

MODELOWANIE ZDARZEŃ
W RUCHU DROGOWYM

Jerzy Kisilowski, Jarosław Zalewski

**MODELOWANIE ZDARZEŃ
W RUCHU DROGOWYM**

Monografia

Radom – Warszawa 2016

Jerzy Kisilowski, Jarosław Zalewski

MODELOWANIE ZDARZEŃ W RUCHU DROGOWYM

Monografia

Recenzenci: **prof. dr hab. inż. Stanisław RADKOWSKI**
prof. dr hab. inż. Jan ADAMCZYK

Publikacja została sfinansowana w części dotyczącej Jerzego Kisilowskiego przez Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu, a w części dotyczącej Jarosława Zalewskiego ze środków Wydziału Administracji i Nauk Społecznych Politechniki Warszawskiej.

© Copyright by Jerzy Kisilowski – Uniwersytet Technologiczno-Humanistyczny im. Kazimierza Pułaskiego w Radomiu; Jarosław Zalewski – Wydział Administracji i Nauk Społecznych Politechniki Warszawskiej, Radom – Warszawa 2016

Współpraca wydawnicza: Instytut Technologii Eksploatacji – PIB w Radomiu

ISBN 978-83-7789-434-7

Projekt okładki: Bożena Mazur

Fotografia na okładce: © kalafoto – fotolia.com

Opracowanie wydawnicze: Bożena Mazur, Joanna Fundowicz Joanna Iwanowska



Wydawnictwo Naukowe Instytutu Technologii Eksploatacji – PIB
26-600 Radom, ul. K. Pułaskiego 6/10, tel. centr. (048) 364-42-41, fax (048) 364-47-65
e-mail: instytut@itee.radom.pl <http://www.itee.radom.pl>

2614

SPIS TREŚCI

1. WSTĘP	9
2. WYBRANE ZAGADNIENIA TECHNICZNE RUCHU SAMOCHODU	13
2.1. Wybrane elementy mechaniki ruchu samochodu.....	13
2.2. Zagadnienie mechaniki zderzenia samochodu w ujęciu modelowym	18
2.3. Wybrane aspekty dotyczące symulacji zderzenia samochodów	23
2.4. Zagadnienie stateczności samochodu w ujęciu teoretycznym	24
2.5. Możliwości analizy stateczności pojazdów samochodowych w ujęciu praktycznym	29
3. ZDERZENIA SAMOCHODÓW – WYBRANE ZAGADNIENIA	
3.1. Mechanika zderzenia samochodów.....	31
3.1.1. Zderzenie centralne pojazdów w ruchu płaskim.....	38
3.1.2. Zderzenie mimośrodkowe pojazdów w ruchu płaskim	41
3.1.3. Uwzględnienie szorstkości powierzchni zderzających się samochodów	42
3.1.4. Wykorzystanie współczynników restytucji	48
3.1.5. Zderzenie pojazdów jako ruch złożony	52
3.2. Możliwość zastosowań praktycznych	64
3.2.1. Przykładowe opinie biegłych dotyczące zderzeń	67
3.3. Symulacja komputerowa zderzeń samochodów a obliczenia analityczne	79
3.3.1. Wybrane aspekty komputerowej symulacji zderzenia samochodów	80
3.3.2. Symulacja zderzeń w programach PC-Crash i V-Sim – porównanie	80
3.3.3. Przykładowa symulacja zderzenia czołowego i bocznego w programie PC-Crash.....	85
3.3.4. Analiza deformacji nadwozia samochodów w wyniku symulowanych zderzeń.....	97
3.3.5. Analiza efektów zderzenia pojazdów jako wpływu na ich stateczność	101

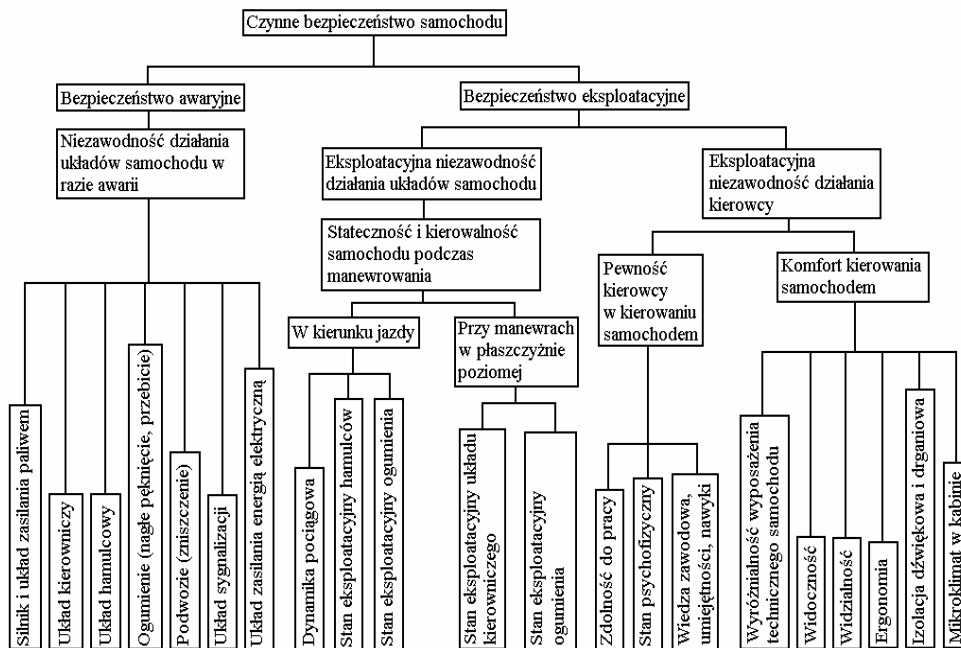
4. ZAGADNIENIE ZMIANY PARAMETRÓW NADWOZIA W WYNIKU ZDERZENIA	105
4.1. Sztywność nadwozia	107
4.2. Parametry masowo-bezwładnościowe samochodów	110
4.3. Możliwość praktycznego zastosowania omawianych metod do badania położenia środka masy i momentów bezwładności pojazdu po wypadku i naprawie.....	124
5. PRZEGLĄD DEFINICJI STATECZNOŚCI MODELI MATEMATYCZNYCH	129
5.1. Stateczność w sensie Lapunowa	131
5.1.1. Stateczność asymptotyczna w sensie Lapunowa	131
5.1.2. Stateczność w sensie Lapunowa przy stale działających zaburzeniach	133
5.2. Stateczność w sensie Lagrange'a	133
5.3. Stateczność orbitalna.....	134
5.4. Stateczność w sensie Poissona	135
5.5. Stateczność techniczna.....	137
5.6. Stateczność techniczna stochastyczna.....	138
5.6.1. Założenia.....	138
5.6.2. Definicja stateczności technicznej stochastycznej.....	139
6. STATECZNOŚĆ SAMOCHODU JAKO OBIEKTU RZECZYWISTEGO WG NORMY ISO 8855:1991	141
6.1. Możliwość porównania stateczności modeli matematycznych ze statecznością obiektów rzeczywistych	142
7. BADANIA SYMULACYJNE STATECZNOŚCI TECHNICZNEJ STOCHASTYCZNEJ MODELU MATEMATYCZNEGO WYBRANEGO TYPU SAMOCHODU	145
7.1. Badanie stateczności technicznej stochastycznej dla wybranych manewrów	168
7.2. Wyniki badań stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu	177
7.3. Dyskusja nad odniesieniem badanych zjawisk do elementów opisanych w definicji stateczności technicznej stochastycznej.....	189
7.4. Porównanie wyników symulacji ze statecznością wg normy ISO 8855:1991.....	198
8. MOŻLIWOŚCI ZASTOSOWAŃ PRAKTYCZNYCH DEFINICJI STATECZNOŚCI TECHNICZNEJ STOCHASTYCZNEJ	203

9. ANALIZA DOTYCZĄCA WYPADKÓW DROGOWYCH W LATACH 1995–2014	211
9.1. Stan analiz dotyczących wypadków drogowych.....	212
9.2. Wyniki wybranych analiz wypadków drogowych w latach 1995–2014	213
9.3. Porównanie z wykorzystaniem wybranych wskaźników wypadkowości.....	215
9.4. Wpływ różnych czynników na powstawanie wypadków i możliwość zmniejszenia ich liczby	225
10. LITERATURA	243



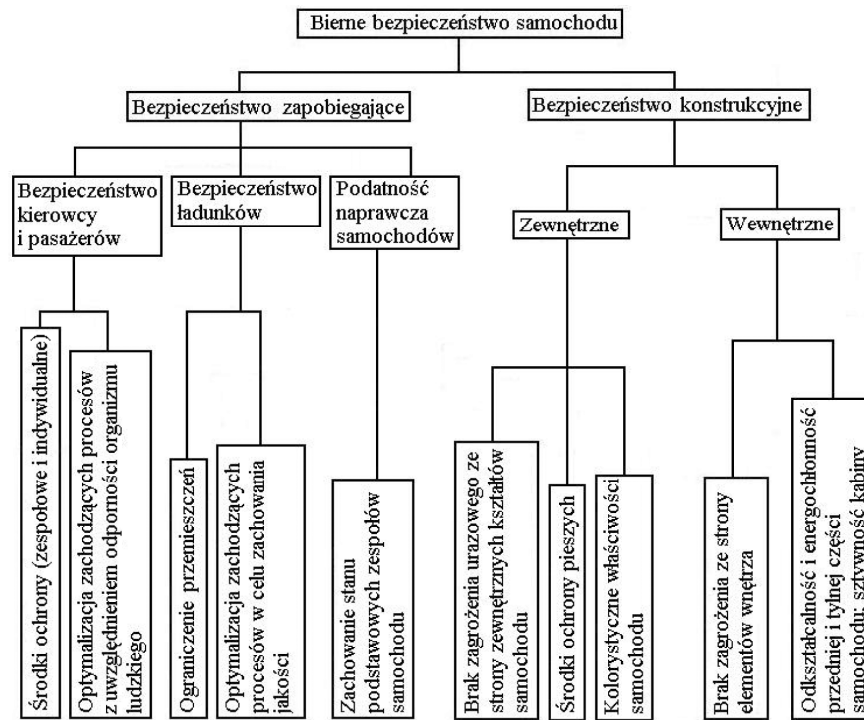
Wstęp

Badania dotyczące bezpieczeństwa środków transportu stanowią istotny element analizy bezpieczeństwa społeczeństwa. Szczególnie analizy związane z bezpieczeństwem ruchu drogowego wydają się być istotne z punktu widzenia wszystkich grup użytkowników dróg, tj. kierowców różnego typu pojazdów, pasażerów, pieszych oraz kierowców innych środków transportu, których szlaki krzyżują się z drogami. Bezpieczeństwo w ruchu drogowym można analizować jako bezpieczeństwo czynne i bierne pojazdu samochodowego oraz bezpieczeństwo czynne i bierne drogi. Zagadnienia te przedstawiają poniższe diagramy.



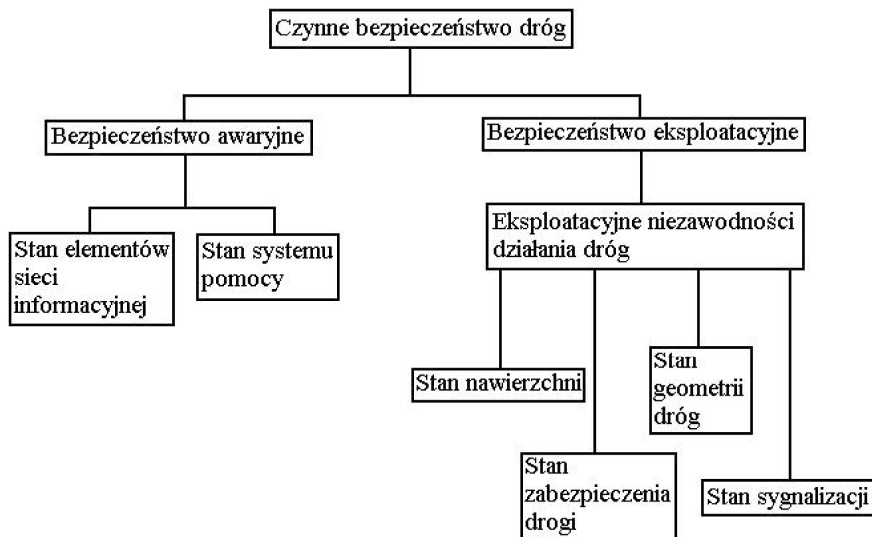
Rys. 1.1. Czynne bezpieczeństwo samochodu w ujęciu diagramowym

Źródło: [164].



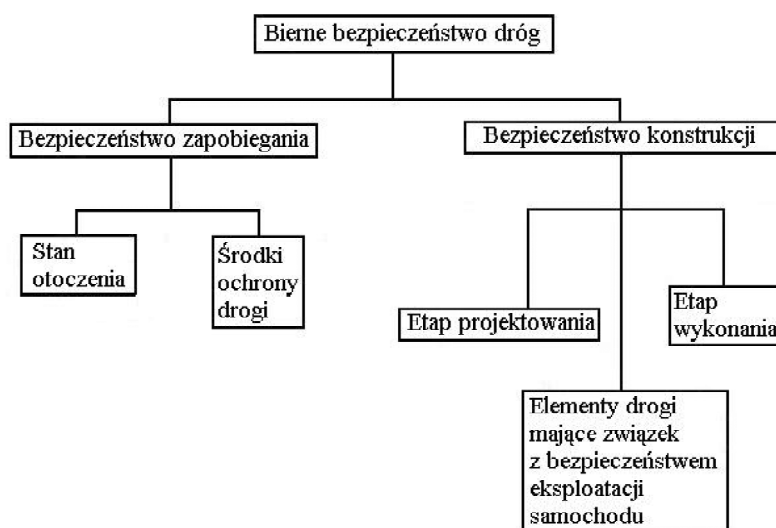
Rys. 1.2. Schemat biernego bezpieczeństwa samochodu

Źródło: [164].



Rys. 1.3. Schemat czynnego bezpieczeństwa drogi

Źródło: [266].



Rys. 1.4. Diagram przedstawiający bierne bezpieczeństwo drogi

Źródło: [266].

Analizując zagadnienia związane z bezpieczeństwem ruchu drogowego, należy określić pojęcie środka transportu oraz samochodu. Środkiem transportu nazwać można każde urządzenie służące do przemieszczania ludzi i ładunków, bez względu na rodzaj napędu, jaki został w nim zastosowany lub drogę, po jakiej się porusza. Natomiast przez pojęcie samochód rozumieć można urządzenia służące do przewozu ludzi oraz ładunków, wyposażone w silnik spalinowy, elektryczny lub inny, poruszające się po wyznaczonych drogach naziemnych, gdzie kontakt z drogą realizowany jest za pomocą kół ogumionych.

Ważnym elementem dotyczącym bezpiecznego ruchu samochodów jest ich dynamika, m.in. ze względu na możliwości określenia wielkości sił występujących w układzie samochód – droga, a mających ważne znaczenie w procesie powstawania zjawisk wpływających na bezpieczny ruch samochodu na drodze. Ponadto umożliwia to wprowadzanie i analizę kryteriów, które samochody powinny spełniać, by uznać je za bezpieczne. Dynamika środków transportu drogowego jest również ważnym zagadnieniem badań naukowych. Badania te można przeprowadzić na rzeczywistych obiektach, co generuje dodatkowe problemy logistyczne związane przede wszystkim z odpowiednim zapleczem badawczym oraz urządzeniami pomiarowymi lub używając ich modeli matematycznych, co skraca czas i koszty, pozwalając odzwierciedlić analizowane sytuacje w środowisku wirtualnym.

Należy pamiętać, że budowa modelu matematycznego wymaga spełnienia co najmniej dwóch warunków (może być ich więcej), tj. zakresu przyjmowanych uproszczeń oraz celów, do których taki model będzie budowany i używany.

Analiza dynamiki pojazdów samochodowych jest częścią badań własności samochodu. Łatwiej jest ją wykonać, przeprowadzając symulację ruchu modelu

matematycznego pojazdu, niż prowadzić badania terenowe, np. badania stateczności i kierowności samochodu.

Pojawia się również wiele zagadnień, które można efektywniej badać, wykorzystując modele matematyczne pojazdu. Wśród nich wyróżnić można np. zmiany obciążeń samochodu zgodnie z założeniami, rodzaje zaburzeń pochodzących od drogi. Można również realizować określone manewry samochodu oraz symulować odpowiednie warunki drogowe.

Wszystkie te zagadnienia były przedmiotem wielu prac. W prezentowanej monografii przyjęto zasadę analizy stanu wiedzy (w oparciu o kilkaset pozycji), pokazując wiele interesujących rozwiązań, których elementy będą pożytkowane (zdaniem autorów) dla pełniejszego pokazania stanu tych zjawisk w zakresie zależności i ich wpływu np. na stateczność modelu matematycznego samochodu powiązanego ze statecznością normy ISO. Pozwoli to na pokazanie związków między badaniami modeli matematycznych i obiektów rzeczywistych. W poszczególnych rozdziałach przeprowadzona będzie analiza stanu wiedzy, która ma dwa zadania: pokazanie obszarów prowadzonych badań oraz przedstawienie własnych prac.

Bibliografia będzie zawierać, prócz odniesienia do prac, informacje o zakresie prowadzonych w pracach rozważań. Oceniamy, że przedstawiona bibliografia zawiera podstawowe prace wyznaczające obszar będący przedmiotem monografii na koniec 2014 roku. Dla prac anglojęzycznych komentarz dotyczący zakresu prac będzie przedstawiony w języku angielskim.

2.

Wybrane zagadnienia techniczne ruchu samochodu

Zagadnienia techniczne ruchu pojazdu samochodowego można rozważać w zakresie kilku obszarów niezbędnych do badań, np. mechaniki ruchu samochodu, mechaniki zderzenia pojazdów, symulacji tego zderzenia oraz problemu stateczności samochodu w ujęciu teoretycznym i dla możliwych praktycznych zastosowań. Wyżej wymienione elementy są powiązane ze sobą w aspekcie przyczynowo-skutkowym, co opisywało wielu autorów, a co będzie przedstawione w dalszej części rozdziału.

W rozdziale zaprezentowano stan wiedzy w tematyce związanej z ruchem samochodu, uwzględniając prace własne.

2.1. Wybrane elementy mechaniki ruchu samochodu

Istnieje wiele prac zarówno polsko-, jak i obcojęzycznych, dotyczących problemów mechaniki ruchu samochodu ważnych dla oceny bezpieczeństwa w ruchu drogowym.

W licznych pracach, m.in. w [1], [8], [12], [19], [23], [44], [114], [124], [133], [150], [156], [233], [249], [279], [284], [285], [286], [287], [288] oraz [376] poruszono problematykę dynamiki samochodu jako całości. Autorzy tych prac rozważali różne problemy związane z ruchem pojazdów drogowych, począwszy od współpracy koła jezdnego z nawierzchnią, poprzez charakterystyki układu przeniesienia napędu, równanie ruchu samochodu wraz z analizą oporów mu towarzyszących, proces rozpędzania i hamowania samochodu, ruch krzywoliniowy oraz siły działające na pojazd.

Problemy stateczności rozważano w ujęciach uproszczonych, a prace własne dotyczyły zagadnień stateczności technicznej stochastycznej [256], [264].

Problematykę współpracy opony z nawierzchnią drogi omawiano m.in. w pracach [14], [39], [58], [189], [190], [207], [222], [246], [250] oraz [395], gdzie ich autorzy położyli nacisk na relacje zachodzące przy współpracy między oponą a drogą. Analizę uzupełniono o charakterystyki pracy koła ogumionego w różnych warunkach ruchu. W pracy [395] rozważane były również układy kierownicze i hamulcowe oraz zawieszenia samochodów jako zespoły wpływające na bezpieczeństwo ruchu samochodu.

Problemy nierówności dróg przedstawiono w pracy [197], gdzie do ich opisu matematycznego użyto głównie wielkości zdeterminowanych. Należy dodać, że dla odmiany nierówności drogi autorzy traktują jako proces stochastyczny

o własnościach stacjonarności rzędu dwa i globalnej ergodyczności [256], [264]. Poruszając kwestię nierówności drogi i ich wpływu na ruch pojazdu, należy zaznaczyć, że w ich skład wchodzi również drogowe środki ograniczania prędkości [205]. Ponadto w pracy [217] jej autor przedstawił ograniczniki prędkości w pojazdach samochodowych.

Prace dotyczące szczególnych aspektów współpracy koła z nawierzchnią drogi pokazano w [102], gdzie autor dokonał analizy długości klina wodnego w funkcji prędkości wzdłużnej, głębokości bieżnika oraz grubości warstwy wodnej. W [43] opisano siły działające na występy bieżnika w czasie ruchu pojazdu, dokonując ich analizy na podstawie badań dwóch wybranych typów opon. W ramach [191] autorzy opisali metody wyznaczania stref poślizgu i przyczepności opony, analizując ponadto charakterystyki bocznego znoszenia dla danej opony. W [59] przedstawiono wyniki badań opon niskoprofilowych ze względu na własności konstrukcyjne oraz parametry współpracy z nawierzchnią.

Aspekty dotyczące trakcji, współpracy koła ogumionego z nawierzchnią różnych rodzajów terenu zostały pokazane w pracy [17], natomiast w [84] opisano metodę wyznaczania kątów znoszenia kół. Rezultaty badań dotyczących współpracy koła z nawierzchnią drogi, jak również aspektów dynamiki ruchu samochodu przedstawione zostały w różnych pracach, m.in. w [89], gdzie omówiono zwrotność pojazdu na drogach o małej szerokości, w [174], gdzie zaprezentowano charakterystyki opon i poprzecznych momentów bezwładności samochodu w oparciu o badania drogowe oraz w [178], gdzie pokazano dynamiczne charakterystyki znoszenia opon, również w oparciu o badania drogowe. W pracy [364] pokazane zostały rozważania dotyczące modelu współpracy opony z nawierzchnią drogi Nicholasa-Comstocka wykorzystującego dwa współczynniki przyczepności koła do nawierzchni w kierunku wzdłużnym i poprzecznym do kierunku ruchu pojazdu. Natomiast w pracy [369] zaprezentowano modele opon do badania dynamiki pojazdu i rekonstrukcji wypadków drogowych, przedstawiając siły występujące w polu kontaktu pneumatyka z nawierzchnią w oparciu o tzw. elipsoidę sił. Elipsoida ta została opisana m.in. w [8] oraz [370].

W kilku niżej wymienionych pracach ich autorzy zajmowali się problemami współpracy ogumienia z nawierzchnią głównie w aspekcie drgań. Modelowanie ogumienia w zakresie obciążeń dynamicznych układu jezdnego zaprezentowano w [60], drgania kół jezdnych w [61], wpływ niejednorodności ogumienia na drgania samochodu w pracy [77], natomiast losowe drgania samochodu z nieliniową charakterystyką zawieszenia w [175]. W pracy [240] badano możliwości generowania trójwymiarowych profili drogi do wykorzystania w środowiskach symulacyjnych MSC Adams i PC-Crash.

Prace [6], [41], [94], [108], [116] oraz [132] poświęcone zostały procesowi hamowania i zagadnieniom związanym z zachowaniem się pojazdu podczas hamowania w różnych warunkach ruchu. Szczególny nacisk położono na problem skuteczności hamowania i rozdziału sił hamowania na poszczególne koła

pojazdu. Ponadto w pracy [107] analizowano proces hamowania w celu wyznaczenia opóźnienia oraz drogi hamowania i ewentualnych błędów pomiarów.

Wyniki badań dynamiki modeli matematycznych pojazdów zostały zaprezentowane m.in. w pracy [40], gdzie rozważano pojazd terenowy z przekładnią hydrokinetyczną. W [55] określono wpływ kierunku osi zawracania na prędkość graniczną. Analizy dotyczące dynamiki pojazdów i wybranych własności ruchowych samochodu prowadzone były w [86], [101], zaś zagadnienie zachowania się pojazdu po zwolnieniu pedału przyspieszenia w [90]. Dynamika w układach tor–pojazd [113] badana była dla pojazdów kolejowych, jednak większość omówionych tam elementów ma zastosowanie w badaniu ruchu pojazdów drogowych, zwłaszcza w zakresie badania dynamiki modeli matematycznych.

Istnieje wiele pozycji, w których ich autorzy omawiali zagadnienia dynamiki układów wieloczołowych (np. [315], [316], [361], [396]), a zawarte w nich rozważania zostały odniesione lub można odnieść do pojazdów samochodowych. Problem modelowania układów wieloczołowych, których ruch jest opisany nieliniowymi równaniami różniczkowymi, opisano w [307]. W pracy [360] przedstawiono model samochodu z jednoosiową przyczepą do symulacji dynamiki takiego zestawu pojazdów. W [396] zagadnienia dynamiki układów mechanicznych odniesione zostały szczególnie do ruchu samochodów.

Eksperymentalne badania pojazdów, takie jak stanowiskowe badania pojazdów, badania własności ruchowych, w tym i stateczności, zaprezentowane zostały w [115], zaś analizę zjawiska poślizgu dynamicznego pojazdów przedstawiono w [181].

Oddzielnym problemem jest budowa i badanie modeli matematycznych samochodu z uwzględnieniem więzów nieholonomicznych [110]. Przy uwzględnieniu więzów tego rodzaju należy rozważyć np. równania Maggiiego. Rozważania z tego zakresu można znaleźć np. w pracach [134], [151], [152] oraz [220].

Kolejną grupą tematyczną, nad którą prowadzone były rozważania, jest ruch płaski modelu samochodu (ruch taki będzie rozważany w opisie dynamiki zderzeń samochodów). Przedstawione poniżej prace poświęcone zostały jego szczególnym przypadkom lub wynikom badań drogowych.

Model ciągnika siodłowego przeznaczony do badania ruchu płaskiego opisano w [68]. Ruch krzywoliniowy samochodu oraz wpływ konstrukcji zawieszzeń na ten rodzaj ruchu – w [69]. W pracy [85] przedstawiono analizy ruchu krzywoliniowego w oparciu o badania drogowe z użyciem głowicy Correvit. Do opisywanych tu problemów można również zaliczyć analizę bezpieczeństwa ruchu pojazdu z naczepą typu cysterna [121], gdzie zastosowany został nieliniowy model matematyczny pojazdu, badając ruch w stanie nieustalonym oraz przepływ cieczy w zbiorniku.

Obciążenia układu kierowniczego w przestrzennym modelu matematycznym rozważane były w pracy [78], zaś sam układ kierowniczy i mechanizmy wspomagające jego działanie m.in. w [38], [98] i [157].

Prowadzono również analizy dotyczące kontroli pracy elementów tłumiących zawieszenia modelu matematycznego samochodu. Dla przykładu w [228] pokazane zostały wyniki symulacji dla nieliniowego modelu matematycznego samochodu sportowego w programie MSC/Adams z magnetoelastycznymi amortyzatorami, zaś dla modelu matematycznego samochodu typu „formuła SAE” – w [241]. W obu przypadkach do kontroli pracy amortyzatorów wykorzystano środowisko MATLAB-Simulink.

Procedurę symulacji pionowych obciążeń pojazdu wieloosiowego w oparciu o model matematyczny o liniowych własnościach sprężystych i nieliniowym tłumieniu przedstawiono w [210]. Liniowy model samochodu ciężarowego zaproponowano w [195]. W pracy [206] jej autorzy zaprezentowali wyniki zmierzonych i symulowanych dynamicznych odpowiedzi samochodu ciężarowego na poprzeczne nierówności nawierzchni ograniczające prędkość, wyboje oraz losowe nierówności nawierzchni. Symulacje zrealizowano z wykorzystaniem Quarter-Car Simulation. W [239] zaprezentowane zostały wyniki symulacji hamowania nieliniowego modelu matematycznego pojazdu na nierównej nawierzchni drogi.

W części pracy [14] oraz w [15] omówione zostały zagadnienia dotyczące animacji ruchu samochodu, zaś w [104], [192] oraz [209] – elementy związane z symulatorami pojazdów. Opis modelu służącego do symulacji cyfrowej oraz jej zastosowań przedstawiono w [91].

Elementy telematiki transportu samochodowego, takie jak śledzenie pojazdów, monitoring ruchu drogowego, rozpoznawanie pojazdów, adaptacyjna kontrola ruchu drogowego omawiane były między innymi w pracach [20], [75], zaś prace [76], [100], [117] oraz [177] poświęcono układom takim jak ABS, kontrola trakcji oraz czujniki w pojazdach samochodowych czy system stabilizacji toru jazdy ESP.

Rodzaje i skutki uszkodzeń dla systemów bezpieczeństwa i niezawodności zaprezentowane zostały w pracach [171] oraz [247].

Odrębnym zagadnieniem jest energochłonność ruchu samochodu, strata energii podczas jazdy oraz podstawowych jej faz, a także zużycie paliwa, co rozważane było w [33].

Pojęcie systemu UPO (użytkownik – pojazd – otoczenie) jest powszechnie stosowane w analizach i rozważaniach na temat poprawy i stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego. W ramach tego zagadnienia istnieje wiele prac, m.in. [83], [112] oraz [176], w których opisano zaproponowane modele kierowcy służące do analiz zachowania się w różnych sytuacjach drogowych. Badania dynamiczne w zakresie działania kierowcy podczas sterowania kierunkowego przeprowadzone zostały w [95].

Biomechaniką obrażeń zajmowali się m.in. autorzy prac [103] oraz [167], problemami biomechanicznymi w pojazdach w [106], zaś obciążeniami dynamicznymi pasażerów w [208]. W pracy [301] analizowano problem uszkodzeń głowy podczas zderzenia. Zachowanie się pasażerów małego samochodu w zderzeniu z samochodem o typowych wymiarach analizowane było w pracy [339]

w oparciu o model fizyczny pojazdu w skali, uderzający w betonową barierę. Natomiast w [340] pokazano wyniki analiz zachowania się pasażerów samochodów podczas zderzenia z wykorzystaniem dwuwymiarowego modelu jego dynamiki.

Odrębną tematykę stanowi bezpieczeństwo jazdy w kolumnie [180]. Natomiast w pracy [211] omówione zostały badania drogowe pojazdów wyposażonych w systemy GPS oraz system nawigacji inercyjnej. Wyznaczono tam trajektorie oraz parametry ruchu samochodu (np. prędkość). Ocenę wpływu położenia urządzeń rejestracyjnych w samochodzie na dokładność rekonstrukcji ruchu zaprezentowano w [213]. W pracy [220] pokazane zostały m.in. równania Lagrange'a ruchu pojazdu szynowego z przyczepą oraz liniowy model biomechanicznego układu człowiek – pojazd.

Aspekty bezpieczeństwa czynnego samochodu przedstawione zostały w pracach [87], [123] oraz [248], zaś testy dotyczące bezpieczeństwa biernego omówiono w [93] i [96]. Samym bezpieczeństwem biernym zajmowano się również m.in. w [35], [37], [48], [164] oraz [168], zaś przepisami homologacyjnymi dotyczącymi bezpieczeństwa w [92]. W pracy [97] zwrócono uwagę na rolę fotela w zderzeniu tylnym. W [234] analizowano problemy widoczności z samochodu.

W pracy [289] jej autorzy podjęli próbę estymacji dynamiki pojazdu samochodowego z użyciem filtru Kalmana. Badano wybrane wielkości charakteryzujące ruch samochodu (np. siły kontaktu kół z nawierzchnią) w oparciu o estymację za pomocą filtru służącego do linearyzacji modeli pojazdów o nieliniowych charakterystykach oraz wybrane modele matematyczne pojazdów i opon.

Istnieje wiele prac dotyczących dynamiki układów wielocłonowych (np. [276], [277], [281]), z których rezultatów można korzystać w analizie dynamiki środków transportu, jak również w analizie funkcjonowania ich poszczególnych układów. Wydaje się, że z punktu widzenia bezpieczeństwa ruchu drogowego bardziej istotna jest analiza ruchu samochodu jako całości (dynamika ciała quasi-sztywnego), zaś w punktu widzenia rekonstrukcji wypadków drogowych ważna również może być ocena wpływu niesprawności poszczególnych układów pojazdu na zaistniałe zdarzenie drogowe.

Prowadzone analizy w wielu zespołach polskich i zagranicznych wymagają rozszerzenia pracy J. Wichra ([1], [65]) o wybrane zagadnienia mechaniki zderzeń samochodu, opierając się na teorii zderzeń ciał R. Grybosia [2] oraz badaniach własnych i wynikach symulacji uzyskanych np. w programie PC-Crash. Zadanie to zostanie przedstawione w dalszej części rozdziału. W tym zakresie ważnym problemem jest konieczność zajęcia się problemem współczynnika restytucji.

W oparciu o prace własne przedstawione zostaną zagadnienia stateczności modeli matematycznych w nawiązaniu do stateczności zdefiniowanej w normie ISO 8855.

W pracy przedstawione będą wyniki wielu zespołów badawczych prezentowanych w publikacjach oraz w tym samym zakresie prace własne autorów.

2.2. Zagadnienie mechaniki zderzenia samochodu w ujęciu modelowym

Wielość prac zajmujących się zagadnieniami mechaniki zderzeń nakazuje przeprowadzić ich analizę, aby wskazać na konieczność dodatkowych rozważań teoretycznych i praktycznych. Analiza oparta jest o stan wiedzy na koniec roku 2012, zawiera przegląd przeszło stu pozycji, choć można znaleźć pozycje, których analiza nie została przeprowadzona.

Proces zderzenia, jak również jego skutki, rozważany był między innymi w publikacjach: [1], [2], [4], [7], [18], [21], [28], [34], [45], [47], [50], [51], [52], [53], [56], [65], [66], [81], [82], [105], [109], [129], [110], [130], [148], [150], [159], [162], [167], [173], [182], [230], [252], [253], [254], [255], [257], [260], [262], [263], [276], [308], [309], [310], [318], [329], [330], [332], [348], [349], [351], [353], [355], [358], [359], [366], [367] oraz [398]. W pracach tych rozważono wszelkie różnice wynikające z przyjętych założeń oraz warunków zajścia zderzenia. Rozpatrzono istniejące już modele zderzeń samochodów jako ciał sztywnych lub odkształcalnych, oceniając ich przydatność względem przyjętych uproszczeń oraz przeznaczenia. Prowadzono również rozważania dotyczące wybranych aspektów rekonstrukcji wypadku drogowego.

Klasyfikację zderzeń zarówno w kwestii szorstkości powierzchni, jak i kierunku zderzenia rozwinięto m.in. w pracach [1], [2], [109].

Zagadnienie zderzenia rozważane było także w innych pracach. W [2], [18], [45], [159] i [173] zaprezentowano je w postaci równania:

$$v' - v = \frac{S}{m} \quad (2.1)$$

gdzie: v' – prędkość po zderzeniu;

v – prędkość przed zderzeniem;

S – impuls siły zderzenia;

m – masa ciała biorącego udział w zderzeniu.

W pracach [1], [2], [18], [21], [50], [56], [65], [109], [130] oraz [182] rozważone zostały zarówno uproszczone zderzenia, jak również modele, w których uwzględniono bardziej złożone warunki, takie jak przechył nawierzchni drogi. Dodatkowe parametry służące do opisu położenia punktu przyłożenia impulsu siły zderzeniowej oraz rozmieszczenia środków mas pojazdów zaprezentowano w [65]. W pracy tej przyjęto również możliwość występowania dodatkowych zewnętrznych sił impulsowych wynikających np. ze zmiany współczynnika tarcia między co najmniej jednym kołem a nawierzchnią drogi (wyjechanie poza obszar właściwej, utwardzonej nawierzchni). W pracy [2] rozważano wpływ gładkości powierzchni samochodów na proces zderzenia, zaś w [56] – wpływ zmian wektora prędkości na proces zderzenia samochodów z przyczepami oraz ruch tych samochodów po zderzeniu.

W pracy [109] położony został nacisk na proces rekonstrukcji wypadku drogowego w oparciu o wzajemne zależności kątowe pomiędzy wektorami prędkości samochodów przed i po zderzeniu. W ten sposób udało się uzyskać parametry służące do rekonstrukcji wypadku drogowego z początku zderzenia bez konieczności wykorzystania współczynnika restytucji.

W [44], [133] oraz [182] dokonana została analiza czasowo-przestrzenna przebiegu wypadku oraz zobrazowano zastosowanie metody siatki energetycznej w procesie rekonstrukcji zderzenia. W [148] położono nacisk na analizę dynamiki pojazdu przed i po kolizji w procesie rekonstrukcji wypadku drogowego, zaś w [122] dokonano analizy sytuacji przedwypadkowych i błędów pomiarów w procesie rekonstrukcji. Problemy wynikające z rekonstrukcji wypadku w oparciu o zapis z tzw. czarnych skrzynek poruszono w [131], zaś próbę aproksymacji siły oraz energii uderzenia przedstawiono w [303]. Również w pracach [337], [347], [378] pokazano wyniki analiz dotyczących strat energii w zderzeniu pojazdów, gdzie w [337] podjęto próbę wyznaczenia energii straconej na odkształcenia nadwozia pojazdu w zderzeniu bocznym na podstawie testu zderzeniowego.

Wybranim zagadnieniom dotyczącym rekonstrukcji wypadku drogowego i samego zderzenia samochodów, głównie w zakresie modelowania, poświęcono ponadto wiele innych prac. Opracowania dotyczące tej tematyki znaleźć można m.in. w [326], [328], [343], [352], [356], [368], [377], [379], [380], [381], [382], [392], [402] oraz [413].

W pracy [317] zaprezentowane zostały wyniki testu zderzeniowego samochodu wyposażonego w system automatycznego hamowania w sytuacji kolizyjnej (tzw. *pre-crash* [przyp. aut.]), natomiast w [383] podjęto próbę rekonstrukcji zderzenia w oparciu o trójwymiarową analizę deformacji nadwozia samochodu.

Próbę określenia miar skutków wypadku drogowego (tzw. *crash severity* [przyp. aut.]) przeprowadzono w ramach pracy [321].

Mechaniką zderzenia w ruchu płaskim dla zderzeń współliniowych zajmowano się w pracy [318], natomiast w [332] rozważano trójwymiarowy ruch pojazdu podczas zderzenia bocznego w ujęciu modelowym, gdzie uwzględniono maksymalne wartości opóźnień, przechyłu poprzecznego i deformacji nadwozia.

W problematyce zawartej w [130] przedstawiony został model matematyczny uderzenia samochodu w betonową barierę drogową składającą się z połączonych przegubowo fragmentów, omówiono także rodzaje barier, ich zalety i funkcje oraz warunki drogowe, w jakich są używane.

Oddziaływanie przyczepy i nachylenia drogi na przebieg zderzenia samochodów pokazane zostało na przykładzie matematycznego modelu zderzenia w pracy [56], gdzie przyjęto następujące założenia:

- oba pojazdy wykonują ruch płaski w początku fazy zderzenia;
- siły zderzenia działają w geometrycznym środku kontaktu pojazdów. Siły te pochodzą od sił kontaktu koła z nawierzchnią i oddziaływania przyczepy;
- pojazdy biorące udział w zderzeniu traktowano jako ciała quasi-szttywne;

- założono niezmiennosc mas i momentów bezwładności samochodów w wyniku zderzenia;
- nawierzchnia, po której poruszają się pojazdy, może być nachylona pod dowolnym kątem do poziomu.

Zagadnienie energii odkształcenia omawiane było w pozycjach [7], [35] oraz [36], w których przedstawiono ogólne wzory na energię kinetyczną zderzenia oraz energię wypadku pochłanianą przez elementy nadwozia. Ponadto w pracach tych poświęcono uwagę mechanice uderzenia oraz aspektom obciążeń, konstrukcji i deformacji nadwozia samochodu osobowego. W [82] przedstawiono metodę szacowania ilości energii zaabsorbowanej w momencie kolizji.

Badanie zachowania się samochodu w nietypowych sytuacjach prowadzono również na potrzeby pracy [179], gdzie przedstawiono makroelementową metodę obliczania zachowania się samochodu podczas zderzenia umożliwiającą stworzenie matematycznego opisu przewidywanych odkształceń wynikłych ze zderzenia z użyciem funkcji czasowo-przestrzennych. Mechaniką ciał odkształcalnych jako układów wielocłonowych zajmowano się również m.in. w pracy [272], zaś zjawiskami dyspersji fal w układach jedno- i trójwymiarowych – w [282].

W pracach [1], [38] i [52] ich autorzy dokonali analizy efektu zastosowania tych samych mas, sztywności oraz parametrów geometrycznych nadwozia w zderzeniu różnych rodzajów samochodów. W [54] przedstawiono analizę wpływu masy pojazdu i wielkości stref kontrolowanego zgniotu na energochłonność podobnych struktur nadwozi. Na modelu ściany bocznej pojazdu zasympulowano zderzenie boczne z uwzględnieniem odkształceń słupka środkowego między przednimi a tylnymi drzwiami (tzw. słupki B). Na odkształcenia bocznej ściany nadwozia samochodu zwrócono uwagę również w pracy [149], zaś w [24] oraz [26] pokazano wyniki analizy odkształceń struktury nadwozia, korzystając z metody elementów skończonych. W [26] dodatkowo przedstawiono opis zastosowania programu Pam-Crash w tym względzie. Zagadnienia dotyczące deformacji ramy pojazdu pod wpływem zderzenia zaprezentowano w pracy [32].

Analizę modeli matematycznych opisujących zmianę wybranych parametrów podczas zderzenia bez ubytku masy prowadzono w wielu z ww. prac. Zmiany położenia środka masy oraz wartości momentów bezwładności samochodu po zderzeniu przedstawiono m.in. w pozycjach [7], [65], [82], [138], [261] oraz [265].

Pomijając zmianę ww. wielkości, skupiono się na stworzeniu modelu matematycznego służącego do wyznaczenia parametrów ułatwiających rekonstrukcję wypadku drogowego, czyli głównie prędkości postępowej v oraz kątowej ω . Rozważano prowadzenie badań zarówno dla gładkich, jak i szorstkich powierzchni zderzających się ciał, dzięki czemu można obserwować procesy zderzenia w stanie rzeczywistym lub zbliżonym do rzeczywistego. Analizy dotyczące współczynnika restytucji prowadzone były m.in. w pracach [1], [2] oraz

[182]. Problem kontaktu dwóch samochodów z uwzględnieniem lub pominięciem tarcia między ich powierzchniami omówiono również w [42].

Aspekty zderzenia samochodów poddano obszernej analizie w pracy [7], głównie w celu badania zachowania się struktur energochłonnych samochodu. Matematyczny model zderzenia zaprezentowano jako układ elementów masowych połączonych sprężynami i tłumikami o stałych wartościach sprężystości k i tłumienia c . W pracy zaprezentowano również matematyczny model zderzenia oparty na zasadzie zachowania pędu i impulsie siły zderzeniowej z wykorzystaniem postulatu o jednakowej prędkości zderzających się ciał w środkowej chwili zderzenia (jak w [2]). Prócz tego wykorzystano zasadę ruchu środka masy ciała sztywnego¹ i hipotezę Newtona.

W omawianych powyżej pracach podejście do modelowania zderzenia samochodu rozpoczynano od podstawowego równania (2.1) z teorii zderzeń, po czym, w zależności od potrzeb analizowanego przypadku modyfikowano modele matematyczne, uzupełniając je o dodatkowe równania lub wielkości reprezentujące czynniki zewnętrzne działające na układ zderzających się pojazdów. Dzięki temu możliwe było modelowanie rzeczywistych przypadków zderzeń samochodów.

W pracy [66] przedstawiona została metoda komputerowej rekonstrukcji zderzenia samochodu z człowiekiem. Skupiono się na analizie wpływu konstrukcji przedniej części nadwozia na skutki zderzenia z pieszym oraz wyznaczenia prędkości zderzenia, bazując na danych po wypadku. Na podstawie rozważań uzyskano szereg wzorów empirycznych opisujących zależność odległości odrzutu pieszego z miejsca uderzenia w funkcji prędkości uderzenia.

Przeprowadzono również statystyczną analizę zderzenia pieszego z pojazdem polegającą na analizie danych z określonej liczby wypadków drogowych dla ofiar w różnym wieku i dla dwu rodzajów konstrukcji przedniej części nadwozia samochodu. Błąd prędkości odrzutu pieszego obliczono za pomocą różniczki zupełnej. Tematyką zderzenia samochodu z pieszym zajmowano się również w pracach [1], [302], [304], [313], [314], [323], [345], [365], [385], [387], [388], [397] oraz [401]. Dla przykładu w [385] przedstawione zostały wyniki badań dotyczących zależności odległości odrzutu pieszego od drogi pokonanej przez pojazd po hamowaniu przedzderzeniowym.

W pracach [159], [230] oraz [275] przeprowadzona została analiza dotycząca rekonstrukcji wypadków drogowych, w ramach której dokonano m.in. przeglądu narzędzi potrzebnych rzeczoznawcy, wybranych aspektów analizy miejsca zdarzenia, procesu rekonstrukcji wypadku drogowego, analizy pod kątem różnych rodzajów wypadków oraz podstawowych zależności matematycznych służących do rekonstrukcji zderzenia pojazdów bądź pojazdu z człowiekiem.

¹ Zasada ruchu środka masy mówi o tym, że środek masy ciała sztywnego (układu punktów materialnych) porusza się jak swobodny punkt materialny o masie całego układu pod działaniem sumy geometrycznej sił czynnych i reakcji ([45], [173]).

W pracy [305] zaproponowano model zderzenia samochodów wykorzystujący algorytm analizujący realizację wartości własnych oraz filtrowanie wygładzające, natomiast w [306] zaproponowano model zderzenia w oparciu o układ dwóch mas z tłumikami i sprężynami.

Rozważania z zakresu wykorzystania współczynników restytucji w modelowaniu zderzenia zamieszczone zostały m.in. w pracach: [319], [322], [327], [333], [334], [363], [386], [389], [390], [394] oraz [413]. W ramach tych analiz podejmowano próby stworzenia modelu zderzenia wykorzystującego współczynniki restytucji w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia (płaszczyzna wzajemnego, pierwotnego kontaktu pojazdów biorących udział w zderzeniu prostopadła do nawierzchni jezdni [przyp. aut.]) w celu wyznaczenia wybranych parametrów zderzenia.

Istnieje również wiele prac, w których zagadnienie modelowania wykorzystano do potrzeb innych, niż tylko tworzenie klasycznego modelu zderzenia pojazdów. Wśród tych prac można wymienić m.in. pozycję [324], gdzie analizowano zarówno utratę prędkości, jak i energii podczas zderzenia. W [354] zaprezentowano metodę wyznaczenia współczynników sztywności zderzenia w oparciu o testy zderzeniowe.

Prócz wyżej omówionych problemów prowadzone były analizy pokazujące odniesienie omawianych zagadnień do obszarów pokrewnych. Problematykę prawa drogowego poruszono w pracy [118], natomiast prawne aspekty wypadków drogowych – w [161]. W ramach analiz związanych z bezpieczeństwem ruchu drogowego istnieją prace, w których dokonano ogólnej analizy problemu, poruszając takie problemy, jak negatywne skutki funkcjonowania systemów transportowych [325], ogólna dyskusja nad potrzebą modelowania zderzeń samochodów [346], estymacji nieliniowych parametrów zderzenia [362], zderzeń wynikłych z nagłego wtargnięcia lub wypadnięcia z drogi [372], zderzeń z udziałem tzw. zestawów kołowych (ciągnik siodłowy z naczepą) [375], analiza położenia wektora impulsu siły zderzeniowej na podstawie zderzenia offsetowego ze sztywną barierą [341], identyfikacja parametrów zderzenia na podstawie danych z testów zderzeniowych [357] czy modelowaniem testów zderzeniowych w oparciu o elasto-plastyczne odciążanie mas resorowanych [399].

Przedstawienie wielu podejść pokazało, jakie czynniki wpływają na procesy występujące w zderzeniach obiektów rzeczywistych oraz że powinny one być brane pod uwagę w modelowaniu tego zjawiska.

Z przeprowadzonej analizy wynika, że podstawowymi wielkościami wykorzystywanymi w modelowaniu zderzenia są prędkości postępowe oraz kątowe, a także parametry masowo-bezwładnościowe. W większości cytowanych prac parametry masowo-bezwładnościowe były przyjmowane jako stałe, mimo że wielkości np. impulsów sił powstających w procesach zderzenia od nich zależą. Zmianę tych parametrów można wykorzystać w analizie dynamiki modelu matematycznego samochodu, np. w celu pokazania wpływu ich zaburzenia na ruch modelu pojazdu po wypadku i np. na stateczność samochodu.

Wydaje się, że w modelowaniu zderzeń mało uwagi poświęcono zderzeniom bocznym (z wyjątkiem prac [255] oraz [332]), które mogą być tragiczniejsze w skutkach niż zderzenia czołowe i których statystycznie w Polsce było stosunkowo dużo ([186], [258], [259]), a na skutek zmiany w infrastrukturze drogowej będzie coraz mniej zderzeń czołowych.

Istotnym problemem dotyczącym zderzeń bocznych jest silna deformacja nadwozia w części środkowej, szczególnie elementów poprzecznych stanowiących strukturę nośną. Biorąc pod uwagę nieznaną położenie wektorów impulsów sił deformacji podczas zderzenia bocznego, przypadek ten jest szczególnie interesujący, zwłaszcza w zakresie rekonstrukcji wypadku oraz deformacji nadwozia samochodu, a następnie procesu naprawy uszkodzonego pojazdu.

Przedstawione analizy pokazują potrzebę pełniejszego uwzględnienia w zderzeniach zaburzeń parametrów masowo-bezwładnościowych. Zaburzenia tych parametrów wpływają na zachowanie się samochodu po naprawie, zwłaszcza w aspekcie stateczności.

2.3. Wybrane aspekty dotyczące symulacji zderzenia samochodów

Przykłady wykorzystania oprogramowania służącego rekonstrukcji wypadków drogowych oraz symulacji zderzenia samochodów znajdują się w pozycjach [21], [26], [47], [81], [91], [105], [109], [131], [182], [194], [257], [260], [262], [311], [312], [338], [344], [350], [371], [391] oraz [400].

W pracy [21] omówiony został program WIST2002 do przeprowadzenia symulacji zderzeń, podejmując jednocześnie próbę redukcji równań ruchu modelu zderzenia zawierających współczynnik restytucji.

Metodę symulacji zderzenia z wykorzystaniem układu współrzędnych naturalnych oraz rekonstrukcji wypadku w układzie kartezjańskim (x , y) zaprezentowano w pracy [159].

W pracy [26] wykorzystany został program Pam-Crash w symulacji zderzeń. Przedstawiono również elementy symulacji z uwzględnieniem obliczeń numerycznych oraz wyników eksperymentalnych. W [182] omówiono pakiety umożliwiające rekonstrukcję wypadku oraz symulację zderzenia, do których należą m.in. PC-Crash, PC-Rect, PC-Sketch oraz V-Sim. Przykładowe wyniki symulacji zderzeń, w których wykorzystano głównie liniowe modele matematyczne pojazdów, zaprezentowano w [47], gdzie zastosowano matematyczny model Kudlicha-Slibara (szerszy opis tego modelu znajduje się w pracy [182]). Posłużono się liniowym modelem pojazdu członowego² z uwzględnieniem sił działających na samochód podczas zderzenia.

Wyniki symulacji manewrów ruchu po okręgu i testu polegającego na przejechaniu slalomem między słupkami z określoną prędkością³ pokazane zostały

² Pojazd członowy rozumiany jest jako zespół ciągnik–naczepa [13].

³ Tzw. „test łosia” [1].

w pracy [194]. Posłużono się zarówno liniowymi, jak i nieliniowymi modelami pojazdów, realizując manewry odpowiednio w programach PC-Crash i V-SIM.

Pomysł na stworzenie zintegrowanego środowiska dla symulacji zderzenia wykorzystującego metodę elementów skończonych w oparciu o programowanie zorientowane obiektowo przedstawiono w pracy [81], odnosząc proponowane zagadnienia do aspektów deformacji nadwozia samochodu.

Badanie sytuacji przedwypadkowej omówiono w [91], pokazując przykładowe zastosowania symulacji z wykorzystaniem nieliniowego, ośmiomasowego modelu matematycznego pojazdu. Wyniki symulacji zweryfikowano poprzez badania eksperymentalne z wykorzystaniem samochodu Polonez. W pracy [131] posłużono się dwoma programami wspomaganymi przez wskazania czujników z tzw. czarnych skrzynek (urządzeń rejestrujących ruch samochodu) do przeprowadzenia rekonstrukcji ruchu pojazdu. Wykorzystano tu nieliniowy model matematyczny o 14 stopniach swobody oraz model sił kontaktowych między kołem a nawierzchnią drogi w oparciu o Magic Formula⁴.

W pracy [105] pokazane zostały przykłady zastosowania pakietu SMASH do rekonstrukcji wypadku drogowego wykorzystującego pięciomasowy, przestrzenny liniowy model matematyczny samochodu. Natomiast w [300] przedstawiono rozważania dotyczące systemu służącego symulacji zderzenia pojazdów z uwzględnieniem wtórnego zderzenia podczas kolizji.

Charakterystyka programu CARAT-4 służącego do symulacji i modelowania zderzeń samochodów zaprezentowana została w pracy [350], natomiast w [371] analizowano niepewność wyników otrzymywanych w programie CRASH3 dotyczących zmian prędkości pojazdów w wyniku zderzenia czołowego.

Wydaje się, że w podanej literaturze nie przywiązywano uwagi do powiązania omawianych wyżej parametrów zderzenia z zaburzeniami geometrii nadwozia samochodu, co może być istotne z punktu widzenia analizy przebiegu zderzenia bocznego. Jedynie w pracy [391] analizowano trójwymiarowy ruch pojazdu podczas zderzenia bocznego skośnego, zaś w [338] rozważano wpływ rodzaju zawieszenia na zachowanie się pojazdu w przypadku zderzenia bocznego, uwzględniając możliwość wywracania samochodu. Ponadto należy przeprowadzić porównanie wyników symulacji z obliczeniami numerycznymi przeprowadzonymi na podstawie wyników uzyskanych z analizy opartej o mechanikę zderzeń.

