



Rozprawa doktorska

mgr inż. Zbyszko Klockiewicz

Tytuł:

**Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawiesznień
pojazdów na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy**

Promotor:

dr hab. inż. Grzegorz Ślaski

Promotor pomocniczy:

dr inż. Mikołaj Spadło

Poznań 2023

Dziękuję dr. hab. inż. Grzegorzowi Ślaskiemu oraz dr. inż. Mikołajowi Spadło za praktycznie bezgraniczną cierpliwość i wsparcie udzielane w pracach nad rozprawą oraz możliwość uczenia się warsztatu naukowego od wybitnych specjalistów w swoich dziedzinach.

Dziękuję Panu Grzegorzowi Wąsowiczowi oraz przedsiębiorstwu GM System z Wrocławia za udostępnienie licencji oprogramowania NX Siemens, które wykorzystano do realizacji prac obliczeniowych oraz symulacyjnych.

Szczególne podziękowania dla moich rodziców, bez których ciężko było czasem znajdować motywację, aby kontynuować prace.

Spis treści

Spis skrótów	5
Streszczenie	6
1 Zawieszenia pojazdów samochodowych – budowa i funkcje	7
1.1 Budowa zawieszonych pojazdów samochodowych.....	7
1.2 Funkcje zawieszonych samochodowych	7
1.2.1 Kinematyka	7
1.2.2 Przenoszenie sił wzdłużnych i poprzecznych.....	8
1.2.3 Przenoszenie sił pionowych pomiędzy nadwoziem a kołem.....	8
1.3 Zawieszenie w dynamice pionowej jako przetwornik wymuszenia kinematycznego	9
1.3.1 Odpowiedzi zawieszenia a ich zadania i kryteria oceny zawieszonych.....	10
1.3.2 Metody badania odpowiedzi zawieszenia	12
2 Ocena stanu wiedzy i cele pracy	15
2.1 Obecny stan wiedzy.....	15
2.2 Problem badawczy.....	19
2.3 Cele pracy	20
2.4 Metodyka realizacji pracy	21
3 Zadania eksperymentalne zakresów odpowiedzi dynamicznych pojazdu na eksploatacyjne wymuszenia drogowe.....	25
3.1 Metodyka pomiarów.....	25
3.2 Wyniki pomiarów.....	26
3.2.1 Przyspieszenia masy resorowanej.....	26
3.2.2 Skumulowana siła w oponie/przyspieszenia masy nieresorowanej	28
3.2.3 Ugięcia zawieszenia.....	29
4 Opracowanie i implementacja programowa generatora wymuszeń kinematycznych na podstawie gęstości widmowej mocy nierówności.....	31
4.1 Podstawy teoretyczne opisu i modelowania wymuszeń kinematycznych	32
4.1.1 Opis profili nierówności dróg.....	32
4.1.2 Podział nierówności.....	32
4.1.3 International Road-roughness Index	34
4.1.4 Norma ISO 8608.....	36
4.1.5 Profil nierówności a wymuszenie kinematyczne.....	37
4.2 Synteza i implementacja metody generowania wymuszenia kinematycznego na podstawie gęstości widmowych mocy nierówności	38
4.3 Modelowanie właściwości filtrujących opony	40
4.3.1 Implementacja modelu filtracji opony	41
4.4 Przeliczenie profilu wysokości nierówności drogi do wymuszenia kinematycznego	44

4.5	Podsumowanie metody generowania wymuszenia kinematycznego na podstawie gęstości widmowej mocy nierówności.....	45
5	Odtwarzanie wymuszeń kinematycznych na podstawie odpowiedzi zawieszenia uzyskiwanych w badaniach drogowych.....	47
5.1	Idea odtwarzania wymuszenia kinematycznego VRPC.....	47
5.2	Weryfikacja działania metody VRPC.....	50
5.2.1	Weryfikacja na sygnałach wyidealizowanych.....	50
5.2.2	Wpływ szumu sygnału przyspieszenia koła na wyniki odtwarzania wymuszenia	57
5.3	VRPC na rzeczywistym obiekcie	60
5.3.1	Wyniki odtworzenia dla przeszkody zdeterminowanej.....	62
5.3.2	Wyniki odtwarzania dla wymuszenia losowego.....	65
5.4	Dyskusja wyników i wybór metody generowania wymuszeń	70
6	Modelowanie pojazdu badawczego	72
6.1	Pojazd badawczy	72
6.2	Podstawy modelowania dynamiki pionowej.....	73
6.3	Podstawowe założenia budowy modelu	74
6.4	Opis modelu wykorzystanego w badaniach.....	76
6.4.1	Modelowanie sztywności elementów sprężystych	78
6.4.2	Modelowanie elementów tłumiących	79
6.4.3	Opracowanie metodyki wyznaczania parametrów tłumienia amortyzatora na podstawie funkcji odpowiedzi częstotliwościowych.....	83
6.4.4	Eksperymentalne wyznaczanie parametrów zawieszenia	94
6.4.5	Porównanie charakterystyk zawieszenia dla modelu liniowego i nieliniowego.....	101
6.5	Model do obliczeń MES	102
7	Kryteria oceny zawieszenia	106
7.1	Komfort.....	106
7.2	Opracowanie i implementacja programowa metodyki oceny komfortu	107
7.3	Bezpieczeństwo	111
7.4	Opracowanie i implementacja programowa metodyki oceny bezpieczeństwa	113
7.5	Zakres ugięć zawieszenia.....	114
7.6	Metodyka oceny zakresu ugięć zawieszenia	114
7.7	Trwałość zmęczeniowa elementów zawieszenia i konstrukcji nośnej.....	117
7.8	Opracowanie i implementacja programowa metodyki oceny wytrzymałości zmęczeniowej	122
8	Badanie wpływu jakościowego i ilościowego warunków eksploatacji i typu modelu pojazdu na wskaźniki oceny zawieszenia	129
8.1	Metodyka i plan badań.....	129
8.2	Wyniki badań symulacyjnych	130

8.2.1	Wskaźnik dyskomfortu	130
8.2.2	Wskaźnik bezpieczeństwa	139
8.2.3	Wskaźnik trwałości zmęczeniowej	142
8.2.4	Ocena zakresu ugięć zawieszenia	149
8.3	Wnioski z eksperymentów	156
9	Podsumowanie	162
	Bibliografia	169
	Załącznik A	174
	Załącznik B	180
	Załącznik C	182

Spis skrótów

CAD – Computer Aided Design

CAE – Computer Aided Engineering

DFT – Discrete Fourier Transform

DLC – Dynamic Load Coefficient

DMC – Dopuszczalna masa całkowita

EL – Exposure Limit

EUSAMA – European Shock Absorber Manufacturers' Association

FDP – Fatigue Decreased Proficiency

FRF – Frequency Response Function

IRI – International Road-Roughness Index

MAX – maksimum

MES – Metoda Elementów skończonych

MIN – minimum

NCHPR – National Cooperative Highway Research Program

PID – Proportional-Integral-Derivative

PSD – Power Spectral Density

RCB – Reduced Comfort Barrier

RMS – Root Mean Square - wartość średniokwadratowa

STD – Standard Deviation - odchylenie standardowe

VRPC – Virtual Remote Parameter Control

Streszczenie

Ogólnym obszarem przedstawionej pracy jest dynamika pojazdów samochodowych, a konkretniej badanie i modelowanie dynamiki pionowej ich zawieszonych. Szczegółową problematyką podjętą w ramach tego obszaru są symulacyjne badania dynamiki zawieszonych z uwzględnieniem rzeczywistych wymuszeń kinematycznych oraz interpretacja ich wpływu, wraz z uwzględnieniem zmienności obciążenia ładunkiem, na istotne kryteria oceny zawieszonych - komfort, bezpieczeństwo jazdy oraz trwałość.

Problem badawczy sformułowano jako poszukiwanie odpowiedzi na pytanie **jaki jest wpływ na główne kryteria oceny zawieszonych zróżnicowanych warunków eksploatacji wyrażających się różnymi typami nawierzchni, prędkościami jazdy oraz obciążeniem ładunkiem i jak można go ocenić metodami symulacyjnymi.**

W celu przeprowadzenia odpowiedniej analizy i ustalenia wspomnianego wpływu opracowano kompleksową metodykę badań symulacyjnych poczynając od opracowania generatora wymuszeń kinematycznych odpowiadających rzeczywistym profilom nierówności, poprzez opracowanie modeli symulacyjnych dynamiki pionowej pojazdu o różnych stopniach złożoności z uwzględnieniem ich nieliniowości i wskazaniem warunków wymagających ich uwzględnienia, kończąc na opracowaniu metodyki analizy wyników symulacji dla oceny zawieszonych pod względem zasadniczych kryteriów jego jakości - kryterium komfortu, bezpieczeństwa, zakresu ugięć zawieszonych i trwałości zmęczeniowej.

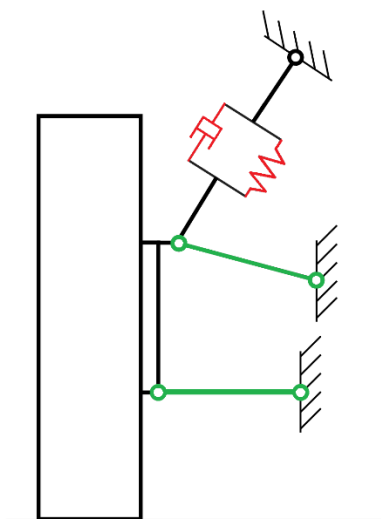
W zakresie interpretacji wyników opracowano autorską metodykę przetwarzania danych do przeprowadzania uproszczonej analizy wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji pojazdu z wykorzystaniem wirtualnego modelu korzystającego z metody elementów skończonych (MES). Analiza jego trwałości zmęczeniowej została przeprowadzona metodą elementów skończonych na podstawie widm obciążeń wygenerowanych w wyniku symulowanego przejazdu po nawierzchni wygenerowanej za pomocą generatora wymuszeń kinematycznych przekształconej przez opracowany model pojazdu. Zaimplementowane w ramach prac metody służące do generowania sygnałów wymuszeń kinematycznych oparto o obecnie znane metody z uwzględnieniem modelu filtracji opony oraz zaproponowano autorską metodę odtwarzania wymuszenia kinematycznego w oparciu o pomiary przyspieszeń masy nieresorowanej.

1 Zawieszenia pojazdów samochodowych – budowa i funkcje

1.1 Budowa zawieszonych pojazdów samochodowych

Układ zawieszenia w pojeździe spełnia dwie podstawowe funkcje – z jednej strony elementy wodzące układu zawieszenia odpowiadają za przenoszenie sił wzdłużnych i poprzecznych działających na koła samochodu oraz zapewnienie odpowiedniej kinematyki ruchu kół, z drugiej strony elementy sprężyste i tłumiące przenoszą siły statyczne i dynamiczne pomiędzy masą resorowaną i nieresorowaną – Rys. 1.1.

W ciągu półtora wieku historii motoryzacji zadania te spełniane były na wiele różnych sposobów, współcześnie jednak przyjęte w zasadniczej większości przypadków jest użycie wahaczy jako elementów wodzących, podczas gdy sprężyna (często śrubowa), rzadziej resor lub miech pneumatyczny, w parze z amortyzatorem teleskopowym odpowiadają za przenoszenie sił powstających w wyniku różnego rodzaju wymuszeń eksploatacyjnych. W niektórych rozwiązaniach (np. w popularnych kolumnach MacPhersona) pojedynczy element spełniać może częściowo obie te funkcje. W dalszej części rozdziału role te zostaną jednak omówione oddzielnie.



Rys. 1.1 Schemat kinematyczny zawieszenia z podwójnym wahaczem poprzecznym, na zielono zaznaczono elementy wodzące, a na czerwono przenoszące siły pionowe

1.2 Funkcje zawieszonych samochodowych

1.2.1 Kinematyka

Elementy wodzące zgodnie z nazwą „wodzą” koło po odpowiednio dobranej trajektorii podczas jego ruchu pionowego względem nadwozia. Inżynierowie dążą do uzyskania właściwej geometrii kontaktu koła z nawierzchnią drogi, która może ulegać zmianom podczas

jego przechylenia względem płaszczyzny prostopadłej do nawierzchni drogi albo podczas samoczynnego jego skrętu wywołanego niezgodnością kinematyczną mechanizmu zwrotniczego oraz wodzącego zawieszenia pojazdu.

1.2.2 Przenoszenie sił wzdłużnych i poprzecznych

Elementy wodzące, poza zadaniem zawartym w ich nazwie tj. prowadzeniem ruchu kół oraz związanych z nimi elementów zawieszenia, muszą także przenosić pomiędzy nadwoziem a kołami siły wzdłużne i poprzeczne jakim poddawany jest pojazd. Oddziaływania te mogą mieć duże wartości, co bywa problematyczne szczególnie w przypadku osi kierowanej, gdzie geometria całego układu ulega ciągłym zmianom. Z tego powodu elementy te nie dość, że muszą zapewniać możliwie optymalną geometrię pod względem zbieżności kół, kątów wyprzedzenia zwrotnicy i innych, to mają to osiągać będąc odpowiednio trwałe i odporne na różnego rodzaju naprężenia gnące, rozciągające i skręcające. Wreszcie wszystko to musi odbywać się dla pewnego ograniczonego zakresu ruchu pionowego koła.

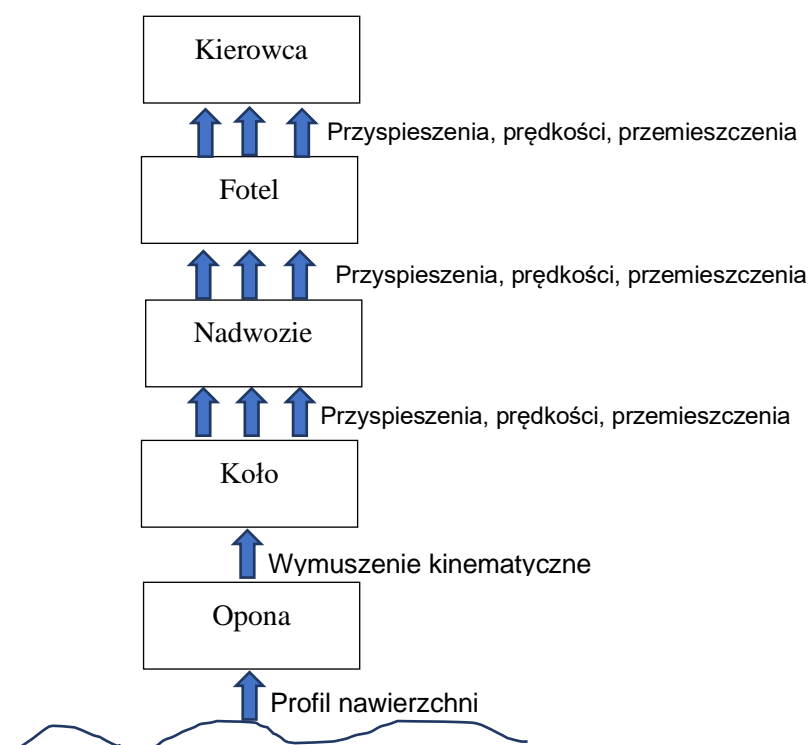
1.2.3 Przenoszenie sił pionowych pomiędzy nadwoziem a kołem

Druga grupa elementów skupia się na przenoszeniu sił pionowych, zarówno statycznych wywołanych ciężarem masy resorowanej pojazdu (jego konstrukcji i ładunku) oraz dynamicznych powstających głównie w wyniku drgań wywoływanych wymuszeniami kinematycznymi pochodzącymi od drogi, ewentualnie siłowymi pochodzącymi od zmian stanów ruchu masy resorowanej w zakresie ruchu wzdłużnego i poprzecznego pojazdu.

W zakresie doboru tych elementów także zachowany musi być kompromis pomiędzy często sprzecznymi kryteriami komfortu i bezpieczeństwa jazdy [1]. Z jednej strony dla zapewnienia maksymalnego komfortu pożądanym jest, aby zawieszenie było odpowiednio „miękkie” – poddawało się wymuszeniom, nie przenosząc ich prawie na nadwozie; z drugiej strony w takim wypadku brak będzie siły reakcyjnej, które „przytrzyma” koło z odpowiednią siłą docisku do nawierzchni, co wpływa bezpośrednio na zdolność hamowania/przyspieszania, jak i zmiany kierunku jazdy. Ponadto, w przypadku elementów siłowych znaczenie ma też aspekt wytrzymałościowy, jako że od wartości generowanych sił, które następnie są przenoszone na nadwozie, zależeć będzie trwałość elementów pojazdu.

1.3 Zawieszenie w dynamice pionowej jako przetwornik wymuszenia kinematycznego

Zawieszenie w pojazdach względem wymuszenia kinematycznego spełnia rolę przetwornika zamieniającego to wymuszenie kinematyczne na funkcję wyjścia w postaci różnych wielkości fizycznych (zmiennych stanu dynamiki zawieszenia), co schematycznie przedstawia Rys. 1.2. Elementy konstrukcyjne zawieszenia posiadają określone cechy fizyczne i geometryczne (np. masa, współczynnik sprężystości czy tłumienia, wzajemne położenie części względem siebie), które decydują o tym jaka będzie odpowiedź układu na pobudzenie danym wymuszeniem.



Rys. 1.2 Schemat pojazdu o kołach ogumionych jako zestawu połączonych przetworników

W teorii sterowania wymuszeniami nazywane są wszelkie oddziaływania zewnętrzne na analizowany układ (Czemplik 2012 [2]). Mówiąc o zwieszonych pojazdów wymuszenia podzielić można na dynamiczne (siłowe) oraz kinematyczne.

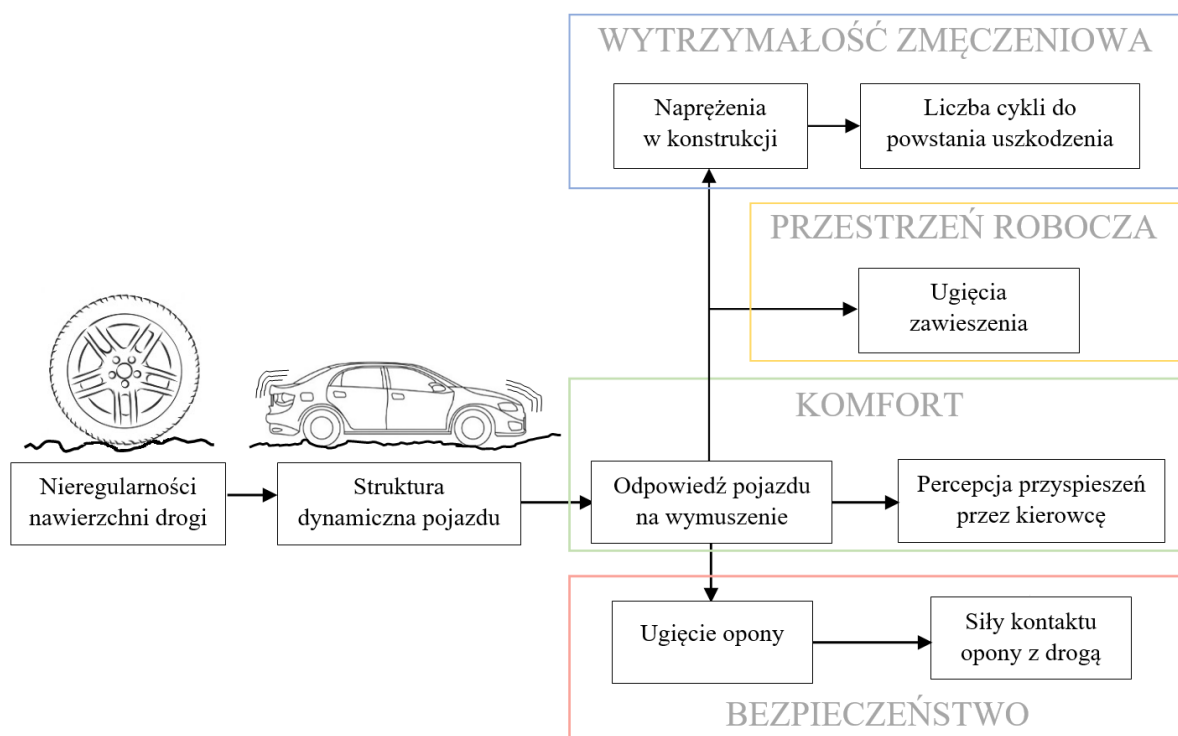
Wymuszeniem w kontekście teorii sterowania nazywane jest oddziaływanie otoczenia na analizowany układ. Termin ten często jest używany w kontekście badania charakterystyk dynamicznych układów sterowania podczas badania relacji pomiędzy wymuszeniem pobudzającym dany obiekt a jego odpowiedzią dynamiczną [2].

W przypadku badania dynamiki zawieszonych wymuszenia pobudzające zawieszenie ze względu na ich charakter dzieli się na siłowe (dynamiczne) oraz kinematyczne. Jeżeli założona

zostanie niezmiennością parametrów rozpatrywanego układu, to dane wymuszenie powodować będzie powstanie zawsze takiego samego skutku nazywanego odpowiedzią dynamiczną. Relacje pomiędzy wielkościami wejściowymi i wyjściowymi do układu mogą zostać opisane z użyciem odpowiednich zależności nazywanych funkcjami przejścia, przyjmujących najczęściej formę rozbudowanych funkcji o parametrach będących wielkościami fizycznymi związanymi z cechami zarówno elementów konstrukcyjnych układu, jak i otoczenia [3].

1.3.1 Odpowiedzi zawieszenia a ich zadania i kryteria oceny zawieszonych

Wyjściami z układu zawieszenia są jego odpowiedzi dynamiczne. Odpowiedzią dynamiczną jest każda wielkość będąca wynikiem przetwarzania danych wejściowych do systemu – Rys. 1.3. Pośród wszystkich możliwych odpowiedzi dynamicznych najważniejsze są te, które definiują zmienne ważne z punktu widzenia funkcjonalnego lub konstrukcyjnego.



Rys. 1.3 Wybrane odpowiedzi dynamiczne pojazdu i wynikające z nich kryteria oceny zawieszonych

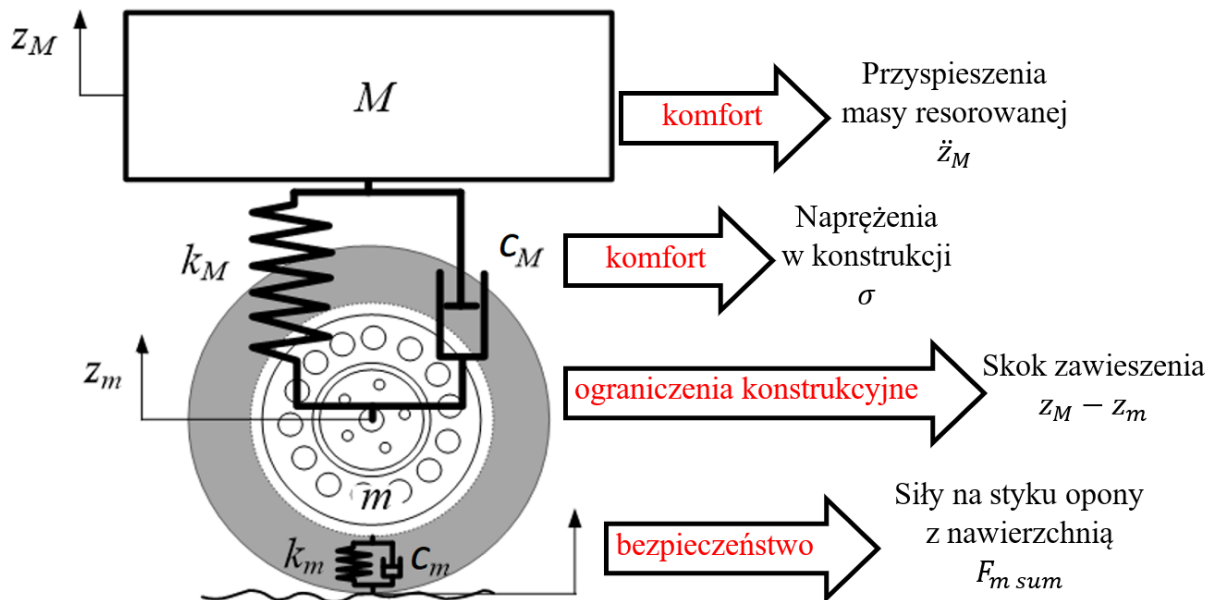
Funkcjonalność zawieszenia określona jest stawianymi przed nim takimi zadaniami jak:

1. zapewnienie odpowiedniego nacisku opon na nawierzchnię przy zachowaniu planowanej geometrii układu,
2. odizolowanie pasażerów od działania zbyt dużych sił masowych,
3. dbanie o ograniczony zakres ugięć zawieszonych,

4. dbanie o ograniczony zakres zmienności sił obciążających konstrukcję nośną i elementy zawieszenia.

Porządkując te wymagania według pewnych obszarów zainteresowań utworzono tzw. kryteria oceny dynamiki zawieszenia, odpowiednio przy okazji je nazywając. Kryteria te wynikają z wcześniej przedstawionych zadań, jakie w zakresie dynamiki pionowej stawiane są przed zawieszeniem. Do oceny spełnienia tych kryteriów najistotniejszymi odpowiedziami dynamicznymi są siły nacisku kół na nawierzchnię - kryterium bezpieczeństwa (Liu i Huston 2011, Siłka 2002 [4], [5]), osiągnięte przyspieszenia masy resorowanej – kryterium komfortu oraz osiągnięte wartości ugięć zawieszenia (istotne ze względów projektowo-konstrukcyjnych). Dla celów oceny wytrzymałości konstrukcji istotne są z kolei wartości sił działających pomiędzy elementami zawieszenia i konstrukcji pojazdu (ewentualnie pobudzające konstrukcję nośną do drgań), szczególnie w miejscach najbardziej narażonych na uszkodzenia o charakterze zmęczeniowym, takie jak np. punkty mocowań elementów zawieszenia. Wynikają one z ugięć elementów sprężystych oraz prędkości ugięć zawieszenia odpowiadających za znaczną część sił działających pomiędzy elementami zawieszenia (Prochowski 2005 [6]).

Odpowiedzi dynamiczne dowolnego układu mogą być wykorzystane do oceny stopnia spełnienia wymagań stawianych danemu układowi w zakresie właściwości dynamicznych – przykłady pokazano na Rys. 1.4.



Rys. 1.4 Przykładowe odpowiedzi układu i ich znaczenie przy projektowaniu i eksploatacji pojazdu

W przypadku zawieszenia stopień realizacji stawianych mu zadań można ocenić analizując wartości wskaźników zbudowanych na podstawie analizy niektórych zmiennych jakimi są dynamiczne odpowiedzi zawieszenia, zmieniające się w zależności od działającego wymuszenia:

1. dla kryterium bezpieczeństwa: na podstawie wyznaczenia nacisku dynamicznego koła na nawierzchnię oblicza się jego wartość minimalną lub względną w stosunku do nacisku statycznego,
2. dla kryterium komfortu: na podstawie wyznaczenia przyspieszeń masy resorowanej oblicza się np. ważoną wartość średniokwadratową przyspieszeń drgań,
3. dla kryterium zakresu ugięć zawieszenia: na podstawie wyznaczenia względnych przemieszczeń koła i nadwozia czyli ugięć zawieszenia wyznacza się np. wartości maksymalne lub ich rozkład statystyczny,
4. dla kryterium trwałość zmęczeniowej: na podstawie naprężeń poszczególnych elementów konstrukcji oblicza się np. skumulowane uszkodzenie.

W zależności od tego, czy dane wymuszenie ma charakter losowy czy dyskretny, analizę odpowiedzi przeprowadza się odpowiednio w dziedzinie częstotliwości bądź czasu.

1.3.2 Metody badania odpowiedzi zawieszenia

Najstarszą, a zarazem dającą najpewniejsze wyniki, metodą badania odpowiedzi systemu zawieszenia na różnego rodzaju wymuszenia są badania eksperymentalne na prawdziwych pojazdach, jednakże ich wadą jest ich wysoki koszt, pracochłonność i stopień skomplikowania. Pojazd musi zostać odpowiednio przygotowany i wyposażony w czujniki badanych wielkości fizycznych, których może być kilkanaście bądź kilkadziesiąt. Nie wszystkie interesujące badaczy wielkości fizyczne da się również łatwo mierzyć. Na wyniki takich badań oddziałują także warunki zewnętrzne, na które często badacze nie mają wpływu, takie jak np. natężenie ruchu drogowego, które wpływa na możliwe do osiągnięcia prędkości w przejazdach. Ponadto, otrzymane w ten sposób dane wymagają zazwyczaj zaawansowanego przetwarzania zanim mogą zostać poddane analizie – konieczne jest ich przefiltrowanie uwzględniające charakterystyki zastosowanych czujników i ich mocowań, usunięcie ewentualnych stałych składowych lub składowych wolnozmiennych. Najistotniejszą jednak wadą jest fakt, że badania takie da się przeprowadzić dopiero po powstaniu obiektu badań, jakim może być projektowany pojazd. W przypadku potrzeby wykonania badań na wczesnym

etapie projektowania pojazdu badania takie da się przeprowadzić tylko z wykorzystaniem modeli wirtualnych w ramach badań symulacyjnych.

1.3.2.1 Badania symulacyjne w badaniu dynamiki zawieszonych

Wymienione wcześniej wady badań rzeczywistych pojazdów powodują, że obecnie coraz częściej badania dynamiki pojazdów prowadzone są za pomocą metod symulacyjnych, zapewniających dużo większą powtarzalność wyników oraz oszczędność kosztów oraz czasu, nie tracąc wiele na użyteczności wyników pod warunkiem zastosowania odpowiednich modeli i warunków brzegowych.

Model symulacyjny dynamiki pionowej zawieszenia, z punktu widzenia matematyki, jest układem równań różniczkowych. Ilość tych równań zależy od zakresu modelowanych zjawisk (tylko drgania pionowe, drgania pionowe i kątowne w jednej lub dwóch płaszczyznach) i wynikającej z tego ilości stopni swobody.

Rozwiązanie tego układu pozwala obliczyć przyspieszenia, prędkości i przemieszczenia poszczególnych mas uwzględnionych w modelu (resorowanej i nieresorowanych). Istnieje wiele sposobów rozwiązywania takich układów równań – obecnie najczęściej wykorzystywane są metody numeryczne.

W przypadku modeli liniowych opisujących pracę zawieszenia możliwe jest zastosowanie transformaty Fouriera [7], która umożliwia zmianę dziedziny analizy danego problemu z czasowej na częstotliwościową. Jest to użyteczne ze względu na fakt, że występujące w codziennej eksploatacji pojazdu drgania mają głównie charakter losowy, a tego typu wymuszenia i odpowiedzi opisywane są właśnie w dziedzinie częstotliwości.

1.3.2.2 Badania eksperymentalne odpowiedzi zawieszonych

W ogólności badania eksperymentalne odpowiedzi zawieszonych podzielić można na dwa rodzaje – badania stanowiskowe i badania ruchowe.

Badania stanowiskowe, jak sama nazwa wskazuje, wykonywane są na specjalnych stanowiskach, co pozwala na łatwe przygotowanie i oprzyrządowanie pojazdu. Wszystkie badania stanowiskowe obarczone są pewnymi uproszczeniami względem rzeczywistego przejazdu pojazdu, z których najczęstszym jest poddawanie drganiom pojazdu z nieobrcającymi się kołami oraz stosowanie uproszczonych wymuszeń kinematycznych – najczęściej w postaci funkcji okresowych.

Najprostsze badania eksperymentalne, realizowane w celach diagnostycznych, wykorzystują urządzenia do testowania amortyzatorów (np. metodą BOGE lub EUSAMA).

W sensie poznawczym badania z tym typem wymuszenia mają jednak oczywiste wady, jak np. idealnie sinusoidalny przebieg wymuszenia czy oddziaływanie jedynie na jedną z osi pojazdu. Powstają także specjalne stanowiska z hydraulicznymi siłownikami dwustronnego działania, które są w stanie wymuszać praktycznie dowolne programowalne wymuszenie. One także obarczone są jednak pewnymi ograniczeniami, jak np. maksymalne przemieszczenie koła przy odpowiednio wysokiej amplitudzie. Niemożliwe jest osiągnięcie dowolnie wysokich częstotliwości dla dużych wymuszeń, gdyż pompa napędzająca siłownik musiałaby być nieopłacalnie duża, aby zapewnić odpowiednio wysoką moc. Ponadto warto zwrócić uwagę, na ograniczenia związane np. z badaniami EUSAMA. W takim badaniu amplituda drgań jest ściśle określona i może nie pokrywać zakresu ruchu występującego w rzeczywistej eksploatacji, co oznacza, że zawieszenie, które spełniło zadane kryteria w takim badaniu, w warunkach rzeczywistych może wykazywać się niewystarczającymi osiągnięciami w dziedzinie komfortu lub bezpieczeństwa.

Drugi rodzaj badań to badania ruchowe, które przeprowadza się na rzeczywistym pojeździe wyposażonym w odpowiedni zestaw czujników. Ilość czujników może być bardzo różna w zależności od tego, co ma zostać zmierzone. Standardowo będą to czujniki przyspieszeń dla poszczególnych kół, czujnik przyspieszeń dla nadwozia i czujniki pomiaru odległości, pozwalające określić ugięcia opon bądź zawieszenia. W niniejszej pracy przeprowadzono tego typu próby na specjalnie przygotowanym pojeździe (opisane w rozdziale 3).

W przypadku realizacji badań eksperymentalnych ocena poszczególnych zmiennych może różnić się pod względem poziomu trudności pozyskania danych pomiarowych. O ile dosyć łatwo zmierzyć przyspieszenia zarówno w badaniach drogowych, jak i stanowiskowych, to już pomiar dynamicznego nacisku pojazdu na nawierzchnię w przypadku badań ruchowych jest bardzo trudny do zrealizowania. Zazwyczaj badacze ograniczają się do pomiaru pośredniego przez określenia przyspieszeń działających na masę nieresorowaną, aby na ich podstawie oszacować przybliżoną wartość siły nacisku.

2 Ocena stanu wiedzy i cele pracy

2.1 Obecny stan wiedzy

Badania dynamiki pionowej pojazdów samochodowych stanowią obecnie rozległą i mocno ugruntowaną gałąź inżynierii mechanicznej. Wraz z rozwojem pojazdów drogowych i ich silników, dzięki którym możliwe było rozwijanie większych prędkości, szybko niemożliwym stało się ignorowanie wpływu systemu zawieszenia nie tylko na komfort, ale także bezpieczeństwo jazdy. Zmieniał się przy tym jednocześnie system produkcji pojazdów – budowanie ich w przypominających manufaktury warsztatach, gdzie każdy pojazd był na swój sposób unikalny, odchodziło powoli do lamusa ustępując miejsca produkcji seryjnej. W takim świecie dobór elementów zawieszenia naturalnie musiał zacząć opierać się na bardziej konkretnych i mierzalnych kryteriach niż intuicja konstruktora. Jedną z takich wczesnych prób usystematyzowania wiedzy dot. zawieszonych pojazdów jest choćby artykuł H.S. Rowella z 1922 r., w którym opisuje on główne zasady, do których należy się stosować, projektując zawieszenie samochodu [8]. Ilość ukazujących się prac badawczych nie była jednak duża, ze względu na nadal rozwijające się technologie pomiarowe oraz konieczność przeprowadzania praktycznie wszystkich badań na rzeczywistych obiektach.

Równocześnie zaczęto rozwijać analityczne metody badania dynamiki a potem, od lat 60., stopniowo rozwijano metody badań symulacyjnych. Prawdziwy rozkwit ich zastosowania przypada na lata 70. i 80. Ten czas to także okres szybkiej popularyzacji modeli zawieszenia ćwiartki pojazdu (ang. *quarter car model*) wykorzystywanych w symulacjach, do którego w wydatny sposób przyczyniły się publikacje m.in. takie jak „Teoria samochodu. Dynamika samochodu” Manfreda Mitschkego [9] czy aktywnych w polskim środowisku naukowym Zbigniewa Lozi [10], Eugeniusza Kamińskiego i Janusza Pokorskiego [11] czy też Leona Prochowskiego i Tadeusza Kasprzyka [12].

Wiele z tych prac skupiało się głównie na analizach dotyczących bezpieczeństwa i komfortu jazdy, rzadko poruszając kwestie wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji. Modele ćwiartkowe nigdy nie przestały być użyteczne i ich wykorzystanie jest obecne także w publikowanych w ostatnich latach artykułach takich autorów polskich, jak Jan Łuczko i Urszula Ferdek z 2019 r. [13] oraz zagranicznych jak Salman Ebrahimi-Nejad z roku 2020 [14]. Tego typu modele z oczywistych względów nie są w stanie oddać wszystkich aspektów dynamiki pojazdu, np. tych związanych z przechyłami poprzecznymi i podłużnymi pojazdu, dlatego praktycznie równolegle z nimi zajmowano się modelami połowy, a nawet całego

pojazdu. Modele połówkowe większą popularność zyskały od połowy lat 80., gdy pojawiło się wiele publikacji wykorzystujących rosnące moce obliczeniowe komputerów do rozwiązywania równań ruchu takich właśnie modeli, np. książki Jamesa Wambolda [15] czy publikacje Williama N. Pattena i współautorów [16]. Wreszcie, kolejnym oczywistym krokiem jeżeli chodzi o rozwój stosowanych modeli pojazdu było rozwinięcie ich do modelu pełnego samochodu z czterema punktami podparcia (np. prace E. Esmailzadeha i F. Fahimiego 1997 [17], S.K. Sharmy i współautorów 2016 [18] lub R. Desai et al. [19]). Należy przy tym pamiętać, że model ten był wykorzystywany równolegle do prostszych modeli ćwiartki i połowy pojazdu, które mimo swoich ograniczeń nadają się nadal do wielu zastosowań.

Stopień odzwierciedlenia złożonej struktury dynamicznej przez model (a co zwykle za tym idzie – także jego skomplikowania) zwiększać można nie tylko poprzez dodawanie kolejnych stopni swobody. Inną drogą jest uwzględnienie nieliniowości charakterystyk elementów zawieszenia. Najczęściej do modelu wprowadzane są nieliniowe modele amortyzatora oraz sprężystości zawieszenia, z powodu ich względnie dużego i często uwidaczniającego się wpływu na wartości sił generowanych w systemie zawieszenia. Uwzględnienie tych nieliniowości w literaturze wprowadził już w drugiej połowie XX w. chociażby A.G. Thompson [20], choć i w ich przypadku prawdziwy rozkwit nastąpił po upowszechnieniu się tanich komputerów o względnie dużej mocy obliczeniowej, pozwalającej na przeprowadzanie symulacji. Obecnie uwzględnienie jakiegoś stopnia nieliniowości modeli symulacyjnych pojazdów stało się niejako normą, zarówno w modelach ćwiartki pojazdu, widzianych u Biniyama Abebe [21] czy w pracach Zdanowicza i Lozi [22], jak i połowy pojazdu (Dorra Ben Hassen 2018 [23]), a nawet całego pojazdu, o czym pisał Faried Hasbullah w 2019 r. [24].

W publikacjach używane były także różne rodzaje wymuszeń, w mniejszym lub większym stopniu oddające rzeczywiste wymuszenia drogowe. Problemy, jakie pojawiają się przy próbach wiernego zasymulowania wymuszeń podczas jazdy zostaną szerzej opisane w kolejnych rozdziałach pracy. Ogólnie można je jednak podzielić na trzy typy:

1. stosowanie wymuszenia zdefiniowanego o konkretnym kształcie możliwym do opisanego za pomocą funkcji matematycznych,
2. próby odtwarzania oddziaływania rzeczywistej nawierzchni na podstawie pomiarów w eksploatacji,
3. generowanie sztucznego wymuszenia, mającego cechy wybranego rodzaju drogi.

Początkowo, ze względu na prostotę otrzymywanych sygnałów wymuszenia, a co za tym idzie także względnie łatwe do osiągnięcia rozwiązanie analityczne, używano głównie różnego rodzaju sygnałów zdeterminowanych, jakie znaleźć można np. w książkach prof. Mitschke [25]. Jednocześnie tego typu wymuszenie ma tę zaletę, że łatwo interpretować jest otrzymywane wyniki – badacze są niejako w stanie „domyślić się”, jak w przybliżeniu powinien wyglądać przebieg odpowiedzi dynamicznych np. dla najazdu na krawężnik bądź wjechania w „dziurę” w drodze (nierówność wklęsłą). Profile wymuszeń generowane na podstawie profili nierówności były trudne do zastosowania, mimo tego że metody jego określenia istnieją od dawna. Problemem w tym przypadku jest przede wszystkim uwzględnienie filtracyjnych własności opony, które z profilu nierówności przekształcają go w wymuszenie kinematyczne. W ostatnich latach artykuły przedstawiające badania wykorzystujące przetworzone zmierzone profile zyskały na popularności, czego przykładem są prace Jozefa Melcera [26], były one także obecne w pracach autora niniejszej rozprawy [27], [28]. Mimo to metody te pozostają mniej popularne niż powstałe wraz z rozwojem metod oceny jakości nawierzchni sposoby generowania wymuszeń na podstawie zadanych parametrów – np. oczekiwanej gęstości widmowej mocy wymuszeń dla poszczególnych długości fali nierówności. Te także zostaną szerzej omówione w rozdziale 0, w tym miejscu należy zaznaczyć, że profile generowano zarówno na podstawie IRI, jak Kropáč i Můčka [29], ale też i późniejszej normy ISO 8608, jak Mitura [3], McGetrick [30] czy ponownie Lozia i Zdanowicz [22]. Wykorzystując tak wygenerowane profile możliwe były analizy wpływu typu nawierzchni na zachowanie się pojazdu. W tym miejscu warto także zwrócić uwagę na inne warunki eksploatacji wpływające na dynamikę pionową pojazdu, którym się przyglądano w publikacjach. Pierwszym, poza profilem nawierzchni, ze zróżnicowanych wpływów eksploatacyjnych o oczywistym wpływie na odpowiedzi zawieszenia jest prędkość jazdy. Zaskakująco mało prac skupia się na badaniu wpływu prędkości na odpowiedzi dynamiczne pojazdu (np. Park, Papagiannakis i Kim [31] lub Můčka, Stein i Tobolka [32]), często poprzestając na analizie przy tylko jednej jej wartości. Jeżeli chodzi o wpływ zmian obciążenia pojazdu na odpowiedzi dynamiczne zawieszenia, to publikacji zajmujących się tym tematem jest jeszcze mniej, choć temat podjęto m.in. w pracowni autora niniejszej rozprawy [33]. Temat obciążenia pojazdu nie jest oczywiście całkowicie pomijany, jednakże publikacje, które można znaleźć zajmujące się tym zagadnieniem zazwyczaj opisują metody estymacji masy pojazdu do dalszego użycia np. w sterowaniu zawieszeniem półaktywnym (np. Dąbrowski [34] czy Boda,

Boada i Zhang [35]) bądź wpływem masy pojazdu na drogę, po której się on porusza (jak w pracach Davida Cebona [36] lub Eleny Kurakiny i Sergieja Evtiukova [37]).

Kolejnym istotnym obszarem wiedzy wymagającym analizy jej stanu jest obszar kryteriów oceny zawieszonych. W zdecydowanej większości przypadków analizowanej literatury ocenie poddawano co najmniej kwestie komfortu jazdy – poczynając od chociaż już wiekowych, to fundamentalnych publikacji prof. Mitschkego [9] aż do czasów dużo bardziej współczesnych prac np. autorstwa Jana Celko i współautorów [38] lub Defenga He i współautorów [39]. Sposobów oceny tego kryterium jest wiele, większość z nich opiera się jednak na pomiarach przyspieszeń masy resorowanej i obliczaniu na ich podstawie wskaźników komfortu (dokładniej opisano to zagadnienie w rozdziale 7.1). Wiele z wymienionych prac zajmowało się także kwestią bezpieczeństwa jazdy z oceną sił na styku opony z nawierzchnią, np. artykuł Patricka McGetricka i współautorów [40], a także przestrzeni roboczej zawieszenia. W wielu badaniach pojawiać się mogą także analizy innych odpowiedzi dynamicznych, jednakże te wymienione stanowią punkt wyjścia do większości rozważań związanych z dynamiką pionową pojazdów samochodowych. Oddzielną kwestią pozostają badania wytrzymałościowe, w tym także wytrzymałości zmęczeniowej, które ze względu na swój przebieg wymagają innego podejścia i innego typu modelu symulacyjnego. Większość dostępnych publikacji skupia się na analizie pojedynczych elementów zawieszenia, takich jak resory piórowe (Loganathan 2020 [41]) czy sprężyny śrubowe (np. prace Darko Pastorcica i współautorów [42]), choć znaleźć można także takie, które podejmują się symulacji całego pojazdu wymuszanego symulowaną drogą, jak choćby artykuł Mohammeda Zehsaza [43]. Warto zaznaczyć jednak, że w takim przypadku stosowany był prosty model liniowy charakterystyk zawieszenia.

Z przeprowadzonego przeglądu literatury wynika, że w obszarze symulacyjnych badań odpowiedzi dynamicznych pojazdów samochodowych na przestrzeni dekad poruszano wiele istotnych tematów dla rozwoju całej branży motoryzacyjnej. W tym czasie badania przeprowadzono na różnych, z upływem lat coraz bardziej skomplikowanych modelach symulacyjnych, przybliżających je do rzeczywistych obiektów; dla wielu różnych typów pojazdów poruszających się po różnych typach dróg (które same symulowane były także z pomocą różnorodnych metod) z różnymi prędkościami. Wszystko to tworzy bardzo rozbudowaną, choć także rozproszoną i niepełną sieć wyników i potwierdza, jak istotna do dziś pozostaje ta tematyka. To, czego jednak brakuje to pewnego usystematyzowanego i bardziej holistycznego spojrzenia na zagadnienia symulacji dynamiki pionowej pojazdów, w którym

uwzględniono by jednocześnie efekty oddziaływania warunków eksploatacji pojazdu (tych mających najbardziej oczywisty wpływ na odpowiedzi dynamiczne pojazdu) oraz typu zastosowanego modelu symulacyjnego dla oceny zarówno komfortu i bezpieczeństwa jazdy, wykorzystania przestrzeni roboczej zawieszenia jak i efektów zmęzeniowych z nim związanych.

2.2 Problem badawczy

W wyniku przeprowadzonej analizy stanu wiedzy stwierdzono, że pomimo, iż istnieje wiele opracowań z zakresu dynamiki pionowej to **brakuje usystematyzowanej wiedzy na temat wpływu różnych warunków eksploatacji (rodzajów wymuszeń kinematycznych - zależnych od profili nierówności i prędkości jazdy oraz wartości statycznego obciążenia ładunkiem) jednocześnie na kryteria komfortu, bezpieczeństwa jazdy oraz trwałości zmęczeniowej konstrukcji pojazdu.**

W celu uzyskania odpowiedzi na przedstawiony problem badawczy postanowiono przeprowadzić badania symulacyjne przy wsparciu się także badaniami eksperymentalnymi. W trakcie przygotowywania warsztatu badawczego w postaci modeli dynamiki pojazdu, modeli wymuszeń oraz metod oceny uzyskiwanych odpowiedzi dynamicznych zawieszenia natrafiono na kolejne luki w wiedzy, tworzące problem badawczy w zakresie metodyki badań.

- Stwierdzono m. in., że pomimo, że autorzy niektórych publikacji stosują modele nieliniowe dynamiki pionowej zawieszenia to **brak jest jednoznacznych wskazań kiedy ich stosowanie jest uzasadnione i jaki ma jakościowy i ilościowy wpływ na wartości wskaźników oceny pracy zawieszenia.**
- Zauważono także **brak jednoznacznego wskazania w jaki sposób uwzględniać rzeczywiste eksploatacyjne wymuszenia kinematyczne w realizowanych badaniach symulacyjnych dynamiki pionowej zawieszenia.** Zidentyfikowany problem badawczy determinuje, że sposób modelowania wymuszeń kinematycznych odzwierciedlających rzeczywiste warunki eksploatacji nie jest w wielu pracach ujęty kompleksowo i często inżynierowie zajmujący się tym zagadnieniem mają trudności z opracowaniem dla badań symulacyjnych odpowiednich wymuszeń kinematycznych.
- Ocena dynamiki zawieszonych jest często cząstkowa i bywa pobieżna - **kompleksowa ocena wymaga uporządkowania wiedzy w obszarze wszystkich istotnych kryteriów jednocześnie.**

- Brakuje **jednoznacznych wytycznych, w jaki sposób za pomocą liniowych współczynników tłumienia modelować rzeczywistą nieliniową charakterystykę amortyzatorów.**

Rozwiązanie przedstawionych problemów badawczych pozwoli zaproponowanie kompleksowej metodyki prowadzenia symulacji i interpretacji wyników z uwzględnieniem obszarów wiedzy dotyczących pomiarów nierówności dróg oraz zagadnień wpływu drgań na człowieka oraz na konstrukcję pojazdu. Powodzenie tego zadania pozwoli na stworzenie wytycznych do stosowania w symulacjach towarzyszących procesowi projektowania charakterystyk zawieszonych samochodowych z uwzględnieniem wpływu planowanych warunków eksploatacji.

2.3 Cele pracy

Zidentyfikowany główny problem badawczy zdeterminował główny cel pracy, którym było **określenie jakościowego i ilościowego wpływu warunków eksploatacji pojazdu na wskaźniki komfortu, bezpieczeństwa i trwałości na wstępnych etapach procesu jego projektowania z uwzględnieniem rodzaju zastosowanego modelu pojazdu.**

Powyższy cel główny pracy wymagał realizacji celów szczegółowych merytorycznych i metodycznych.

Szczegółowymi celami merytorycznymi było:

1. opracowanie metodyki budowy liniowych i nieliniowych modeli zawieszenia pojazdu wraz z metodyką definiowania parametrów tych modeli (w tym odwzorowywania nieliniowej charakterystyki amortyzatorów) i zasadami doboru typu modelu do analizowanego zakresu warunków eksploatacji,
2. opracowanie lub adaptacja metodyki badań profili nierówności dróg i ich opisu pozwalającego na generowanie wymuszeń kinematycznych dla badań symulacyjnych, odzwierciedlających odpowiedzi dynamiczne uzyskiwane w pomiarach eksperymentalnych,
3. opracowanie szczegółowej metodyki oceny i interpretacji uzyskiwanych odpowiedzi dynamicznych w celu oceny komfortu i bezpieczeństwa jazdy oraz trwałości zmęczeniowej metodami symulacyjnymi (w tym analizy MES).

Cele merytoryczne zrealizowano po wcześniejszym osiągnięciu celów metodycznych:

1. opracowaniu i implementacji programowej generatora wymuszeń kinematycznych o parametrach symulujących analizowane warunki drogowe, ze szczególnym uwzględnieniem możliwości odtwarzania wymuszenia dającego odpowiedzi dynamiczne jak dla wcześniej zarejestrowanych przejazdów drogowych oraz dobór metody filtracji nierówności przez oponę i uwzględnienie tej filtracji przy generowaniu sygnału wymuszenia,
2. opracowanie modeli liniowych i nieliniowych pojazdu, z uwzględnieniem histerezy i tarcia wewnętrznego amortyzatora, a także modelu do obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej,
3. opracowanie i wybór metody doboru charakterystyk elementów w modelu symulacyjnym pozwalającej osiągnąć dobry poziom odtworzenia odpowiedzi dynamicznych pojazdu.

2.4 Metodyka realizacji pracy

Realizację pracy rozpoczęto od eksperymentalnego zbadania spodziewanych wartości odpowiedzi dynamicznych, które odpowiadają za komfort i bezpieczeństwo jazdy. W tym celu przeprowadzono szereg przejazdów badawczych na kilku różnych rodzajach nawierzchni odpowiednio oczyjnikowanym samochodem osobowym, podczas których rejestrowano przyspieszenia mas resorowanej i nieresorowanej oraz ugięcia zawieszenia. Do obróbki wyników opracowano skrypty w programie Matlab, obliczające najważniejsze wskaźniki statystyczne oraz dystrybuanty mierzonych zmiennych, które to skrypty wykorzystywano także na dalszych etapach pracy.

Następnie rozpoczęto prace zmierzające do realizacji celów metodycznych:

1. opracowanie i implementację programowej w środowisku Matlab/Simulink generatora wymuszeń kinematycznych,
2. opracowanie modeli liniowych i nieliniowych wielobryłowych dynamiki pionowej pojazdu wraz z ich implementacją programową w środowisku Matlab/Simulink, z uwzględnieniem modelu filtracji opony oraz histerezy i tarcia wewnętrznego amortyzatora,
3. opracowanie modelu CAD i MES pojazdu przyjętego do obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej.

W zakresie celu 1 – realizacji programowej generatora wymuszeń kinematycznych zrealizowano prace w dwóch obszarach:

- a) dokonano opracowania na podstawie istniejącej wiedzy modułu generowania wymuszenia kinematycznego, łącząc metody generowania przebiegu przestrzennego nierówności drogi na podstawie znanej gęstości widmowej nierówności z uwzględnieniem prędkości jazdy i własności filtracyjnych opony wraz z jego implementacją programową w środowisku Matlab/Simulink,
- b) opracowano metodę odtwarzania wymuszenia kinematycznego na podstawie mierzonych w badaniach eksperymentalnych wartości przyspieszeń masy nieresorowanej, którą następnie poddano badaniom symulacyjnym z wyidealizowanym modelem sygnałów pomiarowych oraz z uwzględnieniem zakłóceń pomiarów, a następnie zweryfikowano dla rzeczywistych danych pomiarowych z badań obiektu badawczego jakim była przyczepa jednoosiowa.

Zaimplementowane zostały dwa warianty budowania wymuszenia kinematycznego – generowanie go na podstawie zadanych parametrów odpowiadających danej klasie drogi oraz odtwarzanie go na podstawie zarejestrowanych w badaniach przyspieszeń masy nieresorowanej. Metody te porównano, ostatecznie decydując się na wybór pierwszej z nich do dalszych symulacji. Żeby metodę tę można było zastosować, konieczne było skonstruowanie odpowiedniego modelu opony, który zamieniłby generowany profil nawierzchni w wymuszenie kinematyczne. W Matlabie/Simulinku zaimplementowano model filtracji opony zwany modelem stałego śladu.

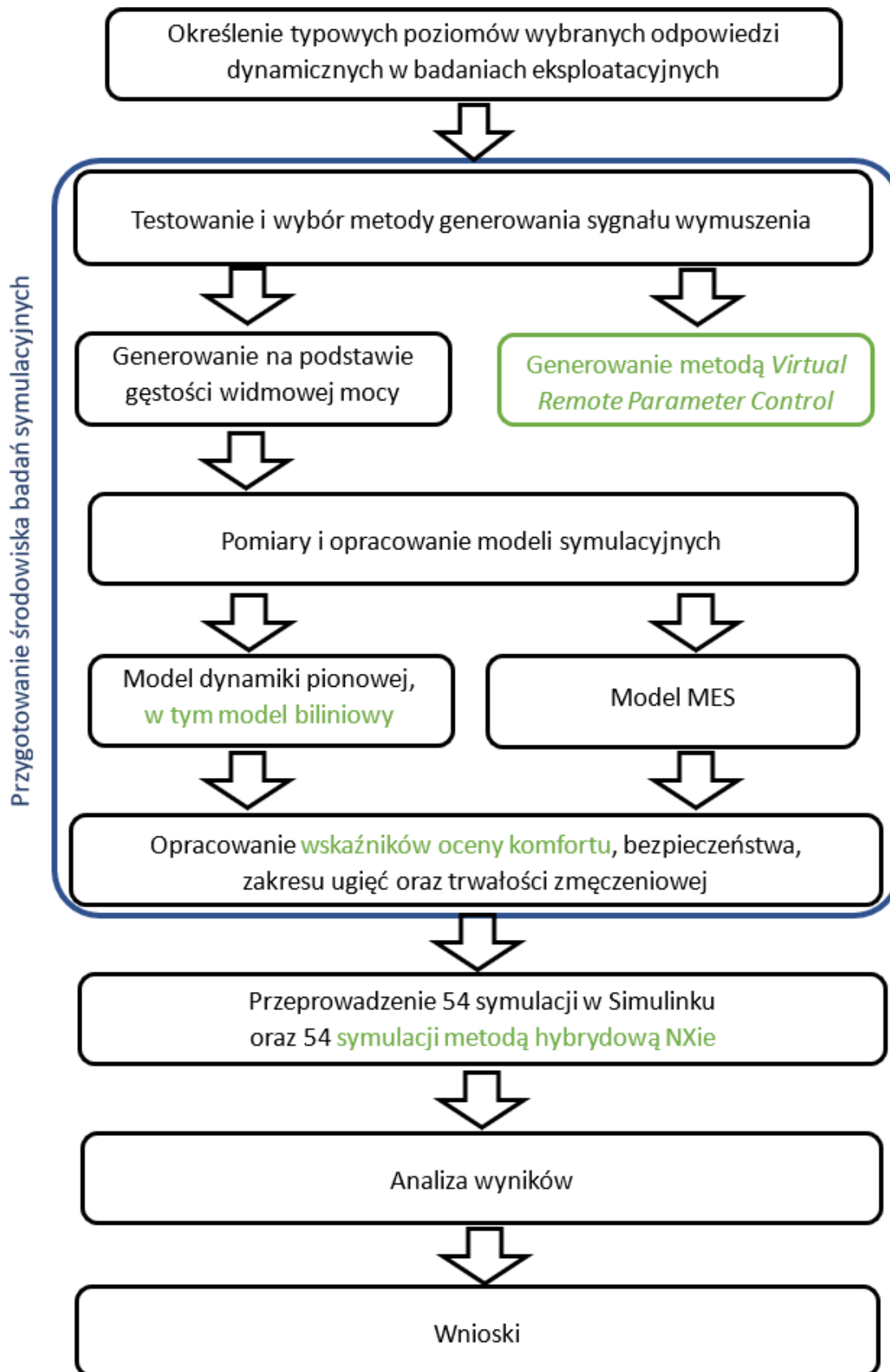
Budowa modelu dynamiki pojazdu przebiegała wieloetapowo, poczynając od budowy najprostszych liniowych modeli jednomasowych. Modele te konstruowano w Simulinku, stopniowo zwiększając stopień ich skomplikowania – dodając kolejne stopnie swobody (rozwinięcie do modelu ćwiartki, a także połowy pojazdu), jak i rozszerzając model o nieliniowości związane z charakterystykami elementów zawieszenia. Szczególną uwagę poświęcono modelowi amortyzatora, którego zaawansowana wersja z uwzględnieniem tarcia wewnętrznego oraz histerezy została zaadoptowana i zmodyfikowana tak, by odpowiadała parametrom elementu tłumiącego wybranego pojazdu badawczego. Jako pojazd badawczy wybrana została przyczepka wyposażona w niezależne zawieszenie z dwoma wahaczami wleczonymi. Wybór podyktowany był tym, że taki pojazd najbliżej odpowiadać będzie modelowi ćwiartki pojazdu. Chęć uniknięcia użycia modelu połowy pojazdu wynikała głównie z trudności przy określaniu momentów bezwładności, które są konieczne aby wyniki symulacji i testów drogowych miały mieć choćby szansę dawać zbliżone do siebie wyniki.

Poza modelem dynamiki potrzebny był także model do obliczeń wytrzymałościowych. W tym celu wykonano pomiary wymiarów geometrycznych przyczepki, a następnie w oprogramowaniu Siemens NX zbudowano modele CAD poszczególnych jej części. Następnie wykonano złożenie poszczególnych elementów, modelując odpowiednie typy połączeń między częściami modelu i osiatkowano powstały model. Ustalono także, jakie utwierdzenia oraz miejsca wymuszeń oddadzą prawidłowo warunki eksploatacji.

Ostatnim etapem przygotowawczym było ustalenie wskaźników, za pomocą których ocenić można było stopień spełnienia kryteriów komfortu, bezpieczeństwa i trwałości zmęczeniowej. Mając je przygotowane, zdecydowano o ostatecznym kształcie macierzy badań, która zawierała trzy różne klasy nawierzchni z trzema prędkościami dla każdej z nich oraz trzema obciążeniami statycznymi pojazdu. Ponadto wszystkie symulacje wykonano dla wariantu liniowego jak i nieliniowego modelu. Przeprowadzono symulacje w Simulinku, na podstawie wyników których obliczono wskaźniki dyskomfortu (z przyspieszeń masy resorowanej) i bezpieczeństwa (na podstawie sumarycznej siły na styku opony z nawierzchnią), ponadto przemieszczenia otrzymane w tych symulacjach posłużyły dalej jako wejścia do symulacji wytrzymałościowej. Otrzymane przebiegi naprężeń użyto do estymacji wytrzymałości zmęczeniowej metodą Palmgren-Minera. Dokonano także oceny zakresów ugięć zawieszenia dla różnych warunków eksploatacji.

Otrzymane wyniki zebrano w tabele i wykresy, na podstawie których możliwe było określenie wpływu poszczególnych warunków eksploatacji na odpowiedzi dynamiczne pojazdu. Powstałą wiedzę zsyntetyzowano do wytycznych, które pomóc mają inżynierom projektującym układy zawieszenia w dobraniu warunków symulacji jak i rodzaju zastosowanego modelu tak, by wyniki były satysfakcjonujące bez przesadnego komplikowania modelu i wydłużania czasu potrzebnego do przeprowadzenia symulacji.

Pełen schemat przedstawiono na Rys. 2.1.



Rys. 2.1 Schemat działań w pracy koniecznych do osiągnięcia postawionych celów, kolorem zielonym oznaczono elementy autorskie w pracy

3 Zadania eksperymentalne zakresów odpowiedzi dynamicznych pojazdu na eksploatacyjne wymuszenia drogowe

W toku prac nad rozprawą dokonano szeregu pomiarów poziomów odpowiedzi dynamicznych, które pozwoliły na ustalenie, jakich ich wartości można się spodziewać przy jeździe po określonych rodzajach dróg. Zmierzone zostały przyspieszenia masy resorowanej, przyspieszenia masy nieresorowanej i ugięcia zawieszenia. Przyspieszenia masy nieresorowanej potraktowano jako wskaźnik bezpieczeństwa, ze względu na istotne trudności w pomiarze wartości sił między oponą a nawierzchnią w warunkach drogowych, dla toczącego się koła [44], [45]. Zarejestrowano przejazdy po trzech rodzajach nawierzchni – po autostradzie, drodze szybkiego ruchu i drodze brukowanej (tzw. „kocich łbach”).

3.1 Metodyka pomiarów

Pojazdem użytym podczas testów był samochód osobowy Opel Astra III Kombi (Rys. 3.1). Został on wybrany, aby reprezentować popularną grupę samochodów osobowych segmentu C (kompaktowych), o właściwościach dynamicznych podobnych do modeli takich jak Volkswagen Golf czy Renault Megané.



Rys. 3.1 Używany w badaniach eksploatacyjnych pojazd badawczy. Po lewej stronie widać czujniki laserowe używane do pomiaru metodą dynamiczną

W samochodzie zamontowano akcelerometry mierzące przyspieszenie masy nieresorowanej na wszystkich kołach w pobliżu ich osi, a także nad każdym kołem z osobna, które mierzące przyspieszenie masy resorowanej. Dodatkowy czujnik przyspieszenia został zamontowany w środku masy samochodu, rejestrując przyspieszenia we wszystkich trzech kierunkach. Za pomocą czujnika odległości rejestrowano ugięcie zawieszenia każdego koła.

W celu uzyskania prędkości ugięcia zawieszenia obliczono ją różnicując zmierzone wartości ugięcia zawieszenia.

Pojazd podczas testów przewoził dwóch pasażerów – kierowcę i osobę prowadzącą proces pozyskiwania danych. Inną znaczącą wagą dodaną do pojazdu był zestaw akumulatorów z pojazdu ciężarowego, który niezależnie od akumulatora pojazdu zasilają komputer i dołączone do niego czujniki. Akumulatory zamontowano w bagażniku pojazdu, obciążając tylną oś. Przybliżona waga obu pasażerów wynosiła 80 kg, akumulatory ważyły około 40 kg, natomiast masa samego pojazdu wynosiła 1400 kg.

3.2 Wyniki pomiarów

Tak jak wszystkie kolejne opisane odpowiedzi dynamiczne, przyspieszenia masy resorowanej zależą od nawierzchni, po jakiej porusza się pojazd, prędkości z jaką się porusza oraz ładunku. Z tego względu oczekiwane poziomy przyspieszeń mogą być bardzo zróżnicowane dla tego samego pojazdu eksploatowanego w różnych warunkach. Istnieją jednak pewne statystycznie przewidywalne warunki eksploatacji, wynikające częściowo z przepisów ruchu drogowego, ograniczających maksymalne dozwolone prędkości jazdy, a częściowo ze statystycznego udziału pojazdów określonych typów w całym zbiorze pojazdów dopuszczonych do ruchu.

3.2.1 Przyspieszenia masy resorowanej

Wyniki pomiarów przyspieszeń masy resorowanej przedstawiono dla:

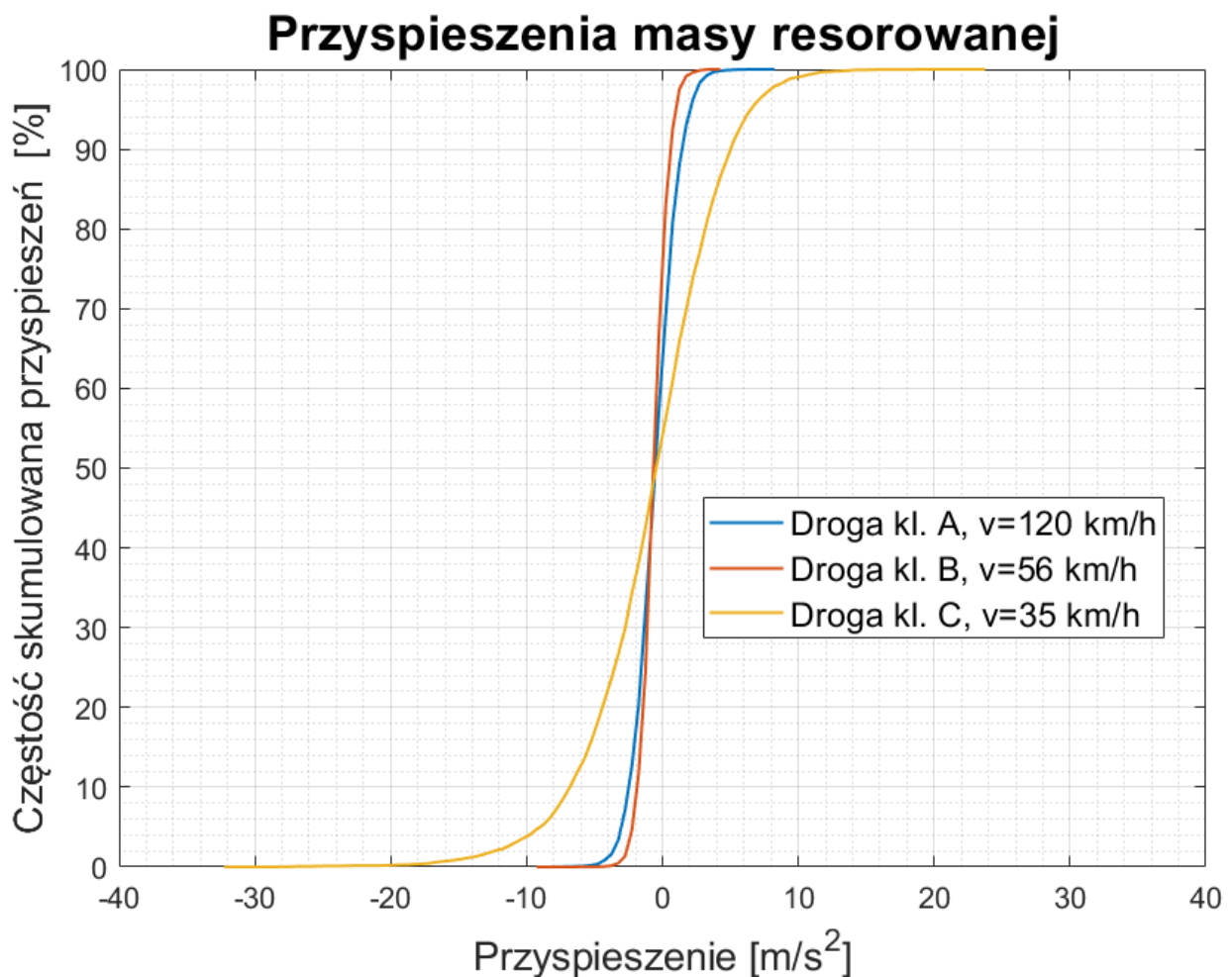
- autostrady - drogi porównywalnej z drogą klasy A wg normy ISO 8608 przy średniej prędkości jazdy ok 120 km/h;
- drogi miejskiej średniej jakości, odpowiadającej mniej więcej drodze klasy B, przy średniej prędkości jazdy ok. 50÷56 km/h
- oraz jazdy po bruku (tzw. „kocich łbach”) porównywalnym z drogą klasy C, przy prędkości jazdy ok. 35 km/h.

Drogi, dla których dokonywano pomiarów pokazano na Rys. 3.2.



Rys. 3.2 Screenshoty z Google Maps poglądowo pokazujące typy nawierzchni, na których dokonywano pomiarów: a) droga kl. A; b) droga klasy B; c) droga klasy C

Wyniki zakresów zmierzonych przyspieszeń masy resorowanej, po opracowaniu statystycznym w formie dystrybuanty, dla różnych nawierzchni przedstawiono na rysunku Rys. 3.3.



Rys. 3.3 Porównanie przyspieszeń masy resorowanej dla różnych rodzajów nawierzchni w eksploatacji drogowej

Największe przyspieszenia zarejestrowano podczas jazdy po brukowanej drodze. Ich maksymalne wartości przekraczają ± 30 m/s², ale 90% z nich mieści się w przedziale

+7/-9 m/s². Dla przejazdów drogą miejską przyspieszenia masy resorowanej nie przekraczały maksymalnie +4/-10 m/s², a 90% zmierzonych wartości mieściło się w przedziale +1/-2 m/s²

Dla przejazdów autostradą z ponad dwukrotnie większą prędkością niż w przypadku drogi miejskiej, przyspieszenia masy resorowanej nie przekraczały maksymalnie ± 8 m/s², a 90% zmierzonych wartości mieściło się w przedziale +2,5/-3 m/s². Wyniki sugerują, że wygodniej jest podróżować po zwykłej drodze asfaltowej niż po autostradzie – należy jednak wziąć pod uwagę znacznie większą prędkość, z jaką porusza się samochód, jako że różnica w komforcie między tymi dwoma nawierzchniami jest praktycznie niezauważalna dla pasażerów. Dla komfortu najważniejsze są przyspieszenia większe niż 1 g, (czyli większe niż około 10 m/s²). Przyspieszenia takie nie występują podczas jazdy po drogach asfaltowych, natomiast mogą pojawić się na kostce brukowej – jak widać z wykresu tylko ok. 95% wszystkich zarejestrowanych przyspieszeń ma wartość niższą niż ± 10 m/s².

3.2.2 Skumulowana siła w oponie/przyspieszenia masy nieresorowanej

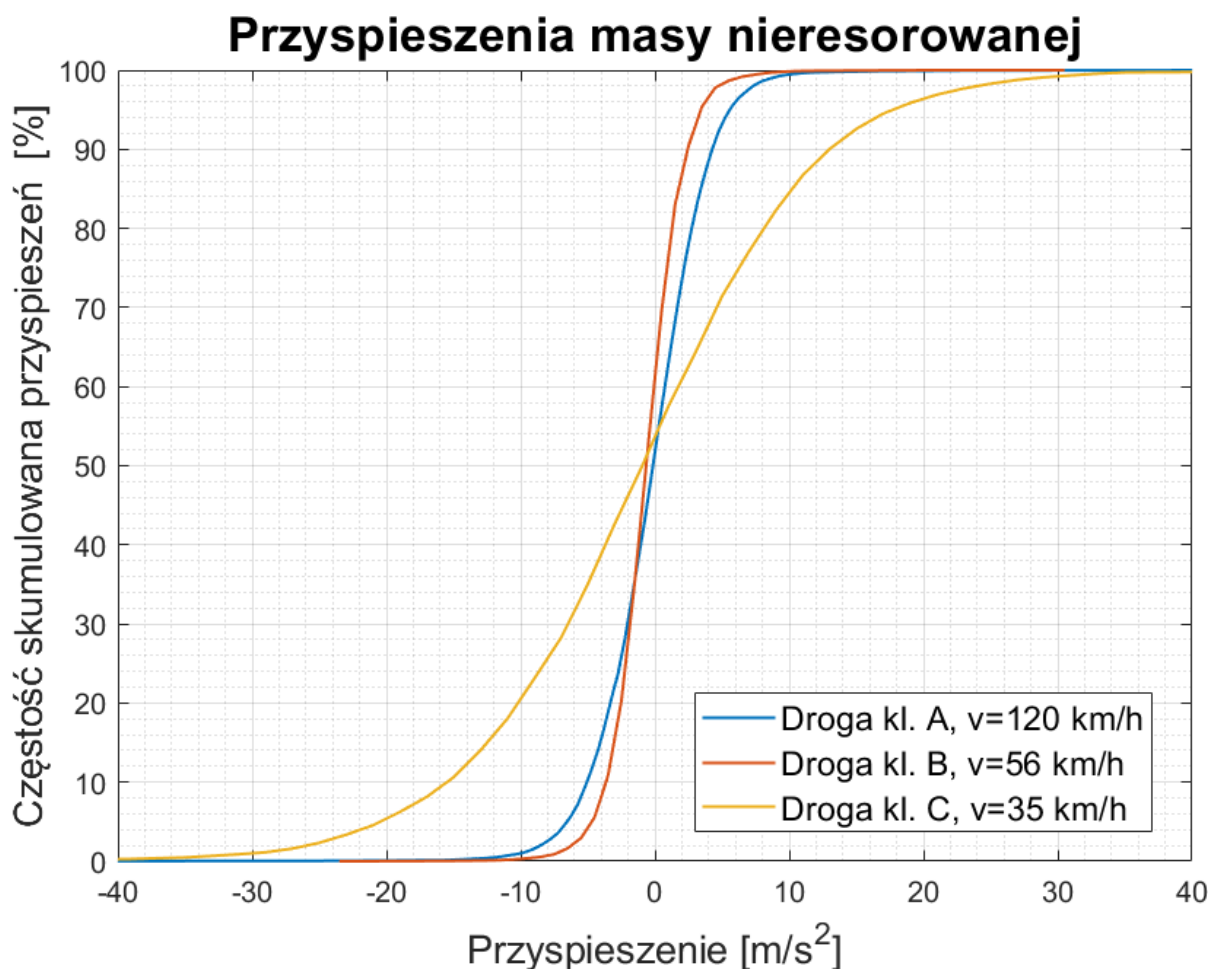
Pomiar sił na styku opony z nawierzchnią jest problemem właściwie od samego początku historii badań dynamiki pojazdu. Jest to spowodowane tym, że miejsce pomiaru zmienia się cyklicznie wraz z obrotem koła. Istnieją sposoby na dokonanie takich pomiarów i było to już robione (np. Cesbron w 2009 [46]), jednakże w większości publikacji badacze ograniczają się do estymacji poziomów tych sił na podstawie innych odpowiedzi dynamicznych – patrz: Wang, Nagayama i Su [47], w szczególności szacują je na podstawie pomiaru przyspieszeń masy nieresorowanej. Jest to o tyle logiczne, że obie te odpowiedzi dynamiczne są dość blisko powiązane i w przybliżeniu można uznać, że są do siebie wprost proporcjonalne, zgodnie ze wzorem:

$$F_{wyp} = ma \quad 1$$

Znając wartość masy nieresorowanej m oraz przebieg jej przyspieszeń możemy starać się przybliżyć osiągnięte poziomy sił na styku opony z nawierzchnią, nawet jeżeli zastosowane podejście stanowi pewne uproszczenie.