2.4. Zagadnienie stateczności samochodu w ujęciu teoretycznym

W większości publikacji związanych ze statecznością pojazdu pojęcie to odnoszone jest do samochodu jako obiektu rzeczywistego i rozumiane jako zdolność do utrzymania pojazdu na zamierzonym torze mimo występujących

⁴ Zestaw modeli matematycznych opon stworzonych przez prof. Pacejkę [232].

zaburzeń. Mowa tu głównie o spełnieniu pewnych kryteriów wynikających z bilansu sił oddziałujących na samochód w ruchu, w zależności, czy chodzi o tzw. stateczność podłużną czy poprzeczną [1]. Kryteria te przedstawiane są za pomocą równań matematycznych, w których wykorzystano zależności wynikające z rzutów sił na osie prostokątnego układu współrzędnych i momentów sił względem tych osi oddziałujących na samochód, także wynikające z geometrii drogi (np. kąt pochylenia drogi w ruchu prostoliniowym lub podczas jazdy po łuku). Dla przykładu w pracy [199] przedstawiono metodę weryfikacji odporności pojazdu na wywrócenie, posługując się równaniami matematycznymi. W pracy [128] analizowano związek pomiędzy własnościami zawieszenia a odpornością na wywracanie pojazdu (tzw. *roll stability*). Podczas rozważania kryteriów ruchu samochodu przedstawiono również dynamiczne reakcje nawierzchni na koła.

Zagadnienia prezentowane jako bilans sił oddziałujących na pojazd omówione zostały m.in. w pracach [1], [5], [8], [12], [16], [18], [19], [44], [73], [114], [133], [156], [199] oraz [251]. Badania stateczności w takim ujęciu dotyczyły głównie aspektu utrzymania zadanego toru jazdy i tzw. kierowalności⁵ samochodu. Były zatem związane z analizą zdeterminowanych trajektorii ruchu, gdzie na podstawie jednej realizacji prowadzono analizy tendencji ruchu samochodu dla określonych warunków. Nie przeprowadzono analiz wyników badań stateczności modelu matematycznego pojazdu samochodowego z definicją stateczności zaprezentowaną w normie ISO odnoszącą się do rzeczywistego samochodu.

Definicje stateczności liniowych i nieliniowych modeli matematycznych, spośród których można wybrać najbardziej odpowiednią dla analiz powiązanych ze statecznością zdefiniowaną w normie ISO, zostały przedstawione m.in. w pracach [13], [134], [135], [151], [152] oraz [223]. W [227] omówiono ponadto kilka definicji niemających zastosowania w omawianych tu zagadnieniach.

Praca [134] poświęcona została szerszemu opracowaniu ujęcia stateczności w sensie Lapunowa. Definicje stateczności technicznej i technicznej stochastycznej⁶ oraz porównania ze statecznością w sensie Lapunowa przedstawiono w pracy [135], zaś badania stateczności technicznej stochastycznej modelu wagonu kolejowego zaprezentowano m.in. w [158], [160] oraz [170]. Definicja wydaje się najbardziej adekwatna przy badaniu stateczności modeli matematycznych oraz do porównań ze statecznością obiektu rzeczywistego wg normy ISO 8855:1991, ponieważ uwzględnione są w niej losowe zaburzenia ruchu. W pracach [185] i [187] zwrócono uwagę na pewne możliwości zastosowania wspomnianej definicji w analizie modeli pojazdów samochodowych. Zadanie to zostanie przedstawione w dalszej części pracy.

Dla każdego z omawianych poniżej przypadków stateczność samochodu jest definiowana jako bilans sił działających na pojazd i konieczność spełnienia

⁵ Skłonność do przyjmowania i utrzymania przez pojazd kierunku ruchu zadanego przez kierowcę [8].

⁶ Definicja prezentowana przez prof. W. Bogusza [przyp. aut.].

przez te siły określonych warunków. Nie można zatem wiązać ich z pojęciem stateczności modeli matematycznych definiowanych w mechanice analitycznej (zob. prace [134], [135], [151], [152], [223]). Zatem pojęcia te nie są jednoznacznie definiowane w sensie matematycznym, a ich analiza dotyczy zachowania się pojazdów w ruchu, a nie warunków, jakie model matematyczny powinien spełnić, aby można stwierdzić jego stateczność.

Omawiając badanie stateczności pojazdów samochodowych najbardziej popularne definicje zgromadzone zostały np. w pracy [13]. W jednym z rozdziałów zebrano wszystkie znane definicje stateczności prócz definicji stateczności technicznej stochastycznej. Poparto je przykładami obliczeniowymi w zakresie stabilności poprzecznej. Dla opisu stateczności technicznej (tu w sensie Bogusza) oraz stateczności w sensie Szpunara przewidziano występowanie jedynie stale działających zaburzeń, bez określenia ich rodzaju. W kolejnych rozdziałach rozważano dynamikę współpracy koła z nawierzchnią drogi dla modelu matematycznego koła sztywnego (schemat Ackermanna) oraz takiego, w którym występuje zjawisko bocznego znoszenia. Ponadto skupiono się na analizie ruchu wzdłużnego pojazdu z wykorzystaniem liniowych modeli matematycznych, ruchu poprzecznego liniowego modelu matematycznego z uwzględnionym zjawiskiem bocznego znoszenia. Ruch modelu podano analizie zgodnie z definicjami w sensie Lapunowa i Bogusza (stateczność techniczna). Badano ruch prostoliniowy na podstawie analizy układu równań różniczkowych drugiego rzędu, podając kryteria stateczności. Dalej zajmowano się dynamiką i drganiami nadwozia oraz dynamiką ruchu obrotowego koła jezdnego.

Jako charakterystyczny wskaźnik przy określaniu nad- i podsterowności pojazdu wykorzystana została prędkość w pracy [136], przy czym prowadzone badania zostały określone jako badanie stateczności. Stosując model liniowy oraz weryfikację eksperymentalną określono prędkość, przy której model samochodu wykazuje odchyłkę od ruchu zamierzonego. Stateczność stochastyczną układów ciągłych omówiono w pracy [172], gdzie przedstawiono matematyczne modele dynamiki układów ciągłych. W pracy [198] zaproponowano dyskretny liniowy model samochodu opancerzonego, na którym przeprowadzono badania kierowności oraz utrzymania zadanego toru ruchu nazwane na potrzeby pracy badaniem stateczności. Wyniki badań modelu tego pojazdu przedstawiono w [212].

Analiza obszarów postrzeganych jako obszary stateczności bądź niestateczności poprzecznej samochodu w przypadku przekroczenia granicy przyczepności przez jedno lub więcej kół przedstawiona została w pracy [139], gdzie skupiono się na badaniu prawdopodobieństwa niewystąpienia blokowania kół. Przez pojęcie stateczności rozumiano niewyjechanie pojazdu poza określony tor. Natomiast w pracy [140] podjęto próbę oceny utrzymywania toru jazdy i kierowności ciągnika z łodzią na przyczepie w oparciu o liniowe i nieliniowe modele matematyczne z nieznanymi parametrami przyczepy.

W pracy [141] dokonana została analiza ruchu lekkiego ciągnika siodłowego z naczepą podczas hamowania na autostradzie. Badając ruch w kierunku wzdłużnym i poprzecznym, wykorzystując nieliniowe równania ruchu układu

o 9 stopniach swobody, przeprowadzono symulację dla warunków odwzorowujących realne. Natomiast w pracy [142] użyto modelu samochodu stworzonego w środowisku MSC Adams/Car o odpowiednich charakterystykach opon, dodatkowo wyposażonego w układ ABS w celu kontroli zachowania się modelu przy dodatkowym sterowaniu i jednoczesnym jednostronnym hamowaniu. Badanie stateczności polegało na analizie wpływu sterowania pojazdem, przy zwiększeniu kątów skrętu kół i różnym rozkładzie sił hamowania, na prędkość kątową wokół osi pionowej modelu, kąt bocznego znoszenia, kąt skrętu kół przednich i tylnych oraz przyspieszenia poprzeczne. Otrzymane trajektorie odniesiono do pożądanych w celu porównania odchyleń.

Praca [143] poświęcona była analizie odpowiedzi liniowego modelu matematycznego samochodu o dwóch stopniach swobody na wymuszenie siłą poprzeczną oraz momentem względem osi pionowej samochodu podczas manewru omijania. Celem było określenie wpływu wymuszenia na odpowiedź pojazdu w omawianych warunkach. Pojęcie stateczności postrzegano jako zdolność modelu samochodu do powrotu na założony tor jazdy.

W pracy [153] zaprezentowane zostały wyniki badań nierównomierności sił hamowania modelu matematycznego pojazdu złożonego z 9 brył sztywnych o 17 stopniach swobody. Badania, które odbywały się zarówno na nawierzchni o małym, jak i dużym współczynniku przyczepności, dotyczyły oceny poprzecznego przemieszczenia podczas hamowania przy różnych ustawieniach parametrów, np. rozkładzie ładunku, niesymetrycznym rozkładzie momentów hamujących itp. W pracy [147] zaprezentowano wyniki badań zachowania się modelu matematycznego wagonu kolejowego wyposażonego w koła elastyczne promieniowo w ruchu poprzecznym.

W [221] analizie poddane zostały elementy układu pojazd–człowiek–otoczenie w aspekcie wpływu położenia środka masy oraz momentu bezwładności na częstotliwość przechyłów poprzecznych modelu samochodu. Wykorzystano liniowy model o dwóch stopniach swobody, chcąc uzyskać optymalne parametry modelu w ruchu poprzecznym. Parametry te służyć miały do tworzenia hipotetycznych modeli matematycznych samochodu porównywanych z obiektami rzeczywistymi.

Model matematyczny pojazdu wykorzystywany w symulatorze Auto PW przedstawiony został w pracy [189]. Parametrami używanymi w analizie ruchu pojazdu są momenty bezwładności względem pionowej osi pojazdu, reakcje normalne nawierzchni na koła oraz momenty dewiacyjne względem osi niebędących głównymi centralnymi osiami bezwładności. Ponadto opisano siły występujące w kontakcie pneumatyka z nawierzchnią drogi. Opis samego symulatora przedstawiono w pracach [192] oraz [209].

Prowadzono także różnego rodzaju analizy określane jako badania stateczności modeli matematycznych samochodu. Ich wyniki zamieszczone są m.in. w pracach: [5], [16], [30], [49], [57], [73], [79]. Rozważania te są traktowane jako zachowanie się samochodu bądź jego modeli matematycznych jako stateczny. Nie jest to stricte badanie stateczności modeli w sensie kryteriów matematycznych.

W pracy [5] rozważanym kryterium stateczności było opuszczenie pasa ruchu, zaś pojazd reprezentowany jest przez liniowy model o 2 stopniach swobody. Charakterystykę testów prowadzonych dla rzeczywistych pojazdów przedstawiono w pracy [16], gdzie stateczność traktowana jest jako zdolność do powrotu na zamierzony przez kierowcę tor ruchu, zaś kierowność jako łatwość wykonywania manewrów.

W pracy [30] przedstawiona została propozycja systemu pomiarowego do badania stateczności samochodów (postrzeganej jak w [16]) poprzez wybrane manewry objęte normami ISO. Przykładowe próby przeprowadzono dla pojazdu Ford Transit.

Badanie kierowności przedstawione w [49] obejmuje weryfikację manewru podwójnej zmiany pasa ruchu wg testu ISO, przy czym badania prowadzono na rzeczywistych samochodach. Wyniki opracowano na podstawie odczytów z głowic Correvit.

Nieliniowy model matematyczny pojazdu o 14 stopniach swobody wykorzystany został w pracy [57], gdzie realizując test ISO 7401, przeprowadzono badania w nieustalonym stanie ruchu, zaś dla testu ISO 4138 – w stanie ustalonym. Badano wpływ sztywności kątowej zawiesznień na utrzymywanie zamierzonego kierunku ruchu modelu pojazdu.

W pracy [73] przedstawiono ocenę kierowności i ruchu nieliniowego modelu samochodu ciężarowego. Badano nad- i podsterowność modelu oraz ekstremalną wartość prędkości kątowej wokół osi pionowej. Przegląd badań zwanych badaniami stateczności i kierowności w rozumieniu oceny zdolności do powrotu na zamierzony tor ruchu oraz łatwości manewrowania zaprezentowano w [79].

Prace [243] i [244] poświęcone zostały analizie wpływu i kontroli momentu poprzecznego znoszenia na kierowność nieliniowego modelu matematycznego samochodu.

Wydaje się, że mało jest prób odniesienia się do definicji stateczności modeli matematycznych w jednym z ujęć proponowanych np. w pracach [134], [135], [151], [152] czy [223]. Próby odniesienia wyników badań modeli matematycznych do definicji podawanych dla rzeczywistych obiektów prowadzono jedynie w [269].

Próbę badania stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu podjęto w pracy [245], gdzie przyjęto zaburzenie modelu wynikłe ze zderzenia bocznego bez analitycznego wyznaczenia parametrów masowo-bezwładnościowych pojazdu po wypadku i naprawie. Aby obliczyć powstałe zaburzenia nadwozia, należy dokonać obliczeń np. w oparciu o głębokość deformacji i podziału nadwozia na bryły prostopadłościennie.

W pracy [273] przedstawione zostały rozważania dotyczące nieciągłości, losowości oraz opóźnień czasowych w funkcjonowaniu systemów dynamicznych, zaś w [274] omówiono zagadnienia związane ze statecznością układów dynamicznych, a uwzględniające takie zjawiska, jak chaos czy bifurkację.

Zagadnieniom stateczności Lapunowa, Lagrangea, a także stateczności układów liniowych i nieliniowych oraz sieci neuronowych poświęcona została praca [280], gdzie przytoczono m.in. kryterium Lipschitza (por. rozdz. 5.6).

Stochastyczną stateczność równań różniczkowych analizowano w [278], gdzie poruszono m.in. problemy wykorzystania procesów Markowa i zagadnienia ergodyczności, jak również stateczności stochastycznych równań różniczkowych. Natomiast stochastyczną stateczność układów dynamicznych analizowano w pracy [393].

Jak wynika z przeprowadzonej analizy, istotne wydaje się badanie stateczności technicznej stochastycznej oraz rozważenie powiązania tego pojęcia dla modelu matematycznego ze statecznością określoną dla rzeczywistych pojazdów samochodowych przy ruchu pojazdu o różnych zaburzeniach (również losowych) pochodzących np. od drogi. Kolejnym elementem wartym uwagi jest fakt, że zaburzenie geometrii bryły nadwozia może sprowadzać się do zmiany rozkładu mas i momentów bezwładności w stosunku do prawidłowego ich rozmieszczenia, czego następstwem mogą być różne wartości zarówno statycznych, jak i dynamicznych reakcji nawierzchni na koła tej samej osi, moment skracający bryłę nadwozia oraz zaburzenie stateczności w ruchu wzdłużnym i poprzecznym. Zjawiska te mogą również powodować zaburzenia geometrii układu kierowniczego i zawieszenia.

W rozdziale 7 pokazane zostaną wyniki badań stateczności technicznej stochastycznej przykładowego modelu matematycznego samochodu realizującego wybrane manewry w określonych warunkach ruchu. Badania te będą przedmiotem dalszej części pracy opartej na wynikach prac autorów.

2.5. Możliwości analizy stateczności pojazdów samochodowych w ujęciu praktycznym

Prowadzić należy badania, które mogą pokazywać związki między obiektem rzeczywistym a rezultatami możliwymi do uzyskania z analiz modeli matematycznych (głównie w zakresie stateczności). Takie podejście prowadzi do badań stateczności modeli matematycznych przy zmianie parametrów, które ulegają zaburzeniu w samochodzie po zderzeniu i naprawie. Umożliwi również odpowiedź na pytanie: czy samochód po naprawie zaburzonych parametrów spełnia kryterium stateczności? Należy odnieść stateczność modelu matematycznego do stateczności według normy ISO, gdyż jest to kryterium stosowane praktycznie. Ważnym elementem jest odpowiedź na pytanie: czy parametry samochodu po zderzeniu i naprawie mają wpływ na stateczność samochodu? Obecnie brak jest jakichkolwiek norm (technicznych czy prawnych), które by zmuszały do badań mających wpływ na stateczność samochodu, który został naprawiony po określonej grupie uszkodzeń (np. zaburzenia geometrii nadwozia, co skutkuje zmianą położenia środka ciężkości i momentu bezwładności). Ten problem w aspekcie praktycznym pozostaje nadal aktualny.



Zderzenia samochodów – wybrane zagadnienia

Wiele prac, np. [1], [2], [7], [65], [182], [398], [399], [400], pokazuje wyniki analiz dotyczących procesu zderzenia w różnych ujęciach, głównie poprzez opis równaniami matematycznymi z uwzględnieniem wpływu różnych zjawisk. W niektórych pracach rozważania odniesiono do klasycznej teorii zderzenia, w innych posłużono się również dodatkowymi czynnikami związanymi np. z charakterem nawierzchni czy kształtem nadwozia samochodu, które mogą wpłynąć na jego przebieg. Istotnym wskaźnikiem brany pod uwagę w modelowaniu zderzeń jest również współczynnik restytucji.

Modelowanie zderzenia samochodów wydaje się być niezbędnym elementem związanym z analizą bezpieczeństwa ruchu drogowego. Bez modelowania zderzeń nie można przeprowadzić dokładnej rekonstrukcji wypadku lub kolizji drogowej, zaś bez tego niemożliwe jest wykonanie szerszych analiz pokazujących np. związki przyczynowo-skutkowe, jakie mogą wystąpić w czasie zdarzenia drogowego oraz ich wpływu na przebieg wypadku lub kolizji. Przeprowadzenie rekonstrukcji może również umożliwić np. wskazanie punktu przyłożenia siły zderzeniowej, a co za tym idzie, zbadanie głębokości deformacji oraz obliczenie zaburzeń parametrów masowo-bezwładnościowych i innych (związanych np. z pracą zawieszenia lub układu kierowniczego) w samochodzie uderzającym i uderzanym.

Rozważania teoretyczne przeprowadzono, opierając się na pracy [2], a otrzymane wyniki będą porównywane z wynikami zderzeń uzyskiwanych z symulacji komputerowej, korzystając z programu PC-Crash.

3.1. Mechanika zderzenia samochodów

W pracach [1], [18], [65] oraz [182] przedstawiony został matematyczny model zderzenia dwóch pojazdów oparty o zasadę zachowania pędu i momentu krętu z uwzględnieniem współczynnika restytucji dla sił i prędkości w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia⁷. Zagadnienie współczynnika restytucji zostanie omówione w dalszej części rozdziału.

⁷ Płaszczyzna prostopadła do płaszczyzny ruchu samochodów (tzw. płaszczyzna poślizgu [1]) traktowanego jako ruch płaski, przechodząca przez wspólny punkt początkowego kontaktu zderzających się pojazdów (tzw. geometryczny środek zderzenia), a także styczna do powierzchni obu pojazdów przy założeniu eliptycznego obrysu co najmniej jednej z nich. Płaszczyzna ta jest zarazem prostopadła do normalnej zderzenia.

Dla modeli zderzenia przyjęto następujące założenia:

- samochody traktowane są jako ciała quasi-sztywne. Współrzędne położenia środków mas obu pojazdów biorących udział w zderzeniu zaznaczono na rys. 3.1. Masy i momenty bezwładności nie ulegały zmianie podczas zderzenia;
- siły zewnętrzne i siły reakcji między kołami a nawierzchnią zostały pominięte;
- samochody wykonywały ruch płaski;
- impuls w fazie zderzenia zaczepiono w początku układu współrzędnych O_{nt} , który jest jednocześnie geometrycznym środkiem zderzenia (rys. 3.1);
- przyjęto szorstkość powierzchni zderzających się samochodów.

Podstawowe równania opisujące zderzenie dwóch pojazdów (3.1) pozwalają określić prędkości styczne i normalne do płaszczyzny zderzenia oraz prędkości kątowe zarówno przed, jak i po zderzeniu. Górne indeksy „+” przy symbolach prędkości w ruchu postępowym i w ruchu obrotowym oznaczają wielkości po zderzeniu, zaś „-” – przed zderzeniem. Impulsy występujące w równaniach dotyczą sił traktowanych jako wewnętrzne w układzie pojazdów będących w kontakcie.

$$\begin{aligned} m_i (v_{in}^+ - v_{in}^-) &= \pm S_n \\ m_i (v_{it}^+ - v_{it}^-) &= \pm S_t \\ I_i (\omega_i^+ - \omega_i^-) &= \pm S_n a_i \pm S_t b_i \end{aligned} \quad (3.1)$$

- gdzie: m_i – masa i-tego samochodu;
- v_{in}, v_{it} – prędkość w kierunku odpowiednio normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia;
- S_n, S_t – impulsy normalne i styczne sił wewnętrznych układu dwóch pojazdów;
- I_i – moment bezwładności względem pionowej osi przechodzącej przez środek masy i-tego pojazdu;
- ω_i – prędkość kątowa i-tego pojazdu wokół pionowej osi przechodzącej przez środek masy;
- a_i, b_i – współrzędne położenia środków mas samochodów w układzie z rys. 3.1;
- i – numer i-tego pojazdu.

Znaki „±” przed impulsami w powyższych równaniach wynikają z rzutowania na osie n i t . W indeksach prędkości i współrzędnych jako A i B przyjęto oznaczenia każdego samochodu.

W wyniku rozpisania powyższych równań dla dwóch samochodów otrzymano układ sześciu równań z co najmniej siedmioma niewiadomymi. Prócz prędkości normalnych, stycznych oraz kątowych występują w nim również nie-

znane impulsy normalnych i stycznych sił uderzenia. W związku z tym przedstawiono dodatkowe równania z wykorzystaniem normalnego i stycznego współczynnika restytucji (3.2) zarówno dla sił stycznych, jak i normalnych. Między innymi w pracach [1], [65] i [182] zaprezentowano również metodę oszacowania wielkości współczynnika restytucji w kierunku normalnym, zaś w [260] i [271] pokazano wyniki rozważań na temat współczynnika restytucji w kierunku stycznym do płaszczyzny zderzenia.

$$R_n = -\frac{v_{Bn}^+ - a_B \omega_B^+ - v_{An}^+ + a_A \omega_A^+}{v_{Bn}^- - a_B \omega_B^- - v_{An}^- + a_A \omega_A^-} \quad (3.2)$$

$$R_t = -\frac{v_{Bt}^+ + b_B \omega_B^+ - v_{At}^+ - b_A \omega_A^+}{v_{Bt}^- + b_B \omega_B^- - v_{At}^- - b_A \omega_A^-}$$

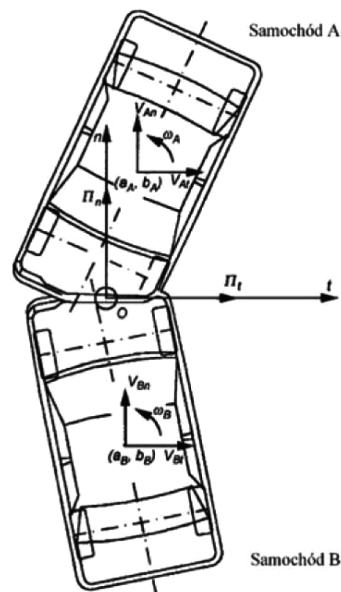
gdzie: R_n , R_t – odpowiednio normalny i styczny współczynnik restytucji.

W kolejnym etapie z równań (3.1) i (3.2) otrzymano w postaci macierzowej równanie (3.3). Indeksy „+” i „-” oznaczają odpowiednio wielkości po i przed zderzeniem.

$$\mathbf{M}^+ \mathbf{V}^+ = \mathbf{M}^- \mathbf{V}^- \quad (3.3)$$

gdzie: \mathbf{M} – macierz mas i momentów bezwładności;

\mathbf{V} – macierz prędkości.



Rys. 3.1. Schemat zderzenia samochodów w ruchu płaskim

Źródło: [1].

Matematyczny model zderzenia uzupełniono o dodatkowe elementy z pracy [65], gdzie prócz omawianych wcześniej wielkości uwzględniono występowanie sił impulsowych (np. oddziaływanie sił w kontakcie koła z nawierzchnią) przesuniętych do środka masy i rzutowane na oba kierunki układu współrzędnych (n i t). W równaniach ruchu obrotowego dzięki tym siłom powstały dodatkowe momenty Γ_i . Celem analizy było rozważenie sytuacji, w której np. koła jednego z samochodów pozostają w chwili zderzenia w kontakcie z nawierzchnią innego rodzaju niż asfalt, np. pobocze gruntowe, lub uwzględnione jest oddziaływanie przyczepy na pojazd biorący udział w zderzeniu.

Innymi elementami analizowanymi w pracy [65] są wybrane parametry masowe pojazdu oraz związane z zaburzeniem geometrii nadwozia samochodu wskutek zderzenia. Wykorzystano także czas deformacji i restytucji jako okresów odpowiednio narastania odkształceń i ich zaniku.

W pracy [182] założenia dotyczące modelu zderzenia są takie, jak dla prac [1], [18] i [65]. Zaproponowano natomiast inne rozwiązanie w kwestii impulsów sił stycznych i normalnych (S_t i S_n) jako niewiadomych w układzie równań modelu zderzenia. Zaproponowano dwie możliwości ich wyznaczania w zależności od tego czy zderzenie pojazdów o powierzchniach szorstkich jest zderzeniem z poślizgiem czy bez. Wykorzystano tu tzw. dynamiczny współczynnik tarcia między powierzchniami zderzających się samochodów (3.4) zależny od kąta tarcia ρ , jaki jest zawarty między wektorem prędkości względnej samochodów w punkcie kontaktu a normalną do płaszczyzny zderzenia.

$$\mu_T = \operatorname{tg} \rho \quad (3.4)$$

gdzie: μ_T – dynamiczny współczynnik tarcia;
 ρ – kąt tarcia.

Jeżeli zderzenie jest szorstkie, ale bez poślizgu ($|S_t/S_n| < \mu_T$), impulsy wyznaczono ze wzorów:

$$\begin{aligned} S_t &= \frac{(Gv_{Zt} + Fv_{Zn})(1 + R)}{F^2 - EG} \\ S_n &= \frac{(Fv_{Zt} + Ev_{Zn})(1 + R)}{F^2 - EG} \end{aligned} \quad (3.5)$$

gdzie: E, F, G – wartości obliczane na podstawie wzorów (3.6);
 v_{Zt}, v_{Zn} – prędkości względne samochodów wzdłuż osi Zt i Zn prostokątnego układu współrzędnych Ztn zaczepionego w geometrycznym środku zderzenia, gdzie oś Z jest prostopadła do płaszczyzny utworzonej przez osie t i n .
 R – współczynnik restytucji.

$$\begin{aligned}
 E &= \frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} + \frac{n_A^2}{I_A} + \frac{n_B^2}{I_B}, & F &= \frac{t_A n_A}{I_A} + \frac{t_B n_B}{I_B}, \\
 G &= \frac{1}{m_A} + \frac{1}{m_B} + \frac{t_A^2}{I_A} + \frac{t_B^2}{I_B}
 \end{aligned} \tag{3.6}$$

gdzie: m_A, m_B, I_A, I_B – masy i momenty bezwładności samochodów,
 n_A, n_B, t_A, t_B – współrzędne określające położenie środków mas samochodów względem początku układu współrzędnych Ztn .

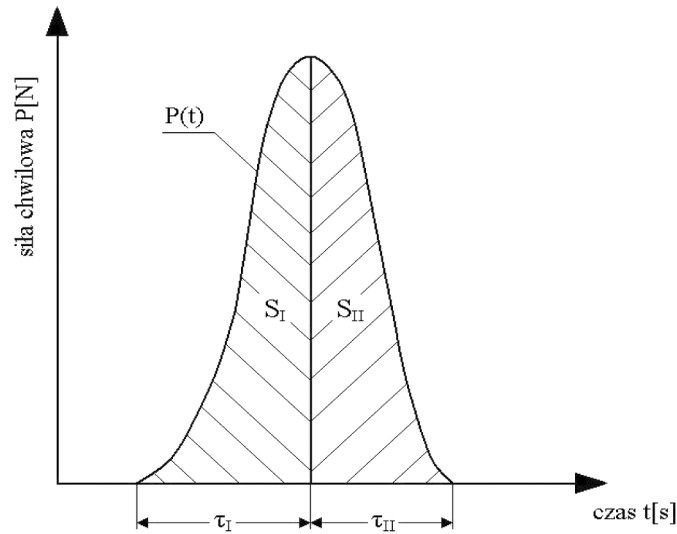
Jeżeli natomiast zderzenie samochodów jest szorstkie i występuje przy tym poślizg ($|S_t / S_n| \geq \mu_T$), to impulsy wyznaczyć można wg wzorów:

$$\begin{aligned}
 S_t &= -\operatorname{sgn}\{v_{Zt}\} \mu_T |S_n| \\
 S_n &= \frac{v_{Zn}(1+R)}{G - \operatorname{sgn}\{v_{Zt}\} \mu_T F}
 \end{aligned} \tag{3.7}$$

Tematykę zderzeń w dyskretnych układach mechanicznych rozważano szeroko w pracy [2], gdzie przedstawiono zagadnienie zderzenia w różnych warunkach, przytaczając również przykłady obliczeniowe. Opis mechaniki zderzenia poprzedzono wprowadzeniem zawierającym podstawowe pojęcia. Omówiono tzw. siły chwilowe osiągające w bardzo krótkim czasie znacznie większe wartości niż długotrwałe obciążenia (np. siła ciężkości, opory ruchu, ciśnienie itp.). Przykładowy przebieg czasowy siły chwilowej $P(t)$ pokazano na rys. 3.2. Wielkość wektorową zwaną popędem lub impulsem siły chwilowej [2] w określonym, krótkim przedziale czasu przedstawiono za pomocą wzoru:

$$\int_{t_0}^{t_0+\tau} P(t) dt = S \tag{3.8}$$

Proces zderzenia podzielono w pracy [2] na dwie fazy, z których pierwsza odznacza się impulsowym wzrostem siły chwilowej i narastaniem odkształceń ciała, które mogą być lokalne (w pobliżu punktu bezpośredniego kontaktu ciał) lub ogólne (obejmujące całą objętość zderzających się ciał). W drugiej fazie zderzenia następuje spadek siły chwilowej do zera, zaś odkształcenia lokalne zanikają.



Rys. 3.2. Przykładowy przebieg siły chwilowej w funkcji czasu. Pola S_I i S_{II} obrazują impulsy odpowiednio w pierwszej i drugiej fazie zderzenia⁸

Źródło: [2].

Impulsy siły chwilowej wynoszą odpowiednio: dla fazy pierwszej S_I , zaś dla drugiej S_{II} . Impuls sumaryczny $S = S_I + S_{II}$ jest zatem całkowitym impulsem siły zderzenia.

W pracy [2] zajęto się również współczynnikiem restytucji, który w ogólności służy do scharakteryzowania sprężystości zderzenia ciał. Można dzięki temu obliczyć, jaką część impulsu z pierwszej fazy zderzenia odzyskano w fazie drugiej.

$$R = \frac{S_{II}}{S_I} \quad (3.9)$$

Współczynnik restytucji przedstawiono także jako iloraz prędkości względnej ciał po uderzeniu do ich prędkości względnej przed uderzeniem:

$$R = \frac{(v_B)_1 - (v_A)_1}{(v_A)_0 - (v_B)_0} \quad (3.10)$$

gdzie: $(v_B)_1, (v_A)_1$ – prędkości ciał po zderzeniu;

$(v_B)_0, (v_A)_0$ – prędkości ciał przed zderzeniem.

⁸ Pierwsza faza zderzenia – tzw. faza deformacji, czyli czas, w którym siła chwilowa osiąga największą wartość, druga faza zderzenia – tzw. faza restytucji, czyli czas, w którym wartość siły maleje do zera [2].

Zaprezentowane podejście do współczynnika restytucji dotyczy zderzenia ciał sztywnych.

Przeniesienie zagadnień zderzenia z mechaniki ciał do analizy zderzeń samochodów dotyczy również współczynnika restytucji, który, jakkolwiek wyznaczany doświadczalnie, nie może być jednoznacznie określony dla każdego pojazdu samochodowego z uwagi na np. różne materiały użyte w budowie samochodów. W pracy [45] podano różne wartości współczynnika dla różnych materiałów, co wskazuje jego zależność nie tylko od prędkości, ale także od stykających się powierzchni. Dlatego istotna wydaje się możliwość szacowania wielkości współczynnika restytucji.

Współczynniki restytucji zarówno dla normalnych, jak i stycznych kierunków względem płaszczyzny zderzenia analizowane były przykładowo w pracach [271] i [295]. W wyniku badań zderzeniowych 32 pojazdów wyznaczono ich wartości. Dla masy pojazdu między 566 a 1268 kg oraz prędkości od 16,3 do 62,3 km/h wartości te przedstawiono następująco:

- normalny współczynnik restytucji $R_n = (-0,32 \div 0,51)$;
- styczny współczynnik restytucji $R_t = (-0,87 \div 0,27)$.

Wydaje się, że wyniki oparte na badaniach rzeczywistych pojazdów nie są zgodne z założeniami przyjętymi w rozważaniach teoretycznych, według których wartość współczynnika restytucji dla normalnych prędkości zderzenia zawiera się między 0 a 1.

W pracy [271] poruszony został problem współczynnika restytucji, rozważając kilka wybranych elementów:

- definicję współczynnika restytucji stosowaną w mechanice klasycznej, czyli stosunek impulsu siły uderzenia w fazie restytucji do impulsu siły uderzenia w fazie deformacji;
- podłoże fizyczne i sposób szacowania wielkości współczynnika restytucji określający jego wartość w zależności od materiału, z którego wykonana jest płyta oraz kulka w nią uderzającą z określoną prędkością;
- rozbieżności w ocenie współczynnika restytucji, zwłaszcza w kwestii otrzymania innych wyników dla uderzenia typu samochód–bariera i w przypadku zderzenia dwóch pojazdów. Dla przykładu przy prędkości ok. 6 km/h wartość współczynnika dla zderzenia pojazdu z barierą wyniosła ok. 0,45, podczas gdy w zderzeniu pojazdów z prędkością względną równą 6 km/h współczynnik restytucji wyniósł ok. 0,25;
- wyrażenie współczynnika restytucji przyjmowanego dla zderzenia dwóch samochodów z określoną względną prędkością jako funkcja współczynników restytucji w zderzeniu ze sztywną barierą dla każdego pojazdu oddzielnie. Badania te prowadzono dla zderzenia osiowego [271] pojazdów poruszających się z małymi prędkościami;
- możliwości aproksymacji zmian wartości współczynnika restytucji funkcją zależną od prędkości zderzenia;

- tzw. styczny i normalny współczynnik restytucji (wzory (3.2)). W ramach analiz związanych z rozkładem współczynnika restytucji przytoczono prace H. Ishikawy ([295], [296]) związane z badaniem przedziału wartości przyjmowanych przez oba ww. współczynniki. Badania oparte były na przeprowadzeniu szeregu testów zderzeniowych pojazdów ustawionych pod różnymi kątami względem pojazdu uderzanego i poruszających się z prędkościami podanymi powyżej. Wyniki badań pokazały, że zarówno styczny, jak i normalny styczny współczynnik restytucji może przyjmować dodatnie i ujemne wartości, w zależności od kierunku i wzajemnego położenia wektorów prędkości uderzenia;
- przytoczenie rozważań R.M. Bracha ([373], [374]) dotyczących współczynnika restytucji w zderzeniu, w którym następuje dodatkowo obrót pojazdów wokół osi pionowej przechodzącej np. przez środek masy. Wielkość tę zdefiniowano jako stosunek względnej prędkości kątowej samochodów po zderzeniu do względnej prędkości przed zderzeniem. Jak stwierdzono w pracy [271], wartość tego współczynnika może zawierać się między -1 a 1 .

W pracy [2], po omówieniu podstawowych pojęć i zależności, rozważane zostało zderzenie środkowe i mimośrodkowe ciał gładkich i szorstkich w ruchu płaskim. Przez zderzenie środkowe rozumiany jest przypadek, w którym normalna⁹ zderzenia przechodzi przez środki mas obu ciał. Zderzenie mimośrodkowe ma miejsce w przeciwnym przypadku.

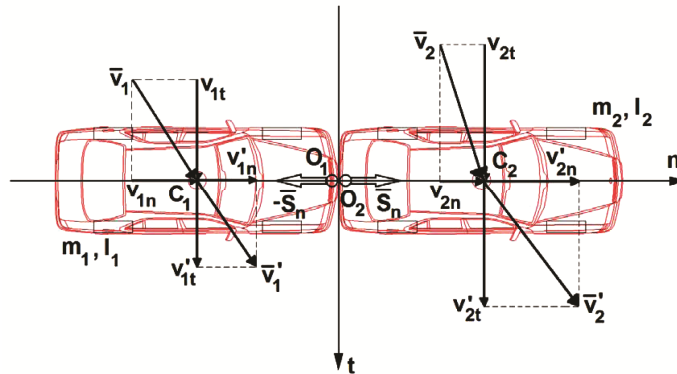
Omawiane w pracy [2] zagadnienia zderzeń dotyczą ciał sztywnych i jako takie zostały zaadaptowane na potrzeby niniejszej książki dla modelowania zderzeń samochodów jako ciał quasi-sztywnych, w ruchu płaskim. Traktowanie pojazdów jako ciał quasi-sztywnych ma swój cel leżący w analizie odkształceń bryły nadwozia po zderzeniu, o czym jest mowa w dalszych rozdziałach.

3.1.1. Zderzenie centralne pojazdów w ruchu płaskim

Rozważając zderzenie środkowe w ruchu płaskim, przyjęto, że dwa quasi-sztywne samochody poruszają się ruchem postępowym, a ich powierzchnie są idealnie gładkie, co stanowi przypadek wyidealizowany. Wektory prędkości środków mas obu pojazdów leżą w jednej płaszczyźnie. W punktach $O_1 = O_2 = O$ leżących w geometrycznym środku zderzenia przyjęto początek prostokątnego układu współrzędnych Ox_1y_1 . Rozpatrywany przypadek obrazuje zderzenie środkowe ukośne¹⁰. Na rys. 3.3 przedstawiono rozkład prędkości i impulsów sił opisywanego zderzenia. Apostrofem oznaczono prędkości po zderzeniu.

⁹ Prosta prostopadła do płaszczyzny zderzenia [2].

¹⁰ Wektory prędkości środków mas nie leżą na normalnej zderzenia, są do niej nachylone pod kątem [2].



Rys. 3.3. Schemat zderzenia ukośnego samochodów o powierzchniach gładkich

Źródło: opracowanie własne.

Za rozważaniami z pracy [2] stwierdzono, że w środkowej chwili zderzenia samochody, tworząc układ, w którym siły generujące impulsy są traktowane jako wewnętrzne, poruszają się z jednakową prędkością v_c będącą również prędkością środka masy. W celu wyznaczenia tej prędkości zastosowano zasadę zachowania pędu w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia:

$$m_1 v_{1n} + m_2 v_{2n} = (m_1 + m_2) v_{cn} = m_1 v'_{1n} + m_2 v'_{2n} \quad (3.11)$$

skąd po przekształceniach:

$$v_{cn} = \frac{m_1 v_{1n} + m_2 v_{2n}}{m_1 + m_2} = \frac{m_1 v'_{1n} + m_2 v'_{2n}}{m_1 + m_2}.$$

Dla kierunku stycznego otrzymano:

$$m_1 v_{1t} + m_2 v_{2t} = (m_1 + m_2) v_{ct} = m_1 v'_{1t} + m_2 v'_{2t} \quad (3.12)$$

a stąd:

$$v_{ct} = \frac{m_1 v_{1t} + m_2 v_{2t}}{m_1 + m_2} = \frac{m_1 v'_{1t} + m_2 v'_{2t}}{m_1 + m_2}.$$

W fazie pierwszej (deformacji) i drugiej (restytucji) zderzenia występują impulsy normalne, które opisano równaniami:

$$\begin{aligned} S_{nI} &= m_1 (v_{1n} - v_{cn}) = m_2 (v_{cn} - v_{2n}) \\ S_{nII} &= m_1 (v_{cn} - v'_{1n}) = m_2 (v'_{2n} - v_{cn}) \end{aligned} \quad (3.13)$$

Po wyeliminowaniu v_{cn} za pomocą wzoru (3.11) otrzymano:

$$S_{nl} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (v_{1n} - v_{2n}), \quad S_{nll} = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (v'_{2n} - v'_{1n}) \quad (3.14)$$

Wprowadzono również zredukowaną masę układu będącą sumą odwrotności mas obu zderzających się pojazdów:

$$m_r = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} \quad (3.15)$$

a także względne prędkości normalne ciał przed i po zderzeniu:

$$w_n = v_{1n} - v_{2n}, \quad w'_n = v'_{1n} - v'_{2n} \quad (3.16)$$

Dalej wzory (3.13) przedstawiono w skróconej formie:

$$S_{nl} = m_r w_n, \quad S_{nll} = -m_r w'_n \quad (3.17)$$

Uwzględniając wzory (3.13) oraz (3.16), zauważono, że współczynnik restytucji R można wyrazić następująco:

$$R = \frac{S_{nll}}{S_{nl}} = \frac{v_{cn} - v'_{1n}}{v_{1n} - v_{cn}} = \frac{v'_{2n} - v_{cn}}{v_{cn} - v_{2n}} = -\frac{v'_{1n} - v'_{2n}}{v_{1n} - v_{2n}} = -\frac{w'_n}{w_n} \quad (3.18)$$

Współczynnik restytucji równy jest zatem nie tylko ilorazowi impulsów z drugiej i pierwszej fazy zderzenia, ale także stosunkowi prędkości względnych po i przed zderzeniem wziętemu ze znakiem przeciwnym. W dalszych rozważaniach zależność ta wykorzystana została dla obu kierunków ruchu względem przyjętego układu współrzędnych. Całkowity impuls zderzenia wynosi:

$$S_n = S_{nl} + S_{nll} = m_r w_n - m_r w'_n = (1 + R) m_r w_n \quad (3.19)$$

zaś prędkości normalne po zderzeniu:

$$\begin{aligned} v'_{1n} &= \frac{(m_1 - R m_2) v_{1n} + (1 + R) m_2 v_{2n}}{m_1 + m_2}, \\ v'_{2n} &= \frac{(m_2 - R m_1) v_{2n} + (1 + R) m_1 v_{1n}}{m_1 + m_2} \end{aligned} \quad (3.20)$$

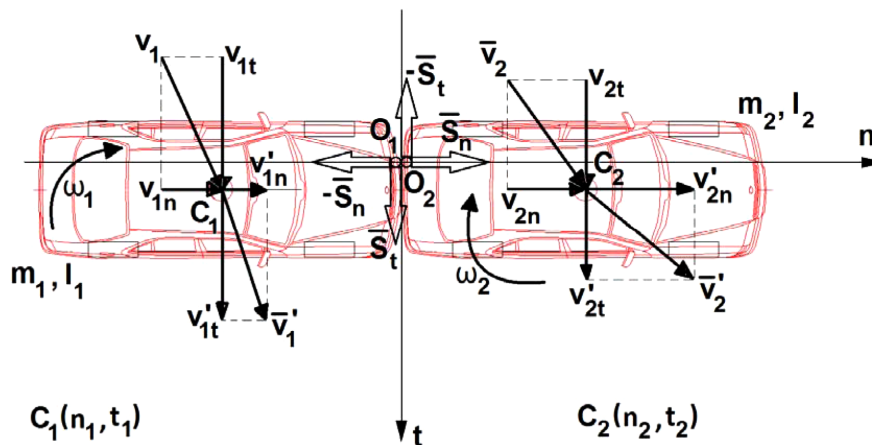
W tym wyidealizowanym przykładzie uwzględniono gładkość powierzchni samochodów, a zatem stwierdzono, że ich pęd w kierunku stycznym nie ulega zmianie po zderzeniu. Stąd między składowymi wektorów prędkości w płaszczyźnie stycznej można określić następujące związki:

$$v_{1t} = v'_{1t}, \quad v_{2t} = v'_{2t} \quad (3.21)$$

Jak widać, modelowanie zderzenia samochodów jako ciał o powierzchniach gładkich obarczone jest ryzykiem znacznych uproszczeń wynikających z nieuwzględnienia zjawisk wynikających z kontaktu i ruchu powierzchni jednego pojazdu względem drugiego w kierunku stycznym do płaszczyzny zderzenia.

3.1.2. Zderzenie mimośrodowe pojazdów w ruchu płaskim

Rozważany będzie przypadek zderzenia mimośrodowego, w którym prócz zmiany prędkości liniowych następuje także zmiana prędkości kątowych, czyli uwzględniony został ruch płaski pojazdów biorących udział w zderzeniu. Na rys. 3.4 pokazano schemat zderzenia mimośrodowego samochodów o powierzchniach gładkich.



Rys. 3.4. Zderzenie mimośrodowe samochodów w ruchu płaskim

Źródło: opracowanie własne.

Przyjęto prostokątny układ współrzędnych o początku jak w rozdz. 3.1.1. Normalna zderzenia n oraz styczna do płaszczyzny zderzenia t leżą w tzw. płaszczyźnie kierującej [2]. Wprowadzono także oznaczenia, zgodnie z którymi m_i oznacza masę i -tego pojazdu (gdzie $i = 1, 2$), zaś I_i – moment bezwładności i -tego samochodu względem osi prostopadłej do płaszczyzny ruchu oraz przechodzącej przez jego środek masy C_i . Moment ten wyrażono wzorem $I_i = m_i i_i^2$, gdzie i_i – promień bezwładności. Dalsze oznaczenia jak na rys. 3.4.

W celu wyznaczenia prędkości po zderzeniu v_{in}' , v_{it}' , ω_i' wykorzystano cztery równania zgodnie z zasadą pędu w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia, dla każdego samochodu oddzielnie:

$$m_i(v_{it}' - v_{in}) = (-1)^{i+1} S, \quad m_i(v_{it}' - v_{it}) = 0 \quad (3.22)$$

oraz równania wynikające z zasady zmienności krętu względem środków mas C_i , również dla każdego pojazdu ($i = 1, 2$):

$$m_i i_i^2 (\omega_i' - \omega) = (-1)^{i+1} S t_i \quad (3.23)$$

Ponieważ w powyższych równaniach występuje nieznaną impuls S , zastosowano dodatkowe równanie (wynikające z hipotezy Newtona) dotyczące odniesienia względnej prędkości zderzających się pojazdów po zderzeniu do prędkości względnej przed zderzeniem, pomnożonej przez współczynnik restytucji ze znakiem ujemnym (3.24). Zależność tę otrzymano ze wzoru (5.9) po przekształceniach.

$$w_n' = -R w_n \quad (3.24)$$

3.1.3. Uwzględnienie szorstkości powierzchni zderzających się samochodów

Problem zderzenia i warunków, w jakich ono przebiega, został w poprzednich rozdziałach wyidealizowany przez założenie gładkości powierzchni zderzających się samochodów. W kolejnych fragmentach pracy [2] pokazane zostało podejście do problemu zderzenia mimośrodkowego oraz środkowego ciał o powierzchniach szorstkich, co przeniesiono tutaj na grunt zderzenia samochodów.

Szorstkość powierzchni wpływa na pojawienie się w obszarze kontaktu samochodów stycznych sił tarcia P_t , w wyniku czego uwzględniono impuls powodujący zmianę pędu w kierunku stycznym do osi t (rys. 3.4):

$$S_t = \int_0^{\tau} P_t(t) dt \quad (3.25)$$

Wynikiem zderzenia pojazdów o powierzchniach szorstkich jest rozwiązanie nieliniowego równania różniczkowego, które rozwiązać można tylko metodami przybliżonymi. Istnieje ponadto możliwość wykorzystania zasady zmienności pędu dwoma sposobami. Pierwszym jest tzw. rachunkowo-wykreślna metoda, zwana metodą Routha [2], zaś drugim – metoda analityczna. W obu tych metodach wprowadzono pojęcia chwilowej prędkości ściskania i ścinania:

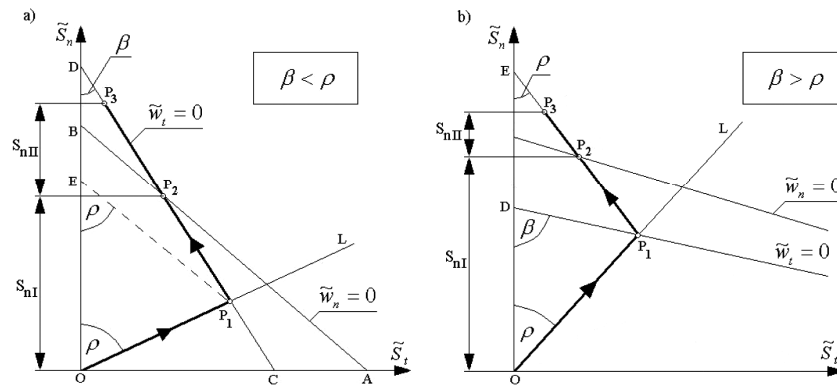
$$\tilde{w}_t = (\tilde{v}_{1t} - n_1 \tilde{\omega}_1) - (\tilde{v}_{2t} + n_2 \tilde{\omega}_2), \quad \tilde{w}_n = (\tilde{v}_{2n} - t_2 \tilde{\omega}_2) - (\tilde{v}_{1n} + t_1 \tilde{\omega}_1) \quad (3.26)$$

W ramach metody wykreślnej wprowadzono układ współrzędnych \tilde{S}_t, \tilde{S}_n , zwany układem Routha. Za jego pomocą można przedstawić stan kinematyczny samochodów w czasie zderzenia jako ruchomy punkt reprezentacyjny P (rys. 3.5) odwzorowujący ruch geometrycznego środka zderzenia. Punkt ten rozpoczyna swój ruch z początku układu, ponieważ ma zerowe współrzędne. Ruch punktu wzdłuż osi pionowej znamionuje narastanie impulsu w kierunku normalnym, zaś ruch poziomy związany jest z poślizgiem ciał. Może on odbywać się najpierw w prawo, potem w lewo, gdyż zwroty sił tarcia mogą ulec zmianie.

Gdy wzajemny nacisk i lokalne odkształcenia osiągają maksymalne wartości, chwilowa prędkość ściskania równa jest zero. W układzie Routha zjawisko to opisano równaniem prostej:

$$w_n - \alpha_{nt} \tilde{S}_t - \alpha_{nn} \tilde{S}_n = 0 \quad (3.27)$$

zwanej prostą największego ściskania [2] przecinającej osie układu w punktach A i B, gdzie oznaczenia we wzorze omówiono w dalszej części rozdziału.



Rys. 3.5. Wykresy Routha dla zderzenia mimośrodowego samochodów o powierzchniach szorstkich
Źródło: [2].

Zderzenie bez poślizgu opisano za pomocą równania tzw. prostej bezpoślizgowej [2]:

$$w_t - \alpha_{tt} \tilde{S}_t - \alpha_{tn} \tilde{S}_n = 0 \quad (3.28)$$

która, przecinając osie układu Routha w punktach C i D, tworzy z osią rzędną kąt:

$$\beta = \arctg \frac{\alpha_{nt}}{\alpha_{tt}} \quad (3.29)$$

W przypadku zajścia poślizgu ($\tilde{w}_i \neq 0$) zachodzi zależność $\tilde{S}_t = |f\tilde{S}_n|$. W układzie Routha równość tę przedstawiono za pomocą prostej OL nachylonej do osi \tilde{S}_n pod granicznym kątem tarcia $\rho = \arctg f$. Prosta OL zwana jest prostą poślizgową [2].

Po omówieniu założeń wstępnych proces zderzenia poddano bardziej szczegółowej analizie dotyczącej zależności między kątami β i ρ (rys. 3.5). Gdy $\beta < \rho$, tarcie nie osiąga wartości granicznej i poślizg nie jest w pełni rozwinięty (rys. 3.5a). Punkt reprezentacyjny porusza się wzdłuż prostej bezpośrednio. W przypadku, kiedy $\beta > \rho$, poślizg występuje nawet po przekroczeniu punktu P_I (rys. 3.5b), z tym że zwroty chwilowych sił tarcia zmieniają się. Punkt reprezentacyjny porusza się po prostej $P_I E$ nachylonej pod granicznym kątem tarcia do osi rzędnych.

Analizując proces zderzenia pojazdów, których powierzchnie traktowane są jako szorstkie, metodą analityczną ułożono równania zderzenia, dodając do równań (3.22) impuls styczny S_t . Wartości modułów wektorów prędkości i impulsów w dowolnej chwili zderzenia ($t \in [0, \tau]$) również oznaczono fałą.

$$\begin{aligned} m_i(\tilde{v}_{it} - v_{it}) &= (-1)^i \tilde{S}_t \\ m_i(\tilde{v}_{in} - v_{in}) &= (-1)^{i+1} \tilde{S}_n \\ I_i(\tilde{\omega}_i - \omega_i) &= \tilde{S}_t n_i + (-1)^{i+1} \tilde{S}_n t_i \end{aligned} \quad (3.30)$$

Wykorzystano przy tym chwilowe względne prędkości ścinania i ściskania (3.26).

Jeśli $\tilde{w}_i \neq 0$, to podczas zderzenia samochody ślizgają się po sobie. Pełny poślizg występuje przy tarcu w pełni rozwiniętym. Przyjęto zatem, że:

$$\tilde{S}_t = |f\tilde{S}_n| \quad (3.31)$$

gdzie f jest dynamicznym współczynnikiem tarcia, a wektor impulsu stycznego ma zwrot przeciwny do wektora prędkości poślizgu. W razie braku wystąpienia poślizgu:

$$\tilde{S}_t = |tg\tilde{\mu} \cdot \tilde{S}_n|, \quad tg\tilde{\mu} < f \quad (3.32)$$

gdzie $\tilde{\mu}$ jest kątem między wektorem chwilowej prędkości względnej \tilde{w} a normalną zderzenia.

Dalej, analizując metodę Routha, rozpisano sześć równań zgodnie z zasadą zmiany pędu i krętu względem geometrycznego środka zderzenia. Po wyeliminowaniu prędkości chwilowych \tilde{v} oraz $\tilde{\omega}$ we wzorach (3.30) otrzymano:

$$\tilde{w}_t = w_t - \alpha_{tt} \tilde{S}_t - \alpha_{tn} \tilde{S}_n, \quad \tilde{w}_n = w_n - \alpha_{nt} \tilde{S}_t - \alpha_{nn} \tilde{S}_n \quad (3.33)$$

gdzie:

$$\begin{aligned} \alpha_{tt} &= \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{n_1^2}{I_1} + \frac{n_2^2}{I_2} \\ \alpha_{nn} &= \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{t_1^2}{I_1} + \frac{t_2^2}{I_2} \\ \alpha_{nt} &= \alpha_{tn} \equiv \frac{n_1 t_1}{I_1} - \frac{n_2 t_2}{I_2} \end{aligned} \quad (3.34)$$

W celu uzyskania kompletnego układu równań uzupełniono wzory (3.33) o hipotezę Newtona oraz wzór (3.31).