Jak widać na Rys. 3.4, zarejestrowane przyspieszenia masy nieresorowanej osiągnęły najwyższe wartości dla drogi z kostki brukowej. Wyniki dla przejazdów autostradą i miejską drogą asfaltową są do siebie dość podobne, jednak większy udział przyspieszeń przekraczających wartość ± 10 m/s² odnotowano dla autostrady. 98% przyspieszeń autostradowych osiąga wartości niższe niż ± 10 m/s², natomiast dla drogi asfaltowej to samo uzyskano dla 99,8% przyspieszeń. Mogło to być spowodowane dwukrotnie niższą osiąganą na

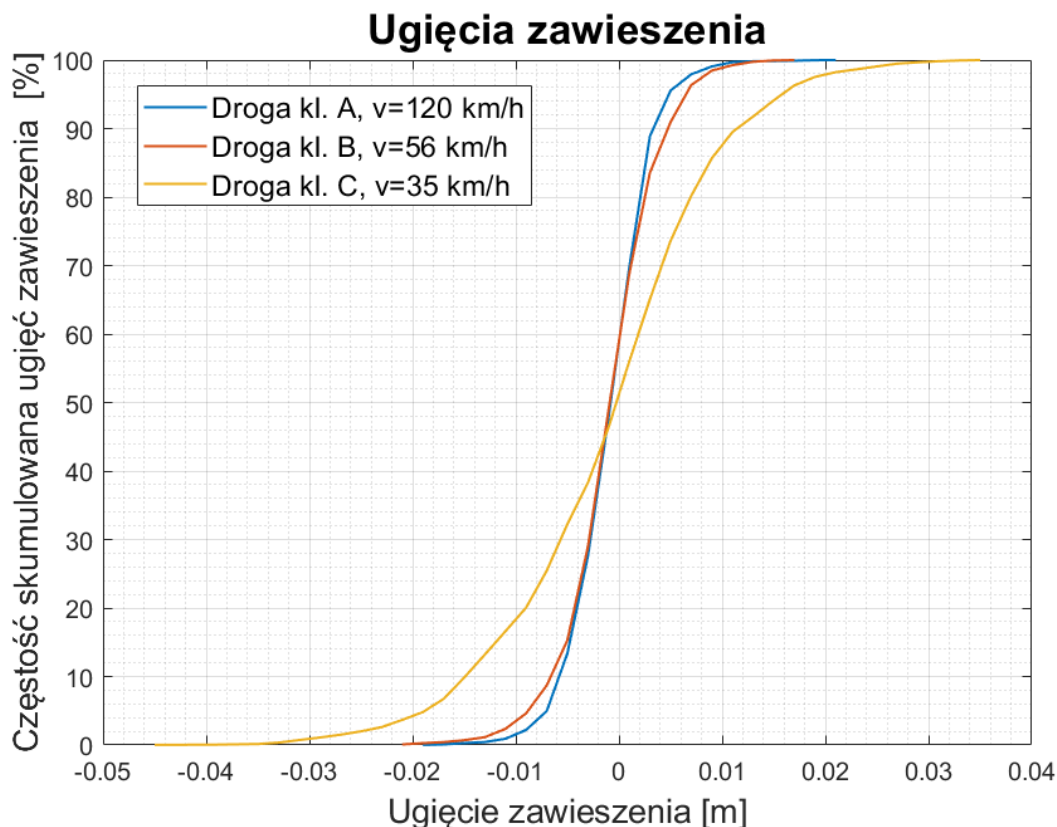
drodze miejskiej prędkością wynikającą z przepisów ruchu drogowego w połączeniu z faktem, że przedmiotowa droga była dość dobrej jakości – można by powiedzieć, że wartości gęstości widmowych mocy jej wymuszeń, choć dalej mieszczące się w klasie B, przyjmowały wartości bliższe granicy z klasą A niż klasą C. Na drodze brukowanej przyspieszenia z zakresu $\pm 10 \text{ m/s}^2$ stanowią zaledwie 60% wszystkich zarejestrowanych wyników, więc wahania sił doświadczane podczas jazdy na takiej nawierzchni są niewątpliwie większe.



Rys. 3.4 Porównanie przyspieszeń masy resorowanej dla różnych rodzajów nawierzchni w eksploatacji drogowej

3.2.3 Ugięcia zawieszenia

Pomiar ugięć zawieszenia w pojeździe badawczym zrealizowano z wykorzystaniem linkowych czujników przemieszczeń. Zmierzone wartości ugięć dotyczą pojazdu o konkretnych parametrach zawieszenia i mogą różnić się pomiędzy pojazdami o różnej konstrukcji z różnie dobranymi parametrami zawieszenia.



Rys. 3.5 Porównanie ugięć zawieszona dla różnych rodzajów nawierzchni w eksploatacji drogowej

Rys. 3.5 przedstawia przebiegi ugięć zawieszona dla przejazdu autostradą, drogą miejską i drogą brukowaną. Ugięcia uzyskane na drodze asfaltowej i autostradzie są prawie identyczne. Istotnie wyróżnia się droga brukowana, ze znacznie większym rozrzutem wartości – 90% wszystkich wyników dla autostrady i miejskiej drogi asfaltowej mieści się w przedziale +5/-7 mm, podczas gdy 90% wszystkich wyników dla bruku zawiera się w przedziale +16/-19 mm.

4 Opracowanie i implementacja programowa generatora wymuszeń kinematycznych na podstawie gęstości widmowej mocy nierówności

Badania dynamiki pionowej zawieszonych można prowadzić dla różnych typów wymuszeń – zarówno siłowych jak i kinematycznych. Pierwsze - wymuszenia siłowe - dotyczą sytuacji w których pojawiają się siły masowe pochodzące od masy resorowanej poddawanej zmianom w obszarze dynamiki wzdłużnej (hamowanie, przyspieszanie) lub poprzecznej (zmiana kierunku ruchu, jazda po łuku). Drugie – wymuszenia kinematyczne – towarzyszą każdemu przejazdowi pojazdu po drogach co jest wynikiem ich niedoskonałości w zakresie płaskości nawierzchni.

W badaniach stanowiskowych lub symulacyjnych, których celem jest ustalenie funkcji wzmocnienia (przenoszenia) zawieszenia dla poszczególnych wskaźników oceny zawieszenia, wykorzystywane mogą być wymuszenia kinematyczne o charakterze sinusoidalnym bądź impulsowym. Nadają się do tego dobrze z racji łatwości ich generowania oraz, dla tych pierwszych, możliwości sprawdzenia zachowania układu dla różnych częstotliwości. W ocenie dynamiki zawieszenia takie wymuszenia różnią się jednak istotnie od wymuszeń występujących w rzeczywistej eksploatacji drogowej. Aby móc wnioskować o wpływie warunków eksploatacji na kryteria oceny zawieszenia, konieczne jest stosowanie wymuszeń odpowiadających wymuszeniom drogowym. Jest to możliwe np. poprzez wykorzystanie metod iteracyjnego odtwarzania wymuszeń kinematycznych na elektrohydraulicznych wzbudnikach drgań.

W przypadku symulacyjnego badania wpływu wymuszeń eksploatacyjnych na wskaźniki dyskomfortu, bezpieczeństwa i trwałości również konieczne jest symulowanie rzeczywistych wymuszeń eksploatacyjnych. Oznacza to, że poza modelowaniem struktury mechanicznej odpowiedzialnej za dynamikę pionową zawieszenia, konieczne jest również matematyczne modelowanie eksploatacyjnych wymuszeń kinematycznych, które zależą od profili nierówności nawierzchni, prędkości jazdy oraz własności filtrujących opony.

W ramach niniejszej pracy w tym zakresie dokonano:

- implementacji programistycznej istniejących metod opisu nierówności nawierzchni dróg,
- implementacji programistycznej istniejącego modelu właściwości filtrujących opon,

- przeprowadzenia prac badawczych i zaproponowania autorskiej metody odtwarzania wymuszeń kinematycznych na podstawie rejestrowanych odpowiedzi dynamicznych z rzeczywistych przejazdów drogowych wraz z implementacją programistyczną.

4.1 Podstawy teoretyczne opisu i modelowania wymuszeń kinematycznych

4.1.1 Opis profili nierówności dróg

Przejazd koła po nierównościach nawierzchni powoduje wygenerowanie wymuszenia kinematycznego ze względu na fakt, że pojazd porusza się po nawierzchni o określonym profilu podłużnym, do którego dostosować się musi toczące się koło. Profilem podłużnym nazywamy geometryczny zarys nawierzchni wzdłuż osi drogi, który po uwzględnieniu prędkości ruchu wzdłużnego samochodu oraz własności filtracyjnych opony przekształca się w wymuszenie kinematyczne.

W rzeczywistych warunkach pojedyncza droga czy pas ruchu składa się z praktycznie nieskończonej liczby profili podłużnych – w zależności od miejsca pomiaru otrzymane wyniki będą się od siebie różnić. Pod względem statystycznym poszczególne profile na danej drodze powinny być jednak zbliżone – co potwierdzają liczne przeprowadzane badania, jak te wykonane przez Micheala Sayersa i jego zespół już w latach 90.[48]. Dzięki temu, poza sytuacjami, gdzie wyraźnie wskazane jest zbadanie więcej niż jednego profilu wzdłużnego (np. w przypadku drogi z koleinami), za wystarczające do uzyskania informacji nt. danego odcinka drogi uznaje się pobranie pojedynczego, ew. dwóch profili, by mieć informacje o wymuszeniu pod lewą i prawą stroną pojazdu.

4.1.2 Podział nierówności

Ze względu na długość fali nierówności można dokonać podziału na następujące kategorie [25]:

- **makroprofil** wynika z usytuowania pionowego i poziomego dróg oraz ich dopasowania do geografii terenu. Cechuje się bardzo dużymi długościami fal, zazwyczaj przekraczającymi kilometr. Nie ma dużego bezpośredniego wpływu na osiągnięte przez pojazd drgania, może jednak przyczynić się do osiągnięcia przez pojazd większych bądź mniejszych prędkości, co przekłada się na wymuszenia kinematyczne oddziałujące na pojazd.
- **mikroprofil** opisuje w głównej mierze nierówności o charakterze losowym, wynikające mniej z ukształtowania terenu, a bardziej z konstrukcji drogi czy jej stanu

utrzymania. Długości fal nierówności zaliczanych do mikroprofilu wahają się pomiędzy ok. 0,1 m do nawet 100 m. Często do opisywania mikroprofilu używa się dwuwymiarowego jednorodnego procesu losowego. Zakłada się w nim także występowanie rozkładu Gaussa [25]. To właśnie mikroprofil odpowiada za większość analizowanych drgań w pojeździe.

- **losowe nierówności zdeterminowane** – to grupa wymuszeń, którym nie da się przypisać danej długości fali, ponieważ występować mogą dowolnie często bądź rzadko. Nierówności te są zdeterminowane, ponieważ ich kształt opisać można za pomocą różnego rodzaju funkcji matematycznych. Zazwyczaj wywołują one większe poziomy wymuszeń niż droga, na której się znajdują. Przykładami mogą być krawężniki, tory tramwajowe bądź kolejowe, progi zwalniające czy ubytki w nawierzchni, („dziury w drodze”).

Kasprzyk i Prochowski proponują inny podział, często bardziej praktyczny w zastosowaniach w modelowaniu wymuszeń, dzielący wymuszenia na dwa typy [49]:

- **wymuszenia impulsowe** (jednostkowe bądź skokowe) to wymuszenia, w których do czynienia mamy z pojedynczym i stosunkowo dużym przemieszczeniem o dającym się opisać przebiegu. Definicja ta pokrywa w dużej mierze z definicją losowej nierówności zdeterminowanej, choć nie obejmuje pewnych przypadków o większej losowości, jak ubytki w nawierzchni. Takie wymuszenia podlegają analizie w dziedzinie czasu.
- **wymuszenia losowe** to wymuszenia, których charakteru nie da się opisać dokładnie dla każdej istniejącej drogi, jednakże można tworzyć przybliżone modele opierające się na statystyce dot. występujących skutków oddziaływania profilu na dynamikę pionową pojazdu. Takie wymuszenia analizowane są w dziedzinie częstotliwości. Łączą one w sobie zarówno makro- jak i mikroprofil, jednak z punktu widzenia dynamiki pionowej ten drugi jest istotniejszy.

4.1.2.3 Badania nierówności dróg

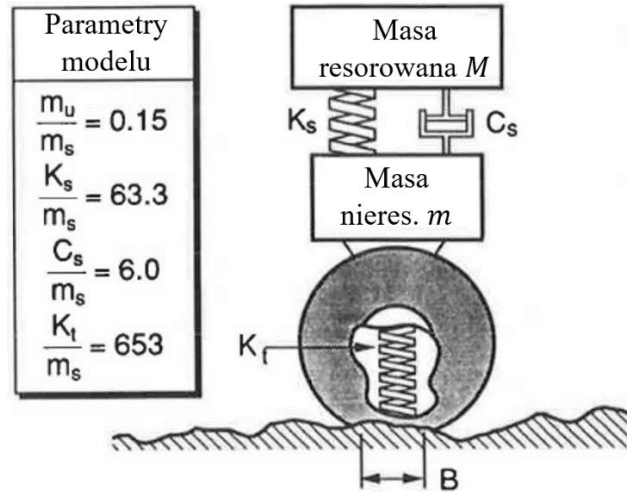
Ze względu na długi czas, przez jaki badacze badali zagadnienie nierówności nawierzchni dróg (Woodstrom datuje początek badań na rok 1910 [50]) istnieje wiele proponowanych metod szacowania wymuszeń kinematycznych [51]. Pierwsze badania nawierzchni, które udokumentowano, zostały przeprowadzone za pomocą urządzenia zwanego *Viagraphem* na przełomie XIX i XX w. Był to długi na 12 stóp i szeroki na 9 cali liniał

umieszczony na przesuwanych saniach, dociskany do badanej nawierzchni. Linią połączony był z rysikiem, który na kartce odtwarzał mierzony profil. Urządzenie sumowało także odchylenia od stanu równowagi, dając liczbową wartość nierówności nawierzchni w stopach/miłę [50]. W 1923 r. *Lockwood Roughness Integrator* stanowił początek systemów pomiarowych związanych z pojazdem. Mierzył on przemieszczenie ciężarka zawieszonoego na sprężynie mocowanej do pojazdu, na podstawie jej ruchu określając równość nawierzchni. Hogentogler zmodyfikował to urządzenie w 1923 r. montując na tylnej, sztywnej osi akcelerometr. Pierwszym urządzeniem mierzącym przemieszczenie między nadwoziem a osią pojazdu był *Via Log*, stworzony przez *Bureau of Public Roads* w 1926 r. i wprowadzony do użytku pod nazwą *roughometer*. Zasada działania tych urządzeń pozostaje niezmienną do dziś (co opisuje Lay [51]) i nazywane są one *response-type systems* – systemów polegających na badaniu odpowiedzi dynamicznych podczas przejazdu. Takie systemy składały się z pojazdu oraz sprzężonego z nim koła pomiarowego. W latach 60. GM stworzyło szybko działający system pobierający „prawdziwy profil” (określenie GM), który opisuje Michael Sayers [52]. Jednym z pierwszych zastosowań tak zebranych danych były próby odtworzenia wyników badań z systemów *response-type* z użyciem modelu ćwiartki samochodu. W wyniku wieloletnich badań symulacyjnych wybrany został szereg parametrów, które maksymalizowały zbieżność wyników badań dla symulacji i różnych rodzajów systemów *response-type* odpowiadających całemu zakresowi pojazdów spotykanych w USA. Ten zestaw parametrów nazwany został „*the Golden Car*” – Złotym Samochodem [52]. Ze względu jednak na mnogość używanych urządzeń i metod pomiarowych niemożliwe było porównywanie wyników otrzymywanych przez różne ośrodki badawcze. Z tego względu w latach 80. XX w. w Stanach Zjednoczonych rozpoczęto *The United States National Cooperative Highway Research Program* (NCHRP) – Narodowy Kooperacyjny Program Badań Autostradowych w Stanach Zjednoczonych. Prace nad nim przejął następnie Bank Światowy i w wyniku prac nad programem stworzono IRI – *International Roughness Index*, czyli Międzynarodowy Wskaźnik Nierówności.

4.1.3 International Road-roughness Index

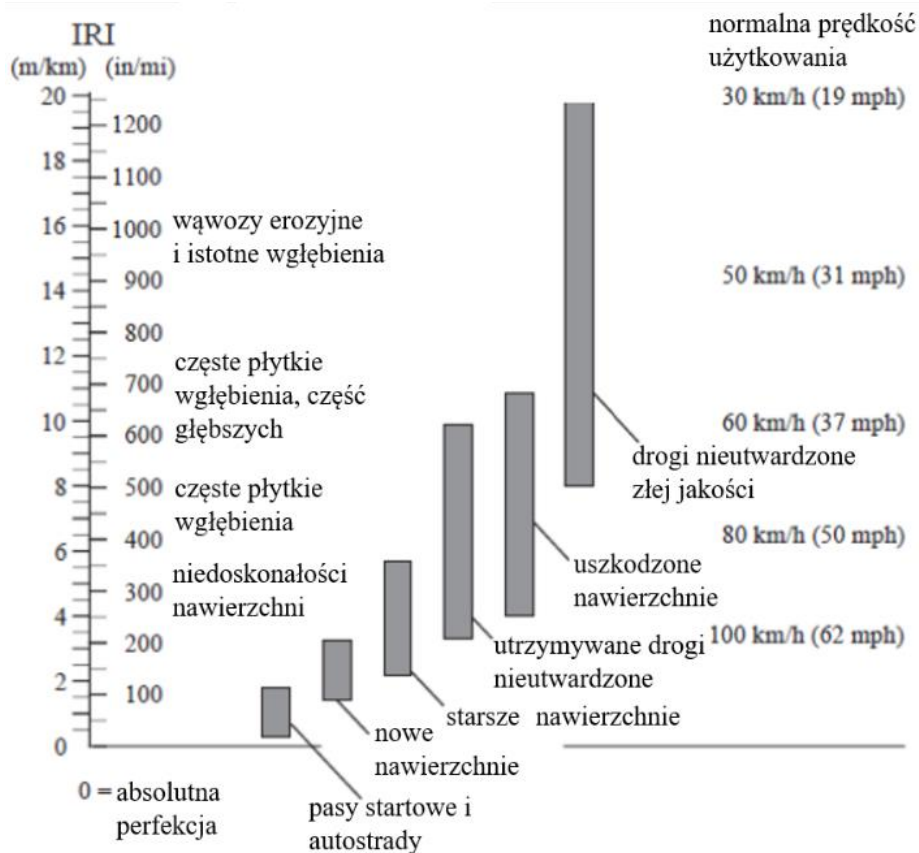
IRI stał się standardowym wyznacznikiem jakości nawierzchni dla większości krajów mających powiązania z Bankiem Światowym (czyli zdecydowana większość państw świata). Definiowany jest on jako wynik obliczeń ugięć zawieszenia w modelowym pojeździe po przejeździe po danym profilu wzdłużnym nawierzchni. Model pojazdu stanowi model ćwiartki

zawieszenia pojazdu o parametrach tzw. „Golden Car” (Rys. 4.1) jadącego po nawierzchni z prędkością 80 km/h [53].



Rys. 4.1 Model ćwiartki pojazdu i jego parametry dla tzw. "golden car" [52]

Ugięcia zawieszenia w ciągu całego ruchu są do siebie dodawane i następnie dzielone przez całkowity pokonany dystans, w wyniku czego jednostką IRI zazwyczaj jest [mm/m] lub [m/km]. IRI zazwyczaj bierze pod uwagę nierówności z przedziału 0,1 m < IRI < 100 m. Typowe wartości indeksu dla kilku kategorii dróg pokazano na Rys. 4.2.



Rys. 4.2 Różne typy nawierzchni i odpowiadające im wartości IRI [48]

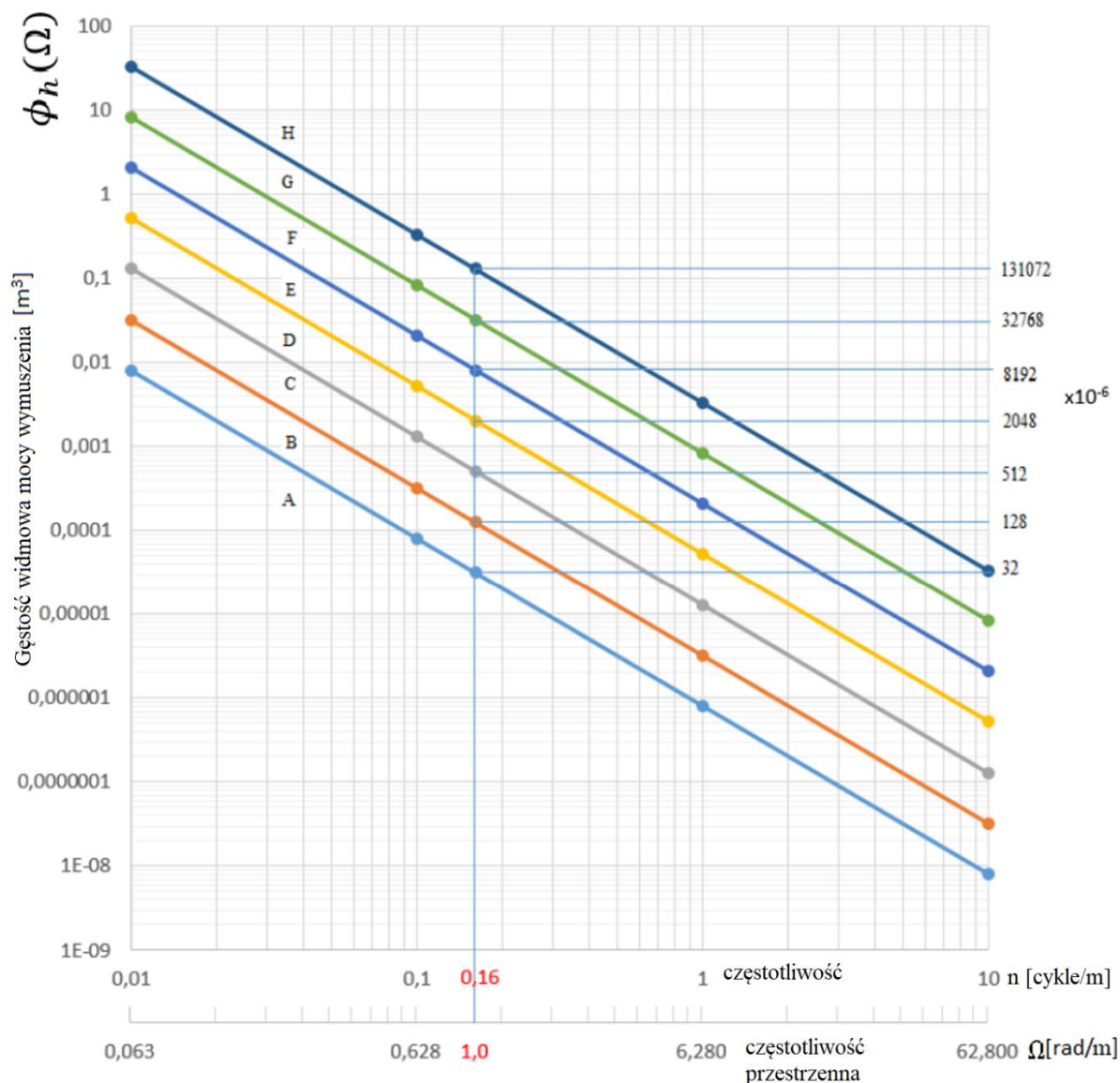
Wskaźnik ten, mimo że łatwy do pozyskania, nie pozwala na zadowalające odtworzenie profilu z jakiego został pobrany, jako że do określenia miary nierówności profilu używana jest pojedyncza wartość, w której brakuje informacji o częstotliwości występowania poszczególnych wymuszeń czy ich amplitudach. Dla przykładu: zakładając przejazdy o tej samej długości, wartość IRI byłaby identyczna dla pojazdu jadącego po idealnie gładkiej drodze z pojedynczą dziurą, przy najechaniu na którą sprężyna zawieszenia ugięłaby się na 20 cm jak i dla trochę gorszej drogi, gdzie doszłoby do tysiąca ugięć o wartości 0,2 mm.

Z tego względu w dalszej części pracy wskaźnikowi IRI nie poświęcono wiele uwagi, zamiast tego skupiając się na innych sposobach opisu nierówności nawierzchni.

4.1.4 Norma ISO 8608

Wymuszenia losowe, mimo zawartej w samej ich nazwie losowości, można podzielić jednak na różne kategorie, różniące się na przykład osiąganymi amplitudami wymuszeń. Jeden z takich przykładów podziału znaleźć można w normie ISO 8606. Norma ta dzieli wszystkie profile na kategorie w oparciu o gęstość widmową mocy wymuszenia (PSD – *Power Spectral Density* – oś pionowa na Rys. 4.3) jako funkcji przestrzennej częstotliwości wymuszenia (oś pozioma), zaczynając od klasy A, która opisuje bardzo dobre nawierzchnie, takie jak pasy startowe lotnisk czy autostrady i pogarszając się pod względem jakości z każdą kolejną literą alfabetu. Kolejne linie przedstawiają granice pomiędzy poszczególnymi klasami dróg.

Aby sprawdzić, do której klasy należy dana droga, należy obliczyć gęstości widmowe mocy profilu nawierzchni i sprawdzić, pomiędzy którymi granicami się one znajdują. Np. droga klasy B zawierać będzie otrzymywane wartości gęstości widmowej pomiędzy liniami A i B. Im droga jest lepszej jakości (litery bliżej początku alfabetu), tym otrzymywane gęstości widmowe mocy wymuszeń są mniejsze. Co ważne, ta sama droga może np. dla niskich częstotliwości należeć do klasy niższej (gorszej jakości), podczas gdy dla wyższych częstotliwości wartości gęstości prawdopodobieństwa zakwalifikowałaby ją jako drogę klasy wyższej.



Rys. 4.3 Podział dróg na klasy wg normy ISO 8608. Bazowa wartość częstotliwości zaznaczona jest na czerwono [54]

4.1.5 Profil nierówności a wymuszenie kinematyczne

Jak wspomniano wcześniej, profil nawierzchni nie jest wymuszeniem kinematycznym, a jedynie na nie wpływa. Wynika to z wielu czynników, z których najważniejszą rolę odgrywają:

- prędkość przejazdu po nierównościach nawierzchni,
- odkształcalność opony,
- powierzchniowy styk między nawierzchnią a oponą.

Wszystkie te czynniki powodują, że wymuszenie kinematyczne oddziałujące na koło ma łagodniejszy przebieg w stosunku do czystego, nieprzefiltrowanego profilu. Oznacza to

także, że różne pojazdy jadące po tym samym torze doświadczą będą nieidentycznych wymuszeń kinematycznych, a nawet że przejazd tym samym pojazdem po tej samej drodze z różnymi prędkościami będzie powodować inne wymuszenie kinematyczne. Z tych względów otrzymanie sygnału wymuszenia kinematycznego, który zastosować można w symulacji, stanowi nietrywialne zadanie w badaniach dynamiki pojazdów.

4.2 Synteza i implementacja metody generowania wymuszenia kinematycznego na podstawie gęstości widmowych mocy nierówności

Pod względem matematycznym wymuszenia losowe są przebiegami o bardzo długich okresach powtarzalności, złożonymi z wielu składowych częstotliwości. Tego typu przebiegi zapisać można za pomocą szeregu Fouriera będącego sumą poszczególnych składowych. Jeśli założymy, że okres powtarzalności przebiegu dąży do nieskończoności, matematycznie następuje przejście z sumy do całki. Zwiększenie prędkości jazdy powoduje (dla tej samej nierówności) zwiększenie częstotliwości wymuszenia.

Wymuszenia losowe przybliżać można za pomocą sygnałów składanych z wielu fal sinusoidalnych o różnych długościach. Gęstość widmowa mocy (PSD – ang. *Power Spectral Density*) wymuszenia stanowi formę statystycznego opisu drogi. Wyznaczyć ją można eksperymentalnie przeprowadzając analizę harmoniczną zarejestrowanych podczas jazdy przebiegów.

Takiego właśnie podejścia użyto w zastosowanym w pracy generatorze profilu nawierzchni. Gęstość widmową mocy (PSD) nierówności nawierzchni obliczano według następującego wzoru:

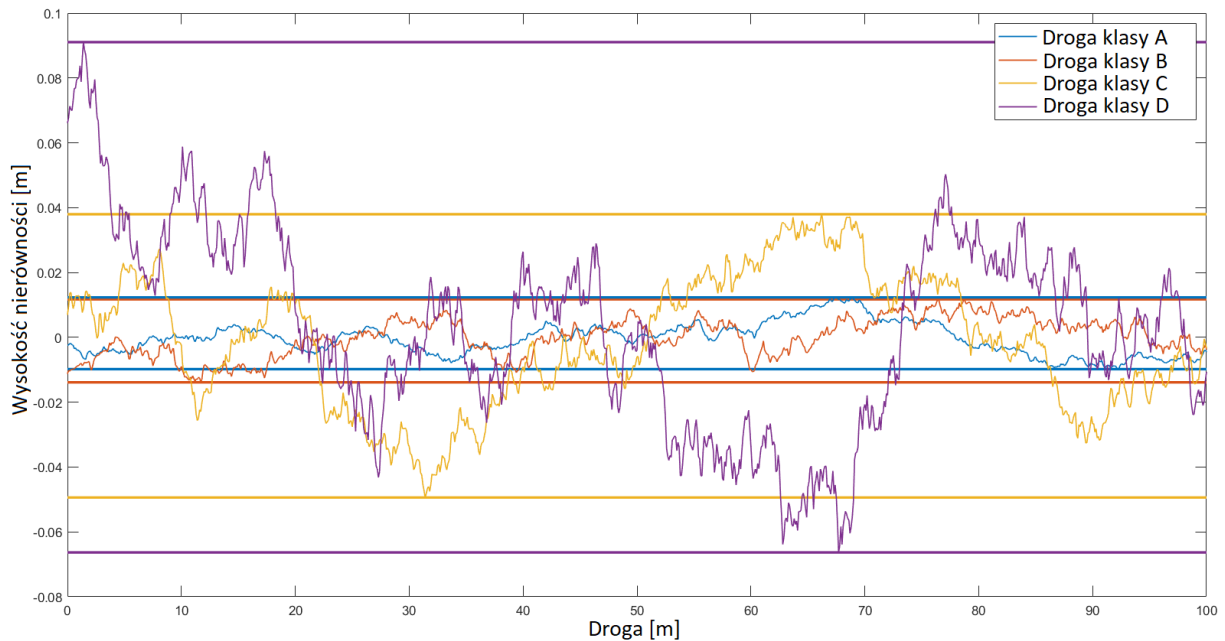
$$\phi_h(\Omega) = \phi_h(\Omega_0) \cdot \left(\frac{\Omega}{\Omega_0}\right)^{-2} \quad 2$$

gdzie:

- $\phi_h(\Omega)$ – gęstość widmowa mocy (PSD) nierówności nawierzchni jako funkcja częstotliwości przestrzennej Ω [m^3],
- $\phi_h(\Omega_0)$ – referencyjna gęstość widmowa mocy nierówności nawierzchni dla podstawowej częstotliwości przestrzennej Ω_0 [m^3] (wartości graniczne dla różnych klas drogi można znaleźć w odpowiedniej normie [55]),
- Ω – częstotliwość przestrzenna, [rad/m],
- Ω_0 – bazowa częstotliwość przestrzenna, równa 1 rad/m.

Metoda generowania profili na podstawie normy ISO 8608, którą wykorzystano do syntezy generatora wymuszenia kinematycznego została opisana w pracy P. Múčki [56]. Funkcja Matlaba, w której zaimplementowano tę metodę generowania profili zmian wysokości, wykorzystuje średnią geometryczną gęstości widmowej mocy przemieszczeń pionowych dla każdej klasy drogi, jak podano w ISO 8608 [57]. Parametr falistości drogi przyjęto jako stały i równy wartości 2. Następnie obliczono gęstość widmową mocy (PSD) $\phi_h(\Omega)$ przemieszczenia pionowego dla zakresu kątowych częstości przestrzennych, z granicami określonymi przez ustawioną najdłuższą ($\lambda_{max} = 90 \text{ m}$) i najkrótszą ($\lambda_{min} = 0,2 \text{ m}$) długość fali nierówności. Długości fal nie zostały wybrane przypadkowo. Dolna granica wynika z faktu, że średnia długość styku pary opona-nawierzchnia dla pojazdów drogowych wynosi ok. 0,2 m, przez co krótsze nierówności są odfiltrowywane, nie ma więc potrzeby uwzględniać ich w sygnale. Z kolei nierówności o fali dłuższej niż 90 m wymagają bardzo dużej prędkości (około 180 km/h, co jest rzadko osiąganym na drogach publicznych ze względu na ograniczenia prędkości i względy bezpieczeństwa) by powodować wymuszenia o częstotliwości choćby 0,5 Hz. Wymuszenia tak niskich częstotliwości powodują niewielkie odpowiedzi dynamiczne i można je pominąć. Następnie długości fali przeliczane są na graniczne częstotliwości przestrzenne ω_{max} i ω_{min} . Zakres częstotliwości między ω_{max} i ω_{min} dzielony jest na 1024 liniowo rozłożone wartości. Równolegle obliczane są losowo rozłożone przesunięcia fazowe, które przypisuje się poszczególnym długościom fali dla każdej częstotliwości przestrzennej. Powstałe tak wymuszenia dla różnych częstotliwości ostatecznie sumuje się w celu utworzenia profilu drogi z wybranej klasy drogi. Przykład wyników takiego działania dla dróg klas A,B,C oraz D pokazano na Rys. 4.4, na którym poza przebiegami zilustrowano też maksymalne wartości, które dla poszczególnych klas mieściły się w przedziałach:

- A – od -0,0112 m do 0,0114 m,
- B – od -0,0116 m do 0,0113 m,
- C – od -0,0495 m do 0,0392 m,
- D – od -0,0637 m do 0,0922 m.

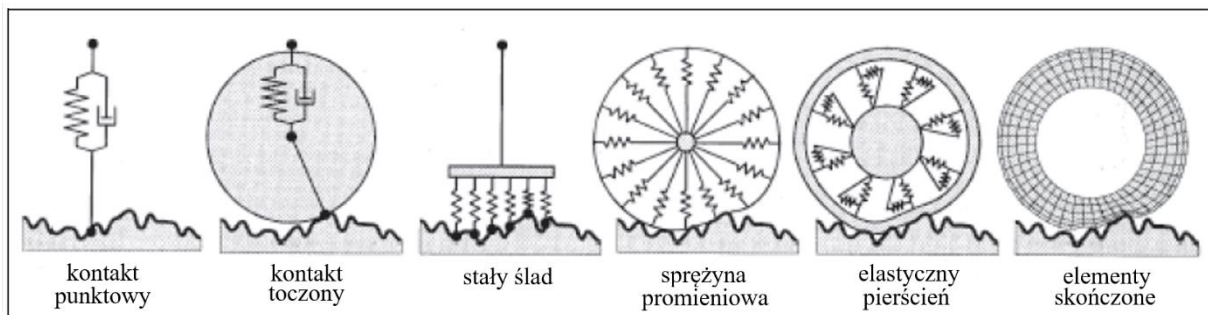


Rys. 4.4 Przykładowe wygenerowane profile nierówności dla dróg klas A, B, C i D

4.3 Modelowanie właściwości filtrujących opony

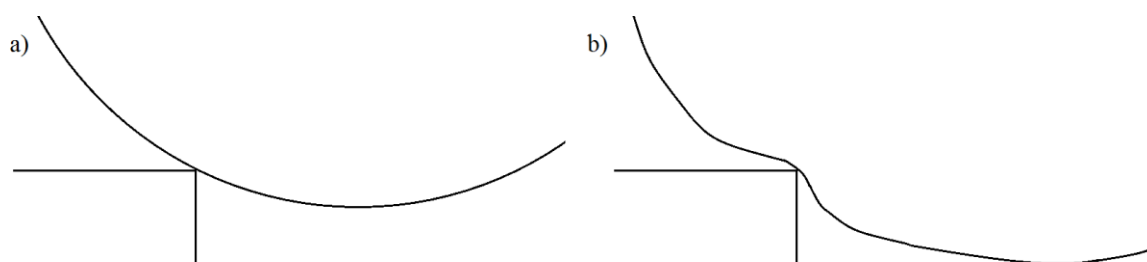
Odształcenie opony powoduje jej spłaszczenie i wydłużenie kontaktu z teoretycznie punktowego do płaszczyznowego (płaszczyznę tę nazywamy śladem opony), co prowadzi do wygładzenia oddziaływania nierówności, po jakich porusza się pojazd. Efekt ten nazywany jest filtracją nierówności przez oponę, która powoduje niejako spłaszczenie i wygładzenie profilu rzeczywistych nierówności dróg. Wielkość śladu opony może się zasadniczo różnić w zależności od wielu czynników, takich jak typ pojazdu, typ ogumienia, ciśnienie w oponach, masa pojazdu, rodzaj nawierzchni itd.

Jak widać na Rys. 4.5 jedynie w najprostszej i najmniej dokładnej koncepcji styk opony z nawierzchnią modelować można jako punktowy. Wtedy jednak należy sztucznie przefiltrować „surowy” (wynikający z bezpośredniego pomiaru geometrycznego), profil wysokości nierówności drogi.



Rys. 4.5 Przedstawienie różnych koncepcji modelowania kontaktu opony z nawierzchnią [44]

Ze względu na te filtracyjne właściwości opony niewielkie pojedyncze nierówności wielu przypadkach są nieodczuwalne. Również większe nierówności, takie jak najazd na krawężnik dają mniejsze efekty w postaci chwilowych przemieszczeń koła niż w przypadku takiego najazdu kołem sztywnym. W tym przypadku nie następuje skokowa zmiana położenia masy nieresorowanej o wysokość nierówności, zamiast tego opona odkształca się mocniej w miejscu styku z krawężnikiem, po czym jej ugięcie maleje wraz z coraz większą powierzchnią opony przypadającą na znajdującą się wyżej nawierzchnię, czego przykład pokazano na Rys. 4.6. Stopień filtracji, jakiemu zostaje poddany profil zależy od wielu czynników związanych z samą oponą, takich jak promień koła z oponą, ciśnienie powietrza w oponie czy profil i sztywność boczna samej opony.



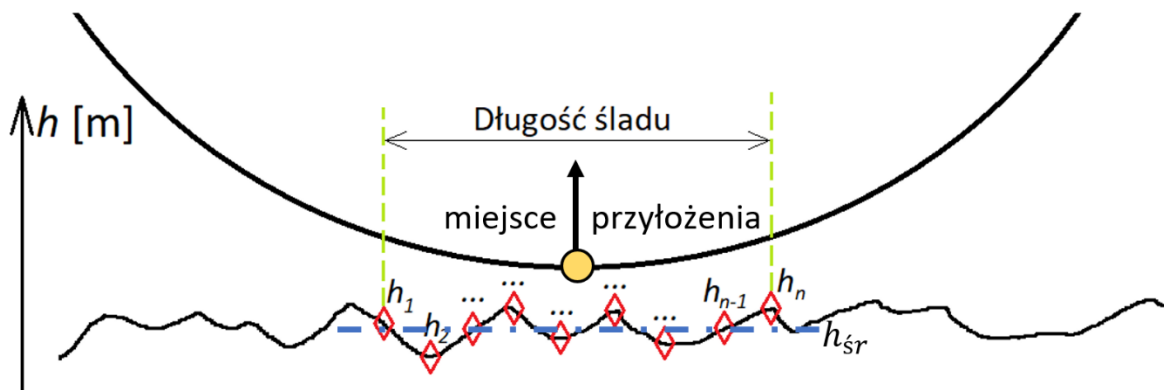
Rys. 4.6 Zachowanie koła przy zjeździe/najeździe na krawężnik a) nieodkształcalnego b) odkształcalnego

Temat modelowania właściwości filtrujących opony był i pozostaje przedmiotem wielu badań. W dalszej części pracy skorzystano z ich wyników, wybierając jeden z opisanych w literaturze modeli filtracji opony i implementując go w ramach syntezy generatora wymuszenia kinematycznego.

4.3.1 Implementacja modelu filtracji opony

W związku z tym, że opona pneumatyczna styka się z drogą na pewnej powierzchni zwanej śladem, zmierzony lub wyliczony profil drogi nie jest bezpośrednio przenoszony na wymuszenie kinematyczne od drogi. Profil drogi jest filtrowany przez sposób kontaktu opony z nawierzchnią ze względu na długość śladu styku i przekształca profil drogi w efektywne wymuszenie kinematyczne. Żeby zostać użytym jako sygnał wejściowy do symulacji dynamiki pojazdu profil musi zostać przekształcony w wymuszenie kinematyczne poprzez zastosowanie modelu filtracji opony oraz przeliczenie względem prędkości na funkcję czasu, a nie odległości. Nieuwzględnienie własności filtracyjnych opony spowodowałoby, że otrzymane wyniki zasadniczo różniłyby się od wyników badań eksperymentalnych, nawet w przypadku, gdy dolna granica długości fali nierówności wynosi 0,2 m. Wynika to z faktu, że taki stworzony sygnał nadal może posiadać „ostre krawędzie” w miejscach lokalnych ekstremów.

Zbudowano i przetestowano dwa modele opony – model stałego i zmiennego śladu. Otrzymywane wyniki nie różniły się znacząco pod względem otrzymywanych sygnałów wymuszenia kinematycznego, obliczenia dla modelu zmiennego śladu trwały jednak dużo dłużej w porównaniu z modelem stałego śladu, dlatego podjęto decyzję o użyciu tego drugiego. Model ten zakłada, że w dowolnym momencie wymuszenie kinematyczne, któremu poddawana jest opona (czoło opony), będzie równe średniej wszystkich wysokości profilu na długości pola styku, symetrycznie rozłożone i wychodzące z punktu znajdującego się bezpośrednio pod środkiem masy nieresorowanej. Typowa wartość długości styku opony z nawierzchnią dla samochodów osobowych wynosi $0,12 \div 0,20$ m [58], dla obiektu badawczego w niniejszej pracy w wyniku pomiarów ustalono ją na $0,16$ m.



Rys. 4.7 Rysunek poglądowy obliczania wymuszenia kinematycznego dla metody stałego śladu

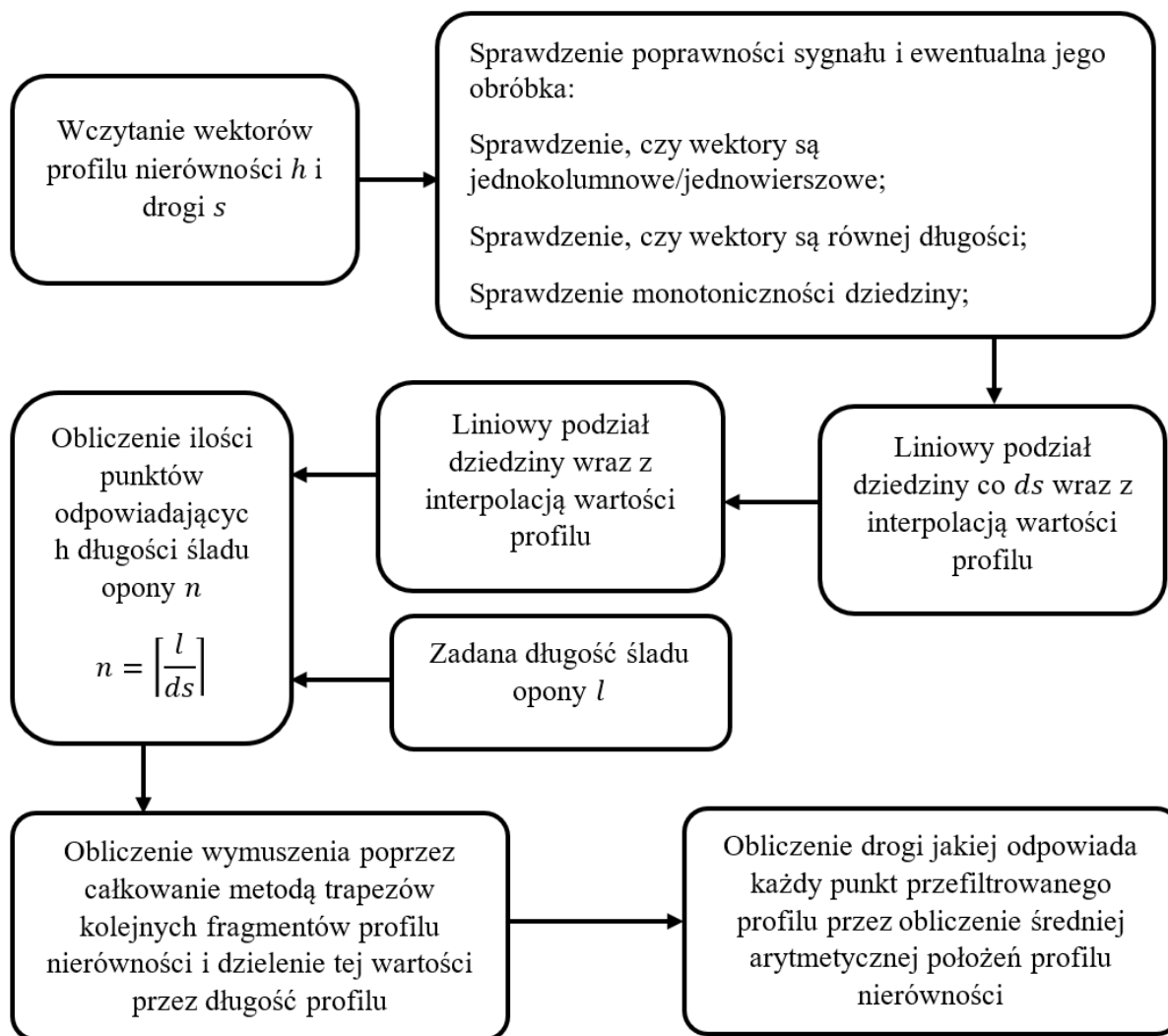
Rys. 4.7 przedstawia w uproszczeniu sposób obliczenia wymuszenia kinematycznego. Profil nawierzchni, wygenerowany bądź zmierzony, jest w Matlabie zmienną dyskretną, na zadaną długość śladu opony przypada więc skończona liczba próbek n . Dla filtracji metodą stałego śladu liczba ta będzie niezmienna dla danego sygnału profilu w funkcji drogi (zakładając, że jego dziedzina rozłożona jest równomiernie). Wartość wymuszenia kinematycznego jest dana wzorem:

$$\hat{h} = \frac{\sum_{i=1}^n h_i}{n} \quad 3$$

Obliczenia takie wykonywane są dla kolejnych przedziałów, odcinając pierwszy z analizowanych w poprzednim kroku elementów (h_1 przestaje być brane pod uwagę, h_2 staje się nowym h_1) i dodając do obliczeń kolejny element (h_{n+1}). Algorytm implementacji w Matlabie przedstawiono na Rys. 4.8.

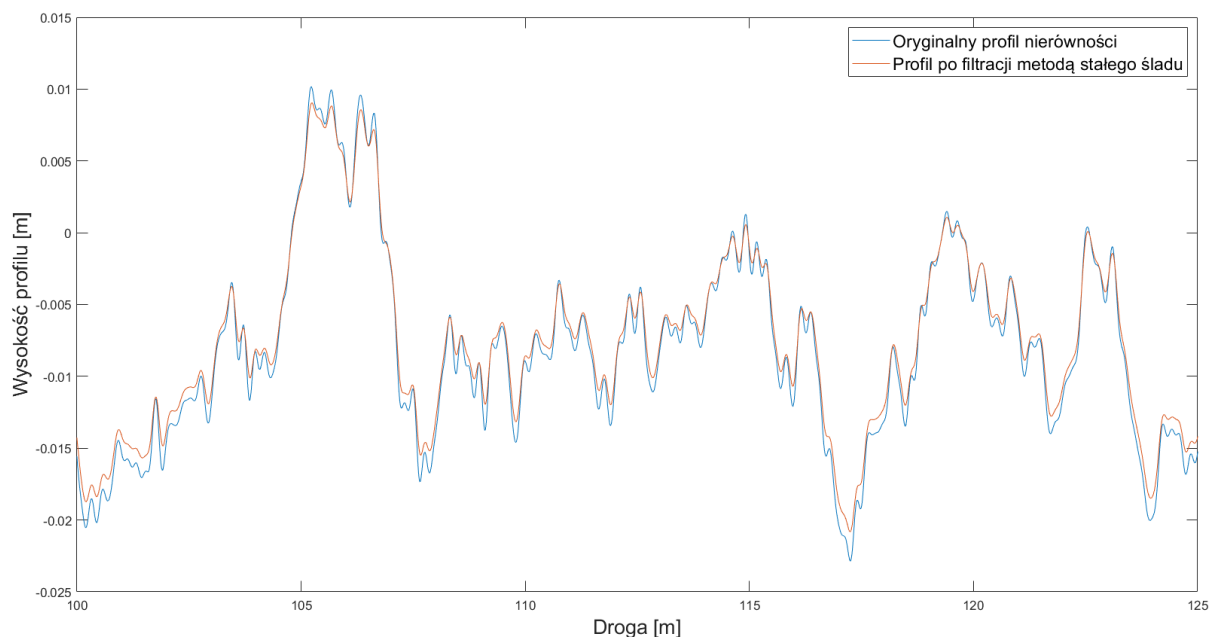
Skrypt przeliczający profil nierówności na wymuszenie kinematyczne działał następująco: po upewnieniu się, że kolejne wartości wektora drogi rosną monotonicznie,

kolejno wybierane były przedziały drogi o długości odpowiadającej przyjętej długości śladu opony. W tym miejscu dla tradycyjnej metody stałego śladu następowaloby obliczenie średniej arytmetycznej, jednakże w niniejszej pracy zastosowano zmodyfikowaną wersję tej filtracji – dla wybranego fragmentu obliczana była wartość całki oznaczonej metodą trapezów za pomocą funkcji *trapz* w Matlabie, którą następnie dzielono przez długość śladu opony. Funkcjonalnie takie działanie dało te same rezultaty, jak obliczanie wartości średniej arytmetycznej. Obliczoną wartość przypisywano do środkowego punktu drogi, dla którego całka była obliczana.



Rys. 4.8 Schemat implementacji filtracji stałym śladem w środowisku Matlab

Efekt działania procedury filtrującej wysokości profilu wg opisanego algorytmu przedstawiono na Rys. 4.9.

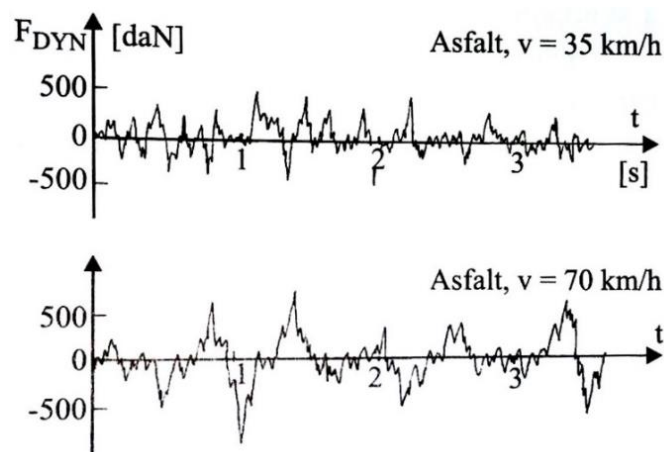


Rys. 4.9 Porównanie profili wymuszenia przed i po filtracji opony

4.4 Przeliczenie profilu wysokości nierówności drogi do wymuszenia kinematycznego

Obliczone i przefiltrowane modelem właściwości filtrujących opony profile wysokości nierówności są funkcją długości drogi. Aby przeliczyć je do profili zmian wysokości w funkcji czasu konieczne jest uwzględnienie prędkości z jakim pokonywane są kolejne odcinki drogi. Zwiększanie prędkości jazdy będzie wzmacniać oddziaływanie zmian wysokości profilu drogi poprzez fakt, że poruszające się szybciej koło musi w krótszym czasie dostosować się do nowej wysokości profilu – rosną więc pionowe prędkości zmian wysokości. Efektem tych szybszych zmian wysokości będzie to, że szybko pojawiające się odkształcenie opony uniemożliwia jej równie szybkie odepchnięcie koła. W wyniku tego narasta ugięcie opony oraz wynikające z tego siły w oponie [59].

Wzrost tych sił powoduje następnie duże przyspieszenia masy nieresorowanej, które z kolei przenoszone są następnie na masę resorowaną. Możliwe jest też wystąpienie pewnego obniżenia wymuszeń dynamicznych dla niektórych, szczególnych przypadków – np. dla ubytków w nawierzchni, w przypadku których przy odpowiednio dużej prędkości możliwe jest „przeskoczenie” nad wspomnianym ubytkiem, jednak przypadki takie stanowią mniejszość wszystkich. Wpływ prędkości na obciążenia dynamiczne pokazany jest na Rys. 4.10.



Rys. 4.10 Wykresy zależności siły oddziałującej na koła dla różnych prędkości i rodzajów nawierzchni [60]

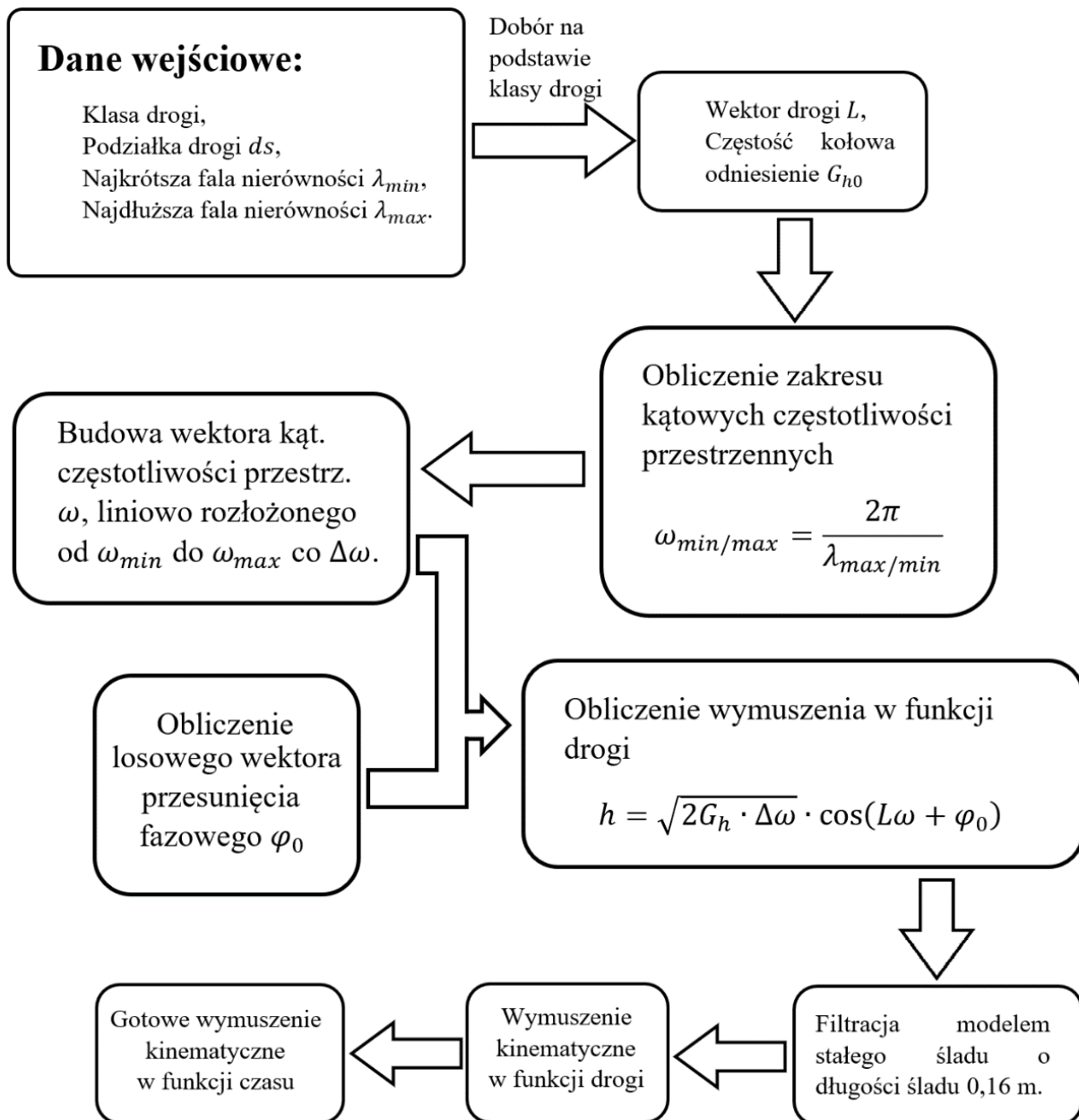
Na potrzeby badań realizowanych w ramach niniejszego przewodu doktorskiego zdecydowano się wykonać symulacje dynamiki przy założeniu stałej prędkości jazdy. Oznacza to, że aby obliczyć wymuszenie kinematyczne w funkcji czasu należy dziedzinę oryginalnie wygenerowanego sygnału (przebytą drogą) podzielić przez prędkość jazdy:

$$t = \frac{s}{v} \quad 4$$

4.5 Podsumowanie metody generowania wymuszenia kinematycznego na podstawie gęstości widmowej mocy nierówności

Algorytm uzyskanej w wyniku syntezy metody generowania profilu, uwzględniania prędkości jazdy oraz filtracji przez oponę nierówności do wymuszenia kinematycznego zamieszczono na schemacie na Rys. 4.11. Gotowy generator zaimplementowany w programie Matlab zamieszczono w załączniku A do pracy.

Budowa sygnału wymuszenia kinematycznego realizowana jest na podstawie gęstości widmowej mocy nierówności drogi w oparciu o parametry definiowane dla różnych rodzajów (klas) dróg w normie ISO 8608. Generowane profile nierówności w funkcji długości są następnie filtrowane przez odtwarzający działanie opony model stałego śladu kontaktu opony z drogą. W ten sposób otrzymywany jest sygnał wymuszenia jako funkcji przebytej drogi. Prędkość jazdy uwzględniana się już podczas wykonywania symulacji.



Rys. 4.11 Schemat generowania wymuszenia kinematycznego odpowiadającego zadanej klasie drogi wg normy ISO 8608

Załącznik A nie zawiera dwóch ostatnich etapów opisanych na Rys. 4.11 ponieważ ich implementacja następowała w Simulinku, a nie Matlabie.

5 Odtwarzanie wymuszeń kinematycznych na podstawie odpowiedzi zawieszenia uzyskiwanych w badaniach drogowych

W porównaniu do innych metod pomiarowych, metody dynamiczne badania profilu wymuszeń charakteryzują się dużą szybkością pomiarów kosztem dokładności otrzymywanych wyników. Wynika to głównie z faktu, że czujniki odległości zamocowane na pojeździe nie są izolowane od efektów działania wymuszeń. Z tego powodu jakikolwiek pomiar profilu skazany będzie na przekłamania spowodowane dynamiką samego pojazdu. Jednocześnie pamiętać należy, że do symulowania dynamiki pojazdu nie potrzebujemy profilu nawierzchni, a wymuszenie kinematyczne, zależne od właściwości filtracyjnych opony.

Te zauważone wady spowodowały, że autor niniejszej rozprawy, wraz z jej promotorem, zaproponował wykorzystanie rejestrowanych w przejazdach przyspieszeń masy nieresorowanej do obliczenia wymuszeń kinematycznych. Zaproponowana metoda w pewnym stopniu przypomina sposób odtwarzania wymuszeń dla badań eksperymentalnych na wzbudnikach drgań zwany *Remote Parameter Control*, w którym odtwarza się iteracyjnie wymuszenie, jakie jest w stanie wywołać dany przebieg przyspieszeń, modyfikując wstępnie otrzymaną wartość wymuszenia tak, by otrzymywany sygnał odpowiedzi zawieszenia przypominał jak najwierniej sygnał wejściowy.

W opracowanej metodzie nie prowadzi się jednak procesu iteracyjnego, a realizuje się go w „jednym przejściu” procedury obliczeniowej z wykorzystaniem sprzężenia zwrotnego z wykorzystaniem regulatora PID. Ze względu na to, że w tym przypadku pracowano na komputerowym modelu symulacyjnym, metodę nazwano *Virtual Remote Parameter Control* (VRPC). W kolejnych podrozdziałach wyjaśniono jej działanie oraz przedstawiono wyniki jej testowania.

5.1 Idea odtwarzania wymuszenia kinematycznego VRPC

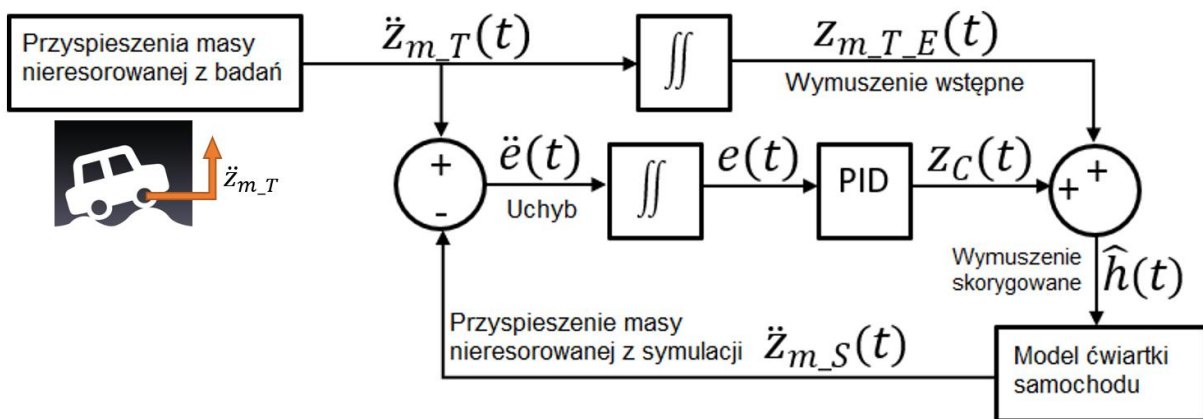
Zaproponowany algorytm (pokazany na Rys. 5.1) wykorzystuje sygnał przyspieszenia masy nieresorowanej $\ddot{z}_{m_T}(t)$ z testu drogowego (stąd „T” w indeksie), który traktowany jest jako sygnał bazowy, jaki algorytm spróbuje odtworzyć.

Jako wejście do symulacji odtwarzającej ten sygnał potrzebny jest sygnał wymuszenia kinematycznego $h(t)$, którego nie znamy. Założono więc, że jego pewnym przybliżeniem może być uzyskane w wyniku podwójnego całkowania przyspieszeń masy nieresorowanej $\ddot{z}_{m_T}(t)$, estymowane przemieszczenie masy nieresorowanej $z_{m_{T,E}}(t)$. Na potrzeby metody przyjmuje

się, że wyjściowo jest ono odpowiednikiem wymuszenia kinematycznego $h(t)$. Jest to oczywiście formalnie błędne założenie, dające jednak pierwszą wartość przybliżoną wymuszenia – stąd litera „E” w indeksie, od estymacji. Ta estymacja jest poprawiana w kolejnych krokach. Powody, dla których $z_{m_T_E}(t)$ i $h(t)$ są różne są dwójakie:

1. po pierwsze wynikają z błędnego założenia, że wzbudzenie kinematyczne $h(t)$ przekłada się bezpośrednio na przemieszczenia koła $z_{m_T}(t)$,
2. po drugie wynikają one z niedoskonałości zarejestrowanego sygnału przyspieszenia $\ddot{z}_{m_T}(t)$, który służy do obliczania szacunkowego ugięcia koła - te niedoskonałości to szумы, trendy pojawiające się w sygnale czy uwzględnienie wpływów sił innych niż te wywołane nierównościami drogi.

Wszystko to przyczynia się do tego, że jeśli symulacja miałaby zostać przeprowadzona z danymi wejściowymi będącymi podwójnie scałkowanymi przyspieszeniami mas nieresorowanych, otrzymane odpowiedzi nie byłyby zgodne z zarejestrowanymi w testach. Aby na podstawie zmierzonych przyspieszeń obliczyć wzbudzenie kinematyczne, które daje wyniki bliższe odpowiedziom z jazd testowych, zaproponowano algorytm, który radzi sobie z tymi problemami. Warto zauważyć, że pierwsza grupa problemów związanych z immanentną różnicą między $h(t)$ i $z_{m_T_E}(t)$ jest bardziej wyraźna, więc błędy imperfekcji sygnału nie będą dalej analizowane, ponieważ będą usuwane wraz z większym błędem pochodzącym z poprzedniego źródła.



Rys. 5.1 Diagram przedstawiający ideę działania metody VRPC

Algorytm działa w następujący sposób:

- najpierw zmierzone w teście przyspieszenie masy nieresorowanej $\ddot{z}_{m_T}(t)$ jest całkowane dwukrotnie, a sygnał $z_{m_T_E}(t)$ jest wykorzystywany jako dane wejściowe do modelu ćwiartki samochodu.

- dla wykorzystanego przybliżonego wymuszenia równego $z_{m_{T_E}}(t)$ obliczane są odpowiedzi modelu, w tym nowe przyspieszenie masy nieresorowanej z symulacji – $\ddot{z}_{m_S}(t)$ („S” od „symulacyjne”).
- obliczone przyspieszenie $\ddot{z}_{m_S}(t)$ jest porównywane z tym z testów $\ddot{z}_{m_T}(t)$, a wynik ich różnicy – uchyb $\ddot{e}(t)$ jest następnie również całkowany dwukrotnie i zostaje wprowadzony jako wejście do regulatora PID, którego parametry dobrano badając kilkadziesiąt przypadków pod kątem minimalizacji błędu odtworzenia sygnału przyspieszenia masy nieresorowanej z badań. Ich wartości podano w **Tab. 1**. Regulator PID wylicza korektę $z_C(t)$ dla sygnału wymuszenia, która zbliża symulowane przyspieszenie masy nieresorowanej do tego uzyskanego w badaniach drogowych.

Tab. 1 Dobrane empirycznie wartości współczynników regulatora PID

	k_p	k_i	k_d
Wartość	25	0	0.194

- korekta przemieszczenia koła $z_C(t)$ dodawana jest do sygnału przemieszczenia koła (wstępnego wzbudzenia) $z_{m_{T_E}}(t)$ obliczonego z przyspieszenia $\ddot{z}_{m_T}(t)$, razem stanowiąc skorygowane wymuszenie kinematyczne. Obliczona korekta $z_C(t)$ jest dodawana, ponieważ uchyb jest zdefiniowany jako różnica między przyspieszeniem z testów $\ddot{z}_{m_T}(t)$ a tym z symulacji $\ddot{z}_{m_S}(t)$. Oznacza to, że jeśli sygnał symulacji jest mniejszy niż sygnał odniesienia, uchyb jest dodatni i zostanie dodany do sygnału korygowanego i odwrotnie. Skorygowany sygnał $\hat{h}(t)$ wprowadzany jest następnie do modelu ćwiartki samochodu jako nowe wymuszenie $\hat{h}(t)$ i jest używany w następnym kroku czasowym. Jak można zauważyć, korekta następuje iteracyjnie po wyliczeniu błędu, a w kolejnym kroku wartość przyspieszenia odniesienia może być inna, więc zastosowanie korekty uchybu pochodzącej z poprzedniej iteracji może wydawać się błędne. Takie podejście można jednak zastosować ze względu na wykorzystanie symulacji z małym krokiem czasowym tak, aby wartości przyspieszenia nie zmieniły się diametralnie, nim nastąpi korekta. Dokładna wartość kroku czasowego została dobrana empirycznie jako 0,00001 s, uwzględniając, że największa częstotliwość wymuszenia, powodująca widoczne efekty wynosi ok. 30 Hz, co przekłada się na okres powtarzania 0,03 s, co daje w najgorszym przypadku 3333 punkty obliczeniowe dla każdego okresu.

5.2 Weryfikacja działania metody VRPC

Weryfikacja opracowanej metody odtwarzania wymuszenia w badaniach symulacyjnych zrealizowana została wg następującej metodyki:

- najpierw wygenerowano sygnał wymuszenia kinematycznego wykorzystany jako testowe wymuszenie,
- następnie przeprowadzono symulację dynamiki pionowej pojazdu (model ćwiartki zawieszenia) wymuszanego testowym wymuszeniem, z którego uzyskano sygnał przyspieszeń masy nieresorowanej,
- w kolejnym kroku wykorzystując uzyskany sygnał przyspieszeń (bez zakłóceń – stąd nazwany wyidealizowanym) wykorzystano opracowaną procedurę VRPC do odtworzenia wymuszenia kinematycznego,
- w wariancie z sygnałem z zakłóceniami przed odtwarzaniem wymuszenia do sygnału przyspieszeń uzyskanego z symulacji dodano sygnał zakłócenia,
- dalszym etapem było zbadanie odtwarzania sygnału wymuszenia z przyspieszeń zarejestrowanych podczas jazdy po losowych nierównościach dróg.

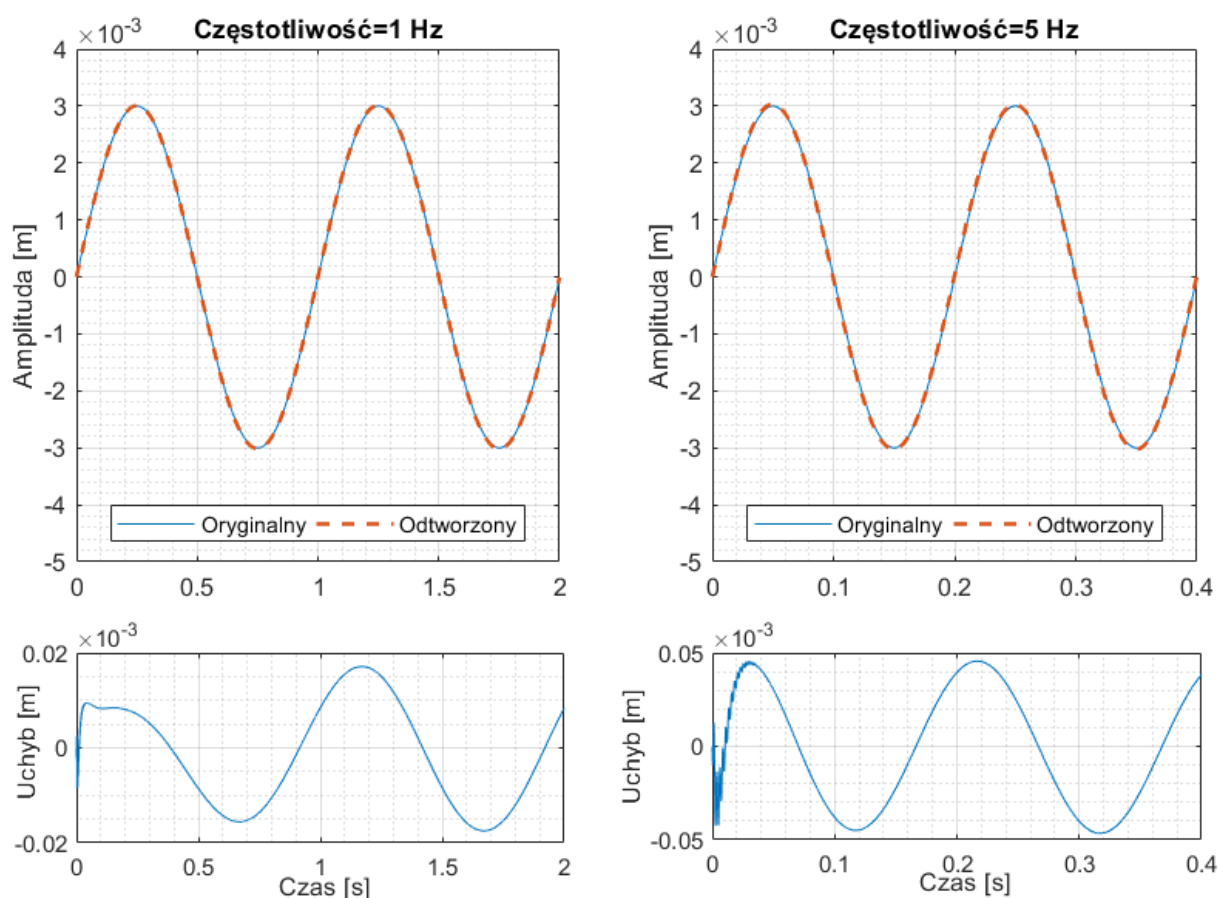
5.2.1 Weryfikacja na sygnałach wyidealizowanych

Pierwszy etap weryfikacji zaproponowanej metody przeprowadzony został na sygnale przyspieszeń masy nieresorowanej wygenerowanym w środowisku symulacyjnym, bez dodawania do niego zakłóceń. Miało to na celu eliminację wpływu na skuteczność odtwarzania rozbieżności między rzeczywistym obiektem i możliwością pozyskania z niego dokładnego sygnału przyspieszeń masy resorowanej a modelem symulacyjnym. Jako sygnał wejściowy wybrano wymuszenie zdeterminowane w postaci sinusoidy, ponieważ wyniki są łatwe do interpretacji, zarówno jeśli chodzi o amplitudy, jak i przesunięcia fazowe. Ważnymi parametrami w przypadku fal sinusoidalnych były ich amplitudy i częstotliwości. Wybrano amplitudę 0,003 m, gdyż taką stosuje się m.in. podczas testu EUSAMA [61]. Częstotliwości z kolei zostały dobrane tak, aby obejmowały pełny zakres wymuszeń, które istotnie wpływają na odpowiedzi dynamiczne. Bardzo niskie częstotliwości (poniżej 0,5 Hz) nie wpływają w znaczący sposób na reakcje pojazdu, ponieważ wzbudzenia te nie powodują dostatecznie dużych przyspieszeń. Jednocześnie mogą być niekorzystne dla tej metody estymacji, gdyż mogą powodować przy całkowaniu pojawienie się wartości stałych, które prowadzą do powstania liniowych trendów w szacowanym sygnale wzbudzenia. Z drugiej strony, wysokie

częstotliwości powyżej 25 Hz również nie przyczyniają się do wymuszeń, ponieważ w rzeczywistości są one filtrowane przez oponę pneumatyczną. Jednocześnie w środowisku symulacyjnym ich inkluzja może prowadzić do destabilizacji estymacji. Dlatego wybranymi sygnałami testowymi były:

- sygnały sinusoidalne o stałych amplitudach i częstotliwościach stanowiących wartości dyskretne 1 Hz, 5 Hz, 12 Hz i 25 Hz,
- tzw. przemiatanie – sygnał sinusoidalny o stałej amplitudzie i zmieniającej się liniowo częstotliwości od 0,1 Hz do 30 Hz.

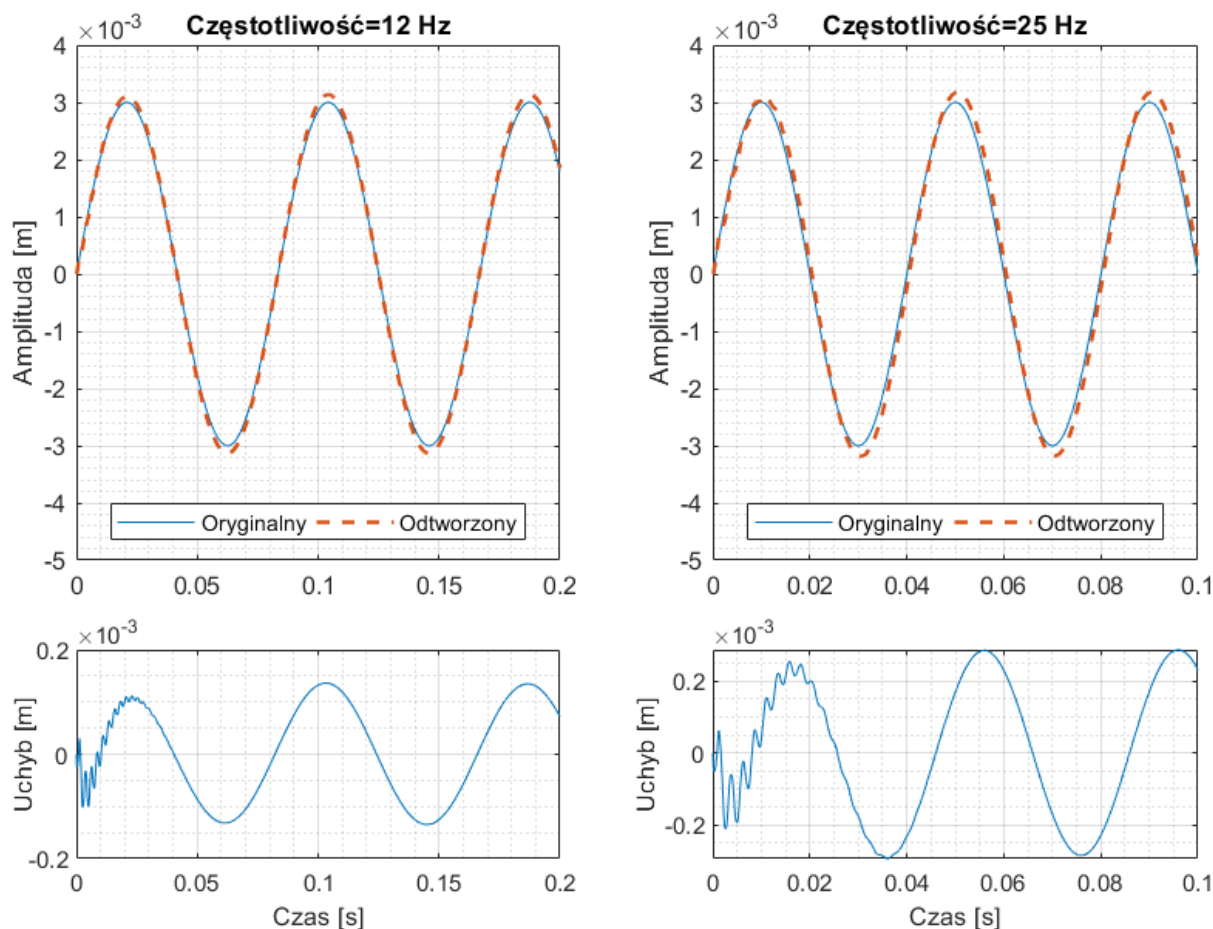
5.2.1.1 Sygnały sinusoidalne o stałej częstotliwości



Rys. 5.2 Sygnał oryginalny i odtworzony dla wymuszenia sinusoidalnego 1 Hz i 5 Hz oraz błąd odtworzenia

Wyniki dla przebiegów sinusoidalnych o stałej częstotliwości przedstawiono na Rys. 5.2 i Rys. 5.3. Metoda VRPC okazała się być rzeczywiście skuteczną dla sygnału o niskiej częstotliwości, przy czym maksymalny błąd między sygnałem oryginalnym i zrekonstruowanym wyniósł $2 \cdot 10^{-5} m$, co stanowi 0,7% wartości oryginalnego sygnału. Błąd zwiększa się wraz ze wzrostem częstotliwości, aż do osiągnięcia maksymalnej wartości dla przebiegu sinusoidalnego 25 Hz – $2,3 \cdot 10^{-4} m$, co przekłada się na 7,7% oryginalnego

sygnału. Wzrost błędu jest w przybliżeniu liniowy w stosunku do przyrostu częstotliwości sinusoidy dla badanych przypadków.



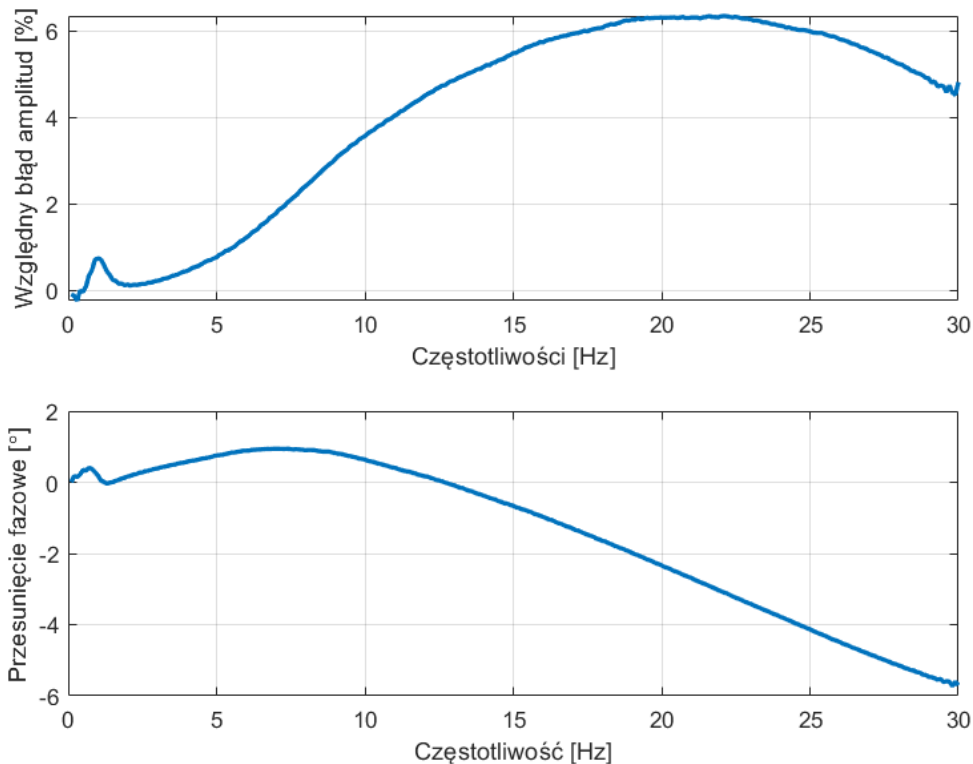
Rys. 5.3 Sygnał oryginalny i odtworzony dla wymuszenia sinusoidalnego 12 Hz i 25 Hz oraz uchyb

5.2.1.2 Sygnał sinusoidalny o zmiennej częstotliwości

Kolejnym sygnałem dla którego przeprowadzono test weryfikacyjny była fala sinusoidalna o zmiennej częstotliwości, której częstotliwość zmienia się liniowo w czasie. Amplituda wynosiła ponownie 3 mm, a przedział zmian częstotliwości zawierał się pomiędzy 0,1 Hz a 30 Hz. Proces narastania częstotliwości od minimalnej do maksymalnej postępował w sposób liniowy i trwał 30 sekund. Jak widać minimalna i maksymalna analizowana częstotliwość wykracza poza granice częstotliwości wykorzystanych w poprzednim teście, aby sprawdzić, czy metoda poradzi sobie z bardziej skrajnymi przypadkami niż przewidywano.

Trend zmian wartości błędu odtworzenia w całym zakresie częstotliwości przedstawiono na Rys. 5.4. Częstotliwość zmieniała się od 0,1 Hz do 30 Hz w ciągu 30 s, więc czas symulacji jest w przybliżeniu równy częstotliwości w tym czasie. Błąd względny i przesunięcie fazowe obliczono przez oszacowanie funkcji przejścia między odtworzonym

i oryginalnym sygnałem wymuszenia kinematycznego. Górny wykres na Rys. 5.4 pokazuje błąd względny, który jest nieco niższy niż obliczony dla fal sinusoidalnych o stałej częstotliwości. Dzieje się tak, ponieważ dla stałych fal sinusoidalnych błąd był obliczany jako różnica między sygnałami czasowymi – a ponieważ występuje przesunięcie fazowe, wartość oryginalnego sygnału zmniejszała się, zanim oszacowany sygnał mógł osiągnąć szczyt, tak że chwilowa różnica między sygnałami była większa niż różnica między wartościami chwilowych maksimów, jak w przypadku sygnału sinusoidalnego o zmiennej częstotliwości. Maksymalny błąd odtworzenia sygnału wymuszenia oszacowano na 6,1 % dla 21,5 Hz. Przesunięcie fazowe jest bardzo minimalne dla niskich częstotliwości do około 15 Hz, gdzie zaczyna liniowo rosnąć (pod względem wartości bezwzględnej), osiągając prawie 6° dla 30 Hz.



Rys. 5.4 Względny błąd pomiędzy sygnałem oryginalnym i odtworzonym oraz przesunięcie fazowe

5.2.1.3 Sygnał losowy nierówności dróg

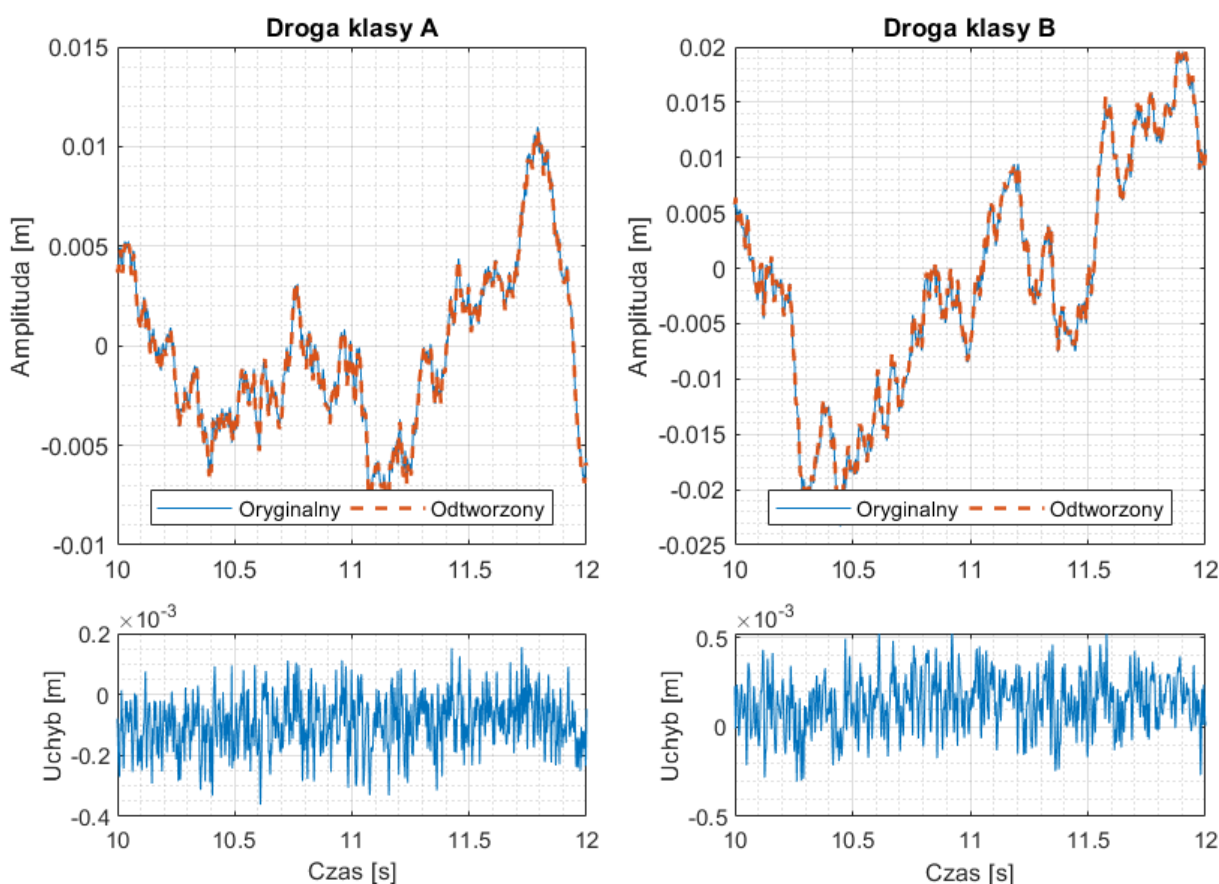
Następnym etapem było sprawdzenie, jak algorytm poradzi sobie z odtwarzaniem wymuszenia losowego, wykorzystując model drogi wygenerowany zgodnie z normą ISO 8608 [55]. Proces generowania opisano m.in. w [62]. Wygenerowano profile dróg dla czterech różnych klas dróg, od A (nowe autostrady i pasy startowe), przez B (drogi asfaltowe o standardowej jakości) i C (uszkodzone, starzejące się nawierzchnie) do klasy D (drogi nieutwardzone), o składowych długościach fal nierówności od 0,1 m do 100 m. Filtracja opon

została zrealizowana za pomocą średniej ruchomej, która wygładziła nierealistycznie ostre krawędzie. Prędkości jazdy, dla których dokonywano symulacji przedstawiono w Tab. 2.

Tab. 2 Prędkości jazdy na poszczególnych klasach dróg, dla których przeprowadzono symulacje

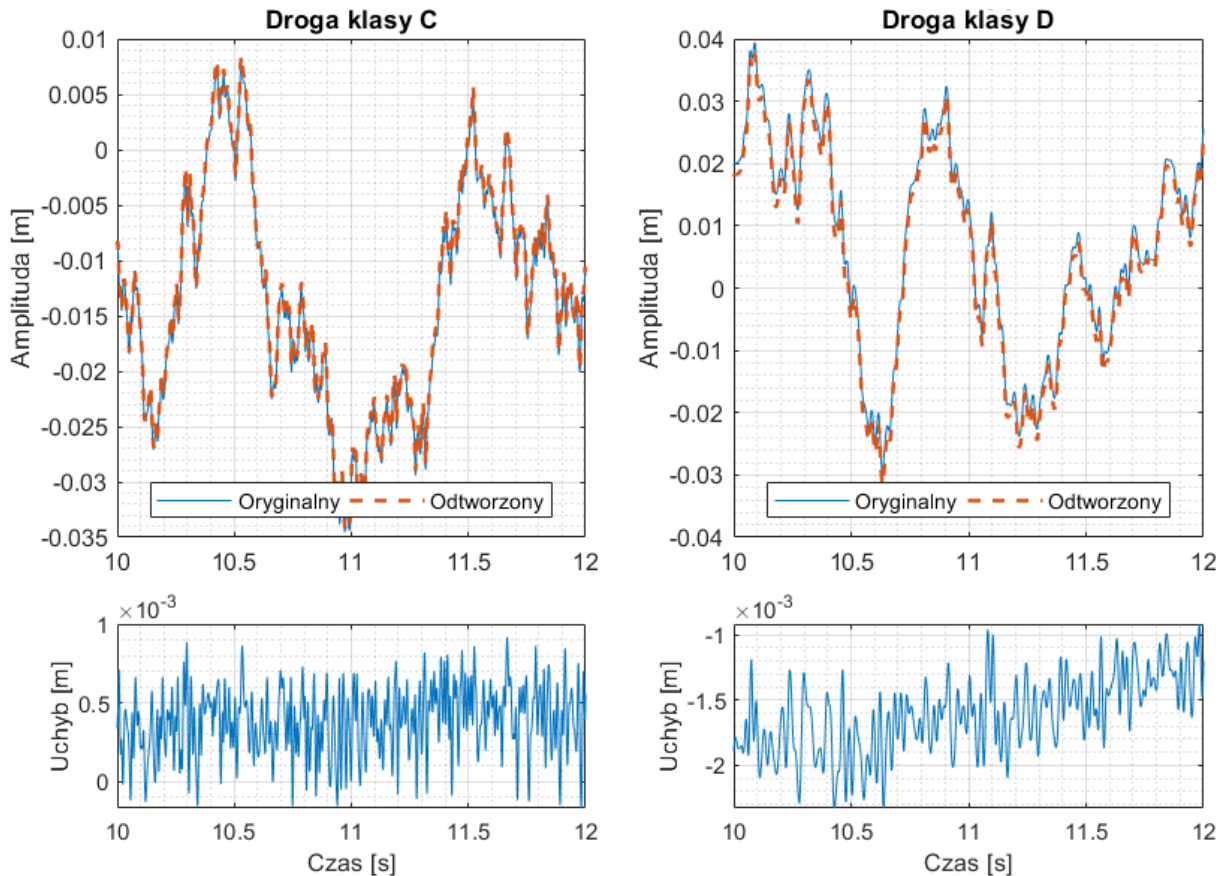
	Klasa A	Klasa B	Klasa C	Klasa D
Prędkość [m/s]	40	30	20	5

Wszystkie zrekonstruowane sygnały wykazywały silne trendy liniowe, które zostały wyeliminowane podczas postprocessingu poprzez obliczenie równania trendu i odjęcie wartości wynikowych od sygnału. Wyniki odtworzenia sygnałów wymuszenia dla czterech klas dróg przedstawiono na Rys. 5.5 i Rys. 5.6. Pełny przebieg o długości 30 s nie jest pokazany dla klarowności obrazu. Zaobserwować można, że oryginalne i zrekonstruowane sygnały są praktycznie takie same dla wszystkich prezentowanych klas dróg. Trzeba jednak zaznaczyć, że wraz z pogarszającą się klasą drogi bezwzględne różnice między tymi dwoma profilami stają się coraz większe. Jest to jednak łagodzone przez fakt, że sam profil zmienia wartości wysokości w znacznie większym stopniu, więc błąd względny utrzymuje się na podobnym poziomie dla wszystkich klas dróg.



Rys. 5.5 Porównanie wymuszenia oryginalnego i odtworzonego dla dróg klasy A i B

Drugą obserwacją, choć nie tak wyraźnie widoczną dla tak krótkich wykreślonych fragmentów, jest występujący trend liniowy dla wszystkich uchybów, powodujący wzrost bezwzględnej wartości błędu w czasie. Wzrost ten nie zmniejsza jednak również dokładności odtworzonego profilu, ponieważ różnica spowodowana tym liniowym trendem wynosi mniej niż 1 cm na 150 m, co przekłada się na 0,007% nachylenia – wartość, która nie wpłynie na wyniki symulacji w odniesieniu do dynamicznych reakcji pojazdu w jakikolwiek znaczący sposób.



Rys. 5.6 Porównanie wymuszenia oryginalnego i odtworzonego dla dróg klasy C i D

W celu porównania jakości odtworzenia, oprócz porównania sygnałów w dziedzinie czasu, obliczono dwa wskaźniki. Pierwszym z tych wskaźników była dobroć dopasowania w odniesieniu do odchylenia standardowego (w skrócie *fit* po angielsku), a drugim *International Roughness Index* lub IRI, opisany w rozdziale 4.1.3. Wskaźnik *fit* został wybrany, ponieważ jest wskaźnikiem względnym, a więc pozwala na bezpośrednie porównania między sygnałami. Dopasowanie oblicza się za pomocą następującego wzoru:

$$fit = 100 \cdot \frac{\|z_{r_R} - z_{r_O}\|}{N \cdot \sigma(z_{r_O})} \quad 5$$

gdzie:

- z_{r_0} to oryginalny sygnał wymuszenia,
- z_{r_R} to zrekonstruowany sygnał wymuszenia,
- $\sigma(z_{r_0})$ to odchylenie standardowe oryginalnego sygnału wymuszenia,
- N jest długością wektora z_{r_0} .

Wskaźnik IRI obliczono ponieważ jest on często używany do pomiaru gładkości nawierzchni, więc sygnał oryginalny i zrekonstruowany powinien mieć jak najbardziej zbliżoną wartość. Obliczeń dokonano posługując się wzorem użytym przez Petera Múčkę [63]:

$$IRI = \frac{1}{L} \int_0^L |\dot{z}_M - \dot{z}_m| dt \quad 6$$

gdzie:

- L to odległość pokonana przez pojazd,
- v to prędkość pojazdu (dla IRI wynosi zawsze 80 km/h),
- $\dot{z}_M - \dot{z}_m$ to prędkość ugięcia zawieszenia.

Wyniki dla *fitu* oraz IRI przedstawiono w Tab. 3.

Tab. 3 Wartości wskaźnika IRI oraz dopasowania dla oryginalnego (org.) i odtworzonego (odtw.) sygnału wymuszenia kinematycznego. Wartości obliczono używając oryginalnego sygnału jako odniesienia.

	A org.	A odtw.	B org.	B odtw.	C org.	C odtw.	D org.	D odtw.
IRI [m/km]	2.07	2.10	3.70	3.81	5.96	6.06	7.94	8.05
fit [%]	0.0059		0.0042		0.0079		0.0164	

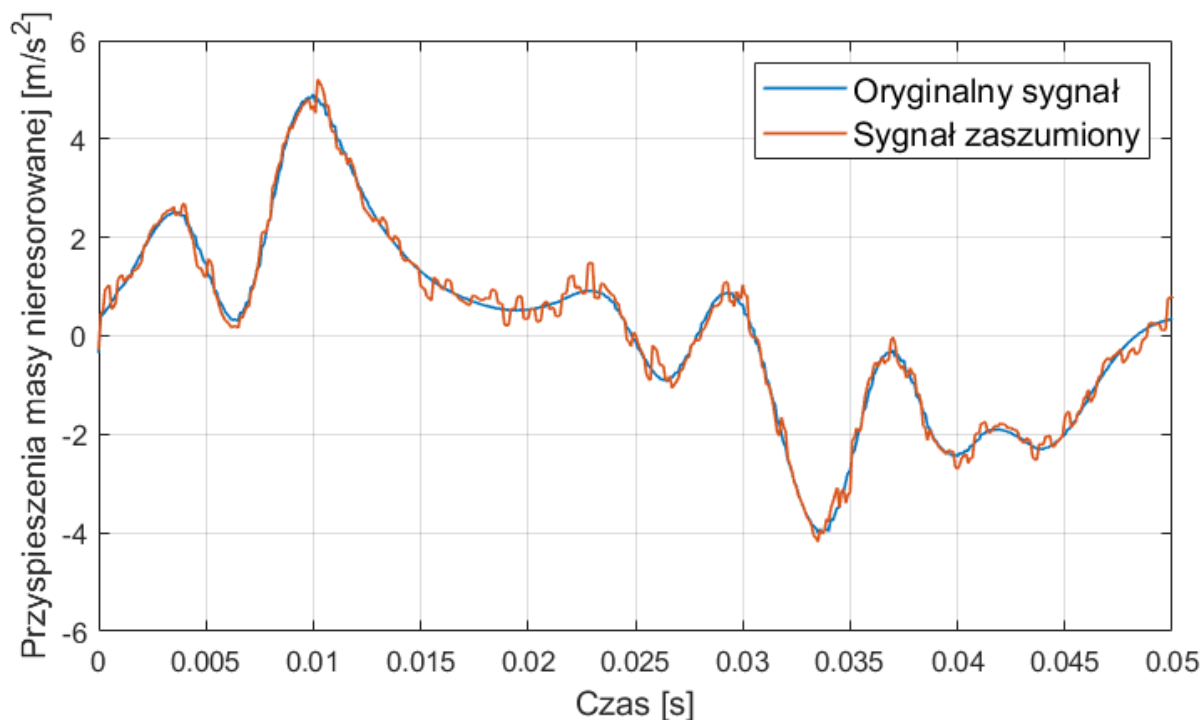
Wartości IRI są bardzo podobne dla wszystkich czterech klas dróg i wszystkie należą do tych samych kategorii dróg, jak opisano w [63]. Wszystkie zrekonstruowane profile mają nieco wyższe wartości IRI, co oznacza, że jazda po nich może powodować nieco większe reakcje dynamiczne, jednak różnica ta jest prawie znikoma w porównaniu z wartością referencyjną. Największa względna różnica wartości IRI jest zarejestrowana dla drogi klasy B i wynosi 2,97%.

Dopasowanie jest bardzo dobre dla wszystkich klas dróg, ponieważ mała wartość tego parametru oznacza, że zrekonstruowany profil jest bliższy oryginalnemu (idealne odtworzenie byłoby przy wartości *fitu* 0). Tym razem najniższa wartość dopasowania, a więc najbardziej zbliżona do oryginału, jest dla zrekonstruowanego profilu z klasy B. Fakt, że miał on największą względną i bezwzględną różnicę IRI może być spowodowany większą ilością gwałtownych zmian wartości, które przybliżają zrekonstruowany profil do oryginału,

a jednocześnie powodują większe ugięcia zawieszenia, co przekłada się na większe wartości IRI.

5.2.2 Wpływ szumu sygnału przyspieszenia koła na wyniki odtwarzania wymuszenia

Po ustaleniu, że metoda nadaje się do odtwarzania wymuszeń z losowych profili dróg, następnym krokiem było przetestowanie jej na sygnale z dodanym sztucznie szumem, który symuluje postać rzeczywistego sygnału przyspieszenia, jaki rejestrowany jest podczas testów drogowych. Do symulacji szumu występującego w rzeczywistych pomiarach wykorzystano biały szum generowany za pomocą dedykowanego bloku z biblioteki Simulink zwany *Band-Limited White Noise*. Generował on sygnał szumu co 0,0003 s o gęstości widmowej mocy szumu 10^{-5} m^3 . Symulowany szum został następnie dodany do oryginalnego sygnału przyspieszenia (Rys. 5.7), na podstawie którego przeprowadzono odtwarzanie sygnału.



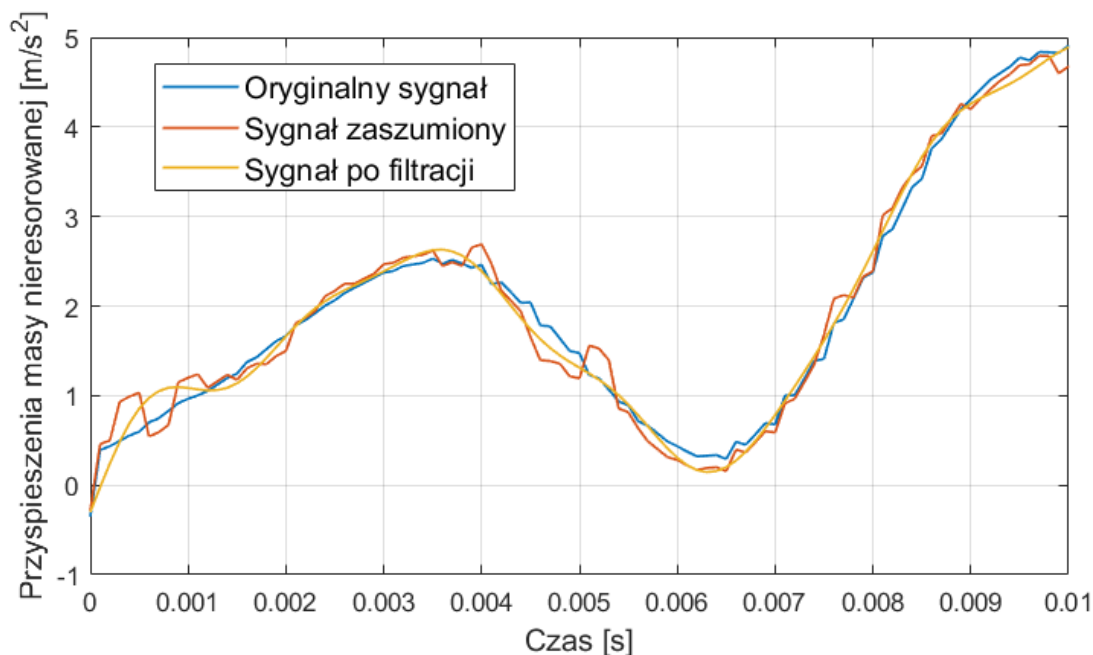
Rys. 5.7 Porównanie sygnału oryginalnego i zasumionego

Proces odtwarzania przebiegał podobnie, jak dla sygnałów zdeterminowanych: wygenerowane profile dróg klas od A do D wykorzystywano jako dane wejściowe do modeli ćwiartek samochodów, a zarejestrowane w tych testach przyspieszenie masy nieresorowanej zostało zapisane, do wykorzystania później jako wzorcowe przyspieszenie „testowe” $\ddot{z}_{m,T}$. Następnie ten sygnał przyspieszenia przeszedł przez opisany powyżej algorytm rekonstrukcji. Na koniec oryginalny sygnał wzbudzenia porównano z odtworzonym celem wyciągnięcia wniosków.

Modyfikacja procedury odtwarzania, którą należało wykonać w porównaniu z rekonstrukcją prostszych, zdeterminowanych sygnałów, takich jak fale sinusoidalne o różnych częstotliwościach, polegała na tym, że w przypadku sygnałów zrandomizowanych konieczne było zastosowanie postprocessingu poprzez usunięcie powstałych trendów liniowych z sygnału.

Celem było zasymulowanie sygnałów, które otrzymuje się w wyniku pomiaru w rzeczywistości i które zawsze wykazują jakąś formę niedoskonałości, często w postaci szumu o wysokiej częstotliwości. Jak należało się spodziewać, rekonstrukcja wymuszenia kinematycznego z takiego sygnału powodowała występowanie znacznie większych błędów.

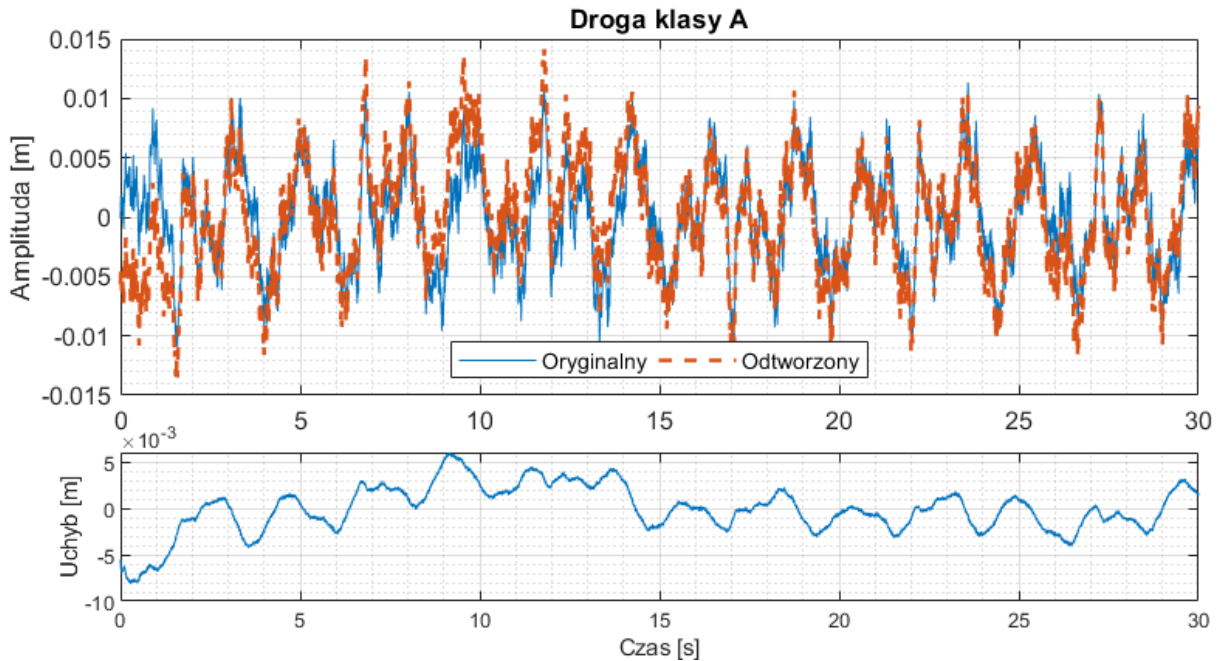
Z tego względu konieczna była wstępna filtracja zaszumionego sygnału. Wybraną metodą filtracji był filtr dolnoprzepustowy o częstotliwości granicznej 650 Hz. Tak wysoka częstotliwość sprawiła, że odfiltrowywany był tylko szum, pozostawiając nienaruszone wszystkie ważne (z punktu widzenia odpowiedzi dynamicznych) składowe częstotliwościowe. Efekty tej filtracji przedstawiono na Rys. 5.8.



Rys. 5.8 Efekty wstępnej filtracji sygnału zaszumionego

Po wstępnej filtracji sygnał przyspieszenia był gotowy do wykorzystania jako dane wejściowe do algorytmu odtwarzania. Wyniki wymagały dalszego przefiltrowania, tym razem przy użyciu filtra górnoprzepustowego. Naukowcy odkryli, że najskuteczniejszą metodą filtrowania tych długich fal jest użycie długiej średniej ruchomej (z 20000 najbliższych próbek)

w całym szeregu czasowym i odjęcie wartości średniej ruchomej od zrekonstruowanego sygnału. Wyniki tego procesu przedstawiono na Rys. 5.9.



Rys. 5.9 Wyniki odtworzenia wymuszenia kinematycznego na podstawie zaszumionego sygnału dla drogi klasy A

Zrekonstruowany sygnał znacznie różni się od oryginalnego przez mniej więcej pierwszą sekundę, jest to jednak spowodowane sposobem działania filtra dolnoprzepustowego. Po tym czasie działanie algorytmu szybko się stabilizuje, a wartość błędu spada do znacznie niższych wartości, oscylując w okolicach 0 mm. Są punkty, w których oszacowane profile wykazują dość dużą różnicę w wartości chwilowej w stosunku do oryginalnego, te jednak w większości wynikają z niemożności całkowitego odfiltrowania długich fal, które nadal wpływają na rekonstrukcję, ale nie wpływają znacząco na odpowiedzi modelu.

Tab. 4 Wartości wskaźnika IRI oraz dopasowania dla oryginalnego (org.) i odtworzonego (odtw.) sygnału wymuszenia kinematycznego z sygnału zaszumionego. Wartości obliczono używając oryginalnego sygnału jako odniesienia.

	A oryg.	A odtw.	B oryg.	B odtw.	C oryg.	C odtw.	D oryg.	D odtw.
IRI [m/km]	2.07	2.17	3.70	3.86	5.96	6.02	7.94	8.04
fit [%]	0.1108		0.0875		0.1062		0.1368	

W zakresie wskaźników podobieństwa sygnałów ponownie obliczono dopasowanie i wartości IRI, zgromadzone w Tab. 4. Wartość IRI dla oryginalnego wymuszenia kinematycznego drogi klasy A wyniosła 2,07 m/km, natomiast wartość dla sygnału odtworzonego 2,17 m/km. Jest to znacznie większa różnica niż w przypadku sygnału bez szumu

(0,1 w porównaniu do 0,03 różnicy), mimo to jest to jednak wynik zadowalający, stawiający zrekonstruowany profil w tej samej kategorii dróg, co oryginalny. Wraz ze spadkiem jakości drogi różnica w IRI staje się coraz mniejsza, a klasy C i D mają nawet nieco bardziej zbliżone wartości IRI niż dla prób bez dodanego szumu. Wartość dopasowania dla obu profili jest gorsza niż dla sygnału zrekonstruowanego bez szumu – wynosi 0,111%, czyli znacznie więcej w porównaniu do 0,0059% dla drogi klasy A. Podobny spadek podobieństwa jest zauważalny dla wszystkich klas dróg. Biorąc pod uwagę, o ile gorsza była rekonstrukcja z zaszumionego sygnału, nadal jest to wynik zadowalający.

5.3 VRPC na rzeczywistym obiekcie

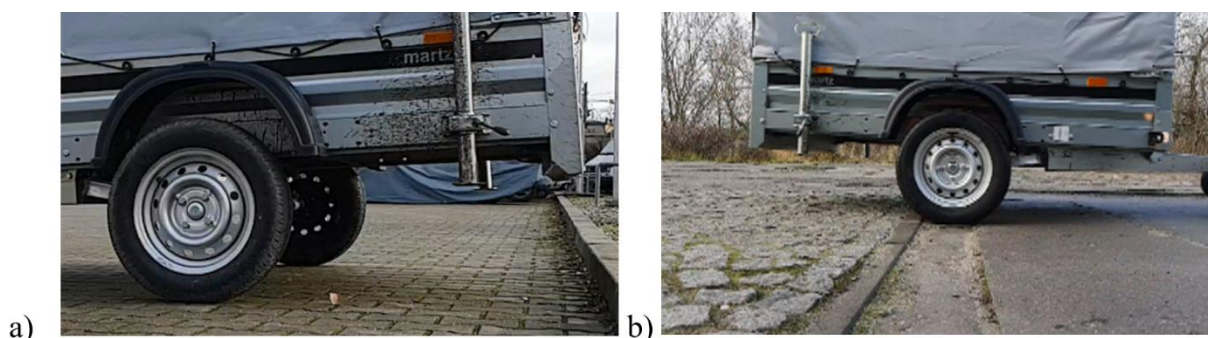
Do testów wykorzystano przyczepę badawczą opisaną szczegółowo w rozdziale 6. W fazie eksperymentalnej badań mierzono odpowiedzi dynamiki pionowej, które miały być wykorzystane jako dane wejściowe do procedury odtwarzania wymuszenia kinematycznego, a także do celów porównawczych. Zmienne te obejmowały:

- przebytą drogą wzdłużną podczas pomiarów,
- ugięcie zawieszenia $z_s - z_u$,
- przyspieszenie masy resorowanej \ddot{z}_M ,
- przyspieszenie masy nieresorowanej \ddot{z}_m .

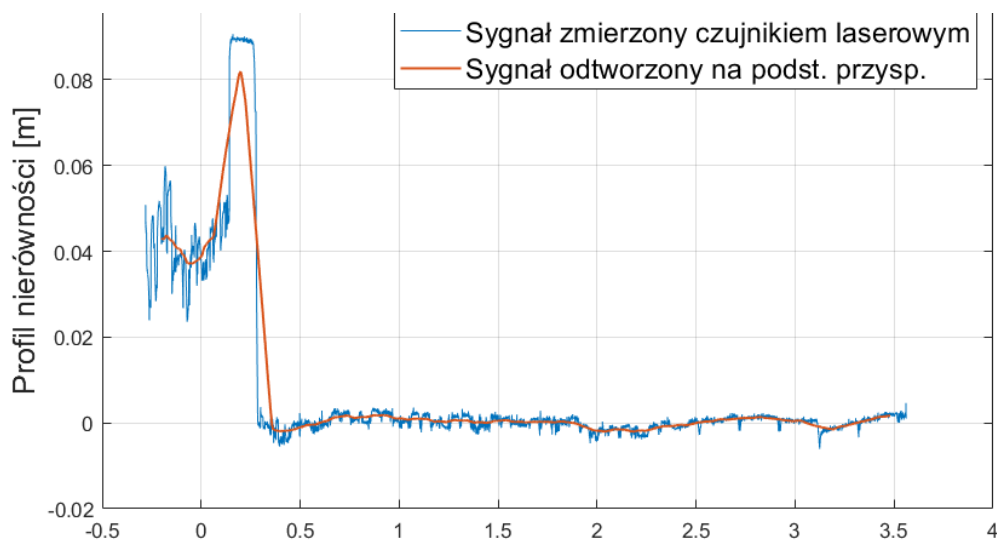
W celu weryfikacji metody rekonstrukcji wymuszeń kinematycznych przeprowadzono serię jazd testowych i rekonstrukcję danych zebranych podczas tych eksperymentów. Zbierano sygnały dla dwóch rodzajów nierówności na drogach:

1. zdeterminowanych – związane ze zjazdem z krawężnika o wysokości 9 cm z prędkością 4-7 km/h;
2. losowych – związane z jazdą z prędkościami 10 i 20 km/h po losowo nieregularnej nawierzchni.

Nawierzchnie te przedstawiono na rysunkach na Rys. 5.10, a profil wybranej nierówności zdeterminowanej mierzonej laserowym czujnikiem odległości pokazano na Rys. 5.11, wraz z wersją po filtracji modelującą właściwości filtracyjne opony. Filtracja polegała najpierw na odjęciu trendu liniowego, a następnie zastosowaniu modelu opony o stałej długości śladu równej 16 cm. Po uwzględnieniu prędkości pojazdu profil został następnie przekształcony w wymuszenie kinematyczne i wprowadzony jako dane wejściowe do modelu Matlab-Simulink.



Rys. 5.10 Odtwarzane nierówności drogi a) zdeterminowane b) losowe



Rys. 5.11 Profil nierówności zdeterminowanej

Ze względu na inny charakter sygnałów wejściowych (w porównaniu z wcześniejszą weryfikacją symulacyjną) do procedury rekonstrukcji wymuszenia kinematycznego drogi, musiała ona zostać zmodyfikowana. Najważniejszymi powodami zmian było zaszumienie sygnałów pomiarowych, które trzeba było zmodyfikować i odfiltrować, które różniło się od sztucznego zaszumienia analizowane w rozdziale 5.2.2. Ponadto, przy interpretacji wyników konieczne było wzięcie pod uwagę, że rzeczywisty obiekt nie jest bryłą sztywną, a wyznaczone charakterystyki elementów nie oddają idealnie rzeczywistych charakterystyk. Zmierzony sygnał przyspieszenia został poddany następującej obróbce, przed podaniem go jako wejście do modelu ćwiartki pojazdu:

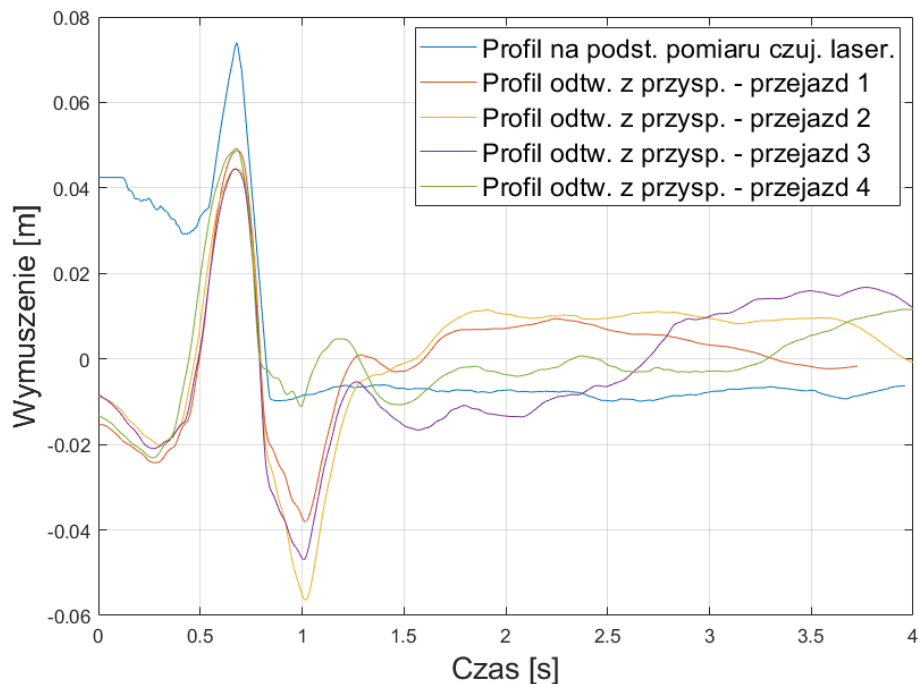
- odjęto wartość średnią,
- odjęto trend liniowy,
- zastosowano filtr dolnoprzepustowy o częstotliwości granicznej 15 Hz,
- sygnał przyspieszenia (po tych transformacjach) następnie całkowano dwukrotnie, a po każdym całkowaniu zastosowano filtr dolnoprzepustowy

o częstotliwości granicznej 1 Hz (dla przeszkody zdeterminowanej) lub 0,3 Hz (dla wymuszenia losowego),

- zrekonstruowany sygnał wymuszenia kinematycznego następnie przefiltrowano za pomocą średniej ruchomej dla liczby próbek odpowiadającej 0,5 s wokół danego elementu wektora (np. dla kroku czasowego 0,05 s oznaczałoby to 10 próbek).

5.3.1 Wyniki odtworzenia dla przeszkody zdeterminowanej

Sprawdzenie skuteczności algorytmu dla rzeczywistych nawierzchni rozpoczęto od eksperymentów na przeszkodzie zdeterminowanej w postaci krawężnika. Jego wysokość zmierzona laserowym czujnikiem odległości po uwzględnieniu filtrujących właściwości opony wynosiła 8,4 cm. W zrekonstruowanym wymuszeniu kinematycznym oszacowano ją na 7–10 cm – Rys. 5.12. Początkowa część sygnału (ok. 0,5–0,7 s) została przesunięta o 0,06 m w dół, ponieważ metoda nie uwzględnia różnicy wysokości między dwiema płaszczyznami, co jednak pod względem otrzymywanych odpowiedzi dynamicznych nie przekłamuje wyników.



Rys. 5.12 Sygnały wymuszenia kinematycznego dla zjazdu z krawężnika

Po zjeździe z krawężnika (ok. 1 s na Rys. 5.12) w zrekonstruowanych sygnałach zauważyć można obniżenie wartości wymuszenia o około 0,05 m względem przefiltrowanego sygnału z czujnika laserowego. Następnie w sygnale uwidaczniają się oscylacje niskoczęstotliwościowe, co odróżnia odtworzone od tych opracowanych na

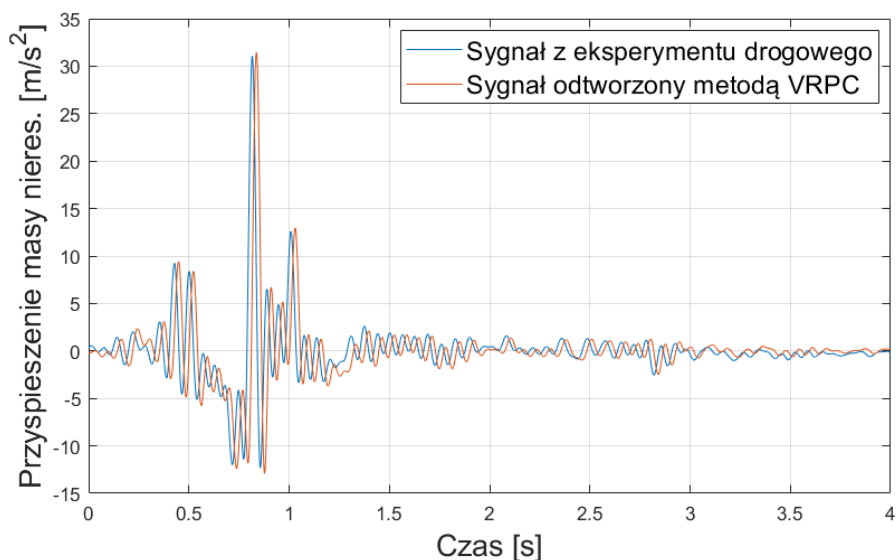
podstawie sygnału z czujnika laserowego. Dane dotyczące ekstremów sygnałów z czterech testów zjazdu z krawężnika można znaleźć w Tab. 5.

Tab. 5 Dane statystyczne dla wymuszenia zdeterminowanego

Wymuszenie kinematyczne	Z badań. eksp. [m]	Odtworzone VRPC – test 1 [m]	Odtworzone VRPC – test 2 [m]	Odtworzone VRPC – test 3 [m]	Odtworzone VRPC – test 4 [m]
Minimum	-0,010	-0,038	-0,056	-0,047	-0,023
Maksimum	0,074	0,049	0,044	0,044	0,049

Odtworzenie samego profilu, choć może być istotne, nie stanowi głównego celu w przedstawionych badaniach. Jeszcze ważniejsze jest osiągnięcie podobnych poziomów odpowiedzi dynamicznych zawieszona dla otrzymanych profili, ponieważ są one następnie wykorzystywane do obliczania kryteriów oceny działania zawieszona, takich jak kryterium bezpieczeństwa i komfortu czy obciążenie konstrukcji.

Ze względu na sposób działania metody prawie bezbłędnie odtwarzany jest sygnał przyspieszeń masy nieresorowanej (Rys. 5.13), ponieważ cała procedura została zaprojektowana tak, aby zminimalizować błąd między sygnałami z eksperymentu a tymi zrekonstruowanymi na podstawie przyspieszeń z eksperymentu. Dzięki temu dokładność rekonstrukcji jest bardzo wysoka – ponad 95%. Sygnał oparty na profilu utworzonym przez filtrowanie danych z czujnika laserowego ma minimalne wartości przyspieszenia dwa razy wyższe niż wspomniane dwa sygnały.



Rys. 5.13 Porównanie sygnałów przyspieszeń masy nieresorowanej dla badań eksperymentalnych i symulacji na podstawie odtworzonego sygnału

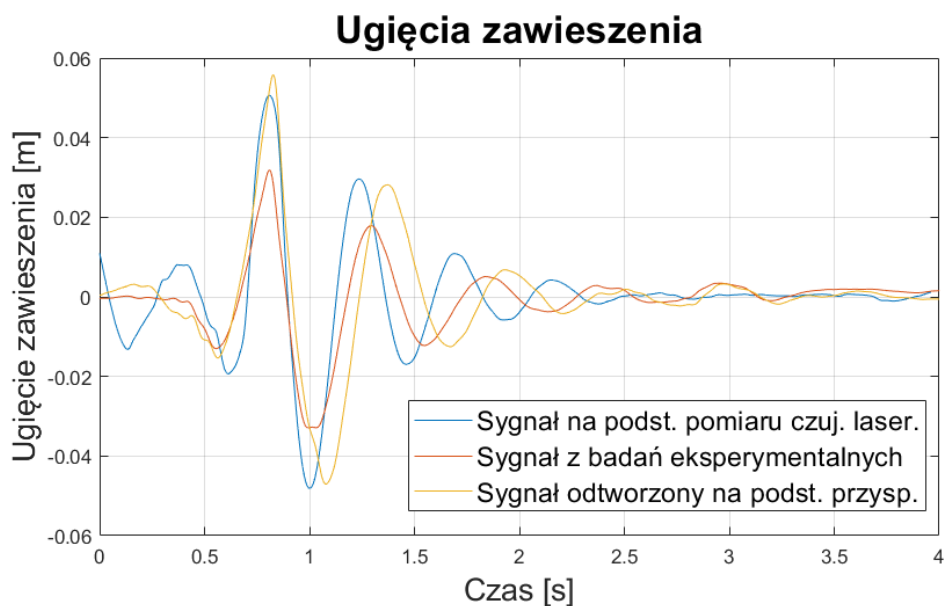
Rys. 5.14 przedstawia porównanie ugięć zawieszenia z trzech źródeł:

- sygnał z badań drogowych (czerwona linia),
- odpowiedź zawieszenia na wymuszenie kinematyczne na podstawie profilu otrzymanego z danych z czujnika laserowego poddanych filtracji opony (linia niebieska),
- odpowiedź zawieszenia na wymuszenie kinematyczne na podstawie profilu odtworzonego zaproponowaną metodą (linia żółta).

W przypadku obu przyspieszeń mas resorowanych z symulacji amplitudy drgań były większe niż eksperymentalne, co sugeruje, że parametry zawieszenia nie były w pełni zgodne z ich rzeczywistymi odpowiednikami. Wyniki nadal dobrze pasują do wyników eksperymentalnych w dziedzinie czasu, ponieważ wyniki symulacji są o 25% wyższe niż wartości minimalne i 70% wyższe niż wartości maksymalne (Tab. 6).

Tab. 6 Dane statystyczne o ugięciach zawieszenia dla wymuszenia zdeterminowanego

Ugięcia zawieszenia [m]	Sygnał odpowiedzi z symulacji na bazie odtworzonego wymuszenia				Sygnał z badań drogowych			
	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4	Test 1	Test 2	Test 3	Test 4
Minimum	-0,041	-0,047	-0,047	-0,033	-0,033	-0,033	-0,033	-0,033
Maksimum	0,056	0,055	0,056	0,048	0,031	0,030	0,032	0,030



Rys. 5.14 Sygnały ugięć zawieszenia dla zjazdu z krawężnika

Rys. 5.15 przedstawia przyspieszenia masy resorowanej dla wymuszenia zdeterminowanego. Porównano sygnały pochodzące z tych samych trzech źródeł, co dla ugięć zawieszenia: badań drogowych (linia czerwona), symulacji na podstawie wymuszenia z pomiaru profilu (linia niebieska) i symulacji na podstawie wymuszenia odtworzonego metodą VRPC (linia żółta).

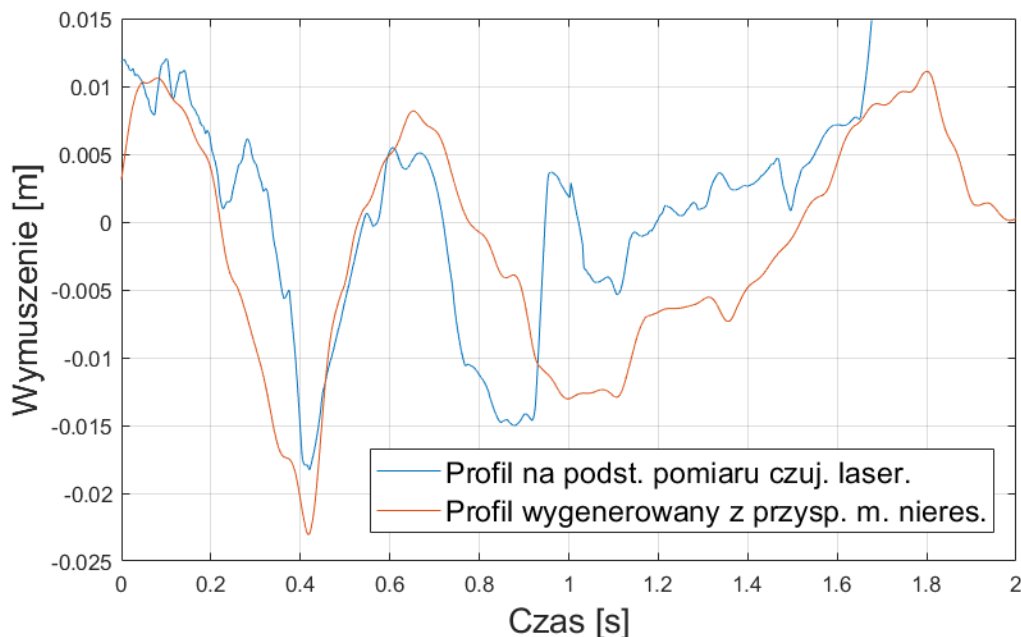
Wyniki symulacji wykazują wysoką dokładność jakościową sygnałów w dziedzinie czasu. Wartości minimalne odtworzono z dokładnością 85%, a maksymalne z dokładnością 50%. Po raz kolejny winę za to można przypisać parametrom modelu symulacyjnego, które odróżniały go od rzeczywistego obiektu.



Rys. 5.15 Przyspieszenia masy resorowanej dla wymuszenia zdeterminowanego

5.3.2 Wyniki odtwarzania dla wymuszenia losowego

Podczas testów stosowano różne prędkości, ale analiza wyników wykazała, że najlepsze wyniki uzyskano dla prędkości 20 km/h. Z tego powodu w pracy przedstawiono wyniki dla tej prędkości. Wymuszenie kinematyczne zrekonstruowane na podstawie przyspieszeń masy nieresorowanej dla jazdy z prędkością 20 km/h pokazano na Rys. 5.16.



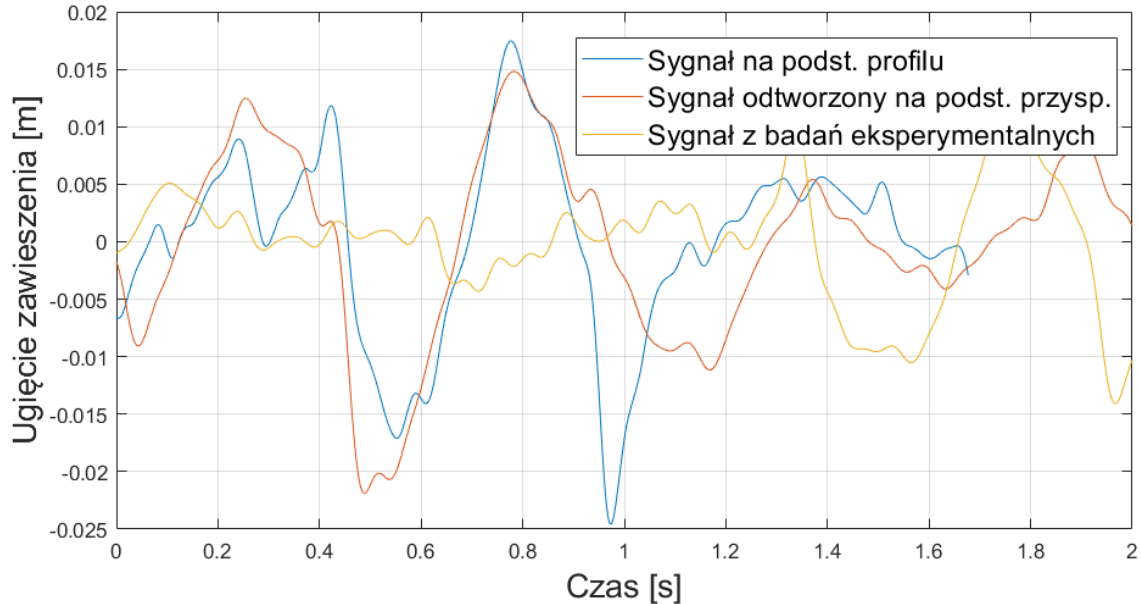
Rys. 5.16 Wymuszenie kinematyczne dla nierówności losowej przy jeździe z prędkością 20 km/h

Parametry statystyczne sygnałów dla nieregularności losowej zostały porównane i przedstawione w Tab. 7. W tabeli zgromadzono informacje dotyczące wartości średniokwadratowej sygnału (RMS), jego odchylenia standardowego (STD) oraz wartości minimalnych (MIN) i maksymalnych (MAX). Parametry te pokazują około 85% dokładności odtworzenia, jeśli chodzi o RMS sygnałów i odchylenia standardowe. Błąd odtworzenia minimalnej wartości wymuszenia wynosi 12,5%, natomiast dla maksimum jest to 4,2%. Wyniki te zobrazowano na Rys. 5.16 – można zaobserwować, że jakościowa reprezentacja oryginalnego sygnału jest zadowalająca – widoczne są charakterystyczne zmiany w obu sygnałach, mimo że prędkość pojazdu testowego nie była utrzymywana na stałym poziomie przez cały okres zapisu, co poskutkowało pojawieniem się rozbieżności w odtworzeniu pod koniec rejestrowanego czasu.

Tab. 7 Dane statystyczne dla wymuszenia kinematycznego dla nierówności losowej przy jeździe z prędkością 20 km/h

	RMS eksp.	RMS VRPC	STD eksp.	STD VRPC	MIN eksp.	MIN VRPC	MAX eksp.	MAX VRPC
Wartość średnia dla 3 przejazdów [m]	0,0074	0,0080	0,0074	0,0080	-0,0183	-0,0172	0,0149	0,0170
stosunek VRPC do eksp. [%]	-	84,1	-	86,0	-	87,5	-	104,2

Na Rys. 5.17 przedstawiono sygnały ugięcia zawieszenia dla badań drogowych (linia żółta), z symulacji bazując na profilu z czujnika laserowego (linia niebieska) a także z symulacji na podstawie zrekonstruowanego profilu z przyspieszeń (linia czerwona). W Tab. 8 przedstawiono dane statystyczne dla tych sygnałów.



Rys. 5.17 Ugięcia zawieszenia dla nierówności losowej przy jeździe z prędkością 20 km/h

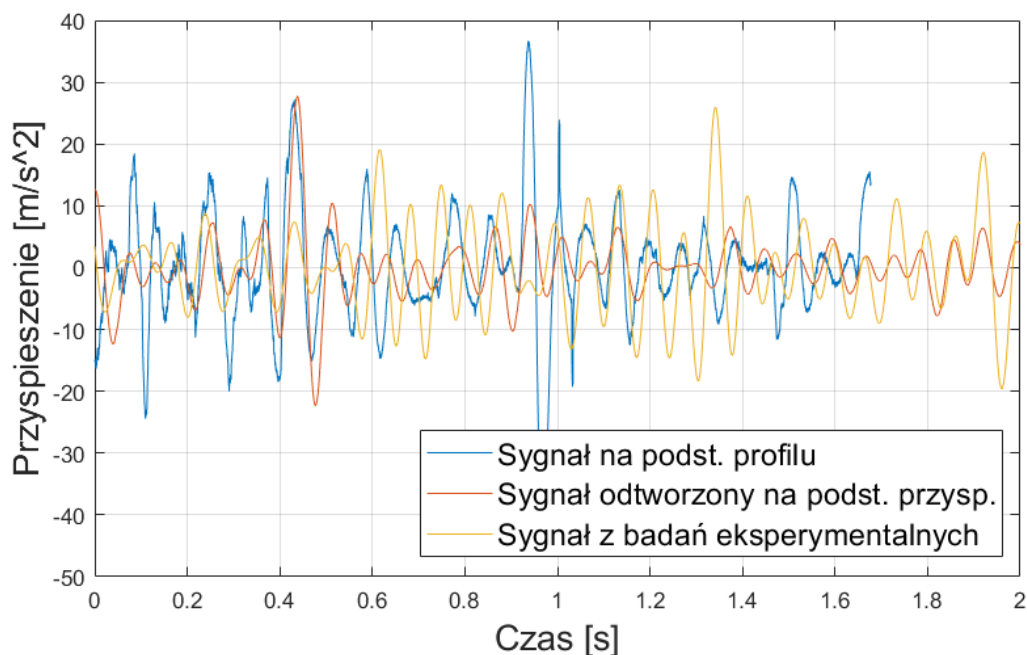
W porównaniu do wartości ugięcia z danych eksperymentalnych, sygnały dla zrekonstruowanych profili dały o około 40% wyższe wartości dla wszystkich analizowanych danych statystycznych. Dla wartości minimalnej i maksymalnej były one odpowiednio o około 30 i 60% wyższe w porównaniu z sygnałem z eksperymentów.

Tab. 8 Dane statystyczne dla przyspieszeń masy nieresorowanej dla nierówności losowej przy jeździe z prędkością 20 km/h

	RMS eksp.	RMS VRPC	STD eksp.	STD VRPC	MIN eksp.	MIN VRPC	MAX eksp.	MAX VRPC
Wart. śr. dla 3 przejazdów [m]	0,0061	0,0085	0,0061	0,0085	-0,0167	-0,0214	0,0088	0,0143
stosunek VRPC do eksp. [%]	-	139,43	-	139,58	-	128,46	-	161,86

Na Rys. 5.18 przedstawiono sygnały przyspieszeń masy nieresorowanej dla badań drogowych (linia żółta), z symulacji bazując na profilu z czujnika laserowego (linia niebieska)

a także z symulacji na podstawie zrekonstruowanego profilu z przyspieszeń (linia czerwona).
W Tab. 9 przedstawiono dane statystyczne dla tych sygnałów.



Rys. 5.18 Przyspieszenia masy nieresorowanej dla wymuszenia losowego przy prędkości 20 km/h

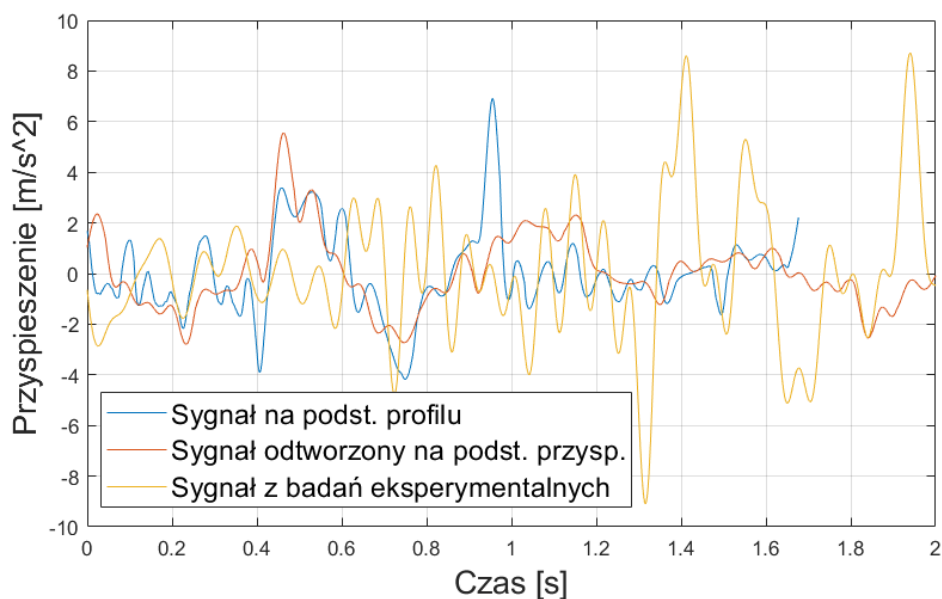
Tab. 9 Dane statystyczne dla przyspieszeń masy nieresorowanej dla nierówności losowej przy jeździe z prędkością 20 km/h

	RMS eksp.	RMS VRPC	STD eksp.	STD VRPC	MIN eksp.	MIN VRPC	MAX eksp.	MAX VRPC
Wart. śr. dla 3 przejazdów $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	3,64	3,74	3,65	3,73	-14,19	-14,58	19,88	18,64
stosunek VRPC do eksp. [%]	-	102,71	-	102,44	-	102,78	-	106,68

Dokładność zarówno RMS, jak i STD dla przyspieszeń masy nieresorowanej jest bardzo wysoka – błąd wynosi od 2 do 3% między danymi eksperymentalnymi a sygnałami przy użyciu profilu zrekonstruowanego z przyspieszeń masy nieresorowanej. Wartości minimalne i maksymalne dla zrekonstruowanych przyspieszeń masy nieresorowanej są podobnie zbliżone do tych z eksperymentów – różnią się od 3 do 7%.

Na Rys. 5.19 przedstawiono sygnały ugięcia zawieszenia dla badań drogowych (linia żółta), z symulacji bazując na profilu z czujnika laserowego (linia niebieska) a także

z symulacji na podstawie zrekonstruowanego profilu z przyspieszeń (linia czerwona). W Tab. 10 przedstawiono dane statystyczne dla tych sygnałów.



Rys. 5.19 Przyspieszenia masy resorowanej dla wymuszenia losowego przy prędkości 20 km/h

Tab. 10 Dane statystyczne dla przyspieszeń masy resorowanej dla nierówności losowej przy jeździe z prędkością 20 km/h

	RMS eksp.	RMS VRPC	STD eksp.	STD VRPC	MIN eksp.	MIN VRPC	MAX eksp.	MAX VRPC
Wart. śr. dla 3 przejazdów $\left[\frac{m}{s^2}\right]$	1,87	1,48	1,87	1,48	-3,66	-2,87	7,09	5,54
stosunek VRPC do eksp. [%]	-	79,48	-	79,29	-	78,34	-	78,14

Analiza tych parametrów statystycznych wykazała, że dokładność RMS i STD dla przyspieszeń masy resorowanej między danymi eksperymentalnymi a sygnałem z symulacji z wykorzystaniem profilu zrekonstruowanego na podstawie przyspieszeń masy nieresorowanej wynosi około 80%. Ten sam poziom dokładności można zaobserwować dla wartości minimalnych i maksymalnych tych przyspieszeń w porównaniu z danymi eksperymentalnymi.

Uzyskane w pracy wyniki potwierdziły, że zaproponowany algorytm potencjalnie może być wykorzystany do rekonstrukcji wymuszeń kinematycznych, mimo że nie była ona idealna i można ją ulepszyć. Wyniki dla przyspieszeń masy nieresorowanej są bardzo obiecujące i są dokładne od 95 do 98% w porównaniu z danymi eksperymentalnymi dla wszystkich analizowanych przypadków, ponieważ były one sygnałem, który algorytm odtwarzał

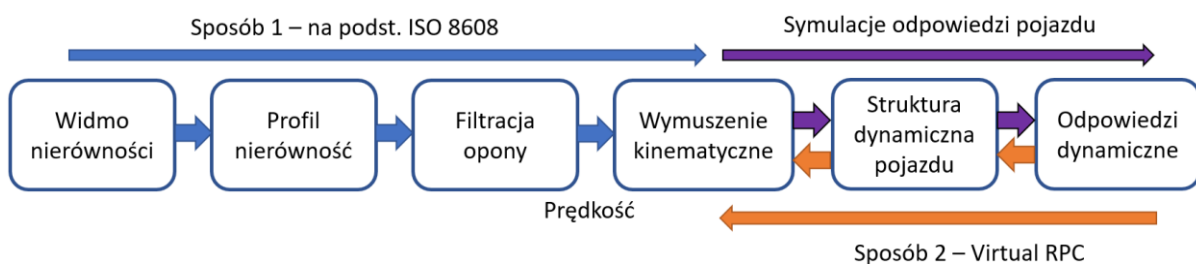
bezpośrednio. Oznaczało to, że niedokładności między modelem ćwiartki samochodu a rzeczywistym obiektem testowym odgrywały najmniejszą rolę dla tych sygnałów.

Dla nierówności zdeterminowanej – zjazdu z krawężnika – wyniki w dziedzinie czasu są bardzo podobne dla badań w warunkach rzeczywistych i symulacji na podstawie odtworzonego profilu. Wysokość krawężnika oszacowano na 7-10 cm, podczas gdy rzeczywista wartość to 8,4 cm. Dokładność ugięcia zawieszenia pod względem czasu i amplitudy jest wysoka. Wyniki symulacji są o około 25% wyższe dla wartości minimalnych i 70% wyższe dla maksymalnych, ale wynika to z różnic między modelem symulacyjnym a obiektem rzeczywistym. Minimalne przyspieszenia masy resorowanej w symulacjach były dokładne w 85% w porównaniu z eksperymentami, podczas gdy wartości minimalne były dokładne w 50%.