W pracy [2] zostało również poddane analizie zderzenie, w którym uwzględniono problem restytucji prędkości stycznych. Dla analizy zderzenia pojazdów przyjęto, że podczas jego trwania, oprócz występowania tzw. odkształceń objętościowych bryły nadwozia, zachodzą także tzw. odkształcenia postaciowe [2], które są związane z naprężeniami powstałymi w kierunku stycznym do płaszczyzny zderzenia, występującymi na powierzchniach samochodów będących w kontakcie. Analogicznie do hipotezy Newtona podano wzór na współczynnik restytucji prędkości stycznych [2]:

$$\theta = \frac{w_t'}{w_t} \quad (3.35)$$

gdzie względna prędkość styczna w zderzeniu bezpoślizgowym została opisana wzorem:

$$w_t' = w_t - \alpha_{tt} S_t - \alpha_{tn} S_n = \theta w_t \quad (3.36)$$

natomiast względna prędkość normalna:

$$w_n' = w_n - \alpha_{nt} S_t - \alpha_{nn} S_n = -R w_n \quad (3.37)$$

Rozwiązano równania (3.36) i (3.37) względem impulsów, co w efekcie umożliwia wyznaczenie wartości impulsów stycznego i normalnego:

$$\begin{aligned}
S_t &= \frac{-(1+R)\alpha_{nt}w_n + (1-\theta)\alpha_{nm}w_t}{\alpha_{nm}\alpha_{tt} - \alpha_{nt}^2} \\
S_n &= \frac{(1+R)\alpha_{tt}w_n - (1-\theta)\alpha_{nt}w_t}{\alpha_{nm}\alpha_{tt} - \alpha_{nt}^2}
\end{aligned} \tag{3.38}$$

Rozwiązanie powyższego zagadnienia, za pomocą którego można przedstawić opis zderzenia samochodów o powierzchniach szorstkich, wymaga znajomości trzech współczynników: dynamicznego współczynnika tarcia f , współczynnika restytucji dla prędkości normalnych R oraz stycznych θ . Stan kinematyczny po zderzeniu opisano wzorami (3.39).

$$\begin{aligned}
v'_{1t} &= v_{1t} - \frac{S_t}{m_1}, & v'_{2t} &= v_{2t} + \frac{S_t}{m_2}, \\
v'_{1n} &= v_{1n} + \frac{S_n}{m_1}, & v'_{2n} &= v_{2n} - \frac{S_n}{m_2}, \\
\omega'_1 &= \omega_1 + \frac{S_t n_1}{m_1 i_1^2} + \frac{S_n t_1}{m_1 i_1^2}, & \omega'_2 &= \omega_2 + \frac{S_t n_2}{m_2 i_2^2} + \frac{S_n t_2}{m_2 i_2^2}
\end{aligned} \tag{3.39}$$

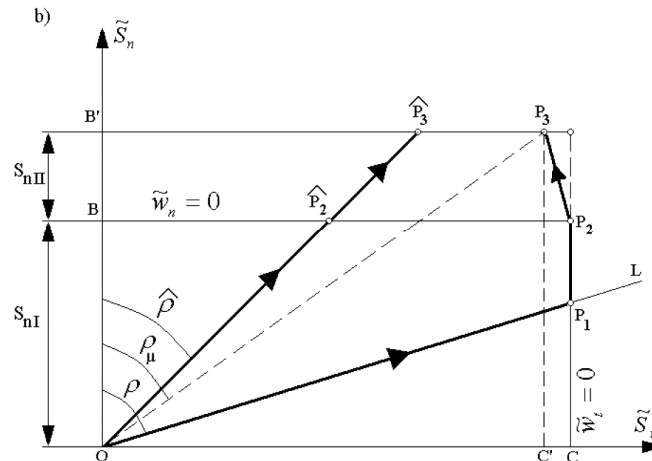
W przypadku zderzenia środkowego samochodów o powierzchniach szorstkich współrzędne w kierunku stycznym $t_1 = t_2 = 0$. We wzorach dotyczących zderzenia mimośrodkowego należy za pracę [2] podstawić:

$$\alpha_{tt} = \frac{(1+v_1^2)M + 1 + v_2^2}{m_2}, \quad \alpha_{nm} = \frac{1+M}{m_2}, \quad \alpha_{nt} = 0 \tag{3.40}$$

przy czym:

$$v_1 \equiv \frac{n_1}{i_1}, \quad v_2 \equiv \frac{n_2}{i_2}, \quad i_1 \equiv \sqrt{\frac{I_1}{m_1}}, \quad i_2 \equiv \sqrt{\frac{I_2}{m_2}}, \quad M \equiv \frac{m_2}{m_1} \tag{3.41}$$

W tym przypadku prosta największego ściskania ($\tilde{w}_n = 0$) leży równolegle do osi odciętych (rys. 3.6). Prosta bezpoślizgowa jest natomiast położona równolegle do osi rzędnych.



Rys. 3.6. Wykresy Routha dla zderzenia środkowego samochodów o powierzchniach szorstkich dla $\rho > \rho_n$ oraz $\rho < \rho_n$

Źródło: [2].

Odcinek OP_3 dzieli wykres na dwa obszary, w których punkt reprezentacyjny zakreśla inny tor. Współczynnik tarcia dla prostej przechodzącej przez punkty O oraz P_3 przyjmuje wartość

$$f_\mu = \operatorname{tg} \rho_\mu = \frac{\overline{OC'}}{\overline{OB'}} = \frac{1 - \theta}{1 + R} \frac{\alpha_{nn}}{\alpha_{tt}} \operatorname{tg} \mu \quad (3.42)$$

gdzie μ – kąt zderzenia (kąt, pod jakim wektor prędkości względnej nachylony jest w chwili początkowej do normalnej zderzenia [2]).

Funkcję, jaką pełni prosta OP_3 zinterpretowano jako zależność kąta zderzenia od kąta tarcia. Graniczna wartość kąta zderzenia $\mu = \mu_\rho$. Dla $\mu > \mu_\rho$ występuje zderzenie z poślizgiem, zaś dla $\mu < \mu_\rho$ – zderzenie bez poślizgu. Graniczny kąt zderzenia opisano zależnością:

$$\operatorname{tg} \mu_\rho = \frac{1 + R}{1 - \theta} \frac{\alpha_{tt}}{\alpha_{nn}} \operatorname{tg} \rho \quad (3.43)$$

Zderzenie bez poślizgu występuje, gdy $\rho > \rho_\mu$ lub $\mu < \mu_\rho$, zaś wartości impulsów na końcu zderzenia opisano równaniami:

$$\tilde{S}_{t3} \equiv S_t = \frac{(1 - \theta)m_2 w_t}{(1 + v_1^2)M + 1 + v_2^2}, \quad \tilde{S}_{n3} \equiv S_n = \frac{1 + R}{1 + M} m_2 w_n \quad (3.44)$$

Po podstawieniu wzorów (3.44) do wzorów na prędkości końcowe zderzenia mimośrodowego samochodów o powierzchniach szorstkich wyliczyć można prędkości ciał po zderzeniu bezpoślizgowym.

Zderzenie z poślizgiem ma miejsce, gdy $\rho < \rho_\mu$ lub $\mu > \mu_\rho$. Trajektoria ruchu punktu reprezentacyjnego przecina prostą największego ściskania, a następnie prostą bezpoślizgową. Proces zderzenia odbywa się przy pełnym poślizgu, kończąc się w punkcie \hat{P}_3 o współrzędnych:

$$\tilde{S}_{n3} = \frac{1+R}{1+M} m_2 v_{1n}, \quad \tilde{S}_{t3} = f \tilde{S}_{n3} \quad (3.45)$$

Jak wynika z przeprowadzonej analizy, proces zderzenia samochodów można matematycznie przedstawić za pomocą opisów zaprezentowanych powyżej. Najbardziej zbliżony do warunków rzeczywistych wydaje się opis mimośrodowego zderzenia pojazdów z wykorzystaniem restytucji prędkości stycznych. Oczywiście jego stosowanie wiąże się ze znajomością dodatkowych współczynników, jednak wydaje się, że takie przedstawienie omawianych zjawisk może przynieść najbardziej dokładne wyniki. W rozdziale 3.3 przedstawiono analizę porównawczą wyników obliczeń z wykorzystaniem restytucji prędkości stycznych dla wybranych rodzajów zderzeń samochodów w zestawieniu z wynikami otrzymanymi w symulacjach komputerowych.

3.1.4. Wykorzystanie współczynników restytucji

Istotnym problemem dotyczącym modelowania zderzeń wydaje się uwzględnienie dodatkowych czynników z jednej strony komplikujących model, a z drugiej zapewniających pełniejsze odzwierciedlenie rzeczywistych przypadków zdarzeń drogowych. Dzięki temu możliwa jest pełniejsza analiza całego procesu. Deformacja nadwozia spowodowana jest odkształceniami objętościowymi oraz postaciowymi (współczynnik restytucji dla normalnych i stycznych składowych względnej prędkości pojazdów), a więc istotne jest uwzględnienie współczynnika tarcia powierzchni zderzających się samochodów, jak i utraty energii kinetycznej wskutek np. wzajemnej penetracji ich nadwozi. Ponadto pojazdy nie zawsze muszą wykonywać ruch płaski (wywracanie, oderwanie się od nawierzchni drogi lub pochyłość nawierzchni). Nie zawsze też siły zewnętrzne działające na samochody można pominąć (np. chwilowa współpraca niektórych kół pojazdu z nawierzchnią inną niż asfalt [65]), ponieważ ich wartość w wyniku dynamicznego sprzężenia wywołanego zderzeniem może impulsowo wzrosnąć w krótkim przedziale czasu. Innymi czynnikami mogącymi wpłynąć na przebieg zderzenia może być np. nierównomierny rozkład masy w samochodzie, trudne warunki drogowe (niski współczynnik przyczepności kół do nawierzchni) oraz uszkodzenia pojazdów objawiające się np. nierównomiernym naciskiem kół na nawierzchnię.

Matematyczny model zderzenia opisany równaniami (3.1) i (3.2) uzupełniono o nowe elementy, np. w pracy [65], gdzie prócz omawianych wielkości uwzględniono występowanie dodatkowych zewnętrznych sił impulsowych (np. oddziaływanie sił w kontakcie koła z nawierzchnią) przesunięte do środka masy i rzutowane na oba kierunki układu współrzędnych Ont . W równaniach ruchu obrotowego siły te dają dodatkowe momenty Γ_i wpływające przede wszystkim na ruch obrotowy pojazdów. Celem analizy w pracy [65] było rozważenie sytuacji, w której koła jednego z samochodów toczą się w chwili zderzenia po nawierzchni innego rodzaju, np. poboczne gruntowe lub uwzględnione zostanie oddziaływanie przyczepy na pojazd biorący udział w zderzeniu.

Innymi elementami analizowanymi w matematycznym modelu zderzenia w [65] są niektóre parametry masowe i geometryczne. Wykorzystano również czas deformacji i restytucji jako okresów odpowiednio narastania odkształceń i ich zaniku.

W rozdziale 3.1 przedstawiono w oparciu o rozważania z pracy [182] rozwiązanie dotyczące wyznaczania impulsów stycznych i normalnych sił uderzenia (S_t i S_n). Wykorzystano dynamiczny współczynnik tarcia, jednak we wzorach (3.5) i (3.7) uwzględniono jedynie ogólną wartość współczynnika restytucji, bez rozdziału na kierunki rzutowania wektorów prędkości. Gdyby uwzględnić te kierunki (normalny i styczny), wzory te przybrałyby następującą postać:

a) dla zderzenia bez poślizgu:

$$\begin{aligned} S_t &= \frac{(Gv_{Zt} + Fv_{Zn})(1 + R_t)}{F^2 - EG} \\ S_n &= \frac{(Fv_{Zt} + Ev_{Zn})(1 + R_n)}{F^2 - EG} \end{aligned} \quad (3.46)$$

gdzie: E, F, G – wartości obliczane na podstawie wzorów (3.6);

v_{Zt}, v_{Zn} – prędkości względne samochodów wzdłuż osi t i n prostokątnego układu współrzędnych zaczepionego w geometrycznym środku zderzenia;

R_t, R_n – współczynniki restytucji odpowiednio dla prędkości w kierunku stycznym i normalnym do płaszczyzny zderzenia (w poprzednich rozdziałach oznaczone jako θ i R);

b) dla zderzenia z poślizgiem:

$$\begin{aligned} S_t &= -\operatorname{sgn}\{v_{Zt}\}\mu_T |S_n| \\ S_n &= \frac{v_{Zn}(1 + R_t)}{G - \operatorname{sgn}\{v_{Zt}\}\mu_T F} \end{aligned} \quad (3.47)$$

Dla tak ustalonych warunków wyznaczania impulsów sił zderzeniowych należałoby przeprowadzić obliczenia sprawdzające poprawność zmian przyjętych we wzorach.

W pracy [271] przeprowadzona została analiza zmian wartości współczynników restytucji w zderzeniach samochodów, powołując się jednocześnie, głównie w kwestii współczynnika dla prędkości stycznych, m.in. na wyniki badań z prac ([290]–[299]).

Dla lepszego zrozumienia skomplikowanego procesu zderzenia pojazdów wydaje się, że niezbędna jest znajomość zjawisk tarcia między ich powierzchniami w czasie kontaktu. W [260] podjęto próbę zaadoptowania rozważań z pracy [2] dotyczących współczynnika restytucji w kierunku stycznym do płaszczyzny zderzenia jako możliwości wykorzystania w analizie zderzenia samochodów. Wydaje się, że konieczne jest wyznaczenie jego wartości, ponieważ dzięki temu uwzględnić można w modelowaniu deformację kształtu nadwozia samochodu.

Teoria współczynnika R_t (oznaczanego również symbolem θ) przedstawiona została w pracy [2] dla przypadku uderzenia dwóch ciał o powierzchniach kulistych, kiedy rozkład normalnych nacisków w strefie kontaktu pomiędzy ciałami mają kształt elipsy. Przyjęto, że rozkład naprężeń ścinających pochodzących od stycznej składowej impulsu siły uderzenia ma również kształt elipsy, pod warunkiem że tarcie między powierzchniami ciał jest w pełni rozwinięte.

Wyniki badań pokazują, że podczas kolizji kul stalowych wartość R_t zależy zarówno od współczynnika restytucji R , jak i kąta zderzenia α . Na podstawie tych wyników wzór stosowany do obliczania wartości R_t może być zaprezentowany w następujący sposób [2]:

$$R_t = 1 - \frac{7}{2}(1 + R_n) \frac{\operatorname{tg} \alpha'_1}{\operatorname{tg} \alpha'_2} \quad (3.48)$$

gdzie: α'_1 – kąt położenia pojazdu nr 1 po zderzeniu względem normalnej do płaszczyzny zderzenia;

α'_2 – kąt położenia pojazdu nr 2 po zderzeniu względem normalnej do płaszczyzny zderzenia.

Wzór (3.48) może zostać wykorzystany w analizie i modelowaniu procesu zderzenia pod warunkiem przyjęcia półkulistych kształtów nadwozi pojazdów w strefie punktu przyłożenia impulsu siły uderzenia (geometryczny środek zderzenia).

Uzyskane wyniki mogą być wykorzystane do dalszych badań nad możliwością skomplikowania modelu zderzenia samochodów. Jednym z kierunków może być badanie wpływu wybranych parametrów zderzenia na jego przebieg, innym – wpływ parametrów masowo-bezwładnościowych pojazdu na stateczność i dynamikę samochodu, czego wybrane elementy pokazano w rozdziałach 7 i 8.

Biorąc pod uwagę powyższe rozważania na temat współczynników restytucji w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia, przyjęto następującą, roboczą hipotezę.

W zależności, czy zderzenie charakteryzuje się małym kątem między normalną zderzenia (prosta n , rys. 3.4) a wektorem prędkości pojazdów, rzędu kilku stopni (np. czołowe lub boczne), czy kąt ten jest duży (od kilkunastu do prawie 90 stopni, np. zderzenie boczne skośne), współczynniki omawiane wcześniej będą miały inne znaczenie.

Na podstawie rozważań dotyczących współczynników restytucji można stwierdzić, że głównym elementem brany pod uwagę w rekonstrukcji wypadku i modelowaniu zderzenia jest współczynnik restytucji prędkości normalnych (równoległych do normalnej zderzenia). Współczynnikowi temu poświęcona jest większość dostępnej literatury.

Dla zderzenia o małym kącie odchylenia wektora prędkości pojazdu od normalnej można przyjąć, że współczynnik restytucji prędkości stycznych powoduje niewielkie zmiany względnej prędkości pojazdów w tym kierunku. Ponieważ impuls siły zderzenia można rozłożyć na dwie składowe (styczną i normalną), łatwo przewidzieć, choćby w oparciu o rys. 3.4, że składowa impulsu styczna do płaszczyzny zderzenia będzie miała niewielką wartość, ponieważ zarówno kąt (a także jego sinus), jak i prędkości styczne w takim zderzeniu również będą niewielkie. Można przyjąć, że impuls siły uderzenia prawie w całości przebiegnie wzdłuż normalnej.

W zderzeniu o dużym kącie nachylenia prędkości pojazdów względem normalnej zderzenia sytuacja będzie zgoła inna. Składowa styczna impulsu będzie znacznie większa, ponieważ większy będzie kąt zderzenia oraz, co za tym idzie, większe będą prędkości zderzenia w kierunku stycznym, co w oparciu np. o równania (3.1) spowoduje wzrost udziału składowej stycznej w procesie zderzenia. Można zatem przyjąć, że impuls siły zostanie rozłożony wzdłuż normalnej i stycznej do płaszczyzny zderzenia. Kierunek wektora impulsu siły zderzenia nie jest wprawdzie znany, jednak dla uproszczenia można założyć, że jest on zgodny z kierunkiem wektora prędkości postępowej odpowiednio dla każdego pojazdu biorącego udział w zderzeniu.

Biorąc powyższe pod uwagę można przyjąć następującą hipotezę, którą zapisano wzorami:

$$\begin{aligned} S &= \sqrt{S_n^2 + S_t^2}, \\ S_n &= S \cos \alpha, & S_n &= S \cos \alpha = S, \text{ dla małych } \alpha \\ S_t &= S \sin \alpha, & S_t &= S \sin \alpha = S \alpha, \text{ dla małych } \alpha \end{aligned} \quad (3.49)$$

gdzie: S – impuls siły uderzenia;
 S_n – składowa impulsu w kierunku normalnym;
 S_t – składowa impulsu w kierunku stycznym;
 α – kąt zawarty między normalną zderzenia a wektorem prędkości pojazdu biorącego w nim udział.

Wyrażając α w radianach, można otrzymać małe wartości impulsu stycznego dla zderzeń współliniowych bądź prawie współliniowych oraz duże wartości dla zderzeń niewspółliniowych, dla których oczywisty wydaje się fakt, że pojazdy będą w wyniku takiego zderzenia wykonywały ruch losowy, zależny w dużej mierze od charakteru współpracy ich powierzchni podczas zderzenia.

Przez współliniowość rozumie się tutaj równoległość wektorów prędkości postępowych lub znajdowanie się ich na wspólnej prostej.

Dalej wyznaczenie współczynników restytucji wydaje się proste, ponieważ polega na przekształceniu wzorów, np. (3.38) do postaci, wg której niewiadomymi są wielkości R i θ .

Rozważania dotyczące współczynnika restytucji prowadzone były także przez J. Michalczyka (np. [415], [416]), głównie w zakresie zderzeń odlewów z kratami wstrząsowymi, dynamiki maszyn wibrujących itp. Jakkolwiek ważne, problemy te nie były rozważane przez autorów.

3.1.5. Zderzenie pojazdów jako ruch złożony

Prócz uwzględnienia szorstkości powierzchni zderzających się pojazdów rozważono także występowanie dodatkowych, zewnętrznych sił impulsowych działających na układ pojazdów będących w kontakcie. W kilku pracach (np. [56] i [65]) rozważono zagadnienia występowania dodatkowych sił impulsowych, jednak sprowadzonych do środka masy pojazdu. Odrębnym zagadnieniem wydaje się być przyjęcie założenia, że zewnętrzne dla układu dwóch pojazdów siły impulsowe mogą być zaczepione w innym punkcie niż środek masy. Ponadto, prócz ruchu płaskiego, można również, biorąc po uwagę duże prędkości uderzenia, przyjąć wystąpienie także ruchu złożonego (siła bezwładności, unoszenia i Coriolisa) w trakcie zderzenia pojazdów.

Jednym z głównych problemów utrzymania płynności ruchu drogowego są jego zakłócenia wynikające z różnych zdarzeń, jakie mogą mieć miejsce na drodze i w jej bezpośrednim otoczeniu. Najgroźniejszymi w skutkach wydają się być wypadki, do których dochodzi na skrzyżowaniach dróg, wzniesieniach oraz łukach. Zderzenia w takich warunkach mogą mieć różny charakter, co może powodować występowanie różnego rodzaju ruchu w trakcie i po kolizji. W tym rozdziale skupiono się na analizie zjawisk zachodzących podczas zderzenia dwóch pojazdów samochodowych, które mogą wywołać złożone skutki bezpośrednio wpływające na modyfikację modelu zderzenia prezentowanego w rozdz. 3.1.3.

Dotychczasowa analiza mechaniki zderzenia pojazdów prowadzona była głównie w kierunku uproszczonych zagadnień (wykorzystanie zasady pędu i krętu dla ruchu płaskiego pojazdów) oraz bardziej złożonych modeli zderzenia. W tym zakresie uwzględnione zostały m.in. parametry geometryczne, masowe oraz bezwładnościowe zderzających się pojazdów, a także występowanie dodatkowych zewnętrznych sił impulsowych związanych np. ze zmianą współczynnika przyczepności co najmniej jednego z kół samochodu biorącego udział

w zderzeniu (np. [65]) czy oddziaływaniem przyczepy lub nachyleniem drogi względem poziomu (np. [56]). Siły wynikające z ww. zjawisk traktowano jako zewnętrzne dla układu dwóch zderzających się pojazdów, zaś ich impulsy umieszczano w środkach mas pojazdów lub przyczep.

Dalszą część rozdziału poświęcono rozważaniom z uwzględnieniem impulsowych sił odśrodkowych w ruchu płaskim zaczepionych w innym punkcie niż środek masy pojazdu oraz sił unoszenia i Coriolisa jako składników ruchu złożonego na przykładzie zderzenia czołowego skośnego. Rozważania takie prowadzono w pracach [262] oraz [263], gdzie przedstawiono ogólną koncepcję modelu zderzenia w omawianych warunkach.

Zderzenie takie może zająć np. na łuku drogi, gdzie przy sprzyjających warunkach wartości sił odśrodkowych, zwykle niwelowanych przez poprzeczną pochyłość drogi, mogą gwałtownie i w krótkim czasie wzrosnąć, zaś ich impulsy można uwzględnić w modelu zderzenia. Ponadto może dojść do oderwania się od nawierzchni drogi kół jednej lub obu osi któregoś z pojazdów, przez co samochód ten chwilowo wykonuje ruch złożony. Przykładową ilustrację zjawiska zamieszczono na rys. 3.7.



Rys. 3.7. Zjawisko oderwania się kół tylnej osi pojazdu podczas zderzenia

Źródło: <http://www.japantimes.co.jp/news/2013/06/09/business/corporate-business/imperial-family-s-car-woes-sparked-toyota-whistleblower/#.VlwrGXuJLcs>.

Zwykle zewnętrzne obciążenia działające na pojazd w trakcie zderzenia są pomijane ze względu na ich stosunkowo niewielką wartość w porównaniu z impulsowymi siłami zderzenia działającymi w krótkim czasie. W celu komplikacji modelu zderzenia przyjęto, że siły odśrodkowe pojazdów poruszających się po łuku doznały gwałtownego przyrostu w czasie krótszym niż długość zderzenia. Ponieważ w trakcie zderzenia pojazdy są traktowane jako jeden układ,

zatem siły odśrodkowe zostały potraktowane jako siły zewnętrzne. Na rys. 3.8 pokazano przykładowy widok sytuacyjny wzajemnego położenia pojazdów podczas zderzenia na łuku drogi.

Wystąpienie impulsów sił odśrodkowych, jako sił zewnętrznych działających na układ samochodów, można odnieść do kryterium Mandelsztama¹¹ dla sprzężeń układów dynamicznych. Kryterium to mówi, że jeżeli iloraz częstości własnych układów pozostających w kontakcie jest dużo większy od jednośc, to następuje tzw. silne sprzężenie dynamiczne.

Ponieważ ruch pojazdów, które w ruchu po łuku obciążone są dodatkowo siłą odśrodkową, doznaje nagłego zakłócenia, przeto można przyjąć, że siły odśrodkowe zwrócone na zewnątrz łuku, po którym poruszają się pojazdy, mogą w krótkim czasie trwania zderzenia wygenerować dodatkowe impulsy.



Rys. 3.8. Szkic wzajemnego położenia pojazdów w chwili zderzenia na łuku drogi

Źródło: [263].

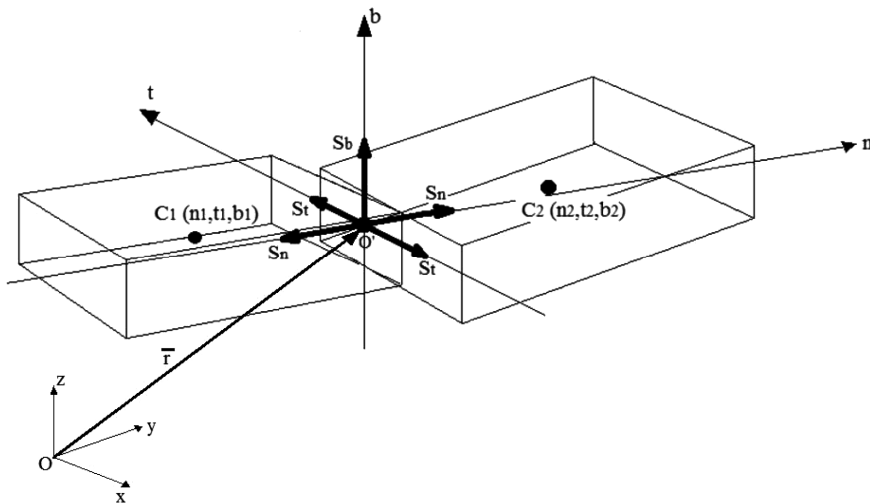
Do opisu modelu matematycznego zderzenia czołowego skośnego na łuku drogi przyjęto, za pracą [263], następujące założenia:

- modele pojazdów traktowane są jako ciała quasi-sztywne;
- nadwozia obu pojazdów są traktowane jako zbiory elementów prostopadłościennych o stałej sztywności i niezmiennej w wyniku zderzenia masie;
- modele samochodów są liniowe;
- ruch odbywa się na czystej i suchej nawierzchni o współczynniku przyczepności równym 0,8;
- układ nieruchomy $Oxyz$ jest układem bezwładnościowym, względem którego odbywa się ruch układu $O'ntb$, przy czym $O \neq O'$, zaś \bar{r} jest promieniem – wektorem łączącym punkty O i O' ;
- modele pojazdów wykonują ruch płaski bądź złożony, zatem do opisu ruchu względem układu współrzędnych $O'ntb$ o początku w geometrycznym środku zderzenia wykorzystano dwie współrzędne n (normalną) oraz t (styczną) dla ruchu płaskiego oraz współrzędną b (binormalną, mierzoną w kierunku

¹¹ Tzw. kryterium słabych i silnych sprzężeń [przyp. aut.].

prostopadłym do nawierzchni jezdni) dla ruchu złożonego. Opisu tego użyto dla przejrzystości rozważań;

- geometrycznym środkiem zderzenia jest punkt pierwotnego kontaktu pojazdów leżący na wspólnej stycznej do powierzchni obu pojazdów lub w geometrycznym środku płaszczyzny kontaktu pojazdów (płaszczyzna zderzenia), jeżeli brak jest jednego, pierwotnego punktu kontaktu;
- składowe impulsu siły uderzenia poprowadzono wzdłuż normalnej, stycznej i binormalnej do płaszczyzny zderzenia, osobno dla każdego pojazdu (rys. 3.9). Normalne składowe impulsów są zwrócone przeciwnie do wektorów normalnych prędkości postępowych. Wektor impulsu stycznego jest na rys. 3.9, 3.10, 3.11 i 3.12 zwrócony dodatnio względem osi Ot dla samochodu nr 1, zaś ujemnie dla pojazdu nr 2. Przyjęto, że składowe binormalne impulsu (ruch złożony) zwrócone są jednakowo dla obu pojazdów;
- na parametry zderzenia składają się prędkości postępowe i kątowe pojazdów przed i po zderzeniu. Apostrofem oznaczono składowe prędkości po zderzeniu;
- siły zewnętrzne i momenty wynikające z ciągniętych przyczep lub różnego współczynnika przyczepności kół do nawierzchni drogi, a także kąty pochylecia kół i nadwozia względem płaszczyzny drogi pominięto;
- płaszczyzna kierująca (płaszczyzna, w której odbywa się ruch) jest równoległa do odcinka drogi, na której odbywa się zderzenie;
- impulsy sił odśrodkowych, bezwładności w ruchu względnym, unoszenia i Coriolisa uwzględniono w równaniach zderzenia, przy czym ich kierunki nie są znane, zatem posłużono się składowymi tych impulsów zrzuconymi na normalną i styczną do płaszczyzny zderzenia.



Rys. 3.9. Składowe impulsu siły uderzenia dla obu pojazdów

Źródło: [263].

Rozważmy dwa przypadki zderzeń:

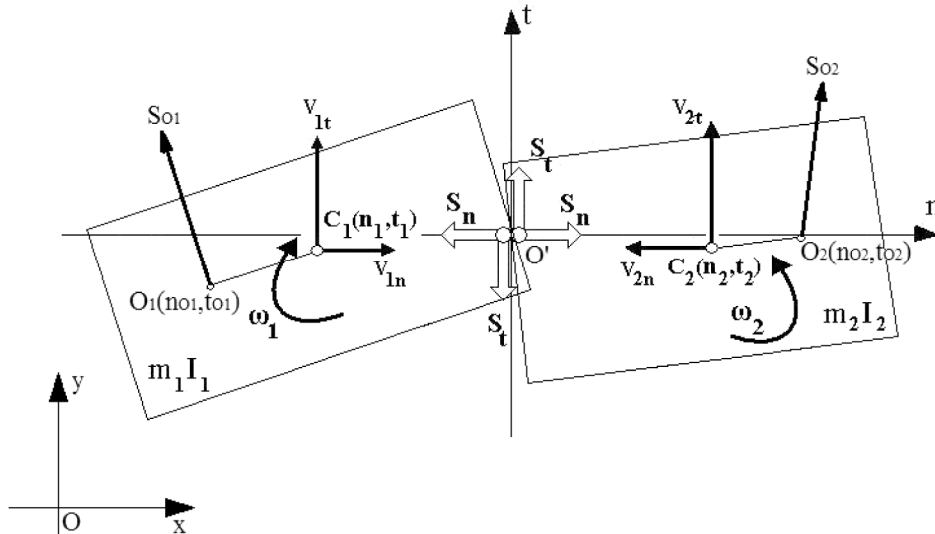
- model zderzenia w ruchu płaskim, przy czym impulsy sił odśrodkowych powstałych podczas jazdy po łuku zaczepiono w punktach innych niż środki mas zderzających się pojazdów. Ich składowe stanowią wówczas elementy równań ruchu postępowego i obrotowego, przy czym pojazdy te wykonują ruch płaski;
- prócz impulsów pochodzących od sił odśrodkowych uwzględniono również występujące w ruchu złożonym impulsy sił bezwładności, unoszenia i Coriolisa. Ich wektory zaczepiono jednak w środkach mas pojazdów jako siły związane z punktem charakterystycznym w ruchu złożonym, jakim jest środek masy pojazdu. Punkt ten reprezentując układ quasi-sztywny, jakim jest samochód, stanowi jednocześnie początek układu współrzędnych poruszającego się względem geometrycznego środka zderzenia oraz układu inercjalnego związanego z ziemią.

Na rys. 3.10 pokazano fizyczny model zderzenia, który opisano równaniami (3.50). Apostrofem oznaczono składowe prędkości po zderzeniu. Równania rozpisano tak, aby były słuszne dla omawianego zagadnienia zderzenia czołowego (rys. 3.8). Pojazdy wykonują ruch płaski, zatem posłużono się składowymi współrzędnymi położenia ich środków mas względem geometrycznego środka zderzenia.

$$\begin{aligned}
 m_1(v'_{1n} - v_{1n}) &= -S_n - S_{O1n} \\
 -m_2(v'_{2n} - v_{2n}) &= S_n + S_{O2n} \\
 m_1(v'_{1t} - v_{1t}) &= S_t + S_{O1t} \\
 m_2(v'_{2t} - v_{2t}) &= -S_t + S_{O2t} \\
 -I_1(\omega'_1 - \omega_1) &= S_t n_1 + S_n t_1 - S_{O1t} n_{O1} - S_{O1n} t_{O1} \\
 I_2(\omega'_2 - \omega_2) &= S_t n_2 - S_n t_2 + S_{O2t} n_{O2} + S_{O2n} t_{O2}
 \end{aligned} \tag{3.50}$$

- gdzie: m_1, m_2 – odpowiednio masa pojazdu 1 i 2 biorącego udział w zderzeniu;
 v_{1t}, v_{2t} – składowe prędkości postępowych obu pojazdów styczne do płaszczyzny zderzenia;
 v_{1n}, v_{2n} – składowe prędkości postępowych obu pojazdów normalne do płaszczyzny zderzenia;
 ω_1, ω_2 – prędkości kątowe pojazdów biorących udział w zderzeniu;
 I_1, I_2 – masowe momenty bezwładności pojazdów względem osi pionowych przechodzących przez ich środki mas;
 S_n, S_t – składowe impulsu wypadkowej siły uderzenia w kierunku normalnym i stycznym;

- $S_{O1t}, S_{O1n}, S_{O2t}, S_{O2n}$ – składowe impulsu siły odśrodkowej pojazdu 1 i 2 w kierunku stycznym i normalnym;
- $n_{O1}, t_{O1}, n_{O2}, t_{O2}$ – współrzędne punktu przyłożenia siły odśrodkowej i-tego samochodu względem jego środka masy;
- n_1, t_1, n_2, t_2 – współrzędne położenia środków mas pojazdów biorących udział w zderzeniu względem geometrycznego środka zderzenia O' .



Rys. 3.10. Fizyczny model zderzenia czołowego skośnego pojazdów. Impulsy sił odśrodkowych niezaczeplone w środku masy

Źródło: [263].

W równaniach (3.50) dotyczących ruchu obrotowego występują momenty pochodzące od impulsów sił odśrodkowych, ponieważ siły te nie są przyłożone w środkach mas obu pojazdów (punkty C_1 i C_2). W części równań dotyczącej ruchu postępowego występują dodatkowe składowe impulsów wywołanych siłami odśrodkowymi zrzutowane na osie przyjętego, lokalnego układu współrzędnych $O'nt$. Do rozwiązania wykorzystano zależności wynikające z hipotezy Newtona dla współczynnika restytucji normalnych prędkości względnych oraz metody Routha [2] pozwalającej uwzględnić współczynnik restytucji względnych prędkości stycznych.

Wyznaczenie wartości składowych stycznych i normalnych impulsów po zderzeniu nie jest na tym etapie rozwiązywania zagadnienia możliwe, ponieważ nieznane są wartości prędkości pozderzeniowych. Zatem po wprowadzeniu tzw. względnej prędkości poślizgu i względnej prędkości ściskania dla początkowej chwili zderzenia oraz dzięki wykorzystaniu wzorów (3.36) i (3.37) można uży-

skazać dodatkowe równania, o które względem niewiadomych uzupełniona jest liczba równań (3.50). Równania te definiują prędkość poślizgu i ściskania dla końcowej chwili zderzenia. Należy przy tym uwzględnić znajomość współczynników R_n i R_t , które zwykle wyznaczane są doświadczalnie [1].

$$\begin{aligned} w'_t &= (v'_{1t} - n_1\omega'_1) - (v'_{2t} - n_2\omega'_2) = w_t R_t \\ w'_n &= (v'_{1n} + t_1\omega'_1) - (-v'_{2n} - t_2\omega'_2) = -w_n R_n \end{aligned} \quad (3.51)$$

Również w tym przypadku niemożliwe jest uzyskanie pełnego rozwiązania bez znajomości impulsu stycznego i normalnego oraz obu współczynników restytucji. Dokonano zatem dalszych przekształceń, posługując się zależnościami opisującymi prędkości poślizgu i ściskania. Wyznaczono w rezultacie wzory opisujące impulsy siły uderzenia. Przyjmując za [263] oznaczenia:

$$\begin{aligned} A &= \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{n_1^2}{I_1} + \frac{n_2^2}{I_2} \\ B &= \frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} + \frac{t_1^2}{I_1} + \frac{t_2^2}{I_2} \\ C &= \frac{n_1 t_1}{I_1} - \frac{n_2 t_2}{I_2} \end{aligned} \quad (3.52)$$

otrzymano wzór na względną prędkość poślizgu (styczną do płaszczyzny zderzenia):

$$w'_t = w_t - AS_t - CS_n = R_t w_t \quad (3.53)$$

oraz względną prędkość ściskania (normalną do płaszczyzny zderzenia):

$$w'_n = w_n - CS_t - BS_n = -R_n w_n \quad (3.54)$$

Po rozwiązaniu równań (3.53) i (3.54) wyznaczono za [2] i [263] wartości stycznej i normalnej składowej impulsu siły uderzenia, przy czym przyjęto występowanie wielkości z początkowej chwili zderzenia.

$$\begin{aligned} S_t &= \frac{-(1 + R_n)Cw_n + (1 - R_t)Bw_t}{BA - C^2} \\ S_n &= \frac{(1 + R_n)Aw_n - (1 - R_t)Cw_t}{BA - C^2} \end{aligned} \quad (3.55)$$

Z równań (3.50) otrzymano wyrażenia pozwalające na obliczenie wartości prędkości końcowych zderzenia:

$$\begin{aligned}
v'_{1t} &= v_{1t} + \frac{S_t}{m_1} + \frac{S_{O1t}}{m_1}, & v'_{2t} &= v_{2t} - \frac{S_t}{m_2} + \frac{S_{O2t}}{m_2}, \\
v'_{1n} &= v_{1n} - \frac{S_n}{m_1} - \frac{S_{O1n}}{m_1}, & v'_{2n} &= v_{2n} - \frac{S_n}{m_2} - \frac{S_{O2n}}{m_2}, \\
\omega'_1 &= \omega_1 - \frac{S_t n_1}{I_1} - \frac{S_n t_1}{I_1} + \frac{S_{O1t} n_{O1}}{I_1} + \frac{S_{O1n} t_{O1}}{I_1}, \\
\omega'_2 &= \omega_2 + \frac{S_t n_2}{I_2} - \frac{S_n t_2}{I_2} + \frac{S_{O2t} n_{O2}}{I_2} + \frac{S_{O2n} t_{O2}}{I_2}.
\end{aligned} \tag{3.56}$$

Dysponując równaniami (3.50) i (3.55), można wyznaczyć wartości końcowe prędkości postępowej i kątowej każdego z pojazdów biorących udział w zderzeniu. Należy mieć na uwadze fakt, że konieczna jest też znajomość impulsów sił odśrodkowych, które w tym przypadku przyjęto traktować jako wielkości znane. W przeciwnym przypadku zadanie pozostaje nieoznaczone.

W kolejnym kroku analizy rozważono przypadek, kiedy w wyniku uderzenia pojazdy nie poruszają się w płaszczyźnie drogi, ale wykonują ruch złożony, gdzie przynajmniej jedna oś każdego z nich unosi się nad jej powierzchnię.

Ogólną postać równań ruchu samochodów podczas zderzenia oparto o rozważania z rozdziału 3.1.3, przy czym ogólną postać dla przypadku powierzchni szorstkich zaadaptowano dla zderzenia mimośrodkowego samochodów, gdzie występują dodatkowe impulsy sił odśrodkowych, a w przypadku ruchu złożonego także bezwładności, unoszenia i Coriolisa:

$$\begin{aligned}
m_i(v'_{in} - v_{in}) &= \sum_{i=1}^k S_n + \sum_{i=1}^k S_{Oin} + \sum_{i=1}^k S_{Bin} + \sum_{i=1}^k S_{Uin} + \sum_{i=1}^k S_{Cin} \\
m_i(v'_{it} - v_{it}) &= \sum_{i=1}^k S_t + \sum_{i=1}^k S_{Oit} + \sum_{i=1}^k S_{Bit} + \sum_{i=1}^k S_{Uit} + \sum_{i=1}^k S_{Cit} \\
I_i(\omega'_i - \omega_i) &= \sum_{i=1}^k S_t n_i + \sum_{i=1}^k S_n t_i + \sum_{i=1}^k M_{Oi} + \sum_{i=1}^k M_{Bi} + \sum_{i=1}^k M_{Ui} + \sum_{i=1}^k M_{Ci}
\end{aligned} \tag{3.57}$$

gdzie: m_i – masa i-tego pojazdu;

v_{it} – styczna do płaszczyzny zderzenia składowa prędkości postępowej i-tego pojazdu;

v_{in} – normalna do płaszczyzny zderzenia składowa prędkości postępowej i-tego pojazdu;

ω_i – prędkość kątowa i-tego pojazdu;

I_i – masowy moment bezwładności i-tego pojazdu;

- S_n, S_t – normalne i styczne składowe impulsu wypadkowej siły uderzenia;
 S_{Oin}, S_{Oit} – normalne i styczne składowe impulsu wypadkowej siły odśrodkowej i-tego pojazdu;
 S_{Bin}, S_{Bit} – normalne i styczne składowe impulsu wypadkowej siły bezwładności w ruchu względnym i-tego pojazdu;
 S_{Uin}, S_{Uit} – normalne i styczne składowe impulsu wypadkowej siły unoszenia i-tego pojazdu;
 S_{Cin}, S_{Cit} – normalne i styczne składowe impulsu wypadkowej siły Coriolisa i-tego pojazdu;
 M_{Oi} – moment pochodzący od impulsu siły odśrodkowej i-tego pojazdu;
 M_{Bi} – moment pochodzący od impulsu względnej siły bezwładności i-tego pojazdu;
 M_{Ui} – moment pochodzący od impulsu siły unoszenia i-tego pojazdu;
 M_{Ci} – moment pochodzący od impulsu siły Coriolisa i-tego pojazdu;
 n_i, t_i – współrzędne położenia środków mas pojazdów biorących udział w zderzeniu względem geometrycznego środka zderzenia O' ;
 n_{Oi}, t_{Oi} – współrzędne punktów przyłożenia impulsów sił odśrodkowych względem geometrycznego środka zderzenia O' .

Równania opisujące ruch pojazdów w trakcie zderzenia (np. 3.30) uzupełniono za pracę [263] o impuls siły bezwładności w ruchu względnym, impuls siły unoszenia i Coriolisa oraz impuls siły uderzenia w kierunku binormalnym. Posłużono się promieniami wodzącymi zamiast ich rzutami na wszystkie trzy osie, podając bardziej ogólną postać modelu zderzenia w ruchu złożonym. Wprowadzono następujący układ równań:

$$\begin{aligned}
 m_i(v'_{ik} - v_{ik}) &= S_k + S_{Oi} + S_{Ui} + S_{Ci} + S_{Bi} \\
 I_{ai}(\omega'_{ai} - \omega_{ai}) &= S_t r_i + S_n r_i + S_{bi} r_i + S_{Oi} r_{Oi} \\
 i &= 1, 2 \\
 k &= n, t, b \\
 a &= x_s, y_s, z_s
 \end{aligned} \tag{3.58}$$

- gdzie: m_i – masa i-tego pojazdu biorącego udział w zderzeniu;
- v_{ik} – składowe prędkości postępowych i-tego pojazdu normalne (n), styczne (t) i binormalne (b) do płaszczyzny zderzenia;
- x_s, y_s, z_s – współrzędne wzdłuż podłużnej, poprzecznej i pionowej osi symetrii i-tego pojazdu, licząc od środka jego masy;
- ω_{ai} – prędkości kątowe i-tego pojazdu biorącego udział w zderzeniu wokół jego podłużnej, poprzecznej i pionowej osi symetrii;
- I_{ai} – masowy moment bezwładności i-tego pojazdu względem osi podłużnej, poziomej i pionowej przechodzącej przez jego środek masy;
- S_k – składowe impulsu wypadkowej siły uderzenia w kierunku normalnym (n), stycznym (t) i binormalnym (b);
- S_{O_i} – impuls siły odśrodkowej i-tego pojazdu;
- S_{U_i} – impuls siły unoszenia i-tego pojazdu;
- S_{C_i} – impuls siły Coriolisa i-tego pojazdu;
- S_{B_i} – impuls siły bezwładności w ruchu względem nieinercyjnego układu odniesienia $O'ntb$ i-tego pojazdu (względna siła bezwładności);
- r_{O_i} – promień (odległość) punktu przyłożenia siły odśrodkowej i-tego samochodu względem jego środka masy;
- r_i – promień (odległość) położenia środka masy i-tego pojazdu względem geometrycznego środka zderzenia O' .

Według twierdzenia Coriolisa [173] przyspieszenie bezwzględne punktu względem ruchomego układu odniesienia jest sumą przyspieszenia względnego, unoszenia i Coriolisa.

Za [173] i [263] opisano siły składające się na ruch złożony pojazdów. Zaczepiono je w środku masy każdego z pojazdów biorących udział w zderzeniu. Siłę bezwładności (względną w ruchu złożonym) dla każdego z pojazdów można opisać wzorem (3.59). Wektor tej siły jest zwrócony przeciwnie do składowej normalnej wektora prędkości postępowej danego pojazdu. Może się wydawać, że w chwili rozdzielenia się ciał po zderzeniu zwrot tej siły powinien ulec zmianie. Jednak proces zderzenia jest na tyle skomplikowany i krótkotrwały, że chcąc przyjąć takie założenie, należałoby uwzględnić odbicie się pojazdów od siebie, a nie ich wzajemną penetrację.

$$P_{B_i} = m_i a_{wi}, \quad i = 1, 2, \quad (3.59)$$

gdzie: a_{wi} – przyspieszenie względne i-tego pojazdu.

Siłę unoszenia dla każdego z dwóch pojazdów można za [173] opisać wzorem (3.60). Wektor przyspieszenia unoszenia jest prostopadły do wektora siły bezwładności w ruchu względnym danego pojazdu. Wielkość ta została uwzględniona z powodu założenia możliwego oderwania się jednego lub obu pojazdów od nawierzchni drogi.

$$P_{Ui} = m_i a_{ui}, \quad i = 1, 2 \quad (3.60)$$

gdzie: a_{ui} – przyspieszenie unoszenia i -tego pojazdu.

Siłę Coriolisa jako fikcyjną siłę, którą w oparciu o pracę [173] podającą wzór na przyspieszenie Coriolisa w ruchu złożonym, opisano zależnością (3.61). Wektor przyspieszenia Coriolisa nachylony jest pod kątem prostym do wektora prędkości kątowej danego pojazdu oraz do wektora prędkości unoszenia w ruchu względnym. Siłę tę uwzględniono w analizowanym przypadku ze względu na możliwość obrotu pojazdów wokół geometrycznego środka zderzenia w stosunku do kierunku, w jakim znajdowały się ich prędkości postępowe w chwili pierwotnego kontaktu w punkcie O' .

$$P_{Ci} = m_i a_{Ci} = 2m_i \omega_i v_{wi} \sin \phi_i, \quad i = 1, 2 \quad (3.61)$$

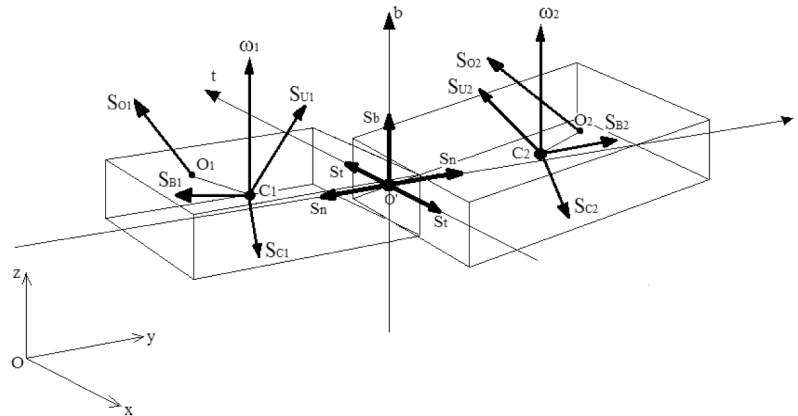
gdzie: a_{Ci} – przyspieszenie Coriolisa;

v_{wi} – prędkość względna i -tego pojazdu;

ω_i – prędkość kątowa i -tego pojazdu;

ϕ_i – kąt zawarty między wektorem prędkości względnej a wektorem prędkości kątowej danego pojazdu [12];

Na rys. 3.11 przedstawiono rozkład impulsów sił odśrodkowych oraz sił składowych ruchu złożonego w zderzeniu pojazdów.



Rys. 3.11. Składowe impulsy sił odśrodkowych oraz sił występujących w ruchu złożonym względem ruchomego układu współrzędnych $O'ntb$

Źródło: [263].

Do rozwiązania układu równań (3.58) można wykorzystać zależności użyte do opisu zderzenia z siłami odśrodkowymi niezaczeponymi w środkach mas pojazdów, przy czym należy uwzględnić również rzuty prędkości na oś binormalną układu współrzędnych o początku w geometrycznym środku zderzenia O' . Równania (3.58) należy zatem uzupełnić o równanie zawierające składowe binormalne prędkości, które powodują rozłożenie względnej prędkości poślizgu na kierunek styczny i binormalny dla w chwili początkowej zderzenia.

W związku z tym nasuwa się pytanie o dobór współczynników restytucji nie w dwóch, ale w trzech kierunkach. W celu rozwiązania tego problemu przyjęto, że w zderzeniu bezpoślizgowym współczynnik restytucji R_t dla prędkości stycznych obowiązuje zarówno dla prędkości stycznych, jak i binormalnych. W zderzeniu poślizgowym zależności te będą oczywiście inne, ponieważ należałoby uwzględnić dynamiczny współczynnik tarcia dla stykających się powierzchni pojazdów (por. rozdz. 3.1.3).

Dodatkowe równania definiujące prędkość poślizgu i ściskania dla końcowej chwili zderzenia, zależne od współczynników R_n i R_t , mogą być uzupełnione o równanie dla prędkości binormalnych. Ogólną ich postać zapisano jako:

$$\begin{aligned}w'_t &= w_t R_t \\w'_n &= -w_n R_n \\w'_b &= w_b R_t\end{aligned}\quad (3.62)$$

Następnie, biorąc pod uwagę odkształcenia postaciowe i objętościowe oraz prędkości w kierunku binormalnym, dokonano przekształceń pozwalających na obliczanie impulsów sił zderzenia w trzech kierunkach oraz wyznaczenie stanu kinematycznego pojazdów po zderzeniu:

$$\begin{aligned}v'_{ik} &= v_{ik} + \frac{S_k + S_{O_i} + S_{U_i} + S_{C_i} + S_{B_i}}{m_i} \\ \omega'_{ai} &= \omega_{ai} + \frac{S_t r_i + S_n r_i + S_{b_i} r_i + S_{O_i} r_{O_i}}{I_{ai}} \\ i &= 1, 2; \quad k = n, t, b; \quad a = x_s, y_s, z_s\end{aligned}\quad (3.63)$$

Podobnie jak poprzednio należy znać wartości impulsów pochodzących od sił odśrodkowych, ponadto impulsów sił składowych ruchu względnego oraz współczynników restytucji w kierunku normalnym i stycznym do płaszczyzny zderzenia. Wyznaczenie siły odśrodkowej pojazdu w zderzeniu jest możliwe np. w oparciu o zagadnienia dynamiki ruchu poprzecznego samochodu.

Modelowanie zderzeń może stanowić mechanizm umożliwiający wykazanie wpływu rodzaju zderzenia oraz okoliczności jego powstania na zmiany parametrów ruchu pojazdu biorącego w nim udział. Stopień skomplikowania modelu zderzenia może być podstawą do analizy tego zjawiska w szerszym aspekcie. Ponadto wprowadzenie do modelu zderzenia nowych wielkości umożliwi pełniejsze odzwierciedlenie rzeczywistości przebiegu wypadków, jakie miały miejsce.

3.2. Możliwość zastosowań praktycznych

Częstym etapem procesu likwidacji szkód komunikacyjnych jest naprawa uszkodzonych pojazdów, o ile ich zniszczenie nie zostało zakwalifikowane jako szkoda całkowita. Efektem naprawy powypadkowej powinno być przywrócenie pojazdu do stanu sprzed wypadku. Istotną wydaje się analiza dokładności odwzorowania stanu nominalnego i możliwości wystąpienia ewentualnych odchyłek. Droga do odzwierciedlenia stanu pojazdu sprzed wypadku może prowadzić również przez jego rekonstrukcję, a co za tym idzie, również przez symulację zderzenia.

Jednym z praktycznych zastosowań modelowania zderzenia może być wspomaganie odwzorowania przebiegu wypadku drogowego, dla którego dane istnieją jedynie w formie wyników pomiarów na miejscu zdarzenia, dowodów w postaci pozostałości po uszkodzonych pojazdach, usytuowania pojazdów po zderzeniu, zeznań świadków zajścia itp.

W wielu pracach podjęte zostały próby wykazania praktycznych zastosowań modelowania zderzenia. Dla przykładu w pracy [65] rozbudowano model zderzenia o impulsy sił pochodzących od wybranych czynników zewnętrznych, takich jak kontakt kół pojazdu z nawierzchnią inną niż asfalt. W [130] analizowano zachowanie się pojazdu i określonego typu bariery drogowej podczas zderzenia. Wyniki prace związanych z symulacją zderzenia i rekonstrukcją wypadku pokazano również m.in. w [47] i [194].

Bardziej praktyczne rozważania z zakresu wykorzystania modelowania zderzenia zaprezentowane zostały m.in. w [323], gdzie prowadzono prace nad modelowaniem zderzenia z pieszym, biorąc pod uwagę różne kształty przedniej części nadwozia samochodu. W [327] analizowano współczynniki sztywności nadwozia oraz estymację energii utraconej w wyniku zderzenia, jak również interpretowano sylwetki profili uszkodzeń w oparciu o modelowanie zderzenia. W pracy [332] analizowano ruch pojazdu podczas zderzenia bocznego w trzech wymiarach, zaś w [339] dokonano oceny zachowania pasażerów małego i dużego samochodu osobowego w zderzeniu z barierą sztywną odzwierciedlającym zderzenie obu pojazdów. Wykorzystano pomniejszone modele pojazdów.