Dla nieregularności losowej satysfakcjonujące wyniki uzyskano dla jazdy z prędkością 20 km/h. Analiza danych statystycznych wykazała, że błąd RMS rekonstrukcji kinematycznej wymuszeń wyniósł 15%. Błędy wartości minimalnej i maksymalnej wynosiły od 4 do 25%. Dla przyspieszeń masy resorowanej błąd wynosił 5% dla RMS i 20% dla obu wartości ekstremalnych.

5.4 Dyskusja wyników i wybór metody generowania wymuszeń

W rozdziałach 4 i 5 przedstawiono dwie alternatywne metody generowania wymuszenia kinematycznego, które schematycznie porównano na Rys. 5.20. Wynikiem końcowym w obu przypadkach jest sygnał nadający się jako wejście do symulacji dynamiki pionowej pojazdu, oba procesy podchodzą jednak do kwestii jego generowania niejako z dwóch przeciwnych stron.



Rys. 5.20 Porównanie metod generowania wymuszenia kinematycznego

Sposób pierwszy na podstawie gęstości widmowej mocy wymuszeń tworzy profil nierówności od podstaw dla pewnej statystycznej drogi o określonej klasie, który to profil jest następnie przekształcany przez model filtracji opony i zamieniany na wymuszenie kinematyczne poprzez uwzględnienie prędkości jazdy. Sposób drugi z kolei pozwala na

uzyskanie przybliżonego wymuszenia kinematycznego, które wywołuje zarejestrowane w rzeczywistej eksploatacji przyspieszenia masy resorowanej. Tak uzyskany sygnał wyjściowy może następnie zostać użyty w symulacji dynamiki pojazdu.

Ostatecznie w dalszych badaniach zdecydowano się na zastosowanie znanej i sprawdzonej metody z użyciem generatora na podstawie gęstości widmowych mocy. Autorska metoda VRPC, choć dająca obiecujące wyniki, nie jest w stanie skutecznie generować wymuszeń, które odtwarzają w pełni odpowiedzi eksperymentalne. Stopień podobieństwa zależy od rozpatrywanej odpowiedzi dynamicznej, wynosi on jednak jedynie 60-70% dla tak istotnych odpowiedzi jak ugięcia zawieszenia. Wynika to z rozbieżności między rzeczywistym obiektem a modelem symulacyjnym, który służy odtwarzaniu modelu. Choć więc metoda ma potencjał na zastosowanie w badaniach dynamiki, wymaga ona więcej czasu na jej udoskonalenie.

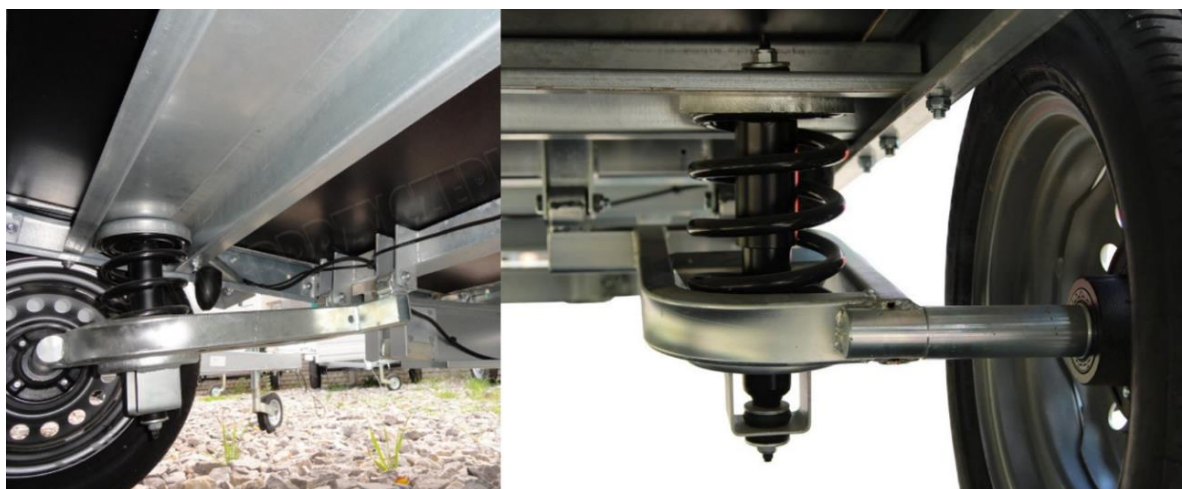
6 Modelowanie pojazdu badawczego

6.1 Pojazd badawczy

Przedmiotem symulacyjnych badań dynamiki pionowej była dynamika pionowa pojazdu badawczego jakim była przyczepa bagażowa jednoosiowa TEMA-MARTZ PREMIUM model PRO 2012W. Podstawowe parametry pojazdu badawczego wraz ze zdjęciem poglądowym przedstawiono w Tab. 11. Przyczepka posiada niezależne zawieszenie kół z wahaczami wzdłużnymi, sprężynami śrubowymi oraz amortyzatorami teleskopowymi – Rys. 6.1.

Tab. 11 Charakterystyka obiektu badań

Model	TEMA-MARTZ PREMIUM PRO 2012W	 <p>Przyczepka TEMA-MARTZ PREMIUM PRO 2012W</p>
Rodzaj	przyczepka lekka	
Masa własna	161kg	
Dopuszczalna ładowność	589kg	
Dopuszczalna masa całkowita pojazdu	750kg	
Największy dopuszczalny nacisk osi	7,5kN	
Rozstaw kół	1515 mm	
Długość	3170 mm	
Szerokość	1680 mm	
Ogumienie	150/70R13 75N	



Rys. 6.1 Niezależne zawieszenie z wahaczem wzdłużnym, sprężyną śrubową oraz amortyzatorem teleskopowym badanej przyczepki

6.2 Podstawy modelowania dynamiki pionowej

Prowadzenie badań symulacyjnych wpływu różnych wymuszeń kinematycznych oraz obciążeń zawieszenia na podstawowe kryteria oceny zawieszenia wymagało przygotowania odpowiedniego modelu pojazdu, który pozwoli przekształcić wymuszenia kinematyczne w odpowiedzi dynamiczne takie jak przyspieszenia mas pojazdu czy siły w elementach zawieszenia.

W ciągu wielu lat badań, zaproponowanych zostało wiele różnych modeli pojazdu, od bardzo prostych po zaawansowane i skomplikowane. Rzeczywiste zawieszenie pojazdu jest układem skomplikowanym, składającym się z dużej liczby połączonych ze sobą elementów, które oddziałują ze sobą za pomocą różnego rodzaju wiązań zapewniających poszczególnym częściom różną liczbę stopni swobody. Charakterystyki tych elementów nigdy nie są całkowicie liniowe, a jedynie mogą być przybliżane w pewnych zakresach za pomocą funkcji liniowych. Na kształt tych charakterystyk wpływ mają także różne czynniki zewnętrzne, takie jak temperatura, zapylenie (mogące zwiększyć tarcie wewnętrzne amortyzatorów teleskopowych) oraz wiele innych. Uwzględnienie wszystkich możliwych wpływów skutkuje znacznym zwiększeniem stopnia skomplikowania modeli, dlatego badacze na ogół posługują się modelami uproszczonymi, które przy niewielkim spadku dokładności albo ograniczeniach stosowania dają przybliżone wyniki. Stopień tego uproszczenia w dużej mierze determinowany jest przez postawiony przez badaczy cel. Przy badaniu wytrzymałości zmęczeniowej modelowanie struktury geometrycznej elementów wodzących, sprężystych i tłumiących zawieszenia będzie istotne, ponieważ wpływać ona będzie na rozkład naprężeń w tych elementach. Natomiast dla badań odpowiedzi dynamiki pionowej zazwyczaj wystarczające jest zasymulowanie właściwości masowych, sprężystych i tłumiących zawieszenia. Ewentualny wpływ geometrii elementów wodzących na charakterystyki sztywności i tłumienia zawieszenia może być uwzględniony przez zastosowanie odpowiednich przełożeń kinematycznych, przez które mnożone bądź dzielone są siły sprężystości i tłumienia elementów zawieszenia.

Początkowo badacze analizowali głównie proste liniowe modele ćwiartki samochodu, które można znaleźć chociażby w publikacjach Rotenberga [59], Kamińskiego i Pokorskiego [11] czy Mitschkego [25]. Modele te są nadal używane w nowszych publikacjach, na przykład w pracach Jana Celko i współautorów [38] czy Mousthaphy Doumatiego i współautorów [64]. Z biegiem lat coraz więcej badań i symulacji wykonywano z wykorzystaniem modeli nieliniowych, zwłaszcza w ostatniej dekadzie, np. u Mitury [3] czy Lozi i Zdanowicza [22].

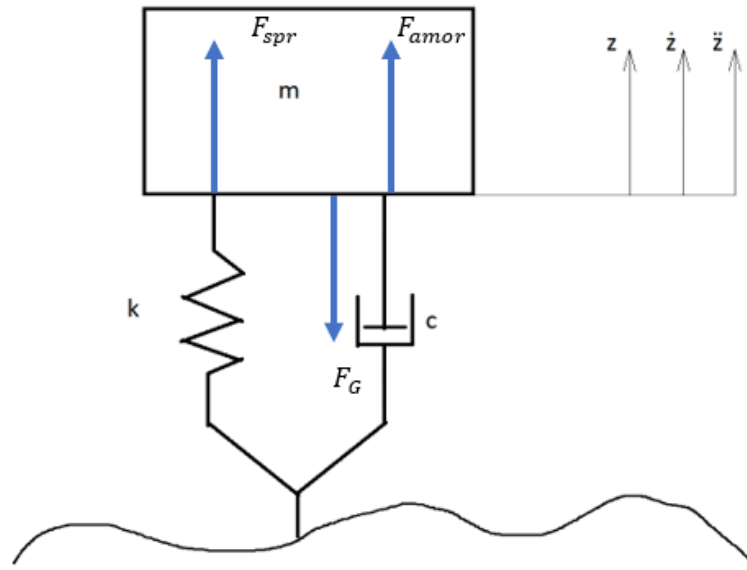
Liniowe modele połowy samochodu były również używane od dawna i można je znaleźć we wspomnianej pracy prof. Mitschkego [25], ale także w nowszych publikacjach takich autorów jak Múčka [29], McGetrick [40] czy O'Brien[30]. Nieliniowe modele połowy samochodu opisano już w publikacji prof. Lozi datowanej na rok 1985 [10]. W [25] i [65] można znaleźć liniowy model całego samochodu. W pracy Savaresiego [66] opisano wszystkie trzy rodzaje modeli pojazdów (ćwiartkowy, półwkowy jak i model całego pojazdu), jak również wariantów nieliniowych dla modeli ćwierci i połowy samochodu.

Jeśli chodzi o modele dróg i ich generowanie, większość publikacji rozpoczynała się od analizy wymuszeń okresowych składających się z jednej lub więcej fal sinusoidalnych [25], [65], po czym następowało stopniowe przechodzenie w kierunku profili losowych opisywanych wartościami statystycznymi, o których piszą Rychlik czy Dukkipati [67]–[69]. Po wprowadzeniu IRI w 1986 roku badacze próbowali modelować swoje profile tak, aby posiadały zadane wartości IRI [29], [70]. W następnej dekadzie, kiedy została wydana norma ISO 8608, wielu badaczy uznało, że lepiej nadaje się do modelowania różnych typów dróg, dlatego tak wiele nowoczesnych profili drogowych jest generowanych zgodnie z tym standardem, co widać na przykład w [22], [40], [57], [68].

Decyzja o stopniu uproszczenia modelu ostatecznie zależy od osoby odpowiedzialnej za przeprowadzenie badań symulacyjnych biorącej pod uwagę możliwości obliczeniowe i cel samych badań. Najprostszym modelem, który powszechnie uznawany jest za wystarczający dla podstawowych badań jest model ćwiartki pojazdu o dwóch stopniach swobody symulujących dynamikę masy resorowanej i nieresorowanej i takiego właśnie modelu użyto w symulacjach.

6.3 Podstawowe założenia budowy modelu

Podczas budowy modelu - równań ruchu – konieczne jest przyjęcie konwencji co do oznaczeń, kierunków i zwrotów zmiennych opisujących ruch danej masy. To, w jaki sposób przyjęto znaki poszczególnych sił w modelu, przedstawiono na uproszczonym modelu jednomasowym (Rys. 6.2), wartości sił dla drugiej masy potraktowano jednak analogicznie.



Rys. 6.2 Układ jednomasowy z osią z skierowaną przeciwnie do kierunku działania grawitacji

Zakładając, że układ na rysunku może przemieszczać się jedynie w osi z oraz że oś ta skierowana jest do góry, zapisano równania równowagi sił w postaci:

$$m\ddot{z} = \vec{F}_G + \vec{F}_{spr} + \vec{F}_{amor} \quad 7$$

Ponieważ wszystkie siły działają w jednym kierunku, możliwe było zapisanie powyższego równania jako:

$$m\ddot{z} = -F_G + F_{spr} + F_{amor} \quad 8$$

Zarówno siła sprężystości, jak i siła tłumienia skierowane są przeciwnie do kierunku przemieszczenia i prędkości, które je powodują i (dla modelu liniowego) wprost proporcjonalne do ich wartości:

$$F_{spr} = -k\Delta z \quad 9$$

$$F_{amor} = -c\Delta \dot{z} \quad 10$$

Ostatecznie siłę wypadkową w układzie wyrażono następująco:

$$m\ddot{z} = -mg - k\Delta z - c\Delta \dot{z} \quad 11$$

Daje to dodatnie wartości sił od sprężyny i amortyzatora podczas dociskania masy m do podłoża i ujemne przy jej oddalaniu. Przeszczenie ruchomego końca sprężyny z_m jest dodatnie przy rozciąganiu sprężyny, a ujemne przy jej ściskaniu. Wartość 0 przyjęto jako stan swobodny sprężyny – czyli taką jej długość, dla której wywierana przez sprężynę siła jest zerowa (więcej na ten temat znaleźć można w [71]).

Zakładając, że zwrot wymuszenia kinematycznego h jest taki sam jak zwrot z_m sprężyna będzie ściskana przy dodatnich wartościach h , a rozciągana przy ujemnych, dlatego ogólna deformacja opony będzie różnicą pomiędzy z_m a h .

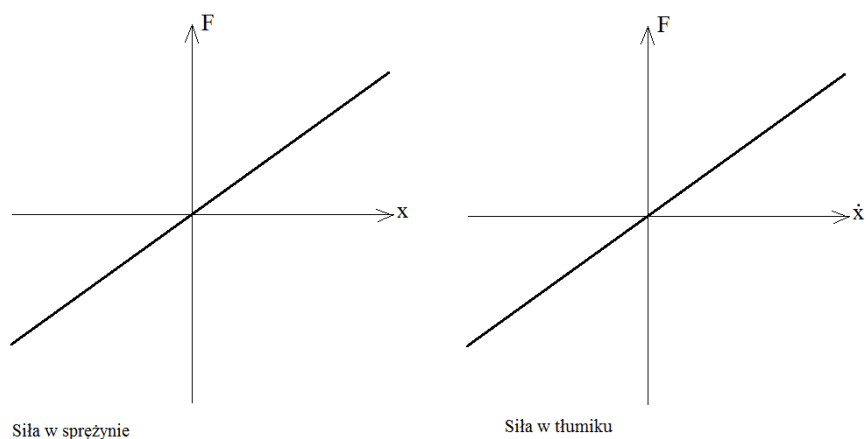
$$\Delta z = z_m - h \quad 12$$

Wartość współczynnika sprężystości jest dodatnia, co znaczy że siły osiągnęte przy rozciąganiu sprężyny będą miały wartość dodatnią. Należy tu jednak zauważyć, że jest to siła wewnętrzna, związana ze zmianą energii potencjalnej sprężystości w sprężynie. Dlatego do obliczenia siły wypadkowej, po przeniesieniu jej na drugą stronę równania siła ta zmieni znak na ujemny.

Dla elementu tłumiącego ponownie, należy zwrócić uwagę na znaki – prędkość przemieszczania przy rozciąganiu jest dodatnia, a przy ściskaniu sprężyny ujemna dla ruchu masy m , odwrotnie byłoby dla utwierdzonego końca, stąd znak "+" przy \dot{z}_m oraz znak "-" przy \dot{h} . Współczynnik tłumienia c przyjęty zostaje jako dodatni, więc policzona w ten sposób siła ma wartość dodatnią przy rozciąganiu sprężyny i ujemną przy jej ściskaniu, jednakże do równań wchodzi ze znakiem ujemnym, ponieważ jest siłą oporu zawsze przeciwstawiającą się ruchowi układu.

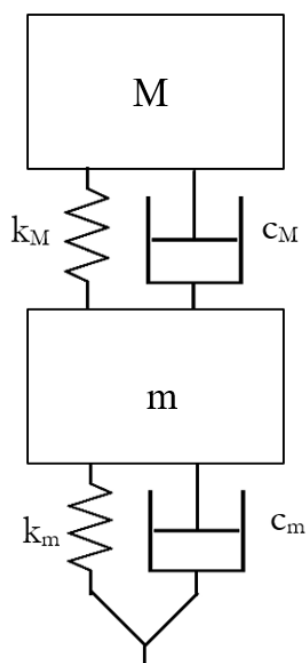
6.4 Opis modelu wykorzystanego w badaniach

W badaniach symulacyjnych wykorzystano dwa modele pojazdów – jeden w wariacie liniowym, drugi – nieliniowym. Za model nieliniowy uznawany jest każdy model, w którym któraś z charakterystyk nie jest liniową zależnością którejś ze zmiennych niezależnych. Najprostsze liniowe charakterystyki przedstawione są na Rys. 6.3 – siły sprężystości i tłumienia dane są w formie linii prostych przechodzących przez początek układu współrzędnych. Takie podejście, mimo że akceptowalne dla wielu typowych sytuacji drogowych dla niektórych konstrukcji, przestaje dawać satysfakcjonujące wyniki dla większych ugięć czy prędkości ugięć.



Rys. 6.3 Wykresy sił w sprężynie dwustronnego działania od przemieszczenia i tłumiku dwustronnego działania od prędkości

Wykorzystany w badaniach model zawieszenia ćwiartki samochodu jest dwumasowym modelem o dwóch stopniach swobody. Składa się z dwóch mas – resorowanej oznaczonej M i nieresorowanej m (Rys. 6.4).



Rys. 6.4 Model ćwiartki samochodu

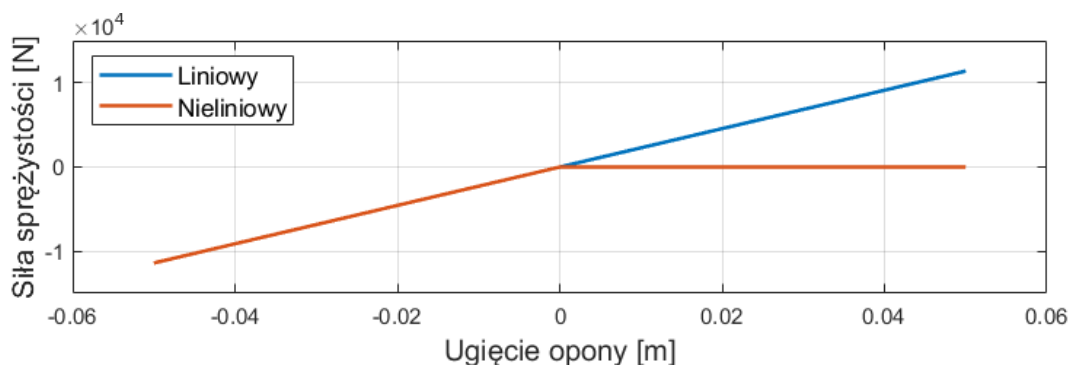
Każda z mas ma tylko 1 stopień swobody – ruch w kierunku pionowym. Oddziałują one między sobą za pośrednictwem sprężyny o sztywności k_M i amortyzatora o współczynniku tłumienia c_M , które w zależności od modelu są albo prostymi współczynnikami, albo (w modelach nieliniowych) są przedstawiane w postaci charakterystyk, w których generowane siły zależą od ugięcia i prędkości ugięcia zawieszenia, odpowiednio dla sprężyny i amortyzatora. Parametry modelu liniowego sztywności oszacowano na podstawie

charakterystyk zawieszenia w obszarze w przybliżeniu liniowego działania zawieszenia, z uwzględnieniem przełożeń kinematycznych. Parametry modelu liniowego tłumienia zawieszenia przedniego i tylnego oszacowano jako średnią wartość dla zakresu prędkości ugięcia od $-0,2624$ m/s do $+0,2624$ m/s. Siły w oponach są modelowane za pomocą współczynników sztywności k_m i tłumienia c_m . W modelu nieliniowym wartości sił w oponach są zmieniane na zero, gdy ugięcie opony osiąga wartości dodatnie, gdyż oznacza, że opona straciła kontakt z nawierzchnią drogi.

6.4.1 Modelowanie sztywności elementów sprężystych

6.4.1.1 Modelowanie sztywności pionowej opony

Prostym przykładem, dla którego model liniowy fałszuje wyniki, jest wspomniany moment oderwania się kół od drogi. W takim wypadku ugięcie opony (obliczane jako różnica pomiędzy przemieszczeniem masy nieresorowanej a wymuszeniem kinematycznym) staje się wartością dodatnią, przez co dodatnią wartość ma także siła sprężystości. Oznacza to, że oderwane koło jest „przyciągane” do nawierzchni w symulacji przez nieistniejącą sprężynę – opona może jedynie odpychać masę nieresorowaną od nawierzchni. Stąd najprostszą modyfikacją, jaką wprowadzić można do modelu jest przypisanie siłom w sprężynie wartości zerowej, gdy jej ugięcie osiąga wartości dodatnie. Tak zmodyfikowana charakterystyka przedstawiona jest na Rys. 6.5.



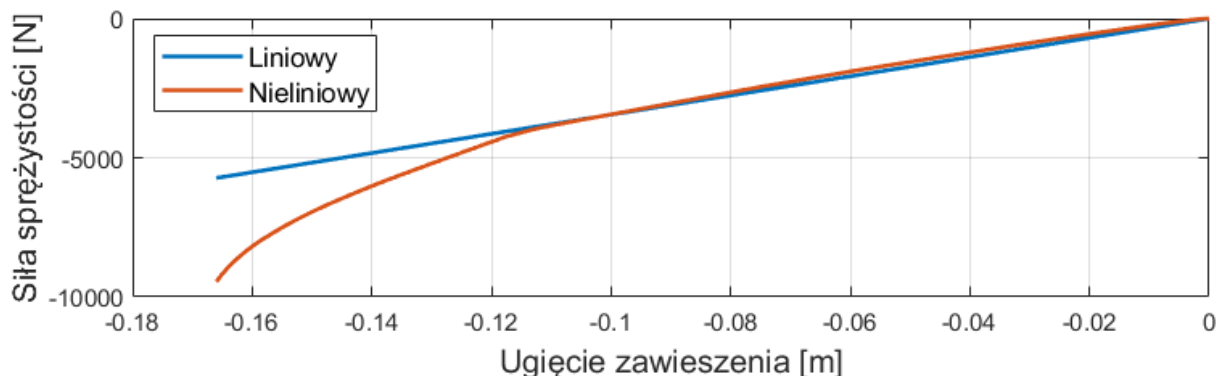
Rys. 6.5 Nieliniowa charakterystyka sprężystości opony

6.4.1.2 Modelowanie sztywności zawieszenia

Charakterystyka elementów sprężystych zawieszenia jest bardziej skomplikowana i zależy w dużej mierze od konstrukcji zawieszenia. W zależności od zastosowanego typu sprężyny, geometrii zawieszenia, zastosowanych sposobów łączenia elementów i innych czynników charakterystyki te mogą przyjmować różne kształty. Możliwe jest jednak

zaobserwowanie pewnych prawidłowości dla większości pojazdów podobnego typu i przeznaczenia.

Większość współczesnych samochodów osobowych jako element sprężysty posiada sprężynę śrubową o w przybliżeniu liniowej charakterystyce w normalnym zakresie pracy. W przypadku większego jej ugięcia działać często zaczyna gumowy odbojnik, który powoduje znaczący wzrost siły potrzebnej do ugięcia zawieszenia o tę samą wartość. Wreszcie przy całkowitym ściśnięciu jej zwojów wartość współczynnika sztywności rośnie praktycznie do nieskończoności – żeby doszło do dalszego ugięcia, odkształceniu ulec musi bowiem sam materiał sprężyny. W przypadku sprężyn będących częścią kolumny MacPhersona także drugi koniec charakterystyki ulega zmianie – ponieważ sprężyna taka montowana jest już w stanie wstępnego ugięcia, początkowo siła potrzebna do dalszego jej skrócenia narasta bardzo gwałtownie, nim dojdzie do zakresu liniowego. Przykładowe porównanie charakterystyki liniowej i nieliniowej przedstawia Rys. 6.6. Warto zwrócić uwagę, że oś odciętych kończy się w tym wypadku na zerze – przedstawiona sprężyna jako część kolumny nie może rozciągnąć się bardziej niż wynika to ze sposobu jej montażu.



Rys. 6.6 Porównanie liniowej i nieliniowej charakterystyki sprężyny

6.4.2 Modelowanie elementów tłumiących

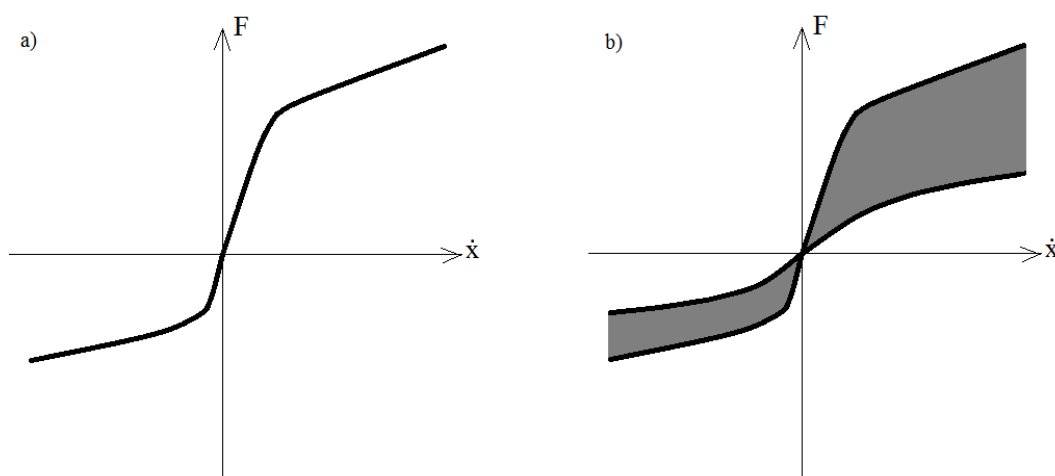
6.4.2.1 Modelowanie tłumienia opony

Właściwości tłumiące opony opisane są w najprostszym przypadku **współczynnikiem tłumienia opony** c_m , choć ze względu na niewielką wartość w niektórych modelach współczynnik ten jest całkowicie pomijany. Wynika to z faktu, że większość energii drgań pojazdu dyssypowana jest przez amortyzatory. Jeśli jednak współczynnik c_m jest uwzględniany to można zastosować najprostszy, liniowy sposób opisu, z jednym istotnym zastrzeżeniem – siła tłumienia opony musi wynosić zero, jeżeli przemieszczenie opony jest dodatnie, ponieważ

oznacza to oderwanie koła od nawierzchni. W tym sensie siła amortyzatora jest funkcją nie tylko prędkości ugięcia, ale także samego ugięcia.

6.4.2.2 Modelowanie tłumienia zawieszenia

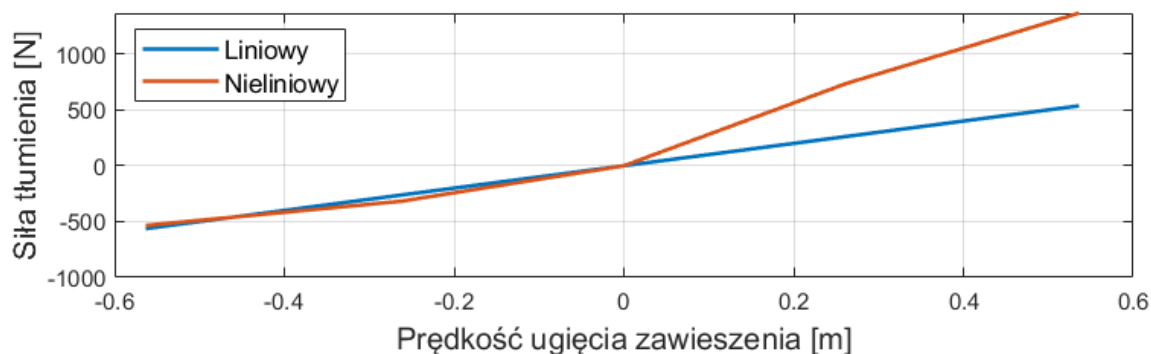
Właściwości tłumiące zawieszenia lub amortyzatora opisane mogą być w przypadku modelu liniowego **współczynnikiem tłumienia zawieszenia (amortyzatora) c_M** . Amortyzatory współczesnych samochodów zazwyczaj mają jednak charakterystyki nieliniowe (Rys. 6.7), projektowane są w ten sposób, aby przy niewielkich prędkościach siła generowana w amortyzatorze narastała dosyć szybko ze wzrostem prędkości.



Rys. 6.7 Charakterystyka a) amortyzatora pasywnego b) amortyzatora sterowanego - szare pole określa zakres możliwych do osiągnięcia współczynników tłumienia

Przy dalszym wzroście prędkości ugięć siła tłumienia narasta dużo wolniej. Ponadto amortyzatory cechują się asymetrią charakterystyki co oznacza, że w zależności od tego czy amortyzator jest ściskany czy rozciągany siła generowana w nim jest inna, mimo tej samej bezwzględnej wartości prędkości. Dalszym skomplikowaniem przy modelowaniu amortyzatorów jest uwzględnienie zmiennej charakterystyki tego tłumienia w tzw. amortyzatorach sterowanych. W zależności od ich typu współczynnik tłumienia amortyzatora może zmieniać się płynnie w danym zakresie bądź może być to kilka z góry określonych charakterystyk, pomiędzy którymi można się przełączać [34].

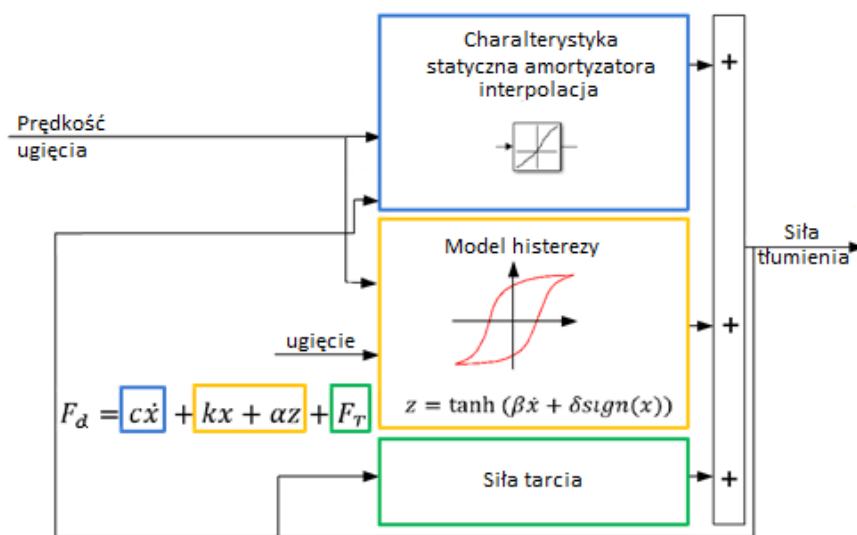
Różnice w modelu statycznym liniowego i nieliniowego amortyzatora przedstawiono na Rys. 6.8.



Rys. 6.8 Porównanie charakterystyk liniowego i nieliniowego amortyzatora

6.4.2.3 Modelowanie histerezy i siły tarcia w amortyzatorze

W pracach badawczych zastosowano także model uwzględniający dodatkowe zjawiska towarzyszące generowaniu siły tłumienia w amortyzatorze. Posłużono się modelem opisanym w pracach zespołu naukowego w którym działa autor rozprawy [72][73] i przedstawionym na Rys. 6.9.



Rys. 6.9 Model amortyzatora z uwzględnieniem histerezy i siły tarcia

W zastosowanym modelu bazową charakterystyką tłumienia była charakterystyka statyczna – uśrednione siły tłumienia w funkcji prędkości pracy amortyzatora (jego ściskania i rozciągania). Do jej zamodelowania posłużył moduł **statycznych charakterystyk tłumienia**, który modeluje siły tłumienia w funkcji prędkości ściskania i rozciągania oraz wartości prądu sterującego. Ogólnie dla charakterystyk liniowych i symetrycznych siłę tłumienia można modelować za pomocą prostych równań:

$$F_d = c\dot{x}$$

13

gdzie:

c – współczynnik tłumienia,

\dot{x} – prędkość ugięcia amortyzatora.

W przypadku charakterystyk nieliniowych i asymetrycznych zastosować można równania nieliniowe lub tak jak w wykorzystanym w badaniach modelu interpolację charakterystyk eksperymentalnych. Implementacja modelu amortyzatora w oprogramowaniu Matlab/Simulink zrealizowana została za pomocą bloku *Lookup Table* [74].

Moduł histerezy siły tłumienia jest ważny dla dużych sił tłumienia i dużych prędkości ściskania i rozciągania amortyzatora. Wartość sił histerezy zależy od zarówno od wartości ugięcia amortyzatora, jak i od prędkości tego ugięcia. Zaproponowano prosty model oparty na pracy [75] do modelowania charakterystyki histerezy. Model ten określają wzory:

$$F_h = kx + \alpha z \quad 14$$

$$z = F_0 \cdot \tanh(\beta \dot{x} + \delta \text{sign}(x)) \quad 15$$

gdzie:

k - współczynnik sztywności odpowiadający za otwarcie histerezy w okolicy prędkości zerowej ściskania/rozciągania; duża wartość k odpowiada histerezie otwarcia końców,

α - współczynnik skali histerezy określający wysokość histerezy,

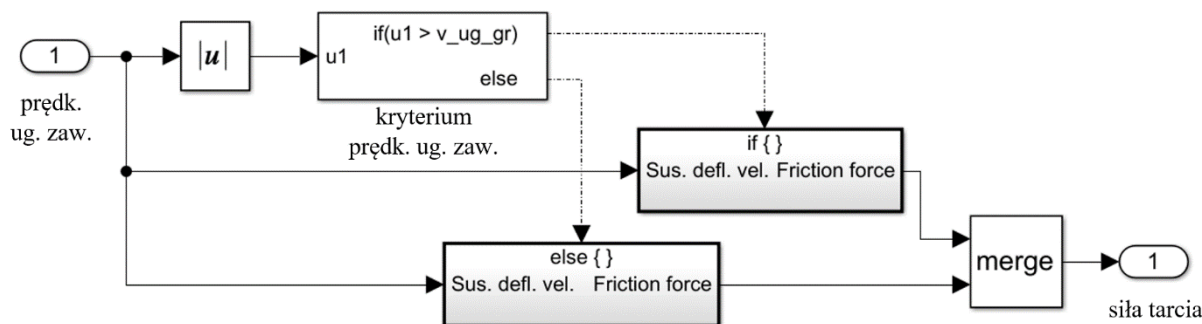
z - zmienna histerezy podana przez funkcję tangensa hiperbolicznego,

β - współczynnik skali prędkości tłumika określający nachylenie histerezy; duża wartość β daje strome nachylenie,

δ - współczynnik określający szerokość histerezy poprzez wyraz $\delta \text{sign}(x)$, szeroka histereza wynika z dużej wartości δ .

Moduł tarcia wewnętrznego modeluje siłę tarcia F_T w amortyzatorze i składa się z dwóch elementów – wartości siły tarcia kinetycznego oraz funkcji *signum*, zapewniającej, że siła tarcia zawsze ma zwrot przeciwny do zwrotu przemieszczenia. Sposób obliczenia siły tarcia zależał od prędkości ugięcia zawieszenia – jeśli była większa od zadanego progu, to siła tarcia miała wartość równą zdefiniowanemu maksymalnemu tarcu kinematycznemu (15 N – wartość z badań eksperymentalnych amortyzatora), jeśli była mniejsza – wartość tarcia kinematycznego była mnożona przez stosunek aktualnej prędkości ugięcia zawieszenia do wartości progowej. Sposób implementacji w Matlabie-Simulinku przedstawia Rys. 6.10.

$$F_f = \begin{cases} F_{max} & \text{dla } v_{ug} > 0.1 \text{ m/s} \\ F_{max} \cdot \frac{v_{ug}}{0.1} & \text{dla } v_{ug} < 0.1 \text{ m/s} \end{cases} \quad [N] \quad 16$$



Rys. 6.10 Moduł obliczania siły tarcia w Simulinku

6.4.3 Opracowanie metodyki wyznaczania parametrów tłumienia amortyzatora na podstawie funkcji odpowiedzi częstotliwościowych

Jedną z metod badania zawieszonych jest badanie funkcji transmitancji nazywanych także funkcjami odpowiedzi częstotliwościowych, a w przypadku zawieszonych także funkcjami przenoszenia lub wzmocnienia. Pozwalają one analizować samo zawieszenie – bez odnoszenia się do wpływu wymuszenia na uzyskiwane odpowiedzi, badając charakterystykę częstotliwościową samego zawieszenia jako elementu przekształcającego wymuszenie na odpowiedź.

Funkcje odpowiedzi częstotliwościowych dla modeli liniowych można wyznaczyć analitycznie na podstawie wiedzy o strukturze i parametrach modelu matematycznego. W przypadku modeli nieliniowych konieczne jest zastosowanie metod analizy sygnałów wejściowych i wyjściowych podobnie jak w przypadku eksperymentalnego wyznaczania takich funkcji.

W niniejszej pracy postanowiono wykorzystać funkcje odpowiedzi częstotliwościowych jako wyznacznik podobieństwa modeli liniowych i nieliniowych zawieszonych o odpowiednio dobranych parametrach tłumienia. **Za cel postanowiono zweryfikowanie możliwości odzwierciedlenia funkcji odpowiedzi częstotliwościowej zawieszonych o nieliniowych charakterystykach tłumienia przez zawieszenie o liniowej lub liniowej odcinkowo charakterystyce tłumienia zawieszonych.**

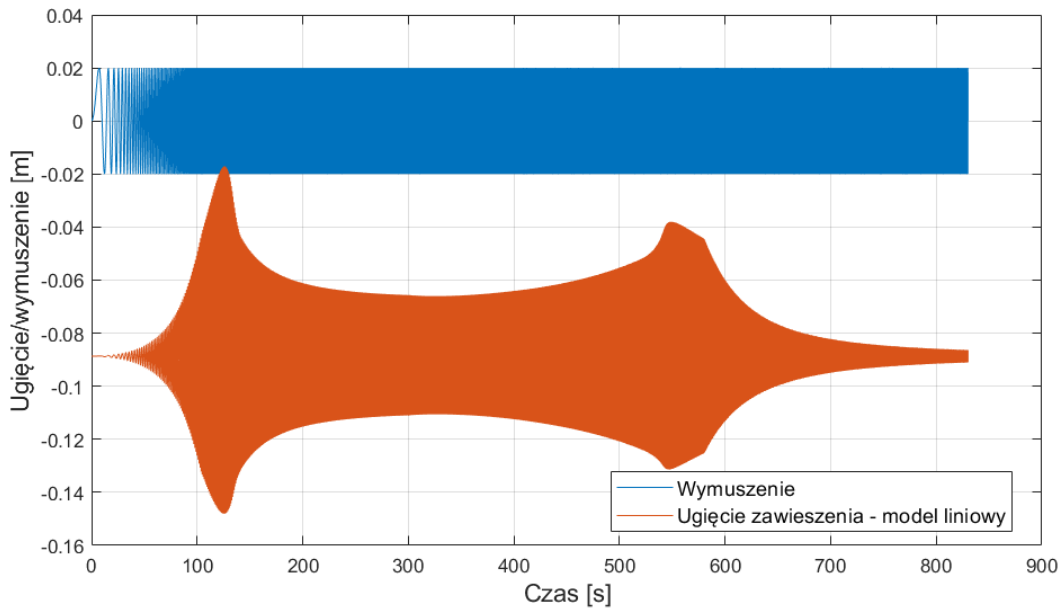
W tym celu przedstawiono metodykę wyznaczania funkcji transmitancji dla modeli liniowych i nieliniowych – w tym także w badaniach eksperymentalnych. Następnie omówiono możliwości uzyskania zbieżności charakterystyk.

Opracowanie i przetestowanie takiej metody może służyć badaczom, którzy z różnych względów nie posiadają możliwości wyznaczenia dokładnej nieliniowej charakterystyki amortyzatora, są jednak w stanie pozyskać informacje nt. funkcji przejścia dla danego układu zawieszonych.

6.4.3.1 Odpowiedzi częstotliwościowe modelu ćwiartki pojazdu i ich interpretacja

Ponieważ wymuszenie kinematyczne jest sygnałem zdefiniowanym w czasie, odpowiedzi zawieszenia pojazdu również są sygnałami w dziedzinie czasu. Jednak cechują się one także charakterystyką częstotliwościową. Zarówno sygnały wejściowe i odpowiedzi można w zakresie częstotliwości scharakteryzować funkcją gęstości widmowej mocy (ang. PSD – *Power Spectral Density*). Funkcja PSD odpowiedzi jest powiązana z funkcją PSD wymuszenia poprzez funkcję odpowiedzi częstotliwościowej (ang. FRF – *Frequency Response Function*) rozpatrywanego zawieszenia pojazdu, nazywanej również funkcją transmitancji/wzmocnienia lub przenoszenia. W zależności od analizowanej zmiennej opisującej odpowiedzi zawieszenia należy zastosować różne funkcje: transmitancji przyspieszenia masy resorowanej, transmitancji ugięcia zawieszenia, transmitancji obciążenia opony (siły pionowej) [76], a także transmitancji przemieszczenia masy resorowanej i nieresorowanej (np. [77]).

Najprostszym sposobem eksperymentalnego wyznaczenia funkcji transmitancji jest zastosowanie wymuszenia w kierunku pionowym, celem pobudzenia całego układu zawieszenia do drgań o stałej amplitudzie z wolno i liniowo zmieniającą się częstotliwością – tzw. przemiatania. Sygnał odpowiedzi można następnie łatwo porównać z sygnałem wymuszenia, a iloraz amplitud dla każdej częstotliwości pozwala na wyznaczenie wartości wzmocnienia, na bazie którego można wyznaczyć FRF. Przykład badania ugięcia zawieszenia przy wzbudzeniu wymuszeniem kinematycznym o amplitudzie 0,02 m przedstawiono na Rys. 6.11. Wyraźnie widać, że występują dwa rezonanse – jeden dla masy resorowanej i jeden dla masy nieresorowanej.



Rys. 6.11 Porównanie sygnału wymuszenia i odpowiedzi w postaci ugięcia zawieszenia [78]

6.4.3.2 Obliczenia funkcji transmitancji dla modelu liniowego

W przypadku liniowych układów dynamicznych, które umożliwiają badaczom budowanie stosunkowo prostych modeli matematycznych, funkcje wzmocnienia można oceniać przy użyciu podstawowych metod teorii sterowania (przykładowy opis zastosowania tych metod dla liniowego modelu ćwiartki samochodu można znaleźć np. w książce Savaresiego [66] czy Karnoppa [79]). Odbywa się to poprzez wyznaczenie transformat Fouriera różniczkowych równań ruchu przy zerowych warunkach początkowych, a następnie wyznaczeniu funkcji odpowiedzi częstotliwościowej dla wybranych wejść i wyjść. Te odpowiedzi częstotliwościowe można wyrazić w postaci algebraicznej i wykładniczej [80]:

$$G(j\omega) = \frac{x(j\omega)}{u(j\omega)} = P(\omega) + jQ(\omega) = A(\omega)e^{j\varphi(\omega)} \quad 17$$

gdzie:

$P(\omega)$ - część rzeczywista transmitancji,

$Q(\omega)$ - część urojona transmitancji.

Wzmocnienie funkcji odpowiedzi częstotliwościowej wyraża się wzorem:

$$A(\omega) = \sqrt{P^2 + Q^2}|_{\omega} = \frac{A_{\text{wyjściowe}}(\omega)}{A_{\text{wejściowe}}(\omega)} \quad 18$$

interpretowane fizycznie jako wzmocnienie między wielkością wejścia (wzbudzenia) a wielkością wyjścia (odpowiedzi) w postaci sygnału sinusoidalnego.

Argument funkcji odpowiedzi częstotliwościowej φ wyrażony jako:

$$\varphi(\omega) = \arctg \frac{Q}{P} |_{\omega} \quad 19$$

fizycznie oznacza przesunięcie fazowe między sygnałami dla danej częstotliwości – wejściowych i wyjściowych.

6.4.3.3 Obliczenia funkcji transmitancji dla modelu nieliniowego i rzeczywistego zawieszenia

Funkcję odpowiedzi częstotliwościowej można również wyznaczyć analizując relacje między sygnałem wejściowym, a wyjściowym. Sygnały te można uzyskać w wyniku pomiarów podczas testów na obiekcie fizycznym lub mogą być symulowane przy pomocy różnych typów modeli zawieszenia - na przykład modelu nieliniowego.

Posiadając zmierzone lub symulowane sygnały w postaci przebiegów czasowych, można dokonać oceny odpowiedzi częstotliwościowej za pomocą wyrażenia 20 [81]:

$$\hat{H}_{xy}(\omega) = \frac{\hat{G}_{xy}(\omega)}{\hat{G}_x(\omega)} \quad 20$$

gdzie:

$\hat{G}_x(\omega)$ - estymator widmowej gęstości mocy sygnału wejściowego - sygnał wymuszenia kinematycznego,

$\hat{G}_{xy}(\omega)$ - estymator wzajemnej gęstości widmowej mocy sygnałów wejściowych i wyjściowych.

Wykorzystanie wzoru 20 wymaga wcześniejszego obliczenia widmowej gęstości mocy – wartości widma mocy podzielonego przez pasmo częstotliwości, dla którego wyznaczono daną wartość PSD. Gęstość widmową mocy można oszacować różnymi metodami, np. podnosząc do kwadratu wielkość transformaty Fouriera sygnału $f(t)$, co pozwala na uzyskanie w ten sposób periodogramu; lub obliczając dyskretną transformatę Fouriera (DFT) funkcji autokorelacji sygnału $f(t)$ [82].

Obliczając estymatory gęstości widmowej mocy przy niewielkiej liczbie próbek sygnału uzyskuje się wyniki charakteryzujące się znaczną fluktuacją sygnału PSD. Dla uzyskania wygładzonych oszacowań PSD stosuje się różne metody, np. obliczanie i uśrednianie periodogramów. Jedną z najczęściej spotykanych jest zmodyfikowana wersja metody Bartletta [82] – metoda Welcha, dająca tzw. zmodyfikowany periodogram.

W obu metodach dokonuje się podziału sygnału (serii próbek) na kilka okresów, dla których obliczane są krótsze periodogramy, które z kolei potem służą do obliczenia uśrednionego periodogramu ze wszystkich segmentów. Wykorzystując obliczone oszacowania gęstości widmowej mocy, można oszacować funkcję odpowiedzi częstotliwościowej. Można

w tym celu wykorzystać też istniejące narzędzia programistyczne – np. funkcję *tfestimate* Matlaba do szacowania estymacji odpowiedzi częstotliwościowej za pomocą przedstawionej procedury. W pracy wykorzystano tę funkcję do oszacowania funkcji odpowiedzi częstotliwościowej dla liniowych, dwuliniowych i nieliniowych modeli zawieszenia ćwiartki samochodu.

6.4.3.4 Weryfikacja wyznaczania funkcji odpowiedzi częstotliwościowej

Weryfikację obliczenia funkcji odpowiedzi częstotliwościowej przeprowadzono dokonując obliczenia funkcji odpowiedzi częstotliwościowej dwiema metodami:

1. analitycznie dla modelu liniowego,
2. wykorzystując estymator funkcji odpowiedzi częstotliwościowej bazujący na estymacjach gęstości widmowej mocy sygnału wejściowego i wyjściowego wraz z odpowiednim opracowaniem sygnału wymuszającego.

Badania weryfikacyjne wykonano dla sygnałów przyspieszeń masy resorowanej, ugięcia zawieszenia oraz sumarycznej siły w oponie. Sygnałem wymuszającym było wymuszenie kinematyczne czoła bieżnika opony. Eksperyment podzielono na dwa etapy:

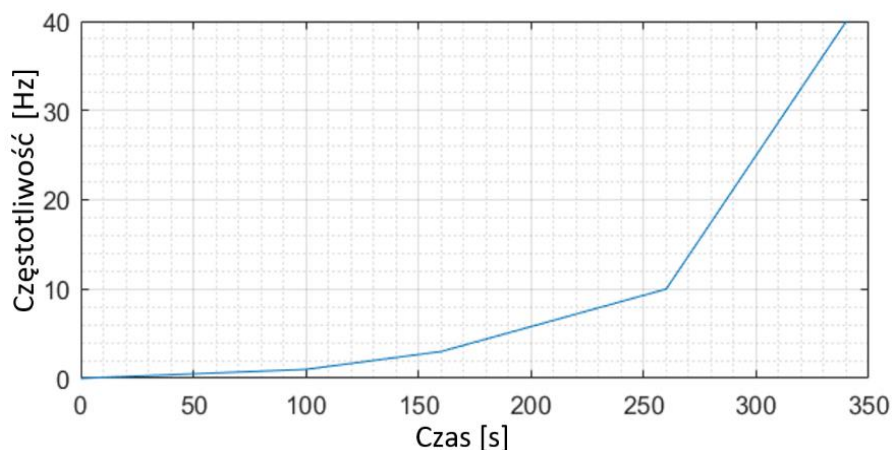
- zaprojektowanie i sprawdzenie sygnału wejściowego pozwalającego na dobre oszacowanie funkcji odpowiedzi częstotliwościowej i porównanie jej z FRF obliczonym analitycznie dla modelu w pełni liniowego,
- oszacowanie FRF dla w pełni nieliniowego modelu zawieszenia (opona, sprężyna i amortyzator) i porównanie go z dwoma modelami z różnymi modelami amortyzatorów (w pełni liniowy i symetryczny dwuliniowy) oraz możliwość wyznaczenia ich współczynników tłumienia. Ta część eksperymentu pozwoliła ocenić możliwość przybliżania nieliniowych charakterystyk amortyzatora uproszczonymi charakterystykami zastępczymi.

Konieczność przygotowania specjalnego sygnału wejściowego dla symulacji odpowiedniej jakości estymacji FRF wynikała z konieczności umożliwienia uzyskania dobrze reprezentowanego, szerokiego widma częstotliwości do obliczeń transmitancji. Jako taki sygnał zastosowano przemiatanie sygnałem sinusoidalnym. Standardowo generowany taki sygnał przemiatania za pomocą funkcji Matlab lub Simulink nie pozwala osiągnąć wystarczająco dobrych wyników, ponieważ automatyczny generator przechodzi w sposób liniowo zmienny w czasie przez wszystkie częstotliwości, co powoduje uzyskiwanie niewielkiej ilości okresów

w obszarze niskich częstotliwości (dla najniższych nawet niepełny okres). Z kolei dla wysokich częstotliwości uzyskuje się wiele cykli.

Z kolei funkcja *tfestimate* wykorzystana do estymacji funkcji odpowiedzi częstotliwościowej potrzebuje co najmniej kilku cykli w danej częstotliwości lub wokół niej, aby ją właściwie oszacować. Dlatego opracowano zmodyfikowany sygnał wymuszenia (Rys. 6.12) zestawiony z kilku krótszych odcinków o liniowo zmiennej częstotliwości. Połączony sygnał składał się z czterech części trwających wystarczająco długo, aby zapewnić możliwość analizy wielu cykli o podobnych częstotliwościach występujących podczas symulacji:

- od 0,0001 do 1 Hz w 100 s – 0,0099 Hz/s,
- od 1 Hz do 3 Hz w 60 s – 0,0333 Hz/s,
- od 3 Hz do 10 Hz w 100 s – 0,07 Hz/s
- od 10 Hz do 40 Hz w 80 s – 0,375 Hz/s.



Rys. 6.12 Zmiany częstotliwości sygnału wymuszającego w czasie

Ze względu na zależność funkcji odpowiedzi częstotliwościowej dla układów nieliniowych także od amplitudy, ważnym warunkiem jaki spełnić musiał sygnał wejściowy było utrzymanie jego amplitudy w zakresie pozwalającym uzyskać odpowiedzi w zakresie ugięć zawieszenia w jego eksploatacyjnym zakresie.

Ponieważ funkcja *tfestimate* ma tendencję do dawania rozmytych wyników na krańcach badanego zakresu częstotliwości, sygnał wejściowy został skonstruowany aż do częstotliwości 40 Hz. W przypadku badań pojazdów samochodowych najbardziej istotne z punktu widzenia komfortu, bezpieczeństwa jazdy i trwałości częstotliwości rzadko przekraczają 25 Hz [83], więc zastosowany zapas uwzględnionych częstotliwości pozwolił wyeliminować błędy numeryczne wyznaczenia estymacji FRF pojawiające się przy końcu zakresu istotnych częstotliwości.

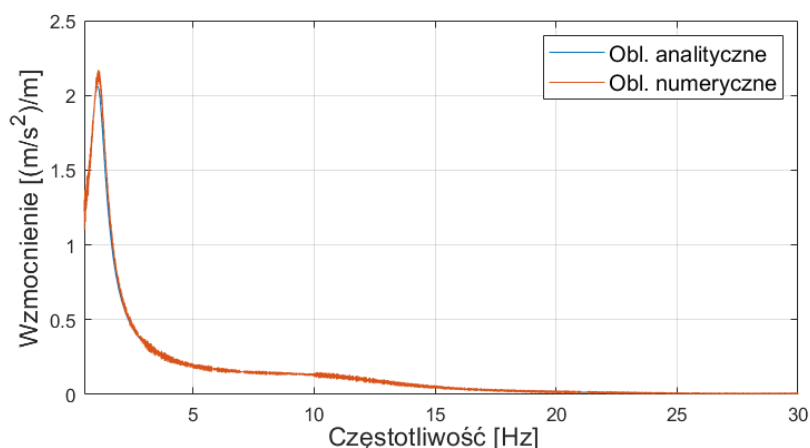
6.4.3.5 Pierwsza faza eksperymentu – oszacowanie FRF dla modelu liniowego

W pierwszej kolejności porównano metodę estymacji funkcji FRF za pomocą funkcji *tfestimate* oraz wyniki analitycznego obliczenia tej funkcji. Na Rys. 6.13 przedstawiono przebieg funkcji transmitancji (funkcji odpowiedzi częstotliwościowej) przemieszczenia masy resorowanej spowodowanej wymuszeniem kinematycznym drogi obliczonej i oszacowanej za pomocą funkcji *tfestimate* Matlaba.

Analityczną funkcję FRF obliczono za pomocą następującego wzoru

$$H_{z_M}(s) = \frac{(b_M s + k_M) k_m}{m M s^4 + (m b_M + M b_M) s^3 + (M k_M + m k_M + M k_m) s^2 + b_M k_m s + k_m k_M} \quad 21$$

Druga funkcja (czerwona na Rys. 6.13) została oszacowana w Matlabie za pomocą *tfestimate* i jej wartości są prawie takie same. Jediną różnicą jest o 5% mniejsza wartość w zakresie pierwszego rezonansu. W pozostałej części - prawie 99% zakresu częstotliwości wartości obu funkcji są takie same.



Rys. 6.13 Funkcja transmitancji przemieszczenia masy resorowanej obliczona analitycznie oraz funkcją *tfestimate*

6.4.3.6 Drugi etap eksperymentu - oszacowanie i porównanie funkcji odpowiedzi częstotliwościowej dla nieliniowego modelu zawieszenia z liniowym i biliniowym modelem amortyzatora

W kolejnej fazie eksperymentu oszacowano funkcje odpowiedzi częstotliwościowej dla pięciu zmiennych dla nieliniowego modelu zawieszenia oraz dwóch innych modeli zawieszenia różniących się modelem amortyzatora:

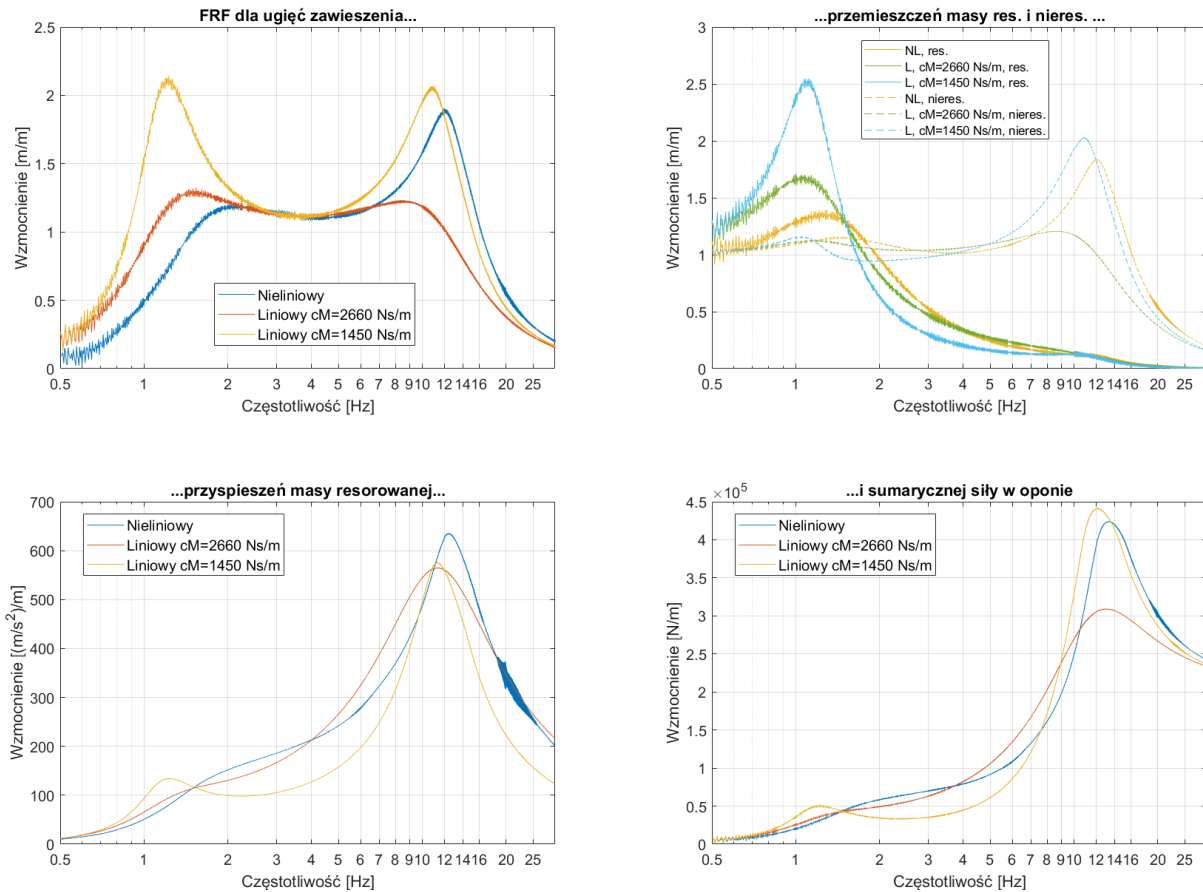
- w pełni liniowym modelem siły tłumienia,
- symetrycznym modelem biliniowym z dwoma współczynnikami tłumienia – jednym o większej wartości dla małych prędkości ugięcia zawieszenia – do 0,2 m/s oraz drugim o mniejszej wartości dla większych wartości prędkości ugięcia.

Wyniki uzyskane podczas symulacji posłużyły do oszacowania funkcji odpowiedzi częstotliwościowej pomiędzy wymuszeniem kinematycznym a zadaną odpowiedzią dynamiczną zawieszenia:

- przemieszczeniem masy resorowanej,
- przemieszczeniem masy nieresorowanej,
- ugięciem zawieszenia,
- przyspieszeniem masy resorowanej,
- całkowitą siłą na styku opona-nawierzchnia.

Pierwszą partię eksperymentów porównawczych przeprowadzono na najprostszym wariacie modelu tłumienia, wykorzystując pojedynczy liniowy współczynnik tłumienia, którego wartość zmieniano w iteracjach, aby znaleźć ten, dla którego odpowiedzi dynamiczne dają wyniki najbardziej zbliżonego dla tych z modelu nieliniowego. Dokonano tego w szerokim spektrum współczynników tłumienia – od 1000 Ns/m co 200 Ns/m do 3000 Ns/m. Na podstawie wyników wyciągnięto konkluzję, że nie ma jednej wartości współczynnika, który powodowałby, że model liniowy zachowywałby się podobnie do nieliniowego. Udało się znaleźć współczynniki, dla których wzmocnienie dla jednej albo drugiej częstotliwości rezonansowej są podobne w modelu liniowym i nieliniowym, ale nie dla obu częstotliwości jednocześnie, co pokazuje Rys. 6.14.

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

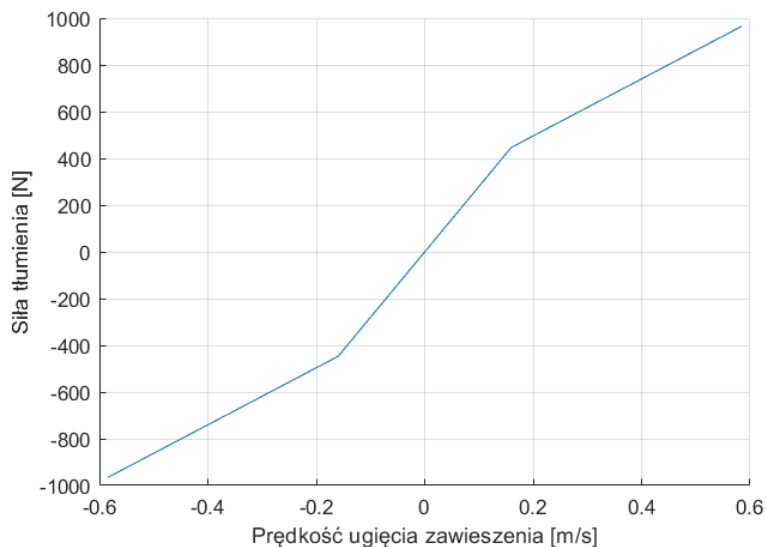


Rys. 6.14 Porównanie funkcji odpowiedzi częstotliwościowej nieliniowego modelu ćwiartki samochodu i dwóch modeli z liniowym ($c_M = 2660$ Ns/m i $c_M = 1450$ Ns/m) współczynnikami tłumienia

W drugiej części eksperymentu ponownie testowano odpowiedzi dla współczynników tłumienia zbliżonych do wyznaczonych wcześniej (tych, które najbardziej odpowiadały odpowiedziom modelu nieliniowego w częstotliwościach rezonansowych obu mas), tym razem modyfikując je znacznie mniejszymi przyrostami wynoszącymi 10 Ns/m na iterację. Dla rezonansu masy resorowanej badania rozpoczęto od $c_M = 1400$ Ns/m, natomiast dla rezonansu masy nieresorowanej od $c_m = 2600$ Ns/m. Te dwie wartości posłużyły następnie do sprawdzenia, czy model biliniowy o takich parametrach może lepiej przybliżać zachowanie układu niż układ z wartościami obliczonymi na podstawie samej charakterystyki (która nie uwzględnia histerezy i tarcia w amortyzatorze).

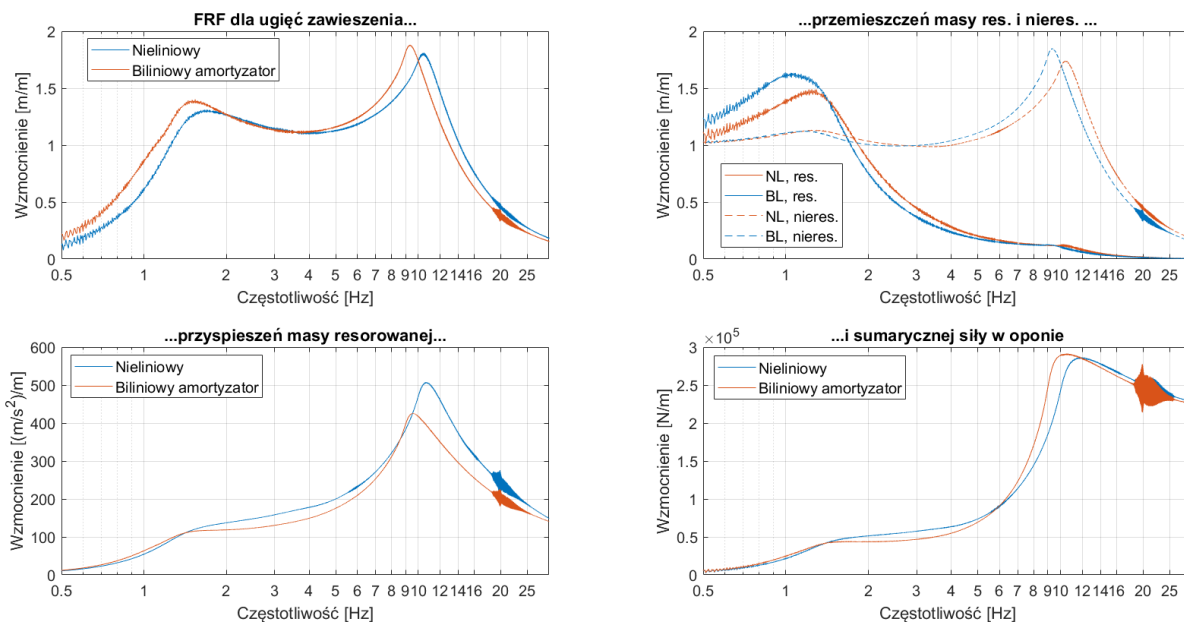
W wyniku przeprowadzonych eksperymentów, zaproponowano nieco bardziej złożony, ale nadal łatwy do wdrożenia model dwuliniowy. Składał się ona z dwóch funkcji liniowych, połączonych w punkcie styku, co przedstawia Rys. 6.15. Nazwa „biliniowy” została przyjęta na podstawie przebiegu zamodelowanej charakterystyki, wynikającej z przyjęcia dwóch różnych liniowych współczynników tłumienia – nawet jeśli charakterystyka składa się z trzech prostych, to dwie z nich mają to samo nachylenie (współczynnik kierunkowy), podczas gdy ich

wyraz wolny jest inny. Warto zauważyć, że charakterystyka ta jest nadal bardzo uproszczona – np. jest symetryczna, podczas gdy rzeczywista charakterystyka jest asymetryczna.



Rys. 6.15 Biliniowa charakterystyka modelu amortyzatora

Najlepsze dopasowanie funkcji odpowiedzi częstotliwościowej uzyskano dla modelu biliniowego z dwoma parametrami tłumienia $c_{M_1} = 2800$ Ns/m oraz $c_{M_2} = 1220$ Ns/m – Rys. 6.16. Różnią się one od parametrów rzeczywiście zastosowanych w modelu nieliniowym, które wyznaczono na około $c_{M_1} = 2815$ Ns/m oraz $c_{M_2} = 1440$ Ns/m. Różnica wynika z faktu, że amortyzator nieliniowy jest również niesymetryczny.

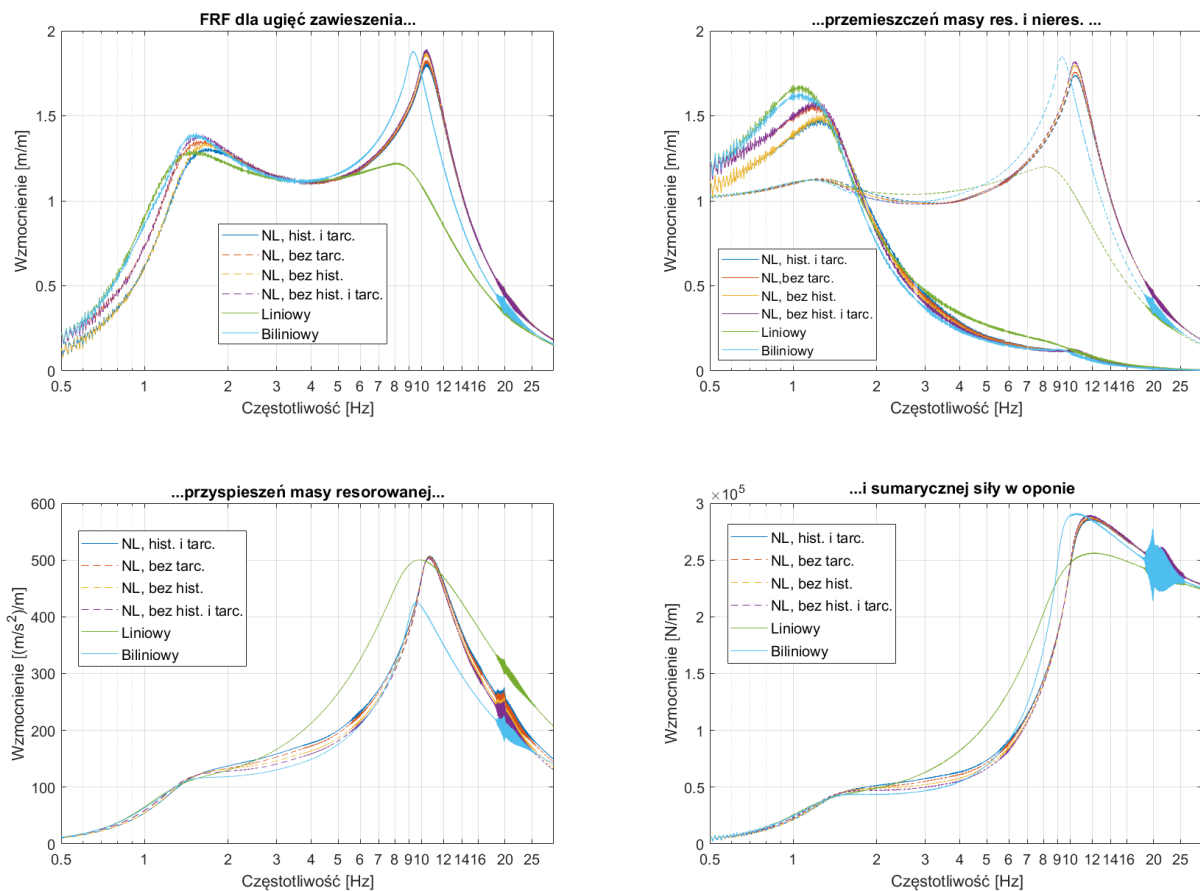


Rys. 6.16 Najlepiej dopasowane funkcje odpowiedzi częstotliwościowej modelu dwuliniowego w porównaniu z tymi funkcjami nieliniowego modelu amortyzatorów

Ostatnia część eksperymentu polegała na ocenie, które z nieliniowych elementów modelu amortyzatora – siła tarcia czy histereza – uniemożliwiają idealną estymację modelu nieliniowego z modelem liniowym lub dwuliniowym.

Na Rys. 6.17 przedstawiono porównanie funkcji transmitancji różnych wersji nieliniowego modelu amortyzatora (z tarciami i histerezą, bez tarcia, bez histerezy oraz zarówno bez tarcia jak i histerezy) oraz biliniowego. Najlepsze dopasowanie do modelu dwuliniowego uzyskano stosując tłumik nieliniowy bez tarcia i histerezy (ale nadal z asymetryczną charakterystyką statyczną).

Model nieliniowy bez histerezy jest bardziej podobny w zakresie niskich częstotliwości do modelu w pełni nieliniowego (z włączoną histerezą i tarciami), a w zakresie wyższych częstotliwości zachowuje się jak wersja modelu bez tarcia i histerezy. Pozwala to stwierdzić, że tarcie ma większe znaczenie w modelowaniu zachowania się zawieszenia w zakresie niskich częstotliwości (w pobliżu pierwszej częstotliwości rezonansowej), a histereza jest ważniejsza w zakresie drugiego rezonansu przy wyższych częstotliwościach.



Rys. 6.17 Porównanie funkcji transmitancji dla dwuliniowego i różnych wariantów nieliniowego modelu amortyzatora; na prawym górnym wykresie linie ciągłe są dla przemieszczeń masy resorowanej, przerywane – dla nieresorowanej

6.4.3.7 Wnioski z eksperymentów

Przeprowadzone eksperymenty pozwalają na stwierdzenie przyczyn, dla których w przypadku modeli nieliniowych ich idealne przybliżenie za pomocą liniowego modelu tłumika jest niemożliwe. Są one następujące:

- ze względu na nieliniowość charakterystyki amortyzatora (degresywną) współczynnik tłumienia dla pierwszego rezonansu (masy resorowanej) jest znacznie większy niż dla drugiego rezonansu (masy nieresorowanej),
- ze względu na występowanie tarcia zwłaszcza przy niskich częstotliwościach amortyzator nieliniowy z aktywnym tarcieciem daje mniejsze przyrosty współczynnika wzmocnienia ze względu na inny charakter siły tarcia niż lepkie siły tłumiące - siła tarcia działa już przy najmniejszych prędkościach ugięcia, gdy lepka siła tłumienia przy najmniejszych prędkościach ugięcia jest prawie nieobecny.
- ze względu na występowanie histerezy siły tłumienia występuje różnica we wszystkich testowych zakresach częstotliwości dająca największe różnice w rezonansie drugiej (nieresorowanej) masy.

Przeprowadzone eksperymenty dowiodły, że zastosowanie modelu biliniowego (nawet symetrycznego) pozwala dość dobrze oszacować w pełni nieliniowy tłumik dając bardzo zbliżone wartości wzmocnienia przy rezonansach w porównaniu z modelem nieliniowym, przy niewielkim przesunięciu wartości częstotliwości rezonansowej. W sytuacji, w której możliwe jest pozyskanie eksperymentalnie dokładnej charakterystyki sił tłumienia uznano, że jej zastosowanie pozwoli na dokładniejsze odwzorowanie zachowania rzeczywistego obiektu.

6.4.4 Eksperymentalne wyznaczenie parametrów zawieszenia

Do budowy modelu symulacyjnego konieczne było określenie parametrów i charakterystyk podzespołów rzeczywistego obiektu badawczego, służących do wyznaczenia parametrów jego modelu matematycznego. W tym celu wykonano szereg odpowiednio zaplanowanych badań.

6.4.4.1 Wyznaczenie masy resorowanej i nieresorowanej

Masę nieresorowaną wyznaczono dokonując pomiaru masy kół, wahaczy, sprężyn, amortyzatorów. Ich wartości podano w Tab. 12. W związku z tym wartość masy nieresorowanej oszacowano na 25 kg.

Tab. 12 Wyniki pomiarów masy nieresorowanej

Elementy	Masa [kg]
Koło	15,5
Wahacz	5,7
Sprężyna zawieszenia	1,7
Amortyzator	2,1

Masę resorowaną wyznaczono posługując się wagami umieszczonymi pod kołami jezdny i pod kółkiem manewrowym, najbliższym punktu podparcia w rzeczywistej eksploatacji jakim jest zaczep kulowy. Dokonano pomiaru nacisków dla trzech wag dla różnego obciążenia ładunkiem. Uzyskano sumaryczną wartość 178 kg, z tego 7,5 kg przypadało na kółko manewrowe, a pozostałe 170,5 kg rozkładało się po równo między kołami przyczepki.

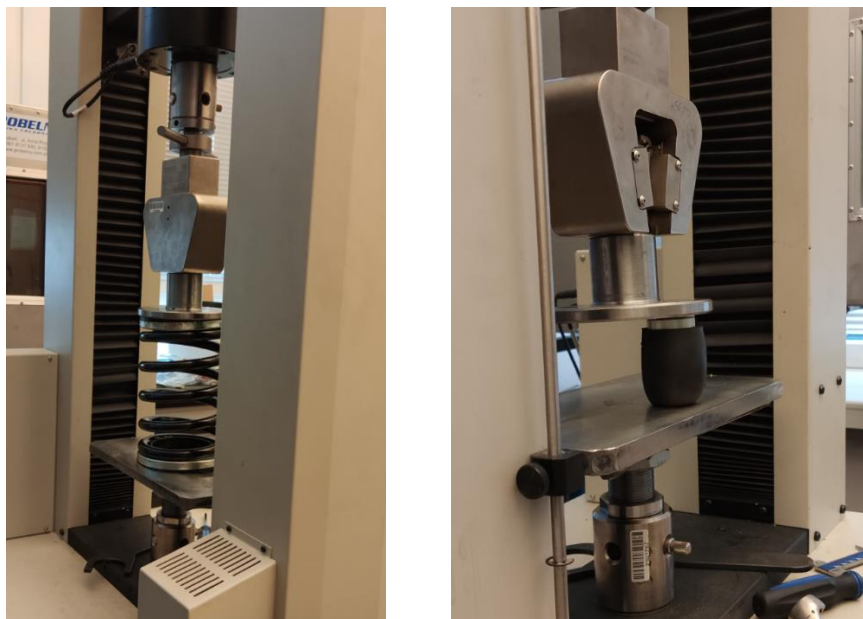
Od uzyskanych wartości nacisków odjęto wartość masy nieresorowanej wyznaczonej poprzez pomiar masy składowych zawieszenia przyczepy. Uzyskana wartość masy resorowanej dla pustej przyczepki równa była 120,5 kg.

6.4.4.2 Wyznaczenie sztywności elementów sprężystych

Sztywność zawieszenia określono na trzy różne sposoby:

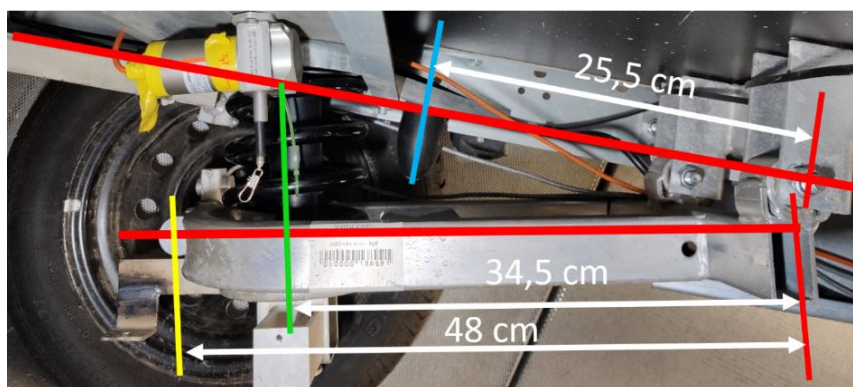
- poprzez stanowiskowe pomiary sztywności wymontowanej sprężyny zawieszenia i odbojnika, które następnie zostały przeliczone na sztywność zawieszenia z uwzględnieniem przełożeń kinematycznych w zawieszeniu;
- poprzez badania ugięcia zawieszenia przy obciążaniu przyczepki i pomiar nacisków osi a następnie wyliczenie sztywności;
- obliczenie sztywności na podstawie okresu drgań swobodnych masy resorowanej.

W badaniach stanowiskowych (1) sztywności wymontowanych elementów sprężystych do badań wykorzystano maszynę wytrzymałościową, co pokazano na Rys. 6.18. Dla sprężyny i odbojnika przeprowadzono po trzy próby ściskania. Otrzymane dane dotyczące ugięć i towarzyszących im sił w sprężynie przetworzono następnie w programie Matlab.



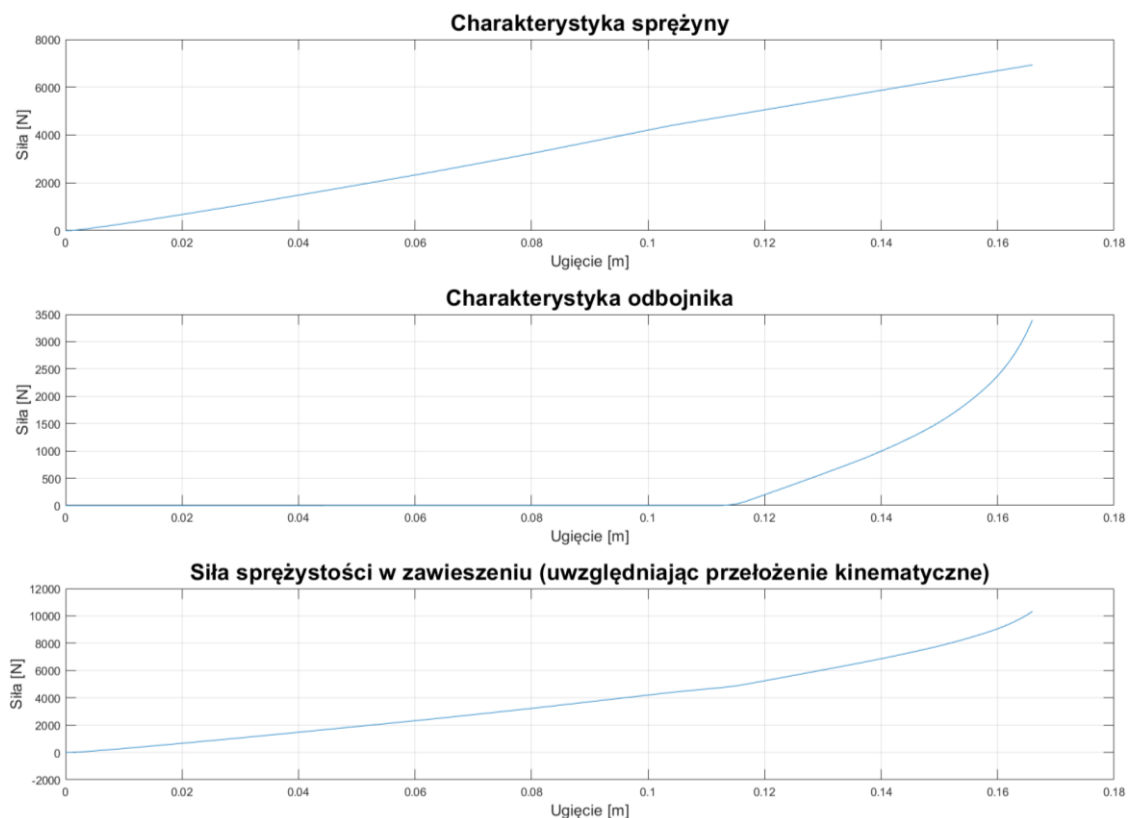
Rys. 6.18 Zdjęcia z badań stanowiskowych elementów sprężystych w celu ustalenia ich charakterystyk; z lewej – badanie sprężyny zawieszenia, z prawej – badanie odbojnika gumowego

Uwzględnione zostały przełożenia kinematyczne (Rys. 6.19), otrzymane na podstawie pomiarów odległości mocowania elementów zawieszenia względem osi obrotu wahacza.



Rys. 6.19 Schemat kinematyczny zawieszenia obiektu badawczego

Aby stworzyć jedną, łączoną charakterystykę całego zawieszenia, zmieniono dziedzinę funkcji siły sprężystości w odbojniku tak, by zaczynała się przy odpowiednim ugięciu sprężyny. Ujednolicono także dziedziny obu funkcji sprężystości, by można było je ze sobą zsumować. Otrzymano ostatecznie charakterystykę zawieszenia w niewielkim stopniu progresywną, której sztywność zmienia się od ok. 32 kN/m dla ugięć zawieszenia rzędu 2 cm do 39,5 kN/m dla ugięć 10 cm. Wartość ta następnie szybko narasta, gdy działać zaczyna odbojnik, rosnąc do 77 kN/m dla 12 cm ugięcia, osiągając maksimum w okolicach 16 mm ugięcia, gdzie sztywność zawieszenia dochodzi do 200 kN/m. Charakterystyki dla elementów sprężystych oddzielnie oraz łącznie przedstawia Rys. 6.20.



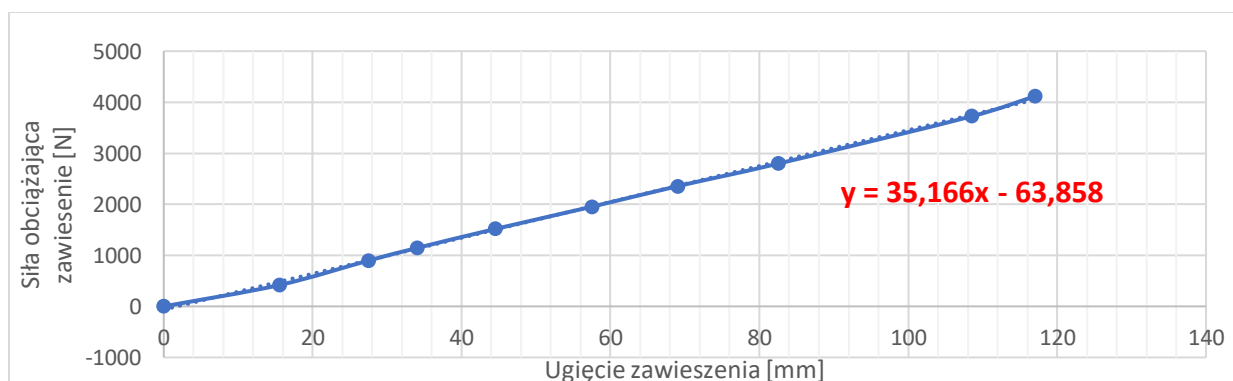
Rys. 6.20 Wykreślone charakterystyki elementów sprężystych zawieszenia – sprężyny oraz odbojnika

W badaniach ugięcia zawieszenia (2) przyczepki podczas jej obciążania wykorzystano trzy przenośne wagi, dwie z nich umieszczając pod kołami jezdnyymi, natomiast trzecią pod kółkiem manewrowym, najbliższym punktu podparcia jakim w rzeczywistej eksploatacji jest zaczep kulowy, które pozwalały na określenie ciężaru jakim obciążane jest zawieszenie

Do przyczepy zamontowano linijki i wskaźniki, dzięki którym możliwy był odczyt ugięcia zarówno całego zawieszenia, jak i opony. Pomiary rozpoczęto dla przyczepki bez ładunku, po czym stopniowo dociążano ją workami z piaskiem (patrz rRys. 6.21), aż do osiągnięcia maksymalnej dopuszczalnej masy zapisanej w dowodzie rejestracyjnym przyczepki, wynoszącej 750 kg. Odnotowano, że przy maksymalnym obciążeniu statycznym przyczepki odbojnik zaczyna dotykać kształtownika, o który opiera się podczas działania.



Rys. 6.21 Badanie sztywności zawieszenia. Wagi znajdują się pod kołami i dyszlem przyczepki.



Rys. 6.22 Charakterystyka sztywności zawieszenia

Porównując charakterystykę sztywności otrzymaną na podstawie badań stanowiskowych wymontowanej sprężyny zawieszenia z charakterystyką obliczoną na podstawie pomiaru ugięć zawieszenia gotowej do jazdy przyczepy (Rys. 6.22) stwierdzono, że otrzymane wyniki dają podobne wartości sztywności w zakresie ugięć, gdzie nie działa odbojnik. Średnia wartość współczynnika sprężystości zawieszenia dla badań całego obiektu wynosiła ok. 35 kN/m, podczas gdy dla badań stanowiskowych (z uwzględnieniem przełożeń kinematycznych) było to od 32 kN/m do 39 kN/m.

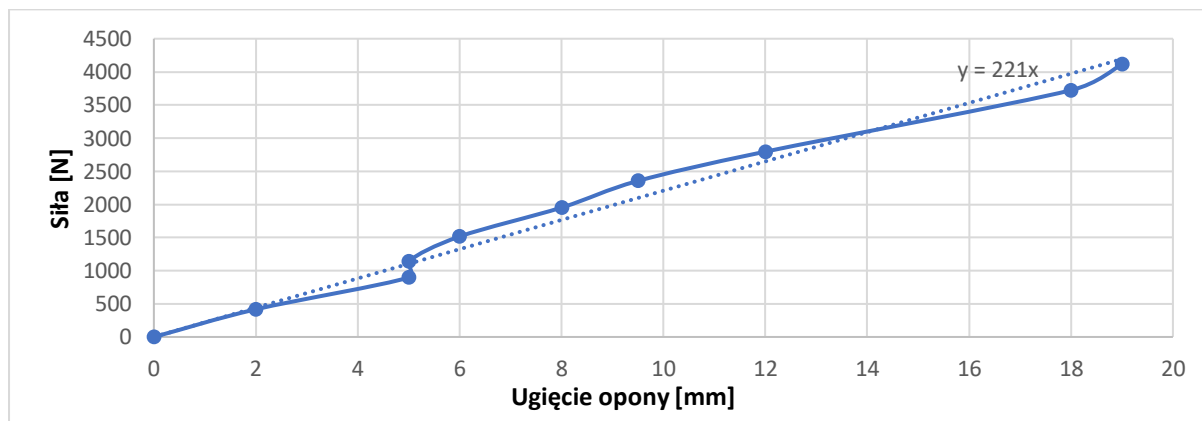
W badaniach okresu drgań i obliczeniu na jego podstawie przybliżonej wartości sztywności zawieszenia (3), wykorzystano przekształcony wzór na okres drgań wahadła fizycznego:

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{m}{k}} \rightarrow k = \frac{4\pi^2 m}{T^2} \quad 22$$

Do analiz wykorzystano wyniki badań drogowych podczas których badano zjazd z krawężnika. Jego efektem było wzbudzenie drgań swobodnych gasnących, które zarejestrowały zamontowane na przyczepie czujniki przyspieszeń. Z zapisanych przebiegów przyspieszeń odczytano, że okres drgań wynosił 0,525 s, podczas gdy masa podczas tych testów przyczepki wynosiła 245 kg. Podstawiając te dane do wzoru 22 otrzymano sztywność całego zawieszenia równą 35,1 kN/m, co pozostaje w zgodzie z wynikami otrzymanymi dla dwóch poprzednich sposobów jej wyznaczenia.

6.4.4.3 Wyznaczenie sztywności opon

Pomiary sztywności opony dokonano analogicznie do pomiarów sztywności całego zawieszenia – mierząc ugięcie opony przy dokładaniu na przyczepkę obciążenia. Wyniki pomiarów przedstawia Rys. 6.23. Po obliczeniu regresji liniowej współczynnik sprężystości opony wyznaczono na 221 kN/m.



Rys. 6.23 Charakterystyka sztywności opony

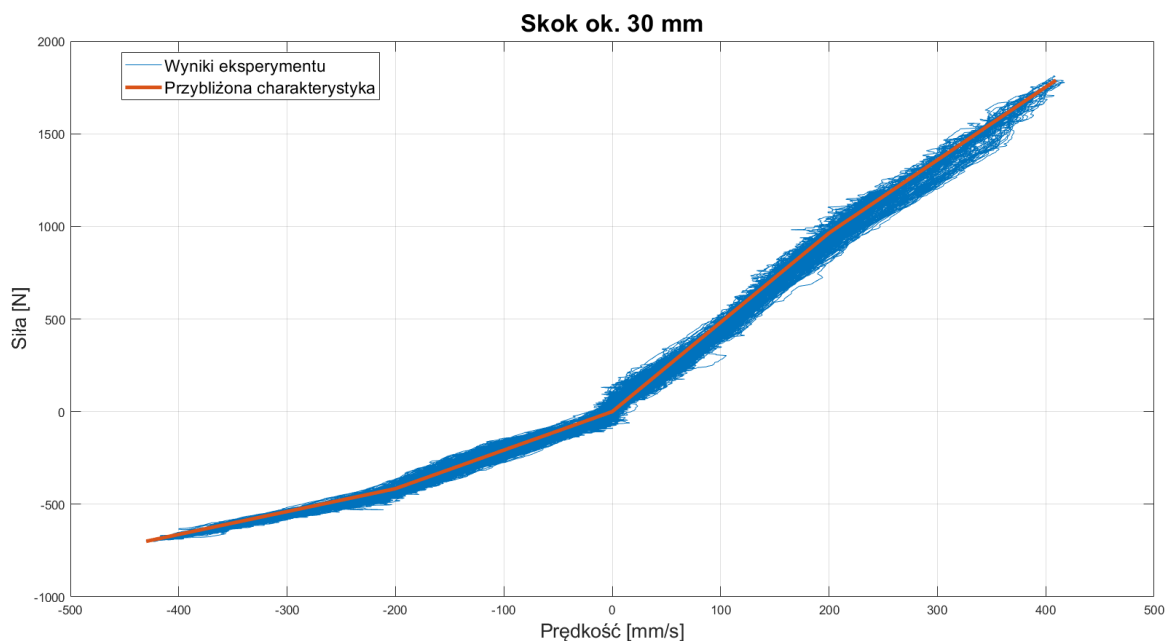
6.4.4.4 Wyznaczenie tłumienia zawieszenia

W celu zbadania współczynnika tłumienia zawieszenia z przyczepki wymontowano amortyzator i przebadano go w maszynie do badania siły tłumienia amortyzatorów wymontowanych z pojazdu. Urządzenie (widoczne na Rys. 6.24) wyposażone jest w obracającą się tarczę, do której zamocowany jest amortyzator, a jego odległość od środka tarczy jest regulowana, co pozwala na sterowanie skokiem amortyzatora.



Rys. 6.24 Zdjęcie z badań stanowiących charakterystyki amortyzatora

W wyniku badań otrzymano przebiegi przemieszczeń i siły, na podstawie których obliczono prędkości ściskania/rozciągania i opracowano statyczną charakterystykę amortyzatora – przedstawioną na Rys. 6.25.

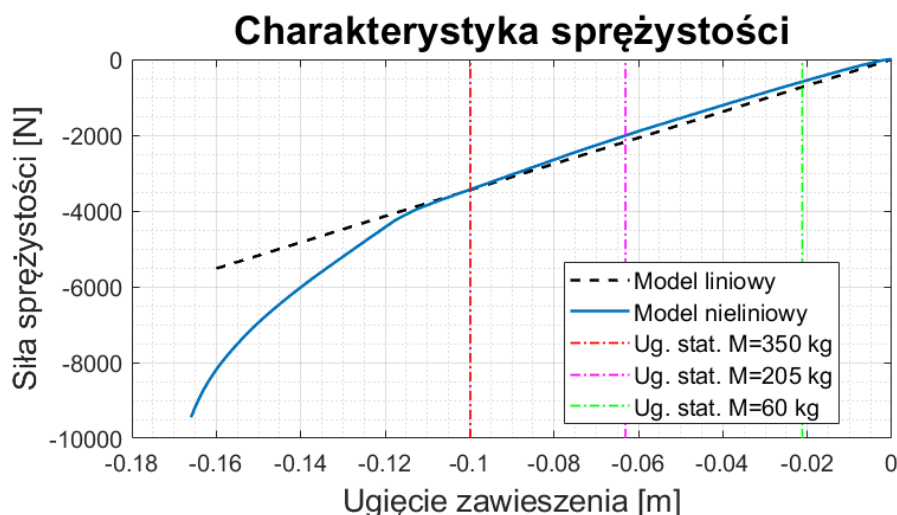


Rys. 6.25 Charakterystyka amortyzatora

Wartość współczynnika tłumienia opony ustalono na 500 Ns/m, co jest wartością typową dla pojazdów o zbliżonych parametrach [84].

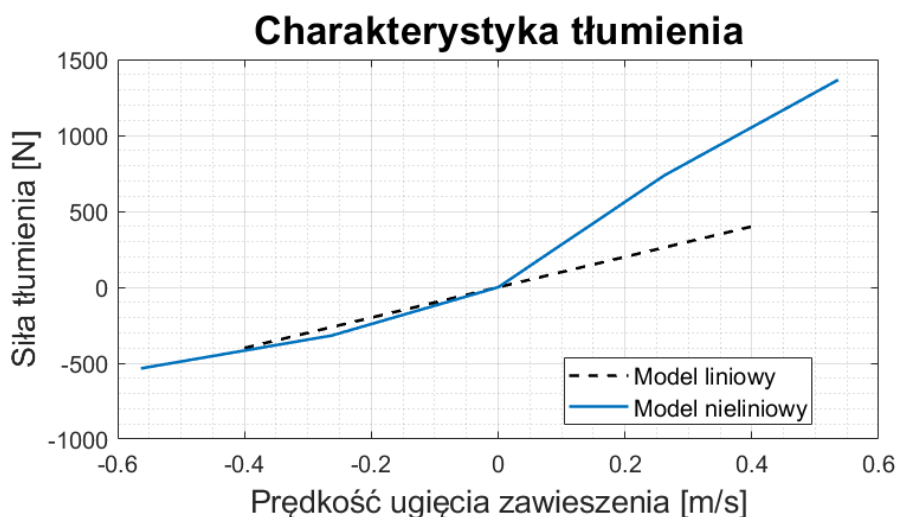
6.4.5 Porównanie charakterystyk zawieszenia dla modelu liniowego i nieliniowego

Na Rys. 6.26 porównano charakterystyki sprężystości dla modelu liniowego i nieliniowego. Model liniowy w przybliżeniu odpowiada modelowi nieliniowemu do ugięcia zawieszenia ok. 12 cm, kiedy to zaczyna działać gumowy odbojnik. Dla zakresu ugięć od 0 cm do 12 cm model liniowy ma niewiele większą sztywność od modelu nieliniowego. Na charakterystyce oznaczono także ugięcia odpowiadające obciążeniu ładunkiem badawczym.



Rys. 6.26 Porównanie charakterystyk sprężystości zawieszenia dla modelu liniowego i nieliniowego

Rys. 6.27 przedstawia charakterystyki amortyzatora – liniową i nieliniową. Jak widać, model liniowy generuje zbliżone siły tłumienia do modelu nieliniowego podczas skracania amortyzatora (ujemne prędkości ugięć), natomiast różnią się one istotnie dla jego rozciągania.



Rys. 6.27 Porównanie charakterystyk tłumienia zawieszenia dla modelu liniowego i nieliniowego

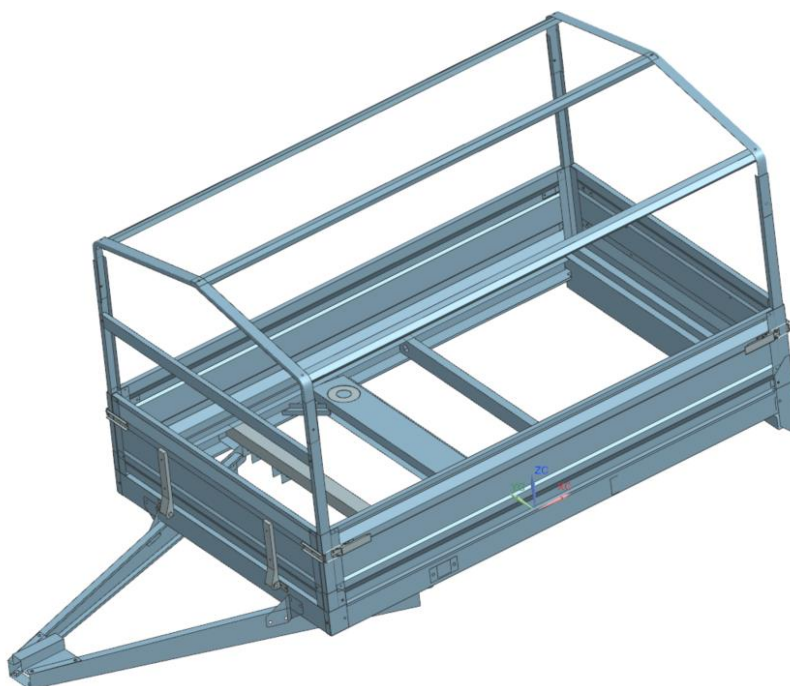
6.5 Model do obliczeń MES

Dla potrzeb oceny wpływu nieliniowości charakterystyk zawieszenia (elementów sprężystych oraz tłumiących) na trwałość struktur nośnych przyczepki (stalowej konstrukcji nośnej) wykonano porównawcze obliczenia wytrzymałościowe z zastosowaniem metody elementów skończonych i wybranych modeli trwałościowych.

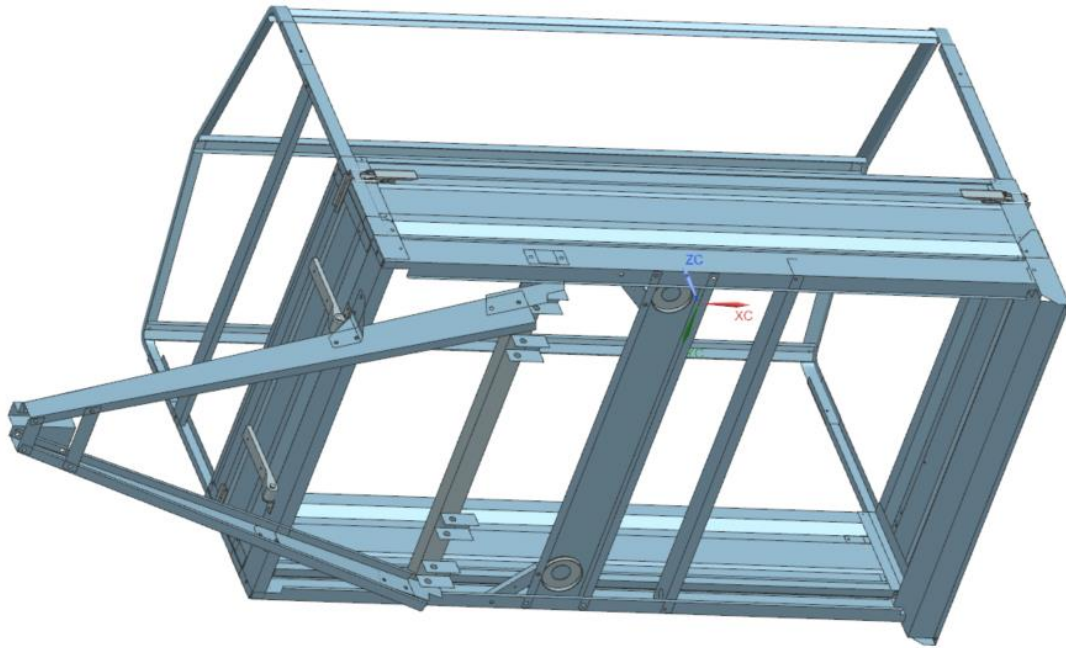
Proces budowy modelu obliczeniowego przyczepki przeprowadzono według następujących etapów działań:

- budowa modelu geometrycznego (w NX Siemens w wersji 2212) w oparciu o pomiary zrealizowane z użyciem prostych narzędzi metrologicznych typu miara rozwijana i suwmiarka.
- nakładanie siatek elementów skończonych oraz przypisanie własności materiałowych.
- badanie jakości siatki elementów skończonych oraz korekta ich rozmieszczenia celem usunięcia elementów zdeformowanych.
- ustalenie miejsc implementacji warunków brzegowych

Model geometryczny (Rys. 6.28 i Rys. 6.29) opracowano jako szczegółowy model trójwymiarowy, przez zastosowanie podstawowych komend oprogramowania CAD, takich jak wyciągnięcie szkicu, wyciągnięcie po profilach, obrót szkicu. Model zawierał wszelkie szczegóły, takie jak zaokrąglenia, otwory montażowe, otwory pod śruby, nity, klamry mocujące burty, etc.

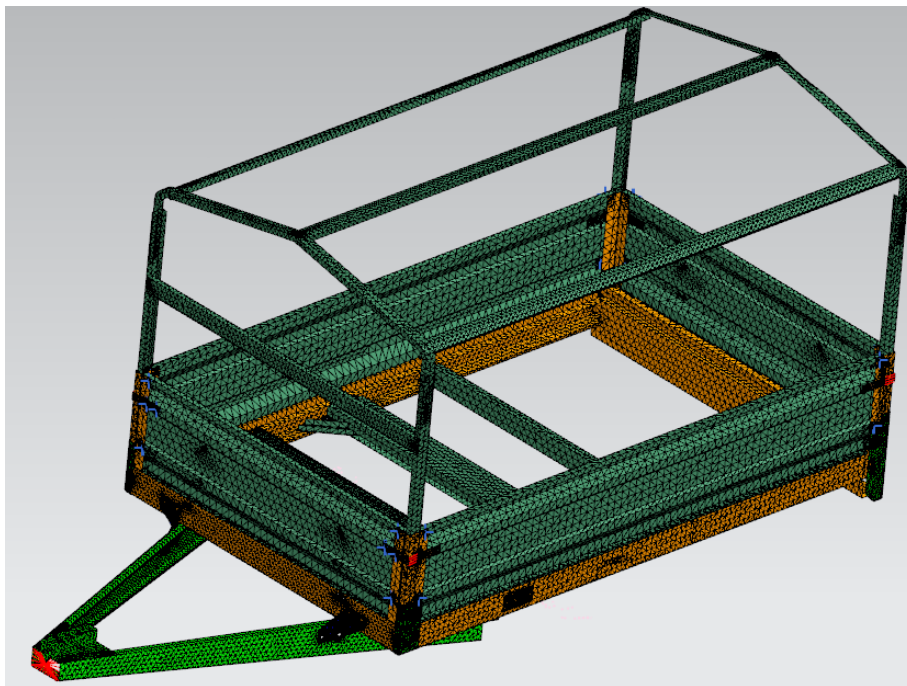


Rys. 6.28 Model CAD pojazdu badawczego – widok 1



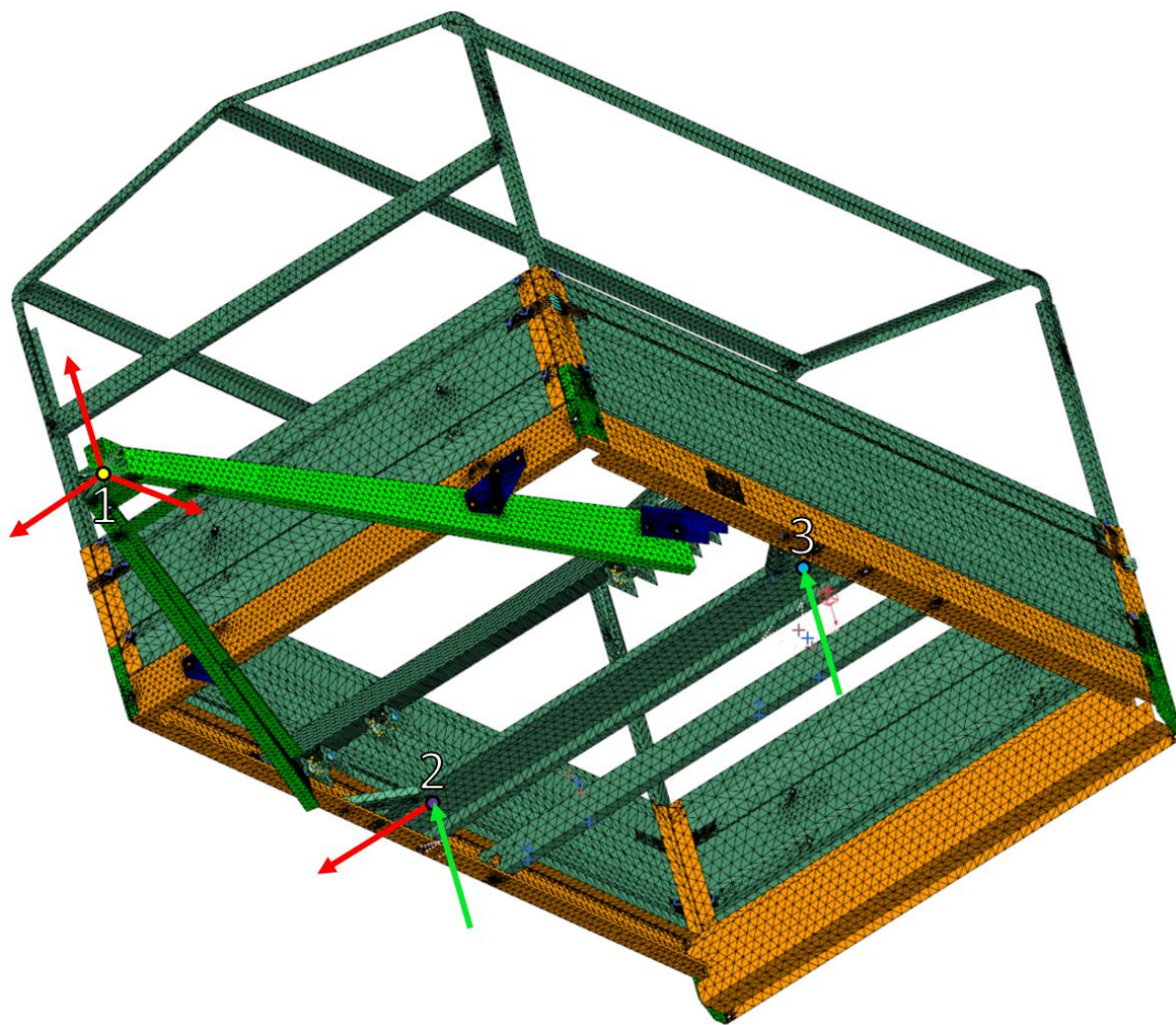
Rys. 6.29 Model pojazdu badawczego - widok 2

Model obliczeniowy (Rys. 6.30) opracowano na podstawie modelu geometrycznego, który poddano uproszczeniu. Usunięto cechy nie wpływające istotnie na wyniki symulacji (np. zaokrąglenia profili nośnych), a usprawniające proces obliczeń. Elementy blaszane, profile nośne i belki zamodelowano z zastosowaniem siatki dwuwymiarowej, trójkątnej. Elementom nadano grubość zgodnie z przeprowadzonymi pomiarami - jej wartości zawierały się w zakresie od 2 mm do 4 mm.



Rys. 6.30 Model do obliczeń wytrzymałościowych pojazdu badawczego

Połączenia śrubowe opracowano z zastosowaniem jednowymiarowych elementów belkowych typu CBAR. Zrezygnowano natomiast z odtwarzania sprzężeń kontaktowych między elementami nośnymi, z uwagi na iteracyjny charakter realizacji takich obliczeń przez oprogramowanie. Symulacje wówczas wymagają znacznie dłuższego czasu, co znacząco opóźnia uzyskanie wyników. Oddziaływania kontaktowe zastąpiono więc tzw. połączeniem klejonym wg rekomendacji instrukcji oprogramowania NX Siemens [85]. Wówczas powierzchnie względem których zaimplementowano klejenie przenoszą zarówno siły ściskające jak i rozciągające. Zaznacza się, iż uproszczenie to wpływa na zachowania i deformacje struktury nośnej przyczepki, co w konsekwencji wywoła mniej wiarygodne stany naprężeń w miejscach implementacji połączeń klejowych, niż gdyby użyto sprzężeń kontaktowych. Jednakże z uwagi na cel realizacji obliczeń (analizy porównawcze) uznano tę technikę za zasadną.



Rys. 6.31 Miejsca utwierdzenia oraz przyłożenia wymuszeń kinematycznych: 1 ● - odebranie możliwości przemieszczeń w osiach X, Y oraz Z; 2 ● - odebranie możliwości przemieszczeń w osi Y, wymuszenie kinematyczne w osi Z; 3 ● - wymuszenie kinematyczne w osi Z

Miejsca implementacji wymuszeń kinematycznych oraz sposób podparcia modelu do obliczeń zaprezentowano na Rys. 6.31. Wektory koloru czerwonego reprezentują kierunki wzdłuż których odebrano możliwość ruchu, kolorem zielonym przedstawiono wektory wzdłuż których działać będą wymuszenia kinematyczne odtworzone z użyciem modelu ćwiartkowego.

Opracowany w ten sposób model do obliczeń wytrzymałościowych MES posłużył następnie do szacowania trwałości zmęczeniowej, według metodyk i kryteriów opisanych w dalszej części pracy. Jako modelowany materiał wybrano stal konstrukcyjną o module Younga wynoszącym 210 GPa oraz współczynnika Poissona 0,3. Obciążenia statyczne zamodelowano z użyciem elementów skończonych w postaci mas skupionych przyłożonych do węzłów, z którymi kontaktowałyby się podłoga analizowanego pojazdu. Sama konstrukcja miała masę 120 kg, dodawano do niej odpowiednio 190 kg (przyczepa w połowie załadowana) i 580 kg (przyczepa w pełni załadowana).

7 Kryteria oceny zawieszenia

Zawieszenie pojazdu w zakresie dynamiki pionowej spełniać musi kilka zadań jednocześnie. To powoduje konieczność określenia kilku kryteriów ich oceny, a w każdym z nich znalezienie wskaźników ich spełnienia.

Kryteriami oceny zawieszonych w zakresie dynamiki pionowej są:

- komfort jazdy,
- bezpieczeństwo jazdy
- zakres ugięć zawieszenia
- trwałość zmęczeniowa elementów zawieszenia i konstrukcji nośnej w obszarach współpracy z zawieszeniem.

Aby ocenić stopień spełnienia kryteriów, konieczne było ustalenie wskaźników, które pozwolą na porównanie poziomów bezpieczeństwa, komfortu i zakresu ugięć oraz trwałości w różnych warunkach eksploatacji. W niniejszym rozdziale przedstawiono przyjęte kryteria wraz ze sposobem ich obliczania.

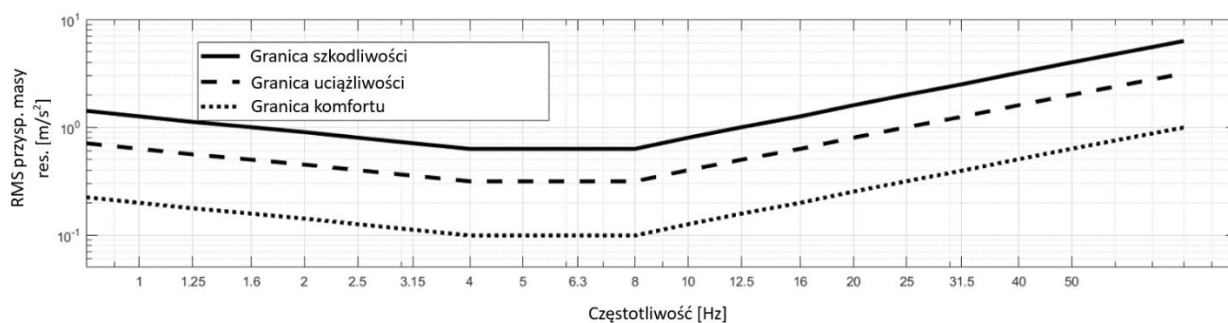
7.1 Komfort

Zapewnienie komfortu jest jednym z pierwszych zadań zawieszenia pojazdu, które przychodzi na myśl. Faktycznie, kiedy zaczęto stosować układy zawieszenia jeszcze w konnych, niezmotoryzowanych powozach i karocach, ze względu na niskie prędkości maksymalne jakie mogły osiągać takie pojazdy ciągnięte przez konie, kwestie bezpieczeństwa i zapewnienia odpowiedniego docisku kół do podłoża dla zachowania trakcji nie wychodziły na pierwszy plan, natomiast głównym zadaniem zawieszenia było izolowanie pasażerów od wstrząsów związanych z nierównościami dróg, których jakość wg dzisiejszych standardów byłaby co najwyżej przeciętna. Nie pomagał także fakt, że pneumatyczne opony nie zostały wynalezione aż do późnego XIX-go wieku [86]. Wraz z rozpowszechnieniem się pojazdów napędzanych silnikiem spalinowym mogących osiągać coraz wyższe prędkości, jako podstawową funkcję systemu zawieszenia coraz częściej uznawano zapewnienie bezpieczeństwa jazdy poprzez utrzymanie kontaktu kół z nawierzchnią celem wpływania na ruch pojazdu, przy nadal możliwie wysokim komforcie jazdy.

Oczywiście pojęcie komfortu jest subiektywne i abstrakcyjne, stąd potrzebne jest wybranie mierzalnego kryterium, które pozwoli na skorelowanie subiektywnych odczuć pasażerów z obiektywnymi miarami odpowiedzi pojazdu. Wg aktualnego stanu wiedzy taką

współzależność zapewnia analiza przyspieszeń pionowych, którym poddane jest ciało pasażera. Są one w znacznym stopniu zbieżne z przyspieszeniami masy resorowanej [87], lub nawet tożsame gdy w modelowaniu nie uwzględnia się właściwości sprężysto tłumiących fotela. Ludzkie ciało posiada jednak różną odporność na przyspieszenia dla różnych zakresów częstotliwości wymuszenia, o czym mówi norma ISO 2631 [88][89]. Dlatego w analizie sygnał przyspieszeń masy resorowanej, który w uproszczeniu uznano za odpowiadający przyspieszeniom, jakie odczuwać będzie poruszająca się pojazdem osoba (w rzeczywistości występuje także izolujący wpływ siedziska fotela), podzielono na poszczególne pasma częstotliwościowe i analizowano wartości przyspieszeń w tych pasmach.

Sygnały uzyskane pierwotnie w dziedzinie czasu poddano analizie częstotliwościowej, z wyróżnieniem składowych sygnału o różnych częstotliwościach. Pasma częstotliwości dostosowano do normy ISO 2631, a wartości średniej kwadratowej dla przyspieszeń obliczono dla tych pasm częstotliwości jako wskaźniki dyskomfortu jazdy. Wartości te zostały następnie porównane z zaleceniami normy ISO 2631 dotyczącymi granicy szkodliwości (*EL – Exposure Limit*), granicy uciążliwości (*FDP – Fatigue Decreased Proficiency*) oraz granicy komfortu (*RCB – Reduced Comfort Boundary*) [90] dla danego okresu ekspozycji na drgania – w przypadku tej pracy przyjęto czas ekspozycji równy 8 godzin. Warto zauważyć, że w niniejszej pracy porównanie z wybranymi granicami nie jest tak ważne, jak porównanie wartości obliczonych dla różnych modeli i warunków użytkowania między sobą. Wartości na osi poziomej są punktami środkowymi kolejnych pasm tercjowych (1/3 oktawy). Rys. 7.1 przedstawia granice wymienionych przedziałów na tle wartości średniokwadratowej przyspieszeń dla różnych częstotliwości.



Rys. 7.1 Granice dopuszczalnych przyspieszeń wg ISO 2631 [89]. Wartości na osi poziomej są punktami środkowymi pasm 1/3 oktawy, oś pionowa pokazuje RMS przyspieszeń masy resorowanej

7.2 Opracowanie i implementacja programowa metodyki oceny komfortu

W wyniku analizy dostępnej literatury zdecydowano o wyborze wskaźnika, który pozwala na ocenę spełnienia kryterium komfortu – wartości skutecznej przyspieszeń drgań.

W niniejszym rozdziale przedstawiono szczegółowy sposób implementacji obliczania tego wskaźnika dyskomfortu. Algorytm ilustrujący szczegółowo procedurę obliczania tego wskaźnika jest następujący (przedstawiony również na Rys. 7.2):

1. Wczytanie sygnału przyspieszeń masy resorowanej, obliczenie częstotliwości próbkowania sygnału

$$f = \frac{1}{\Delta t} \quad 23$$

gdzie Δt oznacza krok czasowy.

2. Budowa w Matlabie filtrów środkowoprzepustowych Butterwortha o częstotliwościach środkowych określonych w normie ISO 2631 ([88] Tab. 13), w zakresie częstotliwości od 1 Hz do 25 Hz.

Tab. 13 Wybrane do analizy częstotliwości środkowe filtrów wg normy ISO 2631

Częstotliwości środkowe filtrów [Hz]							
1	1,25	1,6	2	2,5	3,15	4	5
6,3	8	10	12,5	16	20	25	

Na Rys. 7.2 ppkt 1b. pokazano trzy przykładowe filtry z górnego zakresu częstotliwości: 16 Hz, 20 Hz i 25 Hz. Zbudowane filtry są filtrami trzeciego rzędu, ich parametry obliczono zgodnie z wytycznymi zawartymi w normie [91]. Granice pasma przenoszenia obliczono na podstawie środkowych częstotliwości zgodnie ze wzorem:

$$f_{dół} = \frac{f_{środk}}{\sqrt[6]{2}} \quad 24$$

$$f_{górn} = f_{środk} \cdot \sqrt[6]{2} \quad 25$$

Następnie obliczono referencyjny iloraz szerokości pasma, dany wzorem:

$$Q_r = \frac{f_{środk}}{f_{górn} - f_{dół}} \quad 26$$

Aby zapewnić ten sam poziom przenoszenia białego szumu przez filtr, rzeczywista szerokość pasma przenoszenia musi być odpowiednio niższa od teoretycznej ustalonej dla idealnego filtra, dlatego projektowany iloraz szerokości pasma obliczano korzystając ze wzoru:

$$Q_d = \frac{\frac{\pi}{2N}}{\sin\left(\frac{\pi}{2N}\right)} Q_r \quad 27$$

Na podstawie ilorazu obliczono współczynnik modyfikacji szerokości pasma, określony wzorem

$$\alpha = \frac{1 + \sqrt{1 + 4Q_d^2}}{2Q_d} \quad 28$$

Ostatnim krokiem przed użyciem funkcji *butter* w Matlabie, która oblicza współczynniki filtra Butterwortha, była zamiana częstotliwości na częstotliwości znormalizowane:

$$W_1 = \frac{f_{sr}}{0,5f \cdot \alpha} \quad 29$$

$$W_2 = \frac{f_{sr} \cdot \alpha}{0,5f} \quad 30$$

Sygnal przyspieszeń następnie filtrowano po kolei przez wszystkie piętnaście filtrów.

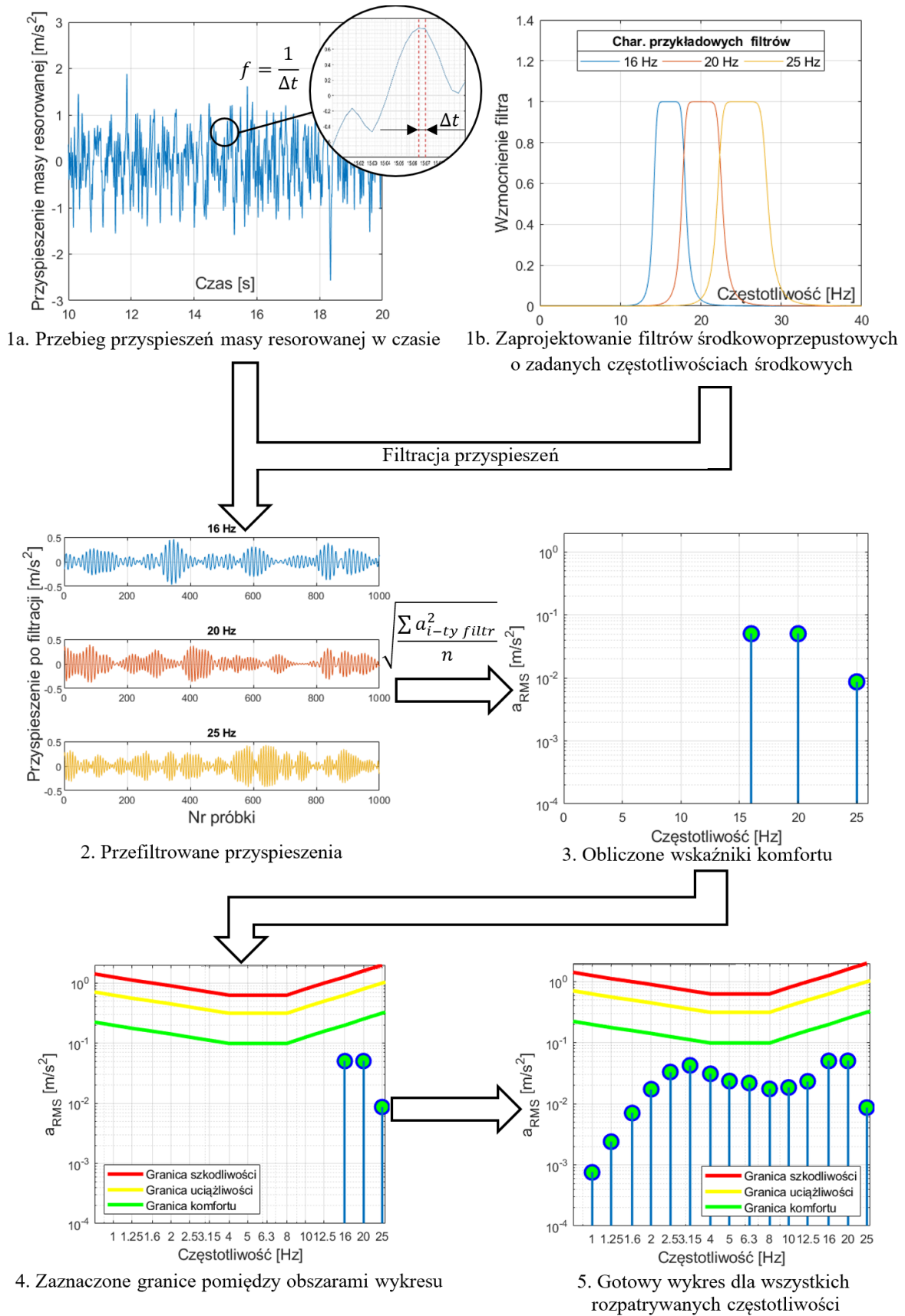
Wartość wskaźnika dyskomfortu – wartości średniokwadratowej (*RMS – Root Mean Square*) dla danej częstotliwości obliczono jako średnią arytmetyczną z sumy kwadratów przyspieszeń

$$ISO2631(f) = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n a_{res_filtr}^2}{n}} \quad 31$$

Na wykres naniesiono ustalone w normie ISO 2631 granice komfortu, uciążliwości i szkodliwości. **Gotowy wykres przedstawia relację pomiędzy wartością średniokwadratową dla danego pasma częstotliwości a wartościami granicznymi.** Otrzymany wynik nadal może być kłopotliwy w interpretacji ze względu na wielość częstotliwości, dla których był on obliczony. Z jednej strony taka jego forma pozwala to na dokładniejszą ocenę pojedynczego przypadku, jednakże przy porównaniu kilkudziesięciu wariantów, jak w niniejszej pracy, staje się to problematyczne. W związku z tym wyniki poddano dalszej obróbce poprzez zgrupowanie wartości średniokwadratowych przyspieszenia w cztery bloki:

1. pierwszy, o częstotliwościach od 1 Hz do 2 Hz, co odpowiada mniej więcej częstotliwości rezonansowej masy resorowanej;
2. drugi od 2,5 Hz do 8 Hz;
3. trzeci od 10 Hz do 12,5 Hz, odpowiadające w przybliżeniu drugiej częstotliwości rezonansowej,
4. oraz 16 Hz do 25 Hz, który to przedział zawiera pozostałe częstotliwości.

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy



Rys. 7.2 Schemat obliczania wskaźników dyskomfortu

Kryterium wyboru tych właśnie przedziałów była konieczność zbadania zachowania pojazdu dla częstotliwości rezonansowych, z pozostałymi dwoma przedziałami wypełniającymi luki pomiędzy częstotliwościami okołorezonansowymi. W każdym z tych przedziałów obliczono średnią arytmetyczną przyspieszeń średniokwadratowych, które do danego przedziału należały, wyniki następnie przedstawiono na wykresach słupkowych dostępnych w rozdziale 8. Implementację programową wg przedstawionego algorytmu znaleźć można w Załączniku B.

7.3 Bezpieczeństwo

Bezpieczeństwo jazdy, podobnie jak komfort, może być rozumiane na wiele sposobów i wpływa na nie wiele czynników. W przypadku pojazdów samochodowych różni się bezpieczeństwo czynne, czyli takie pozwalające uniknąć wypadków, oraz bierne, które określa jak dobrze chronieni są pasażerowie i ładunek, gdy do wypadku już dojdzie. W niniejszej pracy rozważony został jedynie aspekt związany z bezpieczeństwem czynnym, w ramach którego rozważanych jest wiele zagadnień – m.in. kierowalność pojazdu, jego stateczność czy zdolność do szybkiego wytracenia prędkości w sytuacji awaryjnej. Obliczanie wszystkich tych cech byłoby jednak czasochłonne i wymagało adekwatnego modelu, a i tak nie brałoby pod uwagę wpływu rozwiązań konstrukcyjnych czy obecności dodatkowych systemów bezpieczeństwa na nie. W odniesieniu do zakresu modelowania – dynamiki pionowej – wskaźnikiem bezpieczeństwa jest siła na styku opony z nawierzchnią. Wynika to z faktu, że poruszający się po drodze pojazd wchodzi w interakcje z otoczeniem w głównej mierze poprzez oddziaływanie pomiędzy ogumionymi kołami a drogą (pewne siły generowane są także poprzez opływające powietrze, jednakże ich wpływ może zostać pominięty w typowych sytuacjach drogowych). Z tego względu siły potrzebne do zmiany stanu ruchu muszą być przekazywane właśnie poprzez oponę, a zadaniem układu zawieszenia z punktu widzenia bezpieczeństwa staje się zapewnienie jak największej siły, która może potencjalnie być wykorzystana do wpływania na kierunek i prędkość jazdy. Statystycznie rzecz biorąc, średnio jest to siła wynikająca z części ciężaru przypadającego na dane koło, która jednak na skutek wymuszonych drgań podlega ciągłym zmianom wokół wartości średniej.

Jednym ze współczynników, który może służyć do oceny bezpieczeństwa jest współczynnik EUSAMA. Został on opracowany jako narzędzie do oceny stanu zużycia amortyzatorów w ramach badań kompletnego zawieszenia, poprzez pomiar i porównanie wartości obciążenia statycznego F_{stat} , jakie wywiera pojazd na podłoże, do minimalnego

obciążenia podczas testu polegającego na wprowadzeniu w pionowe drgania o amplitudzie $\pm 3 \text{ mm}$ płyty [92], na której stoi pojazd. Płyta rozpędzana jest do drgań z częstotliwością ok. 25 Hz, a następnie jej napęd jest odłączany. Podczas drgań rejestrowana jest chwilowa wartość nacisku i wyszukiwana jest jego najniższa wartość F_{min} , której użyć można do obliczenia współczynnika EUSAMA zgodnie ze wzorem:

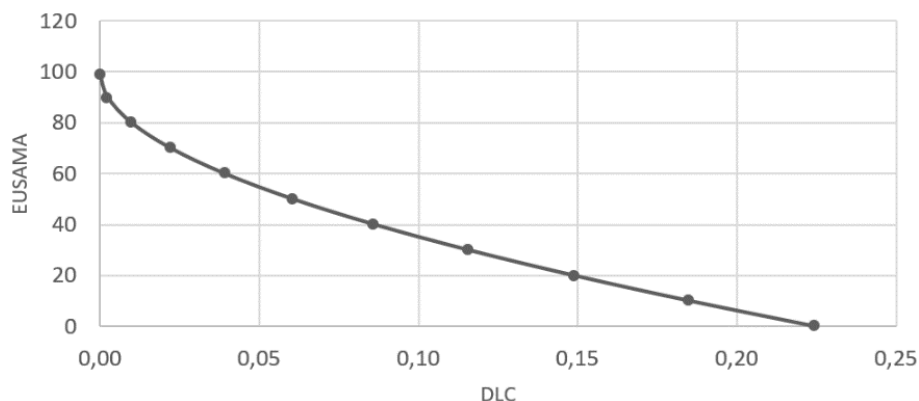
$$EUSAMA = \frac{F_{min}}{F_{stat}} \cdot 100\% \quad 32$$

Wartości poniżej 40 % uznawane są za niskie i wymagające interwencji, natomiast te powyżej 80 % uznawane są za doskonałe, choć rzadko spotykane poza samochodami sportowymi [92]. Operowanie współczynnikiem EUSAMA jako wskaźnikiem bezpieczeństwa ma jednak poważne wady – jeżeli podczas przejazdu pojawi się pojedyncza przeszkoda, która miejscowo znacząco obniży wartość nacisku dynamicznego (chwilowego), to pomimo całkowicie akceptowalnego zachowania układu zawieszenia otrzymany wynik może wskazywać na niski poziom bezpieczeństwa. Wskaźnik ten ma więc sens dla pomiarów stanowiskowych, gdzie mamy do czynienia tylko z wymuszeniem sinusoidalnym o ustalonej amplitudzie, gdzie możemy być pewni formy, jaką przybierać będzie wymuszenie, ale nie w warunkach rzeczywistej eksploatacji czy jej symulacji.

W związku z tym bezpieczeństwo jazdy postanowiono oceniać na podstawie wskaźnika zwanego współczynnikiem obciążenia dynamicznego (DLC – *Dynamic Load Coefficient*) [57]. DLC oblicza się, dzieląc średnią kwadratową siły dynamicznej w oponie F_{dyn} (zdefiniowanej jako różnica między wartościami siły chwilowej i statycznej) przez siłę statyczną w oponie F_{stat} , jak pokazano w równaniu 33. Siła w oponie jest obliczana w modelu jako suma siły sprężystości i sił tłumienia opony.

$$DLC = \frac{RMS(F_{dyn})}{F_{stat}} \quad 33$$

Im większy jest ten wskaźnik, tym bardziej niebezpieczna jest jazda. Według Petera Múčki [57], pomimo że wartości DLC nie są standaryzowane, to DLC powyżej 0,3 uważać można za bardzo wysokie, a przez to niebezpieczne. Warto zauważyć, że indeks DLC i EUSAMA nie są ze sobą powiązane liniowo – ich zależność, zbadaną przez Autora, pokazano na Rys. 7.3.



Rys. 7.3 Zależność między wartością współczynnika EUSAMA a DLC

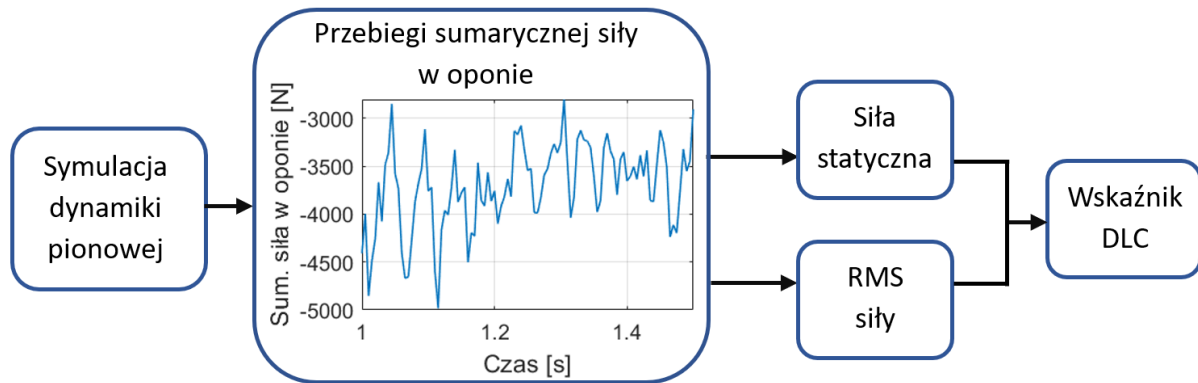
Granica wystarczającego tłumienia w EUSAMA wynosi 40%, co odpowiada wartości DLC 0,15, podczas gdy niebezpieczna wartość DLC została określona na 0,3, której to wartości nie osiągnięto na wykresie. Nie jest to jednak błąd, gdyż indeks EUSAMA 0% oznacza, że siła dynamiczna jest równa wartości statycznej. Chociaż jest to minimalna wartość dla EUSAMA, DLC uwzględnia zarówno dodatnie, jak i ujemne zmiany siły w oponie, więc gdy jego wartość znacznie wzrośnie, DLC może przyjąć wartości dla nieistniejących ujemnych wartości procentowych EUSAMA.

7.4 Opracowanie i implementacja programowa metodyki oceny bezpieczeństwa

Ocenę bezpieczeństwa jazdy przeprowadzano na podstawie analizy współczynnika obciążenia dynamicznego (*Dynamic Load Coefficient* – DLC), którego sposób obliczenia (wzór 24) oraz interpretację przedstawiono w poprzednim podrozdziale – 7.3. W porównaniu do metodyki oceny komfortu, proces ten był dużo prostszy i nie wymagał oddzielnej analizy dla różnych częstotliwości wymuszeń. Jako kryterium oceny bezpieczeństwa przyjęto bowiem kryterium zachowania dużego potencjału sił przyczepności (istotnego dla kierowności i zdolności hamowania), do czego konieczne jest utrzymanie sił na styku opony i nawierzchni na jak najwyższym poziomie, możliwie zbliżonym do obciążenia statycznego. Ocenie statystyczne odchylenie od wartości średniej pozwala właśnie współczynnik DLC, który stanowi iloraz wartości średniokwadratowej sumarycznej siły w oponie oraz obciążenia statycznego, obliczonego jako sumaryczny ciężar masy resorowanej i nieresorowanej (wzór 33). Sygnał siły w oponie otrzymywany jest bezpośrednio z symulacji.

Po obliczeniu wartości współczynników DLC dla kolejnych rozpatrywanych przypadków, wyniki zgromadzono na wykresach słupkowych pozwalających porównać wpływ

poszczególnych czynników eksploatacyjnych na bezpieczeństwo jazdy. Schemat procedury przedstawiono na Rys. 7.4.



Rys. 7.4 Schemat obliczania wskaźnika DLC

7.5 Zakres ugięć zawieszenia

Oba wspomniane wyżej kryteria muszą być spełnione przez zawieszenie zbudowane z elementów posiadających określone wymiary geometryczne, a przestrzeń przeznaczona na ruch koła i elementów zawieszenia również jest ograniczona geometrycznie. Jest to szczególnie istotne w przypadku elementów sprężystych, w których generowane siły wiążą się z wartościami ugięcia. Z tych względów ugięcia zawieszenia są także istotnymi odpowiedziami dynamicznymi, które poddano analizie, porównując dostępny skok roboczy zawieszenia pojazdu badawczego z otrzymywanymi wartościami ugięć zawieszenia. Odnotowywano przypadki, w których dochodziło do ugięcia tak dużego, że zainstalowany gumowy odbojnik zaczął być ściskany – ugięcia większe niż 0,118 m.

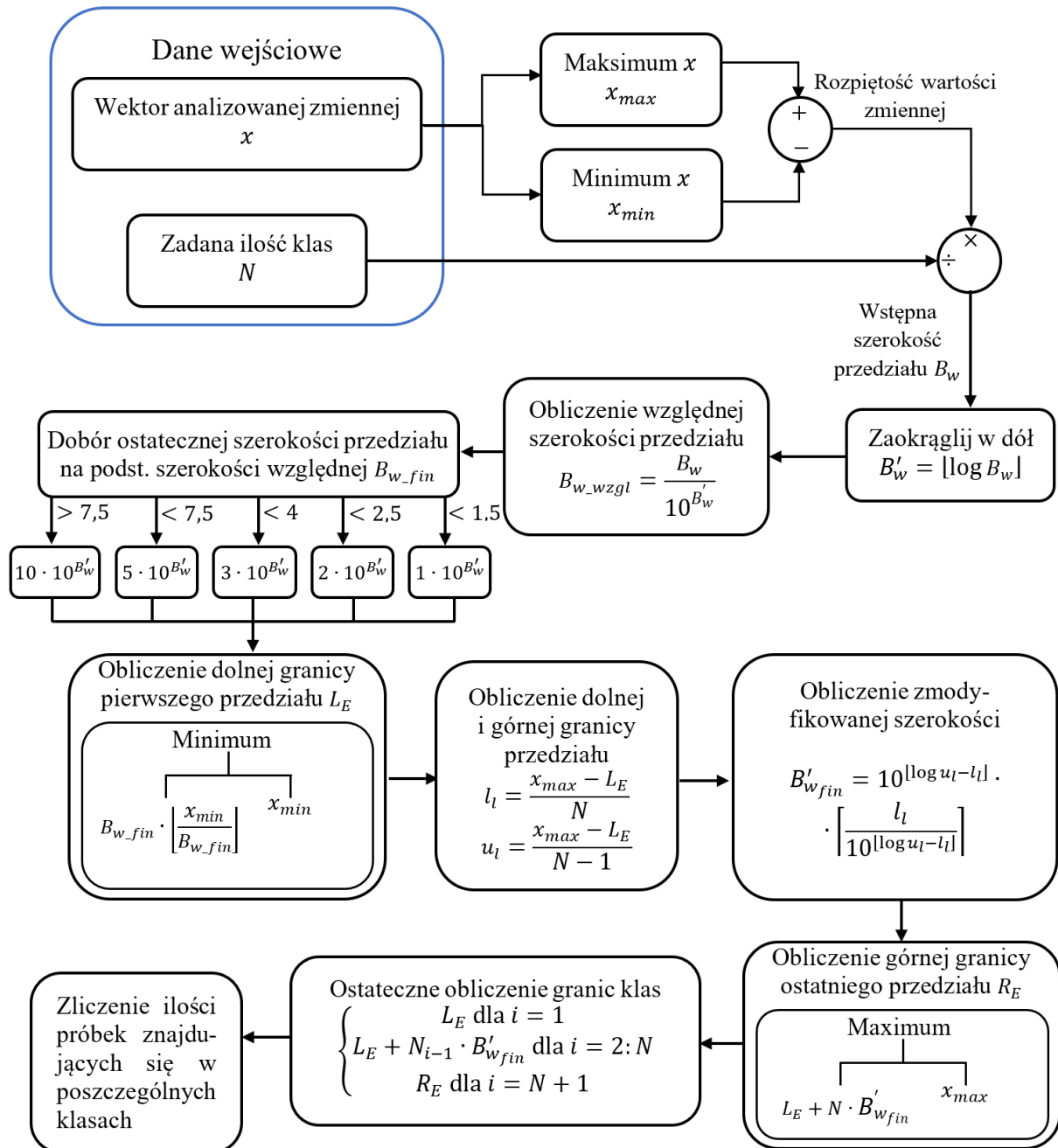
7.6 Metodyka oceny zakresu ugięć zawieszenia

Ogólny schemat pokazujący metodykę oceny ugięć zawieszenia pokazano na Rys. 7.6. W pierwszym etapie z symulacji otrzymano przebiegi ugięć zawieszenia. Następnie obliczano minimum i maksimum ugięć zawieszenia dla danego sygnału, a zawarty pomiędzy tymi wartościami ekstremalnymi zakres dzielono na 50 klas. Skrypt wykonujący te operacje stanowił część pakietu standardowych funkcji w programie Matlab, dokładniejszy opis procesu obliczania wartości granicznych każdej z klas przedstawia Rys. 7.5. Po podzieleniu całego zakresu ugięć zliczano następnie liczbę wystąpień ugięć z zakresu należącego do danej klasy – w ten sposób otrzymano rozkład ugięć zawieszenia. Aby przeliczyć go na częstość skumulowaną skorzystano ze wzoru:

$$H_i = \frac{\sum_{i=1}^{50} n_i}{N} \cdot 100\%$$

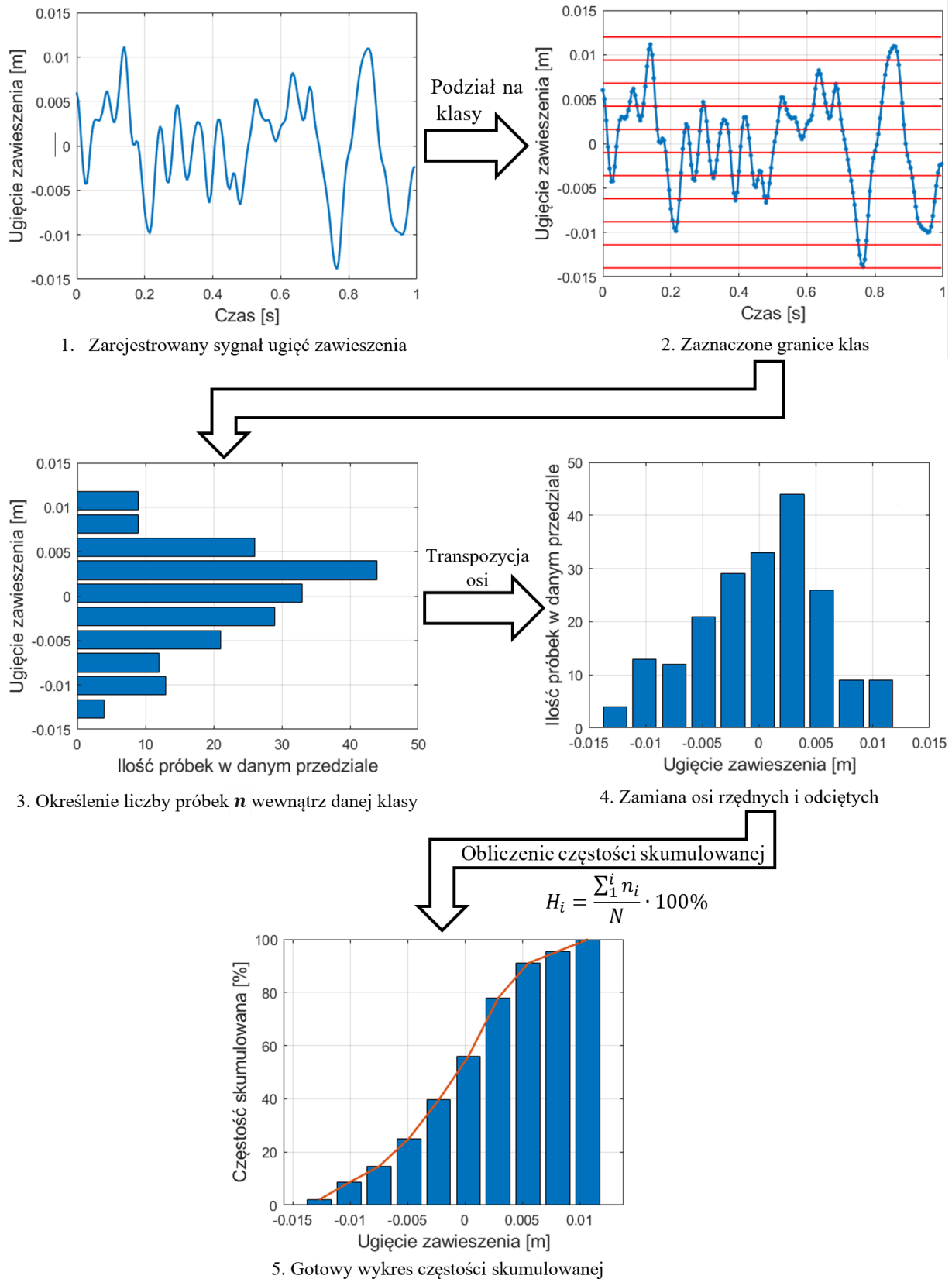
gdzie N to całkowita liczba próbek w analizowanym sygnale.

Otrzymane wektory częstości skumulowanych wykreślono ostatecznie jako funkcję klas ugięcia zawieszenia na wykresach porównawczych, zestawiających ze sobą przypadki różniące się warunkami eksploatacji oraz rodzajem zastosowanego modelu pojazdu. Przestrzeń roboczą oceniano na podstawie ugięć zawieszenia w porównaniu do dostępnego zakresu ruchu koła przyczepki.