Istnieje wiele innych prac, które wykorzystują głównie modelowanie zderzenia pojazdów w ruchu płaskim, a więc dwuwymiarowo (tzw. *planar mechanics* [przyp. aut.]). Zdarzają się prace, w których prowadzono rozważania nad trójwymiarowym ruchem pojazdów podczas zderzenia (np. [391]), jednak ruch ten nie był traktowany jako złożony w sensie mechaniki analitycznej.

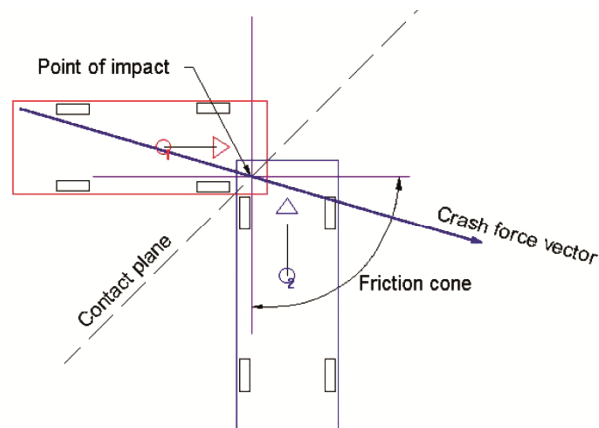
W [383] podjęta została próba opracowania metody rekonstrukcji wypadku drogowego na podstawie trójwymiarowej analizy deformacji nadwozia samochodu.

W znanych programach służących do rekonstrukcji i modelowania zderzeń również wykorzystywane są modele zderzenia. Przykładowo w PC-Crash 8.0 wykorzystywany jest impulsowy model Kudlicha-Slibara uwzględniający sztywność zderzenia poprzez dobór współczynnika restytucji oraz współpracę po-

wierzchni uderzającego pojazdu z powierzchnią sztywnej przeszkody poprzez dobór współczynnika tarcia pomiędzy tymi powierzchniami [231]. W nowszej wersji programu PC – Crash 10.0 wykorzystywany jest rozbudowany impulsowy model zderzenia w oparciu o model Kudlicha-Slibara umożliwiający prowadzenie symulacji zderzeń bezpoślizgowych (tzw. *full impact* [406]) oraz poślizgowych (*sliding impact* [406]), przy czym jak w przypadku wersji 8.0 zasada działania sprowadza się do wymiany impulsów sił zderzenia w bardzo krótkim czasie w jednym punkcie zwanym punktem przyłożenia impulsu, co pokazano na rys. 3.12.

W programie istnieje również narzędzie optymalizacji zderzenia (tzw. *collision optimizer*) [406], dzięki któremu możliwa jest ocena parametrów wejściowych zderzenia w celu minimalizacji błędów obliczeń. Optymalizacja realizowana jest jedną z trzech metod [406]:

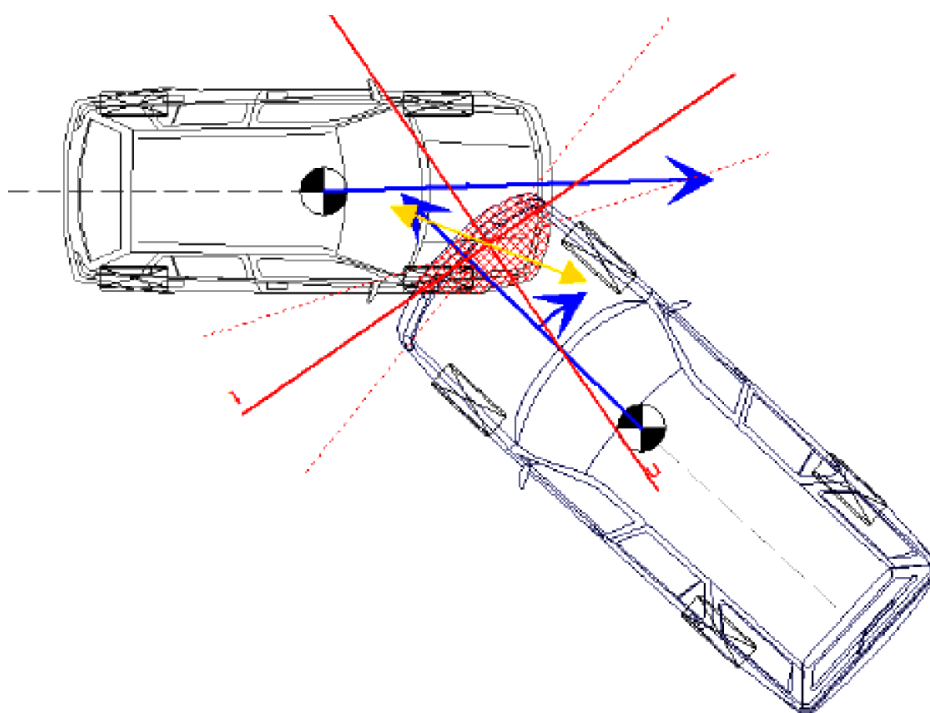
- a) liniową, polegającą na podziale zagadnienia wielowymiarowego na wiele problemów jednowymiarowych;
- b) rozwojową, za pomocą której możliwa jest jednoczesna optymalizacja wielu zmiennych wejściowych metodą iteracji;
- c) Monte Carlo, która polega na przeprowadzeniu 100 powtórzeń obliczenia za każdym razem, kiedy dokonywana jest optymalizacja parametrów zderzenia, przy czym dla każdego optymalizowanego parametru przyjmowane są losowe wartości. Wartości te przyjmowane są następująco:
 - dla punktu przyłożenia impulsu siły zderzeniowej w kierunku x i y przyjmowana jest dopuszczalna odchyłka rzędu $\pm 0,5$ m, zaś w kierunku z rzędu $\pm 0,25$ m;
 - dla kąta pochylenia płaszczyzny zderzenia oraz dla kierunku prędkości przedzderzeniowych dopuszczalna odchyłka wynosi $\pm 15^\circ$;
 - dla pozycji pojazdów przed zderzeniem dopuszczalna odchyłka wynosi $\pm 0,1$ m dla współczynnika restytucji $\pm 0,25$, zaś dla współczynnika tarcia w płaszczyźnie kontaktu również $\pm 0,25$.



Rys. 3.12. Przyjęcie wspólnego dla obu samochodów punktu przyłożenia impulsu siły zderzeniowej
Źródło: [231].

Stosując metodę optymalizacji zderzenia na bazie Monte Carlo, zalecane jest, aby przyjmować górną i dolną wartość zakresu prędkości postępowych. W przeciwnym razie program przyjmuje wartość z przedziału od 0 do 300 km/h, co może wpłynąć na wyniki symulacji. Optymalizacji nie podlegają takie parametry, jak siła hamowania, kąt obrotu kierownicy czy prędkość kątowna pojazdu. Wartości tych parametrów należy sprecyzować przed symulacją zderzenia.

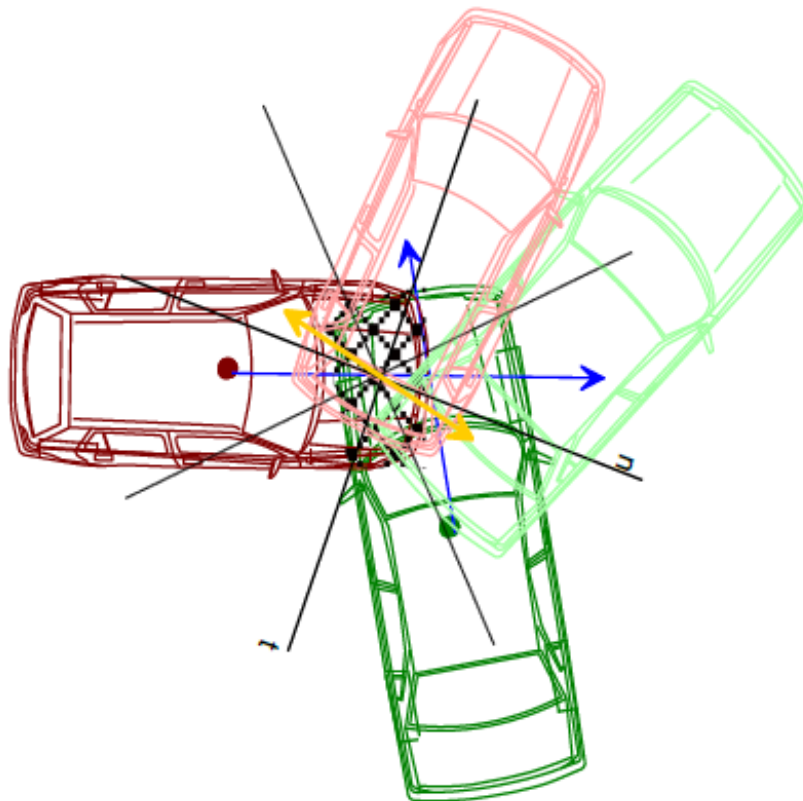
Innym znanym programem służącym do modelowania zderzeń pojazdów jest V-SIM, w którym wykorzystywane są dwa modele zderzenia: siłowy oraz impulsowy [407]. Model siłowy stworzono w oparciu o analizę sił występujących podczas kontaktu pojazdów uczestniczących w zderzeniu od chwili początkowej do ich rozłączenia się. Przykład wykorzystania modelu siłowego pokazano na rys. 3.13.



Rys. 3.13. Przykład wizualizacji wykorzystania modelu siłowego w programie V-Sim

Źródło: [407].

Model impulsowy jest, podobnie jak w PC-Crash, oparty o wymianę impulsów sił zderzeniowych w określonej chwili zderzenia (model Kudlicha-Slibara). Przykład zastosowania pokazano na rys. 3.14.



Rys. 3.14. Przykład wykorzystania modelu impulsowego w programie V-Sim

Źródło: [407].

Z powyższych wynika, że ocena pojazdu powypadkowego poddanego naprawie powinna być poddana zabiegom diagnostycznym, które należy oprócz m.in. na analizie zderzenia, w jakim dany pojazd brał udział, co można zrealizować, modelując zderzenie oraz na analizie stanu nadwozia pojazdu przed i po wypadku, o czym mowa w rozdziale 4.

3.2.1. Przykładowe opinie biegłych dotyczące zderzeń

Przedstawmy obecnie opinie biegłych dotyczące zderzeń, gdzie pominięto wiele możliwości dokładniejszej analizy, gdyby wykorzystano niektóre elementy mechaniki zderzeń.

Niżej przedstawiono wybrane przykłady opinii biegłych sądowych dotyczące zaistniałych w rzeczywistości zdarzeń drogowych. Wykorzystano materiały udostępnione przez jeden z zespołów rzeczoznawców samochodowych. Celem ich prezentacji było pokazanie stopnia wykorzystania zagadnień mechaniki zderzenia w procesie analizy kolizji lub wypadku zaistniałego w rzeczywistości.

Opinia 1

Pierwszą z opinii sporządzono dla zdarzenia zaistniałego w czerwcu 2010 roku w Warszawie. Poszkodowanym została osoba kierująca samochodem marki Renault Laguna, zaś sprawcą – kierowca pojazdu marki BMW. Ulica, na której doszło do kolizji, jest jednojezdniową dwukierunkową drogą o nawierzchni asfaltowej. Stwierdzono, że w momencie kolizji nie występowały zjawiska ograniczające widoczność, panowały dobre warunki drogowe. Dozwolona prędkość w miejscu kolizji wynosiła 50 km/h. Do zdarzenia doszło późnym popołudniem. Na rys. 3.15 pokazano zdjęcie drogi zamieszczone w dokumentacji fotograficznej.



Rys. 3.15. Zdjęcie wybranego fragmentu ulicy, na której doszło do kolizji

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

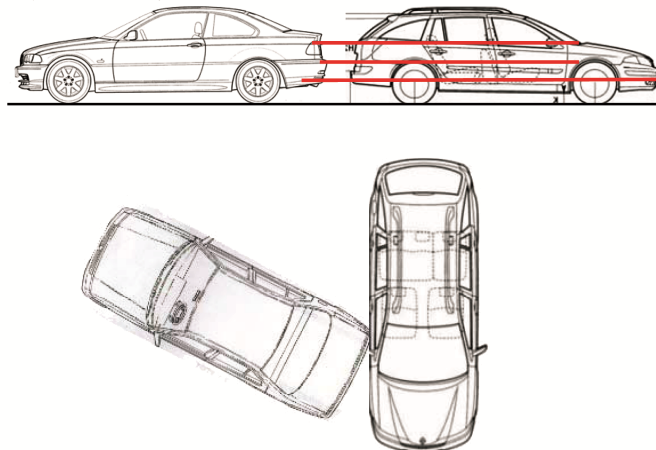
Według zeznań uczestników zdarzenia osoba kierująca samochodem marki BMW wyjeżdżała z parkingu wykonując manewr cofania, jednocześnie blokując przejazd kierowcy Renault. Zgodnie z zeznaniami osoby kierującej BMW jej pojazd, cofając, skręcał jednocześnie w prawo, nie będąc tym samym ustawiony prostopadle do osi jezdni. W opinii stwierdzono, że można to spostrzeżenie zwerifikować, biorąc pod uwagę położenie parkingu względem ulicy. W efekcie pojazd marki Renault uderzył prawą stroną w tył samochodu marki BMW. Dalej stwierdzono zgodność zeznań obu uczestników zdarzenia.



Rys. 3.16. Zdjęcie uszkodzeń nadwozia pojazdu Renault

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

W treści opinii przedstawiono wyniki z kolizji uszkodzenia nadwozia w obu pojazdach. W samochodzie marki Renault Laguna uszkodzona została głównie powierzchnia przednich i tylnych drzwi pasażera. Mniejszym uszkodzeniom uległy fragmenty przedniego prawego błotnika pojazdu. Wszystkie uszkodzenia zostały opisane. Na rys. 3.16 pokazano uszkodzenia Renault, zaś w dokumentacji fotograficznej nie znalazły się uszkodzenia BMW. Na rys. 3.17 pokazano wzajemne ustawienie pojazdów w trakcie kolizji.



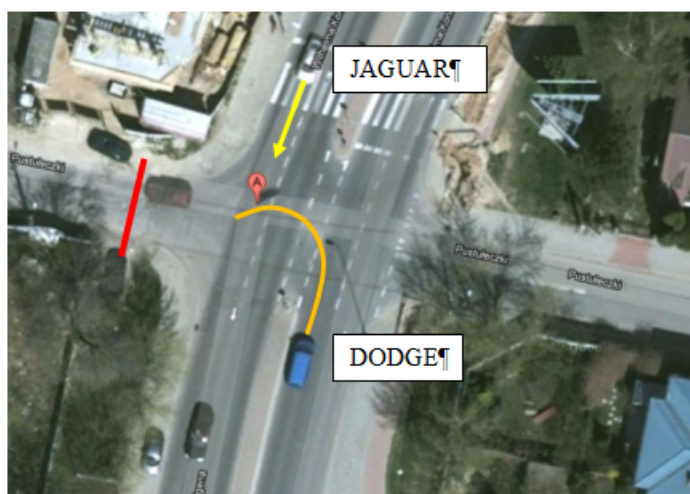
Rys. 3.17. Ustawienie pojazdów w trakcie kolizji

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Wnioski, do jakich prowadziła analiza zdarzenia sformułowano głównie na podstawie wzajemnego usytuowania pojazdów oraz geometrii ulicy, na której doszło do zdarzenia. Nie podjęto prób wyznaczenia prędkości przed zderzeniem, opierając się na hipotezie dotyczącej uszkodzeń nadwozia obu pojazdów oraz specyfice miejsca zdarzenia.

Opinia 2

Sprawcą drugiego przykładowego zdarzenia był kierowca samochodu Dodge, zaś poszkodowanym – właściciel pojazdu Jaguar. Na rys. 3.18 pokazano miejsce zdarzenia – skrzyżowanie ulic z możliwością zawracania.



Rys. 3.18. Miejsce kolizji samochodu marki Dodge z Jaguarem

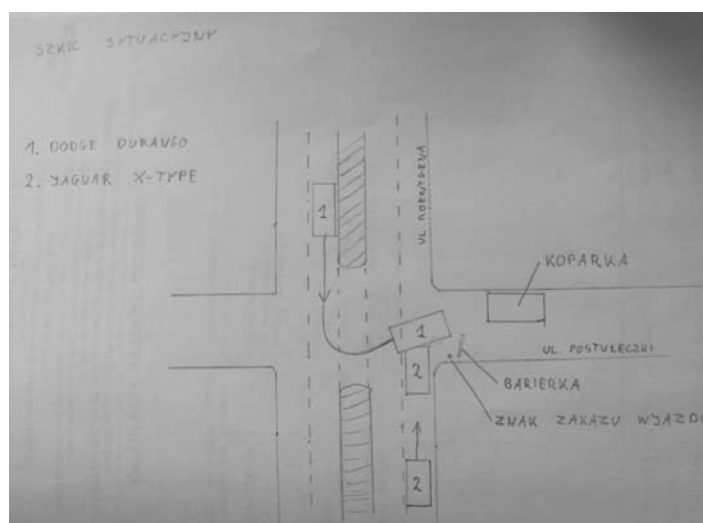
Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

W opinii stwierdzono, że kolizja miała miejsce na skrzyżowaniu ulic w Warszawie, jak pokazano na rys. 3.18, przy czym stwierdzono także brak czynników ograniczających widoczność w momencie kolizji. Czerwona kreska na rys. 3.18 oznacza zakaz wjazdu w ulicę z powodu robót drogowych.

Według protokołu w zgłoszeniu szkody kierujący samochodem marki Dodge skręcał w lewo z ulicy dwujezdniowej, natomiast kierowca pojazdu marki Jaguar poruszał się z nadmierną prędkością, co spowodowało uderzenie pojazdu Dodge w prawą tylną część pojazdu. Według rzeczoznawcy przebieg kolizji jest niewiarygodny, ponieważ uszkodzenia pojazdu nie wskazują na zderzenie z prędkością większą niż 50 km/h, a także z powodu zamknięcia dla ruchu ulicy, w którą skęcał pojazd marki Dodge.

Na rys. 3.19 pokazano sytuacyjny szkic zdarzenia dostarczony przez kierującego pojazdem marki Jaguar, wg którego kierujący pojazdem marki Dodge zmienił zamiar w trakcie wykonywania skrętu w zamkniętą dla ruchu ulicę, postanawiając zawrócić w trakcie wykonywania pierwotnie zamierzonego manewru.

Na rys. 3.20 pokazano uszkodzenia powstałe w wyniku kolizji: a) dla pojazdu marki Dodge, b) dla pojazdu marki Jaguar.



Rys. 3.19. Szkic sytuacyjny zaistniałej kolizji

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

a)



b)



Rys. 3.20. Uszkodzenia w pojazdach w wyniku kolizji wg opinii 2, a) dla pojazdu Dodge, b) dla Jaguara

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Jak widać, uszkodzenia w obu pojazdach swym zasięgiem obejmują niewielki obszar nadwozia. Wydaje się zatem, że łatwiej byłoby przeprowadzić analizę zdarzenia, stosując podstawowe zależności mechaniki zderzeń pojazdów omówione w podrozdziale 3.1.

W opinii dokonano również zestawienia uszkodzeń obu pojazdów celem weryfikacji możliwości ich wzajemnego dopasowania, co pokazano na rys. 3.21.



Rys. 3.21. Próba wzajemnego dopasowania uszkodzeń obu pojazdów

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Według opinii oszacowanie prawdopodobieństwa jednego ze scenariuszy zdarzenia podawanych przez uczestników mogło być dokonane jedynie na podstawie doświadczeń opartych na analizie podobnych przypadków. Nie uwzględniono jednak możliwości wyznaczenia prędkości przed zderzeniem na podstawie dowodów i zeznań w połączeniu z zależnościami wynikającymi z mechaniki zderzenia.

Opinia 3

Sprawcą analizowanej kolizji był kierujący samochodem marki Volkswagen, który przyznał się do spowodowania zdarzenia. Poszkodowanym został kierowca pojazdu marki Mazda. Kolizja miała miejsce na skrzyżowaniu w jednej z podwarszawskich miejscowości we wczesnej porze popołudniowej, przy

czym mimo stwierdzonej dobrej widoczności na drodze panowały trudne warunki – warstwa ubitego śniegu. Na rys. 3.22 i 3.23 pokazano miejsce kolizji, przy czym rys. 3.22 oddaje rzeczywistą geometrię skrzyżowania.



Rys. 3.22. Widok skrzyżowania, na którym doszło do kolizji

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.



Rys. 3.23. Widok skrzyżowania, na którym doszło do kolizji we wspomnianych warunkach drogowych

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

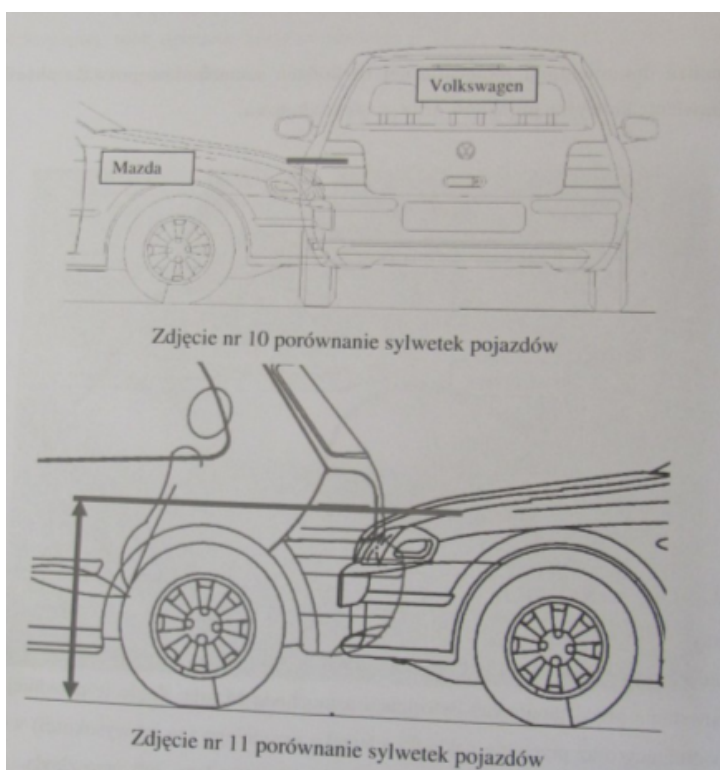
Według opinii kierującego pojazdem Mazda kierowca Volkswagena wyjechał z ulicy podporządkowanej, co spowodowało uderzenie samochodu marki Mazda w Volkswagena, w wyniku czego ten ostatni uderzył dodatkowo w słup i krawężnik.

Na podstawie zeznań i dokumentacji fotograficznej stwierdzono, że ustalenie powypadkowe pojazdów odpowiadało ich kierunkom ruchu. Na rys. 3.24 pokazano wyniki z kolizji uszkodzenia obu pojazdów, przy czym stwierdzono, że w związku z podobnym odcieniem lakieru na obu pojazdach niemożliwa jest analiza śladów przeniesienia lakieru z jednego samochodu na drugi.



Rys. 3.24. Uszkodzenia wynikłe z zaistniałej kolizji

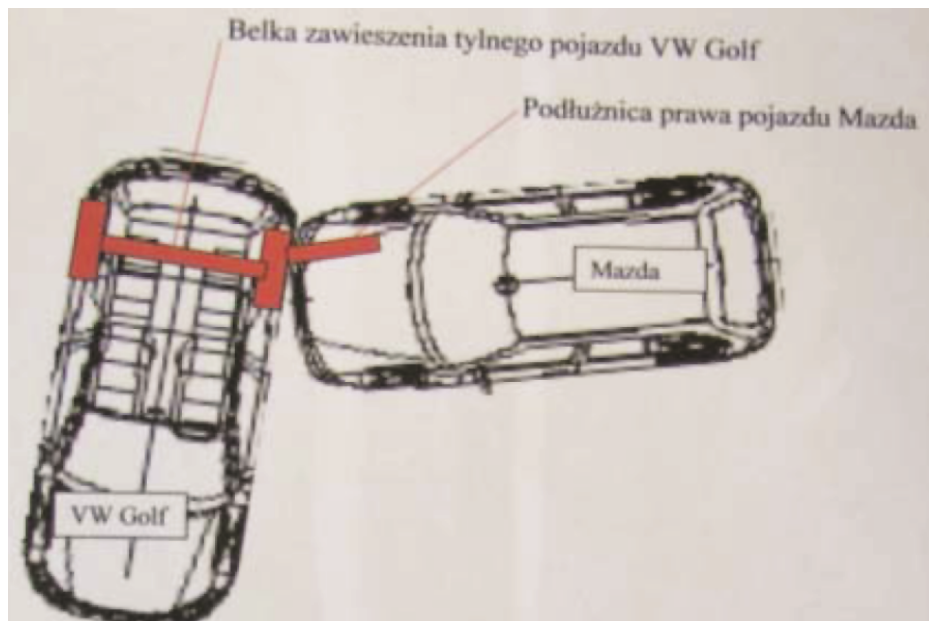
Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.



Rys. 3.25. Wzajemne usytuowanie pojazdów w momencie kolizji

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Dalsza analiza zawierała przede wszystkim próbę wzajemnego ustawienia pojazdów w taki sposób, aby uszkodzenia w nich powstałe wzajemnie sobie odpowiadały. Nie przeprowadzono jednak analizy z wykorzystaniem zależności mechaniki zderzenia pojazdów (por. podrozdział 3.1). Na rys. 3.25 pokazano wzajemne położenie obu pojazdów stojących jak w momencie kolizji, zaś na rys. 3.26 dodatkowo zaznaczono elementy, które mogłyby zostać uszkodzone w wyniku takiego zdarzenia, z zaznaczeniem głównych elementów, które uległy uszkodzeniom w wyniku analizowanego zdarzenia. Nie przeprowadzono natomiast analizy prędkości po lub przed zderzeniem, co wydaje się konieczne, zwłaszcza w obliczu rozmiarów uszkodzeń obu pojazdów.



Rys. 3.26. Wzajemne usytuowanie pojazdów w momencie kolizji w rzucie z góry z zaznaczonymi głównymi elementami, które zostały uszkodzone

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Opinia 4

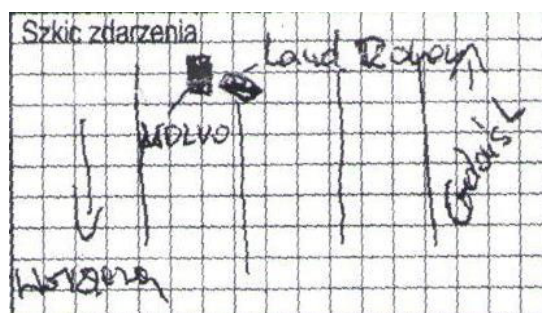
Przedmiotem opinii rzeczoznawcy jest kolizja między pojazdami Volvo i Land Rover. Do zdarzenia doszło na terenie niezabudowanym, na drodze krajowej nr 7 z Gdańska do Warszawy, gdzie obowiązuje ograniczenie prędkości do 70 km/h. Na rys. 3.27 pokazano skrzyżowanie, na którym doszło do zdarzenia w widoku odpowiadającym perspektywie obu kierowców uczestniczących w kolizji.



Rys. 3.27. Miejsce zdarzenia z perspektywy obu kierowców

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Przebieg zdarzenia został w aktach szkody przedstawiony następująco: kierujący pojazdem Land Rover wymusił pierwszeństwo przejazdu, w związku z czym został uderzony przez pojazd marki Volvo. Na rys. 3.28 pokazano szkic zdarzenia zawarty w aktach szkody.



Rys. 3.28. Szkic zdarzenia między Volvo i Land Roverem

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Jak podano w opinii, doszło do zderzenia czołowego skośnego. Podano także zakres uszkodzeń obu pojazdów, który udokumentowano m.in. na rys. 3.29 dla Volvo oraz na rys. 3.30 dla Land Rovera.



Rys. 3.29. Zakres uszkodzeń dla Volvo

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

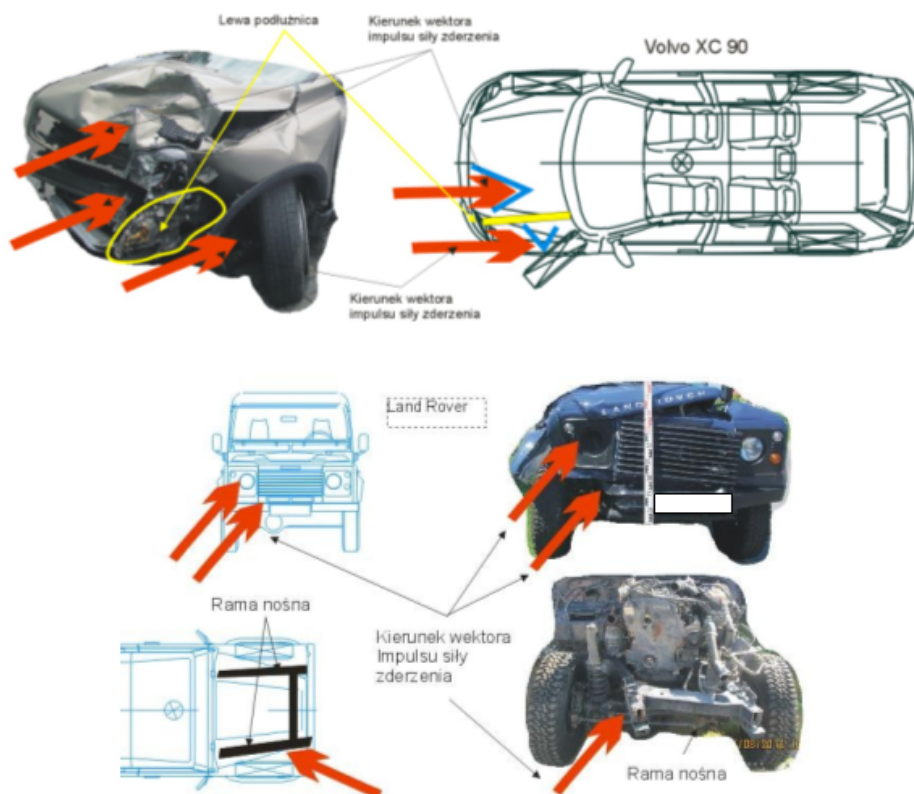
Na podstawie analizy uszkodzeń poszczególnych elementów obu pojazdów stwierdzono, że prędkość zderzenia musiała wykraczać poza dopuszczalną prędkość jazdy. Ponadto stwierdzono, że za taką hipotezę przemawia fakt uruchomienia gazowych poduszek bezpieczeństwa (tzw. *airbag*). We wnioskach końcowych przytoczono wyniki analizy związanej z uszkodzeniami pojazdów jako skutkiem zderzenia z dużą prędkością. Nie prowadzono natomiast analizy związanej z wyznaczeniem prędkości przed zderzeniem, skupiając się na uszkodzeniach powstałych podczas zająścia.



Rys. 3.30. Zakres uszkodzeń dla Land Rovera

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Na podstawie uszkodzonych elementów podjęto natomiast próbę orientacyjnego określenia kierunku wektora impulsu siły zderzeniowej. Za element odniesienia wzięto podłużnicę ramy szczątkowej w pojeździe Volvo, co pokazano na rys. 3.31. Wykorzystano tu również odkształcenia obu pojazdów, a także fakt, że pojazd Land Rover posiadał ramę nośną, która również była elementem bezpośrednio biorącym udział w kolizji. Analizę tę przeprowadzono w sposób pokazowy, nie umieszczając wektorów impulsów w konkretnym układzie współrzędnych. Ponadto służyła ona głównie określeniu ciężkości zderzenia na podstawie uszkodzeń nadwozi obu pojazdów.



Rys. 3.31. Próba określenia kierunku wektora impulsu siły zderzeniowej dla obu pojazdów

Źródło: materiały jednego z zespołów rzeczoznawców.

Jak wynika z powyższych rozważań, wykorzystanie prostych zależności matematycznych oraz praw związanych z mechaniką zderzenia mogłoby pomóc w analizie zdarzeń drogowych, np. jako narzędzie potwierdzające przypuszczenia rzeczoznawców oparte na analizie uszkodzeń pojazdów biorących w nich udział. Większość wniosków zawartych w przykładowych opiniach oparto o powstałe uszkodzenia, przy czym część z nich zawiera przypuszczenia oparte na intuicji, doświadczeniu lub pomiarze zakresu odkształceń nadwozia. Gdyby wykorzystać elementy związane z mechaniką zderzenia, można by zweryfikować założenia oparte o analizę deformacji nadwozia.

3.3. Symulacja komputerowa zderzeń samochodów a obliczenia analityczne

W celu rekonstrukcji lub modelowania zderzeń samochodów można oprócz konwencjonalnych metod obliczeniowych wykorzystać odpowiednie

oprogramowanie komputerowe. Przy przeprowadzaniu symulacji komputerowej ważne jest przyjęcie założeń upraszczających, przy których w danym środowisku symulacyjnym możliwe jest prowadzenie analiz, oraz parametrów, których wartości mają wpływ na otrzymane wyniki. Ważne jest ponadto, w jakim celu prowadzona jest dana symulacja oraz do jakiego stopnia model zderzenia odzwierciedla rzeczywistą sytuację zaistniałą w ruchu drogowym, tzn. jak bardzo można w danym przypadku go uprościć.

Większość zderzeń samochodów traktowana jest jako zderzenia w ruchu płaskim, co upraszcza ich modelowanie oraz rekonstrukcję. Jak pokazano analitycznie w rozdziale 3.1.5, im więcej parametrów i zmiennych zostaje uwzględnionych w modelu zderzenia, tym jest on bardziej skomplikowany. Istnieją rodzaje zdarzeń drogowych, których nie można zbyt upraszczać, np. zderzenia na drodze pochyłej, łuku drogi z pochyłością, zjechanie do rowu, uderzenie w przeszkodę o złożonym kształcie, kolizja z udziałem więcej niż dwóch pojazdów itp.

3.3.1. Wybrane aspekty komputerowej symulacji zderzenia samochodów

Symulacja komputerowa zderzenia samochodów umożliwia wizualizację ruchu pojazdów w trakcie zderzenia, jak również prowadzenie jednoczesnych obliczeń różnych parametrów traktowanych jako wielkości szukane. Dzięki odpowiedniemu algorytmowi można wykorzystać mniej lub bardziej złożone modele zderzenia i przeprowadzić analizę zderzenia służącą różnym celom (np. rekonstrukcji przebiegu wypadku, wpływowi wybranych czynników na przebieg zderzenia itp.).

Poniżej przeprowadzona zostanie analiza porównawcza wybranych aspektów symulacji zderzenia pojazdów w dwóch programach, PC-Crash oraz V-Sim służących m.in. do tego celu. Głównym celem rozważań było wskazanie różnic i podobieństw w możliwościach obu środowisk. Ponadto przeprowadzono przykładowo kilka symulacji różnych rodzajów zderzeń w programie PC – Crash 8.0 w celu obserwacji wyników, deformacji nadwozi pojazdów oraz porównania wyników z obliczeniami analitycznymi, co pokazano w rozdziale 4.

3.3.2. Symulacja zderzeń w programach PC-Crash i V-Sim – porównanie

W rozdziale tym dokonano porównania możliwości dwóch wybranych programów do rekonstrukcji wypadków drogowych: PC-Crash oraz V-Sim w aspekcie modelowania zderzenia samochodów.

Podstawowym problemem w modelowaniu zderzenia, oprócz stopnia komplikacji modelu, wydaje się być dobór i znajomość parametrów oraz danych wejściowych wykorzystywanych w obliczeniach. Istotne wydaje się również określenie ilości koniecznych danych wyjściowych, które należy wybrać spośród wszystkich otrzymywanych w wyniku obliczeń.

Podobnie w przypadku symulacji zderzenia w programie komputerowym należy przede wszystkim odwzorować zaistniałą wcześniej sytuację w stopniu

zadowalającym, czyli umożliwiającym otrzymanie pożądaných wyników, a jednocześnie upraszczającym nieistotne z punktu widzenia zdarzenia elementy (np. fragment otoczenia spoza obszaru zdarzenia drogowego, gatunki drzew rosnących wokół itp.). Ważne wydaje się również określenie celu, w jakim prowadzona jest symulacja, czyli otrzymaniu określonych wartości zmiennych wyrażających odpowiedź układu zderzających się pojazdów na zadaną sytuację drogową.

Kolejnym istotnym elementem bezpośrednio związanym z modelowaniem procesu zderzenia pojazdów są ich modele matematyczne wykorzystywane w środowiskach symulacyjnych.

W programie V-SIM pojazd przedstawiono jako układ pięciu ciał sztywnych o 10 stopniach swobody, z czego nadwozie posiada 6, a każde z kół po 1 stopniu swobody. Dodatkowo uwzględniony został skręt kół osi kierowanej. Pojazd jest zatem opisany jako bryła sztywna, która porusza się w wyniku oddziaływania sił zewnętrznych [409].

Model pojazdu w programie PC-Crash jest przedstawiony analogicznie do modelu opisanego dla programu V-SIM. Pojazd jest również traktowany jako bryła sztywna poruszająca się poprzez oddziaływanie sił zewnętrznych. W zależności od wyboru modelu współpracy koła ogumionego z jezdnią model pojazdu posiada 10 lub 6 stopni swobody [410].

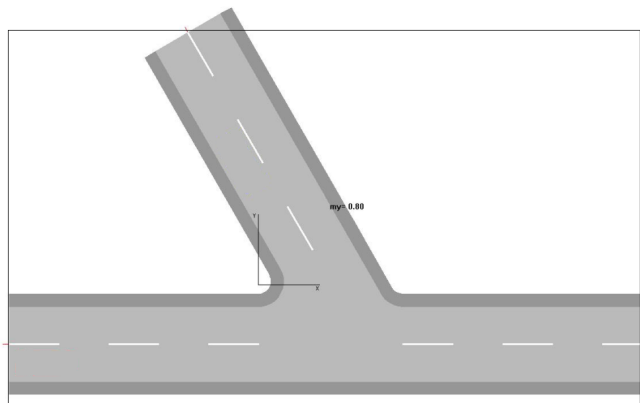
W obu programach zastosowano następujące układy współrzędnych [409]:

- układ globalny (inercjalny);
- układ nieinercjalny zaczepiony w środku masy każdego z pojazdów;
- układ współrzędnych związany z punktem styku każdego koła ogumionego z jezdnią. Jest to układ, podobnie jak układ nieinercjalny, który porusza się wraz z pojazdem.

W kolejnym etapie przeanalizowano sposób przygotowania symulacji zderzenia w każdym programie.

Chcąc przeprowadzić symulację zderzenia w programie PC-Crash, należy uwzględnić następujące podstawowe elementy:

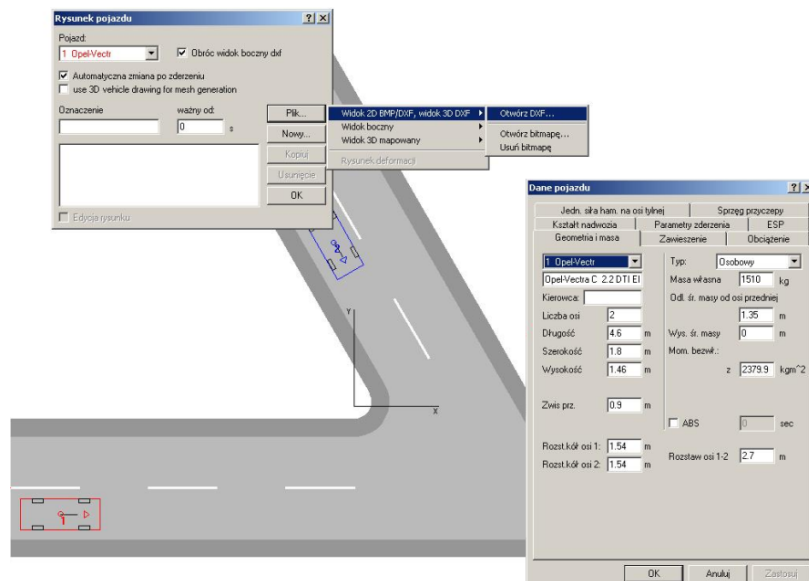
- stworzyć szkic otoczenia, w którym miało miejsce rzeczywiste zderzenie bądź dla którego analizowany jest możliwy przebieg wypadku. Istotne jest przy tym sprecyzowanie charakteru miejsca wypadku (teren pochyły, płaski itp.) oraz stan nawierzchni (sucha, mokra, oblodzona). Na rys. 3.32 pokazano szkic sytuacyjny przykładowego miejsca wypadku na skrzyżowaniu z drogą podporządkowaną z przyjętym układem współrzędnych $x-y$ o początku w punkcie $(0; 0)$ oraz zaznaczonym cienką czarną linią obszarem, dla którego przyjęto współczynnik przyczepności kół do nawierzchni drogi odpowiadających nawierzchni suchej ($\mu = 0,8$);



Rys. 3.32. Szkic sytuacyjny otoczenia symulowanego zderzenia

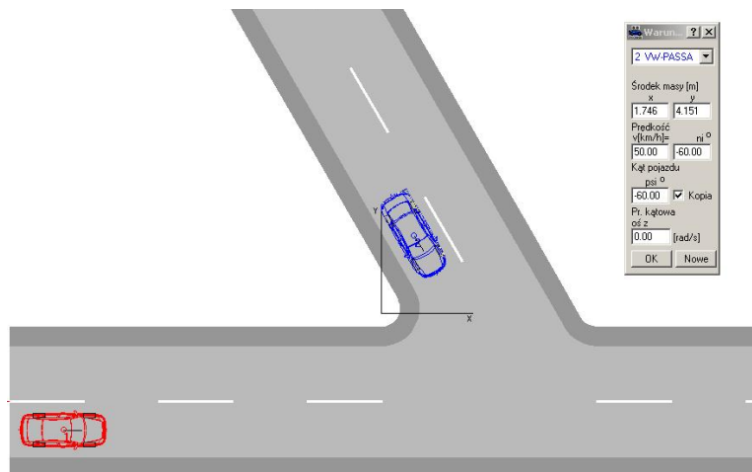
Źródło: PC – Crash.

- wybrać z bazy danych samochodów pojazdy biorące udział w zderzeniu, przy czym należy uwzględnić parametry masowo-bezwładnościowe każdego z nich, przyjmując określone obciążenia pojazdów (liczba pasażerów i ewentualny bagaż). Jeżeli pojazd biorący udział w zderzeniu nie znajduje się w bazie pojazdów, można ewentualnie zastąpić go pojazdem o zbliżonych parametrach. Na rys. 3.33 pokazano wybór przykładowego pojazdu wraz z oknem dotyczącym doboru parametrów masowo-bezwładnościowych. Ponadto w programie, prócz zmiany tych parametrów, możliwy jest dobór innych parametrów pojazdu, takich jak charakterystyki zawieszenia, ESP, kształt nadwozia itp.;



Rys. 3.33. Dobór parametrów pojazdów biorących udział w zderzeniu

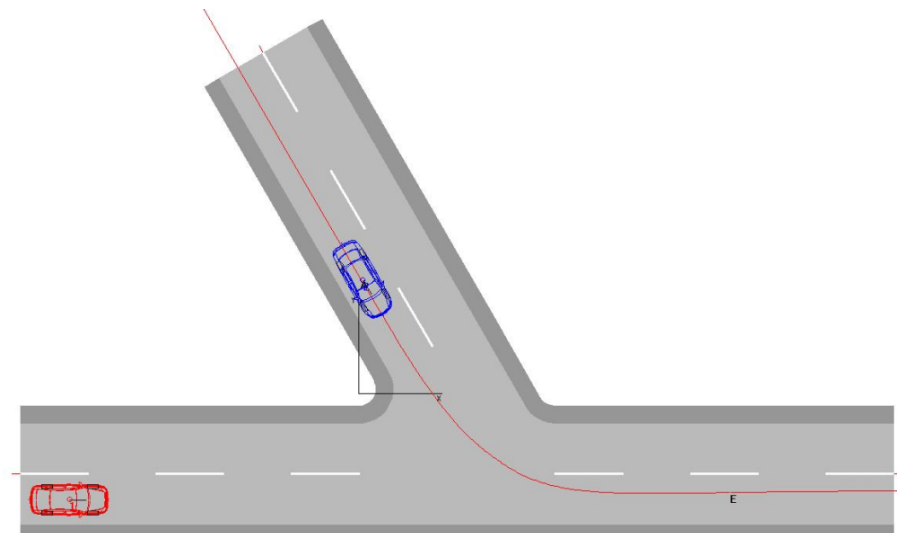
Źródło: PC – Crash.



Rys. 3.34. Ustawienie pojazdów w pozycjach wyjściowych względem siebie i przyjętego początku układu współrzędnych x-y

Źródło: PC – Crash.

- wybrać położenia pojazdów względem siebie i elementów otoczenia (rys. 3.34);
- dobrać wejściowe parametry zderzenia (początkowe prędkości postępowe i kątowe), współczynnik restytucji oraz sekwencje ruchu (jazda normalna, hamowanie itp.), co również zilustrowano na rys. 3.34;
- w przypadku ruchu innego niż prostoliniowy należy przyjąć tor, po jakim będzie poruszał się jeden z samochodów (rys. 3.35);



Rys. 3.35. Przykładowy, krzywoliniowy tor ruchu pojazdu wyjeżdżającego z drogi podporządkowanej

Źródło: PC – Crash.

- dobrać ustawienia symulacji zapewniające np. odpowiednie cechy graficzne (ślady kół, pozycje pośrednie pojazdu do chwili zatrzymania itp.);
- wykonać symulację, wybierając właściwy model zderzenia w odniesieniu do sztywności nadwozia (por. rozdz. 4) oraz ewentualnie opcję „Wykrywanie zderzenia”, dzięki której symulowane zderzenie jest bliższe realizmowi, ponieważ pojazdy wytracają niewielką część prędkości przed samą kolizją. Jest to szczególnie wygodne w przypadku braku podziału ruchu pojazdu na sekwencje, w tym hamowanie;
- wyświetlić żądane zestawienia wyników oraz uszkodzenia nadwozi pojazdów.

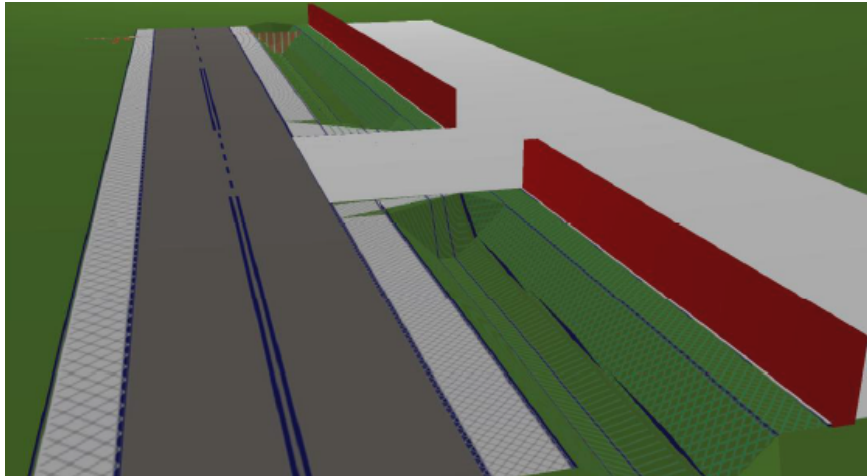
Według pracy [231] istnieje w programie PC-Crash możliwość określenia spadku drogi, przy czym należy stworzyć jej trójwymiarowy profil, złożony z trójkątów, których wektory normalne skierowane są pionowo w górę. Dla każdego z trójkątów należy następnie określić współczynnik przyczepności. W ten sposób można odtworzyć komputerowo miejsce zdarzenia wypadków drogowych inne niż płaska nawierzchnia jezdni (np. rów przydrożny lub droga pochylona w terenie górzystym).

W programie V-Sim symulacja zderzenia prowadzona jest podobnie jak w PC-Crash. Funkcje możliwe podczas symulacji są podobne, zaś w pracy [407] uwagę zwrócono na stosowanie tzw. „znaczników czasowych” umożliwiających prowadzenie analizy danej symulacji w różnych jej etapach. Po przeprowadzeniu symulacji podobnie generowany jest protokół zderzenia.

W pracy [407] zwrócono także uwagę na występowanie komunikatów w trakcie przebiegu symulacji informujących użytkownika np. o nietypowym jej przebiegu lub zatrzymaniu. Ogólny sposób postępowania w programie V-Sim jest następujący:

- stworzenie szkicu otoczenia, przy czym istnieje możliwość wyboru szkicu istniejącego w bibliotece programu bądź stworzeniu własnego, który można zweryfikować pod względem topograficznym w widoku trójwymiarowym;
- weryfikacja poprawności warunków symulacji, np. współczynnika przyczepności kół do nawierzchni drogi,
- wybranie z bazy danych samochodów pojazdów biorących udział w symulacji zderzenia;
- nadanie warunków początkowych i symulacja zderzenia w widoku dwu- i trójwymiarowym.

Niewątpliwą zaletą programu wydaje się możliwość dokładnego odtworzenia otoczenia wypadku w sensie topograficznym, czego przykład pokazano na rys. 3.36.



Rys. 3.36. Przykład odtworzenia otoczenia zaistniałego wypadku drogowego w programie V-Sim
Źródło: [407].

3.3.3. Przykładowa symulacja zderzenia czołowego i bocznego w programie PC-Crash

W wielu pracach zderzenie boczne przedstawiane jest jako zdarzenie drogowe o potencjalnie poważnych skutkach zarówno dla pasażerów, jak i samego pojazdu (np. [1], [18], [324]). Było też jednym z najczęściej występujących zderzeń w Polsce na przestrzeni lat 1995–2010 [257]. Porównując zderzenie współliniowe inaczej zwane równoległym (czołowe, tylne) ze zderzeniem bocznym, odkształcenia nadwozia samochodu mogą spowodować trwałe odkształcenia przestrzeni pasażerskiej, zagrażając tym samym zdrowiu i życiu przebywających w niej osób.

Głównym celem symulacji komputerowej w aspekcie modelowania zderzenia jest zazwyczaj przeprowadzenie zderzenia samochodów przy określonych parametrach używanych w modelowaniu zderzeń, a także sprawdzenie głębokości i kształtu deformacji, jakie mogą wystąpić w samochodach w przypadku zderzenia bocznego i czołowego. Wykorzystano tzw. siatkowy model zderzenia, o którym mowa w podrozdziale 4.1. Alternatywny, sztywnościowy model zderzenia nie był w tym przypadku poprawny ze względu na brak danych w bazie danych dotyczących sztywności nadwozi.

W pracy [267] przeprowadzono symulację zderzenia, której wyniki posłużyły do dalszych analiz. Przyjęto następujące podstawowe założenia dotyczące symulacji zderzenia bocznego skośnego w programie PC-Crash 8.0:

- modele samochodów są liniowe, natomiast nominalne parametry masowo-bezwładnościowe przyjęto wg danych producentów, a następnie zmodyfikowano na potrzeby symulacji. Nadwozia obu pojazdów są traktowane jako jednolite bryły o stałej sztywności;
- ruch odbywa się na suchej nawierzchni o współczynniku przyczepności równym 0,8;

- pojazdy poruszają się z prędkościami: model pojazdu sportowego (1) – 60 km/h, model limuzyny (2) – 100 km/h;
- pierwotna masa całkowita pojazdu nr 1 wynosząca 1440 kg została zwiększona o masę kierowcy i pasażera równą 136 kg;
- pierwotna masa całkowita pojazdu nr 2 wynosząca 2100 kg została zwiększona o masę kierowcy i trzech pasażerów równą 272 kg;
- w obu pojazdach nie uwzględniono bagażu;
- wykorzystano tzw. siatkowy model zderzenia, o którym mowa w rozdziale 4;
- wysokość środka masy w programie PC-Crash równa jest 0. Przy takich ustawieniach odbywa się ruch płaski samochodów w płaszczyźnie $x - y$. Za [157], wykorzystując odpowiednie wzory, przyjęto wysokość środka masy samochodu obciążonego dla pojazdu nr 1 równą 0,456 m, zaś dla pojazdu nr 2 – 0,576 m.

Za pracą [269] stwierdzono, że przyjęcie masy dla kierowcy i pasażerów po 68 kg zgodne jest z wymaganiami technologicznymi dotyczącymi ustalania dopuszczalnej minimalnej ładowności (norma ISO 2416).

W pracy [269] wykorzystano wzór (3.64), który stosowany jest w celu przybliżonego określenia wysokości położenia środka masy samochodu nieobciążonego

$$h_c = 0,38h_s \pm 0,02 \quad (3.64)$$

gdzie: h_c – wysokość środka masy;

h_s – wysokość samochodu.

Na potrzeby symulacji przyjęto $h_c = 0,38h_s$.

Wzór (3.65) pozwala określić wysokość środka masy samochodu obciążonego [269]:

$$h_{co} = h_c + \Delta h \quad (3.65)$$

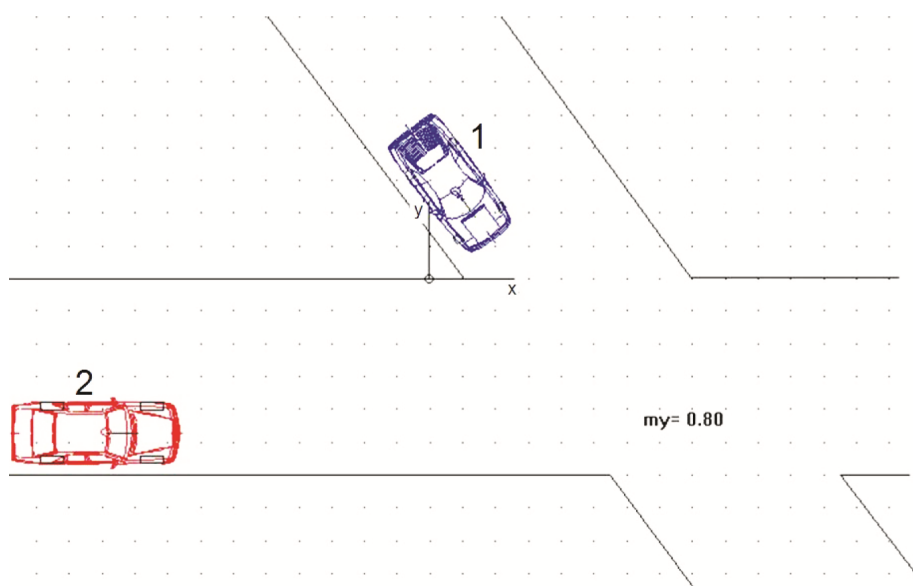
gdzie: h_{co} – wysokość środka masy samochodu obciążonego;

h_c – wysokość środka masy samochodu obciążonego;

Δh – różnica wysokości zależna od liczby pasażerów, dla 2 osób $\Delta h = +12$ mm, dla czterech osób $\Delta h =$ od -8 do $+29$ mm.