Rys. 7.5 Schemat obliczania granic przedziałów histogramów

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawiesznień pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

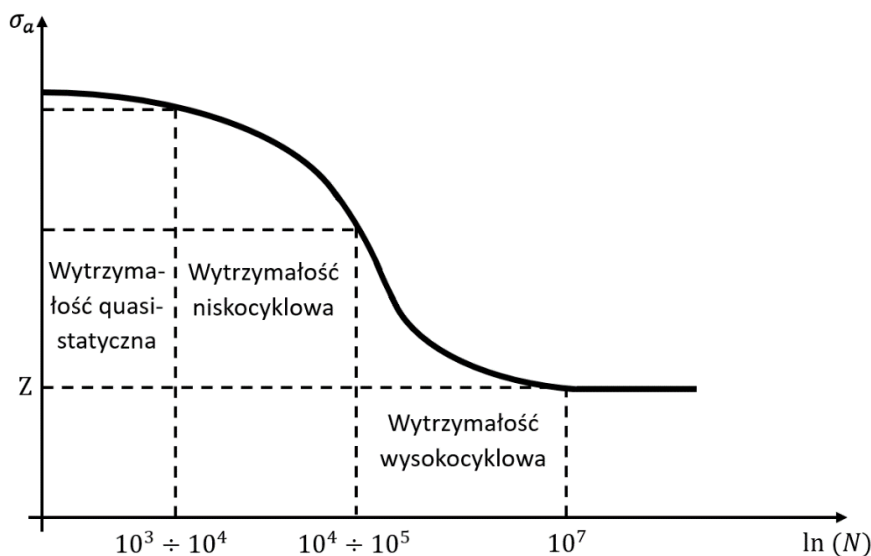


Rys. 7.6 Schemat obliczania częstości skumulowanej

7.7 Trwałość zmęczeniowa elementów zawieszenia i konstrukcji nośnej

Istnieją różne metody analizy zmęczeniowej konstrukcji nośnych pojazdów. Bazują one na analizie przebiegów naprężeń, odkształceń lub zmianach parametru energetycznego. Szerzej metody te opisane zostały w pracach Kocańdy i Szali [93].

Najprostsze modele zakładają zastosowanie przebiegów naprężeń, jak te pokazane na Rys. 7.7. Podejście naprężeniowe pozwala na wstępne ustalenie trwałości dla dużej liczby cykli zmian naprężeń, tzn. występujących częściej niż $10^4 \div 10^5$ razy.



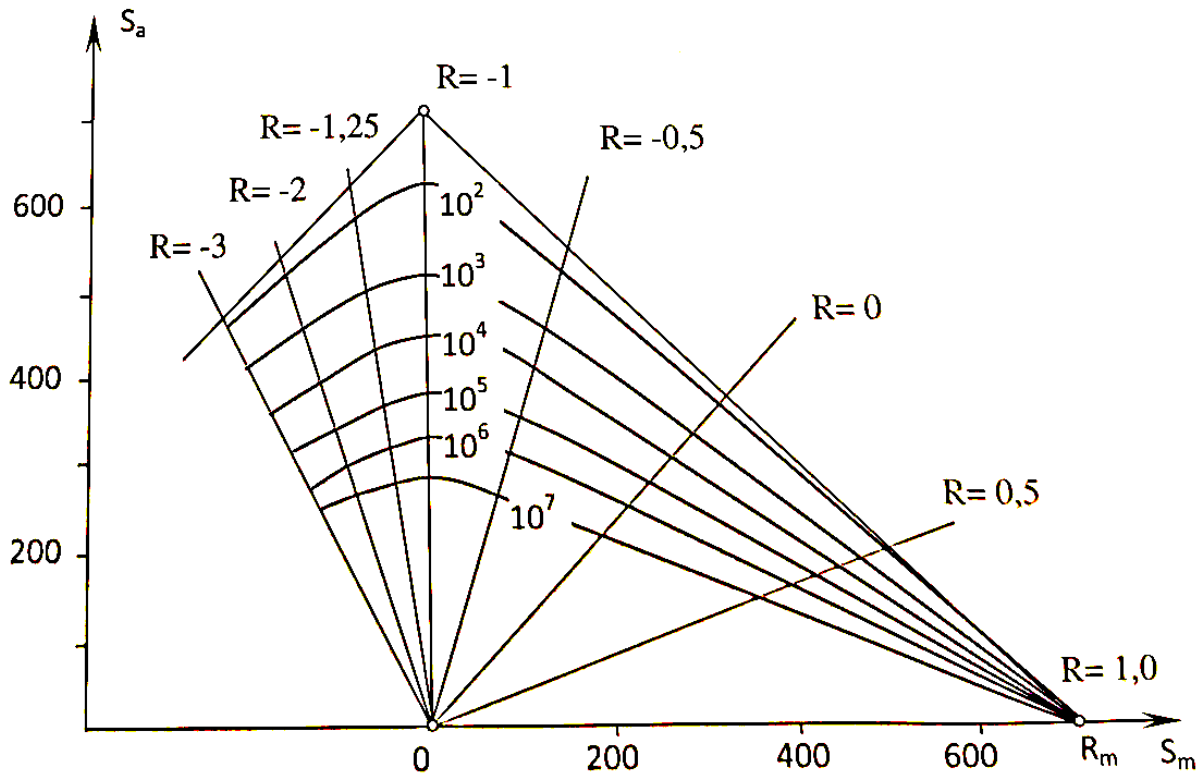
Rys. 7.7 Wykres Wöhlera z zaznaczonymi zakresami wytrzymałości zmęczeniowej [94]. "Z" oznacza nieograniczoną wytrzymałość zmęczeniową

W odniesieniu do przedmiotu badań, jakim jest pojazd badany w niniejszej dysertacji, spodziewać należy się znacząco większej liczby cykli niż 10^5 , co zdeterminowane jest bardzo częstą interakcją układu jezdnego z podłożem [94]. Zwłaszcza przy większych prędkościach użytkowania przyczepy, liczba zmian naprężeń narastać będzie gwałtownie. Warunki eksploatacji oraz typ badanego pojazdu i materiału użytego do jego budowy (brak anizotropowości, jednorodne warunki eksploatacji, brak wpływu wielkości obiektu, brak wpływu temperatury etc.) pozwalają na zastosowanie podejścia naprężeniowego.

W dalszym toku realizowanych prac badawczych postępowano zatem ściśle według tego podejścia, w szczególności skorzystano z procedur opisanych w publikacjach Ligaja i Szali [95]. Wytyczne te zakładają:

- wygenerowanie zmiennych w czasie przebiegów naprężeń (z symulacji dynamicznej MES), tzw. odpowiedzi struktury,
- schematyzację stochastycznych przebiegów naprężeń,

- ustalenie współczynnika uszkodzenia zmęczeniowego z zastosowaniem metody Palmgren-Minera i z użyciem dwuparametrycznej charakterystyki zmęczeniowej (takiej jak na Rys. 7.8) wiążącej liczbę cykli do powstania złomu z naprężeniami amplitudowymi i średnimi [96]



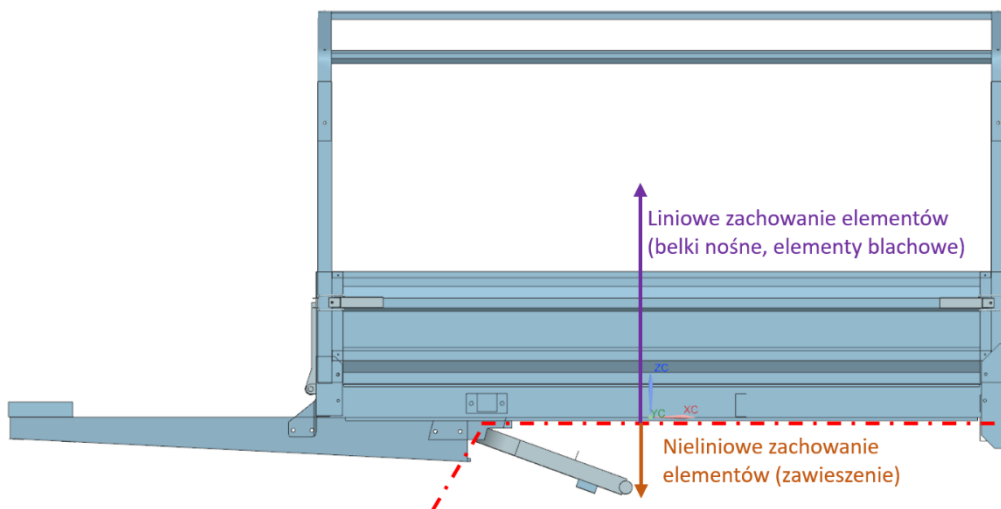
Rys. 7.8 Dwuparametryczna, wyznaczona doświadczalnie charakterystyka zmęczeniowa stali S355J0 [96]

W odniesieniu do generowania odpowiedzi struktur nośnych maszyn i urządzeń współczesne oprogramowanie CAE wykorzystuje dwie techniki obliczeniowe:

1. Pierwsza to metoda superpozycji modalnej, zakładająca, iż ruch dowolnego punktu konstrukcji poddawanej działaniu wymuszeń zmiennych w czasie jest sumą ruchu będącego następstwem drgań własnych i wymuszeń kinematycznych pochodzenia zewnętrznego. To założenie pozwala zastosować w procesie przetwarzania danych przez program uproszczenia polegającego na realizacji obliczeń w tzw. współrzędnych modalnych (więcej na ten temat przeczytać można w pracy Wojciecha Osmólskiego [97]). To z kolei znacznie przyspiesza proces obliczeń. Metoda ta jednakże działa poprawnie wyłącznie w odniesieniu do układów liniowych, tj. takich, w których parametry sprężystości, tłumienie oraz masa nie zmieniają się wraz ze zmianą położenia członów maszyny. Z metody tej korzysta „solver” obliczeniowy 103 oprogramowania NX Siemens.

2. Druga to metoda bezpośredniego całkowania równań ruchu. W metodzie tej równania ruchu rozwiązywane są w każdym kroku czasowym. Jest to technika pozwalająca uwzględnić wszelkie nieliniowości (geometryczne i materiałowe), jednakże do wykonania obliczeń należy przeznaczyć znacząco więcej mocy obliczeniowej. Stosowane obecnie wysokiej klasy stacje robocze wyposażone w procesor typu i9 oraz 32 GB pamięci RAM pozwalają na sprawne (czas oczekiwania na wyniki do jednej godziny) generowanie odpowiedzi dla maksymalnie kilkuset elementów skończonych, jak np. w pracy Pedro Andrade'a i współautorów [98]. Taka ilość elementów skończonych jest zdecydowanie zbyt mała aby efektywnie analizować przestrzenne, ramowe konstrukcje nośne pojazdów. Z metody tej korzysta „solver” obliczeniowy 401/402 oprogramowania NX Siemens.

W badaniach odpowiedzi dynamicznej przyczepki skorzystano ostatecznie z metody 1 - superpozycji modalnej, pomimo oczywistych nieliniowości omawianych w niniejszej dysertacji, ponieważ nieliniowe zachowania dotyczą przede wszystkim zawieszenia i ogumienia pneumatycznego, natomiast zachowania konstrukcji nośnej przyczepki (ramy stalowej, belek, profili i blach) znajdującej się nad zawieszeniem są liniowe (Rys. 7.9).

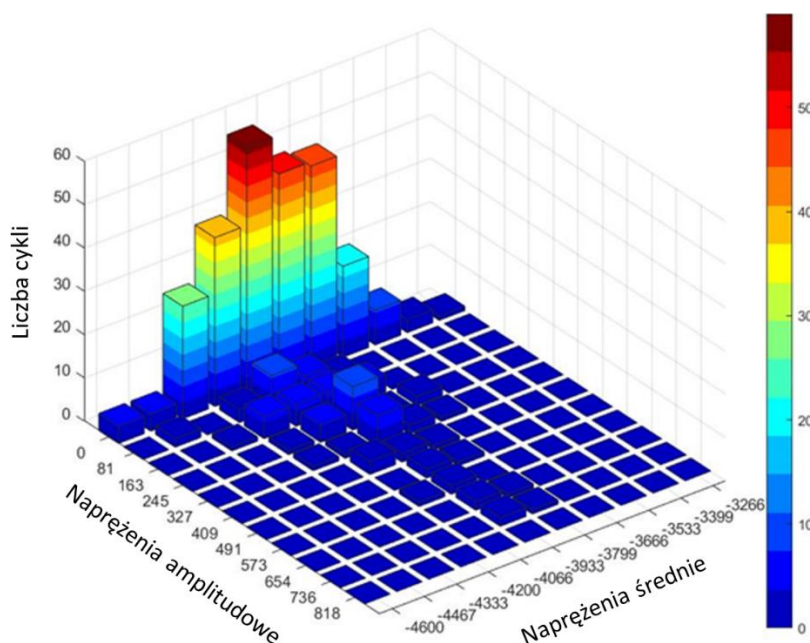


Rys. 7.9 Rozgraniczenie między elementami liniowymi a nieliniowymi

Ze względu na stosunkową łatwość realizacji modelowania nierówności oraz nieliniowości modelu dynamiki zawieszenia ćwiartki pojazdu w środowisku Matlab/Simulink zdecydowano o wygenerowaniu zmian położenia masy resorowanej, które następnie wykorzystano jako warunek brzegowy do obliczeń dynamicznych MES. Następnie wykonano analizę odpowiedzi dynamicznej całej przyczepki z zastosowaniem wydajnej metody superpozycji modalnej.

Takie skojarzenie dwóch metod jest oryginalne i pozwala na wiarygodne odtwarzanie zachowań zawieszenia (uwzględnia nieliniowości charakterystyk oraz losowy model nierówności nawierzchni) oraz ruchu węzłów konstrukcyjnych przyczepki i w konsekwencji naprężeń w jej strukturze nośnej.

Do schematyzacji przebiegów naprężeń współcześnie najczęściej stosowana jest metoda Rainflow [93], [99]. Jej zastosowanie pozwala na zamianę złożonego stochastycznego przebiegu naprężeń, pozyskanego z symulacji lub eksperymentu fizycznego, na zbiór cykli naprężeń, takich jakie są stosowane przy wyznaczaniu charakterystyk zmęczeniowych (czyli cykli o określonych naprężeniach amplitudowych i średnich). Dopiero wówczas możliwe jest skonfrontowanie przebiegów eksploatacyjnych z danymi materiałowymi. Wyniki przetwarzania prezentuje się za pomocą tzw. macierzy Rainflow, której przykład zamieszczono na Rys. 7.10.



Rys. 7.10 Efekt opracowywania losowych przebiegów obciążeń metodami schematyzacji, źródło: [84]

Danymi materiałowymi mogą być jednoparametryczne charakterystyki zmęczeniowe, np. wykres Wöhlera lub dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe w postaci płaszczyzn zmęczeniowych. Charakterystyki jednoparametryczne pozwalają ustalić liczbę cykli do powstania złomu z naprężeniami amplitudowymi przy stałych naprężeniach średnich. Wówczas możliwe jest przedstawienie charakterystyki jednoparametrycznej w zależności od tzw. współczynnika asymetrii cyklu R , danego wzorem:

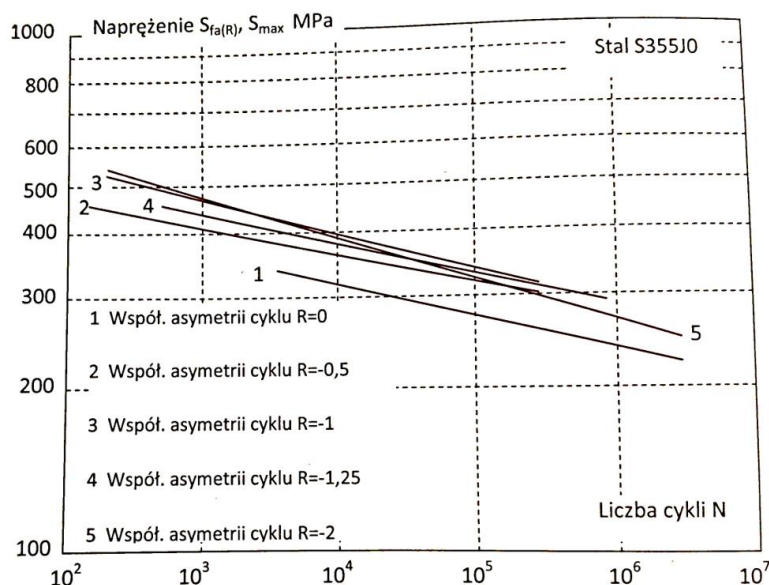
$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}}$$

35

Gdzie:

- σ_{min} to naprężenia minimalne cyklu,
- σ_{max} to naprężenia maksymalne cyklu.

Przykład takiej charakterystyki przedstawia Rys. 7.11. Charakterystyki dwuparametryczne pozwalają ująć również naprężenia średnie, są jednakże zdecydowanie trudniej dostępne w zasobach literaturowych.



Rys. 7.11 Wzajemne położenie wykresów Wöhlera $S_{a(R)}^{(N)}$ stali S355J0

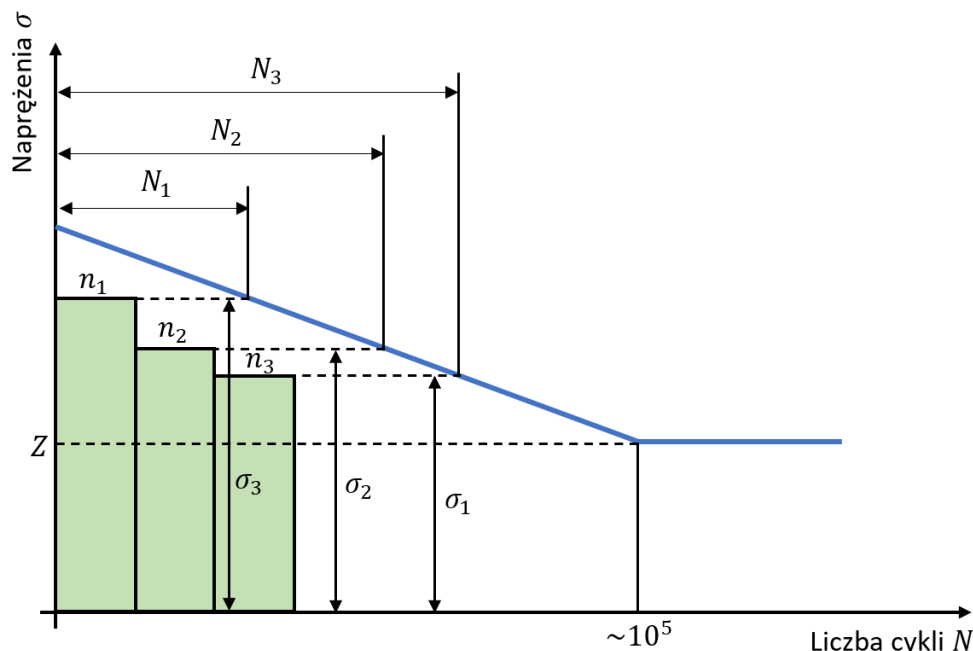
Przy wyżej opisanych założeniach jako kryterium oceny utraty nośności zmęczeniowej przyjęto współczynnik D_{PM} (z ang. *damage*) zapisany wzorem:

$$D_{PM} = \sum_{a=1}^k \frac{n_i}{N_i} \quad 36$$

gdzie:

- n_i – jest liczbą cykli naprężeń zawierających się w określonym przedziale naprężeń średnich i amplitudowych, ustalonych z zastosowaniem metody Rainflow,
- N_i – jest liczbą cykli przy danym poziomie naprężenia, po osiągnięciu których następuje uszkodzenie.

Jak widać na Rys. 7.12 im większa wartość naprężeń, tym materiał może „przeżyć” mniejszą liczbę cykli. Globalnie uszkodzenie wystąpi gdy $D_{PM} = 1$.



Rys. 7.12 Schemat ustalania poziomu uszkodzeń zmęczeniowych przy różnych poziomach naprężeń z zastosowaniem wykresu Wöhlera; n_1, n_2, n_3 – naprężenia amplitudowe o wartościach np. odpowiednio 100 MPa, 90 MPa, 80 MPa (źródło: opracowanie własne)

Do obliczeń przyjęto także, że dystans jaki powinna przejechać tego typu przyczepa bez objawienia się jakichkolwiek uszkodzeń zmęczeniowych wynosi 500 000 km. Przy założeniu, że średnia prędkość jazdy to 50 km/h, daje to 10 000 h użytkowania. Ponieważ rozpatrywane przebiegi są dużo krótsze (trwają po kilkadziesiąt sekund), to uszkodzenie dla tego dystansu oblicza się mnożąc wynik otrzymany dla danego przez 10 000 h i dzieląc go przez czas trwania tego przebiegu.

7.8 Opracowanie i implementacja programowa metodyki oceny wytrzymałości zmęczeniowej

W celu oceny wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji z zastosowanym opisanymi kryteriami dla różnych warunków eksploatacji zastosowano symulację dwuetapową, generując najpierw przebiegi przemieszczeń masy resorowanej w modelu ćwiartkowym w Simulinku na podstawie zadanych warunków eksploatacji (droga, prędkość jazdy i obciążenie), które następnie używane były jako sygnał wejściowy dla obliczeń wytrzymałościowych MES. Przed przystąpieniem do symulacji wytrzymałościowych konieczne było sprawdzenie, czy sygnały wymuszeń można uznać za przebiegi stacjonarne. Dokładniejszy opis procesów stacjonarnych

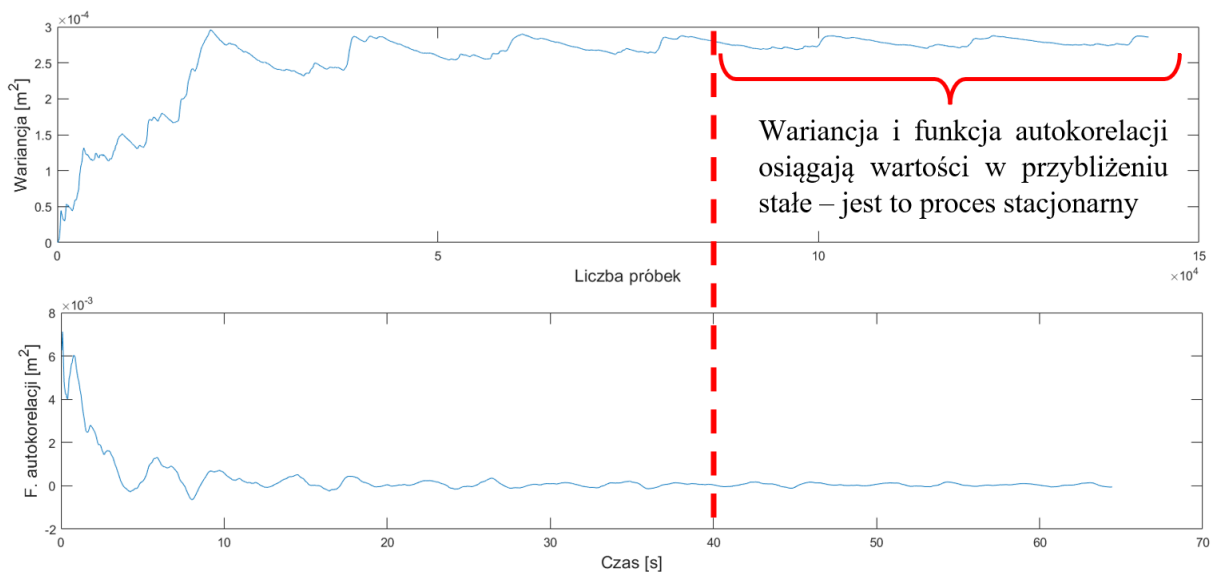
i niestacjonarnych znaleźć można w książce Bendata i Piersola [100]. Do określenia stacjonarności procesu potrzebujemy znać dwa jego parametry – wartość średnią oraz funkcję autokorelacji. Wartość średnią (pierwszy moment) dla zbioru N przebiegów dla danego czasu t_1 oblicza się ze wzoru

$$\mu_x(t_1) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t_1) \quad 37$$

Z kolei funkcja autokorelacji (moment łączony) określa korelację pomiędzy wartościami sygnału dla dwóch różnych czasów t_1 i $t_1 + \tau$. Definiowana jest ona jako średnia iloczynu wartości sygnałów dla tych dwóch czasów:

$$R_{xx}(t_1, t_1 + \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t_1) \cdot x_k(t_1 + \tau) \quad 38$$

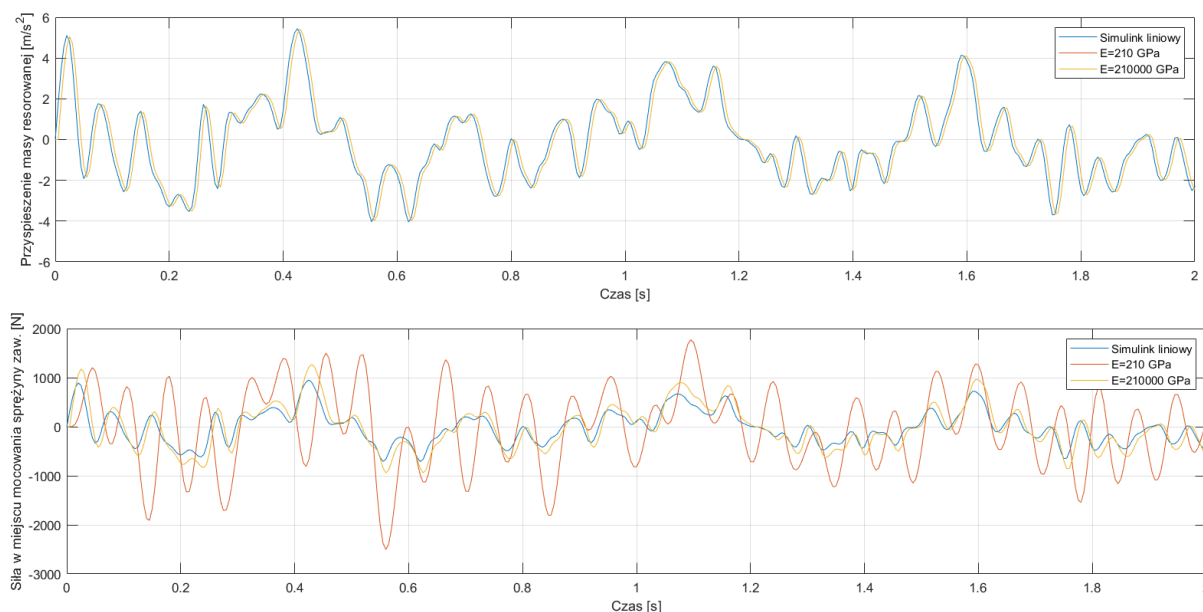
Jeżeli wartość średnia dla danego procesu nie zależy od wyboru czasu t_1 (tzn. $\mu_x(t_1) = \mu_x$) oraz wartość funkcji autokorelacji zależy jedynie od wyboru różnicy czasu τ , to taki proces nazywany jest stacjonarnym w sensie szerszym (możliwe jest także użycie wariancji zamiast wartości średniej [101]). Jeżeli dokonano by obliczeń momentów i momentów łączonych dla nieskończonej liczby wyższych rzędów, i wyniki tych obliczeń także nie zależałyby od wyboru czasu t_1 , wtedy mówilibyśmy o procesie stacjonarnym w sensie węższym. Do zastosowań praktycznych często wystarczy udowodnić stacjonarność procesu w sensie szerszym, by móc założyć jego stacjonarność w sensie węższym [100]. Przykładową analizę sygnałów wymuszeń, na podstawie której określano niezbędną długość sygnału wejściowego do zapewnienia stacjonarności, przedstawia Rys. 7.13.



Rys. 7.13 Przykładowe przebiegi wariancji i funkcji autokorelacji przemieszczenia masy resorowanej.

Po zaimplementowaniu sygnałów wejściowych, możliwe było wykonanie symulacji, w wyniku której uzyskiwano przebiegi naprężeń. Dla potrzeb oceny zgodności modelu MES z modelem ćwiartkowym używanym w Simulinku przeprowadzono dodatkowe symulacje dynamiki na modelu MES, po potwierdzeniu, że masa resorowana dla modelu MES odpowiada tej z Simulinka. Symulację wykonano podając dokładnie to samo wymuszenie w miejscu mocowania obu sprężyn – tak, by jak najbardziej upodobnić zachowanie modelu MES do tego dla modelu ćwiartki pojazdu i sprawdzić, czy obliczane siły zawieszenia będą miały podobne wartości dla symulacji w Simulinku jak i w oprogramowaniu NX Siemens. Ponieważ pod względem dynamiki model MES nie zachowuje się ani jak bryła sztywna, ani jak punkt materialny (co ma miejsce w symulacjach w Simulinku), tylko jak ciało odkształcalne, w NXie wykonano dwie symulacje – pierwszą dla rzeczywistej wartości modułu Younga stali, z której wykonane są elementy przyczepki ($E = 210 \text{ GPa}$) oraz dla przyczepki przesztynwionej, zbliżając jej zachowanie do zachowania bryły sztywnej ($E = 210\,000 \text{ GPa}$). Przy wszystkich pozostałych parametrach symulacji niezmiennych pozwoliło to założyć, że otrzymane wyniki stanowią prawidłowe przełożenie wymuszeń otrzymanych w Simulinku.

Porównano następnie przebiegi przyspieszeń masy resorowanej oraz sumarycznej siły w miejscu mocowania sprężyny (co odpowiadało po prostu sumarycznej sile zawieszenia w modelu zaimplementowanym w Simulinku) pod względem wartości amplitudy i przesunięć fazowych. Wyniki przedstawiono na Rys. 7.14.



Rys. 7.14 Porównanie przyspieszeń i sił dla symulacji w Simulinku i NXie

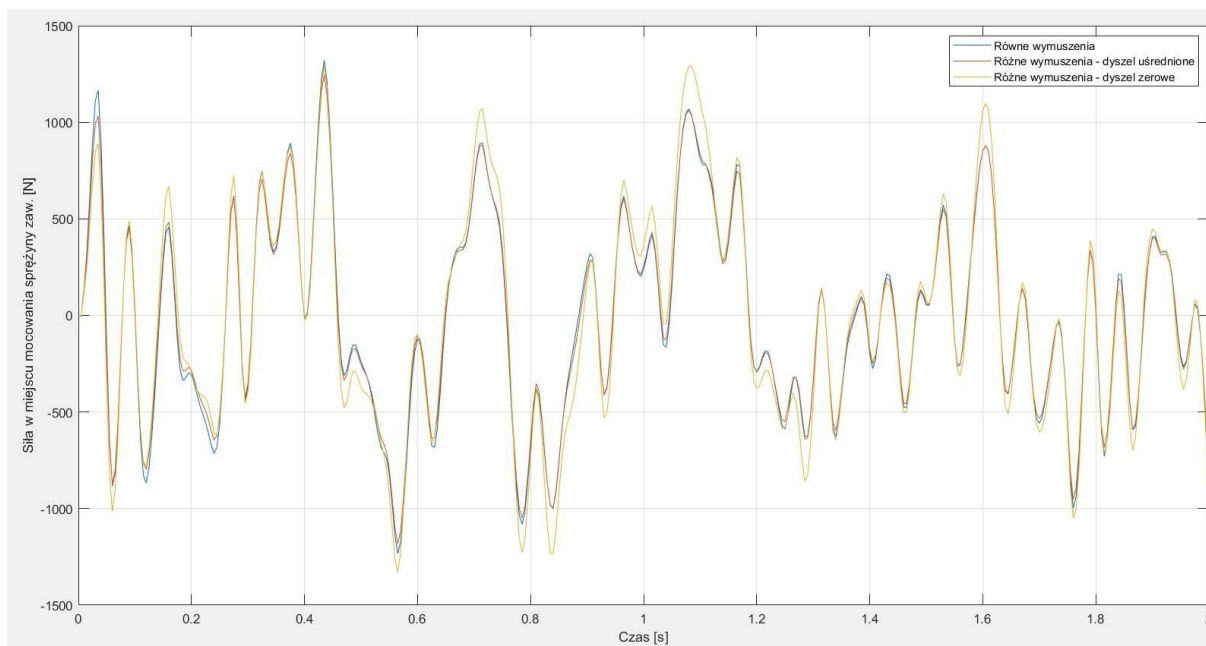
Jak można zaobserwować na górnym wykresie, przedstawiającym osiągnięte przyspieszenia w czasie, są one jednakowe dla wszystkich trzech wariantów, przy czym w wyniku obliczeń w NXie następuje niewielkie przesunięcie czasowe o wartości jednego kroku czasowego (0,005 s). Inaczej wygląda to w przypadku sił rejestrowanych dla tego samego węzła – tutaj uwidaczniają się różnice pomiędzy modelem podstawowym a przesztywnionym. Poza pojawiającym się także tutaj przesunięciem czasowym (analogicznym jak dla przyspieszeń) zaobserwować można także, że przebieg sił dla symulacji w Simulinku jest wyraźnie inny dla symulacji w NXie z rzeczywistą wartością modułu Younga. Po tysiącokrotnym zwiększeniu jego wartości podobieństwo staje się jednak bardzo wyraźne sugerując, że różnice nie wynikają z błędów przy zadawaniu wymuszenia bądź pozostałych parametrów symulacji, a jedynie z faktu odkształcalności konstrukcji przyczepki, który jest konieczny do uwzględnienia w symulacjach wytrzymałościowych.

Przed rozpoczęciem symulacji konieczne było jeszcze założenie warunków brzegowych, miejsc wymuszenia oraz jego formy odpowiadających jak najbliżej rzeczywistym warunkom eksploatacji. Rozważane były następujące opcje:

1. dyszel nieruchomy, obie strony wymuszane tym samym przemieszczeniem,
2. dyszel nieruchomy, każda strona wymuszana innym przemieszczeniem,
3. każda strona wymuszana innym przemieszczeniem, przemieszczenie dyszla średnią arytmetyczną z chwilowych przemieszczeń obu stron.

Porównanie dla wszystkich trzech opcji przedstawia Rys. 7.15. Opcję nr 1 odrzucono ze względu na jej niezgodność z rzeczywistymi warunkami eksploatacji. Wymuszenia kinematyczne pod kołami po dwóch stronach pojazdu nie są identyczne. Co więcej, takie podejście wyeliminowałoby z modelu wszystkie efekty skręcania konstrukcji przyczepki, co może przełożyć się na błędy w ocenie wytrzymałości zmęczeniowej.

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

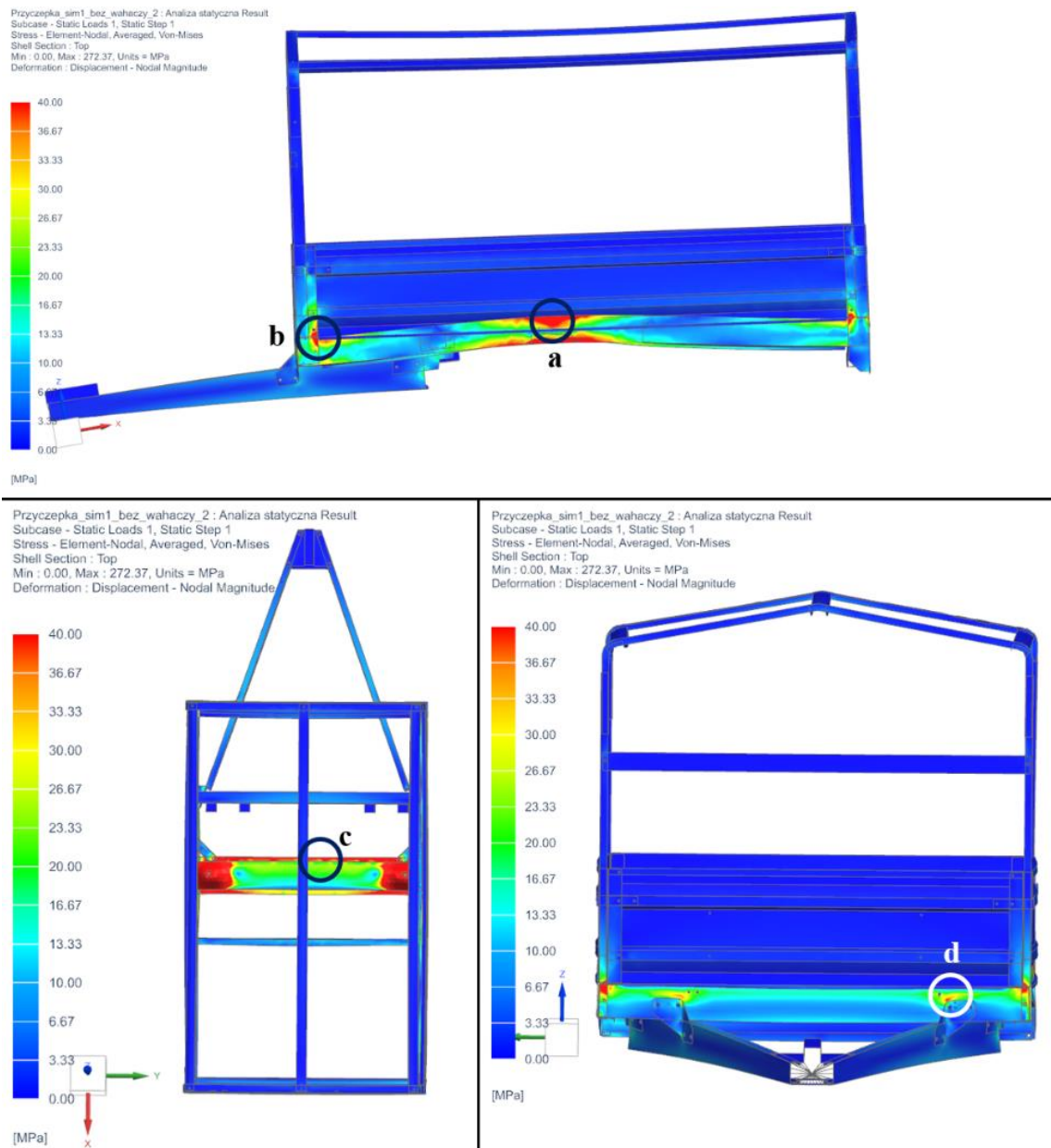


Rys. 7.15 Porównanie przebiegów sił w miejscu przyłożenia przemieszczenia dla różnych wariantów warunków brzegowych

Analiza otrzymanych wykresów wykazała, że otrzymywane siły dla przypadku nr 3 są prawie identyczne jak w wariancie z identycznymi wymuszeniami pod obydwoma kołami, co nie jest sytuacją oczekiwaną, w związku z czym zdecydowano się na przyjęcie opcji nr 2, która ponadto wymaga mniejszego nakładu pracy ze względu na brak konieczności przygotowania i przypisania do odpowiedniego węzła kolejnego sygnału wymuszenia.

Ostatnim etapem przed rozpoczęciem symulacji dynamicznych zorientowanych na ocenę wpływu modelu nieliniowego na aspekty trwałości zmęczeniowej konstrukcji przyczepki był wybór węzłów pomiaru naprężeń (istotnie wyťažonych). W tym celu wykonano analizę obciążeń statycznych, tj. wyłącznie od grawitacji, której wyniki pokazano na Rys. 7.16.

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy



Rys. 7.16 Wybór węzłów do analizy wytrzymałościowej

Miejsca największych koncentracji naprężeń znajdowały się w miejscach przyłożenia wymuszeń, jednakże zostały one pominięte ze względu na fakt, że będą tam one zawyżone, jako że wymuszenie podawane jest punktowo, a nie powierzchniowo jak w rzeczywistości.

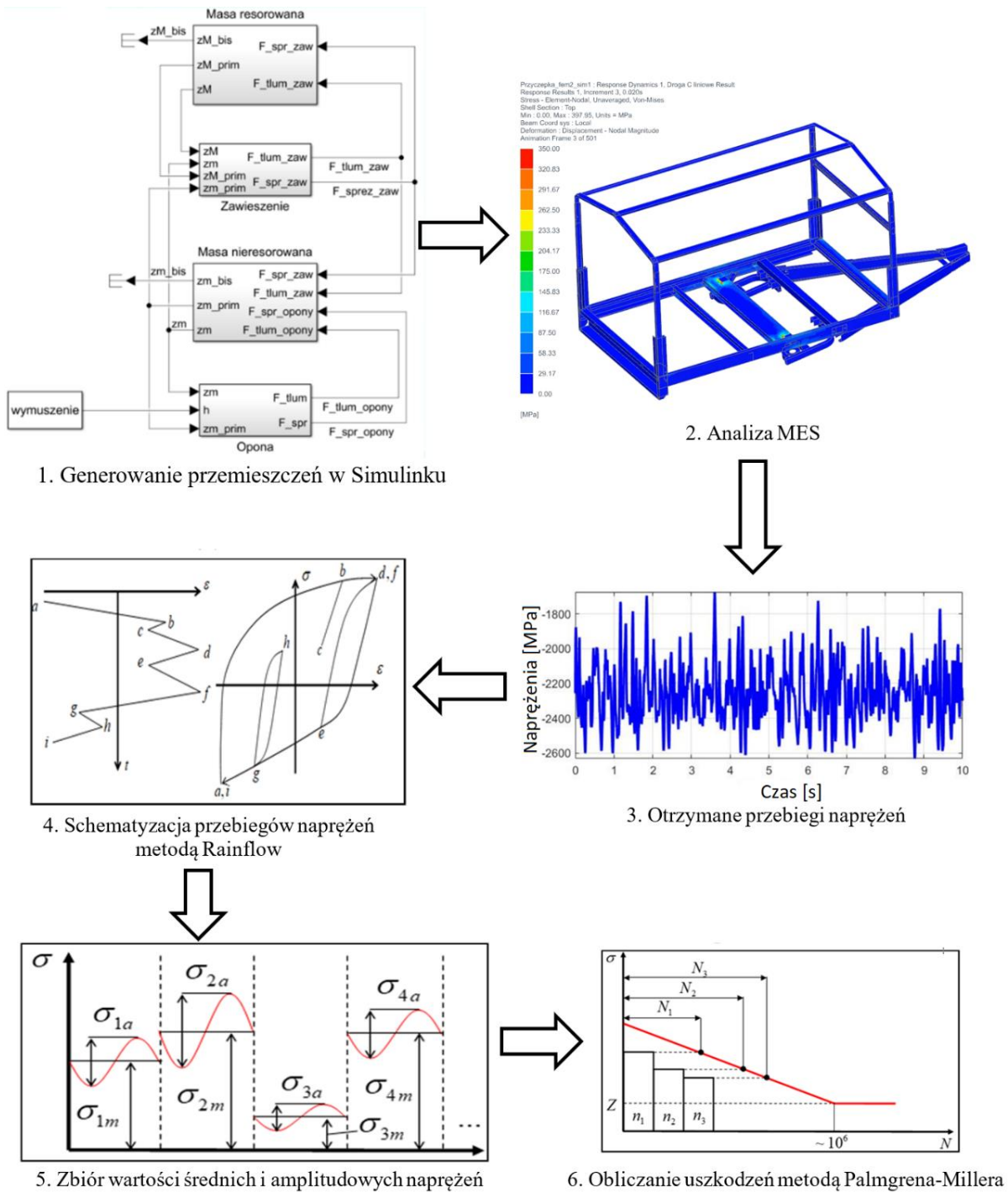
Wybrano za to cztery inne węzły, w których zidentyfikowano większe wartości naprężeń:

- na podłużnicy, do której mocowane są poprzecznice, w tym ta z miejscem mocowania sprężyn zawieszenia i amortyzatorów. Miejsce to ulega zginaniu i jest drugim najbardziej narażonym na naprężenia elementem przyczepki, poza samą poprzecnicą,
- narożnik łączący dolną ramę przyczepki z jej burtami,

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

- c) środek poprzecznic, przednia krawędź – zginająca się pod wpływem wymuszeń poprzecznic doświadcza dużych naprężeń zginających,
- d) przednia belka ramy w pobliżu mocowania dyszla.

Całościowy schemat przedstawiający kolejne etapy potrzebne do oceny kryterium wytrzymałości zmęczeniowej przedstawia Rys. 7.17.



Rys. 7.17 Schemat oceny kryterium wytrzymałości zmęczeniowej

8 Badanie wpływu jakościowego i ilościowego warunków eksploatacji i typu modelu pojazdu na wskaźniki oceny zawieszenia

8.1 Metodyka i plan badań

Eksperymenty mające na celu ustalenie jakościowego i ilościowego wpływu warunków eksploatacji zrealizowano w formie badań symulacyjnych przeprowadzonych w środowisku Matlab/Simulink oraz NX Siemens. Krok czasowy całkowania ustalono na 0,005 s. Macierz przeprowadzonych symulacji przedstawiała się następująco:

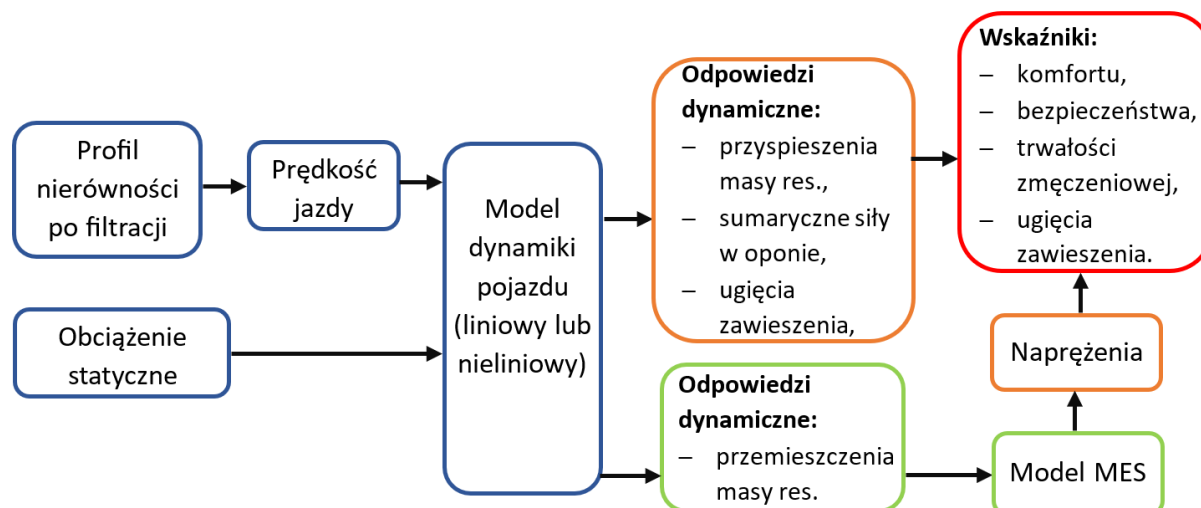
- 2 typy charakterystyk elementów zawieszenia: liniowe i nieliniowe, opisane szerzej w rozdziale 6,
- 3 klasy dróg: A, B i C, wygenerowane na podstawie gęstości widmowych mocy wymuszenia opisanych w rozdziale 4,
- po 3 prędkości jazdy dla każdej z klas zgodnie z Tab. 14,

Tab. 14 Prędkości jazdy używane w symulacji w zależności od klasy drogi

Klasa drogi:	A	B	C
v_{max} [km/h]	140	100	80
v_{sr} [km/h]	110	80	60
v_{min} [km/h]	80	60	40

- 3 poziomy obciążenia: przyczepa pusta, załadowana w połowie i załadowana do osiągnięcia dopuszczalnej masy całkowitej (DMC). Poziomy te odpowiadały wartościom masy resorowanej 60 kg, 205 kg, 350 kg.

Schemat badań symulacyjnych pokazano na Rys. 8.1. Składały się one z dwóch etapów, z których drugi dotyczył jedynie badań wytrzymałościowych. Pierwszy etap przeprowadzono w środowisku Matlab/Simulink, drugi natomiast w programie NX Siemens. Jako dane wejściowe do symulacji w Simulinku służyły przefiltrowany modelem stałego śladu profil nierówności, który przeliczany był na wymuszenie kinematyczne z uwzględnieniem zadanej prędkości jazdy. Poza tym zadawano także obciążenie statyczne oraz wybierano typ modelu, jaki użyty będzie w danej symulacji.



Rys. 8.1 Schemat obliczenia wskaźników spełnienia wybranych kryteriów pracy zawieszenia

Wybrane wyniki symulacji (przyspieszenia masy resorowanej, sumaryczne siły w oponie, ugięcia zawieszenia oraz przemieszczenia masy resorowanej) zapisywano w przestrzeni roboczej Matlab, skąd trafiały one albo do dalszej obróbki celem obliczenia wskaźników dyskomfortu, bezpieczeństwa i histogramów rozkładów ugięć zawieszenia, albo w przypadku przemieszczeń masy resorowanej służyły jako wejście do symulacji wytrzymałościowej w NXie. Po wykonaniu obliczeń MES wynik w postaci przebiegu naprężenia był zapisywany, a następnie użyto go jako wejścia do skryptu w Matlabie, który zamieniał przebieg na szereg naprężeń średnich i amplitudowych, z których obliczano uszkodzenie metodą Palmgrena-Minera.

8.2 Wyniki badań symulacyjnych

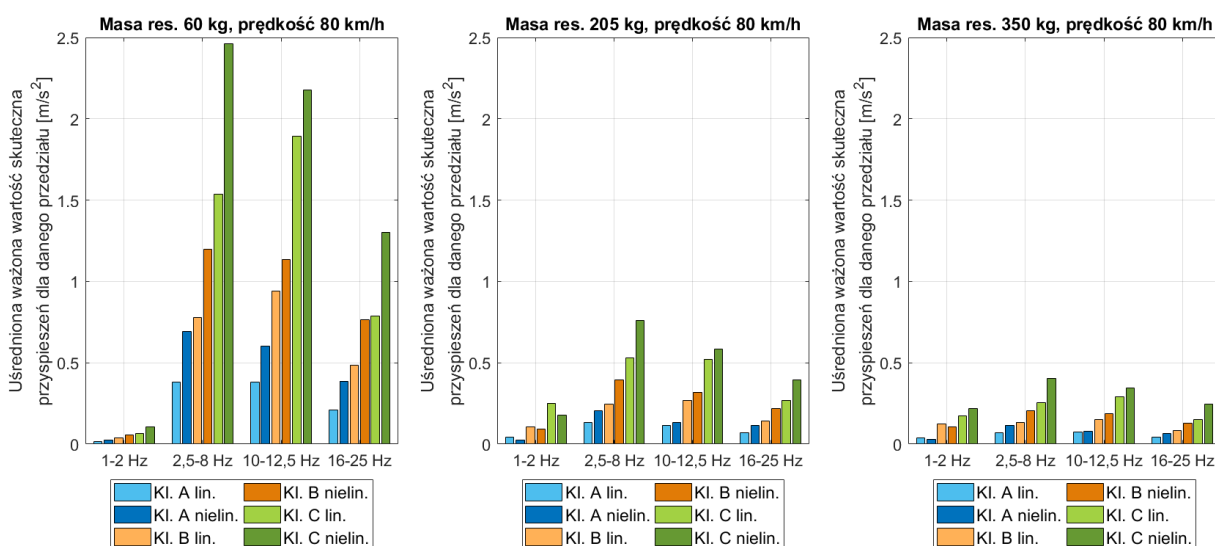
8.2.1 Wskaźnik dyskomfortu

W przypadku analizowanego pojazdu – jednoosiowej przyczepy bagażowej – wskaźnik dyskomfortu należy odnosić w interpretacji do przyspieszeń jakim poddawany będzie ładunek – co w przypadku pewnych towarów jest równie istotne co w przypadku oddziaływania na organizm ludzki - np. przewóz delikatnych owoców [102].

8.2.1.1 Wpływ obciążenia

Zmiana obciążenia pojazdu, rozumiana jako zmiana wartości masy resorowanej powoduje różną skalę zmian wartości wskaźnika ISO2631 dla różnych częstotliwości, co widać na Rys. 8.2. Dla częstotliwości powyżej 2,5 Hz zwiększenie wartości masy resorowanej powoduje zmniejszenie wartości współczynnika dyskomfortu – oznacza to, że bardziej

obciążona przyczepka osiąga statystycznie mniejsze poziomy przyspieszeń masy resorowanej. Różnica jest szczególnie widoczna przy zmianie wartości z 60 kg do 205 kg, co nie jest zaskakujące – zawieszenie tego typu pojazdu jest zestrojone na prawidłowe funkcjonowanie po załadowaniu, a duża rozpiętość osiąganych mas (prawie sześciokrotna zmiana – od 60 kg dla pustej przyczepki do 350 kg dla w pełni załadowanej) wymusza pójście na kompromis pomiędzy ładownością a komfortem. W przypadku najniższego rozpatrywanego przedziału częstotliwości od 1 do 2 Hz, wartość wskaźnika dyskomfortu rośnie wraz ze wzrostem masy resorowanej, przy czym zmiany te są znacznie mniejsze niż dla pozostałych częstotliwości i najbardziej widoczne dla dróg gorszej jakości – klasy B i szczególnie C. Wyjaśnieniem tego zjawiska jest obniżanie się częstotliwości drgań własnych wraz ze wzrostem masy, przez co funkcje wzmocnienia przyspieszeń dla najniższych częstotliwości osiągają większe wartości, co przekłada się na większe przyspieszenia w tym zakresie częstotliwości. Więcej danych nt. relatywnych zmian wskaźnika dyskomfortu znaleźć można w Tab. 15 i na Rys. 8.3.



Rys. 8.2 Wpływ obciążenia statycznego i klasy drogi na wartości wskaźnika dyskomfortu wg ISO 2631 przy prędkości 80 km/h

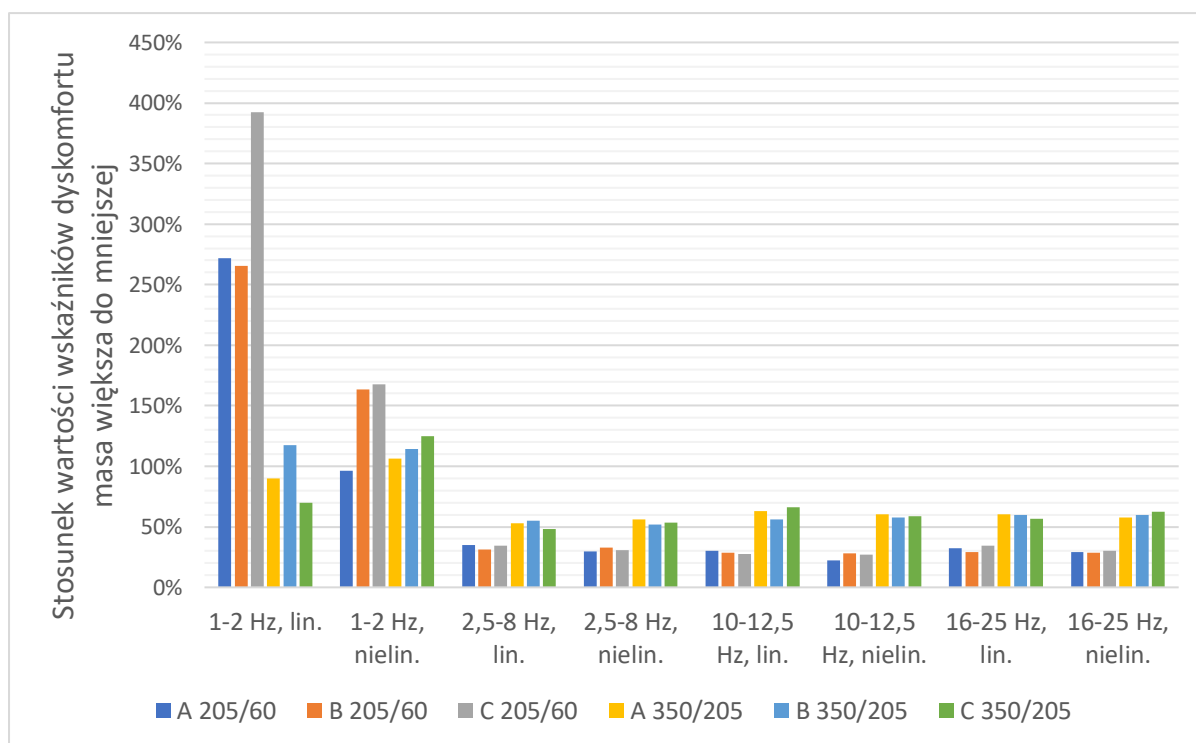
Ponadto zauważyć można, że wartości tego wskaźnika dla praktycznie wszystkich klas dróg i przedziałów częstotliwości są większe w przypadku modeli nieliniowych, ponownie za wyjątkiem najniższego rozpatrywanego pasma, gdzie zaobserwować można pojedyncze przypadki odwrotne. Różnice między modelami są najwyższe dla najmniejszej masy resorowanej i maleją wraz z jej wzrostem.

Wpływ zwiększenia masy resorowanej jest dla większości rozpatrywanych przypadków bardziej zauważalny dla modelu nieliniowego, choć różnica ta nie jest duża i nie przekracza (dla częstotliwości powyżej 2,5 Hz) pięciu punktów procentowych, przy czym należy

odnotować, że dużo wyraźniejszy (około dwukrotnie) jest spadek przy zmianie z 60 kg na 205 kg niż przy przejściu z 205 kg do 350 kg, co tłumaczyć można mniejszą zmianą względną w drugim przypadku.

Tab. 15 Stosunki pomiędzy wartościami wskaźników dyskomfortu dla różnych obciążeń statycznych i klas drogi

kl. A 205 kg do 60 kg	kl. B 205 kg do 60 kg	kl. C 205 kg do 60 kg	kl. A 350 kg do 205 kg	kl. B 350 kg do 205 kg	kl. C 350 kg do 205 kg		
271,8%	265,7%	392,4%	90,0%	117,5%	70,1%	liniowy	1-2 Hz
96,5%	163,3%	167,6%	106,2%	114,1%	125,0%	nieliniowy	
34,8%	31,5%	34,5%	52,7%	55,2%	48,2%	liniowy	2,5-8 Hz
29,5%	33,1%	30,8%	56,0%	52,1%	53,2%	nieliniowy	
30,4%	28,5%	27,4%	63,1%	55,9%	66,2%	liniowy	10-12,5 Hz
22,2%	28,2%	26,8%	60,3%	57,9%	59,0%	nieliniowy	
32,5%	29,1%	34,2%	60,5%	59,8%	56,7%	liniowy	16-25 Hz
29,3%	28,5%	30,4%	57,6%	59,6%	62,4%	nieliniowy	

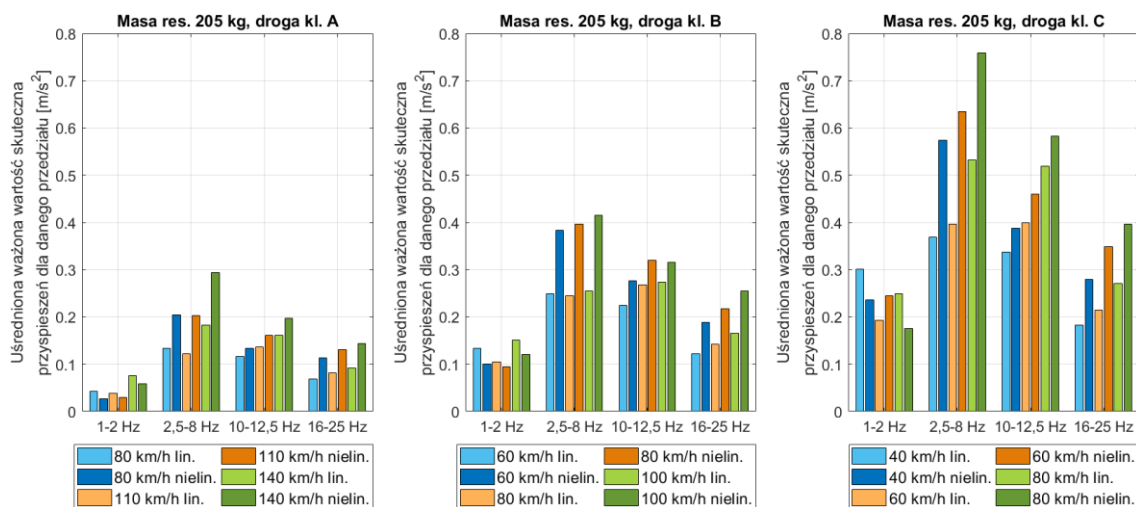


Rys. 8.3 Relatywny wpływ zmiany masy na wartość wskaźnika dyskomfortu przy prędkości 80 km/h

8.2.1.2 Wpływ klasy drogi

Pierwszym rzucającym się w oczy faktem jest spodziewany wzrost wartości wskaźnika dyskomfortu osiągnięty na drogach niższej klasy – Rys. 8.4. Ze względu na fakt, że prędkości

jazdy dla każdej z klas dobrano w taki sposób, by odpowiadały możliwym do osiągnięcia szybkościom na danej drodze, wartości te różniły się pomiędzy klasami (patrz Tab. 16).



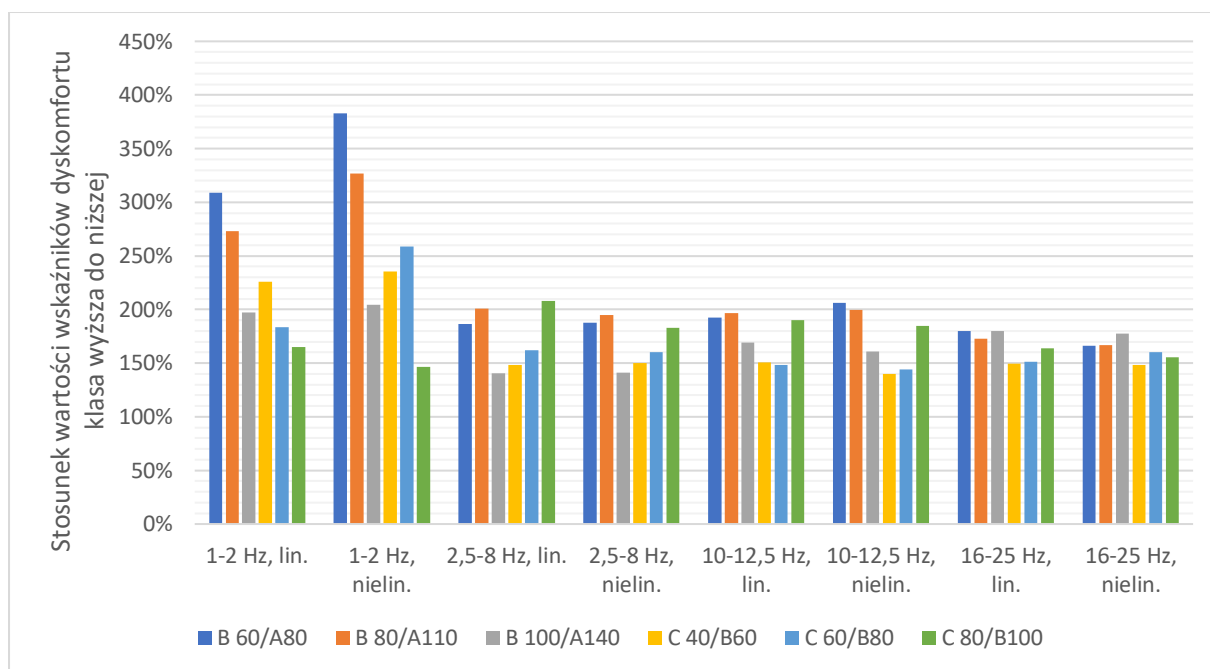
Rys. 8.4 Wpływ klasy drogi i prędkości jazdy na wartości wskaźnika dyskomfortu wg ISO 2631 przy obciążeniu statycznym 205 kg

Jedną z wartości – 80 km/h, dobrano specjalnie tak, by była współdzielona dla wszystkich trzech klas drogi, nawet jeżeli przejazdy z taką prędkością po drodze klasy C nie zdarzają się często w codziennej eksploatacji. Z tych powodów analiza przeprowadzona zostanie w dwójnasób – najpierw porównując wskaźniki dla najniższej/średniej/najwyższej prędkości w ramach danej klasy, następnie przeprowadzając analizę przy tej samej prędkości dla wszystkich klas dróg. Pierwszą obserwacją, prawdziwą dla obu przedstawionych wcześniej sposobów analizy jest największa względna zmienność wskaźnika dyskomfortu dla częstotliwości w pobliżu pierwszego rezonansu (1-2 Hz), co widać w Tab. 16 i na Rys. 8.5.

Tab. 16 Stosunki między wskaźnikami dyskomfortu dla różnych klas dróg i prędkości jazdy

kl. B 60 km/h do kl. A 80 km/h	kl. B 80 km/h do kl. A 110 km/h	kl. B 100 km/h do kl. A 140 km/h	kl. C 40 km/h do kl. B 60 km/h	kl. C 60 km/h do kl. B 80 km/h	kl. C 80 km/h do kl. B 100 km/h	OBCIĄŻENIE STATYCZNE: 205 KG	
308,9%	273,2%	197,5%	225,7%	183,7%	165,2%	liniowy	1-2 Hz
382,8%	327,0%	204,2%	235,5%	258,8%	146,3%	nieliniowy	
186,6%	201,1%	140,3%	148,3%	162,1%	208,1%	liniowy	2,5-8 Hz
187,5%	194,9%	141,3%	149,8%	160,1%	182,6%	nieliniowy	
192,7%	196,8%	169,3%	150,6%	148,6%	190,1%	liniowy	10-12,5 Hz
206,2%	199,6%	160,9%	140,2%	143,9%	184,5%	nieliniowy	
179,8%	172,9%	179,7%	149,5%	151,4%	163,9%	liniowy	16-25 Hz
166,1%	166,7%	177,7%	148,3%	160,5%	155,2%	nieliniowy	

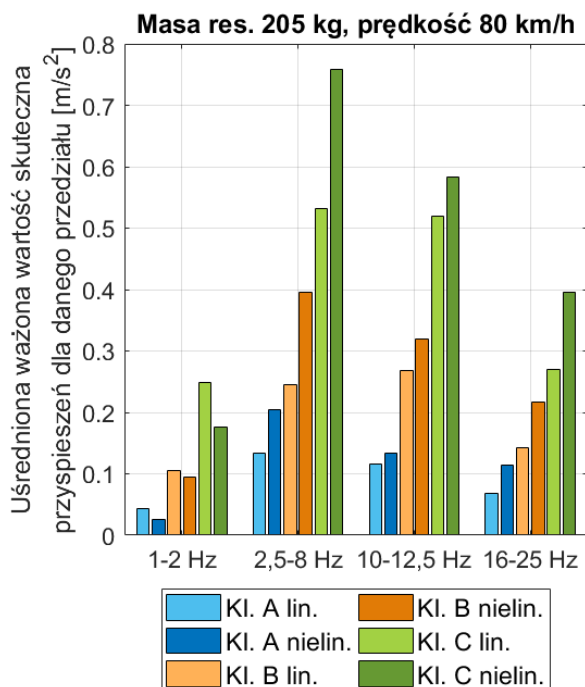
Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszon pojazdów na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy



Rys. 8.5 Relatywny wpływ zmiany klasy drogi i prędkości jazdy na wartość wskaźnika dyskomfortu. Zapis B 60/A 80 oznacza iloraz wskaźnika dyskomfortu dla drogi kl. B i prędkości 60 km/h do wskaźnika dla drogi kl. A i prędkości 80 km/h

Zaznaczyć tu jednak należy, że pod względem wartości bezwzględnych wskaźnik dyskomfortu pozostaje dla tych częstotliwości najmniejszy, a odporność ludzkiego organizmu na drgania w tym zakresie jest względnie wysoka, o czym świadczy kształt granic pomiędzy przedziałami szkodliwości definiowanymi przez ISO 2631. Najwyższe wartości wskaźnika dyskomfortu obserwowane są dla przedziałów 2,5-8 Hz a następnie dla przedziału 10-12,5 Hz, dla wszystkich klas dróg. Przechodząc do porównania z różnymi prędkościami w różnych klasach dróg, zauważyć można, że w okolicach pierwszej częstotliwości rezonansowej zmiana wartości wskaźnika dyskomfortu jest generalnie większa dla modelu nieliniowego niż liniowego, choć zdarzają się wyjątki, jak np. przy porównaniu dla prędkości maksymalnych między drogami klas B i C. Dla pozostałych częstotliwości, różnice między modelami liniowym i nieliniowym są mniej drastyczne, sięgające kilku, maksymalnie kilkunastu punktów procentowych. Ponadto nie wykazują one wyraźnej tendencji, by którykolwiek z modeli był bardziej podatny na zmiany klasy drogi. Zaobserwować można też, że generalnie przejście pomiędzy klasą A a B powoduje większą relatywną zmianę wskaźnika dyskomfortu niż między klasami B i C, z wyjątkiem środkowego pasma częstotliwości (2,5-12,5 Hz) dla najwyższych prędkości w tych klasach. Dla większości rozpatrywanych przypadków pogorszenie się klasy drogi powoduje od półtora- do dwukrotnego przyrostu wskaźnika dyskomfortu, choć zdarzają się także zmiany trzy-, a nawet prawie czterokrotne dla częstotliwości około pierwszego

rezonansu. Warty odnotowania jest także fakt, że zmiany prędkości wewnątrz danej klasy drogi różnice powodują względnie nieduże zmiany wskaźnika dyskomfortu, przynajmniej dla klas A i B, choć wpływ prędkości zwiększa się wraz z pogarszającą się klasą drogi.



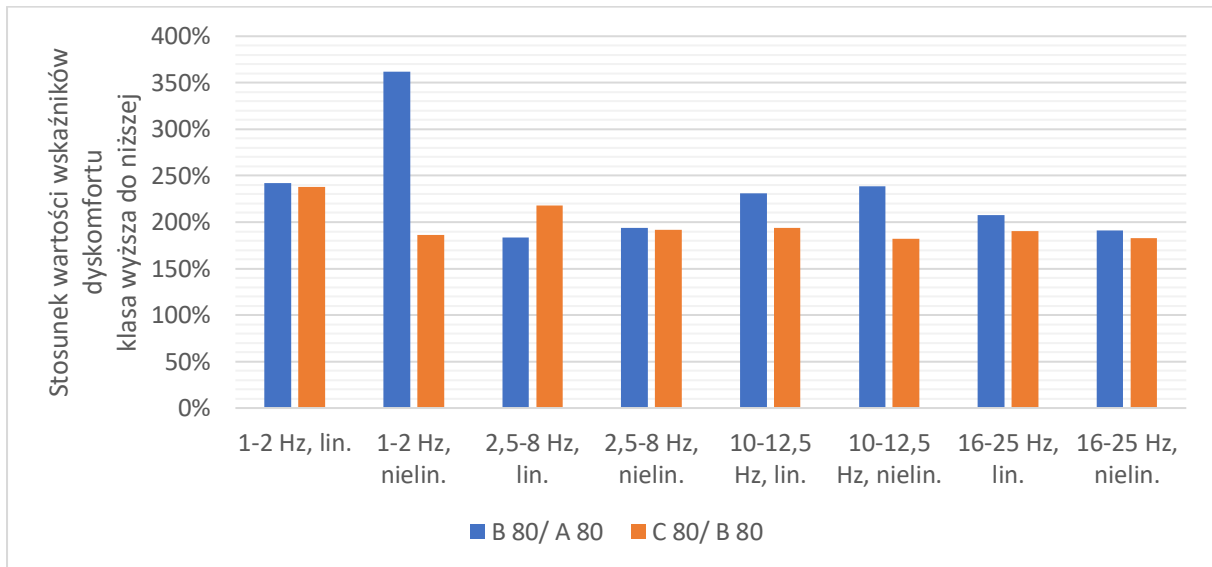
Rys. 8.6 Zmiany wskaźnika dyskomfortu dla różnych klas dróg dla stałej prędkości (80 km/h) i średniego obciążenia statycznego (205 kg)

Tab. 17 Porównanie wskaźnika dyskomfortu między klasami drogi dla tej samej prędkości (80 km/h) i masy (205 kg)

kl. B 80 km/h do kl. A 80 km/h	kl. C 80 km/h do kl. B 80 km/h		
242,1%	237,8%	liniowy	1-2 Hz
361,8%	186,4%	nieliniowy	
183,3%	217,6%	liniowy	2,5-8 Hz
194,0%	191,6%	nieliniowy	
230,9%	193,6%	liniowy	10-12,5 Hz
238,9%	182,2%	nieliniowy	
207,8%	190,5%	liniowy	16-25 Hz
190,9%	182,6%	nieliniowy	

Porównanie dla prędkości 80 km/h (Tab. 17 i Rys. 8.7) daje podobne wyniki, jak dla analizy dla różnych prędkości w poszczególnych klasach – najsilniejszy wpływ zmiany klasy drogi obserwowany dla najniższych rozpatrywanych częstotliwości, szczególnie dla modeli nieliniowych. W tych także wypadkach jako jedynych wartości wskaźnika dyskomfortu dla

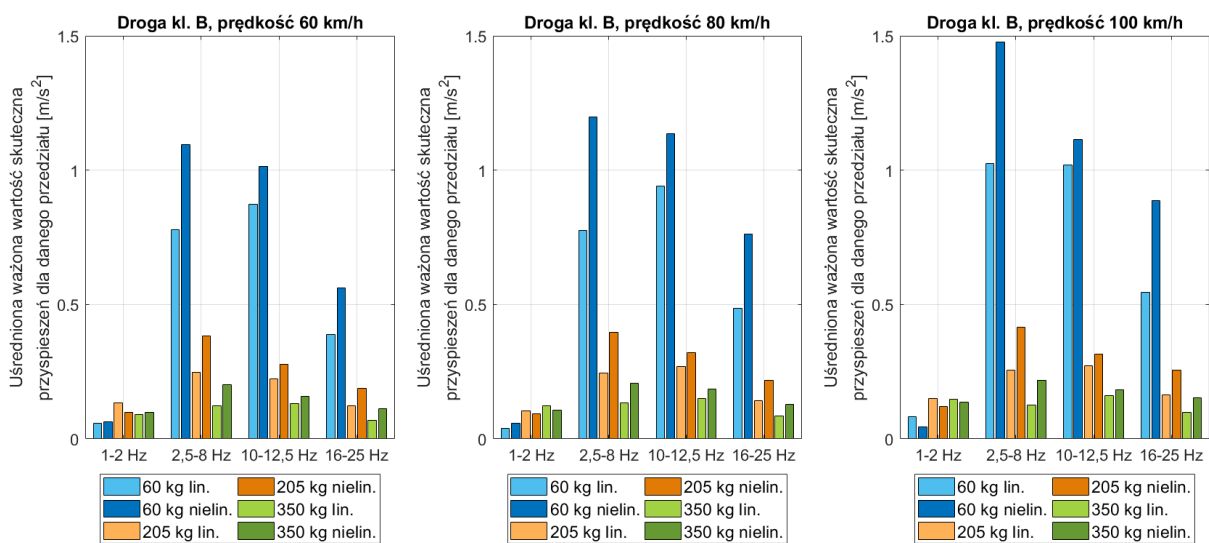
modeli nieliniowych są mniejsze niż dla modeli liniowych. Wartość wskaźnika dyskomfortu dla pozostałych częstotliwości zmienia się w większości przypadków o 180% do 230%, z pojedynczymi wyjątkami.



Rys. 8.7 Relatywny wpływ zmiany klasy drogi na wartość wskaźnika dyskomfortu dla obciążenia 205 kg i prędkości 80 km/h

8.2.1.3 Wpływ prędkości jazdy

Wpływ prędkości jazdy dla różnych wartości obciążenia statycznego przedstawiono na rys. 8.8. Wpływ prędkości jazdy, w porównaniu do obciążenia pojazdu i klasy drogi, jest dość niewielki i w zasadniczej większości rozpatrywanych przypadków nie przekracza 30% wartości wskaźnika dla mniejszej prędkości przy przejściu z prędkości minimalnej do średniej bądź średniej do maksymalnej – Tab. 18 i Rys. 8.9.

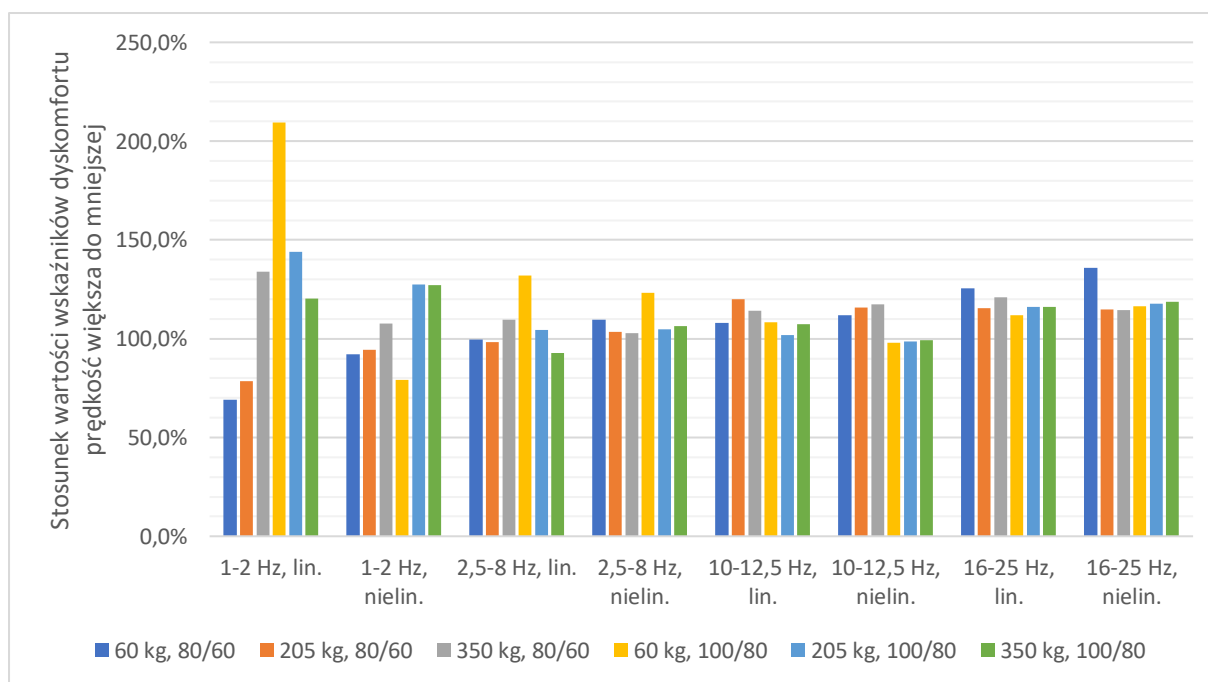


rys. 8.8 Wpływ obciążenia statycznego i prędkości jazdy na wartości wskaźnika dyskomfortu wg ISO 2631 na drodze klasy B

Najbardziej widoczny jest on dla najniższych częstotliwości, przy czym ponownie należy zauważyć, że dla pierwszej częstotliwości rezonansowej wskaźnik dyskomfortu pozostaje wyraźnie niższy pod względem wartości bezwzględnej od pozostałych przedziałów. Analizując wykresy można także zaobserwować, że dużo większe różnice uzyskano dla różnych obciążeń pojazdu badawczego – co zostało zauważone już wcześniej.

Tab. 18 Wpływ zmiany prędkości na wartości wskaźnika dyskomfortu

60 kg, 80/60	205 kg, 80/60	350 kg, 80/60	60 kg, 100/80	205 kg, 100/80	350 kg, 100/80	Droga klasy B	
69,1%	78,4%	133,8%	209,3%	143,9%	120,2%	liniowy	1-2 Hz
92,2%	94,5%	107,7%	79,1%	127,4%	127,3%	nieliniowy	
99,6%	98,2%	109,8%	132,0%	104,6%	92,7%	liniowy	2,5-8 Hz
109,5%	103,4%	102,7%	123,4%	104,9%	106,3%	nieliniowy	
108,0%	119,8%	114,2%	108,2%	101,9%	107,4%	liniowy	10-12,5 Hz
112,0%	115,9%	117,3%	98,0%	98,8%	99,2%	nieliniowy	
125,6%	115,6%	121,1%	111,9%	116,2%	116,1%	liniowy	16-25 Hz
135,7%	114,9%	114,4%	116,4%	117,7%	118,6%	nieliniowy	



Rys. 8.9 Relatywny wpływ zmiany prędkości jazdy na wartość wskaźnika dyskomfortu dla drogi klasy B i różnych obciążeń statycznych.

Zwiększenie prędkości jazdy ma bardzo niejednoznaczny wpływ na wskaźnik dyskomfortu – z jednej strony, dla większości przypadków otrzymywane wartości są większe niż przed zwiększeniem prędkości pojazdu, jednak wartość tej zmiany praktycznie zawsze jest mniejsza niż zmiana samej prędkości. Jednocześnie zaobserwować można pojedyncze

przypadki, szczególnie dla pierwszej częstotliwości rezonansowej, choć nie tylko, że zwiększenie prędkości jazdy obniża wartość współczynnika ISO 2631.

8.2.1.4 Wpływ zastosowanego modelu

W tab. 19-21 zgromadzono obliczenia stosunków wskaźnika dyskomfortu dla poszczególnych kombinacji prędkości-obciążenia statycznego-klasy drogi pomiędzy modelem nieliniowym a liniowym. W większości przypadków model nieliniowy charakteryzuje się większymi wartościami wskaźnika dyskomfortu, przy czym różnica ta nie jest stała i wynosi od kilkunastu do około 80%. Model nieliniowy osiąga mniejsze wartości wskaźnika dyskomfortu jedynie dla najniższych częstotliwości, co może być spowodowane większym w tym przypadku znaczeniem nieliniowych modułów amortyzatora jak np. modułu tarcia wewnętrznego, których oddziaływanie dla tych niskich częstotliwości może mieć widoczny wpływ na wyniki. Największy spadek wartości wskaźnika wynosił 45% i odnotowano go dla drogi klasy B przy prędkości 100 km/h i pustej przyczepce (obciążenie statyczne 60 kg).

Tab. 19 Stosunek wskaźnika dyskomfortu między modelem nieliniowym a liniowym dla prędkości 80 km/h

60 kg			205 kg			350 kg			Nieliniowy/ /liniowy, 80 km/h
Kl. A	Kl. B	Kl. C	Kl. A	Kl. B	Kl. C	Kl. A	Kl. B	Kl. C	
170,0%	146,8%	165,6%	60,4%	90,2%	70,7%	71,2%	87,6%	126,2%	1-2 Hz
181,2%	154,3%	160,0%	153,2%	162,1%	142,7%	162,7%	153,0%	157,5%	2,5-8 Hz
158,3%	120,7%	114,8%	115,3%	119,3%	112,2%	110,2%	123,5%	100,0%	10-12,5 Hz
184,8%	156,6%	165,1%	166,8%	153,1%	146,8%	158,8%	152,6%	161,6%	16-25 Hz

Tab. 20 Stosunek wskaźnika dyskomfortu między modelem nieliniowym a liniowym dla drogi klasy B

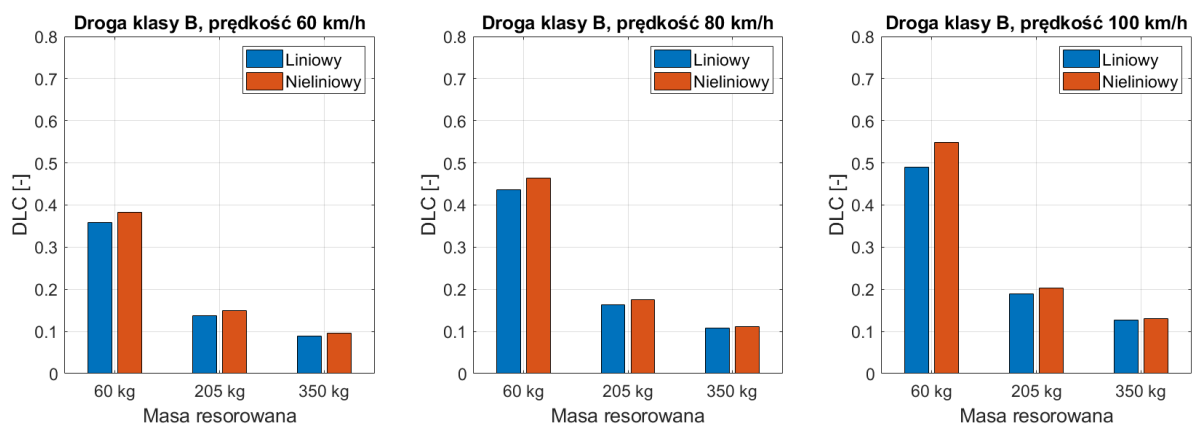
60 km/h			80 km/h			100 km/h			Nieliniowy/ /liniowy, droga kl. B
60 kg	205 kg	350 kg	60 kg	205 kg	350 kg	60 kg	205 kg	350 kg	
110,1%	74,8%	108,9%	146,8%	90,2%	87,6%	55,5%	79,9%	92,8%	1-2 Hz
140,3%	154,0%	163,4%	154,3%	162,1%	153,0%	144,2%	162,6%	175,3%	2,5-8 Hz
116,4%	123,4%	120,2%	120,7%	119,3%	123,5%	109,3%	115,7%	114,0%	10-12,5 Hz
144,9%	154,1%	161,5%	156,6%	153,1%	152,6%	163,0%	155,1%	155,8%	16-25 Hz

Tab. 21 Stosunek wskaźnika dyskomfortu między modelem nieliniowym a liniowym dla obciążenia statycznego 205 kg

60 kg			205 kg			350 kg			Nieliniowy/ /liniowy, masa res. 205 kg
Kl. A	Kl. B	Kl. C	Kl. A	Kl. B	Kl. C	Kl. A	Kl. B	Kl. C	
60,4%	75,4%	77,3%	74,8%	90,2%	79,9%	78,1%	127,1%	70,7%	1-2 Hz
153,2%	167,2%	161,5%	154,0%	162,1%	162,6%	155,5%	160,2%	142,7%	2,5-8 Hz
115,3%	117,7%	121,7%	123,4%	119,3%	115,7%	114,9%	115,5%	112,2%	10-12,5 Hz
166,8%	158,9%	156,8%	154,1%	153,1%	155,1%	152,8%	162,3%	146,8%	16-25 Hz

8.2.2 Wskaźnik bezpieczeństwa

Jak zaobserwować można na rys. 8.8, większy wpływ na wartość współczynnika bezpieczeństwa ma obciążenie pojazdu niż prędkość, z jaką się on porusza. Wpływ zwiększania masy resorowanej nie jest przy tym liniowy – zmiana z przyczepki całkowicie pustej do obciążonej połową dopuszczalnej masy powoduje spadek współczynnika DLC o ok. 60%, dla wszystkich klas nawierzchni, podczas gdy przejście od obciążenia statycznego 205 kg do 350 kg obniża go o ok. 35% (tab. 22 i Rys. 8.11). Oznacza to, że bezpieczeństwo jazdy rośnie wraz ze wzrostem obciążenia – obciążenia dynamiczne kół wykazują się mniejszymi wahaniami, co jest zachowaniem obserwowanym także dla rzeczywistych przyczep, które bez wyładowania ładunkiem w niektórych warunkach wykazują skłonność do odrywania kół od nawierzchni.

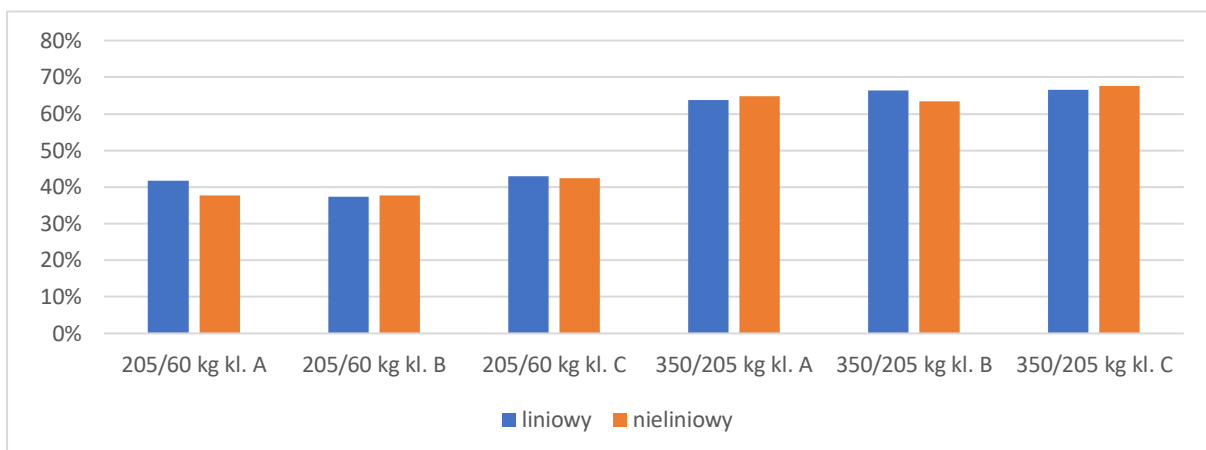


Rys. 8.10 Wpływ obciążenia statycznego i prędkości jazdy na wartości wskaźnika obciążenia dynamicznego na drodze klasy B

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

Tab. 22 Procentowa zmiana współczynnika DLC przy wzroście obciążenia statycznego

kl. A 205 kg do 60 kg	kl. B 205 kg do 60 kg	kl. C 205 kg do 60 kg	kl. A 350 kg do 205 kg	kl. B 350 kg do 205 kg	kl. C 350 kg do 205 kg	v=80 km/h
41,7%	37,3%	42,9%	63,8%	66,4%	66,6%	liniowy
37,8%	37,7%	42,3%	64,8%	63,5%	67,7%	nieliniowy

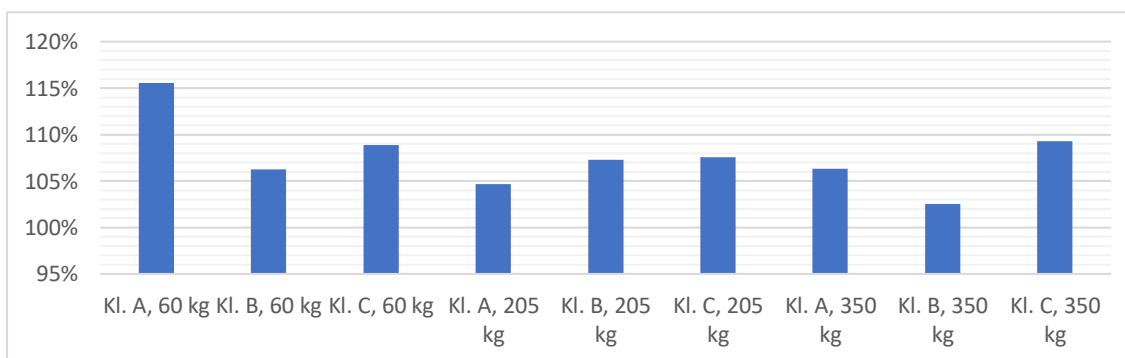


Rys. 8.11 Procentowa zmiana współczynnika DLC przy wzroście obciążenia statycznego

Modele nieliniowe dla wszystkich przypadków wykazują się większą wartością DLC, przy czym różnica ta najbardziej zauważalna jest dla pustej przyczepki i drogi klasy C - Tab. 23 i Rys. 8.12. Różnice te są jednak niewielkie, wynosząc maksymalnie 15,5% dla pustej przyczepki na drodze klasy A, podczas gdy dla wszystkich pozostałych przypadków różnica ta jest mniejsza niż 10%.

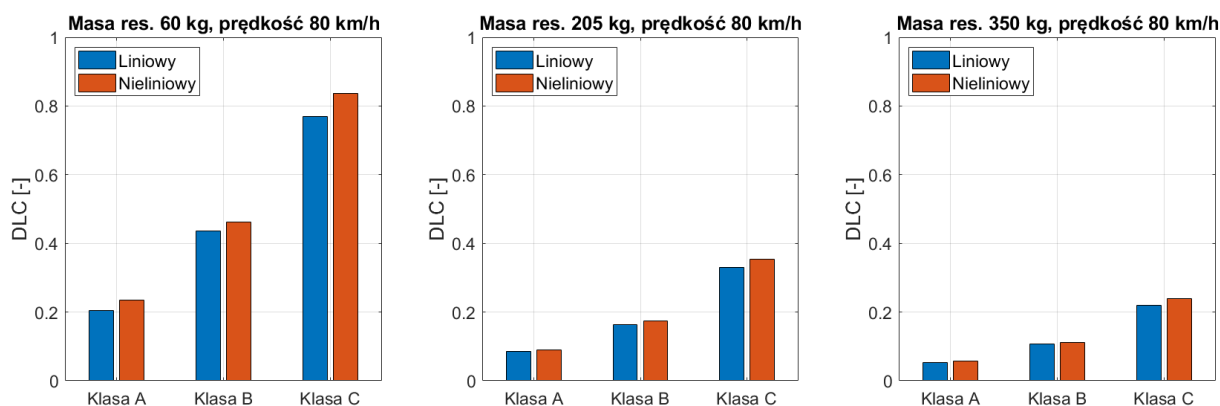
Tab. 23 Stosunek współczynnika DLC między modelem liniowym a nieliniowym

Prędkość 80 km/h								
60 kg			205 kg			350 kg		
Kl. A	Kl. B	Kl. C	Kl. A	Kl. B	Kl. C	Kl. A	Kl. B	Kl. C
115,5%	106,2%	108,9%	104,7%	107,3%	107,6%	106,3%	102,5%	109,3%



Rys. 8.12 Relatywna zmiana współczynnika DLC pomiędzy modelem liniowym a nieliniowym przy prędkości 80 km/h

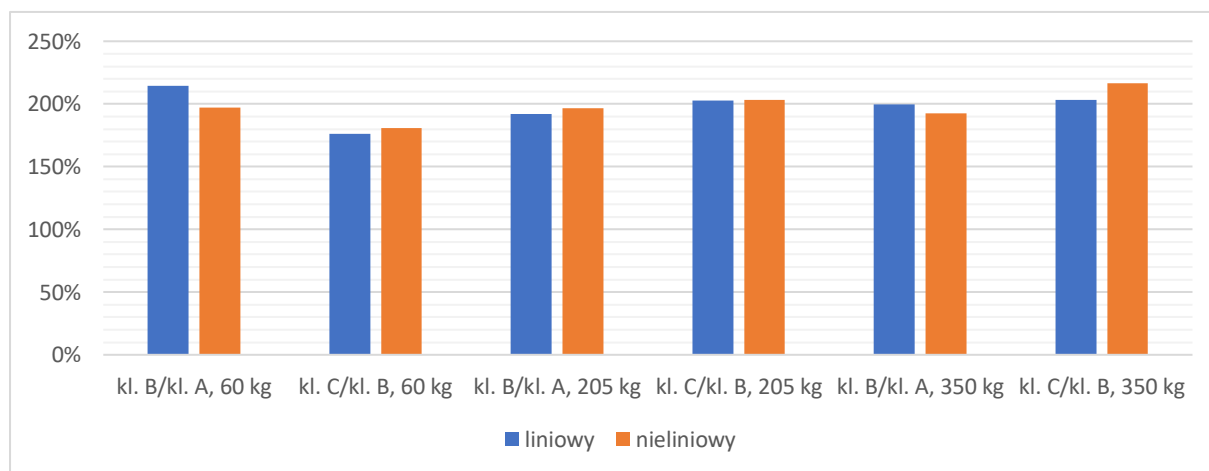
Pogarszająca się klasa drogi z kolei powoduje mniej więcej dwukrotny wzrost wskaźnika bezpieczeństwa dla wszystkich trzech rozpatrywanych wariantów obciążenia – patrz: Tab. 24. Co ciekawe, wartość DLC jest prawie identyczna dla przejazdów z prędkością 80 km/h dla drogi klasy A i przyczepki puste (masa res. 60 kg), jak i dla drogi klasy C i przyczepki w pełni wyładowanej (350 kg). Jej wpływ przedstawia Rys. 8.13, Rys. 8.14 i Tab. 24.



Rys. 8.13 Wpływ klasy drogi i obciążenia statycznego na wartość wskaźnika obciążenia dynamicznego przy prędkości 80 km/h

Tab. 24 Zmiana wskaźnika DLC przy przejściu z drogi lepszej jakości do drogi gorszej jakości

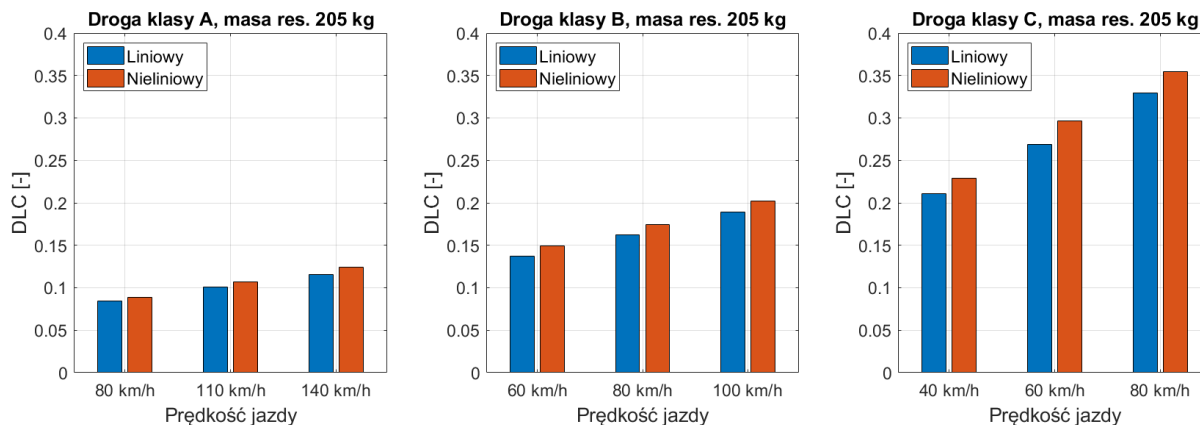
v 80 km/h	60 kg		205 kg		350 kg	
	kl. B/kl. A	kl. C/kl. B	kl. B/kl. A	kl. C/kl. B	kl. B/kl. A	kl. C/kl. B
	liniowy	214,3%	176,4%	191,9%	202,7%	199,9%
nieliniowy	197,0%	180,9%	196,7%	203,2%	192,6%	216,6%



Rys. 8.14 Relatywna zmiana wskaźnika DLC przy przejściu z drogi lepszej jakości do drogi gorszej jakości

Rys. 8.15 przedstawia wpływ prędkości jazdy na wartość współczynnika bezpieczeństwa. Jest on stosunkowo mniejszy w porównaniu do wpływu obciążenia

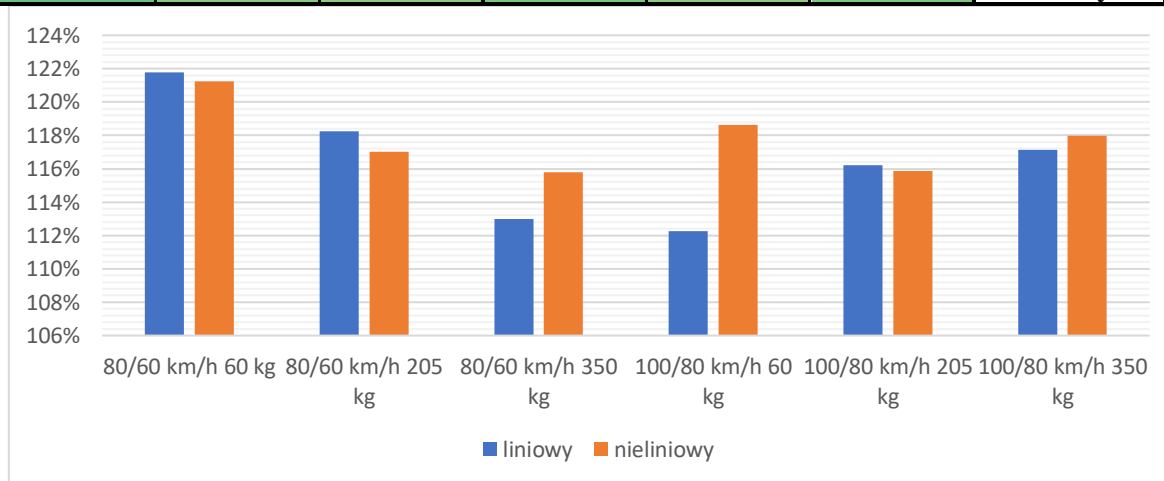
statycznego i klasy drogi, przy czym jej wielkość zależy od klasy drogi – dla dróg złej jakości wpływ prędkości jest bardziej wyraźny (dla klasy A wzrost z 80 do 140 km/h spowodował wzrost DLC o 37%, podczas gdy dla klasy C wzrost z 40 do 80 km/h spowodował wzrost 56% - Tab. 25 i Rys. 8.16).



Rys. 8.15 Wpływ prędkości jazdy i klasy drogi na wartości wskaźnika obciążenia dynamicznego dróg przy obciążeniu statycznym 205 kg

Tab. 25 Stosunkowa zmiana współczynnika DLC przy zmianie prędkości jazdy dla drogi kl. B i różnych wartości obciążenia statycznego

60 kg 80km/h do 60 km/h	205 kg 80km/h do 60 km/h	350 kg 80 km/h do 60 km/h	60 kg 100 km/h do 80 km/h	205 kg 100 km/h do 80 km/h	350 kg 100 km/h do 80 km/h	Droga kl. B
121,8%	118,2%	113,0%	112,2%	116,2%	117,1%	liniowy
121,2%	117,0%	115,8%	118,6%	115,9%	118,0%	nieliniowy



Rys. 8.16 Stosunkowa zmiana współczynnika DLC przy zmianie prędkości jazdy dla drogi kl. B i różnych wartości obciążenia statycznego

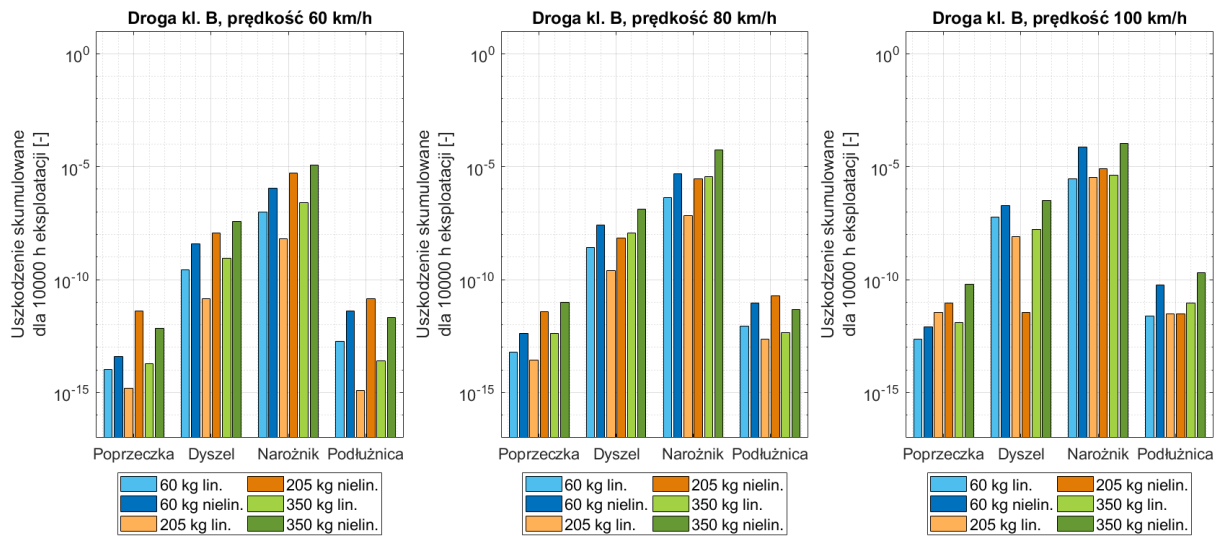
8.2.3 Wskaźnik trwałości zmęczeniowej

Jak opisano w rozdziałach 7.6 i 7.7, jako wyznacznik wytrzymałości zmęczeniowej konstrukcji przyjęto skumulowane uszkodzenie, którego wartość obliczono dla czterech

wybranych węzłów. W wyniku obliczeń otrzymano wartości uszkodzeń o znacząco różnych wartościach – (nawet o dwadzieścia rzędów wielkości). Z tego powodu wyniki zbiorcze zostały przedstawione w skali logarytmicznej.

8.2.3.5 Wpływ obciążenia statycznego

Wpływ obciążenia statycznego na skumulowane uszkodzenie przedstawia Rys. 8.17, gdzie przedstawiono go dla drogi klasy B, dla wszystkich trzech rozpatrywanych prędkości jazdy dla tej nawierzchni.



Rys. 8.17 Wpływ obciążenia statycznego i prędkości jazdy na skumulowane uszkodzenia wybranych elementów przyczepki dynamicznego na drodze klasy B

Ogólne tendencja ponownie pozostaje zbieżna z przewidywaniami sprzed wykonania eksperymentu – tzn. zwiększenie wartości masy resorowanej przyczepki prowadzi do zmniejszenia jej trwałości zmęczeniowej, przynajmniej jeśli rozważamy przejście od wartości najniższej (dla masy resorowanej równej 60 kg) do najwyższej (350 kg). W kilku przypadkach dla prędkości jazdy 80 km/h i 100 km/h zaobserwować można też niewielki spadek uszkodzeń przy zmianie z 60 kg na 205 kg masy resorowanej. Jednym z możliwych wyjaśnień jest fakt, że zawieszenie przyczepki nie było projektowane do długotrwałej eksploatacji bez jakiegokolwiek dodatkowego obciążenia (pusta przyczepka waży 171 kg, przy czym na masę nieresorowaną z każdej strony przypada po 25 kg, co ostatecznie daje 60,5 kg masy resorowanej na stronę – rozpatrywany pierwszy przypadek), i częściej dochodzi w takim przypadku do pracy w dolnym zakresie nieliniowym – odrywania opony od nawierzchni, po którym następuje gwałtowny impuls siłowy związany z lądowaniem przyczepki. Takie skokowe zmiany przekładają się na większe skoki naprężeń, co z kolei obniża trwałość zmęczeniową. Przy przejściu do obciążenia bliżej tego, dla jakiego oczekuje się eksploatacji

przyczepki, naprężenia te nieznacznie spadają, by podnieść się znowu dla obciążenia blisko maksymalnego dopuszczalnego dla przyczepki.

tab. 26 Stosunki uszkodzeń dla różnych klas drogi przy zmiennym obciążeniu statycznym, prędkość 80 km/h

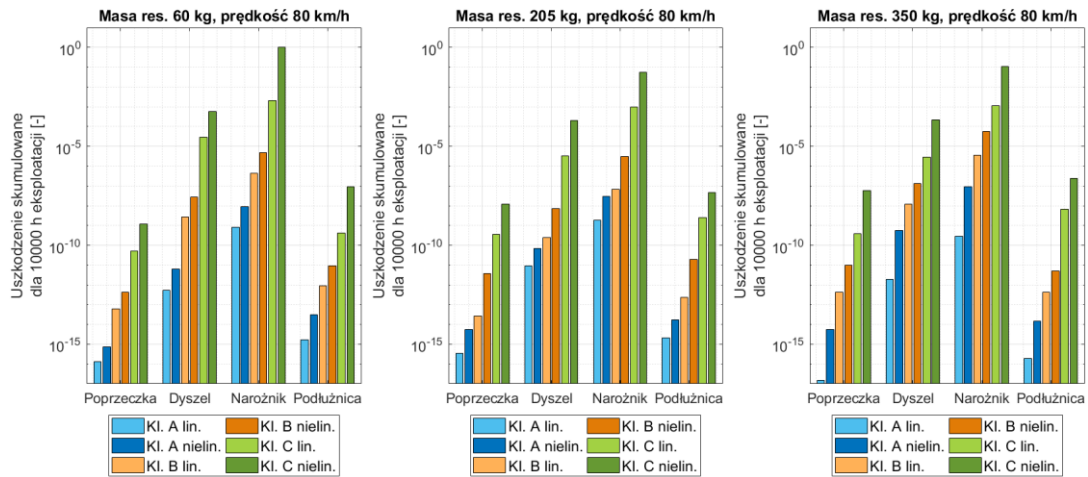
A 205/60	B 205/60	C 205/60	A 350/205	B 350/205	C 350/205		
1785%	9%	12%	20%	4722%	86%	Mocowanie dyszla	Liniiowy
243%	7426773%	45%	15%	5580%	119%	Narożnik	
130%	371%	613%	9%	192%	259%	Podłużnica	
271%	6%	666%	4%	1551%	109%	Belka poprzeczna	
1155%	27%	36%	795%	1828%	106%	Mocowanie dyszla	Nieliniowy
331%	60%	5%	295%	1891%	192%	Narożnik	
58%	210%	54%	83%	26%	520%	Podłużnica	
766%	894%	978%	97%	264%	477%	Belka poprzeczna	

tab. 26 przedstawia procentowe stosunki uszkodzeń przy przejściu między obciążeniami statycznymi dla różnych klas, wszystkie rozważane przy prędkości 80 km/h. Zauważyć można, że dla modelu nieliniowego wpływ zwiększenia masy jest bardziej jednoznacznie negatywny – uszkodzenia rosną dla większej ilości przypadków, a odnotowane spadki są generalnie mniejsze. Obciążenie ma najmniejszy relatywny wpływ na uszkodzenie, większość wzrostów mieści się w zakresie jednego rzędu wielkości w stosunku do przypadku odniesienia.

8.2.3.1 Wpływ klasy drogi

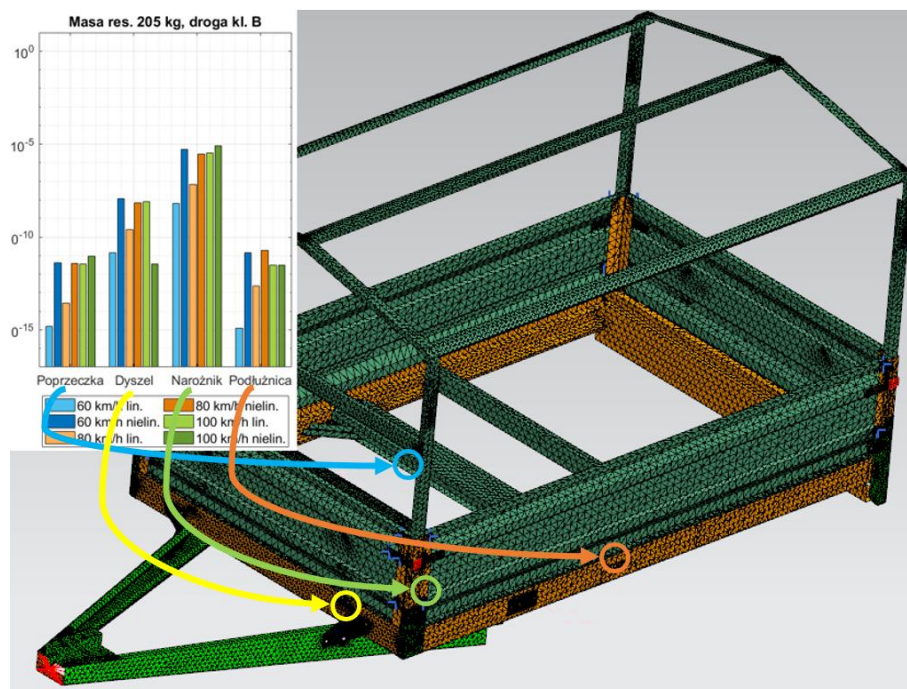
Pogorszenie się klasy drogi, zgodnie z oczekiwaniami, powoduje zwiększenie powstałych uszkodzeń dla zasadniczej większości analizowanych przypadków. W wynikach (Rys. 8.18) zaobserwować można pewne odstępstwa od trendu, które wynikać mogą np. z faktu, że częstotliwość drgań własnych elementu pokryła się z pewną istotną częstotliwością wymuszeń akurat dla danego przypadku. Pomijając jednak te pojedyncze wyjątki, wyraźna tendencja wzrostu uszkodzeń wraz z pogorszeniem się klasy drogi jest widoczna.

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy



Rys. 8.18 Wpływ klasy drogi i obciążenia statycznego na skumulowane uszkodzenia wybranych elementów przy prędkości 80 km/h

Na wykresie można także zaobserwować, które z wybranych elementów (dla przypomnienia zaznaczone na Rys. 8.19) narażone są na największe uszkodzenia. Miejscem najbardziej narażonym na uszkodzenie zmęczeniowe jest kształtownik narożny, łączący ramę przyczepki i jej burty („narożnik”), na drugim miejscu znajduje się miejsce mocowania przedniej belki ramy do dyszła („dyszel”). Obliczone skumulowane uszkodzenia generalnie mają mniejsze wartości dla belki poprzecznej, do której mocowane są elementy zawieszenia („poprzeczka”) oraz dla miejsca jej łączenia z belką podłużną, stanowiącą ramę przyczepki (oznaczenie na wykresie – „podłużnica”). Taką sytuację tę można zaobserwować dla praktycznie wszystkich kombinacji obciążenia/klasy drogi/prędkości jazdy.



Rys. 8.19 Schemat pokazujący węzły, dla których obliczano uszkodzenia

Przechodząc do samego wpływu klasy drogi na uszkodzenia, widoczne jest, że w ramach tego samego modelu (liniowy/nieliniowy) przejście do gorszej klasy drogi wiąże się ze wzrostem obliczonego sumarycznego uszkodzenia od 25 do ponad 210000 razy (**Tab. 27**). Dużo większy wpływ ma przejście z klasy B do klasy C, gdzie uszkodzenia rosną o 4-5 rzędów wielkości, w porównaniu z 2-3 rejestrowanymi dla przejścia z klasy A do klasy B.

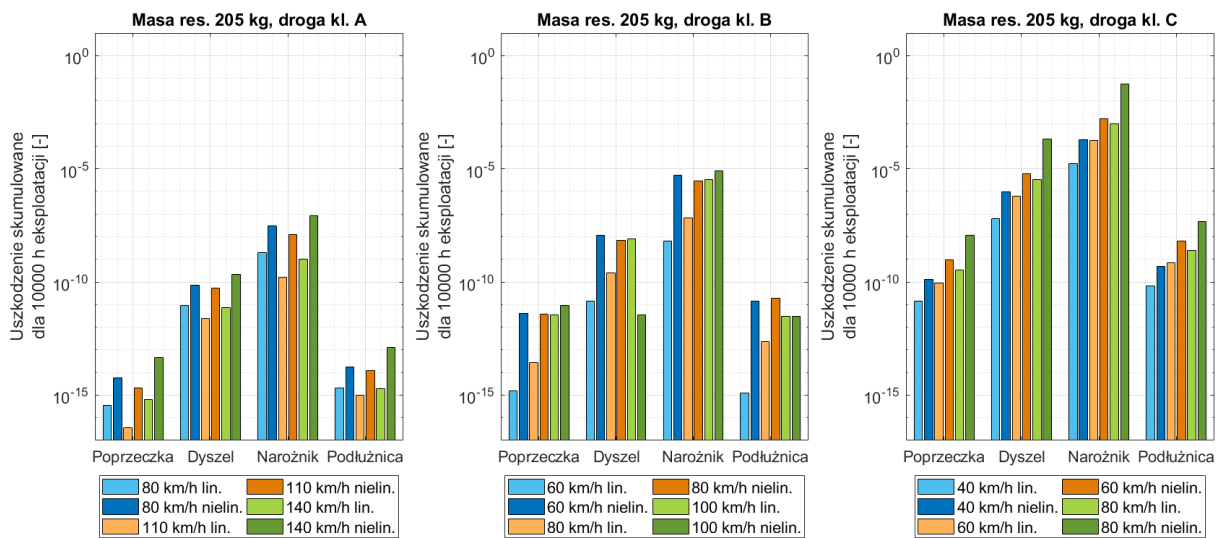
Tab. 27 Stosunek uszkodzeń dla przejścia między klasą A i B oraz B i C dla $v=80$ km/h

60 kg		205 kg		350 kg			
B/A	C/B	B/A	C/B	B/A	C/B		
5 200	10 892	27	13 370	6 450	244	Mocowanie dyszla	Liniowy
555	4 730	34	14 358	13 038	305	Narożnik	
539	458	108	10 744	2 278	14 504	Podłużnica	
477	847	78	12 750	28 804	898	Belka poprzeczna	
4 388	21 344	101	29 312	232	1 704	Mocowanie dyszla	Nieliniowy
537	211 557	98	19 048	625	1 930	Narożnik	
294	9 938	1 070	2 540	335	50 762	Podłużnica	
555	2 911	648	3 183	1 766	5 747	Belka poprzeczna	

8.2.3.2 Wpływ prędkości jazdy

Poniższe wykresy (Rys. 8.20), poza wpływem klasy drogi, który omówiono w poprzednim podpunkcie, pokazują zmiany uszkodzeń sumarycznych dla różnych prędkości jazdy. Wpływ ten jest mniej jednoznaczny niż klasy drogi, chociaż spodziewana tendencja do zmniejszenia trwałości zmęczeniowej wraz ze wzrostem prędkości da się zaobserwować. Największe wartości sumarycznego uszkodzenia rejestrowano dla modelu nieliniowego, przy prędkości 80 km/h na drodze klasy C, były one o prawie 2 rzędy wielkości większe niż dla przejazdu z prędkością 60 km/h. Generalnie w wielu przypadkach stwierdzić można, że uszkodzenia dla liniowych modeli przy prędkości wyższej odpowiadają tym, dla modeli nieliniowych obliczanych dla mniejszej prędkości jazdy, np. uszkodzenie dla obciążenia 205 kg i drogi klasy C wynosi $1,972 \cdot 10^{-4}$ dla nieliniowego modelu i prędkości 40 km/h, a dla modelu liniowego i prędkości 60 km/h jest to $1,741 \cdot 10^{-4}$. Wpływ prędkości objawia się także inaczej dla różnych klas drogi – na drodze klasy A wartości uszkodzeń dla poszczególnych węzłów pozostają na podobnym poziomie, nie różniąc się o więcej niż rząd wielkości (wyjątkiem jest belka poprzeczna). Dla wszystkich elementów można także zaobserwować niewielki spadek uszkodzeń przy przejściu od 80 km/h do 110 km/h – zarówno dla modelu liniowego, jak i nieliniowego, przy czym różnice te są niewielkie. Możliwym wytłumaczeniem

jest brak efektów rezonansowych, mających większe znaczenie dla niższych prędkości przejazdu. Obliczane uszkodzenia ponownie rosną nieznacznie dla prędkości 140 km/h.



Rys. 8.20 Wpływ prędkości jazdy i klasy drogi na skumulowane uszkodzenia wybranych elementów przyczepki przy obciążeniu statycznym 205 kg

Dla klasy B do czynienia mamy z dostrzegalną tendencją wzrostu uszkodzeń wraz ze wzrostem prędkości, lecz mniejszą niż dla pozostałych klas dróg. Wartości uszkodzeń wzrastają szczególnie wyraźnie dla modelu nieliniowego.

Tab. 28 Stosunki uszkodzeń dla drogi klasy B przy zmianie prędkości jazdy dla różnych obciążeń statycznych

60 kg, 80/60	205 kg, 80/60	350 kg, 80/60	60 kg, 100/80	205 kg, 100/80	350 kg, 100/80		
10,1	17,6	13,9	22,2	31,8	1,4	Mocowanie dyszla	Liniiowy
0,0	10,5	14,0	3 320 011	53,1	1,2	Narożnik	
0,3	183	17,0	39,4	13,5	20,0	Podłużnica	
41 722 882	17,6	21,9	0,0	127	3,0	Belka poprzeczna	Nieliniowy
7,1	0,6	3,5	7,2	0,0	2,4	Mocowanie dyszla	
4,5	0,6	4,7	15,2	2,8	1,9	Narożnik	
2,2	1,3	2,2	6,4	0,2	42,2	Podłużnica	
10,8	0,9	14,0	2,0	2,4	6,2	Belka poprzeczna	

Dla klasy C widzimy już oczekiwaną, wyraźną progresję wartości uszkodzeń wraz ze zwiększaniem prędkości, przy wzrostach o około jeden rząd wielkości przy przechodzeniu między prędkościami.

Rzędy wielkości wzrostów są ogólnie dużo mniejsze, niż przy przejściu między klasami drogi (Tab. 28), wahając się od kilkukrotnego do dwudziestokrotnego wzrostu dla 90% przypadków. W niektórych można nawet zaobserwować spadki uszkodzeń, choć to może być

skutkiem specyficznego rozkładu naprężeń dla danego elementu przy danym przypadku obciążenia.

8.2.3.3 Wpływ typu modelu

Ilorazy uszkodzeń pomiędzy modelem liniowym a nieliniowym zostały zebrane i przedstawione w tab. 29.

Dla wszystkich czterech rozpatrywanych elementów, przy wszystkich dwudziestu siedmiu kombinacjach warunków eksploatacyjnych mniejsze uszkodzenie w modelu nieliniowym w stosunku do liniowego stwierdzono jedynie w pięciu (na 108) przypadkach, z czego aż cztery przypadły na jedną symulację – drogę klasy A przy środkowej prędkości (110 km/h w przypadku drogi kl. A) i obciążeniu statycznym 350 kg. Dla praktycznie wszystkich warunków eksploatacyjnych prawdziwe jest też stwierdzenie, że różnica w uszkodzeniach najbardziej widoczna jest dla obciążenia 350 kg, a najmniej dla 60 kg. Uszkodzenia w przyczepce w pełni załadowanej osiągają wartości od ok. 20-30-krotnie większych aż do 300-350-krotnie większych dla drogi klasy A. Zachowanie takie wynika z faktu, że przy takim obciążeniu zawieszenie pojazdu znajduje się już blisko zakresu nieliniowego, wystarczy więc niewielkie wymuszenie, by siły dla modelu nieliniowego narastały dużo gwałtowniej, niż dla liniowego.

Nie zaobserwowano jednego wyraźnego trendu w kwestii wpływu prędkości na stosunek uszkodzeń między modelem nieliniowym i liniowym – w niektórych przypadkach większe wzrosty rejestrowane są dla mniejszych prędkości, w innych dla wyższych. Także jeżeli chodzi o wpływ klasy drogi, wyniki są niejednoznaczne – dla przyczepki prawie pustej stosunki uszkodzeń są większe dla klasy C w stosunku do B oraz A, dla średniego obciążenia statycznego – zdecydowanie największe zmiany zarejestrowano na drodze klasy B, najmniejsze na C. Dla przyczepki w pełni załadowanej z kolei to na drodze klasy A notowane są największe przyrosty pomiędzy modelem liniowym a nieliniowym.

Tab. 29 Stosunek uszkodzeń pomiędzy modelem liniowym a nieliniowym dla różnych warunków eksploatacji pojazdu

		60 kg			205 kg			350 kg		
		kl. A	kl. B	kl. C	kl. A	kl. B	kl. C	kl. A	kl. B	kl. C
Mocowanie dyszla	v_{max}	5,7	3,2	19,2	28,0	0,0	61,0	104,2	18,6	75,4
	$v_{\dot{s}r}$	6,3	9,8	13,7	21,8	27,8	9,8	0,0	10,8	20,9
	v_{min}	11,6	13,9	21,1	7,5	792,5	14,9	299,5	43,3	59,9
Naróżnik	v_{max}	3,4	25,4	500,3	83,7	2,4	59,8	243,6	24,6	96,5
	$v_{\dot{s}r}$	22,4	11,2	37,4	73,3	45,1	9,5	0,0	15,3	25,0
	v_{min}	11,6	10,9	45,4	15,8	832,2	11,9	318,7	45,5	51,0
Podłużnica	v_{max}	6,5	23,3	220,1	62,5	1,0	19,3	152,1	23,2	38,7
	$v_{\dot{s}r}$	16,0	10,2	58,4	11,9	81,4	8,8	0,0	11,0	28,1
	v_{min}	18,6	22,4	45,5	8,3	113067	7,3	75,2	83,7	43,7
Belka poprzeczna	v_{max}	2,6	3,6	23,0	75,8	2,6	33,7	342,6	46,6	147,1
	$v_{\dot{s}r}$	7,5	6,7	3,1	60,2	135,0	9,9	0,0	23,0	29,3
	v_{min}	5,7	3,7	6,6	16,2	2581	8,5	375,0	36,1	120,5

Potencjalne wyjaśnienie takiego zjawiska jest następujące: przy pustej przyczepce zawieszenie prawie nigdy nie wchodzi w zakres nieliniowej pracy sprężyny, może się tak dzieć jedynie przy dużych ugięciach, jakie występują np. na drodze klasy C, dużo rzadziej na drodze klasy B i prawie wcale na drodze klasy A. Kiedy dociążymy przyczepkę, to na drodze klasy B spowoduje to największe zmiany związane z pracą zawieszenia w zakresie nieliniowym, choć widać także, że pojawiają się one dla drogi klasy A, dla której to przyrosty często są porównywalne z tymi dla klasy C. Z kolei przy w pełni obciążonej przyczepce różnica w uszkodzeniach pomiędzy nieliniowym a liniowym modelem uwidacznia się wyraźnie dla drogi klasy A, w której regularnie przekraczany jest próg nieliniowości charakterystyki. Jednocześnie wysokie wzrosty uszkodzeń obserwowane są także dla dróg klasy B i C.

8.2.4 Ocena zakresu ugięć zawieszenia

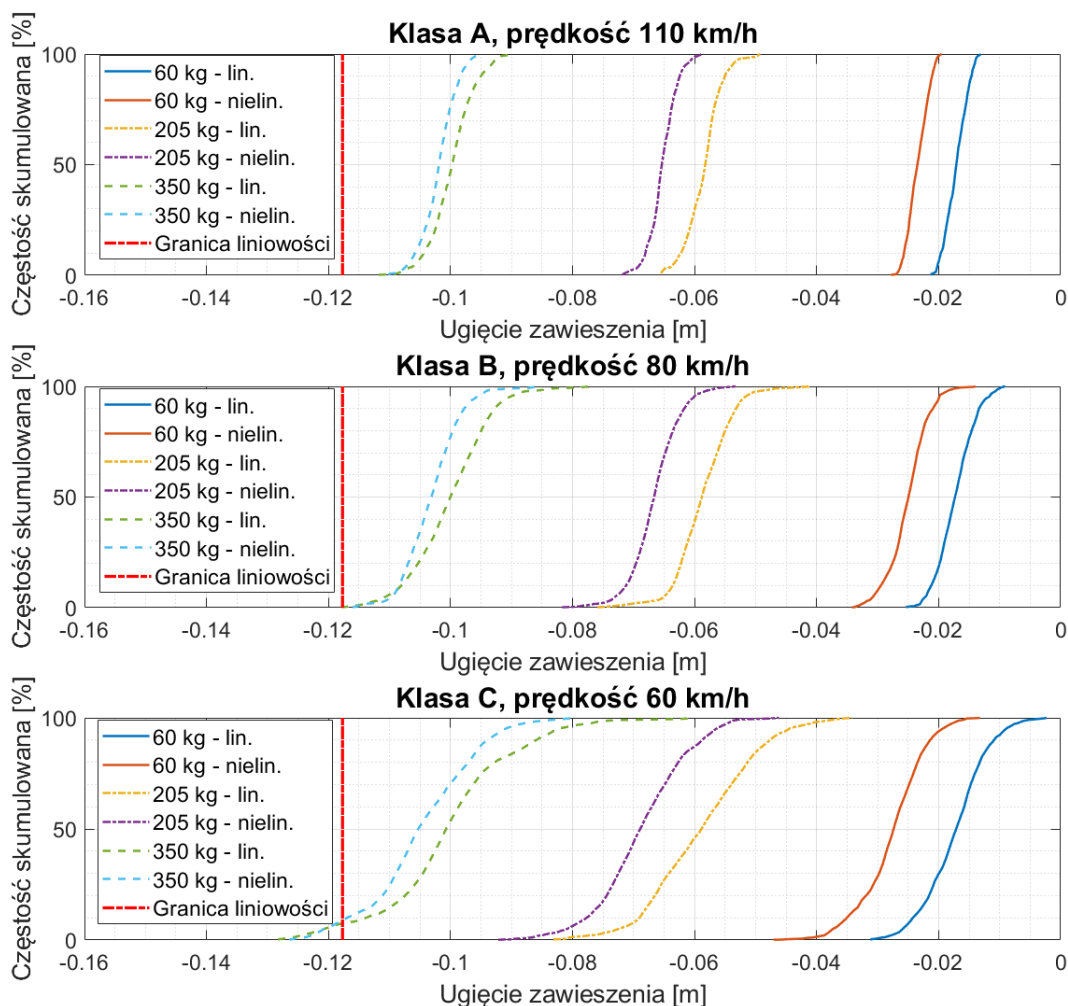
Do oceny wykorzystania przestrzeni roboczej zawieszenia, wynikającej z zakresu jego ugięć, nie używano żadnego pojedynczego wskaźnika, zamiast tego analizie poddano wykresy częstości skumulowanych ugięć zawieszenia. Wpływ warunków eksploatacji oceniono

względem innych przypadków – niemożliwe jest więc wyciąganie wniosków o charakterze uniwersalnym ze względu na istotne różnice w konstrukcji różnych zawieszonych. Analiza ta pozwala jednak na poznanie pewnych trendów zachodzących przy zmianie parametrów eksploatacji, których obecności spodziewać się można dla podobnych niezależnych układów zawieszenia. Dodatkowo w procesie tym sprawdzono, dla których przypadków zawieszenie wchodzi w nieliniowy zakres swojej charakterystyki sprężystości. Dla zawieszenia pojazdu badawczego granica ta wynosi $-0,12$ m. Ponownie należy zaznaczyć, że wnioski wyciągnięte na podstawie tej analizy nie mogą być ekstrapolowane na wszystkie typy pojazdów. Na podstawie tych wykresów można jednak ustalić rząd wielkości ugięć wychodzących poza zakres liniowy dla danej rozpatrywanej sytuacji.

W tabelach w niniejszym podrozdziale zgromadzono informacje dotyczące całkowitej rozpiętości ugięć oraz rozpiętości 90% wszystkich ugięć. Pierwsza z tych wartości była po prostu różnicą pomiędzy maksymalną zarejestrowaną wartością ugięcia dla danego przejazdu a minimalną. Natomiast rozpiętość 90% wszystkich ugięć liczona była następująco: najpierw obliczano, dla jakiego ugięcia 5% wszystkich rejestrowanych ugięć ma wartość mniejszą od niego. Następnie obliczano, jakie jest ugięcie zawieszenia, dla którego 5% wszystkich ugięć jest większe. Na koniec odejmowano jedną wartość od drugiej, tym samym otrzymując rozpiętość dla 90% wszystkich ugięć. Wartości bezwzględne ugięć dla wszystkich przypadków zamieszczono w załączniku D.

8.2.4.1 Wpływ obciążenia statycznego

Wpływ obciążenia statycznego pokazano na Rys. 8.21, na wykresie przedstawiono częstości skumulowane ugięć zawieszenia dla środkowych prędkości dla danej klasy drogi, dla klas A, B i C. Pierwszą, dosyć oczywistą, obserwacją jest to, że wartość statycznego ugięcia zmienia się wraz ze wzrostem masy. Na tym wykresie można także jeszcze wyraźniej zauważyć, jak model liniowy i nieliniowy są wobec siebie przesunięte o ok. 0,5 do 1 cm. Widać także, że im większa jest wartość masy resorowanej, tym rozpiętości ugięć zawieszenia są większe, szczególnie dla dróg gorszej jakości. Dla przyczepki w pełni załadowanej można też zaobserwować, że częstości ugięć dla modelu liniowego i nieliniowego pokrywają się poniżej 5% częstości. Jedynie dla w pełni obciążonej przyczepki na drodze klasy C 10% ugięć zawieszenia pojazdu znajduje się w nieliniowym obszarze pracy zawieszenia.



Rys. 8.21 Wpływ obciążenia statycznego i klasy drogi na ugięcia zawieszenia

W Tab. 30 pokazano wpływ zmiany obciążenia dla różnych klas drogi przy tej samej prędkości 80 km/h. Jak widać, wzrost z 60 kg do 205 kg powoduje większy przyrost ugięć niż przy przejściu z 205 kg do 350 kg masy resorowanej. Ponadto, w większości przypadków obciążenie ma większy wpływ na przyrost całkowitej rozpiętości ugięcia niż dla rozpiętości ograniczonej do 90% ugięć. Większe przyrosty notowane są także w większości przypadków dla modelu liniowego, co może być wyjaśnione tym, że dodatkowe obciążenie w modelu nieliniowym nie jest w stanie spowodować większych ugięć zawieszenia ze względu na progresywną charakterystykę sprężystości zawieszenia. Przyrosty od przyczepki pustej do wypełnionej w połowie wynoszą od 30% do 130%, natomiast dla przejścia z 205 kg do 350 kg zmiana to jedynie 10% do 50%.

Tab. 30 Procentowy wpływ obciążenia statycznego na całkowitą osiąganą rozpiętość ugięć oraz rozpiętość 90% wszystkich ugięć przy stałej prędkości 80 km/h

v 80 km/h		Kl. A		kl. B		Kl. C	
		205/60 kg	350/205 kg	205/60 kg	350/205 kg	205/60 kg	350/205 kg
liniowy	rozpiętość całk.	225,0%	112,0%	213,9%	118,3%	204,7%	112,2%
	rozpiętość 90%	195,7%	122,3%	128,9%	152,9%	174,1%	139,5%
nieliniowy	rozpiętość całk.	133,5%	153,1%	140,4%	108,6%	161,3%	109,1%
	rozpiętość 90%	137,3%	114,0%	118,5%	107,7%	139,5%	126,9%

8.2.4.2 Wpływ klasy drogi

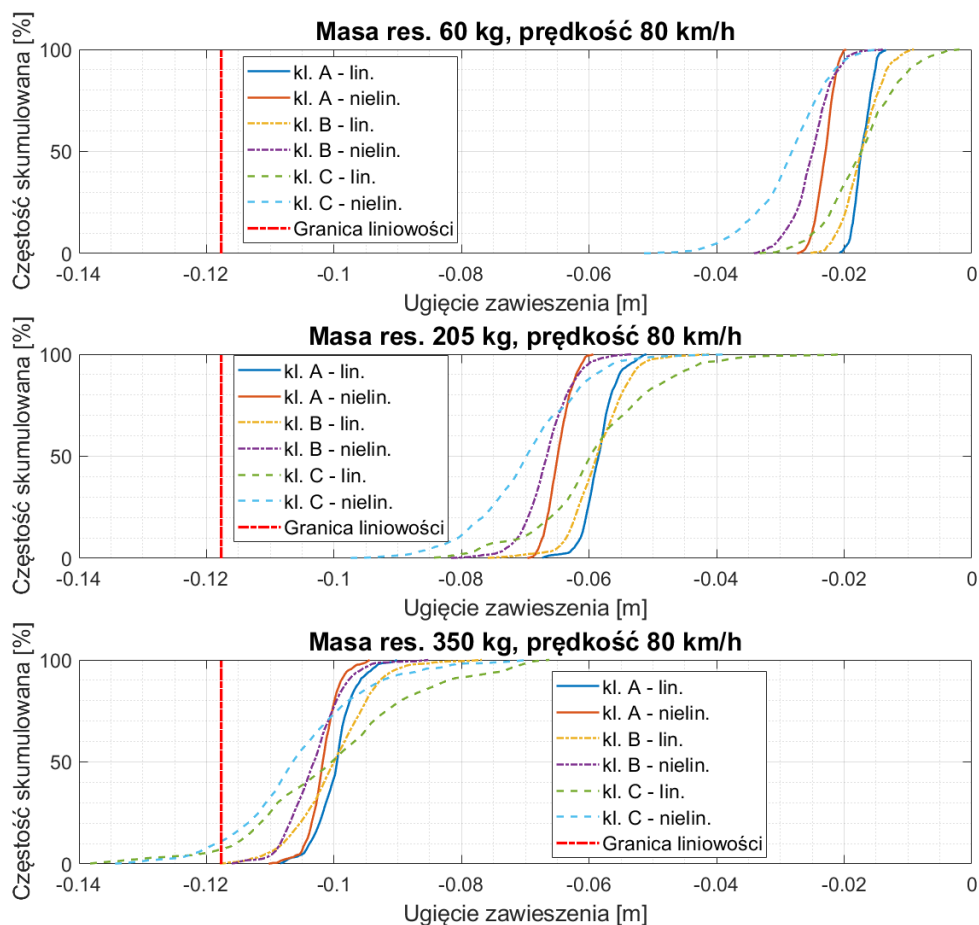
Pierwszą obserwacją, jakiej dokonano to fakt, że ugięcie statyczne zawieszona dla modelu liniowego i nieliniowego pojazdu są wobec siebie przesunięte – patrz: Rys. 8.22. Wynika to z różnic w charakterystyce elementów sprężystych zawieszenia, z ugięciami statycznymi dla modeli nieliniowych osiągającymi większe wartości niż dla liniowych (Rys. 6.6).

Ta prawidłowość obserwowana jest dla wszystkich kombinacji klasy drogi, prędkości jazdy i obciążenia pojazdu. Pogorszenie się klasy drogi w oczywisty sposób przekłada się na większe ugięcia zawieszona. Dla pustej przyczepki (masa resorowana wynosząca 60 kg) skrajne wartości odchylenia od położenia równowagi rosną około dwukrotnie przy przejściu pomiędzy klasami - dla modelu liniowego i drogi kl. A wynosi ona ok. 3,5 mm, dla klasy B już prawie 8 mm by wzrosnąć do prawie 16 mm dla klasy C. Analogiczne zachowanie widać także dla modelu nieliniowego. Wraz ze zwiększaniem obciążenia statycznego różnice pomiędzy ugięciami dla dróg klasy A i B zwiększają się, podobnie rośnie dystans między tymi drugimi a wartościami dla drogi klasy C. Jest to szczególnie wyraźne dla przyczepki w pełni wyładowanej, gdzie maksymalne wartości odchylenia od ugięcia statycznego dla drogi klasy C są ponad trzykrotnie większe od tych dla klasy B. Zmniejsza się natomiast różnica jeżeli chodzi o „ugięcie środkowe” – ugięcie, dla którego 50% ugięć jest mniejszych i większych od niego. Ten efekt także wynika z kształtu nieliniowej charakterystyki sprężystości zawieszona, która w pobliżu -0,12 m przecina się z charakterystyką liniową (ponownie – Rys. 6.6).

Jak widać w tab. 31, pogorszenie się klasy drogi zawsze powoduje wzrost całkowitej i 90-cio procentowej rozpiętości ugięć o ok. 1,5-2,5 raza. Dla przyczepki pustej większe przyrosty pojawiają się przy przejściu z klasy A do B, natomiast dla pełnej – z B do C. Dla przyczepki w połowie wyładowanej całkowita rozpiętość wzrasta bardziej przy przejściu z klasy A do B, natomiast ograniczona do 90% przypadków – z B do C.

tab. 31 Procentowy wpływ zmiany klasy drogi dla różnych mas przy prędkości 80 km/h

v 80 km/h		60 kg		205 kg		350 kg	
		kl. B/kl. A	kl. C/kl. B	kl. B/kl. A	kl. C/kl. B	kl. B/kl. A	kl. C/kl. B
liniowy	rozpiętość całk.	224,3%	192,8%	213,2%	184,5%	225,2%	175,0%
	rozpiętość 90%	227,7%	192,7%	150,0%	260,3%	187,5%	237,5%
nieliniowy	rozpiętość całk.	261,4%	181,6%	274,9%	208,6%	195,0%	209,5%
	rozpiętość 90%	222,0%	186,5%	191,7%	219,6%	181,1%	258,6%

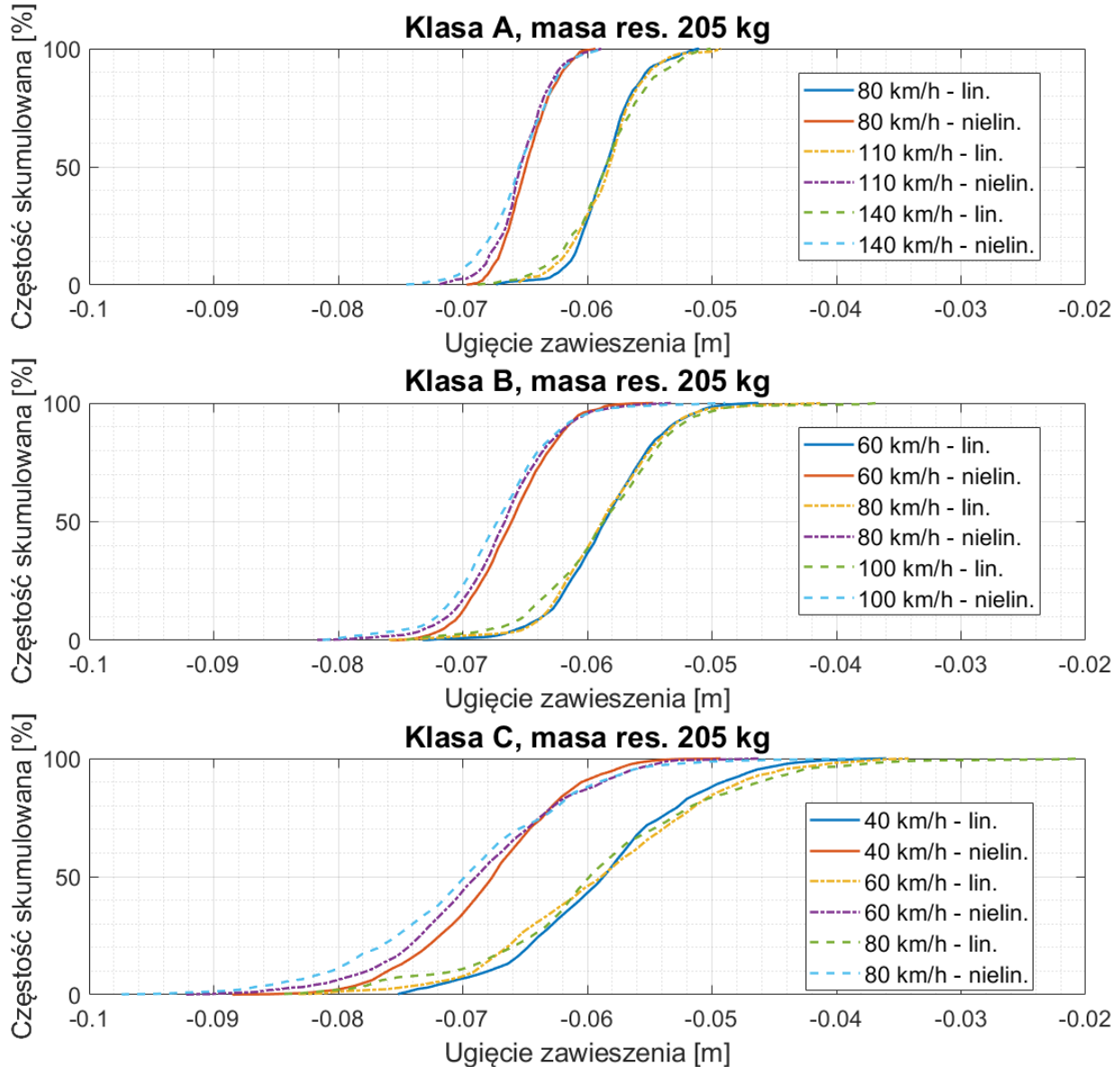


Rys. 8.22 Wpływ klasy drogi i obciążenia statycznego na zakres ugięć zawieszenia

8.2.4.3 Wpływ prędkości jazdy

Wpływ prędkości jazdy na ugięcia zawieszenia pokazany został na Rys. 8.23. Przedstawiono na nim częstości skumulowane ugięć zawieszenia dla średniego obciążenia statycznego (205 kg masy resorowanej) dla trzech klas drogi, dla wszystkich trzech prędkości badanych dla danej nawierzchni. Obserwując wykresy stwierdzić można, że różnice pomiędzy osiąganymi ugięciami dla różnych prędkości są niewielkie, dużo mniejsze niż przy przejściu do innej klasy drogi. Rozkładają się one także niesymetrycznie – szybciej rośnie różnica pomiędzy prędkościami dla ugięć mniejszych od ugięcia statycznego, niż dla tych większych (kiedy

sprężyna jest względem położenia statycznego rozciągnięta). Wraz z pogarszaniem się klasy drogi różnice dla większych prędkości zwiększają się, jednakże nie są to przyrosty odchylenia od położenia równowagi równe kilkukrotności tego dla niższej prędkości, a jedynie wartości o ok. 30% większe.



Rys. 8.23 Wpływ prędkości jazdy i klasy drogi na ugięcia zawieszenia

Tab. 32 przedstawia zgromadzone dla wszystkich klas stosunki wpływów prędkości na rozpiętości ugięć zawieszenia. W prawie wszystkich przypadkach poza trzema dla drogi kl. A oraz dwoma dla drogi kl. B, zwiększenie prędkości powoduje wzrost ugięć, zarówno całkowitych jak i dla 90% zakresu. Wzrost wartości nie jest jednak duży i wynosi w większości przypadków od 10 do 20%, choć w skrajnych przypadkach dochodzi on do 40%. Nie stwierdzono przy tym żadnej prawidłowości, jeżeli chodzi o wzrosty dla

całkowitej rozpiętości i 90-cio procentowej – w niektórych przypadkach wzrost jednej jest większy, w pozostałych – tej drugiej.

Tab. 32 Procentowy wpływ prędkości na całkowitą osiąganą rozpiętość ugięć oraz rozpiętość 90% wszystkich ugięć

Klasa A		60 kg		205 kg		350 kg	
		110/80 km/h	140/110 km/h	110/80 km/h	140/110 km/h	110/80 km/h	140/110 km/h
liniowy	rozpiętość całk.	113,5%	142,9%	99,7%	115,1%	120,9%	92,0%
	rozpiętość 90%	133,1%	114,6%	110,0%	122,2%	115,4%	105,9%
nieliniowy	rozpiętość całk.	107,0%	115,4%	125,6%	121,9%	97,8%	123,4%
	rozpiętość 90%	113,6%	126,5%	111,1%	120,3%	124,6%	118,0%
Klasa B		60 kg		205 kg		350 kg	
		80/60 km/h	100/80 km/h	80/60 km/h	100/80 km/h	80/60 km/h	100/80 km/h
liniowy	rozpiętość całk.	115,7%	135,2%	129,1%	108,5%	103,7%	84,5%
	rozpiętość 90%	111,3%	106,1%	95,6%	126,1%	133,5%	125,6%
nieliniowy	rozpiętość całk.	112,5%	115,3%	134,9%	113,8%	108,6%	104,8%
	rozpiętość 90%	113,9%	108,9%	118,6%	108,9%	104,7%	128,0%
Klasa C		60 kg		205 kg		350 kg	
		60/40 km/h	80/60 km/h	60/40 km/h	80/60 km/h	60/40 km/h	80/60 km/h
liniowy	rozpiętość całk.	103,5%	108,5%	125,0%	131,0%	113,0%	105,8%
	rozpiętość 90%	118,2%	116,2%	112,8%	122,4%	109,4%	125,2%
nieliniowy	rozpiętość całk.	127,8%	108,7%	117,5%	128,7%	118,5%	137,5%
	rozpiętość 90%	120,6%	112,9%	121,6%	115,6%	122,5%	120,6%

8.2.4.4 Wpływ typu modelu

Wyniki dotyczące wpływu modelu przedstawiono w Tab. 33. Widać z niej, że dla większości przypadków oraz dla wszystkich przypadków dla średniego i dużego obciążenia statycznego użycie modelu nieliniowego powoduje otrzymanie w wyniku mniejszych wartości ugięć (stosunkowe wartości mniejsze od jedynki). Jest to prawdopodobnie efekt tego, że w przypadku modelu nieliniowego jego ugięcia ograniczane są poprzez szybkie narastanie wartości sił sprężystości po przekroczeniu granicy liniowego zakresu pracy sprężyny. Potwierdzeniem tej teorii może być fakt, że prawidłowość ta jest widoczna dla większych wartości obciążenia statycznego, podczas gdy dla przyczepki pustej w wielu przypadkach model nieliniowy wykazuje o kilka do kilkunastu procent większe wartości rozpiętości ugięć, co z kolei można wytłumaczyć tym, że charakterystyka sprężystości dla niskich wartości ugięć daje mniejsze siły dla modelu nieliniowego niż liniowego (Rys. 6.6).