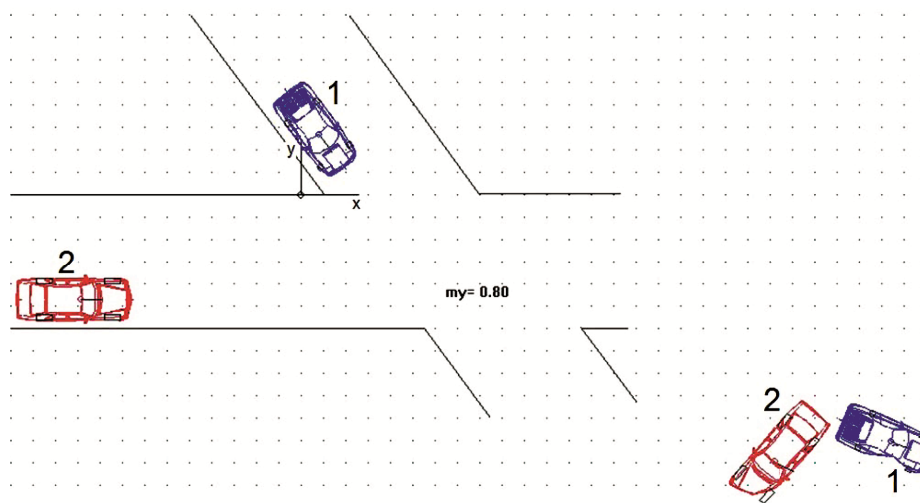
Dla samochodu sportowego (1) przyjęto $\Delta h = +12$ mm, zaś dla limuzyny (2) obciążonej czterema pasażerami przyjęto środkową wartość z przedziału $(-8;29)$, czyli 10,5 mm.

Na rys. 3.37 przedstawiono ustawienie modeli pojazdów przed zderzeniem, zaś na rys. 3.38 – po zderzeniu. Na obu rysunkach zaznaczono położenie początku układu współrzędnych płaszczyzny, w której odbywa się ruch pojazdów (tzw. płaszczyzny kierowniczej [45]). Omawiany przypadek odzwierciedla zdarzenie, w którym samochód sportowy (1) wymusza pierwszeństwo przejazdu na skrzyżowaniu dróg.



Rys. 3.37. Ustawienie pojazdów przed zderzeniem

Źródło: [269].



Rys. 3.38. Usytuowanie pojazdów po zderzeniu

Źródło: [269].

Symulację zderzenia w programie PC-Crash przeprowadzono kilkakrotnie dla tych samych danych wejściowych. Za każdym razem odnotowano powtarzalność wyników dotyczących głębokości deformacji. Inne parametry zderzenia, np. prędkości po zderzeniu różniły się od siebie w każdym przypadku, przy czym różnica wynosiła około 2 do 5% wartości z pierwszej symulacji [269].

W tabeli 3.1 pokazano protokół zawierający wybrane parametry z początkowej oraz końcowej fazy zderzenia. Na podstawie deformacji nadwozia pojazdu uderzanego (1) dokonano w rozdziale 4 analizy możliwości analitycznego wyznaczania przybliżonej wielkości zaburzenia położenia środka masy pojazdu powypadkowego względem położenia nominalnego.

Tabela 3.1. Protokół zderzenia bocznego skośnego w programie PC-Crash pomiędzy modelem samochodu sportowego (1) a limuzyny (2)

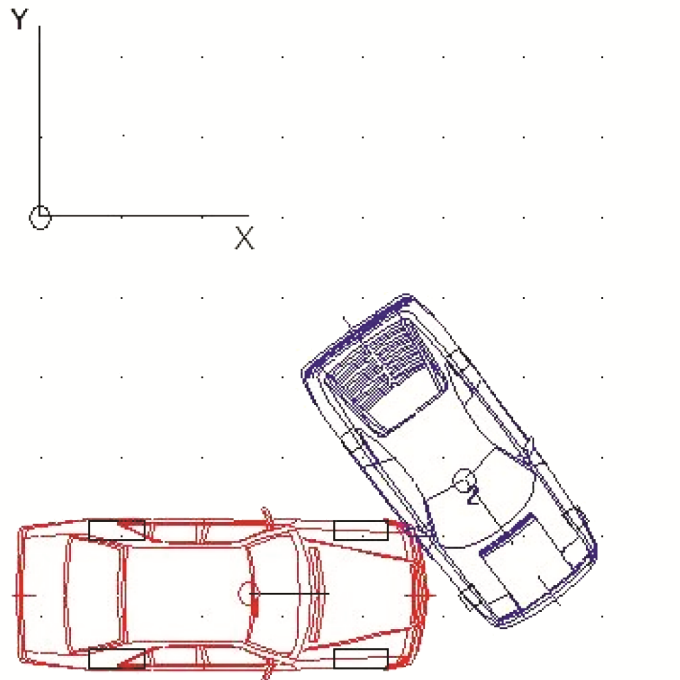
Pojazd	uderzający (2)	uderzany (1)
WARTOŚCI POCZĄTKU ZDERZENIA		
Prędkość przedzderzeniowa [km/h]	94,88	61,20
Kąt pojazdu [st.]	-0,57	-52,43
Kierunek prędkości (ni) [st.]	-2,03	315,36
Pr. kątowna wokół osi z (om) [1/s]	-0,52	0,48
Położenie środka masy w osi x [m]	3,86	5,80
Położenie środka masy w osi y [m]	-4,73	-3,90
Położenie środka masy w osi z [m]	0,58	0,45
Prędkość w osi z [km/h]	0,29	-0,43
Pr. kątowna wokół osi x [1/s]	0,11	-0,71
Pr. kątowna wokół osi y [1/s]	-0,08	0,03
Moment bezwł. wzgl. osi x [kgm ²]	1384,31	617,12
Moment bezwł. wzgl. osi y [kgm ²]	4614,52	2057,22
Moment bezwł. wzgl. osi z [kgm ²]	4614,52	2057,22
Impuls siły uderzenia [Ns]	15489,87	
WARTOŚCI KOŃCA ZDERZENIA		
Prędkość pozderzeniowa [km/h]	75,92	78,49
Zmiana prędkości dv [km/h]	26,54	42,38
Kąt pojazdu [st.]	-0,57	-52,43
Kierunek prędkości (ni) [st.]	-11,42	341,09
Pr. kątowna wokół osi z (om) [1/s]	-2,67	3,55
Położenie środka masy w osi x [m]	3,86	5,80
Położenie środka masy w osi y [m]	-4,73	-3,90
Położenie środka masy w osi z [m]	0,58	0,45
Prędkość w osi z [km/h]	0,80	-1,20
Pr. kątowna wokół osi x [1/s]	-0,53	-0,31
Pr. kątowna wokół osi y [1/s]	0,16	0,04
Głębokość deformacji [m]	0,61	0,42
Współczynnik restytucji k	0,10	
Współczynnik przyczepności	0,80	
Szywność nadwozia [kN/m]	380,3	555,9

Źródło: [269].

Wartości prędkości kątowych pojazdów wokół pionowych osi z biorących początek w środku każdego pojazdu były w początkowej fazie zderzenia różne od zera. Po przyjęciu położenia środka masy pojazdów powyżej punktu nominalnego ruch modeli pojazdów odbywa się w trzech wymiarach, występują zatem w trakcie symulacji zjawiska kołysania, uwzględnione są także momenty bezwładności względem osi x i z każdego z pojazdów [231].

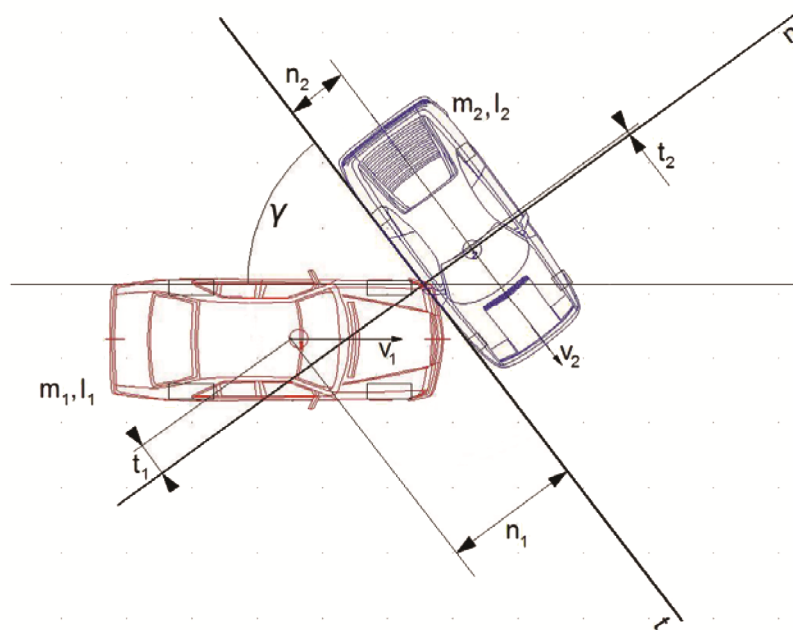
Ponadto zauważono, że wartości wejściowe prędkości pierwotnie ustawione na 60 km/h dla pojazdu uderzanego i 100 km/h dla uderzającego zostały podczas realizowania symulacji zmniejszone przez program PC-Crash o ok. 5 km/h. Wynika to z uwzględnienia w symulacji tzw. „wykrywania zderzenia”, czyli rozpoznania chwili kolizyjnej, jednak bez udziału czynnika ludzkiego (nie uwzględniono zachowania kierowcy).

Dla porównania wyników symulacji w pracy [269] przeprowadzono obliczenia wg metody analizy zderzenia pojazdów z uwzględnieniem restytucji prędkości stycznych (por. rozdz. 3.1.4). Przyjęto dane według tabeli 3.1, przy czym dane wejściowe prędkości stycznych i normalnych otrzymano poprzez przejście z prostokątnego układu współrzędnych x - y (rys. 3.39) do lokalnego układu współrzędnych naturalnych n - t (stycznej i normalnej). Wektor prędkości pojazdu uderzającego (2) zrzutowano na osie przyjęte zgodnie z rys. 3.40. Przyjęto, że wektor prędkości pojazdu uderzanego leży równoległe do osi stycznej (t).



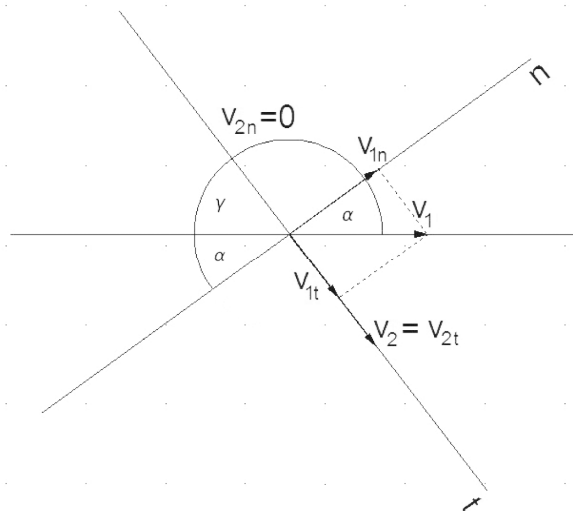
Rys. 3.39. Położenie pojazdów w chwili zderzenia w prostokątnym układzie współrzędnych

Źródło: [269].



Rys. 3.40. Ustawienie samochodów w lokalnym układzie współrzędnych naturalnych
Źródło: [269].

Na rys. 3.41 pokazano rozkład prędkości samochodów przed zderzeniem na składowe styczne i normalne.



Rys. 3.41. Składowe styczne i normalne prędkości przedzderzeniowych
Źródło: [269].

Kąt α obliczono, odejmując od 180° sumę kąta prostego i kąta γ , gdzie $\gamma = (-0,57^\circ + (-52,43^\circ)) = -53^\circ$. W wyniku tego otrzymano $\alpha = 180^\circ - |\gamma| - 90^\circ = 180^\circ - 53^\circ - 90^\circ = 37^\circ$. Pozostałe dane wejściowe:

$$- v_{1n} = 21,048 \frac{\text{m}}{\text{s}}, v_{1t} = 15,861 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$- v_{2n} = 0, v_{2t} = 17 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$- \omega_1 = -0,52 \frac{1}{\text{s}}, \omega_2 = 0,48 \frac{1}{\text{s}};$$

$$- n_1 = 2,1 \text{ m}, t_1 = 0,5 \text{ m}, n_2 = 0,945 \text{ m}, t_2 = 0,051 \text{ m}.$$

Wykorzystując wzory (3.39), otrzymano układ sześciu równań z sześcioma niewiadomymi, którymi były poszukiwane wartości z końcowej chwili zderzenia ($v'_{1n}, v'_{1t}, v'_{2n}, v'_{2t}, \omega'_1, \omega'_2$). Na podstawie wzorów 3.27, w których jako wartości chwilowe przyjęto wartości z początku zderzenia oraz 3.31, 3.35–3.38 dokonano doboru współczynnika oporu toczenia f (dynamiczny współczynnik tarcia), współczynnika restytucji dla prędkości normalnych R i współczynnika restytucji dla prędkości stycznych θ tak, aby wartości prędkości po zderzeniu były najbardziej zbliżone do otrzymanych w wyniku symulacji komputerowej [269]. Po podstawieniu wartości wejściowych i wykonaniu obliczeń otrzymano następujące rezultaty:

$$- v'_{1n} = 12,98 \frac{\text{m}}{\text{s}}, v'_{1t} = 15,23 \frac{\text{m}}{\text{s}}, v'_{2n} = 12,14 \frac{\text{m}}{\text{s}}, v'_{2t} = 17,94 \frac{\text{m}}{\text{s}};$$

$$- \omega'_1 = -1,917 \frac{1}{\text{s}}, \omega'_2 = 0,69 \frac{1}{\text{s}};$$

$$- \text{impuls całkowity } S = 19197,65 \text{ Ns};$$

$$\text{dla następujących wartości współczynników } f = 0,0776, R = 0,01, \theta = 0,457.$$

Natomiast wartości prędkości w końcowej fazie zderzenia wyniosły:

$$- v_1 = 72,05 \frac{\text{km}}{\text{h}},$$

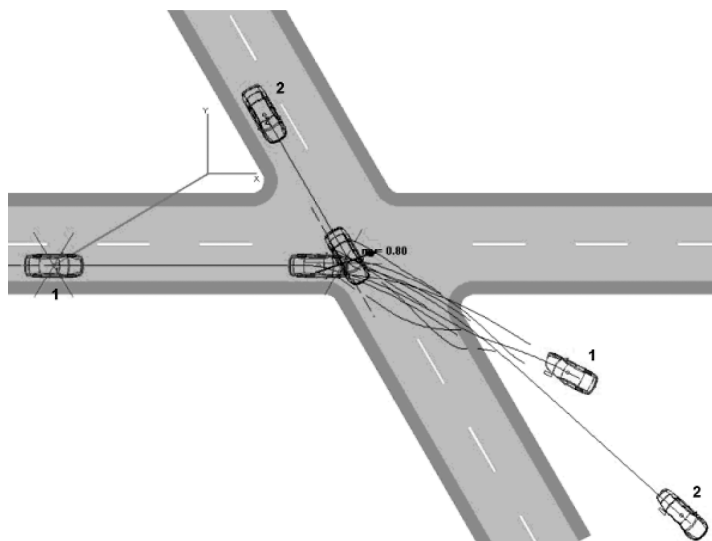
$$- v_2 = 78 \frac{\text{km}}{\text{h}}.$$

Jak widać, współczynnik restytucji prędkości normalnych jest 10 razy mniejszy niż przyjęty w programie PC-Crash, gdzie jego wartość domyślna była równa 0,1. Ponadto wartości prędkości kątowych obu pojazdów są znacznie mniejsze niż otrzymane w wyniku symulacji. Wartości prędkości postępowych w końcowej fazie zderzenia różnią się nieznacznie od uzyskanych w programie PC-Crash, natomiast wartość impulsu całkowitego przekroczyła uzyskaną w wyniku symulacji o około 4000 Ns.

Innym przykładem wykorzystania programu PC-Crash jako narzędzia do modelowania zderzeń samochodów są wyniki z pracy [257], gdzie przeprowadzono symulację zderzenia bocznego prostopadłego mimośrodowego oraz czołowego skośnego mimośrodowego. Pojazdem uderzającym jest model samochodu oznaczony numerem 1 na rys. 3.42 i 3.43, zaś uderzanym – pojazd nr 2. Pojazdy te charakteryzują się innymi parametrami niż użyte w przykładzie powyżej. Przeprowadzono symulację zderzenia z dużą prędkością na równorzędym skrzyżowaniu ulic (wymuszenie pierwszeństwa przejazdu), a także na prostym odcinku drogi jednojezdniowej dwukierunkowej (wyjechanie na przeciwległy pas ruchu).

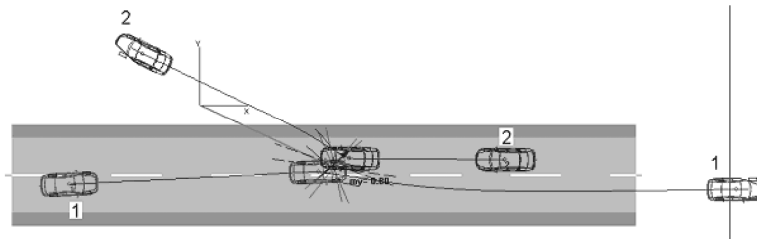
Czas symulacji w obu przypadkach wyniósł 2 s, z czego długość zderzenia wyniosła około 0,9 s. Podstawowe założenia przyjęto jak następuje [257]:

- nadwozia obu pojazdów są traktowane jako zbiory elementów prostopadłościennych o stałej sztywności;
- modele samochodów są liniowe, parametry masowo-bezwładnościowe na potrzeby symulacji;
- ruch odbywa się na suchej nawierzchni o współczynniku przyczepności równym 0,8;
- pojazdy poruszają się z prędkościami: pojazd nr 1 – 80 km/h, nr 2 – 50 km/h;
- pierwotna masa całkowita pojazdu nr 1 wynosząca 1510 kg została zwiększona o masę kierowcy i trzech pasażerów równą 272 kg, natomiast masa całkowita pojazdu nr 2 wynosiła 1370 kg i również została zwiększona o masę 272 kg. Bagażu w obu pojazdach nie uwzględniono;
- za [1] przyjęto wysokość środka masy samochodu obciążonego dla obu modeli pojazdów równą 0,56 m.



Rys. 3.42. Usytuowanie pojazdów przed i po zderzeniu bocznym. Na rysunku widoczne odkształcenia bryły nadwozia

Źródło: [257].



Rys. 3.43. Usytuowanie pojazdów przed i po zderzeniu czołowym. Na rysunku widoczne odkształcenia bryły nadwozia

Źródło: opracowanie własne.

Jednym z celów symulacji komputerowej w pracy [257] było zbadanie rozbieżności w otrzymanych wynikach po kilkakrotnym jej przeprowadzeniu. Symulację obu zderzeń przeprowadzono pięciokrotnie w celu zbadania powtarzalności wyników. W tabeli 3.2 pokazano rezultaty dla każdego powtórzenia.

Tabela 3.2. Wyniki pięciu powtórzeń symulacji obu zderzeń

Pojazd	Zderzenie boczne		Zderzenie czołowe	
	1	2	1	2
Symulacja 1				
Prędkości przed zderzeniem	76,49 km/h	48,22 km/h	75,23 km/h	45,13 km/h
Prędkości po zderzeniu	52,93 km/h	63,07 km/h	64,39 km/h	35,59 km/h
Symulacja 2				
Prędkości przed zderzeniem	78,30 km/h	47,74 km/h	75,28 km/h	45,11 km/h
Prędkości po zderzeniu	52,87 km/h	63,26 km/h	63,02 km/h	34,37 km/h
Symulacja 3				
Prędkości przed zderzeniem	79,50 km/h	48,83 km/h	76,96 km/h	46,90 km/h
Prędkości po zderzeniu	52,74 km/h	63,44 km/h	64,47 km/h	35,80 km/h
Symulacja 4				
Prędkości przed zderzeniem	80,14 km/h	49,36 km/h	76,95 km/h	46,84 km/h
Prędkości po zderzeniu	52,72 km/h	63,46 km/h	63,50 km/h	34,89 km/h
Symulacja 5				
Prędkości przed zderzeniem	76,49 km/h	48,22 km/h	75,23 km/h	45,13 km/h
Prędkości po zderzeniu	52,93 km/h	63,07 km/h	64,39 km/h	35,59 km/h

Źródło: [257].

Cztery pierwsze symulacje przeprowadzono kolejno po sobie bez przywracania stanu początkowego, tj. bez powrotu pojazdów do pozycji wyjściowych (naciśnięcia klawisza „stop”). W przypadku zderzenia bocznego w powtórzeniach 2, 3 oraz 4 dochodziło do zderzeń wtórnych, które miały miejsce w dalszym ruchu pojazdów po pierwszej kolizji. Mimo wszystko wyniki kolejnych powtórzeń różnią się od pierwszej symulacji o około 2–5%. Wszystkie wartości prędkości przed i po zderzeniem różnią się od zadanych (80 i 50 km/h) z racji opcji wykrywania zderzenia, dzięki której zachowano w programie realizm sytuacji, czyli hamowanie tuż przed kolizją.

Piąta symulacja została przeprowadzona po wyzerowaniu poprzednich, czyli powrocie pojazdów do pozycji początkowych. Wyniki są równe rezultatom z pierwszej symulacji. Otrzymanie jednakowych wyników wiąże się z koniecznością przeprowadzenia symulacji od położeń wyjściowych pojazdów [257].

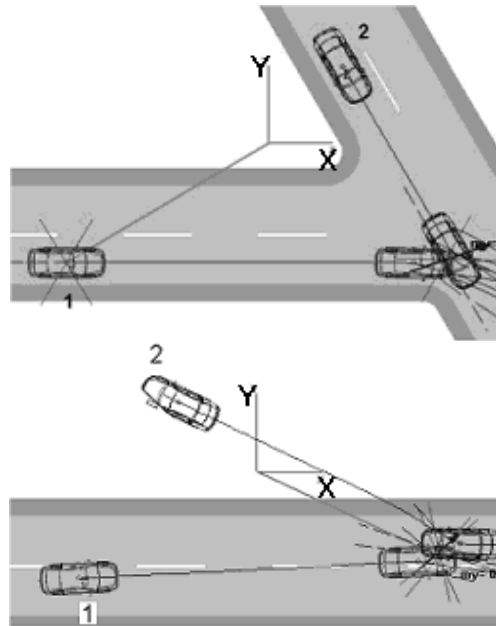
Do dalszych analiz wykorzystano wyniki pierwszej symulacji z tabeli 3.2. Wybrane parametry protokołu dla początkowej i końcowej fazy dla obu modelowanych zderzeń (boczne i czołowe) pokazano w tabeli 3.3.

Tabela 3.3. Protokół zderzenia bocznego i czołowego. W nawiasach pokazano momenty bezwładności pojazdów po obciążeniu pasażerami

Pojazd	zderzenie boczne		zderzenie czołowe	
	1	2	1	2
WARTOŚCI POZĄTKU ZDERZENIA				
Prędkość przedzderzeniowa [km/h]	76,49	48,22	75,23	45,13
Kąt pojazdu [st.]	-1,27	-60,40	2,79	178,61
Kierunek prędkości (ni) [st.]	-2,76	278,76	0,61	174,88
Pr. kątowna wokół osi z (om) [1/s]	-1,11	-0,24	-0,25	-0,90
Moment bezwł. wzgl. osi x [kgm ²]	714 (822,98)		661,9 (771,54)	
Moment bezwł. wzgl. osi y [kgm ²]	2379,9 (2743,16)		2206,2 (2571,66)	
Moment bezwł. wzgl. osi z [kgm ²]	2379,9 (2743,16)		2206,2 (2571,66)	
Impuls siły uderzenia [Ns]	13096,46		7396,46	
WARTOŚCI KOŃCA ZDERZENIA				
Prędkość pozderzeniowa [km/h]	52,93	63,07	64,39	35,59
Zmiana prędkości dv [km/h]	26,46	28,71	14,94	16,22
Kąt pojazdu [st.]	-1,27	-60,40	2,79	178,61
Kierunek prędkości (ni) [st.]	-13,97	332,15	-7,87	156,04
Pr. kątowna wokół osi z (om) [1/s]	-3,04	1,31	-1,17	-2,16
Głębokość deformacji [m]	0,40	0,34	0,63	0,55
Współczynnik restytucji k	0,10		0,10	

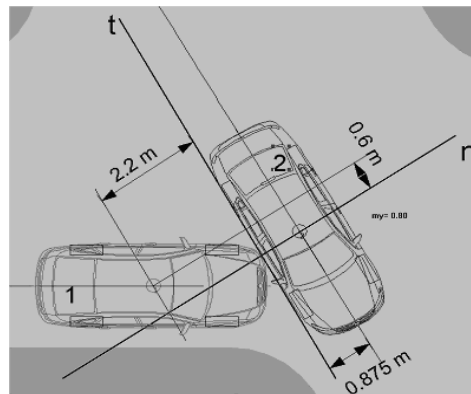
Źródło: [257].

Dla porównania wyników symulacji obu wyżej opisywanych zderzeń przeprowadzono obliczenia wg metody Routha z uwzględnieniem restytucji prędkości stycznych, podobnie jak w poprzednim przypadku. Za pracą [257] przyjęto dane wg tab. 3.3, przy czym dane wejściowe prędkości stycznych i normalnych dla każdego zderzenia otrzymano poprzez przejście z prostokątnego układu współrzędnych (rys. 3.44) do lokalnego układu współrzędnych naturalnych (stycznej t oraz normalnej n) – rys. 3.45, 3.46.



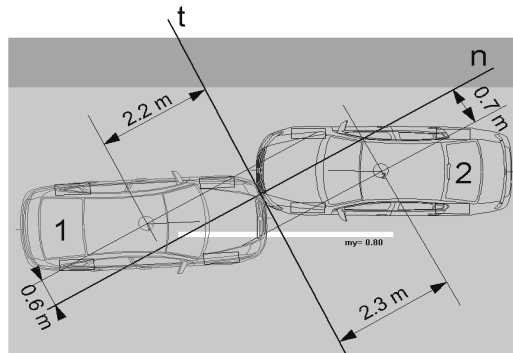
Rys. 3.44. Układy współrzędnych x-y dla zderzenia bocznego i czołowego

Źródło: [257].



Rys. 3.45. Ustawienie samochodów w lokalnym układzie współrzędnych naturalnych – zderzenie boczne

Źródło: [257].



Rys. 3.46. Ustawienie samochodów w lokalnym układzie współrzędnych naturalnych – zderzenie czołowe

Źródło: [257].

W pracy [257] dla zderzenia bocznego jako kąt uderzenia przyjęto wartości kąta pojazdu z tabeli 3.3, ponieważ jest on mierzony względem osi x prostokątnego układu współrzędnych x - y . Łatwo również było usytuować styczną (wzdłuż krawędzi) pojazdu uderzanego i normalną zderzenia (prostopadle do stycznej). Niewielkie trudności wystąpiły przy realizacji tego zadania dla zderzenia czołowego, gdzie pojazdy były usytuowane prawie równoległe do osi x . Wykorzystując zależności trygonometryczne, znając odległości środków mas pojazdu od środka zderzenia (rys. 3.46), obliczono kąty nachylenia pojazdów do osi n i t .

Na podstawie pracy [2] oraz rozważań przedstawionych również w rozdz. 3 uwzględniono problem restytucji prędkości normalnych (odkształcenia objętościowe) oraz stycznych (odkształcenia postaciowe).

Odległości n_1, n_2, t_1, t_2 środków mas pojazdów od geometrycznego środka zderzenia O pomierzono w programie przy ustawieniu pojazdów w chwili styku jednopunktowego. Wykorzystując odpowiednie wzory (3.39, rozdz. 3), otrzymano w pracy [257] układ sześciu równań z sześcioma niewiadomymi, którymi były poszukiwane wartości z końcowej chwili zderzenia ($v'_{1n}, v'_{1t}, v'_{2n}, v'_{2t}, \omega'_1, \omega'_2$). We wzorach na chwilowe prędkości ścinania i ściskania [2] wartości chwilowe zastąpiono, jak w poprzednim przypadku, wartościami z początku zderzenia. Również tutaj dokonano doboru współczynników f, R oraz θ tak, aby wartości prędkości po zderzeniu były najbardziej zbliżone do otrzymanych w symulacji komputerowej.

Wyniki obliczeń analitycznych dla zderzenia bocznego:

a) przed zderzeniem:

- $v_{1n} = 10,62 \text{ m/s}, \quad v_{1t} = 18,4 \text{ m/s}, \quad v_{2n} = 0, \quad v_{2t} = 13,39 \text{ m/s},$
 $\omega_1 = -1,11 \frac{1}{s}, \quad \omega_2 = -0,24 \frac{1}{s};$
- współrzędne położenia środka zderzenia: $n_1 = 2,2 \text{ m}, \quad t_1 = 0,6,$
 $n_2 = 0,875 \text{ m}, \quad t_2 = 0.$

b) po zderzeniu:

$$- v'_{1n} = 5,09 \text{ m/s}, \quad v'_{1t} = 15,18 \text{ m/s}, \quad v'_{2n} = 5,99 \text{ m/s}, \quad v'_{2t} = 16,88 \text{ m/s},$$

$$\omega'_1 = 1,33 \frac{1}{s}, \quad \omega'_2 = 1,71 \frac{1}{s};$$

- impuls całkowity $S = 11392 \text{ Ns}$.

Przy współczynnikach $f = 0,58$, $R = 0,01$, $\theta = -0,8$ wartości prędkości w końcowej fazie zderzenia wyniosły: $v'_1 = 57,66 \text{ km/h}$, $v'_2 = 64,5 \text{ km/h}$.

Wyniki obliczeń analitycznych dla zderzenia czołowego:

a) przed zderzeniem:

$$- v_{1n} = 16,68 \text{ m/s}, \quad v_{1t} = 12,57 \text{ m/s}, \quad v_{2n} = 10,51 \text{ m/s}, \quad v_{2t} = 6,82 \text{ m/s},$$

$$\omega_1 = -0,25 \frac{1}{s}, \quad \omega_2 = -0,9 \frac{1}{s};$$

- współrzędne położenia środka zderzenia: $n_1 = 2,2 \text{ m}$, $t_1 = 0,6$,
 $n_2 = 2,3 \text{ m}$, $t_2 = 0,7 \text{ m}$.

b) po zderzeniu:

$$- v'_{1n} = 14,31 \text{ m/s}, \quad v'_{1t} = 10,95 \text{ m/s}, \quad v'_{2n} = 13,08 \text{ m/s}, \quad v'_{2t} = 8,59 \text{ m/s},$$

$$\omega'_1 = 1,14 \frac{1}{s}, \quad \omega'_2 = 0,54 \frac{1}{s};$$

- impuls całkowity $S = 5121 \text{ Ns}$.

Przy współczynnikach $f = 0,71$, $R = 0,01$, $\theta = -0,8$ wartości prędkości w końcowej fazie zderzenia wyniosły: $v'_1 = 64,89 \text{ km/h}$, $v'_2 = 56,35 \text{ km/h}$.

Z przeprowadzonych w pracy [257] obliczeń wywnioskowano, że współczynnik restytucji prędkości normalnych jest mniejszy niż domyślnie przyjęty w programie PC-Crash ($R = 0,1$). Ponadto wartości prędkości kątowych obu pojazdów są znacznie większe niż podane w protokole z symulacji komputerowej. Wartości prędkości postępowych w końcowej fazie zderzenia różnią się nieznacznie od uzyskanych w wyniku symulacji w programie PC-Crash. Natomiast wartość impulsu całkowitego jest mniejsza o ok. 1300 Ns od wartości uzyskanej w symulacji dla zderzenia bocznego i o ok. 2300 Ns dla zderzenia czołowego.

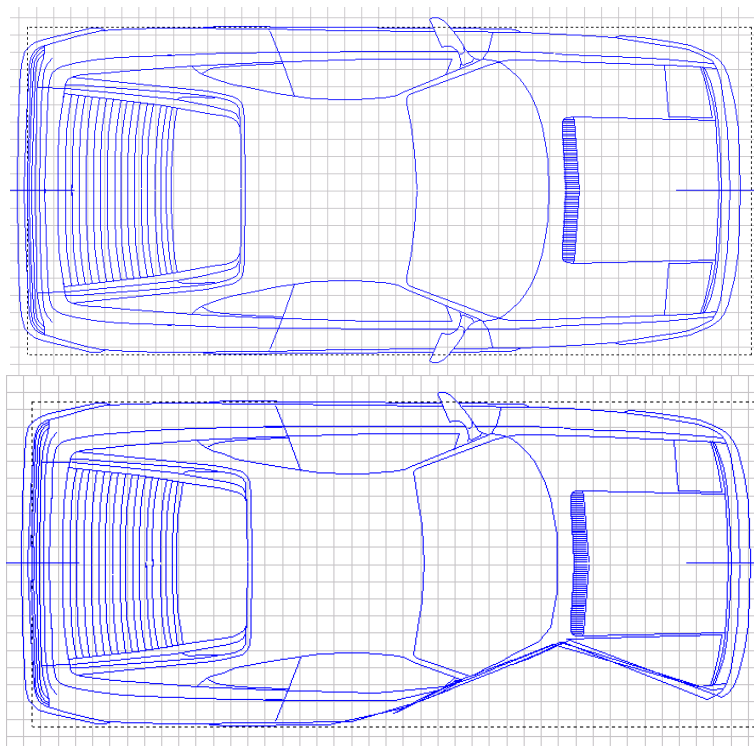
3.3.4. Analiza deformacji nadwozia samochodów w wyniku symulowanych zderzeń

Chcąc pokazać rozmiary odkształcenia nadwozia w wyniku zderzenia bocznego skośnego omawianego w podrozdziale 3.3.3, wykorzystano wyniki symulacji w programie PC-Crash 8.0. Pojazdem uderzanym był model samochodu sportowego, zaś uderzającym – model limuzyny. Przeprowadzono ekstremalny przypadek zderzenia z dużą prędkością, gdzie zwrócono uwagę na możliwe deformacje nadwozia mogące wystąpić w samochodzie sportowym uderzonym przez pojazd o większych rozmiarach i masie.

W pracy [269] przyjęto, że współrzędne środka masy pojazdu mogą ulec zmianie pod wpływem odkształcenia bryły nadwozia, a następnie niedoprowadzenia do poziomu nominalnego tych parametrów po naprawie powypadkowej, co praktycznie nie jest realizowane. Na podstawie obliczeń przeprowadzonych w rozdziale 4 przyjęto wystąpienie zaburzenia położenia środka masy w pojeździe naprawionym wynika głównie ze sposobu naprawy oraz braku kontroli nadwozia po dokonaniu napraw. W rozdziale 7 pokazano przykłady badania stateczności technicznej stochastycznej ruchu modelu matematycznego po przyjęciu występowania określonych zaburzeń położenia środka masy w pojeździe.

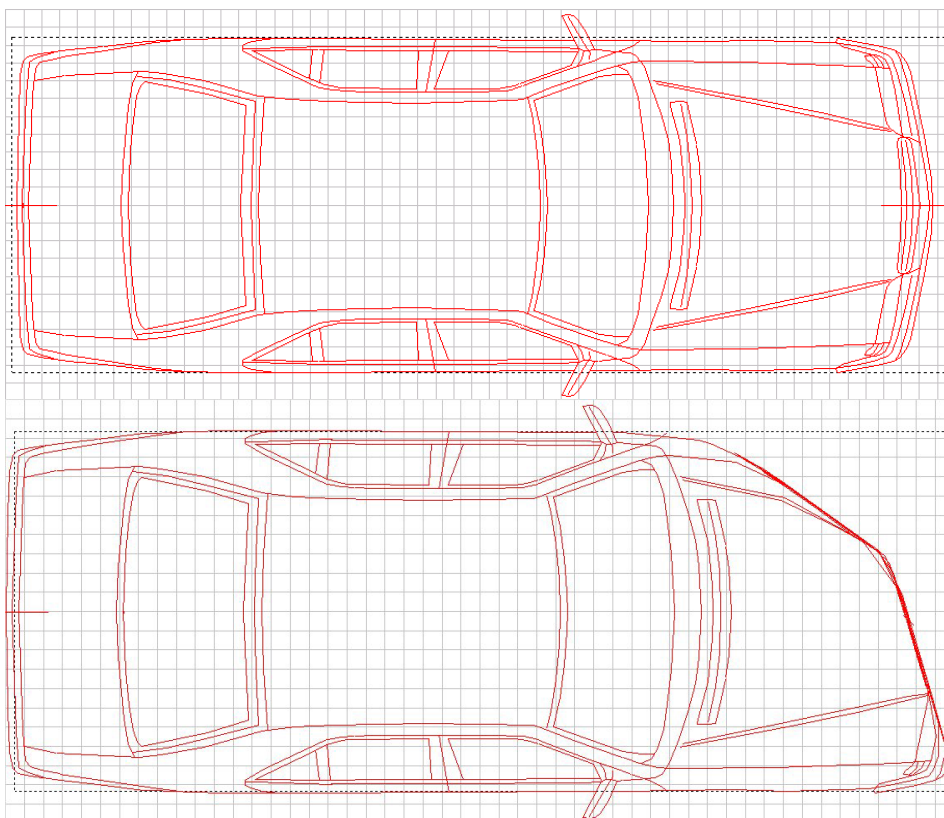
Zwrócono uwagę, że głębokość deformacji nadwozia przy uderzeniu z prędkością około 100 km/h pojazdu uderzającego (2) wynosi 0,42 m w pojeździe uderzanym (1), przy czym głębokość ta jest również efektem tzw. wzajemnej penetracji nadwozi [269]. Wielkość ta jest podawaną w programie maksymalną głębokością odkształcenia fragmentu nadwozia względem jego nominalnego kształtu. Przód samochodu uderzającego również został silnie odkształcony, przy czym maksymalna głębokość jego deformacji wynosi 0,61 m.

Odkształcenia nadwozia dla pojazdu nr 1 (pojazd uderzany) i 2 (pojazd uderzający) przedstawiono odpowiednio na rys. 3.47 i 3.48.



Rys. 3.47. Odkształcenia nadwozia samochodu uderzanego (1). Wyżej widok nadwozia nieodkształconego

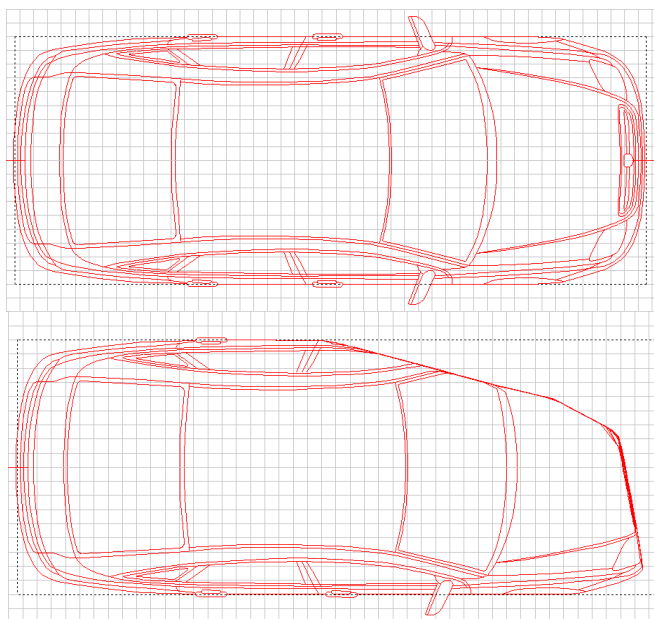
Źródło: [269].



Rys. 3.48. Odształcenia nadwozia samochodu uderzającego (2). Wyżej widok nadwozia nieodkształconego

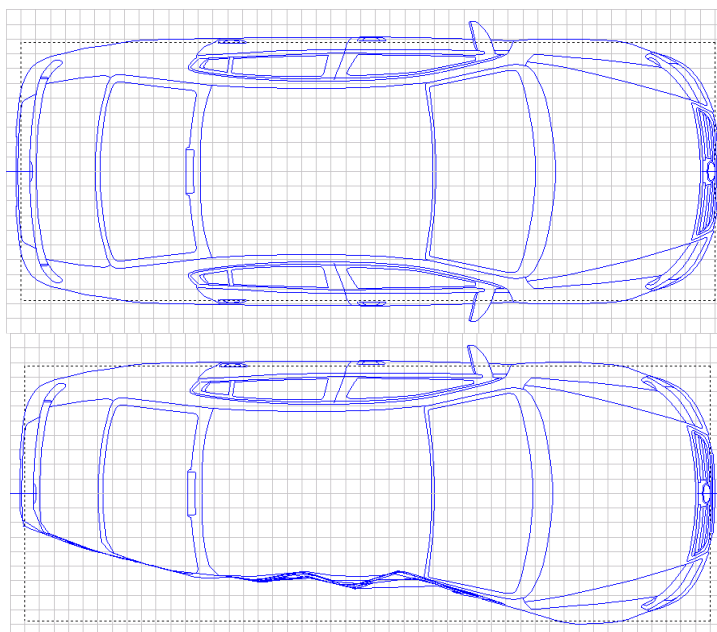
Źródło: [269].

W pracy [257] pokazano wyniki symulacji dwóch rodzajów zderzeń: boczno-skośnego oraz czołowego skośnego. Warto zwrócić uwagę na głębokość deformacji nadwozia, która przy uderzeniu bocznym z prędkością około 80 km/h dla pojazdu uderzającego (1) wynosi 0,40 m, zaś dla uderzanego 0,34 m. Widać więc, że dla tego rodzaju zderzenia głębokość odształceń dla samochodów zbliżonych masą i wymiarami jest większa dla deformowanego przodu pojazdu uderzanego (sztywna kabina pasażerska). Potwierdzenie tego znaleźć można w rezultatach dotyczących zderzenia czołowego. Dla pojazdu jadącego z większą prędkością (1) głębokość deformacji jest większa. Wynika z tego, że również prędkość uderzenia ma wpływ na powstające odształcenia, co jest zgodne z podstawowym równaniem teorii zderzeń (np. [7], [173]). Na rys. 3.49 oraz 3.50 pokazano deformację nadwozia obu pojazdów w wyniku zderzenia bocznego, zaś na rys. 3.51 i 3.52 – czołowego.



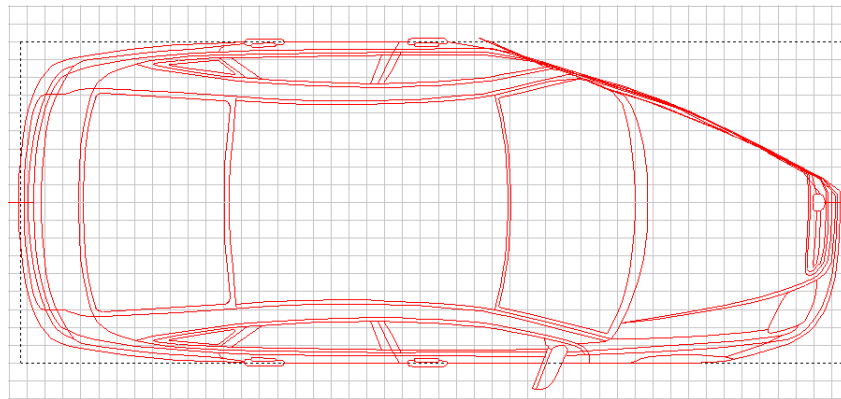
Rys. 3.49. Odształcenia nadwozia samochodu uderzającego (1) w wyniku zderzenia bocznego z pracy [257]. Wyżej widok nadwozia nieodkształconego

Źródło: PC-Crash.



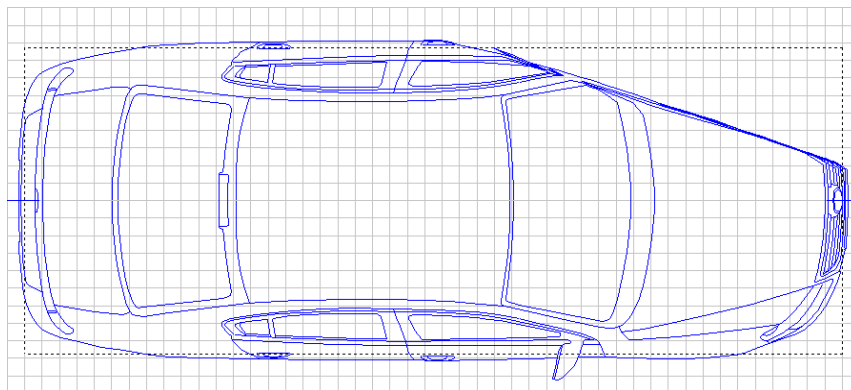
Rys. 3.50. Odształcenia nadwozia samochodu uderzanego (2) w wyniku zderzenia bocznego z pracy [257]. Wyżej widok nadwozia nieodkształconego

Źródło: PC-Crash.



Rys. 3.51. Odkształcenia nadwozia samochodu uderzającego (1) w wyniku zderzenia czołowego z pracy [257]

Źródło: PC-Crash.



Rys. 3.52. Odkształcenia nadwozia samochodu uderzanego (2) w wyniku zderzenia czołowego z pracy [257]

Źródło: PC-Crash.

Wartości prędkości kątowych pojazdów wokół pionowych osi z w początkowej fazie zderzenia były różne od zera. Po przyjęciu wysokości środka masy pojazdów większej od zera występują w trakcie symulacji zjawiska kołysania oraz uwzględnione są momenty bezwładności względem wszystkich osi [257]. Wątpliwość niektórych wyników symulacji budzą wartości zmiany prędkości w protokole (dv), które nie odpowiadają różnicy prędkości przedzderzeniowych i pozderzeniowych obu pojazdów. Niestety nie był możliwe ustalenie, w jaki sposób wartości te zostały obliczone przez algorytm programu.

3.3.5. Analiza efektów zderzenia pojazdów jako wpływu na ich stateczność

W pracy [224] podano, że brak kontroli nadwozia po naprawie powypadkowej w celu sprawdzenia poprawności jego geometrii za pomocą ramy (stołu)

pomiarowo-naprawczej jest częstym zjawiskiem w Polsce. Często zjawisko to dotyczy również sprowadzanych z zagranicy uszkodzonych pojazdów teoretycznie uznanych za sprawne. Wynika stąd, że niektóre parametry mogące mieć wpływ na stateczność modeli matematycznych pojazdów samochodowych oraz ich rzeczywistych odpowiedników mogą być w ogóle nieuwzględniane w procesie naprawy powypadkowej. Pomiaru na ramie (stole) pomiarowej dają odpowiedź jedynie na pytanie o parametry geometryczne podwozia samochodu po naprawie. Badanie to nie daje odpowiedzi na to, czy zmianie uległy parametry mające wpływ na zjawiska dynamiczne (np. położenie środków ciężkości, położenie momentów bezwładności). Takie badania zostaną przedstawione w dalszej części monografii.

W pracy [269] określono wpływ zaburzenia położenia środka masy i momentów bezwładności na stateczność modelu pojazdu sportowego, szczegółowe rozważania na ten temat będą przedstawione w rozdziale 7. Przyjęte tam zaburzenia parametrów masowo-bezwładnościowych nadwozia samochodu traktowano jako wynikłe z nieprawidłowej naprawy powypadkowej, przy czym przyjęto ekstremalnie duże wielkości tych zaburzeń w celu zbadania odpowiedzi układu mechanicznego, jakim jest model pojazdu, na zakłócenia ruchu spowodowane nierównomiernym rozkładem mas i nierównościami nawierzchni. W rozważaniach tych założono, że zaburzenia geometrii nadwozia mogą powodować odkształcenia lub nieprawidłowe działanie elementów układu jezdnego, parametrów zawieszenia i układu kierowniczego samochodu. Stąd przyjęto ekstremalnie duże wartości zaburzeń położenia środka masy w modelu samochodu, aby uwzględnić również wyżej wymienione niepożądane zjawiska, jakie mogłyby wystąpić w procesie niewłaściwie naprawionego pojazdu powypadkowego. Obciążenie nadwozia pojazdu rozłożono równomiernie względem wzdłużnej płaszczyzny jego symetrii.

W pracach [267] i [268] prowadzono rozważania na temat stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego pojazdu sportowego, którego nadwozie obciążono nierównomiernie, powodując zmianę położenia środka masy oraz momentów bezwładności i dewiacji. W rozdziale 7 dla przypadku 2 i 3 obciążenia pojazdu wyznaczono omawiane wielkości. Wykazano następnie poprzez badania symulacyjne, że niewielka na pozór zmiana położenia środka masy pojazdu spowodowana nierównomiernym rozłożeniem mas obciążających (kierowca, pasażer oraz bagaż) oraz pozornie niewielka zmiana wartości momentów bezwładności i dewiacji może wpłynąć na stateczność modelu samochodu, powodując inny przebieg trajektorii ruchu niż dla pojazdu o nominalnych parametrach.

Nie znaleziono prac dotyczących typowych zaburzeń położenia środka masy dla samochodów różnych klas. Zajmowano się takimi zagadnieniami jak wytrzymałość nadwozia pojazdu poddanego naprawie [27] czy ogólnie wytrzymałością nadwozia pojazdu jako konstrukcji nośnej ([36], [166]), szczególnie przy małych i średnich prędkościach odkształcenia, jednak nie rozważano ich wpływu na położenie środka masy.

Biorąc pod uwagę powyższe czynniki, w analizie prowadzonej w rozdziale 7 przyjęto, że w wyniku niewłaściwej naprawy powypadkowej elementy nadwozia przywrócone do pierwotnego kształtu mogą ulec samoistnej, niewielkiej deformacji, np. na skutek naprężeń wewnętrznych formowanego materiału. Jeżeli do elementów tych przytwierdzony zostanie fragment układu jezdnego bądź zawieszenia, to w procesie dalszej eksploatacji może on także zostać zdeformowany lub mogą zostać zmienione jego parametry (kąty itp.).

Ponadto przyjęto, że nierównomierny rozkład mas może wynikać zarówno z nierównomiernego obciążenia, jak również, choć w mniejszym stopniu, z naprawy powypadkowej polegającej na wypełnianiu uszkodzonych fragmentów nadwozia pojazdu masami zmieniającymi nieznacznie ogólny rozkład mas w pojeździe.

W związku z powyższym przyjęto, że nawet w teoretycznie sprawnym pojeździe, przy niekorzystnych warunkach drogowych i w określonych warunkach ruchu, można wykazać niestateczność takiego pojazdu poprzez np. badanie stateczności technicznej stochastycznej jego modelu matematycznego na podstawie otrzymanych trajektorii. Przykładowe wyniki badań pokazano w podrozdziale 7.1 oraz 7.2.

4.

Zagadnienie zmiany parametrów nadwozia w wyniku zderzenia

Zagadnienie sztywności oraz zdolności nadwozia do pochłaniania energii uderzenia omawiane było m.in. w pracach: [1], [7], [26], [27], [31], [52], [72], [80], [111], [119], [120], [137] oraz [166]. Skutki kolizji samochodu osobowego z ciężarowym analizowano w pracy [137], natomiast w [31] omówiono metodę pomiaru sztywności skrętnej nadwozia oraz skomentowano przykładowe wyniki pomiarów. Oceny bazowych punktów w nadwoziu wybranych pojazdów dokonano w pracy [146], pokazując tolerancje i odchyłki w ich położeniu. W [72] dokonano analizy wpływu sztywności skrętnej nadwozia na ruch modelu samochodu ciężarowego, prowadząc badania dla wydzielonej części nadwozia. Analizę tę określono jako badanie stateczności i kierowności, przy czym charakterystykami definiującymi stateczność są trajektorie otrzymane w wyniku realizacji dwóch manewrów – jazdy po okręgu o stałym promieniu i szybkiego obrotu kierownicy podczas jazdy na wprost. Parametrem, na który zwrócono uwagę jest m.in. kąt przechyłu nadwozia. Należy przy tym podkreślić, że praca ta nie wiązuje do znanych definicji stateczności modeli matematycznych.

Pracę [67] poświęcono wyznaczaniu charakterystyk bocznego znoszenia z uwzględnieniem wpływu zakłóceń parametrów zawieszenia oraz struktury nadwozia. Analizę wpływu położenia środka masy na ruch pojazdu ciężarowego przeprowadzono natomiast w [46].

W pracach [8], [11], [12], [19], [22], [29], [39], [44], [102], [114], [124], [127], [133], [145], [155], [156] oraz [157] zdefiniowane zostały zarówno reakcje statyczne, jak i dynamiczne nawierzchni na koła w obszarze kontaktu opony z drogą dla nawierzchni płaskiej i nachylonej pod określonym kątem do poziomu. Układ sił działających na pojazd ciężarowy z przyczepą, uwzględniając siły oporu uciągu przedstawiono w pracy [8]. W kilku pozycjach, m.in. w [133] wyznaczono reakcje nawierzchni drogi w czasie ruchu z wykorzystaniem jednostkowej siły napędowej. W [242] przedstawiono dwu- oraz trójwymiarowy nieliniowy model koła do oceny współpracy z nawierzchnią drogi, który zaaplikowano w modelu pojazdu typu Bombardier-ITLIS.

Konstrukcja oraz obciążenia, jakim poddawane jest nadwozie samochodu, przedstawione zostały w pracach [35], [36], [144], [154], [169] oraz [225]. Zwrócono tu uwagę na obciążenia w trzech wzajemnie prostopadłych kierunkach. Pracę [71] poświęcono obciążeniom, jakim poddana jest rama i nadwozie samochodu furgonowego. W [74] przeprowadzono analizę ruchu takiego pojaz-

du po torze krzywoliniowym. Badano ruch nieliniowego modelu matematycznego o 14 stopniach swobody oraz dwóch rzeczywistych samochodów o masach 6500 kg, realizując manewry podwójnej zmiany pasa ruchu oraz jazdy po okręgu. W [193] badano wpływ zmiany położenia środka masy pojazdu wojskowego na ruch krzywoliniowy z wykorzystaniem wojskowego pojazdu „Dzik”.