Tab. 33 Wpływ typu modelu na rozpiętości ugięć zawieszenia

	Klasa A									
	60 kg			205 kg			350 kg			
	v_min	v_śr	v_max	v_min	v_śr	v_max	v_min	v_śr	v_max	
rozpiętość całkowita	106,8%	100,6%	81,3%	63,4%	79,8%	84,6%	86,6%	70,1%	94,0%	
rozpiętość 90%	108,9%	92,9%	102,5%	76,4%	77,1%	75,9%	71,2%	76,9%	85,6%	
	Klasa B									
	rozpiętość całkowita	127,9%	124,4%	106,0%	78,2%	81,7%	85,7%	71,6%	75,0%	93,0%
	rozpiętość 90%	103,7%	106,1%	108,9%	78,7%	97,6%	84,2%	87,7%	68,8%	70,0%
	Klasa c									
	rozpiętość całkowita	94,7%	116,9%	117,2%	100,0%	94,0%	92,4%	65,9%	69,1%	89,8%
	rozpiętość 90%	103,6%	105,7%	102,7%	80,8%	87,1%	82,3%	69,4%	77,7%	74,9%

8.3 Wnioski z eksperymentów

Wykonane badania symulacyjne pozwoliły zebrać szeroką gamę danych kompleksowo opisujących wpływ prędkości jazdy, klasy drogi, obciążenia statycznego oraz typu zastosowanego modelu na kryteria komfortu jazdy, bezpieczeństwa, wytrzymałości zmęczeniowej oraz zakresu pracy zawieszenia. Otrzymane wyniki mają przede wszystkim wartość w relacji do siebie nawzajem, pozwalając badać i opisywać wpływ poszczególnych zmiennych wejściowych na odpowiedzi zawieszenia pomiędzy różnymi badanymi przypadkami. Niniejszy rozdział stanowi próbę zsyntetyzowania wszystkich tych wyników tak, aby ułatwić wyciągnięcie wniosków dotyczących wpływu poszczególnych warunków eksploatacji na odpowiedzi oraz określenie wytycznych co do zakresu stosowalności modeli liniowych i nieliniowych.

Kryterium komfortu, poza kryterium wytrzymałości zmęczeniowej gdzie teoretycznych węzłów analizy mogą być nawet setki tysięcy, stanowiło najbardziej skomplikowany etap badań. Podział na cztery pasma częstotliwości pozwolił ograniczyć ilość analizowanych zmiennych, dzięki czemu możliwe było wyciągnięcie paru ogólniejszych wniosków:

- wartości wskaźnika dyskomfortu dla zakresu częstotliwości 1 Hz do 2 Hz są najmniejsze spośród wszystkich czterech rozpatrywanych pasm, co przekłada się często

na nieproporcjonalnie większe relatywne zmiany dla różnych przypadków, mimo iż wartości te pozostają nadal poniżej granicy zmniejszonego komfortu.

- Podobna sytuacja ma miejsce dla częstotliwości powyżej 16 Hz, gdzie wskaźnik choć wyraźnie wyższy niż dla zakresu 1-2 Hz, nadal ma niedużą wartość.
- Największe wartości wskaźnika dyskomfortu występują dla dwóch środkowych pasm częstotliwości, co jest tym bardziej niepożądane, że ludzkie ciało jest najbardziej wrażliwe właśnie na drgania w zakresie od 4 Hz do 8 Hz.
- Największy wpływ na osiągnięte wyniki ma zmiana klasy drogi, jej pogorszenie powoduje wzrost wskaźników dla wszystkich pasm o około 180% do 250%, przy czym trochę większe pogorszenie następuje przy przejściu z klasy A do B niż z B do C.
- Podobnie duży wpływ, ale o przeciwnym działaniu ma zwiększanie masy, gdzie jej wzrost z 60 kg do 205 kg powoduje obniżenie wartości wskaźnika o 65% do prawie 80%, natomiast przy przejściu z 205 kg do 350 kg są to spadki o 40% do 50%, poza częstotliwościami w okolicach pierwszej częstotliwości rezonansowej, gdzie wzrost masy zwiększa wskaźnik dyskomfortu albo go nie zmienia.
- W porównaniu do klasy drogi i wartości masy resorowanej, zmiany prędkości nie powodują dużych wzrostów wskaźnika dyskomfortu – prawie wszystkie odnotowane zmiany nie są większe niż 30%.
- Wpływ zastosowania modelu nieliniowego także jest inny dla najniższego pasma częstotliwości – w jego przypadku zastosowanie modelu nieliniowego (zazwyczaj) obniża wskaźniki dyskomfortu o od 10% do 45%. Dla wszystkich pozostałych pasm zastosowanie modelu nieliniowego powoduje zwiększenie wskaźników dyskomfortu o wartości od kilku do około 80%, z większością oscylującą około 50%.

W porównaniu do komfortu, **kryterium bezpieczeństwa** było łatwiejsze do analizy ze względu na występowanie tylko jednej wartości na analizowany przypadek. Zauważone trendy w dużej mierze pokrywały się z tymi dla wskaźnika dyskomfortu:

- współczynnik DLC rośnie najbardziej przy zmianie klasy drogi na gorszą i jest to przyrost około dwukrotny.
- Jego wartość z kolei maleje dla zwiększania się masy resorowanej – dla przejścia z przyczepki pustej do w połowy załadowanej jest to spadek o ok. 60%, natomiast przy doładowaniu do pełna spada on o dalsze 45%.

- Zmiany prędkości powodują dużo mniejsze różnice, mieszczące się w zakresie od 12% do 22%.
- Współczynnik DLC pozostaje także w dużej mierze niewrażliwy na nieliniowość modelu – największa zarejestrowana zmiana niecałe 16% wzrostu.

Jak wspomniano wcześniej, analiza **kryterium wytrzymałości zmęczeniowej** jest najbardziej skomplikowana. Dodatkowym utrudnieniem są otrzymywane wartości, które różnią się między sobą o wiele rzędów wielkości, znaleźć można także wiele punktów pomiarowych, dla których wartość pomiaru jest wielokrotnie większa lub mniejsza od wszystkich sąsiadujących rozpatrywanych przypadków:

- Najprostszy do określenia jest wpływ klasy drogi na uszkodzenia zmęczeniowe – pogorszenie się klasy drogi powoduje znaczące zwiększenie uszkodzeń. Są one większe od 30 do 100 razy dla przejścia od klasy A do B, natomiast dla przejścia z klasy B do C różnica wynosi 6 rzędów wielkości.
- Dość klarowne są także wyniki dla wzrostu prędkości, choć zmiany tutaj nie są tak duże (w większości przypadków mówimy o wzroście uszkodzeń od kilku do maksymalnie kilkudziesięciu razy).
- Najtrudniejsze w interpretacji są wyniki dla zwiększania masy resorowanej. W większości przypadków stwierdzić można, że wzrost masy powoduje zwiększenie uszkodzeń wytrzymałościowych we wszystkich rozpatrywanych węzłach, pojawia się jednak sporo przypadków, gdzie wzrost jest niewielki, kilkuprocentowy, bądź nawet mamy do czynienia ze spadkiem uszkodzeń o do 90%.
- Nie dostrzeżono przy tym prawidłowości, jeżeli chodzi o klasę drogi – przy przejściu z 60 kg do 205 kg to na drodze klasy C i D występują spadki uszkodzeń, podczas gdy dla przejścia z 205 kg do 350 kg są one odnotowywane głównie dla drogi klasy A.
- Wątpliwości natomiast nie pozostawia kwestia wpływu nieliniowości modelu na otrzymywane wyniki – uszkodzenia obliczone dla modeli nieliniowych są zdecydowanie większe niż dla modeli liniowych, choć i w tym wypadku znaleźć można pojedyncze odstępstwa od reguły. Skala tej różnicy zależy od warunków eksploatacji (np. jest generalnie mniejsza dla mniej obciążonego pojazdu) jak i rozpatrywanego elementu, jednakże ponad 80% wszystkich analizowanych

przypadków wykazywałyby się trwałością zmęczeniową przeszacowaną od trzy- do stukrotnie.

Ostatnim rozpatrywanym kryterium było **kryterium zakresu ugięć zawieszenia**. Do jego oceny posłużono się wizualnym porównaniem rozkładów częstości ugięć zawieszenia, które porównano ze sobą oraz zestawiono z granicą liniowego zakresu działania sprężyny zawieszenia; a także obliczono całkowity zakres ugięć dla każdego przypadku oraz zakres ugięć 90% ugięć wokół położenia średniego.

- Porównanie z charakterystyką pokazało, że jedynie dla największego obciążenia i dróg gorszej jakości dochodzi do wejścia w nieliniowy zakres działania sprężyny, przy czym udział ten przekracza 10% dla drogi klasy przy obciążonej przyczepce.
- Ponownie najbardziej istotnym warunkiem eksploatacji pod względem relatywnego wpływu przy jego zmianie okazała się klasa drogi, gdzie niezależnie od obciążenia statycznego pogorszenie się klasy drogi powodowało około dwu- do dwuipółkrotnego zwiększenia obu rozpiętości ugięć.
- Drugie pod względem relatywnego wpływu na wyniki było obciążenie statyczne, którego zwiększenie powodowało zmianę zakresu ugięć o od 10% do ponad 120%. Większe wpływy notowano przy tym przy przejściu z przyczepki pustej do w połowy wypełnionej, niż z w połowie wypełnionej do w pełni załadowanej.
- Zwiększenie prędkości miało relatywnie niewielki wpływ na wyniki, w najbardziej skrajnym przypadku powodując wzrost o niecałe 43%, przy czym większość wartości oscylowała około 15-20%.
- Z kolei zastosowanie modelu nieliniowego powodowało dość duże zmiany. Dla pustej przyczepki były to w większości niewielkie wzrosty o kilka do 27%, natomiast dla 205 kg i 350 kg odnotowywano spadki od kilku do 30%

Ogólne wnioski, jakie można wyciągnąć z badań są następujące:

- Spośród trzech rozpatrywanych warunków eksploatacji (klasa drogi, prędkość jazdy, obciążenie statyczne) największy wpływ na otrzymywane wyniki dla znakomitej większości przypadków miała klasa drogi – wpływała ona najistotniej na wskaźniki dyskomfortu, bezpieczeństwa i wytrzymałości zmęczeniowej, odpowiadała także za największe przyrosty zakresów ugięć zawieszenia.

- Drugim pod wpływem istotności czynnikiem było obciążenie statyczne pojazdu, które dla niektórych wskaźników (wskaźnik bezpieczeństwa czy dyskomfortu) miało podobną rolę, jak klasa drogi, w innych (wytrzymałość zmęczeniowa) odgrywało rolę mniejszą.
- W porównaniu do zarówno klasy drogi jak i obciążenia statycznego prędkość jazdy nie ma tak dużego wpływu na ocenę kryteriów analizowanych w pracy. Jej wpływ jest widoczny i nie może zostać zignorowany całkowicie, jednakże często są to wpływy o połowę lub nawet więcej mniej istotne niż wymienione wcześniej klasa drogi i wartość masy resorowanej.
- Typ zastosowanego modelu pełni kluczową rolę dla wszystkich rozpatrywanych kryteriów z wyjątkiem kryterium bezpieczeństwa, gdzie jego wpływ jest znikomy. Jest on szczególnie istotny dla oceny wytrzymałości zmęczeniowej, gdzie otrzymywane dla modeli nieliniowych uszkodzenia są często kilkuset lub nawet kilkaset tysięcy razy mniejsze dla modeli liniowych. Nieuwzględnienie nieliniowości modelu dla tego typu obliczeń może prowadzić do braku identyfikacji koncentracji naprężeń, a co za tym idzie pęknięć zmęczeniowych. Firma, która projektując elementy zawieszenia nie uwzględnia nieliniowości charakterystyk poszczególnych części naraża się nie tylko na straty wizerunkowe związane z zawodnością ich produktu, ale także na potencjalne konsekwencje prawne i ekonomiczne.
- Na podstawie analizy wszystkich czterech kryteriów stwierdzono, że jeżeli celem badaczy jest określenie wytrzymałości zmęczeniowej elementów projektowanego pojazdu to **zastosowanie modelu nieliniowego jest konieczne dla dowolnej kombinacji klasy drogi, prędkości jazdy i obciążenia statycznego**. Jeżeli badania symulacyjne ograniczają się jedynie do określenia wskaźników komfortu, bezpieczeństwa jazdy lub zakresu ugięć, skorzystać można z Tab. 34, gdzie zgromadzono wytyczne dotyczące granic stosowalności modeli liniowych w symulacjach dynamiki pionowej. Kolorem **zielonym** oznaczono warunki, dla których jest niewielka różnica w wynikach między typami modelu; na **żółto** sytuacje, gdy niezastosowanie modelu może prowadzić do znacznych (20-30%) przekłamań, w zależności od konkretnych parametrów symulacji; i na **czerwono** dla przypadków, gdzie niezastosowanie modelu nieliniowego jest jednoznaczne z popełnieniem błędu grubego.

Tab. 34 Wytyczne dot. stosowania modeli nieliniowych w badaniach symulacyjnych wybranych odpowiedzi dynamicznych

	60 kg			205 kg			350 kg		
	kl. A	kl. B	kl. C	kl. A	kl. B	kl. C	kl. A	kl. B	kl. C
v_{max}									
v_{sr}									
v_{min}									

Jak widać, dla pojazdu w pełni załadowanego, w którym odbojnik praktycznie styka się z kształtownikiem powodującym jego ugięcie, dowolna klasa drogi i prędkość jazdy po niej spowodują wejście w nieliniowy zakres pracy zawieszenia. Z tego powodu zaleca się stosowanie modeli nieliniowych za każdym razem, gdy do czynienia mamy z pojazdem o masie zbliżonej do jego DMC. Zmniejszając obciążenie do połowy DMC obserwujemy, że nadal należy stosować model nieliniowy dla prawie wszystkich przypadków, co wynika z połączenia wpływu nieliniowości sprężystości, ale też istotnego znaczenia nieliniowości tłumienia zawieszenia, w tym jego asymetrii. Dopuszcza się niestosowanie modelu nieliniowego dla niskich prędkości jazdy w klasie A. Z kolei dla przyczepy pustej nie stwierdzono konieczności stosowania modelu nieliniowego dla jazdy z niską prędkością po drogach klasy A i B oraz ze średnią dla klasy A. W pozostałych przypadkach zalecane lub wymagane jest uwzględnienie nieliniowości charakterystyk zawieszenia.

- Zaproponowana metoda oceny wytrzymałości zmęczeniowej do regularnego wykorzystania w praktyce inżynierskiej wymaga jeszcze udoskonaleń. Przede wszystkim konieczne jest dokładniejsze przetestowanie metody dla większej ilości wariacji warunków eksploatacyjnych (różne prędkości, obciążenia, inne klasy dróg). Tempo realizacji prac znacząco ułatwiłaby ściślejsza integracja procesów obliczeniowych między Simulinkiem a NX Siemensem. Mimo to metoda ta może posłużyć do przyspieszenia obliczeń wytrzymałościowych na wczesnym etapie projektowania konstrukcji, bez konieczności stosowania nieakceptowalnego uproszczenia, jakim jest zastosowanie liniowych charakterystyk elementów zawieszenia. Jak wspomniano wskaźniki uszkodzeń zmęczeniowych dla modeli nieliniowych (poprawnie odzwierciedlających rzeczywistość) są o rzędy wielkości większe od uproszczonych modeli liniowych.

9 Podsumowanie

Problemem badawczym, którego rozwiązania podjęto się w ramach badań opisanych w niniejszej dysertacji był usystematyzowanie wiedzy **na temat wpływu różnych warunków eksploatacji (rodzajów wymuszeń kinematycznych - zależnych od profili nierówności i prędkości jazdy oraz wartości statycznego obciążenia ładunkiem) jednocześnie na kryteria komfortu, bezpieczeństwa jazdy oraz trwałości zmęczeniowej konstrukcji pojazdu oraz metodyki uwzględnienia tych wpływów na początkowych etapach projektowania zawieszenia.**

Rozwiązanie tego problemu zrealizowano realizując badania symulacyjne wykorzystujące metodykę, która zawierała oryginalne rozwiązania cząstkowych problemów badawczych składających się na rozwiązanie problemu całościowego i realizację celu głównego pracy. Kolejne rozdziały pracy opisują proces rozwiązania problemu badawczego poprzez syntezę obecnie istniejącej wiedzy w obszarze badań dynamiki pionowej pojazdu oraz własne oryginalne rozwiązania w zakresie opracowania metod symulowania wymuszenia kinematycznego odpowiadającego różnorodnym warunkom eksploatacji, budowę modeli liniowych i nieliniowych dynamiki pionowej pojazdu a także modelu MES do badań wytrzymałościowych i poddanie go obciążeniom uzyskanym z wykorzystaniem nieliniowego modelu zawieszenia poddawanego wymuszeniom eksploatacyjnym, a wreszcie zaprojektowanie i przeprowadzenie eksperymentów symulacyjnych dla ponad pięćdziesięciu kombinacji zmiennych wejściowych opisujących zróżnicowane warunki eksploatacji.

W wyniku realizacji pracy sformułowano wnioski końcowe o charakterze: merytorycznym, metodycznym oraz użytkowym.

Wnioski merytoryczne

Realizacja badań przedstawionych w niniejszej pracy pozwoliła osiągnąć jej zasadniczy cel jakim było określenie jakościowego i ilościowego wpływu klasy drogi, prędkości jazdy i obciążenia statycznego na spełnienie kryteriów komfortu jazdy, bezpieczeństwa, zakresu ugięć zawieszenia oraz wytrzymałości zmęczeniowej metodą badań symulacyjnych, zarówno dla liniowego jak i nieliniowego modelu pojazdu. Cel główny zrealizowano poprzez osiągnięcie celów pośrednich, do których zaliczyć można przede wszystkim:

1. opracowanie i implementację w środowisku Matlab/Simulink generatora wymuszeń kinematycznych uwzględniającego klasę drogi i prędkość jazdy, a także własności filtracyjne opony,

2. opracowanie i implementację w środowisku Matlab/Simulink liniowych i nieliniowych modeli dynamiki pionowej z uwzględnieniem tarcia wewnętrznego i histerezy amortyzatora oraz opracowanie modelu MES do obliczeń wytrzymałości zmęczeniowej
3. zaproponowanie i opracowanie hybrydowej metody realizacji obliczeń zmęczeniowych pozwalającej na wykorzystanie metody superpozycji modalnej po wcześniejszym przygotowaniu wymuszenia w postaci przemieszczeń masy resorowanej obliczonych z wykorzystaniem modelu wielobryłowego w środowisku Matlab/Simulink, pozwalającej na uwzględnienie zarówno nieliniowości występujących w układzie zawieszenia jak i sposobu modelowania wymuszenia kinematycznego oraz jednocześnie przyspieszenie procesu prowadzenia obliczeń.

W ramach pierwszego celu szczegółowego poprzez analizę dostępnej wiedzy w zakresie opisu nierówności dróg, właściwości filtracyjnych opony dokonano jej syntezy i zaproponowano dwie metody generowania wymuszenia kinematycznego: na podstawie zadanej gęstości widmowej mocy wymuszenia oraz autorską metodę odtwarzania wymuszenia na podstawie przyspieszeń masy nieresorowanej, które zaimplementowano w środowisku Matlab/Simulink i przetestowano weryfikując ich przydatność i dokładność. Pierwsza z metod bazuje na opublikowanej już metodyce implementacji, którą autor połączył z modelowaniem wpływu prędkości i właściwości filtracyjnych opony i opracował implementację w środowisku Matlab/Simulink. Otrzymany w wyniku wykorzystania metod generowania profilu losowego profil nierówności filtrowano przez model stałego śladu opony a następnie przekształcano na wymuszenie kinematyczne uwzględniając zadaną w danym przypadku prędkość jazdy.

Druga, autorska metoda nazwana *Virtual Remote Parameter Control* (VRPC) umożliwia estymację wymuszenia kinematycznego występującego w rzeczywistej eksploatacji poprzez obróbkę zarejestrowanego sygnału przyspieszenia masy nieresorowanej. Metoda została przetestowana pod względem zdolności odtworzenia wymuszenia na podstawie coraz bardziej złożonych sygnałów wejściowych – poczynając od wyidealizowanych uzyskanych z symulacji, poprzez sygnały z dodanym symulowanym szumem po rzeczywiste sygnały z badań eksperymentalnych. Wykazano, że dla sygnałów uzyskanych z symulacji poziom odtworzenia jest bardzo dobry (powyżej 90% zgodności). Jakość odtworzenia spada jednak przy użyciu sygnałów zaszumionych oraz sygnałów z rzeczywistych badań torowych. Przeprowadzone prace badawcze wykazały, że aby możliwe było uzyskanie przy wykorzystaniu metody VRPC sygnałów wymuszeń lepiej odpowiadających tym rzeczywistym, których efektem były zmierzone przyspieszenia masy nieresorowanej, konieczne jest

posiadanie bardziej rozbudowanego i lepiej odpowiadającego parametrom rzeczywistego obiektu modelu pojazdu. Zamodelowanie niektórych charakterystyk, takich jak podatność na odkształcenia konstrukcji pojazdu badawczego, stanowi jednak spore wyzwanie w środowisku Matlab/Simulink, tym samym konieczne do poprawnego zadziałania algorytmu odtwarzania może być użycie specjalnie przygotowanego pojazdu, cechującego się np. zwiększoną sztywnością konstrukcji. Opracowanie takiego pojazdu wychodziło jednak poza zakres niniejszej rozprawy. W związku z przedstawionymi wadami metody VRPC wykorzystanej do sygnałów pozyskanych z pojazdu badawczego, w pracy zdecydowano się na użycie wymuszeń kinematycznych generowanych sprawdzoną metodą na podstawie gęstości widmowych mocy wymuszenia.

Następnie zbudowano model dynamiki pionowej pojazdu, bazując na zmodyfikowanym modelu ćwiartkowym. Uwzględniono w nim nieliniowości charakterystyk opony, amortyzatora oraz sprężystości układu zawieszenia. Przetestowano przy tym możliwość przybliżenia nieliniowej charakterystyki amortyzatora poprzez zastosowanie modelu biliniowego, dla którego opracowano metodykę wyznaczania parametrów na podstawie oszacowania i dopasowania odpowiedzi częstotliwościowej symulowanego układu nieliniowego lub rzeczywistego oraz biliniowego modelu amortyzatora. Ustalono, że otrzymane tą metodą charakterystyki tłumienia pozwalają osiągnąć wyniki dużo bliższe tym otrzymywanym dla modelu nieliniowego w porównaniu do liniowej charakterystyki. Mimo to taka charakterystyka pozostaje jedynie przybliżeniem, dlatego w dalszej pracy zdecydowano się korzystać z charakterystyki tłumienia wyznaczonej w badaniach stanowiskowych.

Do określenia wpływu warunków eksploatacji na trwałość zmęczeniową konieczne było zbudowanie modelu MES pojazdu badawczego, które to zadanie zrealizowano w programie NX Siemens. Aby skrócić czas potrzebny na wykonanie symulacji zastosowano hybrydową, dwuetapową metodę symulacji zmęczeniowej. W pierwszym etapie w Simulinku generowane były sygnały przemieszczeń masy resorowanej, w których uwzględniony był liniowy bądź nieliniowy charakter poszczególnych elementów oraz różne rodzaje profili nierówności nawierzchni dróg oraz prędkości jazdy i obciążenia pojazdu ładunkiem. Sygnały te następnie wprowadzono do systemu NX Siemens jako wymuszenia na wejściu do symulacji wytrzymałościowej. Zastosowanie takiej metody wyeliminowało konieczność korzystania z solwera 401/402, korzystającego z metody bezpośredniego całkowania równań ruchu, przyspieszając znacząco czas realizacji obliczeń i umożliwiając zastosowanie bardziej

zaawansowanego modelowania nierówności dróg oraz charakterystyk elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia.

W celu umożliwienia kompleksowej oceny dynamiki zawieszenia w prowadzonych badaniach, na podstawie analizy literaturowej oraz własnych propozycji/modyfikacji zdefiniowano i zaimplementowano wskaźniki pozwalające oceniać stopień spełnienia kryteriów komfortu, bezpieczeństwa jazdy, zakresu ugięć zawieszenia i trwałości zmęczeniowej. Umożliwiły one analizę uzyskanych w symulacjach danych oraz wyciągnięcie z uzyskanych odpowiedzi dynamicznych wniosków dotyczących wpływu warunków eksploatacji na kryteria oceny zawieszenia.

W wyniku zastosowania opracowanej i zaimplementowanej w środowisku Matlab/Simulink metodyki badawczej otrzymano najważniejsze dla niniejszej rozprawy wnioski dotyczące **wplywu różnych warunków eksploatacji (rodzajów wymuszeń kinematycznych - zależnych od profili nierówności i prędkości jazdy oraz wartości statycznego obciążenia ładunkiem) jednocześnie na kryteria komfortu, bezpieczeństwa jazdy oraz trwałości zmęczeniowej konstrukcji pojazdu oraz metodyki tych wpływów w początkowym okresie projektowania zawieszenia.**

1. Po pierwsze stwierdzono, że z warunków eksploatacji największy wpływ na otrzymane wyniki ma klasa drogi, po jakiej porusza się pojazd. Pogorszenie się klasy drogi powoduje około dwukrotny wzrost zarówno wskaźnika dyskomfortu jak i współczynnika bezpieczeństwa, prawie trzykrotne zwiększenie zakresów ugięć zawieszenia, natomiast uszkodzenia zmęczeniowe rosną średnio 5000 razy. Pod względem wpływu na wyniki, drugie jest obciążenie statyczne, które obniża o średnio 70% (60 kg→205 kg) lub o kolejne 40% (205 kg→350 kg) wskaźnik dyskomfortu i podobnie wpływa na wskaźnik bezpieczeństwa. Jego wpływ na uszkodzenie zmęczeniowe jest dużo mniejszy i średnio jest pięciokrotny. Wpływ obciążenia jest również większy dla przejścia z 60 kg do 205 kg (20% do 120% większe ugięcia) niż dla przejścia z 205 kg do 350 kg (10% do 50% wzrostu). Relatywnie najmniejszy wpływ dla większości analizowanych przypadków miała prędkość jazdy, której zwiększenie powodowało zazwyczaj wzrosty o wartościach między 10% a 25% (komfort, bezpieczeństwo i ugięcia zawieszenia). Jedynie w przypadku uszkodzeń zmęczeniowych zwiększenie prędkości powodowało wzrosty piętnasto- do dwudziestokrotne.

2. Kluczowe znaczenie na osiągnięte wartości odpowiedzi dynamicznych ma typ zastosowanego modelu, którego pominięcie powoduje niedoszacowanie wskaźników komfortu o średnio 30-40% i przynajmniej dziesięć- do ponad osiemsetkrotnego przeszacowania wytrzymałości zmęczeniowej elementów konstrukcji. Znaczenie typu modelu rośnie przy tym wraz ze wzrostem obciążenia statycznego. Nieliniowość modelu ma mniejszy, choć nadal zauważalny wpływ na wartość DLC (zwiększa go o 5% do 15%) oraz zakres ugięć zawieszenia (które rosną dla modelu nieliniowego o ok. 15% przy pustej przyczepie i spadają średnio o 25% dla pełnej i w połowie pełnej). Wskazuje to jednoznacznie na konieczność uwzględnienia nieliniowości charakterystyk przy modelowaniu dynamiki pojazdu.

Wnioski metodyczne

W toku realizacji celów merytorycznych, osiągnięto także szereg celów metodycznych. Oprócz implementacji metod i narzędzi przedstawionych w literaturze przedmiotu opracowano:

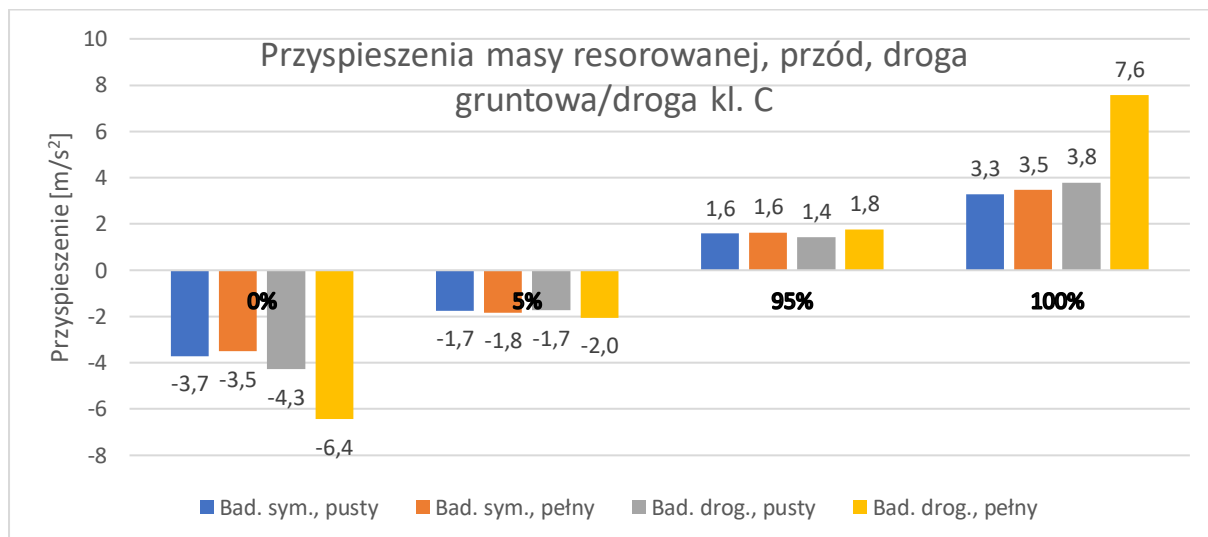
- **autorską metodę estymacji wymuszenia kinematycznego na podstawie przyspieszeń masy nieresorowanej wraz z zaproponowanymi metodami obróbki sygnałów wejściowych i wyjściowych;** metoda, choć wymaga dalszego udoskonalenia, została z sukcesem przetestowana pod względem poprawności ideowej metody odtwarzania sygnału,
- **metodę estymacji nieliniowego zachowania amortyzatora za pomocą biliniowej charakterystyki tłumienia na podstawie znanych funkcji przejścia (funkcji odpowiedzi częstotliwościowej) zawieszenia,**
- **hybrydową metodę oceny uszkodzeń zmęczeniowych z wykorzystaniem dwuetapowej symulacji,** w której model dynamiki pionowej w Simulinku generuje przebiegi przemieszczeń masy resorowanej służące jako zadane wymuszenie w modelu MES.

Zaimplementowane oraz opracowane metody przedstawiono w formie schematów ułatwiających zrozumienie oraz ewentualne odtworzenie działań wykonanych przez autora.

Wnioski uytylitarne

Metodyka przedstawiona w pracy oraz powstałe na podstawie jej wdrożenia wyniki, poza swoją wartością teoretyczną i naukową, niosą także wartość uytylitarną. Narzędzia zbudowane przy działaniach nad rozprawą posłużyły do oceny projektowanego zawieszenia

lekkiego elektrycznego pojazdu opracowywanego przez firmę Messor. Prace składały się z dwóch etapów – badań symulacyjnych na wczesnym etapie projektowania oraz weryfikacji eksperymentalnej w badaniach drogowych prototypu. Przeprowadzono je dla kilku różnych nawierzchni, prędkości jazdy oraz poziomego obciążenia. W symulacjach wymuszenia generowano na podstawie gęstości widmowych mocy – nie odpowiadały one więc idealnie drogom, na których testowano następnie prototyp. Mimo to uzyskano zadowalające wyniki, których przykład przedstawia Rys. 9.1.



Rys. 9.1 Porównanie wyników badań symulacyjnych i eksperymentalnych dla przyspieszeń masy resorowanej.

Zaproponowane podejście jest całościową metodyką oceny dynamiki pionowej pojazdu (zawieszenia) od opisu nierówności, poprzez modelowanie dynamiki zawieszenia po sposób przetwarzania wyników badań symulacyjnych. Ponadto, możliwe jest także wykorzystanie go do oceny wyników badań eksperymentalnych. Sposób ten pozwala na interpretację odpowiedzi dynamicznych celem oceny jakości pracy zawieszenia we wszystkich istotnych kryteriach jego pracy.

Perspektywy dalszych prac badawczych

Przeprowadzone badania oczywiście nie wyczerpują wszystkich możliwych ścieżek badawczych związanych z tematem dynamiki pionowej zawieszonych. Autorska metoda VRPC wymaga dalszego udoskonalenia, aby mogła być użyta do miarodajnego estymowania wymuszeń kinematycznych w przejazdach drogowych. Polepszyć wyniki pod względem ich pewności i powtarzalności może także modyfikacja hybrydowej metody symulacji wytrzymałości zmęczeniowej przez uwzględnienie w niej większej liczby węzłów.

Podsumowanie

Reasumując, w niniejszej rozprawie przedstawiono rozwiązanie problemu badawczego dotyczącego braku kompleksowych informacji nt. wpływu warunków eksploatacji i typu modelu symulacyjnego na otrzymywane odpowiedzi dynamiczne. Użyto połączenia ogólnie dostępnych metod jak i autorskich opracowań, które przystosowano do użycia w symulacjach odpowiedzi dynamicznych pojazdu. Opracowano i zbudowano szereg modeli pojazdu, wliczając w to liniowy i nieliniowy model dynamiki pionowej pojazdu oraz model MES. W ten sposób uwzględniono wszystkie kryteria oceny zawieszenia oraz zmienne opisujące warunki eksploatacji wymienione w problemie badawczym, dzięki czemu można było wykonać badania symulacyjne odpowiedzi dynamicznych zawieszenia, w tym także symulacje wytrzymałościowe przeprowadzone autorskim tokiem.

Otrzymane wyniki pozwoliły na dokonanie analizy i sformułowanie najważniejszych wytycznych dotyczących prowadzenia badań symulacyjnych wybranych odpowiedzi dynamicznych pojazdu dla zróżnicowanych warunków eksploatacji i sformułowanie wynikających z tych badań wniosków merytorycznych.

Bibliografia

- [1] Z. Lozia and P. Zdanowicz, "Optimization of damping in the passive automotive suspension system with using two quarter-car models," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 148, no. 1, 2016.
- [2] A. Czemplik, *Praktyczne wprowadzenie do opisu, analizy i symulacji dynamiki obiektów*. Wrocław: Politechnika Wroclawska, 2012.
- [3] A. Mitura, "Modelowanie drgań nieliniowego zawieszenia pojazdu samochodowego z tłumieniem magnetoreologicznym," 2010.
- [4] C. Q. Liu and R. L. Huston, *Principles of Vibration Analysis With Applications in Automotive Engineering*. 2011.
- [5] W. Siłka, *Teoria ruchu samochodu*. Warszawa: Wydawnictwa Naukowo - Techniczne, 2002.
- [6] L. Prochowski, *Mechanika ruchu*. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 2005.
- [7] A. Reński, *Budowa samochodów. Układy hamulcowe i kierownicze oraz zawieszenia*. Warszawa: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 1997.
- [8] H. S. Rowell, "Principles of Vehicle Suspension," *Proc. Inst. Automob. Eng.*, vol. 17, no. 1, 1922.
- [9] M. Mitschke, *Teoria samochodu. Dynamika samochodu*. 1977.
- [10] Z. Lozia, "Wybrane zagadnienia symulacji cyfrowej procesu hamowania samochodu dwuosioowego na nierównej nawierzchni drogi," Politechnika Warszawska, 1985.
- [11] E. Kamiński and J. Pokorski, *Dynamika zawieszonych i układów napędowych pojazdów samochodowych*. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1983.
- [12] T. Kasprzyk and L. Prochowski, *Obciążenia dynamiczne zawieszonych*. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1990.
- [13] J. Łuczko and U. Ferdek, "Non-linear analysis of a quarter-car model with stroke-dependent twin-tube shock absorber," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 115, pp. 450–468, 2019.
- [14] S. Ebrahimi-Nejad, M. Kheybari, and S. V. N. Borujerd, "Multi-objective optimization of a sports car suspension system using simplified quarter-car models," *Mech. Ind.*, vol. 21, no. 4, 2020.
- [15] J. C. Wambold, *Road roughness effects on vehicle dynamics*. ASTM International, 1985.
- [16] W. N. Patten, R. M. Chalasani, D. Allsup, and J. Blanks, "ANALYSIS OF CONTROL ISSUES FOR A FLEXIBLE ONE-HALF CAR SUSPENSION MODEL," in *1990 American Control Conference*, 1990, pp. 1363–1368.
- [17] E. Esmailzadeh and F. Fahimi, "Optimal adaptive active suspensions for a full car model," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 27, no. 2, pp. 89–107, 1997.
- [18] S. K. Sharma, V. Pare, M. Chouksey, and B. R. Rawal, "Numerical Studies Using Full Car Model for Combined Primary and Cabin Suspension," *Procedia Technol.*, vol. 23, pp. 171–178, 2016.
- [19] R. Desai, A. Guha, and P. Seshu, "A Comparison of Quarter, Half and Full Car Models for Predicting Vibration Attenuation of an Occupant in a Vehicle," *J. Vib. Eng. Technol.*, vol. 9, no. 5, pp. 983–1001, 2021.
- [20] A. G. Thompson, "Optimum Damping in a Randomly Excited Non-Linear Suspension," in *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Automobile Division*, 1969, pp. 169–184.
- [21] B. A. Abebe, J. Santhosh, A. A. Ahmed, P. Murugan, and N. Ashok, "Non-Linear Mathematical Modelling for Quarter Car Suspension Model," *Int. J. Emerg. Technol.*, vol. 11, no. 5, pp. 536–544, 2020.
- [22] P. Zdanowicz and Z. Lozia, "Wyznaczenie optymalnej wartości współczynnika asymetrii amortyzatora pasywnego zawieszenia samochodu z wykorzystaniem modelu „ćwiartki samochodu”," *Pr. Nauk.*

- Politech. Warsz. Transp.*, no. 119, pp. 249–265, 2017.
- [23] D. Ben Hassen, M. Miladi, M. S. Abbes, S. Caglar Baslamisli, F. Chaari, and M. Haddar, “Estimation of Road Disturbance for a Non Linear Half Car Model Using the Independent Component Analysis,” *Appl. Cond. Monit.*, vol. 12, pp. 96–103, 2018.
- [24] F. Hasbullah, W. F. Faris, F. J. Darsivan, and M. Abdelrahman, “Ride comfort performance of a non-linear full-car using active suspension system with active disturbance rejection control and input decoupling transformation,” *Int. J. Heavy Veh. Syst.*, vol. 26, no. 2, 2019.
- [25] M. Mitschke, *Dynamika samochodu t.2 Drgania*. Warszawa: Wydawnictwo Komunikacji i Łączności, 1989.
- [26] J. Melcer, E. Merčiaková, M. Kúdelčíková, and V. Valášková, “Vehicle response to kinematic excitation, numerical simulation versus experiment,” *Mathematics*, vol. 9, no. 6, pp. 1–23, 2021.
- [27] Z. Klockiewicz, G. Ślaski, and M. Spadło, “Simulation study of the method of random kinematic road excitation’s reconstruction based on suspension dynamic responses with signal disruptions,” *Vib. Phys. Syst.*, vol. 30, no. 2, 2019.
- [28] Z. Klockiewicz and G. Ślaski, “The method of estimating kinematic road excitation with use of real suspension responses and model,” *Vib. Phys. Syst.*, vol. 30, no. 2, 2019.
- [29] O. Kropáč and P. Můčka, “Be careful when using the International Roughness Index as an indicator of road unevenness,” *J. Sound Vib.*, vol. 287, no. 4–5, pp. 989–1003, 2005.
- [30] E. J. O’Brien, P. J. McGetrick, and A. González, “Identification of Road Irregularities via Vehicle Accelerations,” *Transp. Res. Arena Eur.*, pp. 7–10, 2010.
- [31] D.-W. Park, A. T. Papagiannakis, and I. T. Kim, “Analysis of dynamic vehicle loads using vehicle pavement interaction model,” *KSCCE J. Civ. Eng.*, vol. 18, pp. 2085–2092, 2014.
- [32] P. Můčka, G. J. Stein, and P. Tobolka, “Whole-body vibration and vertical road profile displacement power spectral density,” *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 58, no. 4, pp. 630–656, 2020.
- [33] H. Pikosz and G. Ślaski, “Charakterystyki elementów sprężystych i tłumiących zawieszenia samochodu osobowego oraz zastępcze charakterystyki ich modeli,” *Logistyka*, no. 2, 2010.
- [34] K. Dąbrowski, “Algorytmizacja adaptacyjnego sterowania tłumieniem zawieszenia samochodu dla uwzględnienia zmienności warunków eksploatacji,” 2018.
- [35] B. L. Boada, M. J. L. Boada, and H. Zhang, “Sensor Fusion Based on a Dual Kalman Filter for Estimation of Road Irregularities and Vehicle Mass under Static and Dynamic Conditions,” *IEEE/ASME Trans. Mechatronics*, vol. 24, no. 3, pp. 1075–1086, 2019.
- [36] D. Cebon, “Vehicle-Generated Road Damage: A Review,” *Int. J. Veh. Mech. Mobil.*, vol. 18, no. 1–3, pp. 107–150, 1989.
- [37] E. Kurakina and S. Evtiukov, “Impact of static and dynamic loads of vehicles on pavement,” *E3S Web Conf.*, vol. 164, 2020.
- [38] J. Celko, M. Decký, and M. Kováč, “an Analysis of Vehicle – Road Surface Interaction for Classification of Iri in the Frame of Slovak Pms,” *Sci. Technol.*, no. 1, pp. 15–21, 2009.
- [39] D. He, W. He, and X. Song, “Efficient predictive cruise control of autonomous vehicles with improving ride comfort and safety,” *Meas. Control (United Kingdom)*, vol. 53, no. 1–2, pp. 18–28, 2020.
- [40] P. J. McGetrick, C.-W. Kim, A. Gonzalez, and E. J. Obrien, “Dynamic Axle Force and Road Profile Identification Using a Moving Vehicle,” *Int. J. Archit. Eng. Constr.*, vol. 2, no. 1, pp. 1–16, 2013.
- [41] G. Loganathan, K. Vinoth Kumar, and S. Madhu, “Flexural and fatigue of a composite leaf spring using finite element analysis,” *Mater. Today Proc.*, vol. 22, no. 3, pp. 1014–1019, 2020.
- [42] D. Pastorcic, G. Vukelic, and Z. Bozic, “Coil spring failure and fatigue analysis,” *Eng. Fail. Anal.*, vol. 99, pp. 310–318, 2019.

- [43] M. Zehsaz, M. H. Sadeghi, M. M. Etefagh, and R. Hassannejad, "Fatigue strength of a chassis of a semi-heavy truck under dynamic loads due to real road roughness," *Trans. Famena*, vol. 38, no. 4, pp. 89–105, 2014.
- [44] G. Leister, *Passenger Car Tires and Wheels. Development-Manufacturing-Application*. Wiesbaden: Springer Nature, 2015.
- [45] M. Spadło, "Adaptacja metod analizy zmęczeniowej w aspekcie stochastyki obciążeń dla maszyn rolniczych," Politechnika Poznańska, 2014.
- [46] J. Cesbron, F. Anfosso-Lédée, D. Duhamel, H. Ping Yin, and D. Le Houédec, "Experimental study of tyre/road contact forces in rolling conditions for noise prediction," *J. Sound Vib.*, vol. 320, no. 1–2, pp. 125–144, 2009.
- [47] H. Wang, T. Nagayama, and D. Su, "Estimation of dynamic tire force by measurement of vehicle body responses with numerical and experimental validation," *Mech. Syst. Signal Process.*, vol. 123, pp. 369–385, 2019.
- [48] M. Sayers and S. Karamihas, "The little book of profiling Basic Information about Measuring and Interpreting Road Profiles," *Univ. Michigan*, no. September, p. 100, 1998.
- [49] T. Kasprzyk and L. Prochowski, *Teoria samochodu. Obciążenia dynamiczne zawiesznień*. 1990.
- [50] J. H. Woodstrom, *Measurements, Specifications, and Achievement of Smoothness for Pavement Construction*. 1990.
- [51] M. G. Lay, *Ways of the World: A History of the World's Roads and of the Vehicles that Used Them*. 1992.
- [52] M. Sayers, "Two Quarter-Car Models for Defining Road Roughness: IRI and HRI," *Transp. Res. Rec.*, no. 6, pp. 165–172, 1995.
- [53] A. González, E. J. O'Brien, Y. Y. Li, and K. Cashell, "The use of vehicle acceleration measurements to estimate road roughness," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 46, no. 6, pp. 483–499, 2008.
- [54] A. Wiśniewski, "Modelowanie losowych wymuszeń kinematycznych drogi," p. 2016, 2016.
- [55] ISO, "INTERNATIONAL STANDARD ISO profiles — Reporting of measured data," vol. 8608, 1997.
- [56] P. Múčka, "Road waviness and the dynamic tyre force," *Int. J. Veh. Des.*, vol. 36, no. 2/3, p. 216, 2005.
- [57] P. Múčka, "Simulated Road Profiles According to ISO 8608 in Vibration Analysis," *J. Test. Eval.*, vol. 46, no. 1, p. 20160265, 2017.
- [58] E. V. Balakina, V. N. Zadornov, D. S. Sarbaev, I. V. Sergienko, and Y. N. Kozlov, "The calculation method of the length of contact of car tires with the road surface," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 632, no. 1, 2019.
- [59] R. W. Rotenberg, *Zawieszenie samochodu*. 1974.
- [60] D. Ryba, *Improvements of dynamic characteristics of automobile suspension systems*. 1974.
- [61] P. Zdanowicz, "Problematyka oceny stanu amortyzatorów na stanowisku EUSAMA," *Logistyka*, vol. 4, 2010.
- [62] P. Múčka, "Current approaches to quantify the longitudinal road roughness," *Int. J. Pavement Eng.*, vol. 17, no. 8, pp. 659–679, 2016.
- [63] P. Múčka, "International Roughness Index specifications around the world," *Road Mater. Pavement Des.*, vol. 18, no. 4, pp. 929–965, 2017.
- [64] M. Doumiati, A. Victorino, A. Charara, and D. Lechner, "Estimation of road profile for vehicle dynamics motion: Experimental validation," *Proc. 2011 Am. Control Conf.*, pp. 5237–5242, 2011.
- [65] R. N. Jazar, *Vehicle Dynamics. Theory and Application*. Springer, 2008.
- [66] S. M. Savaresi, C. Poussot-Vassal, C. Spelta, O. Sename, and L. Dugard, *Semi-Active Suspension Control*

- Design for Vehicles*. 2010.
- [67] K. Bogsjö, K. Podgórski, and I. Rychlik, "Models for road surface roughness," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 50, no. 5, pp. 725–747, 2012.
- [68] R. V. Dukkipati, J. Pang, M. S. Qatu, G. Sheng, and Z. Shuguang, *Road Vehicle Dynamics*. 2008.
- [69] P. Johannesson and I. Rychlik, "Laplace processes for describing road profiles," *Procedia Eng.*, vol. 66, pp. 464–473, 2013.
- [70] P. Johannesson and I. Rychlik, "Modelling of road profiles using roughness indicators," *Int. J. Veh. Des.*, vol. 66, no. 4, p. 317, 2014.
- [71] G. Rill, "Vehicle Dynamic: Short Course," p. 190, 2007.
- [72] Z. Klockiewicz, G. Ślaski, and K. Dabrowski, "Simulation investigation of individual bumps recognition possibilities for damping control and possible suspension performance improvements," *2020 12th Int. Sci. Conf. Automot. SAFETY, Automot. Saf. 2020*, 2020.
- [73] D. Więckowski, K. Dąbrowski, and G. Ślaski, "Adjustable shock absorber characteristics testing and modelling," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 421, no. 2, 2018.
- [74] "1-D Lookup Table." [Online]. Available: <https://www.mathworks.com/help/simulink/slref/1dlookuptable.html>.
- [75] K.-S. Hong, H.-C. Sohn, and J. K. Hedrick, "Modified Skyhook Control of Semi-Active Suspensions: A New Model, Gain Scheduling, and Hardware-in-the-Loop Tuning," *J. Dyn. Syst. Meas. Control*, vol. 124, no. 1, pp. 158–167, 2002.
- [76] G. Reina and G. Delle Rose, "Active vibration absorber for automotive suspensions: A theoretical study," *Int. J. Heavy Veh. Syst.*, vol. 23, no. 1, pp. 21–39, 2016.
- [77] S. Hegazy and A. Sharaf, "Ride Comfort Analysis Using Quarter Car Model," *Int. Conf. Aerosp. Sci. Aviat. Technol.*, vol. 15, no. AEROSPACE SCIENCES, pp. 1–11, 2013.
- [78] Z. Klockiewicz and G. Ślaski, "The estimation of frequency response of nonlinear quarter car model and bilinear model of damper characteristics," *IOP Conf. Ser. Mater. Sci. Eng.*, vol. 1247, no. 1, p. 012007, 2022.
- [79] D. Karnopp, "How significant are transfer function relations and invariant points for a quarter car suspension model?," *Veh. Syst. Dyn.*, vol. 47, no. 4, pp. 457–464, 2009.
- [80] A. Czemplik, *Modele dynamiki układów fizycznych dla inżynierów*. Wydawnictwo Naukowe PWN, 2018.
- [81] D. Borkowski, "Symulacyjne badanie nieparametrycznej metody estymacji impedancji sieci energetycznej," in *XV Sympozjum Modelowanie i Symulacja Systemów Pomiarowych*, 2005.
- [82] D. Stranneby, *Cyfrowe przetwarzanie sygnałów. Metody, algorytmy, zastosowania*. Warszawa: Wydawnictwo BTC, 2004.
- [83] G. Ślaski, *Studium projektowania zawiesznień samochodowych o zmiennym tłumieniu*. Poznań: Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, 2012.
- [84] Z. Klockiewicz, G. Ślaski, and M. Spadło, "THE INFLUENCE OF THE CONDITIONS OF USE AND THE TYPE OF MODEL USED ON THE VERTICAL DYNAMIC RESPONSES OF A CAR SUSPENSION," vol. 85, no. 3, pp. 57–82, 2019.
- [85] "Surface-to-Surface Gluing dialog box (Simcenter Samcef Thermal)." [Online]. Available: <https://docs.sw.siemens.com/en-US/doc/289054037/PL20201105153211099.advanced/xid1126518>.
- [86] E. Tompkins, *The History of the Pneumatic Tyre*. 1981.
- [87] P. S. Els, N. J. Theron, P. E. Uys, and M. J. Thoreson, "The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles," *J. Terramechanics*, vol. 44, no. 4, pp. 303–317, 2007.

- [88] International Organization for Standardization, "ISO 2631-5," *Shock*, vol. 2004, 2004.
- [89] ISO-2631, "Mechanical vibration and shock evaluation of human exposure to whole-body vibration.," vol. 1997, 1997.
- [90] E. Kardas-Cinal and Z. Lozia, "Porównanie poziomu symulowanych drgań oddziałujących na pasażera/ładunek samochodu i pojazdu szynowego," *Logistyka*, vol. 4, pp. 417–426, 2016.
- [91] Acoustical Society of America and A. S. R., "American National Standard - Specification for Octave-Band and Fractional-Octave-Band Analog and Digital Filters," *Am. Natl. Stand. Acoust.*, vol. 1986, no. 734, pp. 1–44, 1986.
- [92] M. Pierewicz and W. Buczek, "Badanie amortyzatorów. Tajemnice wyników," *OFF-ROAD.pl*. [Online]. Available: <https://www.off-road.pl/badanie-amortyzatorow-tajemnice-wynikow/>.
- [93] S. Kocańda and J. Szala, *Podstawy obliczeń zmęczeniowych*. Warszawa: Wydawnictwo Naukowe PWN, 1997.
- [94] P. Romanowicz, "Analiza zmęczeniowa wybranych elementów maszyn pracujących w warunkach kontaktu tocznego," Politechnika Krakowska, 2009.
- [95] B. Ligaj and G. Szala, "ELEMENTÓW KONSTRUKCYJNYCH Z ZASTOSOWANIEM DWUPARAMETRYCZNYCH CHARAKTERYSTYK ZMĘCZENIOWYCH," vol. 3, no. 2, pp. 47–51, 2009.
- [96] G. Szala and B. Ligaj, *Dwuparametryczne charakterystyki zmęczeniowe stali konstrukcyjnych i ich eksperymentalna weryfikacja*. Radom: Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji, 2011.
- [97] W. Osmólski, "Metody modelowania widm obciążeń maszyn rolniczych. Raport końcowy z projektu badawczego nr 68/2007/DC/PR," Poznań, 2007.
- [98] P. Andrade, J. Santos, and P. Escórcio, "Direct integration methods versus modal superposition method, on predicting staircases vibrations," *Procedia Struct. Integr.*, vol. 28, pp. 279–286, 2020.
- [99] G. Liu, D. Wang, and Z. Hu, "Application of the Rain-flow Counting Method in Fatigue," in *2nd International Conference on Electronics, Network and Computer Engineering*, 2016, pp. 232–236.
- [100] J. S. Bendat and A. G. Piersol, *Random Data. Analysis and Measurement Procedures*, 4th ed. New Jersey: A John Wiley & Sons, Inc., 2010.
- [101] H. Zhivomirov and I. Nedelchev, "A method for signal stationarity estimation," *Rom. J. Acoust. Vib.*, vol. 17, no. 2, pp. 149–155, 2020.
- [102] N. Idaszewska, K. Bieńczak, G. M. Szymański, and E. Janeba-Bartoszewicz, "Wpływ drgań generowanych podczas transportu na cechy fizykochemiczne pomidorów," *Inżynieria i Apar. Chem.*, vol. 6, pp. 198–199, 2017.

Załącznik A

```
wymuszenie=0; % zamienia profil na wymuszenie kinematyczne poprzez
filtrację stałym śladem
jaka_droga='C'; % dostępne opcje: 'A', 'B' i 'C'

podzialka_drogi=0.01; % [m]
min_dlugosc_fali=0.2; % [m]
max_dlugosc_fali=90; % [m]

switch jaka_droga
    case 'A'
        dlugosc_profilu=100; % 206 -Długość profilu kl. A odpowiadająca 1
min jazdy
        v=150*5/18;
    case 'B'
        dlugosc_profilu=147; % 147 -Długość profilu kl. B odpowiadająca 1
min jazdy
        v=90*5/18;
    case 'C'
        dlugosc_profilu=140; % Długość profilu kl. C odpowiadająca 1 min
jazdy
        v=80*5/18;
end

[droga,profil]=Generator_profilu_ISO8608_Peter_Mucka_f(jaka_droga,podzialka
_drogi,min_dlugosc_fali,max_dlugosc_fali,dlugosc_profilu);

[profil,droga]=filtracja_ss(profil,droga,0.08);
```

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

```
function
[droga,profil]=Generator_profilu_ISO8608_Peter_Mucka_f(klasa,podzialka_drog
i,min_dlug_fali,max_dlug_fali,liczba_powtorzen)

% GENERATOR_PROFILU_ISO8608_PETER_MUCKA_F generuje profil nawierzchni
zgodnie z normą ISO 8608. Argumenty wejściowe:
% - klasa - wpisana w cudzysłowie litera od A do H, oznaczająca klasę
drogi.
switch klasa
    case 'A'
        phiOm0 = 1;
    case 'B'
        phiOm0 = 4;
    case 'C'
        phiOm0 = 16;
    case 'D'
        phiOm0 = 64;
    case 'E'
        phiOm0 = 256;
    case 'F'
        phiOm0 = 1024;
    case 'G'
        phiOm0 = 4096;
    case 'H'
        phiOm0 = 16384;
end
B0=podzialka_drogi;
L1=min_dlug_fali;
L2=max_dlug_fali;
q=liczba_powtorzen;
%To jest wartość częstości kołowej [m^3], obliczenia wykonywane są w tej
właśnie dziedzinie
phiOm0=phiOm0*10^-6;
%Liczba współczynników Fouriera - liczba składowych sinusów sygnału
N=1024;
%Liczba nienakładających się bloków sygnału - liczba powtórzeń sygnału
% STAŁE
% Om0 - częstotliwość kołowa przestrzenna odniesienia wg. ISO8608 (rad/m)
%w - współczynnik falistości, zalecenia: dla klas A i B w=2, dla klas
powyżej B w=2...2.6
w=2;
%=====
[hx,~,~,x,~,~]=roadprKLOCKIEWICZ (B0,L1,L2,phiOm0,w,N,q);
droga=x;
profil=hx;
```

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

```
function [hsum,Lkr,Lfin,L,om,Pom] = roadprKLOCKIEWICZ(Lkr,L1,L2,Gh0,k,N,q)

% Generator of random profile defined by road profile vertical
displacement PSD parameters (ISO 8608: 2016)
% - unevenness index (Gh0) and waviness (spectrum slope) (k):
%
% Lkr - sampling interval (m)
% L1 - minimal wavelength of generated profile [m],
% L2 - maximum wavelength of generated profile [m],
% Gh0 - PSD (one-sided) of the vertical road profile displacement
% at reference angular frequency, om0 = 1 rad/m; [m^3/rad]
% k - waviness (slope of the straight line approximation of a raw
PSD);
% N - number of fourier coefficients;
% q - number of non-overlapped signal blocks;
%
% Example of function calling in Matlab Command Window:
% Lkr = 0.1; L1 = 0.3534; L2 = 90.9; Gh0 = 1e-6; k = 2; NFFT = 1024; q =
4;
% [hsum,Lkr,Lfin] = roadprBOTHA(Lkr,L1,L2,Gh0,k,NFFT,q);
%
% (c) Peter MUCKA, Institute of Materials and Machine Mechanics, Slovak
Academy of Sciences - January, 2017

wmin = 2*pi/L2; wmax = 2*pi/L1; % range of angular spatial frequency
[rad/m] of artificial profile
nmax = 1/L1; % range of wavenumber [1/m] of artificial profile

w0 = 1; % reference angular spatial frequency, w0 = 1 rad/m

NN = q*N; % number of profile samples

Lfin = (NN - 1)*Lkr; % total length (m) of generated random profile
L = 0:Lkr:Lfin; % distance vector
w = linspace(wmin,wmax,N)'; % equally spaced vector of angular spatial
frequency (wmin, wmax) of length N

deltaw = w(2) - w(1); % difference in angular spatial frequency
Gh = Gh0*(w/w0).^(-k); % vertical displacement PSD (m^3/rad)
fi0 = rand(N,1)*2*pi; % randomly distributed phase (0-2*pi)

W = w(:,ones(1,NN));
GH = Gh(:,ones(1,NN));
FI0 = fi0(:,ones(1,NN));
LL = L(ones(1,N),:);

% GENERATION OF ARTIFICIAL ROAD PROFIL IN RANGE: Lmin - Lmax

h = sqrt(2*GH.*deltaw).*cos(LL.*W + FI0);
hsum = sum(h); % sum of signals h(wmin) + ... + h(wmax)

%figure(1), clf,
%plot(L,hsum*100,'k','linewidth',1), xlabel('\itl [m]','fontsize',16),
ylabel('\ith [cm]','fontsize',16),
%set(gca,'xlim',[0 Lfin]),

% CALCULATION OF ROAD UNEVENNESS PSD

NOV = 1/2*N; % number of samples to overlap
dm = 'mean'; % detrending mode of signal
```

```
% Welch's power spectral density estimate
% Using of Cosine Digital Tapering Window (CDTW)
[Psigma,sigma] = psd(hsum,N,1/Lkr,cdtw(N),NOV,dm); % PSD estimation as a
function of wavenumber (1/m)

% PSD as a function of angular spatial frequency (rad/m)
om = sigma*2*pi;          om = om(om <= wmax);
Pom = Psigma./(2*pi*nmax*(L1/(2*Lkr))); Pom = Pom(1:length(om));

% Estimation of displacement PSD parameters - Gh0sim =unevnnness index,
ksim = wavinness
om(1) = []; Pom(1) = []; % ignore the first point of spectrum
```

```
function
[profil_po_filtrze, droga_po_filtrze]=filtracja_ss(profil_org, droga_org, dlugosc_polowy_sladu)
% FILTRACJA_SS Tworzy wektor profilu poddanego filtracji opony o stałej
długości śladu, na podstawie wprowadzonego profilu przed filtracją oraz
długości połowy śladu.
% Wielkości powinny być podane w jednostkach podstawowych układu SI -
profil, droga oraz długość połowy śladu w [m].
% Składnia funkcji:
%
[profil_po_filtrze, droga_po_filtrze]=filtracja_ss(profil_org, droga_org, dlugosc_polowy_sladu)
%
% profil_org - oryginalny, niefiltrowany profil nierówności drogi. Musi
mieć formę wektora o jednym wierszu lub kolumnie.
%
% droga_org - punkty, dla których określony jest profil. Musi mieć formę
wektora o jednym wierszu lub kolumnie.
%
% dlugosc_polowy_sladu - długość połowy styku opony z nawierzchnią.
Zazwyczaj mieści się w granicach między 0.08 a 0.14 m.

blad=0;

[M1,N1]=size(droga_org);
[M2,N2]=size(profil_org);
if (M1~=1 && N1~=1) || (M2~=1 && N2~=1)
    fprintf('\n');    disp('Wektory drogi i/lub profilu mają więcej niż
jeden wiersz bądź kolumnę.');
```

```
    fprintf('\n');
    blad=1;
end

if ((~((M1==M2 && N1==N2) || (M1==N2 && N1==M2))) && blad==0)
    fprintf('\n');    disp('Wektory drogi i profilu wyjściowego mają różną
długość.');
```

```
    fprintf('\n');
    blad=1;
else
    if M1~=1 && blad==0
        droga_org=droga_org';
    end
    if M2~=1 && blad==0
        profil_org=profil_org';
    end
end

if blad==0
    podzialka=diff(droga_org);

while isempty(find(podzialka<=0))==0
    addpath('C:\Users\zbysz\OneDrive -
put.poznan.pl\Dokumenty\Doktorat\Skrypty Matlab\Funkcje\Inne')
    [droga_org, profil_org]=monotonizacja(droga_org, profil_org, 0.000001);
    podzialka=diff(droga_org);
end

if max(diff(podzialka))~=0
    ds=min(podzialka);
    liczba_podzialow=ceil(max(droga_org)/ds);
    linearyzator=linspace(min(droga_org), max(droga_org), liczba_podzialow);
```

```
addpath('C:\Users\zbysz\OneDrive -  
put.poznan.pl\Dokumenty\Doktorat\Skrypty Matlab\Raport SBAD 2020')  
open('linearyzacja_dziedziny.slx')  
options = simset('SrcWorkspace','current'); %Ta linijka powoduje, że  
funkcja używa obecnie istniejącego workspace'a, a nie tego z głównego  
skryptu  
sim('linearyzacja_dziedziny.slx',[],options);  
save_system('linearyzacja_dziedziny.slx')  
close_system('linearyzacja_dziedziny.slx')  
droga_org=linearyzator;  
profil_org=profil_org2(1,:);  
ost_wartosc_profilu=profil_org(1,length(profil_org));  
profil_org(1,length(profil_org)+1)=ost_wartosc_profilu;  
clear profil_org2 tout  
end  
  
podzialka=diff(droga_org);  
podzialka=podzialka(1,1);  
l=dlugosc_polowy_sladu; % połowa ustalonej długości śladu w [m]  
k=round(1/podzialka); %zmień na ceil do opracowania  
l_d=length(droga_org);  
profil_po_filtrze(1,l_d-2*k)=0;  
droga_po_filtrze(1,l_d-2*k)=0;  
  
for i=1:l_d-2*k  
    profil_po_filtrze(1,i)=trapez(droga_org(1,i:i+2*k-  
1),profil_org(1,i:i+2*k-1))/(2*1);  
    droga_po_filtrze(1,i)=mean(droga_org(1,i:i+2*k));  
end  
ccc=0;  
else  
    profil_po_filtrze=NaN;  
    droga_po_filtrze=NaN;  
end
```

Załącznik B

```
function [P1,ff] = oct3_mod_Zby(x,Fs,N,plot_off) %#ok<*INUSD>
% OCT3 Simple one-third-octave filter bank.
%   OCT3(X) plots one-third-octave power spectra of signal vector X.
%   Implementation based on ANSI S1.11-1986 Order-3 filters.
%   Sampling frequency Fs = 100 Hz. Restricted one-third-octave-band
%   range (from 1 Hz to 20 Hz). RMS power is computed in each band
%   and expressed in dB with 1 as reference level.
%
if ~exist('x','var')
    help oct3
    disp(sprintf('\n   Brak zmiennej wejściowej "x" !!!'))
    return;
end

if ~exist('plot_off','var')
    plot_off=0;
else
    plot_off=1;
end

%pi = 3.14159265358979;

ile=18;
% F = [0.31 0.4 0.5 0.63 0.8 1 1.25 1.6, 2.00 2.5 3.15, 4.0 5.0 6.3, 8.0
10.0 12.50, ...
%   16.0 20.0 25 31.5 40 50 63 80]; % Preferred labeling freq.
%F = [0.63 0.8 1 1.25 1.6, 2.00 2.5 3.15, 4.0 5.0 6.3, 8.0 10.0 12.50, ...
%   16.0 20.0 25 31.5 40 50 63 80]; % Preferred labeling freq.
ff = ((2^(1/3)).^(0:ile-1)); % Exact center freq.
P = zeros(-4,ile);
m = length(x);

scr=get(0,'ScreenSize');
width=560;
height=420;
mypos=[10 scr(4)-height-30 width height];
for i = ile:-1:1
    if plot_off==0
        myfig=figure('Visible','off','Position',mypos);
        set(myfig,'NumberTitle','off','MenuBar','None')
        set(myfig,'Name',sprintf('Filtrowanie danych (%0.2f Hz) - proszę czekać
...',ff(i)));
        set(myfig,'Visible','on');
        hold on;
    end

    mypos=mypos+[25 -25 0 0];

    [B,A] = oct3dsgn(ff(i),Fs,N);
    [B_schem(:,i),A_schem(:,i)] = oct3dsgn(ff(i),Fs,N);
    y(:,i) = filter(B,A,x);
    P(i) = sqrt(sum(y(:,i).^2)/m);

    if plot_off==0
        set(myfig,'Name',sprintf('Filtracja dla Fc= %0.2f Hz
zakończona.w.skut.%0.3f',ff(i),P(i)));
        plot(x,'y');
```



```
%plot(y(:,i)*P(i),'r');
plot(y(:,i),'c');
set(gca,'Fontname','Arial CE');
legend('oryginal','filtrowany'); %,'r','filtr.*sum(y^2)/n');
zoom on;
drawnow;
end
end

% Convert to decibels.
P1=P;
Pref = 1; % Reference level for dB scale.
idx = (P>0);
P(idx) = 10*log10(P(idx)/Pref);
P(~idx) = NaN*ones(sum(~idx),1);
```

Załącznik C

		Klasa A								
		60 kg			205 kg			350 kg		
		80 km/h	110 km/h	140 km/h	80 km/h	110 km/h	140 km/h	80 km/h	110 km/h	140 km/h
Liniowy	minimum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0207	0,0213	0,0237	0,0673	0,0655	0,0688	0,1084	0,1118	0,1082
	maximum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0135	0,0131	0,0119	0,0510	0,0493	0,0501	0,0901	0,0897	0,0879
	rozpiętość całk. ugięć	0,0073	0,0082	0,0118	0,0163	0,0163	0,0187	0,0183	0,0221	0,0203
	wartość 50%	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0173	0,0171	0,0172	0,0585	0,0583	0,0585	0,0995	0,0997	0,0999
wartość 5%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0194	0,0201	0,0205	0,0624	0,0635	0,0644	0,1049	0,1057	0,1066	
wartość 95%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0149	0,0142	0,0137	0,0536	0,0538	0,0526	0,0941	0,0934	0,0935	
rozpiętość 90%	0,0045	0,0060	0,0068	0,0088	0,0097	0,0118	0,0107	0,0124	0,0131	
Nieliniowy	minimum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0274	0,0278	0,0286	0,0697	0,0719	0,0745	0,1102	0,1102	0,1117
	maximum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0197	0,0195	0,0190	0,0594	0,0589	0,0587	0,0944	0,0948	0,0926
	rozpiętość całk. ugięć	0,0077	0,0083	0,0096	0,0103	0,0130	0,0158	0,0158	0,0155	0,0191
	wartość 50%	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0229	0,0235	0,0237	0,0649	0,0654	0,0655	0,1018	0,1019	0,1021
wartość 5%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0256	0,0262	0,0273	0,0679	0,0689	0,0702	0,1053	0,1070	0,1081	
wartość 95%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0207	0,0206	0,0203	0,0612	0,0615	0,0613	0,0977	0,0975	0,0969	
rozpiętość 90%	0,0049	0,0055	0,0070	0,0067	0,0074	0,0090	0,0076	0,0095	0,0112	

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

		Klasa B								
		60 kg			205 kg			350 kg		
		60 km/h	80 km/h	100 km/h	60 km/h	80 km/h	100 km/h	60 km/h	80 km/h	100 km/h
Liniiowy	minimum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0237	0,0253	0,0282	0,0732	0,0759	0,0745	0,1196	0,1180	0,1172
	maximum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0096	0,0091	0,0062	0,0463	0,0412	0,0368	0,0799	0,0768	0,0825
	rozpiętość całk. ugięć	0,0141	0,0163	0,0220	0,0270	0,0348	0,0377	0,0397	0,0412	0,0348
	wartość 50%	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0172	0,0173	0,0173	0,0586	0,0588	0,0587	0,1002	0,1000	0,1001
wartość 5%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0217	0,0222	0,0225	0,0655	0,0650	0,0676	0,1075	0,1106	0,1122	
wartość 95%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0125	0,0119	0,0117	0,0517	0,0519	0,0510	0,0924	0,0905	0,0869	
rozpiętość 90%	0,0092	0,0102	0,0108	0,0138	0,0132	0,0166	0,0151	0,0201	0,0253	
Nieliniowy	minimum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0322	0,0342	0,0370	0,0758	0,0817	0,0813	0,1187	0,1161	0,1179
	maximum	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0142	0,0140	0,0136	0,0547	0,0533	0,0489	0,0903	0,0852	0,0855
	rozpiętość całk. ugięć	0,0180	0,0202	0,0233	0,0211	0,0284	0,0323	0,0284	0,0309	0,0323
	wartość 50%	-	-	-	-	-	-	-	-	-
		0,0243	0,0249	0,0257	0,0661	0,0666	0,0672	0,1029	0,1032	0,1036
wartość 5%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0298	0,0308	0,0319	0,0715	0,0730	0,0742	0,1094	0,1096	0,1129	
wartość 95%	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
	0,0203	0,0199	0,0201	0,0607	0,0602	0,0603	0,0962	0,0958	0,0952	
rozpiętość 90%	0,0095	0,0108	0,0118	0,0108	0,0128	0,0140	0,0132	0,0138	0,0177	

Wpływ wymuszeń kinematycznych i obciążeń zawieszonych pojazdów
na ich trwałość oraz komfort i bezpieczeństwo jazdy

		Klasa C								
		60 kg			205 kg			350 kg		
		40	60	80	40	60	80	40	60	80
		km/h	km/h	km/h	km/h	km/h	km/h	km/h	km/h	km/h
Liniowy	minimum	-0,0307	-0,0312	-0,0333	-0,0752	-0,0832	-0,0843	-0,1304	-0,1283	-0,1383
	maximum	-0,0028	-0,0023	-0,0019	-0,0360	-0,0342	-0,0202	-0,0701	-0,0602	-0,0662
	rozpiętość całk. ugięć	0,0279	0,0289	0,0314	0,0392	0,0490	0,0642	0,0603	0,0681	0,0720
	wartość 50%	-0,0173	-0,0171	-0,0173	-0,0587	-0,0589	-0,0598	-0,1004	-0,1007	-0,1004
	wartość 5%	-0,0247	-0,0259	-0,0274	-0,0714	-0,0725	-0,0771	-0,1164	-0,1207	-0,1208
	wartość 95%	-0,0103	-0,0090	-0,0077	-0,0466	-0,0445	-0,0429	-0,0816	-0,0825	-0,0730
	rozpiętość 90%	0,0143	0,0169	0,0197	0,0248	0,0280	0,0343	0,0349	0,0382	0,0478
	Nieliniowy	minimum	-0,0412	-0,0471	-0,0514	-0,0885	-0,0922	-0,0974	-0,1235	-0,1264
maximum		-0,0148	-0,0132	-0,0147	-0,0493	-0,0462	-0,0381	-0,0838	-0,0794	-0,0697
rozpiętość całk. ugięć		0,0265	0,0338	0,0368	0,0392	0,0461	0,0593	0,0397	0,0470	0,0647
wartość 50%		-0,0263	-0,0274	-0,0282	-0,0676	-0,0689	-0,0698	-0,1040	-0,1053	-0,1065
wartość 5%		-0,0340	-0,0373	-0,0400	-0,0779	-0,0809	-0,0847	-0,1159	-0,1207	-0,1220
wartość 95%		-0,0192	-0,0194	-0,0198	-0,0579	-0,0565	-0,0565	-0,0917	-0,0910	-0,0862
rozpiętość 90%		0,0148	0,0179	0,0202	0,0200	0,0244	0,0282	0,0242	0,0297	0,0358