W pracy [200] zaprezentowane zostały wyniki testów dwu samochodów ciężarowych o różnym położeniu środka masy. Przeprowadzono testy pojedynczej zmiany pasa ruchu (zgodnie z normą rosyjską GOST P.2003, B32/03) oraz jazdy po okręgu (ISO 4138). W obu pojazdach (każdy o masie 12t) środek masy położono w różnych konfiguracjach.

Łączenia nadwozi wymiennych, jak i problematykę własności ruchowych samochodu o nadwoziu wymiennym poruszono w pracy [70], zaś kwestię materiałów kompozytowych oraz ich zastosowania w samochodach w [216].

W pracach [62] i [63] omówione zostały sposoby projektowania nadwozi z użyciem narzędzi informatycznych CAD/CAM. Pracę [64] poświęcono pomiarom fotogrametrycznym makiety nadwozia. Fotogrametrią bliskiego zasięgu w aspekcie rekonstrukcji zderzenia samochodów zajmowano się również na potrzeby pracy [384], natomiast projektowaniem nadwozi w [35], [36] oraz [165].

W [27] oraz [35] omówione zostały zagadnienia eksploatacji i naprawy nadwozi, zaś w [163] przedstawiono komputerowe metody wyznaczania energii straconej przy deformacji nadwozia. Dwuwymiarowy ruch pojazdu odkształconego w wyniku zderzenia poddano analizie w pracy [138]. Natomiast w [320] przeprowadzono analizę dotyczącą ilości pracy potrzebnej na zdeformowanie wybranych elementów nadwozia w funkcji prędkości zderzenia.

Zagadnienie wywracania autobusu w aspekcie wytrzymałości struktury nadwozia na uszkodzenia prowadzące do ofiar wśród pasażerów analizowano m.in. w pracach [331] oraz [335], natomiast wywracania pojazdu typu SUV – w [336]. Problem deformacji wybranych elementów nadwozia samochodu podczas zderzenia czołowego mimośrodowego poruszono w [342].

Aerodynamiką pojazdów zajmowano się w [19], [23], [35], [36], [99] oraz [126], zaś w pracy [88] prowadzona była analiza wpływu sił aerodynamicznych na pionowy ruch samochodu.

W rozdziale 7 pokazano próby odniesienia rozważań dotyczących zmiany parametrów położenia środka masy oraz wartości momentów bezwładności (wystąpienie momentów dewiacyjnych) wynikających ze zderzenia, do stateczności ruchu w oparciu o badania modelowe. Wydaje się, że rozwiązanie takiego zagadnienia może pokazać relacje zachodzące między dynamiką nieuszkodzonego nadwozia modelu matematycznego oraz nadwozia o zaburzonej geometrii a zakłóceniami ruchu, również z uwzględnieniem współpracy koła z nawierzchnią drogi.

Problem określenia względnej prędkości pojazdów, która stanowiłaby kryterium kwalifikujące pojazd do naprawy bądź utylizacji nie został rozważony, ponieważ zdobycie potrzebnych danych dla określenia tej prędkości w różnych klasach pojazdów wydaje się nierealne. Ponadto wnioskowanie na podstawie ewentualnie zdobytych danych stanowiących jedynie próbkę mogłoby doprowadzić

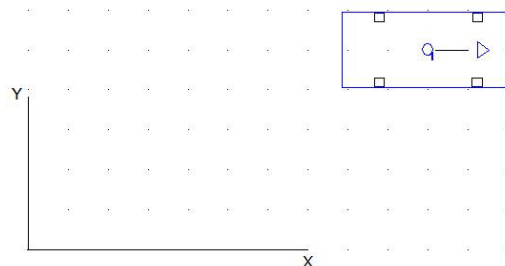
jedynie do szacunkowej oceny. Należy przy tym zauważyć, że zderzenie pojazdów z różnych segmentów (klas) może dać inne wyniki niż zderzenie dla pojazdów z tego samego segmentu.

4.1. Sztywność nadwozia

Wynikiem zderzenia mogą być rozległe uszkodzenia samochodów, które, biorąc pod uwagę głębokość deformacji, obejmują swym zakresem różne układy i podukłady samochodu, w zależności od punktu przyłożenia siły zderzeniowej. W procesie naprawy elementy te są najczęściej wymieniane. Najważniejszym aspektem jest jednak fakt, że odkształcenia bryły nadwozia w połączeniu np. z nierównomiernym obciążeniem pojazdu mogą powodować zmianę rozkładu mas, w wyniku czego zmienić się mogą parametry masowo-bezwładnościowe. W dalszej części tego rozdziału przeprowadzono analizę zmian położenia środka masy modeli pojazdów biorących udział w symulacji zderzenia. Współrzędne środka masy dla samochodów uszkodzonych porównano ze współrzędnymi dla samochodów przed zderzeniem. Prowadząc rozważania, uwzględniono kilka scenariuszy rozkładu mas w samochodzie, w tym także wariant uwzględniający położenie i masę najważniejszych elementów pojazdu (silnik, układ napędowy, elementy kabiny pasażerskiej itp.).

Wyniki tych analiz umożliwiły ocenę przydatności analitycznego sposobu wyznaczania parametrów masowo-bezwładnościowych modelu samochodu oraz wykorzystanie ich do badania stateczności (rozd. 7).

Symulacja zderzenia, na podstawie której prowadzono rozważania, została przeprowadzona w programie PC-Crash 8.0 (por. rozdz. 3), gdzie początkowo nadwozie traktowane jest jako pojedyncza bryła sztywna [231]. Świadczy o tym choćby fakt przedstawienia modelu pojazdu jak na rys. 4.1, gdzie nadwozie reprezentowane jest przez prostopadłościan o określonej masie, momentach bezwładności oraz sztywności strukturalnej¹² i skrętnej.



Rys. 4.1. Przedstawienie nadwozia jako prostopadłościanu w programie PC-Cash

Źródło: PC-Crash.

¹² Sztywność strukturalna wg [231] jest definiowana na podstawie głębokości deformacji odniesionej do ciężaru samochodu w stanie spoczynku. Uwzględniono także fakt, że po zderzeniu odkształcone elementy nadwozia są sztywniejsze niż części nieodkształcone, co może mieć znaczenie zwłaszcza w przypadku, gdy dochodzi do kilku zderzeń w ramach jednej symulacji.

Aspekt sztywności strukturalnej uwzględniany jest dwojako. Jednym z modeli zderzenia wykorzystywanym w PC-Crash jest tzw. sztywnościowy model zderzenia, gdzie dla wyznaczenia sił między zderzającymi się modelami samochodów obrys nadwozia reprezentowany jest przez kształty elipsoidalne umożliwiające uzyskanie dokładnie jednego punktu styku. W modelu tym sztywność opisywana jest funkcją liniową. Do obliczeń elastyczności zderzenia może być przyjęty określony współczynnik restytucji. Funkcja sztywności nadwozia może być zmieniona przez określenie charakterystyki siły w funkcji głębokości odkształceń. Dotyczy to jedynie modeli pojazdów znajdujących się w bazie sztywności¹³.

Parametr określany jako sztywność nadwozia jest w programie PC-Crash opisany jako głębokość odkształceń w odniesieniu do masy lub ciężaru modelu pojazdu. Sztywność modeli kół stanowi połowę wartości określonej dla nadwozia, zaś w przypadku powierzchni dachu pojazdu przyjmowana jest jedna czwarta sztywności dolnej części nadwozia.

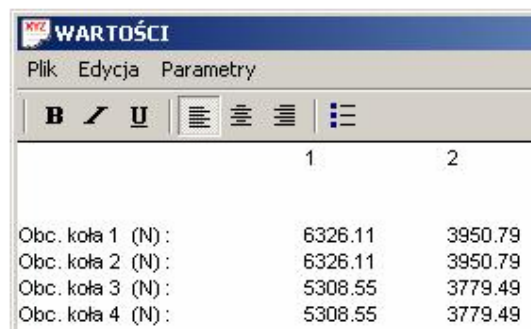
Drugim modelem zderzenia wykorzystywanym w PC-Crash jest tzw. siatkowy model zderzenia, w którym nadwozie modelu samochodu dzielone jest na małe elementy, przy czym ich sztywność jest jednakowa dla całej bryły nadwozia. Energia kinetyczna zamieniana jest na energię odkształceń, natomiast deformacja strukturalna wraz z restytucją określana jest przez podanie funkcji sztywności. Elementy odkształcone są sztywniejsze niż nieodkształcone [231]. Wynika to zapewne z pracy wykonanej przez siły odkształcenia, co w rezultacie powoduje zmianę sztywności i mniejszą podatność na rozpraszanie energii elementów już zdeformowanych.

Jak wynika z powyższego opisu, sztywność w siatkowym modelu zderzenia jest parametrem stałym, określanym dla bryły nadwozia jako całości. Dowodem tego może również być przykładowy protokół symulacji przeprowadzonej w podrozdziale 3.3.3 (tab. 4.1), gdzie pokazano wartości sztywności strukturalnej nadwozia dla wybranych modeli pojazdu biorących udział w symulacji zderzenia. Jak widać, nadwozie samochodu sportowego jest sztywniejsze, co wynika zarówno z mniejszych wymiarów, jak i krótszych stref kontrolowanego zgniotu z przodu i z tyłu nadwozia. Pozostałe, wybrane elementy zamieszczone w protokole zderzenia zostały omówione w dalszej części rozdziału w związku z analizą dotyczącą parametrów masowo-bezwładnościowych.

Zmiana sztywności skrętnej nadwozia w programie PC-Crash 8.0, rozumiana jako zjawisko niwelowania różnic w nacisku kół tej samej osi na nawierzchnię drogi, nie została wzięta pod uwagę. W protokołach zderzeniowych zamieszczone są wartości normalnych reakcji nawierzchni na koła pojazdów przed i po zderzeniu. Przykładowo wartości reakcji nawierzchni dla zderzenia skośnego mimośrodowego, omawianego w podrozdziale 3.3.3 za pracą [269], poka-

¹³ Baza danych sztywności nadwozi zawiera parametry sztywności dla wielu samochodów uzyskane w oparciu o testy zderzeniowe. Parametry te są podane jako charakterystyki siły uderzenia w funkcji głębokości deformacji [231].

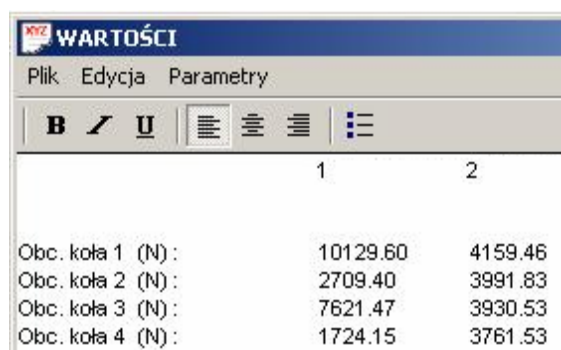
ziano na rys. 4.2, 4.3. W symulacjach wykorzystanych w tym rozdziale przyjęto, że modele pojazdów poruszają się po płaskiej nawierzchni o określonym współczynniku przyczepności. Założono, że sztywność skrętna nadwozia jest w omawianym przypadku stała.



	1	2
Obc. koła 1 (N) :	6326.11	3950.79
Obc. koła 2 (N) :	6326.11	3950.79
Obc. koła 3 (N) :	5308.55	3779.49
Obc. koła 4 (N) :	5308.55	3779.49

Rys. 4.2. Wartości reakcji nawierzchni na koła pojazdów przed zderzeniem (rozd. 3.3.3)

Źródło: [269].



	1	2
Obc. koła 1 (N) :	10129.60	4159.46
Obc. koła 2 (N) :	2709.40	3991.83
Obc. koła 3 (N) :	7621.47	3930.53
Obc. koła 4 (N) :	1724.15	3761.53

Rys. 4.3. Wartości reakcji nawierzchni na koła pojazdów po zderzeniu (rozd. 3.3.3)

Źródło: [269].

W pracy [257] również pokazano, że zmiana sztywności skrętnej nadwozia w programie PC-Crash 8.0 w wyżej omawianym aspekcie nie została uwzględniona, na dowód czego w protokole zderzeniowym symulacji obu zderzeń (rys. 4.4–4.6) zamieszczono wartości obciążenia kół obu pojazdów przed i po zderzeniu.

	1	2
obc. koła 1 (N) :	4337.00	3993.65
obc. koła 2 (N) :	4337.00	3993.65
obc. koła 3 (N) :	4403.71	4060.36
obc. koła 4 (N) :	4403.71	4060.36

Rys. 4.4. Wartości reakcji nawierzchni na koła pojazdów przed zderzeniem

Źródło: [257].

	1	2
obc. koła 1 (N) :	4483.85	3991.79
obc. koła 2 (N) :	4195.11	3997.86
obc. koła 3 (N) :	4508.97	4057.59
obc. koła 4 (N) :	4220.23	4063.65

Rys. 4.5. Wartości reakcji nawierzchni na koła pojazdów po zderzeniu bocznym

Źródło: [257].

	1	2
obc. koła 1 (N) :	4329.96	3988.85
obc. koła 2 (N) :	4341.59	3995.63
obc. koła 3 (N) :	4396.84	4056.30
obc. koła 4 (N) :	4408.46	4063.08

Rys. 4.6. Wartości reakcji nawierzchni na koła pojazdów po zderzeniu czołowym

Źródło: [257].

W badaniach stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu (rozdz. 7) przyjęto zatem traktować nadwozie samochodu jako bryłę o stałej sztywności strukturalnej i skrętnej.

4.2. Parametry masowo-bezwładnościowe samochodów

Skutkiem wypadku lub kolizji drogowej są odkształcenia samochodu. Jeżeli obejmują swym zasięgiem przestrzeń kabiny pasażerskiej, istnieje ryzyko poważnych obrażeń lub śmierci ofiar wypadku (naruszenie tzw. granicznej przestrzeni bezpieczeństwa [1]). Zdeformowana przestrzeń pasażerska może również świadczyć o odkształceniach elementów nośnych nadwozia (zamkniętych profili podłużnych i poprzecznych płyty podłogowej oraz okiennych słupków bocznych) oraz elementów związanych z mocowaniem układu jezdnego i zawieszenia. To z kolei może wiązać się z nadmiernym zużyciem niektórych elementów pojazdu w wyniku dalszej eksploatacji oraz wpływać na parametry ruchu samochodu. Zakres napraw powstałych w samochodzie uszkodzeń zależy od ich rozmiaru, ten zaś zależy od wielu parametrów, m. in. od rodzaju zderzenia. Na potrzeby przeprowadzonej analizy skutków zderzenia wybrano m.in. wyniki badań z prac [65], [113], [255], [260], [261], [262], [263], [265] oraz [269] wykorzystujących wybrane rodzaje zderzeń jako narzędzie potrzebne do rozważań dotyczących zaburzeń parametrów masowo-bezwładnościowych samochodu po wypadku. Skutkiem zderzenia bocznego może być trwałe, nawet mimo naprawy, zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych samochodu.

W wyniku zderzenia zmianie uleg mogą parametry masowo-bezwładnościowe, które w następstwie naprawy bez np. kontroli wzajemnego położenia punktów bazowych nadwozia mogą mieć wpływ na dalszą eksploatację pojazdu,

co jednak nie rozstrzyga o zaburzeniach parametrów masowo-bezwładnościowych.

Obliczenia dotyczące zmiany położenia środka masy nadwozia w wyniku zderzenia prowadzono dla samochodów biorących udział w kolizjach, których symulacje przeprowadzono z wykorzystaniem programu PC-Crash dla różnej konfiguracji rozłożenia mas w modelu pojazdu, chcąc pokazać różnice, np. w położeniu środka masy pojazdu wynikłe z przyjętych założeń upraszczających:

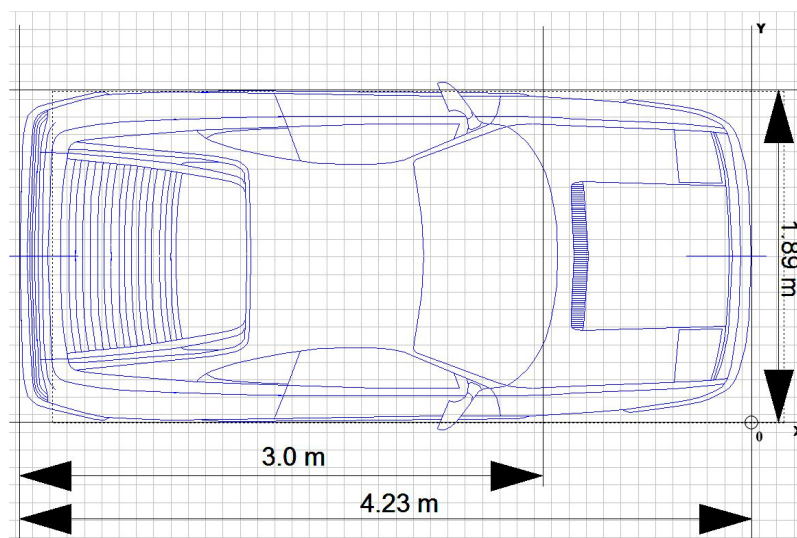
- bryła nadwozia reprezentowana jest przez prostopadłościan lub zbiór elementów prostopadłościennych;
- w pierwszym etapie analiz założono równomierny rozkład mas w pojeździe. Udział procentowy masy danej bryły reprezentującej określoną część pojazdu w masie całkowitej nadwozia przyjęto jako stosunek pola powierzchni tej bryły w rzucie z góry (na płaszczyznę x - y , np. rys. 4.7) do pola powierzchni całego nadwozia;
- środki mas poszczególnych brył, na jakie podzielono nadwozie znajdują się na przecięciu przekątnych dla bryły reprezentowanej przez prostopadłościan o podstawie prostokąta. Jeżeli podstawę bryły stanowi trójkąt prostokątny, przyjęto, że w widoku z góry środek masy leży w odległości jednej trzeciej długości przyprostokątnych, zaś w widoku z boku – w połowie wysokości;
- w kolejnych etapach rozważań z pracy [269] przyjęto, m.in. za pracą [65], nierównomierny rozkład mas wynikający z rozmieszczenia najważniejszych układów w różnych miejscach w pojeździe;

Na rys. 4.7 pokazano rzut nieodkształconego nadwozia modelu samochodu sportowego biorącego udział w pierwszej symulacji zderzenia z podrozdziału 3.3.3. Zgodnie z pokazanymi wymiarami nadwozie podzielono na dwie bryły, zaś obliczeń położenia środka masy całego nadwozia względem trzech osi przyjętego kartezjańskiego układu współrzędnych dokonano za pomocą wzoru (4.1). Na rys. 4.8 pokazano wysokości obu brył przyjęte do obliczeń (rzut na płaszczyznę x - z).

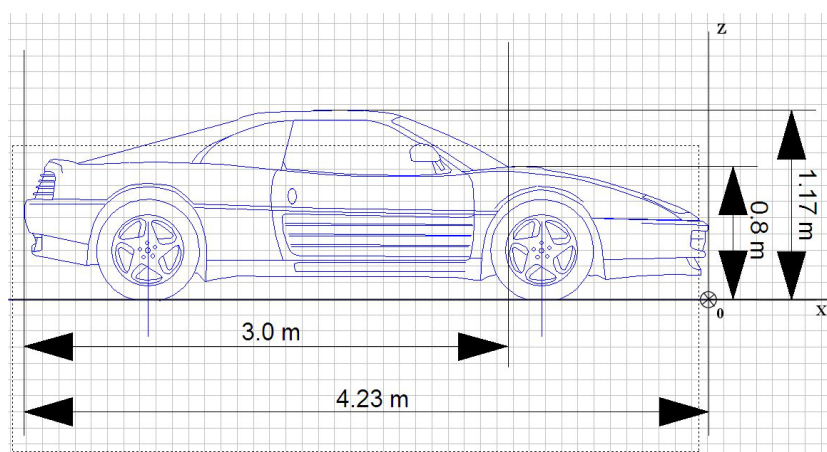
$$x_c = \frac{\sum_{i=1}^n x_i m_i}{\sum m}, y_c = \frac{\sum_{i=1}^n y_i m_i}{\sum m}, z_c = \frac{\sum_{i=1}^n z_i m_i}{\sum m} \quad (4.1)$$

gdzie:

- m_i – masa i -tej bryły reprezentującej określoną część nadwozia,
- m – masa całego nadwozia,
- x_i, y_i, z_i – odległość środka masy danej bryły od środka masy całego nadwozia.



Rys. 4.7. Rzut bryły nadwozia samochodu sportowego na płaszczyznę x-y przed zderzeniem
Źródło: [269].



Rys. 4.8. Rzut bryły nadwozia samochodu sportowego na płaszczyznę x-z przed zderzeniem
Źródło: [269].

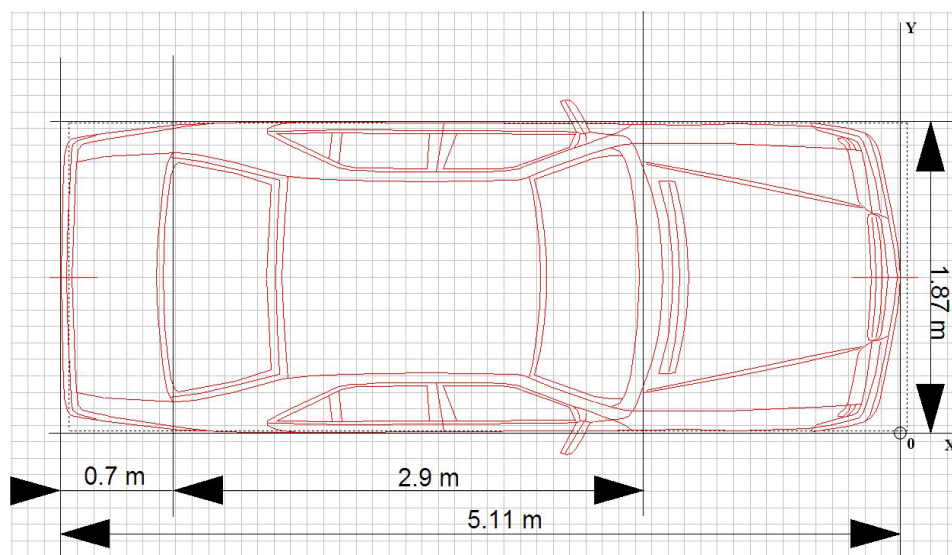
W wyniku obliczeń otrzymano następujące wyniki dla nieuszkodzonego pojazdu sportowego [269]:

- odległość środka masy od osi y (rys. 4.7) – $x_c = 2,115$ m;
- odległość środka masy od osi x (rys. 4.7) – $y_c = 0,945$ m;
- wysokość położenia środka masy (rys. 4.8) – $z_c = 0,531$ m.

Masowe momenty bezwładności dla samochodu sportowego, które przed zderzeniem zostały obliczone w programie PC-Crash, miały następujące wartości:

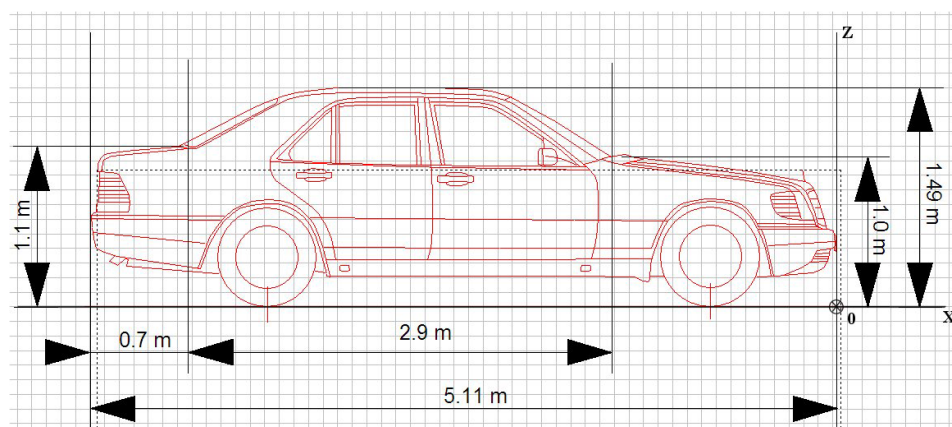
$$I_x = 568,1 \text{ kg m}^2, I_y = 1893,8 \text{ kg m}^2, I_z = 1893,8 \text{ kg m}^2.$$

Na rys. 4.9 pokazano rzut z góry niezdeformowanego nadwozia modelu limuzyny biorącej udział w pierwszej symulacji z podrozdziału 3.3.3. Podzielono je na trzy bryły, zaś obliczenia położenia środka masy przeprowadzono z wykorzystaniem wzoru (6.1) [269]. Na rys. 4.10 pokazano rzut nadwozia na płaszczyznę x - z z uwzględnieniem wysokości brył przyjętych do obliczeń.



Rys. 4.9. Rzut bryły nadwozia limuzyny na płaszczyznę x - y w widoku przed zderzeniem

Źródło: [269].



Rys. 4.10. Rzut bryły nadwozia limuzyny na płaszczyznę x - z w widoku przed zderzeniem

Źródło: [269].

W wyniku obliczeń otrzymano następujące wyniki dla nieuszkodzonego nadwozia limuzyny [269]:

- odległość środka masy od osi y (rys. 4.9) – $x_c = 2,555$ m;
- odległość środka masy od osi x (rys. 4.9) – $y_c = 0,935$ m;
- wysokość położenia środka masy (rys. 4.10) – $z_c = 0,645$ m.

Momenty bezwładności dla limuzyny przed zderzeniem miały następujące wartości (również obliczone w programie PC-Crash):

$$I_x = 1241,9 \text{ kg m}^2, I_y = 4139,8 \text{ kg m}^2, I_z = 4139,8 \text{ kg m}^2$$

Momenty bezwładności obliczane są w PC-Crash wg formuły Burg'a [231] stosowanej dla większości modeli samochodów osobowych [269]:

$$\begin{aligned} I_z &= 0,1269 \cdot m \cdot WB \cdot L \\ I_y &= I_z \\ I_x &= 0,3 \cdot I_z \end{aligned} \quad (4.2)$$

gdzie:

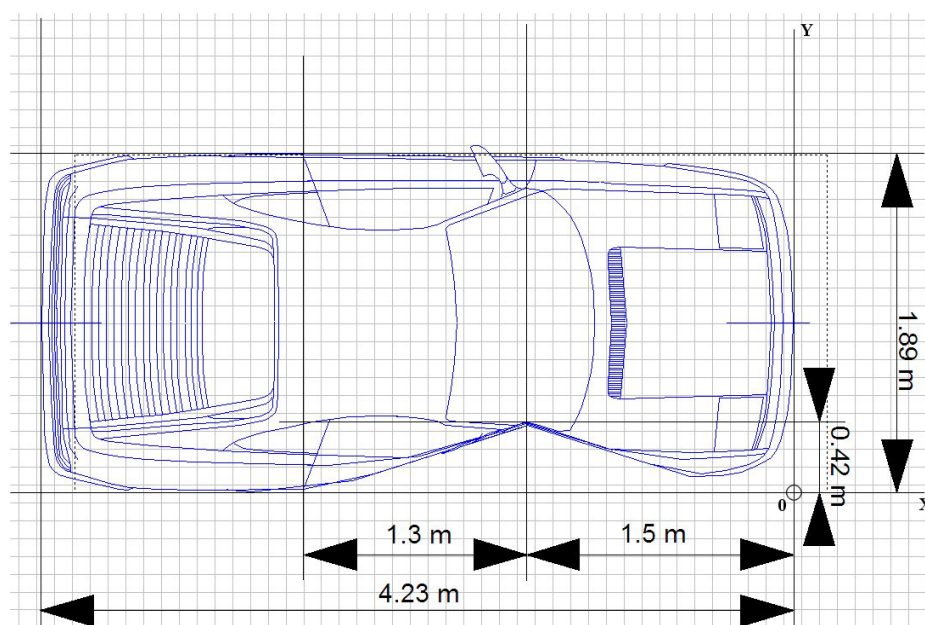
- I_z – masowy moment bezwładności względem osi z przechodzącej przez środek masy nadwozia pojazdu,
- m – masa pojazdu,
- WB – rozstaw osi pojazdu,
- L – długość nadwozia,
- I_y – masowy moment bezwładności względem osi y przechodzącej przez środek masy nadwozia pojazdu,
- I_x – masowy moment bezwładności względem osi x przechodzącej przez środek masy nadwozia pojazdu.

Jak zauważono w pracy [265], sposób opisany powyżej nie wydaje się odpowiedni, ponieważ przyjęcie na stałe wartości momentu bezwładności względem wzdłużnej osi symetrii pojazdu równego 30% wartości momentu względem osi pionowej może dać błędny wynik. Co więcej, założenie równości momentów względem poprzecznej i pionowej osi przechodzącej przez środek masy pojazdu może sugerować, że pojazd powinien mieć taką samą szerokość i wysokość.

Na podstawie otrzymanych wyników powyższych obliczeń stwierdzono, że założona w rozdziale 3.3.3 wysokość położenia środka masy z_c obu samochodów biorących udział w symulacji zderzenia została przyjęta z dość dobrą dokładnością, ponieważ różnica między wartościami przyjętymi a obliczonymi wynosi ok. 7 cm. Zauważono przy tym, że przy obliczaniu tych wielkości nie uwzględniono środków mas kół oraz przyjęto równomierny rozkład mas w pojeździe [269].

Na rys. 4.11 i 4.12 pokazano rzuty bryły nadwozia odpowiednio samochodu sportowego i limuzyny z odkształceniami nadwozia wynikłymi ze zderzenia bocznego skośnego [269]. Nadwozie w przypadku pojazdu sportowego podzielono na pięć brył i przyjęto ich masy oraz położenie poszczególnych środków mas zgodnie z założeniami, również na podstawie pracy [65]. Dwie spośród pięciu brył pod względem kształtu przyjęto jako prostopadłościan o podstawie trójkąta prostokątnego.

Nadwozie limuzyny podzielono również na pięć brył, z których dwie zastąpiło prostopadłościanami o podstawie trójkąta prostokątnego [269]. Wartości momentów bezwładności po zderzeniu nie są podawane w protokole zderzenia generowanym przez program PC-Crash. Zatem oprócz położenia środka masy obliczono również wartości masowych momentów bezwładności dla samochodów po zderzeniu.

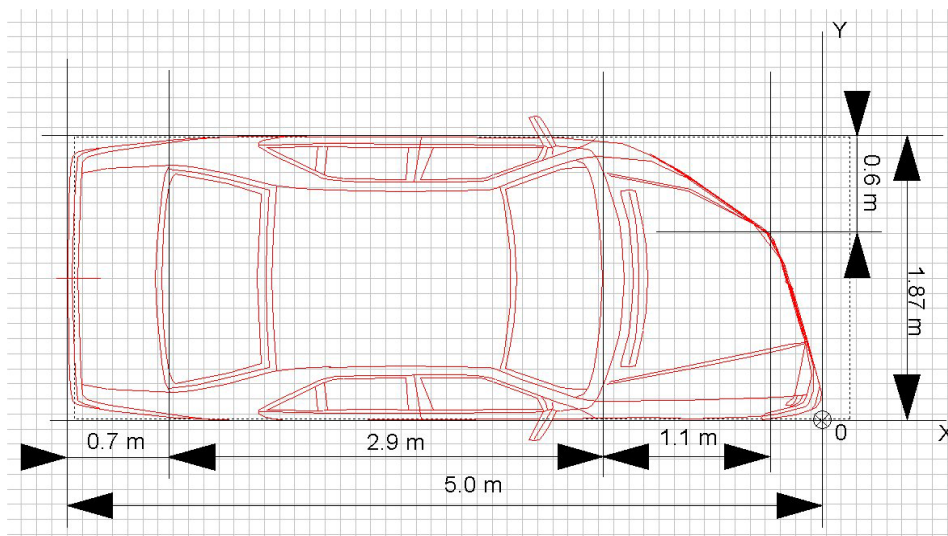


Rys. 4.11. Rzut bryły nadwozia samochodu sportowego na płaszczyznę x - y w widoku po zderzeniu
Źródło: [269]

Wyniki obliczeń położenia środka masy dla pojazdu sportowego po zderzeniu:

- $x_c = 2,169$ m;
- $y_c = 1,008$ m;
- $z_c = 0,522$ m;
- momenty bezwładności (na podstawie twierdzenia Steinera):

$$I_x = 838,08 \text{ kg m}^2, I_y = 2206,5 \text{ kg m}^2, I_z = 1893,9 \text{ kg m}^2$$



Rys. 4.12. Rzut bryły nadwozia limuzyny na płaszczyznę x-y w widoku po zderzeniu

Źródło: opracowanie własne.

Wyniki obliczeń położenia środka masy dla limuzyny po zderzeniu:

- $x_c = 2,509$ m;
- $y_c = 0,889$ m;
- $z_c = 0,649$ m;
- momenty bezwładności: (na podstawie twierdzenia Steinera):

$$I_x = 1871,04 \text{ kg m}^2, I_y = 7020,36 \text{ kg m}^2, I_z = 4139,82 \text{ kg m}^2.$$

Należy podkreślić pewne niedoskonałości wyżej przedstawionego sposobu, które polegają po pierwsze na przyjęciu równomiernego rozkładu mas, po drugie zaś na niemożności określenia mas brył o podstawie trójkąta z racji deformacji nadwozia i przyjęcia braku ubytku masy pojazdu. W dalszej części tego rozdziału prowadzono rozważania oraz pokazano przykłady analitycznego wyznaczania położenia środka masy w pojeździe przed i po wypadku.

Do dalszych analiz prowadzonych w pracy [269] oraz w rozdziale 7 zostało wykorzystane zaburzenie położenia środka masy w nadwoziu samochodu sportowego. Podstawowym problemem pojawiającym się w przypadku badań tego typu wydaje się mała ilość dostępnych wyników prac i wytycznych dotyczących położenia środka masy pojazdu po wypadku. Jeszcze większym problemem jest fakt, że nie znaleziono wyników prac dotyczących typowych zaburzeń położenia środka masy dla samochodów różnych klas (sportowe, limuzyny itp.) wynikłych z różnego rodzaju typowych zderzeń (czołowe, boczne itp.). W kilku pracach,

m.in. w [166], podjęto zagadnienie wytrzymałości materiałów nadwozia samochodu, jednak nie rozważano tam ich wpływu na położenie środka masy. Podjęto także próbę oceny wpływu naprawionych elementów nadwozia na jego ogólną wytrzymałość oraz geometrię. Nigdzie jednak nie ma odniesienia naprawy powypadkowej do ewentualnych zmian parametrów masowo-bezwładnościowych nadwozia samochodu. W pracy [1] stwierdzono, że przesunięcie środka masy w wyniku zderzenia czołowego z prędkością 50 km/h wynosi około 0,6 m. Zderzenie z względną prędkością równą 100 km/h może natomiast wygenerować około 0,75 m przesunięcia środka masy.

Dalej założono, że nie uzyskano w procesie naprawy stuprocentowego powrotu geometrii nadwozia, a przede wszystkim rozkładu mas do stanu sprzed kolizji symulowanej w podrozdziale 3.3.3. Wynikać to może m.in. z braku kontroli punktów bazowych nadwozia [224]. W efekcie zaburzenia położenia środka masy w modelu pojazdu sportowego przyjęto znacznie większe niż wyniki z obliczeń. Założono, że mimo to pojazd dopuszczono do dalszej eksploatacji (w omawianym przypadku samochód sportowy), przy czym należy podkreślić, że przyjęte w pracy [269] zaburzenia (por. rozdz. 7) wynikają również z obciążenia samochodu oraz chęci pokazania wpływu ekstremalnie dużych wartości zaburzeń położenia środka masy pojazdu na jego stateczność. Co więcej – wydaje się, że tak duże zaburzenia znacząco wpływają na pracę układu jezdnego w pojeździe, mimo pozornie poprawnych jego parametrów. Przyjmując tak duże zaburzenia w rozdziale 7 (przypadek 1), założono, że wynikają one także z faktu deformacji elementów nośnych struktury nadwozia, które mogły zostać naprawione przez prostowanie, a następnie w procesie eksploatacji w wyniku naprężeń wewnętrznych zostały z powrotem zdeformowane, powodując przemieszczenie np. punktów mocowania zawieszenia samochodu.

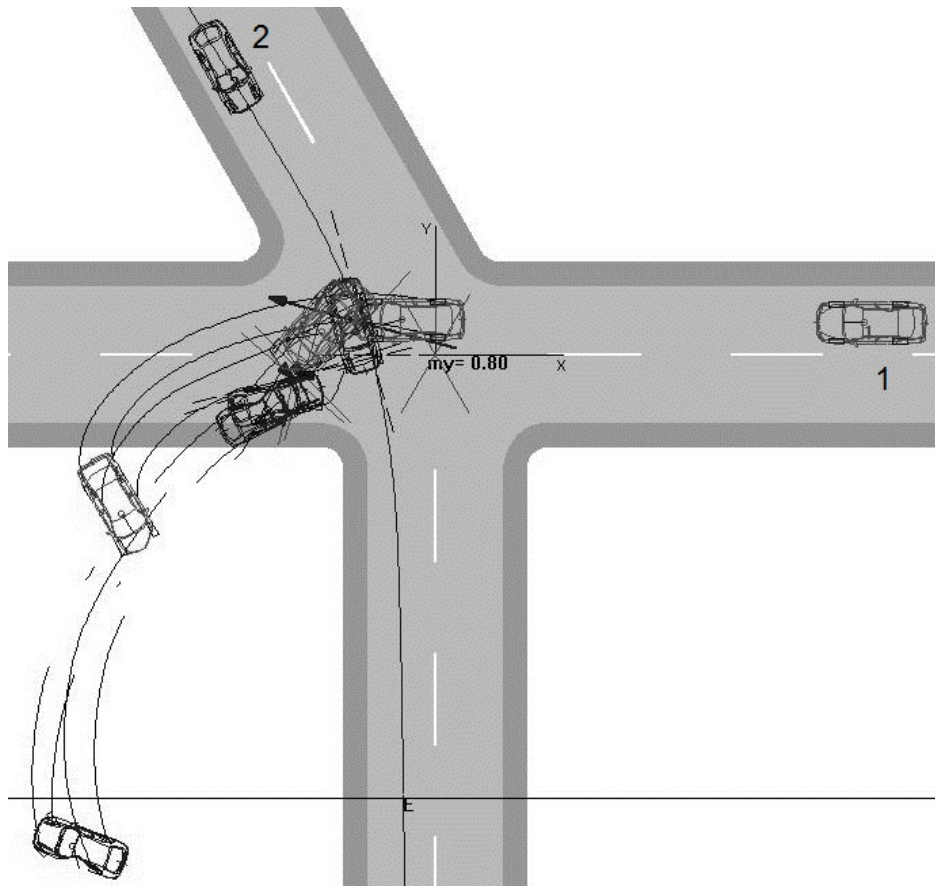
Zakładając tak znaczne zaburzenia rozkładu mas w nadwoziu samochodu sportowego, przyjęto wykorzystanie w procesie naprawy powypadkowej kilku sposobów stosowanych w praktyce. Dla przykładu część odkształconych elementów nie jest w pełni prostowanych, a jedynie wypełnianych masami, które zapewniają osiągnięcie określonego kształtu i gładkości powierzchni elementów nadwozia. Często istnieje ryzyko niemożności całkowitego odtworzenia parametrów geometrii nadwozia [269]. Ponadto po naprawach powypadkowych rzadko stosowana jest kontrola nadwozia na stole pomiarowo-naprawczym [224].

W pracy [265] przeprowadzono odrębną, dwuetapową analizę wyznaczenia położenia środka masy pojazdu po zderzeniu.

Chcąc podjąć próbę wyznaczenia położenia środka masy i momentów bezwładności modelu samochodu po wypadku, dokonano uprzednio symulacji w programie PC-Crash 8.0, w wyniku której uzyskano deformację nadwozia pojazdu. Przeprowadzono symulację zderzenia bocznego skośnego (rys. 4.13). Pojazdem uderzającym jest model limuzyny klasy wyższej (nr 1), zaś uderzanym – model samochodu kompaktowego (nr 2).

Założenia przyjęto podobnie jak w pracy [257], przy czym pojazdy poruszały się również z prędkościami: pojazd nr 1 – 80 km/h, pojazd nr 2 – 50 km/h.

Masa całkowita pojazdu nr 1 wynosiła 1700 kg, pojazdu nr 2 – 1195 kg, zaś wysokość środka masy dla pojazdu nr 1 przyjęto równą 0,543 m, natomiast dla pojazdu nr 2 – 0,535 m.



Rys. 4.13. Szkic sytuacyjny ustawienia samochodów przed i po zderzeniu

Źródło: [265].

W tab. 4.1 pokazano fragment protokołu zawierający wybrane parametry obu pojazdów biorących udział w zderzeniu. Głębokość deformacji nadwozia pojazdu uderzającego (1) wynosi 0,42 m, zaś pojazdu uderzanego (2) – 0,52 m. Na tej podstawie oraz przy pewnych dodatkowych założeniach upraszczających wyznaczono wartości parametrów masowo-bezwładnościowych przed i po wypadku [265]. Obliczenia prowadzono dla modelu samochodu nr 2 (rys. 4.13), jako że dla tego pojazdu symulowane zderzenie zakwalifikowano jako boczne [265]. Współrzędne środka masy dla samochodu uszkodzonego porównano ze współrzędnymi dla pojazdu sprzed zderzenia.

Tabela 4.1. Wybrane wielkości z protokołu zderzenia boczego skośnego między pojazdem nr 1 a pojazdem nr 2

Pojazd	Nr 1	Nr2
WARTOŚCI POCZĄTKU ZDERZENIA		
Masa własna pojazdu [kg]	1700	1195
Moment bezwł. wzgl. osi x [kgm ²]	870.30	484.20
Moment bezwł. wzgl. osi y [kgm ²]	2901.10	1613.90
Moment bezwł. wzgl. osi z [kgm ²]	2901.10	1613.90
Odległość środka masy od osi przedniej [m]	1.14	1.27
Wysokość środka masy [m]	0.55	0.55
WARTOŚCI KOŃCA ZDERZENIA		
Głębokość deformacji [m]	0.42	0.52

Źródło: [265].

W programie PC-Crash nie są podawane współrzędne położenia środka masy przed i po zderzeniu oraz wartości momentów bezwładności po zderzeniu. Jedynie wysokość środka masy pojazdu przed zderzeniem jest ujęta w protokole symulacji, jednak jej wartość jest zaokrąglana do dwóch miejsc po przecinku. W związku z tym jedynymi wielkościami, do których można odnieść wyniki obliczeń analitycznych są masowe momenty bezwładności pojazdów przed zderzeniem [265].

Do dalszych analiz wykorzystano wyniki symulacji z tab. 4.1, w której pokazano wybrane parametry protokołu dla początkowej i końcowej fazy zderzenia. Wykorzystano również dane z rys. 4.14 i 4.15, na których uwzględniono podział nadwozia pojazdu na bryły.

Dla zobrazowania różnic w wartościach parametrów masowo-bezwładnościowych wyznaczanych analitycznie dokonano obliczeń położenia środka masy oraz momentów bezwładności dla pojazdu przed i po zderzeniu, stosując następujące kryterium [265]:

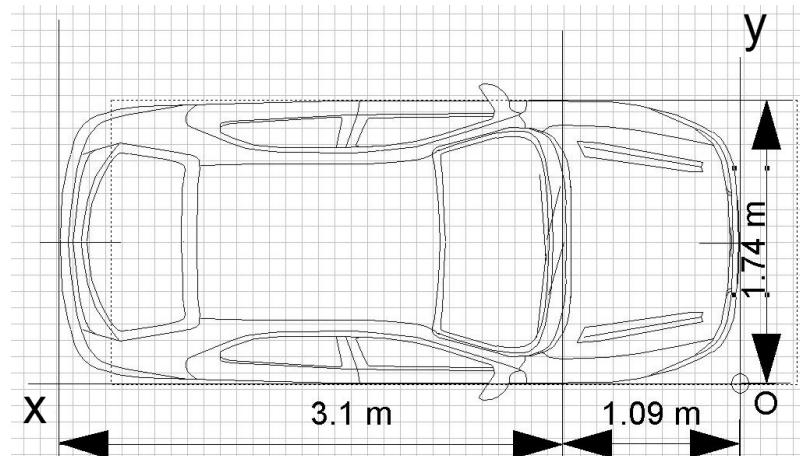
- a) przyjęcie równomiernego rozkładu masy w całej bryle pojazdu;
- b) podział pojazdu na bryły o różnych masach na podstawie opisu w pracy [65].

Obliczenia prowadzono dla samochodu nieobciążonego, zatem wyniki obliczeń momentów bezwładności dla pojazdu przed wypadkiem porównano z wartościami podanymi w protokole zderzenia. Dla pojazdu po zderzeniu wykorzystano twierdzenie Steinera.

W celu przeprowadzenia obliczeń dla przypadku a) przyjęto pewne założenia upraszczające [265]:

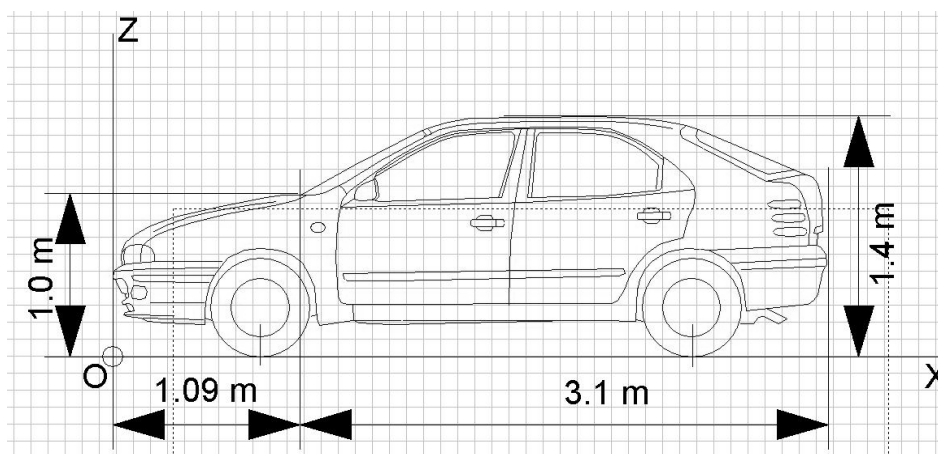
- bryła pojazdu reprezentowana jest przez prostopadłościan lub zbiór elementów prostopadłościennych;
- przyjęto równomierny rozkład masy w całej bryle pojazdu;
- środki mas poszczególnych brył, na jakie podzielono nadwozie znajdują się na przecięciu przekątnych, jeżeli bryła reprezentowana jest przez prostopadłościan o podstawie prostokąta. Dla podstawy trójkąta prostokątnego przyjęto, że w widoku z góry środek masy leży w odległości jednej trzeciej długości przyprostokątnych, zaś w widoku z boku – w połowie wysokości;
- nie następuje ubytek masy pojazdu wskutek zderzenia;
- układ współrzędnych $Oxyz$, względem którego wyznaczane jest położenie środka masy zaczepiono w przednim prawym rogu samochodu, przy czym oś x biegnie wzdłuż prawej krawędzi pojazdu, oś y wzdłuż przedniego zderzaka, zaś oś z pionowo w górę prostopadle do płaszczyzny $x-y$;
- udział procentowy masy każdej bryły w masie całkowitej nadwozia przyjęto jako stosunek pola powierzchni tej bryły w rzucie z góry (na płaszczyznę $x-y$, rys. 4.16) do pola powierzchni całego nadwozia. Dla wyznaczania położenia środka masy w kierunku osi z przyjęto masy brył obliczone w rzucie na płaszczyznę $x-y$.

Na rys. 4.14 pokazano rzut nadwozia modelu samochodu nr 2 z omawianej symulacji zderzenia (rys. 4.13) w widoku przed zderzeniem. Zgodnie z pokazanymi wymiarami pojazd podzielono na dwie bryły. Obliczenia położenia środka masy całego nadwozia względem trzech osi kartezjańskiego układu współrzędnych, umieszczonych jak w podrozdziale 4.2, zrealizowano również za pomocą standardowego wzoru (4.1). Na rys. 4.15 pokazano wysokości obu brył, jakie przyjęto do obliczeń (rzut na płaszczyznę $x-z$).



Rys. 4.14. Rzut bryły samochodu nr 2 na płaszczyznę $x-y$ przed zderzeniem

Źródło: [265].



Rys. 4.15. Rzut bryły samochodu nr 2 na płaszczyznę x-z przed zderzeniem

Źródło: [265].

Przy równomiernym rozkładzie masy w pojeździe nieodkształconym masy brył nadwozia wraz z kołami wynosiły [265]:

- masa bryły nr I (przestrzeń komory silnika o długości 1,09 m) – 310,9 kg;
- masa bryły nr II (przestrzeń pasażerska) – 884,1 kg.

W wyniku obliczeń otrzymano następujące współrzędne położenia środka masy:

- $x_c = 2,095$ m;
- $y_c = 0,87$ m;
- $z_c = 0,648$ m.

Masowe momenty bezwładności dla pojazdu nr 2 przed zderzeniem zostały obliczone w programie PC-Crash:

$$I_x = 484,2 \text{ kg m}^2, I_y = 1613,9 \text{ kg m}^2, I_z = 1613,9 \text{ kg m}^2.$$

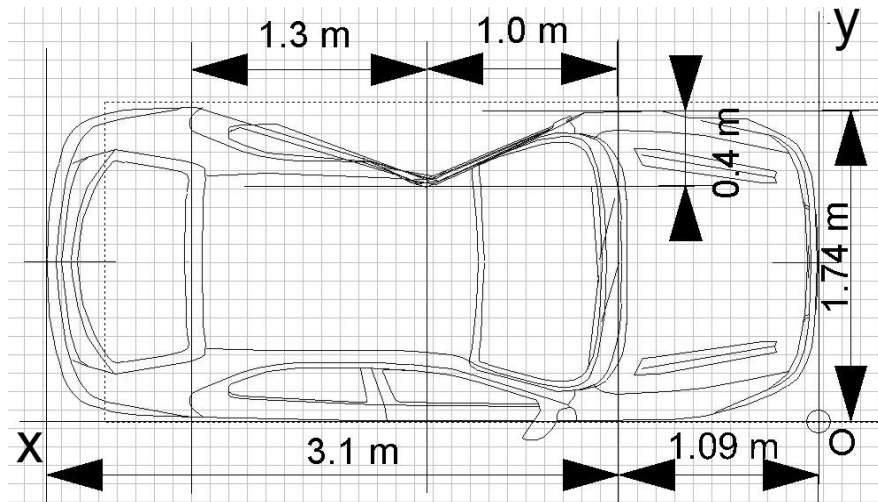
Zostały one wyznaczone wg wcześniej omówionej formuły Burga. Przeprowadzone w pracy [265] obliczenia umożliwiły pewną ogólną ocenę skuteczności przedstawionego sposobu.

Stosując w pracy [265] iloczyn masy i kwadratu odległości względem określonych płaszczyzn (x - y , x - z , y - z), obliczono masowe momenty bezwładności nieuszkodzonego pojazdu nr 2 względem osi przechodzących przez środek masy o współrzędnych uprzednio wyznaczonych. Otrzymane wartości wyniosły:

$$I_x = 9,2 \text{ kg m}^2, I_y = 1018,7 \text{ kg m}^2, I_z = 1009,5 \text{ kg m}^2.$$

Wydaje się zatem, że sposób wyznaczania momentów bezwładności w programie PC-Crash 8.0 jest obarczony pewnym błędem, szczególnie w kwestii momentu względem wzdłużnej osi symetrii pojazdu.

Na rys. 4.16 pokazano rzut bryły samochodu nr 2 na płaszczyznę x - y ze zmierzonymi odkształceniami wynikłymi ze zderzenia. Nadwozie podzielono na sześć brył, zaś ich masy oraz położenie środków mas każdej z brył przyjęto zgodnie z założeniami [265].



Rys. 4.16. Rzut bryły nadwozia samochodu nr 2 na płaszczyznę x - y . Widok po zderzeniu

Źródło: [265].

Masy brył w pojeździe odkształconym wyniosły:

- masa bryły nr I (przestrzeń komory silnika o długości 1,09 m) – 310,9 kg (bryła ta nie została uszkodzona);
- masa bryły nr II (trójkąt prostokątny o boku równym 1 m) – 35,8 kg.
- masa bryły nr III (prostokąt o boku równym 1 m) – 240,1 kg;
- masa bryły nr IV (trójkąt prostokątny o boku równym 1,3 m) – 46,6 kg.
- masa bryły nr V (prostokąt o boku równym 1,3 m) wyniosła 312,2 kg;
- masa bryły nr VI (przestrzeń bagażnika) – 249,4 kg.

Wyniki obliczeń położenia środka masy pojazdu po zderzeniu:

- $x_C' = 2,874$ m;
- $y_C' = 1,107$ m;
- $z_C' = 0,816$ m.

Masowe momenty bezwładności dla pojazdu uszkodzonego wyniosły:

$$I'_x = 208,7 \text{ kg m}^2, I'_y = 2432,6 \text{ kg m}^2, I'_z = 2520,1 \text{ kg m}^2.$$

W efekcie otrzymano następujące odchylenia położenia środka masy w pojeździe uszkodzonym w stosunku do położenia nominalnego [265]:

- $\Delta x_{CZ} = 0,779$ m;
- $\Delta y_{CZ} = 0,237$ m;
- $\Delta z_{CZ} = 0,168$ m.

Natomiast różnice w wartościach momentów bezwładności między samochodem z odkształconym i nieodkształconym nadwoziem są następujące [265]:

$$\Delta I_X = 199,5 \text{ kg m}^2, \Delta I_Y = 1413,9 \text{ kg m}^2, \Delta I_Z = 1510,7 \text{ kg m}^2.$$

Wszystkie współrzędne położenia środka masy uległy zatem przesunięciu, natomiast wartości momentów bezwładności uległy zwielokrotnieniu, co może wskazywać na błędne założenia metody ich wyznaczania w omawianym programie. Co do współrzędnych położenia środka masy, to wydaje się, że otrzymane różnice są zbyt duże, co wynika z przyjętego równomiernego rozkładu mas w pojeździe.

W dalszej części pracy [265] kontynuowano wyznaczanie zmiany parametrów masowo-bezwładnościowych modelu pojazdu przed i po zderzeniu, przy czym w przeciwieństwie do poprzedniej części przyjęto nierównomierny rozkład masy w całej bryle pojazdu. Założenia te zrealizowano, opierając się na przykładzie udziału procentowego najważniejszych elementów pojazdu w całej jego masie dla samochodu Audi 80 [65] wraz z ich rozmieszczeniem.

Jak uprzednio, pojazd nieuszkodzony podzielono na dwie bryły, do obliczenia położenia środka masy wykorzystano ten sam wzór oraz wymiary z rys. 4.14–4.16, przy czym w wyniku nierównomiernego rozkładu mas przyjęto [265]:

- masę bryły nr I (przestrzeń komory silnika o długości 1,09 m) równą 563,6 kg;
- masę bryły nr II (przestrzeń pasażerska) równą 631,4 kg.

W wyniku obliczeń otrzymano następujące współrzędne położenia środka masy:

- $x_C = 1,652 \text{ m}$;
- $y_C = 0,87 \text{ m}$;
- $z_C = 0,606 \text{ m}$.

Masowe momenty bezwładności dla pojazdu nr 2 przed zderzeniem wyznaczono analitycznie, zgodnie z opisem zawartym powyżej oraz założeniami z pracy [265]:

$$I_X = 11,9 \text{ kg m}^2, I_Y = 1318,9 \text{ kg m}^2, I_Z = 1307 \text{ kg m}^2.$$

Masy brył dla pojazdu odkształconego w wyniku zderzenia (rys. 4.16) przyjęto następująco [265]:

- masa bryły nr I (przestrzeń komory silnika o długości 1,09 m) – 563,6 kg (brak uszkodzeń);
- masa bryły nr II (trójkąt prostokątny o boku równym 1 m) – 64,6 kg;
- masa bryły nr III (prostokąt o boku równym 1 m) – 98,6 kg;
- masa bryły nr IV (trójkąt prostokątny o boku równym 1,3 m) – 79,7 kg;
- masa bryły nr V (prostokąt o boku równym 1,3 m) – 147,7 kg;
- masa bryły nr VI (przestrzeń bagażnika) – 240,8 kg.

W wyniku przyjętych mas brył nadwozia pojazdu otrzymano następujące współrzędne położenia środka masy [265]:

- $x_C' = 1,765$ m;
- $y_C' = 0,902$ m;
- $z_C' = 0,572$ m.

Natomiast masowe momenty bezwładności wyniosły:

$$I_X = 68,1 \text{ kg m}^2, I_Y = 2097,4 \text{ kg m}^2, I_Z = 2151,6 \text{ kg m}^2.$$

W efekcie otrzymano następujące różnice między współrzędnymi położenia środka masy oraz momentami bezwładności w pojeździe uszkodzonym w stosunku do położenia nominalnego [265]:

- $\Delta x_{CZ} = 0,113$ m;
- $\Delta y_{CZ} = 0,032$ m;
- $\Delta z_{CZ} = 0,034$ m.

Otrzymano także następujące różnice w wartościach masowych momentów bezwładności:

$$\Delta I_X = 56,2 \text{ kg m}^2, \Delta I_Y = 778,5 \text{ kg m}^2, \Delta I_Z = 844,6 \text{ kg m}^2.$$

Jak widać, przyjęcie nierównomiernego rozkładu mas w pojeździe również umożliwia analityczne wyznaczanie położenia środka masy oraz momentów bezwładności. Wydaje się ponadto, że otrzymane wyniki są znacznie bliższe rzeczywistym odchyłkom niż rezultaty uzyskane w przypadku równomiernego rozkładu mas.

Należy również podkreślić, że prowadzone w pracy [265] rozważania dotyczyły pojazdu nieobciążonego. Kolejnym krokiem powinno zatem być wyznaczenie położenia środka masy po obciążeniu pojazdu pasażerami i ewentualnie bagażem. Przykłady badania stateczności pojazdu obciążonego z zaburzonym położeniem środka masy zamieszczono w rozdziale 7.

4.3. Możliwość praktycznego zastosowania omawianych metod do badania położenia środka masy i momentów bezwładności pojazdu po wypadku i naprawie

Pokazane wyżej dwa podejścia dotyczące wyznaczania położenia środka masy oraz momentów bezwładności w samochodzie przed i po wypadku nie dawały jednoznacznych wyników. Wydaje się, że znaczenie miał zarówno sposób podziału pojazdu na bryły, jak i przyjęcie rozkładu mas (równomierny, nierównomierny).

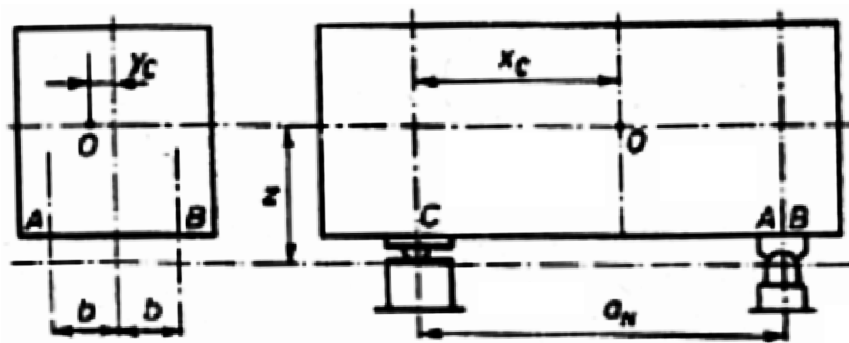
W badaniach modelowych wyznaczenie położenia środka masy w pojeździe może być przeprowadzone z dużą dokładnością jedynie za pomocą oprogramowania wykorzystującego np. metodę elementów skończonych, a także

własności materiałowe poszczególnych elementów wchodzących w skład modelu pojazdu [265]. Często niemożliwe jest skorzystanie z oprogramowania takiego rodzaju bądź stworzenie odpowiedniego modelu z uwzględnieniem materiałów, z których wykonano poszczególne elementy modelu. Ten fakt jest szczególnie zauważalny w przypadku badań symulacyjnych dynamiki pojazdu, gdzie znaczenie ma zachowanie się modelu samochodu jako całości.

Również w pojazdach rzeczywistych wyznaczenie parametrów masowo-bezwładnościowych może nastręczać trudności, zaś pomiary i korekta rozmieszczenia punktów bazowych, np. poprzez prostowanie odkształconych fragmentów nadwozia nie musi gwarantować całkowitego przywrócenia przedwyprawkowego stanu pojazdu.

W pracy [265] stwierdzono, że istnieje możliwość, iż niezauważalnie odkształcone elementy nadwozia samochodu odpowiedzialne za mocowanie np. zawieszenia, w połączeniu z nierównomiernym rozkładem mas (np. nierównomiernie rozmieszczonym bagażem lub stosowaniem substancji wypełniających zamiast wymiany uszkodzonego fragmentu nadwozia na nowy) mogą spowodować zaburzenie trajektorii ruchu pojazdu, szczególnie podczas wykonywania manewrów, często przy różnych warunkach drogowych i dużych prędkościach.

W związku z powyższym w pracy [265] przeprowadzono krótką analizę dotyczącą możliwości alternatywnego wyznaczania parametrów masowych samochodu, który jest traktowany jako bryła sztywna. Stwierdzono, że można tego dokonać, bazując np. na rozważaniach z pracy [113], podpierając pojazd w trzech punktach. Sposób ten w pracy [113] pokazano co prawda dla wagonów kolejowych, jednak gdy potraktować samochód jako bryłę quasi-sztywną, wykorzystanie go wydaje się możliwe. Na rys. 4.17 pokazano podparcie bryły mogącej reprezentować model samochodu, gdzie punkt C jest umieszczony na przecięciu osi przedniej z podłużną płaszczyzną pionową symetrii pojazdu, zaś punkty A i B leżą w przecięciu pionowej osi każdego koła z płaszczyzną poziomą równoległą do podłoża.



Rys. 4.17. Rozmieszczenie punktów podparcia pojazdu wg pracy [113]

Źródło: [265].

Wykorzystując dane pojazdu nr 2, dla którego wyznaczano już wcześniej położenie środka masy oraz momenty bezwładności, dokonano obliczeń wielkości x_C oraz y_C , pokazanych na rys. 4.17. Następnie, znając zwis przedni modelu pojazdu oraz odległość podłużnej osi symetrii od krawędzi bocznej, podjęto próbę wyznaczenia położenia środka masy pojazdu. Należy podkreślić, że przy wyznaczaniu omawianych wartości po zderzeniu rozstaw osi pojazdu nie był znany, przyjęto więc, że pozostał po wypadku bez zmian. Na rys. 4.18 oraz 4.19 pokazano wartości reakcji pionowych dla każdego z kół pojazdu nr 2 przed i po zderzeniu z rys. 4.13.

	1	2
obc. koła 1 (N) :	4931.37	2930.74
obc. koła 2 (N) :	4931.37	2930.74
obc. koła 3 (N) :	3407.13	2930.74
obc. koła 4 (N) :	3407.13	2930.74

Rys. 4.18. Wartości reakcji pionowych nawierzchni na koła obu pojazdów z rys. 4.13 przed zderzeniem

Źródło: [265].

	1	2
obc. koła 1 (N) :	4931.36	2869.97
obc. koła 2 (N) :	4931.35	2996.68
obc. koła 3 (N) :	3407.12	2864.84
obc. koła 4 (N) :	3407.11	2991.55

Rys. 4.19. Wartości reakcji pionowych nawierzchni na koła obu pojazdów z rys. 4.13 po zderzeniu

Źródło: [265].

Do obliczeń ww. wielkości wykorzystano wzory z pracy [113]:

$$x_C = \frac{(x_1 + x_2)(N_A - N_B)}{Mg} m \quad (4.3)$$

$$y_C = \frac{0,5d(N_A - N_B)}{Mg} m$$

gdzie:

- x_C, y_C – współrzędne środka masy modelu pojazdu, jak na rys. 4.17;
- N_A, N_B – reakcje normalne nawierzchni na koła odpowiednio w punkcie A i B;
- $x_1 + x_2$ – rozstaw osi modelu pojazdu;
- d – rozstaw kół tylnych modelu pojazdu;
- M – masa pojazdu.

Przeprowadzone obliczenia dały następujące rezultaty [265]:

- a) dla pojazdu nieuszkodzonego $x_C = 0$, $y_C = 0$;
- b) dla pojazdu uszkodzonego $x_C' = 0,027$ m, $y_C' = 0,008$ m.

W części pracy [265] dotyczącej alternatywnych metod wyznaczania położenia środka masy nie prowadzono obliczeń dotyczących współrzędnej mierzonej wzdłuż osi pionowej. Przyjęto natomiast, że sposób wyznaczania tej współrzędnej zaprezentowany w [157] jest zadowalający. Wyznaczanie współrzędnej pionowej w pracy [113] jest bardziej skomplikowane, ponieważ wymaga pomiaru nacisków kół na nawierzchnię po wyprowadzeniu pojazdu z położenia równowagi przez boczne wychylenie o określony kąt. Wymaga to więc odpowiedniego oprogramowania i jest z punktu widzenia obliczeń analitycznych trudne do wykonania.

Z przeprowadzonej w pracy [265] analizy wynika, że w wyniku zderzenia i otrzymanych wartości pionowych reakcji nawierzchni na koła odchyłki położenia środka masy od stanu nominalnego są niewielkie. Nie oznacza to jednak, że jest to błędny sposób, ponieważ nie dysponowano kompletnymi danymi, a uzyskane wartości x_C oraz y_C nie są odległościami środka masy od krawędzi pojazdu, jak wyznaczano dla poprzednich przypadków. Przedstawiony wyżej sposób wyznaczania położenia środka masy należałoby uzupełnić np. o rozstaw osi pojazdu po wypadku, długość przedniego zwisu nadwozia pojazdu itp.

W pracy [269], omawiając aspekt wyznaczania środka masy pojazdu stwierdzono, że istotnym czynnikiem w przyjmowaniu jego położenia w samochodzie przez program PC-Crash wydaje się fakt, że nie wszystkie modele pojazdów w programie PC-Crash posiadają znany rozkład obciążenia pomiędzy oś przednią i tylną. Dla wielu modeli pojazdów jest on przyjmowany w stosunku 50/50. Taka sytuacja miała również miejsce w przypadku pojazdu nr 2 użytego w symulacji zderzenia skośnego bocznego (por. rozdz. 3.3.3). Oczywiście przyjęcie obciążenia kierowcą, pasażerami i ewentualnie bagażem zmienia ten stan równomierności rozkładu obciążeń na osie pojazdu. Niemniej wydaje się, że w przypadku typowego rozkładu obciążenia, np. 60/40, odchyłki od położenia nominalnego byłyby inne. Co do wartości pionowych reakcji pojazdu po zderzeniu, to właściwe ich interpretowanie zależy w dużej mierze od pozycji pojazdu po zderzeniu (bezpośrednio po utracie kontaktu z drugim pojazdem lub w spoczynku, po wykonaniu ruchu pozderzeniowego).

Z wyników obliczeń przeprowadzonych powyżej można wywnioskować, że przyjmowanie równomiernego rozkładu mas w pojeździe wydaje się zbyt dużym uproszczeniem, zwłaszcza że można dość łatwo przyjąć rozkład typowych układów (zwieszenia, napędu itp.) w bryle pojazdu oraz ich wpływ na ogólny rozkład mas w danym samochodzie. O ile dla pojazdu nieuszkodzonego współrzędne położenia środka masy są do zaakceptowania, o tyle różnica między wyznaczoną a przyjętą wg [157] wysokością środka masy wydaje się zbyt duża (około 0,1 m). Ponadto zaburzenia środka masy pojazdu uszkodzonego przy równomiernym rozkładzie mas, szczególnie w kierunku wzdłużnym wydały się, jak na

skutek zderzenia bocznego zbyt duże, wynosząc około 0,8 m, co wydaje się wynikiem niemiernym [265].

W pracy [269] stwierdzono, że poza kilkoma zagadnieniami związanymi z obszarem geometrii mas w pojazdach samochodowych, np. ruchem modelu samochodu po zderzeniu, oceną położenia punktów bazowych nadwozia itp. nie zwracano uwagi na możliwość powstania zaburzeń geometrii nadwozia po naprawie powypadkowej. Nie znaleziono również wyników prac dotyczących typowych zaburzeń położenia środka masy po wypadku, a tym bardziej po naprawie powypadkowej dla samochodów różnych segmentów (sportowe, limuzyny itp.).

Reasumując, najodpowiedniejsza dla analitycznego wyznaczania położenia środka masy modelu samochodu wydaje się metoda zapewniająca podział pojazdu na bryły o nierównomiernym rozkładzie mas. Nie jest jednak pewne, czy da ona poprawne wyniki dla każdego typu pojazdu.

Dla przykładu w pracy [246] pokazane zostały wyniki analiz wpływu położenia środka masy wzdłuż podłużnej płaszczyzny symetrii pojazdu na sterowność samochodu. Badania prowadzono na samochodzie Fiat 125p, zaś obciążenie zrealizowano w postaci umieszczenia obciążników w wybranych punktach nadwozia. Zrealizowano to dla trzech przypadków [269]:

- obciążenie przodu kabiny pasażerskiej masą 100 kg;
- obciążenie środka kabiny pasażerskiej masą 150 kg;
- obciążenie tyłu pojazdu masą 150 kg umieszczoną w bagażniku.

Obciążenia te dawały odległości środka masy od przedniej osi pojazdu równe odpowiednio 1,167 m, 1,240 m oraz 1,435 m.

W pracy [269] stwierdzono zatem, że jeżeli różnica we wzdłużnym położeniu środka masy dla przypadków skrajnych wyniosła 0,268 m, można przyjąć, że dla nieprawidłowo dokonanych napraw uwzględniających użycie mas wypełniających oraz dodatkowych elementów wzmacniających zaburzenie położenia środka masy i momentów bezwładności samochodu może przyjąć określone wartości, które można potraktować jako wyniki z nieprawidłowo przeprowadzonej naprawy powypadkowej. Jeśli nawet naprawa zostanie wykonana poprawnie (ocena zewnętrzna i pomiary na stole pomiarowym), to przy dużych zaburzeniach geometrii nadwozia, niemożliwej do odtworzenia parametrów samochodu przed zderzeniem, występować będą nowe zjawiska dynamiczne, które nie występują w samochodzie nieuszkodzonym w trakcie ruchu samochodu (m.in. istotne może być zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych). Można postawić hipotezę, że przy pewnych zaburzeniach parametrów masowo-bezwładnościowych samochód nie powinien być dopuszczony do ruchu. W dalszej części pracy zajmiemy się związkami zaburzeń parametrów masowo-bezwładnościowych ze statecznością samochodu.

5.

Przegląd definicji stateczności modeli matematycznych

W analizie stateczności modeli matematycznych obiektów technicznych ważny jest dobór właściwej definicji, która, w zależności od łatwości interpretacji zjawisk oraz rodzaju zaburzeń, umożliwia analizę badanego obiektu. Ważnym elementem jest również możliwość odniesienia wyników badań stateczności modeli matematycznych do obiektów rzeczywistych (np. samochodu), dla którego określa się stateczność wg kryteriów zdefiniowanych w normie ISO.

Definicje stateczności wg różnych ujęć przedstawione zostały w wielu pracach, m.in. [13], [135], [223], [251], [256], [274], [278] oraz [280], natomiast w rozdziale tym przedstawiono skrótową analizę wybranych definicji, głównie w oparciu o prace [135] oraz [223]. Podobnego przeglądu dokonano w pracy [269].

Zanim dojdziemy do definicji stateczności w sensie Lapunowa, zdefiniujmy model ruchu zaburzonego. Ponieważ w ruchu samochodu występują zaburzenia (nierówności drogi), dlatego model matematyczny powinien być rozpatrywany z zaburzeniami.

Stan układu mechanicznego za [223] można zapisać w postaci macierzy kolumnowej:

$$z = \text{col}[z_1, \dots, z_n] \quad (5.1)$$

gdzie z_1, \dots, z_n – przemieszczenia poszczególnych punktów układu.

Równanie ruchu układu zapisywane jest zazwyczaj w postaci równań różniczkowych pierwszego lub drugiego rzędu. Najprostszą postacią różniczkowego równania ruchu, zależną od czasu, jest postać wyrażona wzorem:

$$\frac{dz}{dt} = F(t, z) \quad (5.2)$$

przy założeniu, że funkcja F jest ciągła względem t w przedziale $t \in (a, \infty)$. Ponadto należy przyjąć, że jest to funkcja klasy $C^{(1)}$ względem parametru $z \in \Omega$, gdzie Ω oznacza otwarty zbiór dopuszczalnych przemieszczeń w prze-

strzeni euklidesowej E_z^n , przy czym $n = 2k$ oznacza liczbę wymiarów tej przestrzeni. Założono również, że przy takich warunkach istnieje pewne szczególne rozwiązanie równania (5.1), tj. $\zeta = \zeta(t)$ dla $t \in (a, \infty)$, przy czym $t_0 \leq t$ spełnia warunek początkowy $\zeta_0 = \zeta_0(t)$. Rozwiązanie to nazwano ruchem niezaburzonym [223].

Funkcja określająca ruch zaburzony będzie zatem pewnego rodzaju wariacją ruchu niezaburzonego określaną wzorem:

$$z(t) = \zeta(t) + x(t) \quad (5.3)$$

gdzie $x(t)$ – zaburzenia ruchu. Po podstawieniu równania (5.3) do (5.2) otrzymamy:

$$\frac{d\zeta}{dt} + \frac{dx}{dt} = F(t, \zeta + x) \quad (5.4)$$

Funkcja $\zeta(t)$ spełnia równanie (5.2), ponieważ opisująca ruch niezaburzony. Jeśli zapisać $\frac{d\zeta}{dt} = F(t, \zeta)$, gdzie ζ jest znane, to równanie (5.4) przyjmie postać:

$$\frac{dx}{dt} = F(t, \zeta + x) - F(t, \zeta) \quad (5.5)$$

Dalej wprowadzono oznaczenie $f(t, x) = F(t, \zeta + x) - F(t, \zeta)$, gdzie $f(t, 0) = 0$. Zatem równanie (5.5) można przekształcić do postaci:

$$\frac{dx}{dt} = f(t, x) \quad (5.6)$$

zwanej równaniem zaburzeń lub równaniem ruchu zaburzonego [223].

Dla samochodu przyjęto stateczność wg normy ISO 8855:1991. Przeprowadzona analiza wybranych definicji stateczności modeli matematycznych pozwoliła określić, która z nich jest najbardziej zbieżna ze statecznością wg normy ISO. Dało to możliwość badania stateczności modelu matematycznego samochodu i odniesienia otrzymanych wyników do obiektu rzeczywistego (rozdz. 7).

W kolejnych podrozdziałach dokonano przeglądu znanych definicji stateczności dla modeli matematycznych układów technicznych, gdzie zbiór definicji stateczności wybrano tak, aby była możliwość odniesienia wyników badania modeli matematycznych do rzeczywistych samochodów, dla których stateczność

definiowana jest wg normy ISO 8855 oraz przyjmowano zaburzenia jako nierówności drogi w postaci realizacji procesu stochastycznego o własnościach: stacjonarny w szerszym sensie i globalny ergodycznie.

5.1. Stateczność w sensie Lapunowa

Jedną z pierwszych i podstawowych definicji stateczności układów mechanicznych jest definicja w sensie Lapunowa. W jej opisie przedstawiono ruch układu mechanicznego za pomocą n równań różniczkowych pierwszego rzędu w postaci:

$$\frac{dx}{dt} = f(t, x) \quad (5.7)$$

przy czym $f(t, x) = F(t, \zeta + x) - F(t, \zeta)$, gdzie ζ oznacza ruch niezaburzony, zaś x – występujące zaburzenia [223].

Rozwiązanie $\xi = \xi(t)$ układu opisanego równaniami (5.7) jest stateczne w sensie Lapunowa dla $t \rightarrow \infty$, jeżeli dla każdego dowolnego $\varepsilon > 0$ oraz $t_0 \in (a, \infty)$ istnieje takie $\eta(\varepsilon, t_0) > 0$, że:

- wszystkie rozwiązania (trajektorie) $x = x(t)$ równań (5.7), włącznie z $\xi(t)$ spełniają warunek

$$\|x(t_0) - \xi(t_0)\| < \eta \quad (5.8)$$

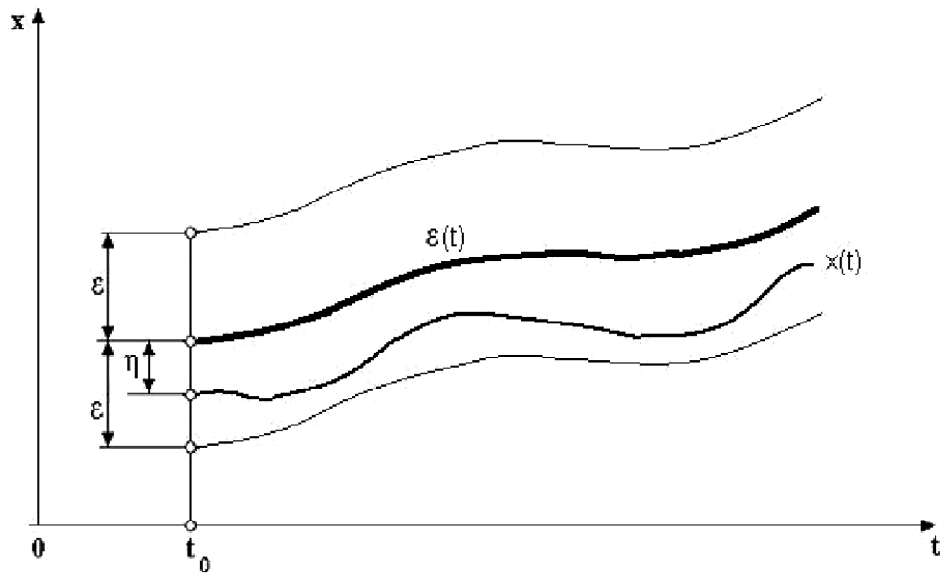
oraz są określone w przyszłości, czyli w przedziale $[t_0, \infty)$;

- dla tych rozwiązań zachodzi nierówność

$$\|x(t) - \xi(t)\| < \varepsilon \text{ dla } t \in [t_0, \infty) \quad (5.9)$$

Interpretacja słowna tego zapisu za [223] brzmi: rozwiązanie $\xi(t)$ układu (5.7) jest wtedy stateczne, gdy bliskie niego zaburzone rozwiązanie (trajektoria) $x(t)$ leży w całości w dowolnie wąskim otoczeniu ε wokół rozwiązania $\xi(t)$ (rys. 5.1). Oznacza to, że obszar ε jest wyznacznikiem lub granicą, w jakiej może się znaleźć rozwiązanie zaburzone, aby można było stwierdzić stateczność analizowanego układu. Brak określania prawdopodobieństwa znalezienia się rozwiązania zaburzonego blisko rozwiązania nominalnego utrudnia możliwość poddania układu losowym zaburzeniom i analizę ich wpływu na ruch tego układu.

W analizie stateczności w sensie Lapunowa występują ograniczenia dotyczące wymogu przedłużalności rozwiązania równania (5.7) do nieskończoności, oraz zawierania się każdego rozwiązania w wąskim obszarze rozwiązań określonym parametrem $\varepsilon > 0$.



Rys. 5.1. Graficzna interpretacja stateczności w sensie Lapunowa

Źródło: [223].

5.1.1. Stateczność asymptotyczna w sensie Lapunowa

Rozwiązanie $\xi = \xi(t)$ równania (5.7) jest asymptotycznie stateczne w sensie Lapunowa, jeżeli:

- jest ono stateczne w sensie Lapunowa;
- dla dowolnego $t_0 \in (a, \infty)$ istnieje takie $\delta = \delta(t)$, że rozwiązania sąsiednie $x = x(t)$ mają własność:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|x(t) - \xi(t)\| = 0 \text{ dla } \|x(t_0) - \xi(t_0)\| < \delta \quad (5.10)$$

Zerowe rozwiązanie równania (5.7) jest również stateczne asymptotycznie, gdy jest ono stateczne i spełnia warunek:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \|x(t)\| = 0 \text{ dla } \|x(t_0)\| < \delta \quad (5.11)$$

Układ jest globalnie asymptotycznie stateczny, gdy $\delta = \infty$, czyli wszystkie rozwiązania spełniają warunek (5.10). Zatem wszystkie rozwiązania $\xi = \xi(t)$ układu (5.7) zawierają się w określonym obszarze rozwiązań dopuszczalnych.

Rozwiązanie równania (5.7) niespełniające któregokolwiek z warunków stateczności jest niestateczne. Dużą wagę przykładu się przy badaniu stateczności w sensie Lapunowa do istnienia rozwiązania w $+\infty$ [223].

5.1.2. Stateczność w sensie Lapunowa przy stale działających zaburzeniach

Badając stateczność przy stale działających zaburzeniach w oparciu o równanie (5.7), rozważono za [223]

$$\frac{dz}{dt} = F(t, z) + F_1(t, z) \quad (5.12)$$

gdzie $F_1(t, z)$ – zaburzenia działające stale.

Rozwiązanie $\xi = \xi(t)$ równania (5.12) jest stateczne w sensie Lapunowa przy stale działających zaburzeniach, jeżeli dla dowolnego $\varepsilon > 0$ oraz $t_0 \in (a, \infty)$ istnieje takie $\eta = \eta(\varepsilon, t_0)$, że:

- dla $\|F_1(t, z)\| \leq \eta$ wszystkie rozwiązania równania (5.12) spełniające warunek początkowy $\|z(t_0)\| \leq \eta$ są określone w przyszłości, czyli w $t \in [t_0, \infty)$;
- spełniona jest nierówność $\|z(t) - \gamma(t)\| \leq \varepsilon$ dla $t \in [t_0, \infty)$.

Jeżeli równanie ruchu jest równaniem różniczkowym liniowym, to łatwiej badać stateczność jego rozwiązań w sensie Lapunowa niż w przypadku równania nieliniowego. W równaniu liniowym wszystkie rozwiązania są stateczne bądź nie, zaś dla równania nieliniowego niektóre rozwiązania mogą być stateczne, inne nie. Opisano to, formułując ograniczenie (5.9) [223].

5.2. Stateczność w sensie Lagrange'a

W ramach definicji stateczności w sensie Lagrange'a rozważono równanie ruchu zaburzonego o postaci $\frac{dx}{dt} = f(t, x)$. Ogólne rozwiązanie tego równania ma postać $x = x(t, C)$ [223], gdzie C jest wektorem wyznaczanym z warunku początkowego $x(t_0, C) = x_0$, a stąd $C = C(t_0, x_0)$. Po podstawieniu wartości C do rozwiązania ogólnego otrzymano:

$$x = x(t, t_0, x_0) \quad (5.13)$$

Równanie (5.13) nazywane jest rozwiązaniem ogólnym w postaci Cauchy'ego [223], zaś definicja stateczności w sensie Lagrange'a brzmi: rozwiązania $x = x(t, t_0, x_0)$ równania lub układu równań $\frac{dx}{dt} = f(t, x)$ są stateczne w sensie Lagrange'a w przestrzeni euklidesowej o skończonej liczbie wymiarów, gdy spełnione są następujące własności:

- a) każde rozwiązanie może być nieograniczenie przedłużone w czasie. W przedziale $t \in [t_0, \infty)$ ma ono zatem sens, czyli jest określone w przyszłości;
- b) norma każdego rozwiązania jest ograniczona w nieskończoności, czyli w przedziale $t \in [t_0, \infty)$:

$$\|x(t, t_0, x_0)\| \leq M = \text{const} < \infty, \quad t \in [t_0, \infty) \quad (5.14)$$

Z powyższej definicji wynika, że między statecznością w sensie Lapunowa a statecznością w sensie Lagrange'a istnieją wyraźne różnice. W ramach stateczności w sensie Lapunowa analizowane są poszczególne rozwiązania równań różniczkowych liniowych bądź nieliniowych. W przypadku nieliniowości każde rozwiązanie zostaje analizowane indywidualnie. Dla stateczności w sensie Lagrange'a analizowany jest ogół rozwiązań równania nieliniowego, zatem dotyczy ona układu, nie zaś poszczególnych rozwiązań.

Stateczność w sensie Lagrange'a żąda w swych założeniach ograniczoneści rozwiązań w przyszłości, podczas gdy stateczność w sensie Lapunowa jedynie tego, by były one określone w przeszłości. Układ może być równoważnie stateczny w sensie obu definicji, jeżeli jego rozwiązania $\xi = \xi(t)$ będą globalnie asymptotycznie stateczne w sensie Lapunowa.

5.3. Stateczność orbitalna

Rozważono autonomiczne nieliniowe równanie różniczkowe:

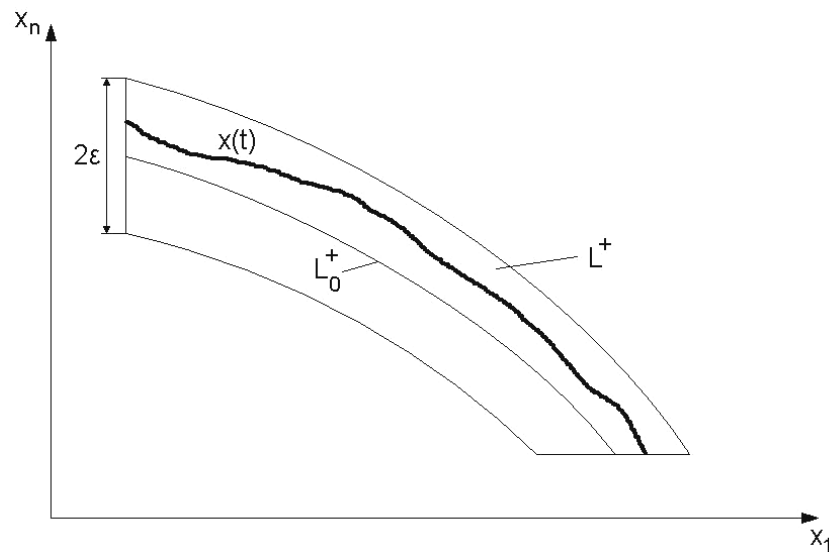
$$\frac{dx}{dt} = f(x), \quad x(t_0) = x_0 \quad (5.15)$$

Założono, że funkcja f spełnia w rozważanym obszarze warunki istnienia i jednoznaczności rozwiązań równania (5.15). Przez $x = x(t)$ oznaczono rozwiązanie tego równania. Ze zbiór punktów L należących do przestrzeni euklidesowej stworzono trajektorię rozwiązania $x(t)$ [223]. Odległość dowolnego punktu z w tej przestrzeni od zbioru L określono równaniem:

$$\rho(z, L) = \inf_{x \in L} \|z - x\| \quad (5.16)$$

W niektórych przypadkach wygodnie jest rozważać zbiór dodatnich punktów L^+ w przestrzeni euklidesowej dla rozwiązania $x = x(t)$, gdzie $t \in [t_0, \infty)$. Zbiór ten zwany jest półtrajektorią dodatnią [223].

Definicja stateczności orbitalnej brzmi: rozwiązanie $x = x(t)$ równania (5.15) jest orbitalnie stateczne dla $t \rightarrow \infty$, jeśli dodatnie półtrajektorie L^+ wszystkich rozwiązań dostatecznie bliskich rozwiązania $\xi(t)$ w chwili t_0 , są przez cały czas t zawarte w dowolnie małym otoczeniu \mathcal{E} trajektorii dodatniej L_0^+ (rys. 5.2).



Rys. 5.2. Ilustracja stateczności orbitalnej

Źródło: [223].

Rozwiązanie równania nazywane jest orbitalnie asymptotycznie statecznym, jeżeli istnieje takie $\delta > 0$, że dla wszystkich rozwiązań $x = x(t)$ zachodzi:

$$\rho(x(t), L_0^+) \rightarrow 0 \text{ przy } t \rightarrow \infty, \text{ gdy } \|x(t_0) - \xi(t_0)\| < \delta \quad (5.17)$$

W przypadku gdy L_0^+ jest trajekcją zamkniętą orbitalnie asymptotycznie stateczną, to dostatecznie bliskie trajektorie L^+ dla $t = t_0$ nawijają się na trajektorię L_0^+ przy $t \rightarrow \infty$.

Ze stateczności w sensie Lapunowa wynika orbitalna stateczność obiektu, zaś na podstawie warunków początkowych i badania stateczności stwierdzono, że stateczność w sensie Lapunowa nie wynika z orbitalnej stateczności ciała [223].

5.4. Stateczność w sensie Poissona

Podczas badania stateczności w sensie Poissona ruch punktu rozważano jako ruch na powierzchni torusa (rys. 5.3), a opisano go za pomocą dwóch równań:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \alpha, \quad \frac{d\theta}{dt} = 1 \quad (5.18)$$

gdzie $\alpha = \text{const} > 0$.

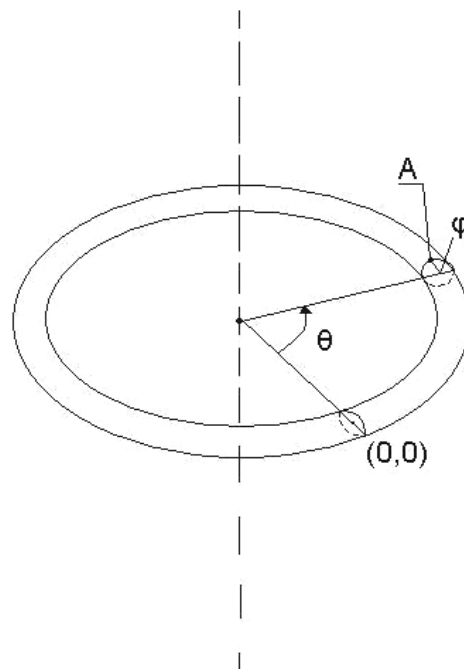
Trajektorie punktów na torusie otrzymano z równania różniczkowego:

$$\frac{d\varphi}{dt} = \alpha, \text{ skąd } \varphi = \alpha\theta + C, \quad (5.19)$$

gdzie $\alpha = \frac{m}{k}$.

Gdy α jest liczbą wymierną, to trajektoria jest linią zamkniętą powstałą na powierzchni torusa, przechodzącą w rezultacie wokół całego torusa. Przechodząc przez punkt $\theta = 2k\pi$ pokrywający się z punktem $(0,0)$ (rys. 5.3), trajektoria zakreśla zamkniętą trasę. Jeżeli α jest niewymierne, to w celu zbadania trajektorii należy przyjąć lemat związany z niewymiernością α oraz wielokrotnym przecinaniem równika torusa przez trajektorię [223].

W definicja stateczności w sensie Poissona mowa jest o powracaniu punktu reprezentacyjnego A do położenia punktu $(0,0)$ nieskończenie wiele razy, mimo iż punkt A może się w międzyczasie znacznie oddalać od punktu $(0,0)$. Jest to rodzaj stateczności inny od stateczności Lapunowa. Służy on m.in. do badania własności ruchów okresowych lub prawie okresowych.



Rys. 5.3. Torus do badania stateczności w sensie Poissona

Źródło: [223].

5.5. Stateczność techniczna

Dzięki pojęciu stateczności technicznej można własności modeli matematycznych obiektów porównywać z własnościami ich rzeczywistych odpowiedników. W założeniach stateczność techniczna odnosi się do warunków ruchu, gdzie występują stale działające zaburzenia. Przedstawiając definicję stateczności technicznej, rozważono różniczkowe równania ruchu (5.20) i (5.21) wraz z warunkami początkowymi [223].

$$\frac{dz}{dt} = F(t, z) + \Phi(t, z), \quad z(t_0) = z_0 \quad (5.20)$$

$$\frac{dx}{dt} = F(t, x), \quad x(t_0) = x_0 = z_0 \quad (5.21)$$

W równaniu (5.20) uwzględniono stale działające zaburzenia, natomiast równanie (5.21) jest równaniem ruchu bez zaburzeń.

Przyjęto, że funkcje F oraz Φ spełniają warunki istnienia i jednoznaczności rozwiązań w obszarze skończonym $t \in [t_0, T]$, $\|x\| \leq H$, $\|z\| \leq H$. Ponadto założono, że w warunkach początkowych $F(t, 0) = 0$, $\Phi(t_0, z_0) = 0$. Postać funkcji $\Phi(t, z)$ może być nieznana, ważna jest znajomość było jej oszacowania oraz oszacowania jej wartości początkowych:

$$\|z_0\| \leq z_0^*, \quad \|\Phi(t, z)\| \leq \Gamma(t), \quad t \in [t_0, T] \quad (5.22)$$

gdzie $z_0^*, \Gamma(t)$ – ograniczenia. W szczególnym przypadku $\Gamma(t) = \gamma = const$.

Definicja stateczności technicznej brzmi następująco: niech rozwiązanie $z = z(t, t_0, z_0)$ przedstawia wszystkie ruchy opisane równaniem (5.20), które spełniają warunek początkowy $z(t_0) = z_0$ oraz ograniczenia (5.22). Rozwiązanie równania (5.21) $x = x(t, t_0, x_0)$ jest stateczne technicznie, gdy:

$$\|z(t, t_0, z_0)\| \leq \Lambda(t), \quad t \in [t_0, T] \quad (5.23)$$

gdzie $\Lambda(t)$ – ograniczenie. W szczególnym przypadku $\Lambda(t) = \gamma = const$. Rozwiązanie (ruch) jest niestateczne technicznie względem ograniczeń, jeżeli którekolwiek z rozwiązań $z = z(t, t_0, z_0)$ nie spełnia ograniczeń (5.23) w co najmniej jednej chwili t z przedziału $[t_0, T]$.

Porównywanie stateczności technicznej ze statecznością w sensie Lapunowa ma sens w przypadku założenia zaburzeń stale występujących w przypadku stateczności w sensie Lapunowa [223].

5.6. Stateczność techniczna stochastyczna

Stateczność techniczna stochastyczna jest definicją, której głównym atutem jest możliwość analizy ruchu układu przy występowaniu losowych zaburzeń pochodzących np. od nierówności nawierzchni drogi w przypadku badania ruchu modelu matematycznego samochodu ([185], [187], [245], [256], [266], [267], [268], [269]) bądź od nierówności toru w przypadku badania ruchu modelu wagonu kolejowego ([113], [160], [170]). Wyniki badań można odnieść do wyników badań rzeczywistych obiektów technicznych. Definicję stateczności technicznej stochastycznej podano za pracą [135].

5.6.1. Założenia

Dany jest układ równań stochastycznych:

$$\frac{dx}{dt} = f[x, t, \xi(t)] \quad (5.24)$$

gdzie $x = (x_1, \dots, x_n)$ oraz $f(x, t, y) = (f_1, \dots, f_n)$ są wektorami, natomiast $\xi(t) = (\xi_1, \dots, \xi_n)$, $t \geq 0$ jest procesem stochastycznym opisującym losowo występujące zaburzenia. Dla funkcji $f(x, t, y)$ przyjęto założenia, że jest określona dla każdego $x \in E_n$, $y \in E_n$ i $t \geq 0$. Założono także, że dla procesu stochastycznego $f(0, t, \xi(t))$ zachodzi:

$$P\left\{\int_0^T |f(0, t, \xi(t))| dt < \infty\right\} = 1, \text{ dla każdego } T > 0 \quad (5.25)$$

oraz że istnieje proces stochastyczny $f(X, t, \xi(t))$ spełniający kryterium Lipschitza w przedziale $[0, T]$

$$|f(x_2, t, \xi(t)) - f(x_1, t, \xi(t))| \leq \eta(t) |x_2 - x_1| \quad (5.26)$$

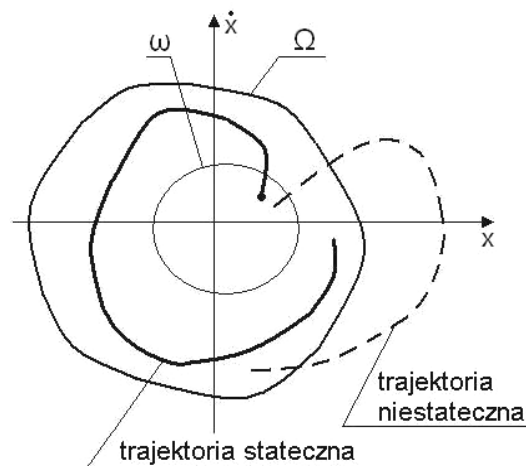
dla innego procesu $\eta(t)$, bezwzględnie całkowalnego w danym przedziale. Założenie to można porównać z kryterium dotyczącym ciągłości funkcji w pracy [270].

Wynikiem powyższych założeń jest istnienie tylko jednego rozwiązania o warunkach początkowych $t = t_0$ oraz $x(t_0) = x_0$, które jest procesem stochastycznym bezwzględnie ciągłym, z prawdopodobieństwem 1 dla $t \geq t_0$.

5.6.2. Definicja stateczności technicznej stochastycznej

Przyjęto istnienie dwu obszarów w przestrzeni euklidesowej E_n : ω – ograniczonego i otwartego oraz Ω – ograniczonego i zamkniętego, gdzie $\omega \subset \Omega$. Założono także istnienie liczby dodatniej ε , gdzie $0 < \varepsilon < 1$ oraz procesu stochastycznego $X(t)$ określonego dla $t \geq t_0$. Oznaczono również warunki początkowe rozwiązania przez $t = t_0$, $x(t_0) = x_0$ oraz rozwiązanie przez (t, t_0, x_0) .

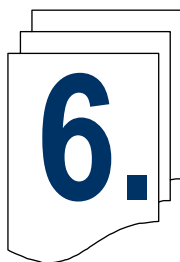
Definicja stateczności technicznej stochastycznej brzmi: jeśli każde rozwiązanie równania (5.24), którego warunki początkowe (t, t_0, x_0) zawierają się w obszarze ω , należy do obszaru Ω z prawdopodobieństwem $1 - \varepsilon$, to układ (5.24) jest stateczny technicznie stochastycznie względem ω , Ω oraz procesu $\xi(t)$ z prawdopodobieństwem $1 - \varepsilon$ (rys. 5.4).



Rys. 5.4. Graficzna interpretacja stateczności technicznej stochastycznej

Źródło: [158].

$$P\{(t, t_0, x_0) \in \Omega\} > 1 - \varepsilon, \quad \text{dla } \bar{x}_0 \in \omega \quad (5.27)$$



Stateczność samochodu jako obiektu rzeczywistego wg normy ISO 8855:1991

Pojęcia stateczności w aspekcie analizy ruchu samochodu jako obiektu rzeczywistego przedstawiono w normie ISO 8855:1991. Tłumaczenia tych pojęć zamieszczono w polskiej normie PN-ISO 8855:1999 p.t. „Pojazdy drogowe. Dynamika i zachowanie się podczas jazdy. Terminologia”, p. 6.2 „Równowaga i stateczność”.

W normie tej stan ustalony określono jako stan pojazdu, w którym suma przyłożonych zewnętrznych sił i momentów, a także równoważących je sił bezwładności i momentów tworzy układ niezmienny. Stan przejściowy opisany został jako inne stany niż opisany powyżej. Definicje stateczności samochodu zacytowano za pracą [269]:

- stateczność obojętna – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że po każdym dowolnie małym, czasowym zakłóceniu lub sygnale wejściowym sterującym pojazd będzie wykonywał ruch bliski ruchowi pierwotnemu, ale do niego nie powróci;
- stateczność oscylacyjna – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że każde dowolnie małe, czasowe zakłócenie lub sygnał wejściowy sterujący wywołuje oscylacyjną odpowiedź pojazdu o malejącej amplitudzie i powrót do wyjściowego stanu ustalonego;
- niestateczność nieokresowa – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że każde dowolnie małe, czasowe zakłócenie lub sygnał wejściowy sterujący spowoduje wzmocnienie odpowiedzi pojazdu, bez oscylacji;
- niestateczność oscylacyjna – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że każde dowolnie małe, czasowe zakłócenie lub sygnał wejściowy sterujący wywoła oscylacyjną odpowiedź pojazdu o rosnącej amplitudzie od początkowego, ustalonego stanu równowagi;
- stateczność nieokresowa – taka charakterystyka stateczności dla danego stanu ustalonego, że po każdym małym, czasowym zakłóceniu lub sygnale wejściowym sterującym pojazd powróci bez oscylacji do stanu ustalonego.

6.1. Możliwość porównania stateczności modeli matematycznych ze statecznością obiektów rzeczywistych

Podane wyżej definicje stateczności samochodu wg normy ISO można porównać ze statecznością zdefiniowaną dla modelu matematycznego, przyjmując odpowiednie założenia i kryteria oraz określone zaburzenia pochodzące od nierówności nawierzchni drogi. Najważniejsza, biorąc pod uwagę kwestię odniesienia wyników badań symulacyjnych modelu matematycznego do obiektów rzeczywistych, wydaje się możliwość porównania pojęć z rozdziału 6 z definicją stateczności technicznej stochastycznej (rozd. 5) uwzględniającą losowe trajektorie współrzędnych uogólnionych pojazdu i zaburzeń.

Chcąc dokonać porównań, wydaje się istotne przeprowadzenie analizy dotyczącej wszystkich definicji omówionych w rozdziale 5. Mając na uwadze charakter odpowiedzi układu na wymuszenie, jak i naturę samego wymuszenia, można przedstawić następujące wnioski.

Wydaje się, że definicję stateczności nieokresowej, czyli powrót pojazdu bez oscylacji do stanu ustalonego można porównać z definicją stateczności w sensie Lapunowa, jednak pod warunkiem, że trajektoria zaburzonego ruchu punktu reprezentacyjnego (w samochodzie np. środka masy) pokryje się po pewnym odcinku czasu lub drogi z trajektorią rozwiązania niezaburzonego (zerowego). Zatem wg wzoru (5.9) $\varepsilon \rightarrow 0$.

Jeśli chodzi o stateczność w sensie Lagrange'a, to w swych założeniach żąda ona ograniczenia rozwiązań równań ruchu w przyszłości, co może stanowić ograniczenie, szczególnie przy badaniu stateczności modelu realizującego manewr wymagający pokonania długiej drogi bądź generujący długi czas obliczeń.

Obydwie definicje trudno byłoby odnieść ilościowo do stateczności samochodu, jako że jedyną miarą porównań zdaje się być ocena przebiegu trajektorii rozwiązań przy założeniu, że $\varepsilon \rightarrow 0$.

Niestateczność nieokresowa charakteryzująca się wzmocnieniem odpowiedzi układu bez oscylacji może być porównana zarówno z niestatecznością w sensie Lapunowa, jak i niestatecznością techniczną oraz techniczną stochastyczną, w zależności od tego, jaki model poddany jest analizie (liniowy, słabo lub silnie nieliniowy) oraz jakiego rodzaju zaburzenia brane są pod uwagę (stałe, zmienne losowo). Problem ten dotyczy także niestateczności oscylacyjnej samochodu, gdzie odpowiedzią na zaburzenia jest odchylenie od stanu równowagi o rosnącej amplitudzie. W tym przypadku wydaje się możliwa analiza ruchu pojazdów, gdzie zaburzenia powodują np. wypadnięcie z założonego toru jazdy.

Pojęcie stateczności orbitalnej odnosi się do analizy ruchu po okręgu lub krzywej zbliżonej kształtem do okręgu. Ponieważ jest to badanie ruchu względem określonego punktu, zatem jedynym manewrem, jaki mógłby zostać realizowany przez pojazd na potrzeby porównania definicji stateczności, wydaje się być test tzw. kierowności w ruchu po okręgu. Trudno jednak w takim przypadku dobrać warunki początkowe i obszar dopuszczalnych rozwiązań, dlatego porównywanie tego rodzaju stateczności z jakąkolwiek definicją zawartą w nor-

mie ISO nie wydaje się możliwe. Ponadto nie jest zasadne dokonywanie takich porównań ze względu na brak zależności trajektorii rozwiązania od warunków początkowych [223] oraz ograniczenie analizy wyników badań do trajektorii leżących w dodatniej ćwiartce układu współrzędnych.

Stateczność obojętną samochodu określoną wg normy ISO 8855:1991 jako ruch bliski ruchowi pierwotnemu, lecz bez oscylacji można przyrównać do definicji stateczności asymptotycznej w sensie Lapunowa, jako że odpowiedź układu zaburzonego dąży do rozwiązania niezaburzonego (granica różnicy wartości obu rozwiązań dąży do zera). Stateczność obojętna może również zostać porównana do definicji stateczności technicznej oraz stateczności technicznej stochastycznej modeli matematycznych. Obie te definicje zakładają znajdowanie się rozwiązania w dowolnym otoczeniu określonym przez ograniczenia lub dopuszczalny obszar rozwiązań. Warunki, jakie należy spełnić są podobne jak w przypadku porównania z definicją stateczności nieokresowej, z tym że trajektoria ruchu zaburzonego modelu pojazdu nie musi w efekcie pokryć się z trajektorią rozwiązania niezaburzonego. Ograniczenia ruchu mogą zatem być mniej ścisłe niż w przypadku porównań ze statecznością nieokresową. Zarówno dla stateczności technicznej, jak i technicznej stochastycznej zaburzenia nie powinny mieć charakteru okresowego lub prawie okresowego. Przykładem odzwierciedlenia sytuacji rzeczywistej dla porównania tych definicji może być wpływ podmuchu wiatru na nawierzchni drogi o różnym stanie (lód, śnieg, woda itp.).

Porównania stateczności okresowej, określającej odpowiedź układu (samochodu) o malejącej amplitudzie odchylenia, można dokonać w odniesieniu zarówno do stateczności w sensie Poissona (przeznaczona m.in. dla ruchów okresowych lub prawie okresowych), gdzie przewidziano powrót punktu reprezentacyjnego do położenia równowagi, jak i stateczności technicznej oraz technicznej stochastycznej. Również w przypadku stateczności technicznej i technicznej stochastycznej możliwa jest realizacja zaburzeń wywołujących oscylacje. Co więcej, w przypadku stateczności technicznej stochastycznej drgania pochodzące od losowych zaburzeń mogą charakteryzować się losowo zmiennymi parametrami.

Stateczność obojętna i nieokresowa może być odniesiona do stateczności technicznej stochastycznej; można obszar ω odnieść do szerokości drogi. Porównanie może być dokonane przez znajdowanie trajektorii rozwiązań modelu matematycznego będących realizacją procesu stochastycznego o własnościach stacjonarności w szerszym sensie i globalnej ergodyczności. Zadanie to będzie przedstawione w następnych rozdziałach.

Stateczność nieokresową można odnieść do definicji stateczności technicznej, przy czym zgodnie z wzorem (5.23) ograniczenia nałożone na ruch pojazdu zaburzonego powinny odpowiadać dość wąskiemu przedziałowi dopuszczalnych rozwiązań, zaś zaburzenia powinny generować małe odchyłki od stanu ustalonego, co dla odzwierciedlenia warunków rzeczywistych jest rzadko spełnione. Ponadto trajektorie rozwiązania w przypadku stateczności technicznej nie powinny mieć charakteru oscylacji wokół określonej wartości.

Definicję stateczności nieokresowej dla samochodów jako obiektów rzeczywistych można porównać z definicją stateczności technicznej stochastycznej pod warunkiem, że przyjęte w tej definicji zaburzenia będą generować małe wychylenia ze stanu niezaburzonego, ponieważ powrót do tego stanu powinien przebiegać w sposób płynny, bez oscylacji. W przypadku ruchu pojazdu losowe zaburzenia mogłyby pochodzić np. od poprzecznych nierówności drogi lub podmuchu wiatru prostopadłego względem płaszczyzny symetrii samochodu, co mogłoby spowodować poprzeczne znoszenie.

Ta definicja stateczności będzie przedmiotem badań modelu matematycznego samochodu z zaburzeniami pochodzącymi od nierówności drogi, zaś wyniki analiz będą odnoszone do obiektu rzeczywistego.



Badania symulacyjne stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego wybranego typu samochodu

Badanie dynamiki modeli matematycznych samochodów może, w porównaniu z testami drogowymi na rzeczywistych pojazdach, zapewnić redukcję kosztów oraz zaplecza logistycznego. Ponadto istnieje również możliwość doboru kryteriów i zapisów matematycznych, według których ruch modelu jest badany, jak również prowadzenie analiz wybranych manewrów dla różnych warunków drogowych.

Przy badaniu modeli matematycznych samochodu należy pamiętać, w jaki sposób zbudowany jest model i czy w jakim zakresie odwzorowuje rzeczywisty obiekt. Ten warunek powinien towarzyszyć procesowi badawczemu modelu matematycznego tak, aby prezentowane wnioski były zgodne z zakresem stosowania modelu.

Zgodnie z wnioskami uzyskanymi z przeprowadzanych analiz stateczności modeli matematycznych i stateczności samochodu wg normy ISO do badania ruchu modeli matematycznych samochodu wykorzystywana będzie definicja stateczności technicznej stochastycznej. Definicja ta umożliwi analizę wybranych zjawisk za pomocą jakościowej i ilościowej oceny trajektorii rozwiązań, co z kolei umożliwi badanie prawdopodobieństwa znalezienia się rozwiązania w określonym, dopuszczalnym obszarze rozwiązań ω .

Przedmiotem symulacji będzie model matematyczny samochodu sportowego, który w różnych konfiguracjach posłużył do badania stateczności technicznej stochastycznej. Za pomocą modelu zrealizowano wybrane manewry w różnych warunkach ruchu (stan nawierzchni), co umożliwiło badanie przebiegu trajektorii rozwiązań. Prezentowany model jest układem nieliniowym, a trajektorie rozwiązań opisują współrzędne uogólnione użyte do opisu ruchu poszczególnych mas samochodu traktowanych jako bryły sztywne.

W prezentowanych rozważaniach wykorzystano definicję stateczności technicznej stochastycznej również z racji możliwości uwzględnienia losowych wielkości zaburzeń zewnętrznych działających na układ. W omawianych przypadkach zaburzenia te pochodziły od nierówności drogi, zaś w połączeniu ze stałymi zaburzeniami wewnętrznymi dotyczącymi wybranych elementów struk-

tury samochodu stanowiły czynniki zaburzające prawidłowość wykonywania wybranych manewrów. Zaburzenia przyjęto jako realizację procesu stochastycznego o własnościach umożliwiających analizę na podstawie jednej realizacji procesu stochastycznego.

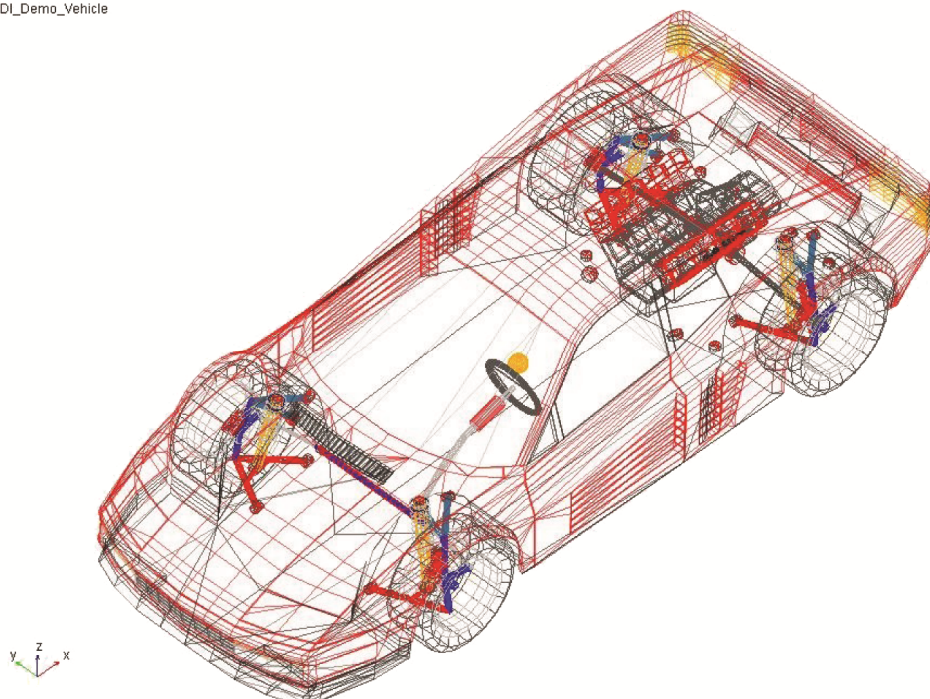
Do badania stateczności wybrano model pojazdu sportowego, dwumiejscowego, z silnikiem umieszczonym z tyłu. Symulację pojedynczej zmiany pasa ruchu realizowano dla nawierzchni o współczynniku przyczepności odzwierciedlającym różne warunki drogowe, z dodatkowo występującymi losowymi nierównościami drogi.

Na rys. 7.1 przedstawiono model fizyczny symulowanego pojazdu sportowego o 90 stopniach swobody [228]. Model stworzono z kilku podsystemów o własnościach dynamicznych zbliżonych do rzeczywistych. Kształtem bryła nadwozia przypomina samochód sportowy. Prezentowany model pojazdu jest dwumiejscowy, więc obciążenie reprezentowane jest przez dwie masy odpowiadające kierowcy i pasażerowi. W niektórych przykładach pojazd obciążono dodatkowo bagażem, którego środek masy nie leży na podłużnej osi symetrii pojazdu. Ponadto zaburzenia geometrii nadwozia zrealizowano jako przesunięcie środka masy względem jego pozycji nominalnej, czyli tzw. punktu „origo” (rys. 7.2) reprezentującego początek układu współrzędnych związanego z drogą, ale poruszającego się razem z pojazdem.

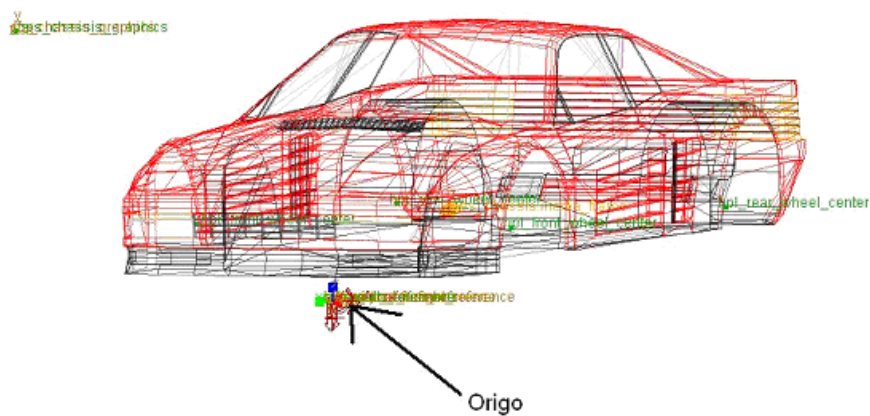
Ponadto w badaniach przyjęto następujące układy współrzędnych:

- układ $Oxyz$ – prostokątny inercjalny układ współrzędnych związany z drogą;
- $O_1x_1y_1z_1$ – prostokątny układ o początku w środku masy modelu pojazdu (O_1), którego osie są równoległe do osi układu $Oxyz$;
- $O_1\xi_1\eta_1\zeta_1$ – układ prostokątny, którego osie są głównymi centralnymi osiami bezwładności modelu pojazdu, przy czym oś $O_1\zeta_1$ jest pionowa;
- $O_i\xi_i\eta_i\zeta_i$ – układ prostokątny dla każdego z kół modelu pojazdu, gdzie jego środek leży w środku koła (O_i);
- $O_{i0}\xi_{i0}\eta_{i0}\zeta_{i0}$ – układ prostokątny ściśle związany i obracający się wraz z kołem. Początek tego układu leży również w środku koła (O_i);
- kąt przechyłu poprzecznego nadwozia ϕ_i mierzony jest w układzie $O_1x_1y_1z_1$, kąty obrotu kół φ_i w $O_i\xi_i\eta_i\zeta_i$, natomiast środek masy pojazdu w układzie inercjalnym.

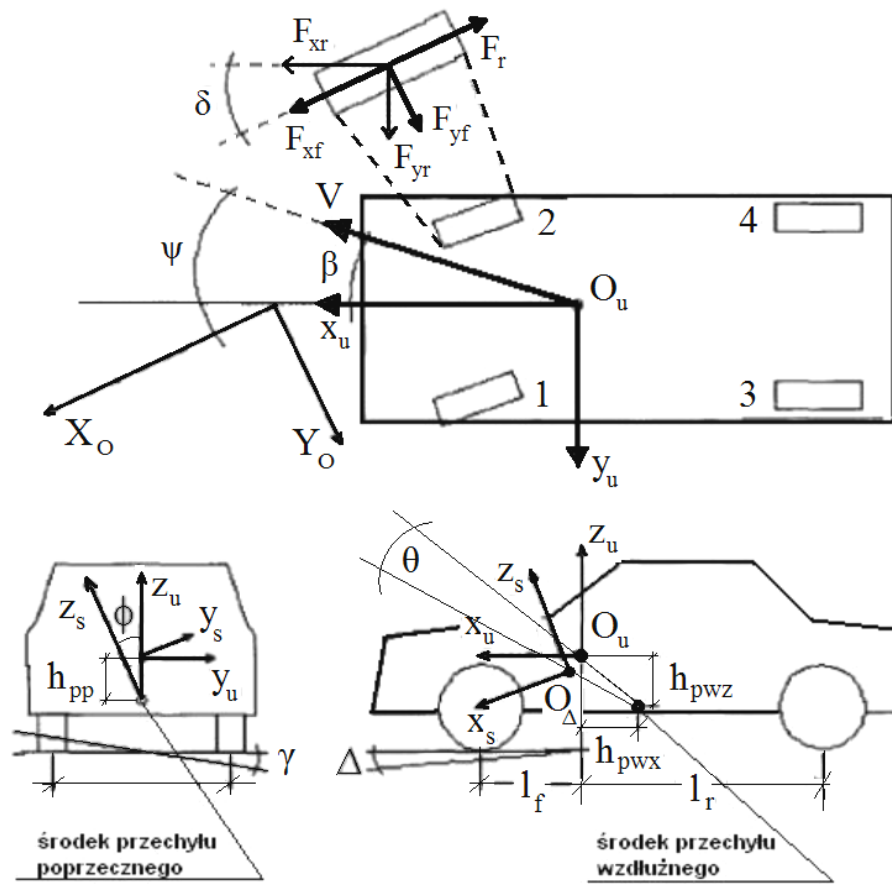
#DI_Demo_Vehicle

**Rys. 7.1. Widok pełnego modelu fizycznego badanego pojazdu**

Źródło: MSC Adams/Car.

**Rys. 7.2. Lokalizacja punktu „origo”**

Źródło: MSC Adams/Car.



Rys. 7.3. Schemat modelu nominalnego samochodu

Źródło: [229].

Wykorzystywany w symulacjach komputerowych model matematyczny samochodu opisano za pracą [229] oraz [233] równaniami ruchu postępowego (7.1) i obrotowego (7.2):

$$\begin{aligned}
 m[a_x - v_y \dot{\psi} + h_{pwx} \ddot{\theta} + \dot{\psi}^2 h_{pwx} \theta + h_{pp} \phi \ddot{\psi}] &= \sum_{i=1}^4 F_{xi} - C_x v_x^2 - F_T \\
 m[a_y - v_x \dot{\psi} - h_{pwx} \theta \ddot{\psi} - 2\dot{\psi} h_{pwx} \dot{\theta} - h_{pp} \dot{\phi}] &= \sum_{i=1}^4 F_{yi} - C_y v_y^2 \\
 m[a_z - h_{pwz} \ddot{\theta}] &= \sum_{i=1}^4 F_{zi} - mg
 \end{aligned} \tag{7.1}$$

$$\begin{aligned}
I_x \dot{\omega}_x - (I_y - I_z) \cdot \omega_y \cdot \omega_z &= M_x - \theta M_z \\
I_y \dot{\omega}_y - (I_z - I_x) \cdot \omega_x \cdot \omega_z &= M_y + \phi M_z \\
I_z \dot{\omega}_z - (I_x - I_y) \cdot \omega_x \cdot \omega_y &= M_x - \theta M_y + M_z
\end{aligned} \tag{7.2}$$

gdzie:

$$\begin{bmatrix} \dot{\omega}_x \\ \dot{\omega}_y \\ \dot{\omega}_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \ddot{\phi} + \theta \ddot{\psi} - \dot{\theta} \dot{\psi} \\ \ddot{\phi} + \phi \ddot{\psi} - \dot{\phi} \dot{\psi} \\ \dot{\theta} \dot{\phi} + \theta \ddot{\phi} - \dot{\phi} \dot{\theta} - \phi \ddot{\theta} + \ddot{\psi} \end{bmatrix}, \begin{bmatrix} \omega_x \\ \omega_y \\ \omega_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{\phi} - \theta \dot{\psi} \\ \dot{\theta} - \phi \dot{\psi} \\ \theta \dot{\phi} - \phi \dot{\theta} + \dot{\psi} \end{bmatrix} \tag{7.3}$$

oraz:

- m – masa modelu samochodu,
- g – przyspieszenie ziemskie,
- a_x – przyspieszenie wzdłużne,
- a_y – przyspieszenie poprzeczne,
- a_z – przyspieszenie pionowe,
- v_x – prędkość wzdłużna,
- v_y – prędkość poprzeczna,
- h_{pp} – odległość od środka przechyłu poprzecznego do środka masy nadwozia,
- h_{pwx} – odległość od środka przechyłu wzdłużnego do środka masy nadwozia w poziomie,
- $h_{p wz}$ – odległość od środka przechyłu wzdłużnego do środka masy nadwozia w pionie,
- ϕ – kąt przechyłu poprzecznego nadwozia (kąt wywracania),
- ψ – kąt obrotu nadwozia wokół osi pionowej (kąt zbroczenia),
- θ – kąt przechyłu wzdłużnego nadwozia (kąt kołysania),
- F_{xi}, F_{yi}, F_{zi} – siły zewnętrzne oddziałujące na koła modelu samochodu w trzech kierunkach,
- C_x, C_y – współczynnik oporu powietrza odpowiednio w kierunku wzdłużnym i poprzecznym,
- F_T – siła oporu toczenia koła,
- I_x, I_y, I_z – momenty bezwładności względem osi kartezjańskiego układu współrzędnych o początku w środku masy nadwozia,

M_x, M_y, M_z – momenty pochodzące od sił zewnętrznych i reakcji nawierzchni drogi względem osi kartezjańskiego układu współrzędnych,
 ω_x – prędkość kątowna wokół wzdłużnej centralnej osi bezwładności,
 ω_y – prędkość kątowna wokół poprzecznej centralnej osi bezwładności,
 ω_z – prędkość kątowna wokół pionowej centralnej osi bezwładności,
 $\dot{\omega}_x$ – przyspieszenie kątowe wokół wzdłużnej centralnej osi bezwładności,
 $\dot{\omega}_y$ – przyspieszenie kątowe wokół poprzecznej centralnej osi bezwładności,
 $\dot{\omega}_z$ – przyspieszenie kątowe wokół pionowej centralnej osi bezwładności.

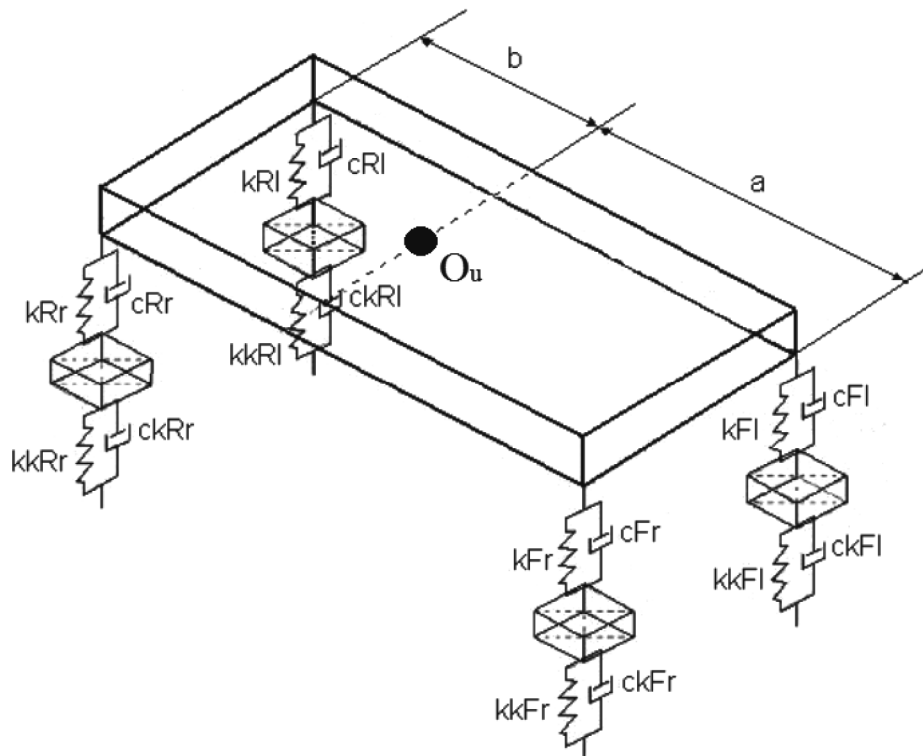
Powyższe równania uzupełniono za pracą [228], uwzględniając pracę zawieszenia. Posłużono się równaniami Eulera-Lagrange'a II rodzaju. Uproszczony model fizyczny z uwzględnieniem zawieszenia i mas nieresorowanych przedstawiono na rys. 7.4.

$$\begin{aligned}
 m_{kFl} \ddot{z}_{kFl} + \sum c_{Fl} \dot{z}_{kFl} + c_{nFl} (a\dot{\phi} - \dot{z}_n + d\dot{\theta}) + \sum k_{Fl} z_{kFl} + k_{nFl} (a\phi - z_n + d\theta) &= c_{kFl} \dot{\xi}_{Fl} + k_{kFl} \xi_{Fl} \\
 m_{kFr} \ddot{z}_{kFr} + \sum c_{Fr} \dot{z}_{kFr} + c_{nFr} (a\dot{\phi} - \dot{z}_n - d\dot{\theta}) + \sum k_{Fr} z_{kFr} + k_{nFr} (a\phi - z_n - d\theta) &= c_{kFr} \dot{\xi}_{Fr} + k_{kFr} \xi_{Fr} \\
 m_{kRl} \ddot{z}_{kRl} + \sum c_{Rl} \dot{z}_{kRl} - c_{nRl} (-b\dot{\phi} - \dot{z}_n + d\dot{\theta}) + \sum k_{Rl} z_{kRl} - k_{nRl} (-b\phi - z_n + d\theta) &= c_{kRl} \dot{\xi}_{Rl} + k_{kRl} \xi_{Rl} \\
 m_{kRr} \ddot{z}_{kRr} + \sum c_{Rr} \dot{z}_{kRr} - c_{nRr} (b\dot{\phi} + \dot{z}_n + d\dot{\theta}) + \sum k_{Rr} z_{kRr} - k_{nRr} (b\phi + z_n + d\theta) &= c_{kRr} \dot{\xi}_{Rr} + k_{kRr} \xi_{Rr}
 \end{aligned} \quad (7.4)$$

gdzie:

- z_i – przemieszczenie pionowe;
- k_i – współczynnik sztywności zawieszenia w kierunku ugięcia;
- c_i – współczynnik tłumienia zawieszenia w kierunku ugięcia;
- O_u – środek masy pojazdu;
- a, b – odległości odpowiednio przedniej i tylnej osi od środka masy nadwozia;
- m_i – masa koła;
- ξ_i – przemieszczenie pionowe odzwierciedlające kształt drogi dla określonego koła.

Indeks F oznacza koło przednie, R – tylne, l – lewą stronę, r – prawą stronę, k oznacza koło, zaś n – nadwozie.



Rys. 7.4. Model nominalny samochodu z uwzględnieniem mas resorowanych i nieresorowanych

Źródło: opracowanie własne.

Wybrane podstawowe parametry modelu samochodu sportowego w MSC Adams/Car:

- masa nadwozia bez obciążenia $m = 995 \text{ kg}$;
- masa pojazdu bez obciążenia $m_{pn} = 1528 \text{ kg}$;
- nominalne współrzędne środka masy względem punktu „origo” nadwozia niezaburzonego: $x_c = 1,5 \text{ m}$, $y_c = 0$, $z_c = 0,45 \text{ m}$;
- nominalne wartości momentów bezwładności względem środka masy nadwozia niezaburzonego:

$$I_{xx} = 200 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{yy} = 500 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{zz} = 600 \text{ kg} \times \text{m}^2;$$

- nominalne wartości momentów dewiacji względem środka masy nadwozia niezaburzonego: $I_{xx} = 0$, $I_{yy} = 0$, $I_{zz} = 0$;
- nominalne wartości momentów bezwładności dla nadwozia niezaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{xx} = 401,485 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{yy} = 2940,237 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{zz} = 2838,750 \text{ kg} \times \text{m}^2;$$

- nominalne wartości momentów dewiacji dla nadwozia niezaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

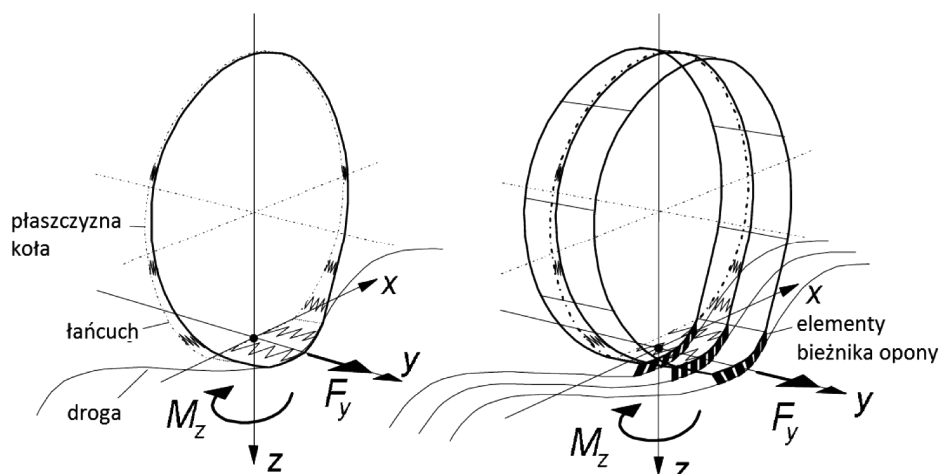
$$I_{xy} = 0, I_{zx} = 671,625 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{yz} = 0;$$

- powierzchnia czołowa nadwozia modelu $A = 1,8 \text{ m}^2$;
- gęstość powietrza przyjmowana w analizie $\rho = 1,22 \text{ kg} / \text{m}^3$;
- współczynnik oporu powietrza $c_x = 0,36$;
- rozstaw osi $L = 2,5 \text{ m}$;
- kąt pochylenia kół przednich $\alpha_{kp} = 0,5^\circ$;
- kąt pochylenia kół tylnych $\alpha_{kt} = 0,5^\circ$;
- kąt zbieżności kół przednich $\alpha_{zp} = 0^\circ$;
- kąt zbieżności kół tylnych $\alpha_{zt} = 0^\circ$.

Zawieszenie modelu fizycznego złożone jest z wahaczy poprzecznych oraz kolumn McPhersona o nieliniowych charakterystykach elementów podatno-tłumiących. Napęd przenoszony jest na tylną oś, gdzie również umieszczono silnik pojazdu. Zastosowano układ kierowniczy złożony z kolumny kierownicy z przekładnią zębatkową oraz drążkami kierowniczymi.

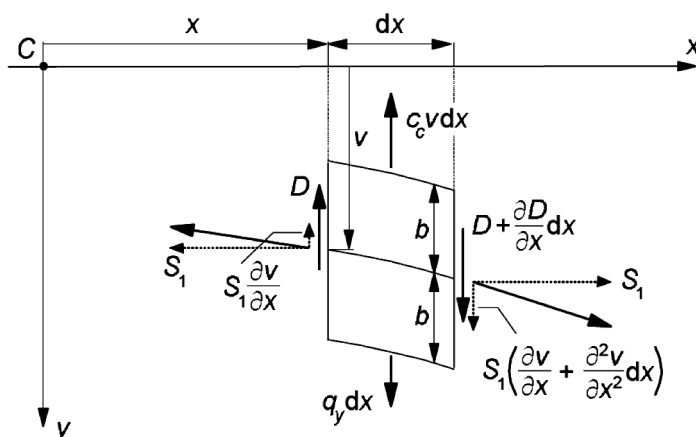
Model współpracy pneumatyka z nawierzchnią został przyjęty zgodnie z pracą Pacejki ([287]), który jest aktualnie stosowany dla procesów symulacyjnych w wielu programach. Podstawowe założenia tego modelu są następujące:

- model składa się z rozciągliwego łańcucha (rys. 7.5), który jest stale naprężany siłą promieniową o nierównomiernym rozkładzie odzwierciedlającym ugięcie opony kół tylnych;
- model ten można rozbudować do zestawu łańcuchów oddalonych od siebie o stałą odległość i jednocześnie równoległych, co umożliwia otrzymanie szerokości śladu współpracy koła z nawierzchnią;
- przyjęto, że łańcuchy te wyposażone są w zestaw elastycznych elementów bieżnika, które dla uproszczenia są rozciągliwe jedynie w kierunku promieniowym;
- z powyższego wynika, że naprężenia poprzeczne przejmowane są jedynie przez elementy bieżnika odkształcające się obwodowo;
- dla zlinearyzowania problemu współpracy koła z nawierzchnią przyjęto, że elementy bieżnika odkształcają się poprzecznie jedynie w małym stopniu oraz następuje ich całkowite przyleganie do nawierzchni;
- środkowa płaszczyzna koła jest podatna na przemieszczenia poprzeczne oraz obrót względem osi pionowej (z), przechodzącej przez środek koła (rys. 7.5);
- model ten został rozbudowany w celu możliwości wyznaczania poprzecznej prędkości odkształceń bieżnika, co pokazano na rys. 7.6. Jak widać, wykorzystano składową poślizgu wzdłużnego koła równoległą do osi y lokalnego układu współrzędnych.



Rys. 7.5. Model opony jako rozciągliwego łańcucha

Źródło: [287].



Rys. 7.6. Fragment bieznika opony z oznaczeniami umożliwiającymi obliczenie poprzecznej prędkości odkształcenia

Źródło: [287].

Omawiany wyżej model opony w niektórych przypadkach nie odzwierciedlał zachowania rzeczywistej opony w określonych warunkach ruchu. Głównie przejawiało się to zbyt dużym naprężeniem łańcucha tworzącego zewnętrzny obwód opony, szczególnie na odcinku przylegania do nawierzchni. Drugim powodem było to, że charakterystyki modelu oparte na łańcuchu nie odpowiadały charakterystykom rzeczywistych opon, szczególnie w kwestii poślizgu w strefie kontaktu koła z drogą. Model ten został zatem zmodyfikowany do modelu na bazie rozciągliwego łańcucha z elastycznymi elementami bieznika [287], którego charakterystyki wykazały zachowanie zbliżone do rzeczywistych opon. Mo-

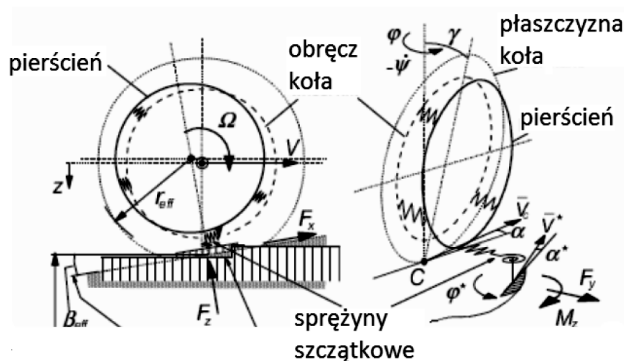
del ten, prócz momentów bezwładności opony, umożliwia również uwzględnienie odpowiedzi na boczne znoszenie koła obciążonego siłą poprzeczną wraz z momentem stabilizującym oraz drganiami pionowymi.

W prezentowanym modelu wprowadzono uproszczenia w celu osiągnięcia liniowych charakterystyk pracy opony. Chcąc uwzględnić zjawiska nieliniowe, stworzono model opony dla małych długości fal nierówności drogi oraz średnich częstotliwości wymuszeń oddziałujących na oponę [287]. Model ten umożliwia symulację na nawierzchniach o małej długości fali nierówności (ok. 20 cm lub mniejszej, szczególnie dla manewrów parkowania lub pokonywania poprzecznych nierówności jezdni), przy czym częstotliwość wymuszeń może sięgać ok. 60 Hz, przy jednoczesnych dużych wartościach poślizgu. Możliwa jest symulacja manewrów pojazdu, przy których przebieg sił i momentów oddziałujących na oponę jest nieliniowy, a przy tym możliwe jest wykorzystanie opisu wg Magic Formula (model numeryczny służący do opisu rodziny krzywych określających współpracę koła z nawierzchnią drogi [67]).

Podstawowym założeniem przy tworzeniu tego modelu było zwrócenie uwagi na możliwość odpowiedzi opony na zróżnicowane pod względem wartości wymuszenia w postaci poślizgu wzdłużnego i poprzecznego. Uwzględniono również możliwość przejeżdżania przez koło nad wybranymi, drobnymi nierównościami drogi, niemającymi znaczenia w jej profilu jako całości.

Dodatkowe modyfikacje umożliwiły uwzględnienie takich zjawisk, jak pochylenie koła oraz poślizg koła kierowanego podczas skrętu.

Schemat omawianego wyżej modelu opony o nazwie SWIFT (ang. *Short Wavelength Intermediate Frequency Tyre Model*), czyli modelu dla małych długości fal nierówności oraz średnich częstotliwości, pokazano na rys. 7.7. Na rysunku zwrócono uwagę na sprężyny szczątkowe (ang. *residual springs*), które pełnią funkcję łącznika obręczy koła z pierścieniem w trzech kierunkach (wzdłużnym, poprzecznym oraz pionowym). Ponadto sprężyny te zapewniają odkształcenia jak w kole ogumionym, umożliwiając ugięcie płaszczyzny koła, jego poślizg oraz pochylenie względem płaszczyzny prostopadłej do nawierzchni drogi.



Rys. 7.7. Schemat modelu opony dla małych długości fal i średnich częstotliwości

Źródło: [287].

Badając stateczność techniczną stochastyczną, rozpatrzono kilka przypadków, w których model samochodu sportowego wykonywał różne manewry w różnych warunkach ruchu i z różnymi prędkościami, przy czym za każdym razem położenie środka masy zostało zaburzone przez uwzględnienie niesymetrycznego obciążenia pojazdu bądź efekty zderzenia i nieprawidłowej naprawy powypadkowej.

Symulacje ruchu prowadzono w programie MSC Adams/Car, wykorzystując model pojazdu zaprezentowany na rys. 7.1 oraz 7.2. Model pokonywał określoną drogę o nawierzchni gładkiej bądź nierównej o losowo występujących nierównościach. Współczynnik przyczepności przyjęto tak, by odpowiadał warunkom nawierzchni suchej, mokrej oraz oblodzonej.

Badanie stateczności technicznej stochastycznej przeprowadzono dla losowo występujących nierówności nawierzchni drogi. Występowanie zaburzeń zrealizowano, wykorzystując plik „2d_stochastic_uneven.rdf” dostępny w bazie plików określających profil drogi w programie Adams/Car. Profil drogi o losowo występujących nierównościach został zdefiniowany za pomocą funkcji ARC901.

Generowanie losowo wstępujących nierówności drogi przebiegło w następujący sposób:

- wygenerowane zostały sygnały szumu białego w oparciu o zmienne losowe o prawie jednolitym rozkładzie. Dwie z tych zmiennych są przypisywane drodze w odległości co 10 mm. Ich rozmieszczenie jest aproksymowane przez sumowanie wielu liczb losowych na podstawie prawa wielkich liczb [232];
- otrzymane wartości zostały scałkowane z użyciem argumentu długości drogi, z wykorzystaniem filtru czasowo-dyskretnego, którego zmienną niezależną jest droga. W efekcie działania tego filtru otrzymano dwie aproksymowane realizacje prędkości szumu białego, tj. sygnały, których pochodne są bliskie szumowi białemu;
- otrzymane sygnały o takich własnościach stanowią profile drogi o falistości 2. Badania wykazały, że falistość¹⁴ otrzymana dla wyznaczonych gęstości widmowych dróg waha się w zakresie od ok. 1,8 do ok. 2,2 [232];
- ostatnim krokiem było skorelowanie obydwu realizacji omawianego procesu $z_1(s)$, $z_2(s)$ w celu otrzymania profilu drogi dla koła lewego i prawego $z_l(s)$, $z_r(s)$. Współczynnik korelacji dla dwu różnych profili wynosi 0, zaś dla jednakowych – 1. Wartość tego współczynnika można ustawić bezpo-

¹⁴ Falistość drogi jest wg [237] miarą nachylenia prostej aproksymującej gęstość widmową mocy nierówności drogi (kwadrat amplitudy) w funkcji długości fali nierówności. W zależności od typu drogi falistość waha się między 1,7 a 3,3. Dla standardowych nawierzchni dróg przyjmuje się falistość równą 2. Według [238] falistość stanowi miarę rozkładu długości fal w widmie profilu drogi.

średnio w pliku „2d_stochastic_uneven.rdf”, zaś sposób obliczania profilu drogi dla kół lewych i prawych przedstawiono za pomocą wzoru:

$$\begin{aligned} z_l(s) &= z_1(s) + \frac{corr_{rl}}{2} (z_2(s) - z_1(s)) \\ z_r(s) &= z_2(s) + \frac{corr_{rl}}{2} (z_2(s) - z_1(s)) \end{aligned} \quad (7.5)$$

gdzie: $corr_{rl}$ – współczynnik korelacji między profilami drogi dla realizacji sygnałów $z_1(s)$, $z_2(s)$.

Na rys. 7.8 pokazano wygląd użytego w symulacji pliku definiującego kształt drogi wraz z podstawowymi parametrami. Najważniejszymi z punktu widzenia kontaktu koła z nawierzchnią parametrami zdefiniowanymi w sekcji „Parameters” wydają się być: współczynnik przyczepności nawierzchni (MU) oraz współczynnik korelacji nierówności (CORRELATION_RL) dla koła prawego i lewego. W omawianym przypadku wynosi on 0,8.

Wartość współczynnika przyczepności ustawiono domyślnie na 1,0. Jest to mnożnik, przez który mnożona jest wartość współczynnika przyczepności zdefiniowana dla każdego rodzaju opony. Przy realizacji ruchu po nawierzchni suchej w pliku definiującym własności opony wartość współczynnika ustawiono na 0,8, dla nawierzchni mokrej ustawiono jego wartość na 0,5, zaś przy oblodzonej – na 0,3. W ten sposób po przemnożeniu przez 1 otrzymano wartość współczynnika określającego współpracę opony z nawierzchnią drogi.

W badanym modelu matematycznym samochodu przeprowadzono pewną modyfikację. Zamiast domyślnego modelu opony PAC89 wykorzystano model FTIRE stworzony przez firmę COSIN. Ze względu na losowy charakter nierówności drogi jest to wybrany z bazy opon Adams/Car model zdolny współpracować z drogą o takich właściwościach. Symulacja z wykorzystaniem innych modeli opon nie była możliwa z racji niemożności współpracy z nawierzchnią o długości fali nierówności mniejszej niż promień koła jezdnego.

Model opony FTIRE (ang. *flexible ring tire model*) złożony jest z odkształcalnych paneli połączonych elementami sprężystymi i mogących odkształcać się w kierunku wzdłużnym, poprzecznym i pionowym (rys. 7.9).

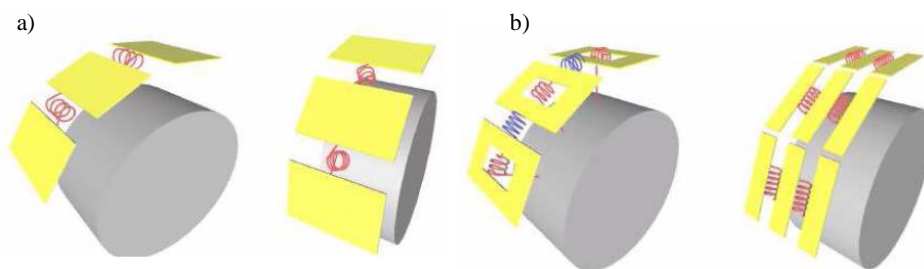
Na rys. 7.10 pokazano opis pliku definiującego podstawowe parametry modelu opony FTIRE użytej w symulacjach. Najważniejszymi, z punktu widzenia symulacji, parametrami wydają się: maksymalny krok czasowy całkowania (maximum_time_step) [232] oraz trzy parametry dotyczące współczynnika przyczepności przyłgowej (my_adhesion), poślizgowej przy obracających się kołach (my_sliding) oraz poślizgowej przy kołach zablokowanych (my_blocking) [232].

```

$-----MDI_HEADER
[MDI_HEADER]
FILE_TYPE = 'rdf'
FILE_VERSION = 5.00
FILE_FORMAT = 'ASCII'
(COMMENTS)
{comment_string}
'stochastic style road description'
$-----UNITS
[UNITS]
MASS = 'kg'
LENGTH = 'mm'
TIME = 'sec'
ANGLE = 'degree'
FORCE = 'newton'
$-----MODEL
[MODEL]
METHOD = '2D'
FUNCTION_NAME = 'ARC901'
ROAD_TYPE = 'stochastic_uneven'
$-----PARAMETERS
[PARAMETERS]
OFFSET = 0
ROTATION_ANGLE_XY_PLANE = 180
MU = 1.0
$
INTENSITY = 0.3
PATH_CONSTANT = 20
CORRELATION_RL = 0.8
START = 1000

```

Rys. 7.8. Widok pliku „2d_stochastic_uneven.rdf” opisującego losowo występujące nierówności drogi
Źródło: MSC Adams/Car.



Rys. 7.9. Schemat modelu opony FTIRE dla odkształceń: a) w kierunku promieniowym i poprzecznym, b) w kierunku obwodowym

Źródło: www.cosin.eu.

```

$-----MDL_HEADER
[MDL_HEADER]
FILE_TYPE = 'tir'
FILE_VERSION = 3.0
FILE_FORMAT = 'ASCII'
(COMMENTS)
(comment_string)
'Tire Manufacturer - unknown'
'Tire Type - unknown'
'Tire Dimension - 195/65 R 15'
'Pressure - 2.0 bar'
'File Generation Date - 11/10/02 10:32'
$-----SHAPE
[SHAPE]
(radial width)
1.0 0.0
1.0 0.4
1.0 0.9
0.9 1.0
$-----UNITS
[UNITS]
FORCE = 'NEWTON'
MASS = 'GRAM'
LENGTH = 'MM'
TIME = 'MILLISECOND'
ANGLE = 'DEGREE'
$-----DIMENSION
[DIMENSION]
UNLOADED_RADIUS = 326.0 $ [mm]
$-----VERTICAL
[VERTICAL]
VERTICAL_STIFFNESS = 170.0 $ [N/mm]
VERTICAL_DAMPING = 0.0 $ [Nms/mm]
$-----MODEL
[MODEL]
PROPERTY_FILE_FORMAT = 'FTIRE' $
FUNCTION_NAME = 'TYR912'
SEPARATE_ANIMATION = 1 $ [0/1]
$-----OPERATING_CONDITIONS
[OPERATING_CONDITIONS]
inflation_pressure = 2.0 $ [bar]
tread_depth = 8.0 $ [m]
model_level = 7 $ [-]
$-----PARAMETER
[FTIRE_DATA]
inflation_pressure = 2.0 $ [bar]
rolling_circumference = 1975 $ [mm]
rim_diameter = 375.6 $ [mm]=[25.04 * 15 inch]
tread_width = 160 $ [mm]
tire_mass = 9000 $ [g]
stat_wheel_load_at_10_mm_defl = 1690 $ [N]
stat_wheel_load_at_20_mm_defl = 3600 $ [N]
dynamic_stiffening = 20 $ [%]
speed_at_half_dyn_stiffening = 5.55 $ [mm/ms]=[m/s]
belt_extension_at_200_kmh = 1.0 $ [%]
interior_volume = 0.03e9 $ [mm^3]
volume_gradient = 1.0 $ [%/mm]
$
f1 = 62.1 $ in-plane rotat. [Hz]
f2 = 81.4 $ in-plane transl. [Hz]
f4 = 80.0 $ out-of-plane rotat. [Hz]
D1 = 0.05 $ in-plane rotat. [-]
D2 = 0.08 $ in-plane transl. [-]
D4 = 0.05 $ out-of-plane rotat. [-]
$
belt_in_plane_bend_stiffn = 2.0e6 $ [N*mm^2]=[10^6*N*m^2]
belt_out_of_plane_bend_stiffn = 200.0e6 $ [N*mm^2]=[10^6*N*m^2]
$
belt_twist_stiffn = 1.0e6 $ [Nmm^2/deg]
belt_torsion_stiffn = 100 $ [N/deg]
belt_torsion_lat_displ_coupl = 0.8 $ [rad/mm]
lat_belt_curvature_radius = 10000 $ [mm]
$
tread_depth = 8.0 $ [mm]
protector_height_wo_tread = 3.0 $ [mm]
stiffness_tread_rubber = 64 $ [Shore A]
tread_positive = 65 $ [%]
damping_tread_rubber = 0.025 $ [ms]
$
rim_inertia = 0.25e9 $ [g*mm^2]=[10^9*kg*m^2]
$
my_adhesion_at_0_bar = 0.8 $ [-]
my_sliding_at_0_bar = 0.5 $ [-]
my_blocking_at_0_bar = 0.3 $ [-]
my_adhesion_at_2_bar = 0.8 $ [-]
my_sliding_at_2_bar = 0.5 $ [-]
my_blocking_at_2_bar = 0.3 $ [-]
my_adhesion_at_10_bar = 0.8 $ [-]
my_sliding_at_10_bar = 0.5 $ [-]
my_blocking_at_10_bar = 0.3 $ [-]
$
static_balance_weight = 0.0 $ [g]
static_balance_ang_position = 0.0 $ [deg]
dynamic_balance_weight = 0.0 $ [g]
dynamic_balance_ang_position = 0.0 $ [deg]
radial_non_uniformity = 0.0 $ [%]
radial_non_unif_ang_position = 0.0 $ [deg]
tang_non_uniformity = 0.0 $ [%]
tang_non_unif_ang_position = 0.0 $ [deg]
$
number_belt_segments = 80 $
number_blocks_per_belt_seg = 20 $
number_tread_strips = 6 $
maximum_time_step = 0.5 $ [ms]
BDF_parameter = 0.55 $ 0.5.. 1.0 [-]

```

Rys. 7.10. Widok pliku opisującego własności opony FTIRE

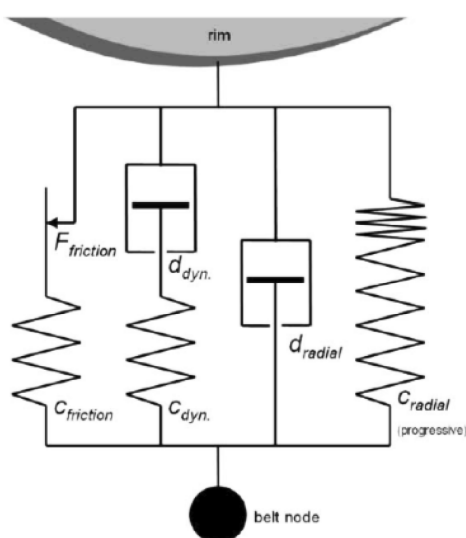
Źródło: MSC Adams/Car.

Model opony FTIRE opisano m.in. w pracach [403], [404] oraz [405]. W pracy [403] przedstawiono model opony FTIRE jako zaawansowany element połączenia siłowego między kołem pojazdu a drogą, szczególnie w programach wykorzystujących do symulacji modele wieloczołowe. W połączeniu z odpowiednim zawieszeniem model ten może, za pracą [403] służyć m.in. do:

- analizy drgań w kontakcie koła z drogą w trzech kierunkach z częstotliwością do 150 Hz;

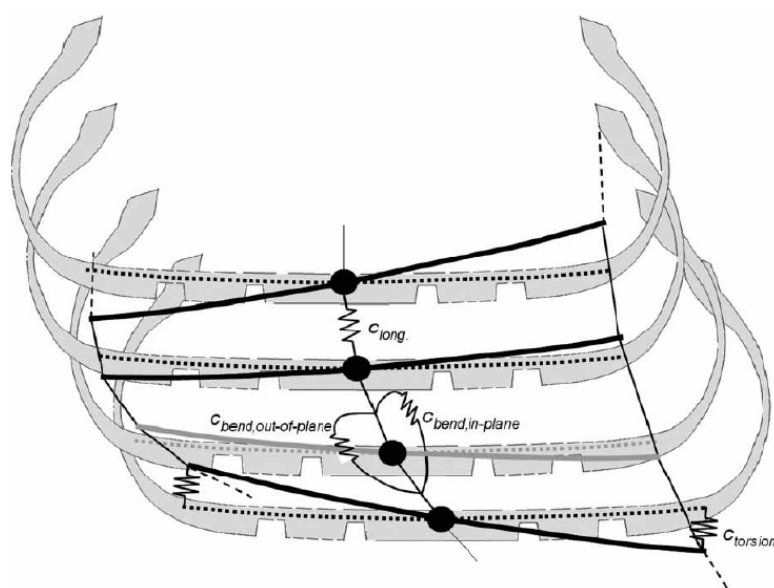
- wyznaczania dynamicznych reakcji drogi na koła pojazdu, szczególnie w przypadku najazdu na przeszkodę poprzeczną na drodze;
- analizy zjawiska spiętrzenia bądź kumulacji drgań w punkcie, w którym występuje wada produkcyjna lub uszkodzenie opony;
- analizy wpływu ruchów podłoża na zachowanie się opony;
- badania wytrzymałości opon na obciążenia pionowe, a także własności jezdnych w różnych warunkach ruchu (drogi o nawierzchni gładkiej lub nierównej);
- analizy wpływu temperatury na zużycie bieżnika opony, prognozowania zużycia bieżnika, sił działających na oponę w trudnych warunkach ruchu, a także wpływu opon na dynamiczne systemy kontroli zawieszenia.

Według pracy [403] model opony FTIRE może być przedstawiony jako układ szkieletowo-pasowo-paciorkowy o powierzchni szorstkiej, jednocześnie silnie nieliniowy, złożony z szeregu elementów skończonych. Układ wdrożono w oparciu o zestaw, jaki spotykany jest w układach drgających, czyli masa – sprężyna – tłumik, co pokazano na rys. 7.11.



Rys. 7.11. Przykład elementów siłowych pomiędzy obręczą a strukturą opony w widoku promieniowym
Źródło: [403].

W nawiązaniu do układu masa–sprężyna–tłumik model FTIRE opisano jako rozciągliwy i giętki pierścień osadzony na obręczy koła, połączony z nią za pomocą elementów o zmiennej sztywności w kierunku wzdłużnym, poprzecznym i pionowym. Liczbę stopni swobody przyjęto tak, aby możliwe były ruchy w płaszczyźnie koła, jak i poza nią (przechyły poprzeczne koła). Omawiany pierścień jest numerycznie wyrażony za pomocą zestawu, np. od 100 do 200 sztywnych pasów poprzecznych położonych na obwodzie koła, które połączono ze sobą za pomocą giętych i sprężystych połączeń (rys. 7.12). Pasy te stanowią warstwę współpracy koła z nawierzchnią.

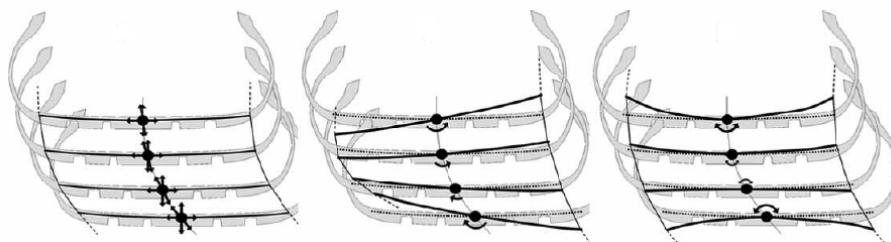


Rys. 7.12. Poprzeczne pasy połączone elementami sprężystymi w modelu FTIRE

Źródło: [403].

Każdy z pasów ma po 3 stopnie swobody w ruchu postępowym oraz jeden stopień swobody w ruchu obrotowym względem osi obwodu koła, jak pokazano na rys. 7.13. Ponadto do każdego z pasów dołączona jest określona liczba bezmasowych brył w kształcie bloków spełniająca funkcję bieżnika opony. Bryły te przenoszą nieliniowe własności opony w kwestii sztywności i tłumienia na drogę, zaś ich promieniowe odkształcenie zależy głównie od położenia pasa, do którego są dołączone oraz od profilu drogi. Natomiast odkształcenia poprzeczne i wzdłużne zależne są przede wszystkim od wartości poślizgu względnego opony po nawierzchni oraz od prędkości postępowej koła względem nawierzchni drogi.

W modelu przyjęto również założenia umożliwiające uniknięcie odkształceń pierścienia w wyniku spadku ciśnienia w oponie.

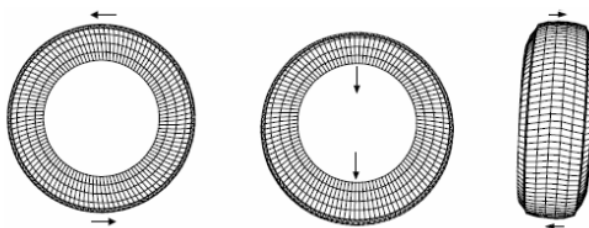


Rys. 7.13. Określenie stopni swobody pasów tworzących obwód opony

Źródło: [403].

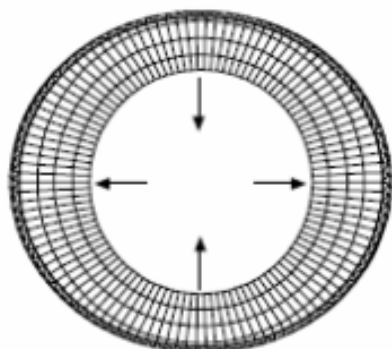
W pracy [404] dokonano analizy modelu opony FTIRE pod kątem wymagań umożliwiających użycie go w różnych środowiskach symulacyjnych. Podstawowymi wielkościami wejściowymi są:

- obwód koła w normalnych warunkach jazdy;
- średnica obręczy;
- szerokość bieżnika wchodząca w kontakt z nawierzchnią drogi w normalnych warunkach ruchu i bez poprzecznych przechyłów koła;
- całkowita masa opony;
- część masy opony poruszająca się wraz z giętkim pierścieniem obwodowym, ale bez bocznej ściany opony lub sztywność promieniowa opony przy niewielkim obciążeniu;
- wzrost całkowitej sztywności opony przy dużych prędkościach;
- procentowy wzrost obwodu opony (promienia dynamicznego) przy prędkości 200 km/h;
- częstotliwości własne oraz moduł wartości tłumienia opony przy drganiach wzdłużnych obwodowych, pionowych oraz poprzecznych przy kole pochyłonym względem płaszczyzny pionowej, prostopadłej do nawierzchni drogi (rys. 7.14);
- częstotliwości własne drgań w kierunku promieniowym działających wzdłużnie i pionowo (rys. 7.15) lub sztywność gięta pierścienia modelu opony napompowanej, ale nieobciążonej;
- częstotliwości własne drgań powstających podczas zginania opony (rys. 7.16) lub sztywność zginania opony w kierunku poprzecznym;
- wysokość profilu opony równa średniej wartości głębokości bieżnika;
- odległość między obręczą a dnem rowków bieżnika opony;
- sztywność bieżnika opony;
- procentowy udział obszaru kontaktu bieżnika opony z nawierzchnią w całości śladu współpracy opony z drogą w stanie spoczynku;
- iloraz modułu tłumienia i modułu elastyczności bieżnika opony;
- suma momentów bezwładności wszystkich obracających się elementów, poza oponą, względem osi obrotu koła;
- współczynniki maksymalnej przyczepności i poślizgu między bieżnikiem a nawierzchnią drogi dla bardzo małych i dużych wartości reakcji drogi na koła.



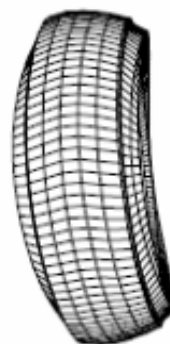
Rys. 7.14. Drgania opony w trzech kierunkach dla koła pochyłonego względem pionowej płaszczyzny prostopadłej do nawierzchni drogi

Źródło: [404].



Rys. 7.15. Promieniowe drgania opony w dwóch kierunkach

Źródło: [404].



Rys. 7.16. Zginanie opony względem płaszczyzny koła

Źródło: [403].

Nadwozie modelu przedstawione jest za pomocą pliku „TR_Body.sub”. W dalszej części rozdziału przeprowadzono analizę wyników badań stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu w różnych warunkach ruchu, przy różnym obciążeniu oraz dla różnych manewrów. Obciążenie pojazdu zrealizowano, dodając masę kierowcy i pasażera, ewentualnie bagażu, zwiększając tym samym masę całego modelu pojazdu. Za pomocą momentów statycznych wyznaczono współrzędne położenia środka masy po obciążeniu. Masowe momenty bezwładności i dewiacji dla pojazdu obciążonego wyznaczano każdorazowo w programie Adams/Car.

Poniżej rozpatrzono następujące przypadki konfiguracji obciążenia oraz wybranych parametrów modelu pojazdu wykorzystane następnie w symulacji jego ruchu (rozdział 7.2).

Przypadek 1

Za pracą [269] przyjęto, że położenie środków mas kierowcy i pasażera leży w jednej płaszczyźnie. Odległość środków mas kierowcy i pasażera od przedniej krawędzi pokazano na rys. 7.17. Następnie, odmierzając te długości od początku układu współrzędnych związanego z drogą, ale poruszającego się wraz z pojazdem (punkt „origo”), wyznaczono położenie środka masy nadwozia pojazdu obciążonego. Taka konfiguracja umożliwiła realizację wybranych manewrów dla samochodu o parametrach nadwozia sprzed zderzenia. Realizując ruch modelu pojazdu po zderzeniu i naprawie, zmieniono współrzędne położenia środka masy, przyjmując wielkości ekstremalnie duże oznaczające deformację elementów nośnych nadwozia. Dzięki temu możliwe było pośrednio zamodelowanie wpływu tych deformacji na funkcjonowanie elementów pojazdu odpowiedzialnych za kontakt z nawierzchnią i kierowność. Otrzymano w ten sposób parametry nadwozia obarczone zaburzeniami wynikłymi np. z nieprawidłowo-

wo przeprowadzonej naprawie powypadkowej, w wyniku której w procesie dalszej eksploatacji teoretycznie niezaburzone fragmenty nadwozia ulegają odkształceniu i wpływają na jakość prowadzenia pojazdu.

Na podstawie rys. 7.17 i 7.18 oraz wcześniejszych założeń obliczono współrzędne środka masy nadwozia w dwóch zestawach. Nominalne położenie środka masy względem punktu „origo” wynosiło:

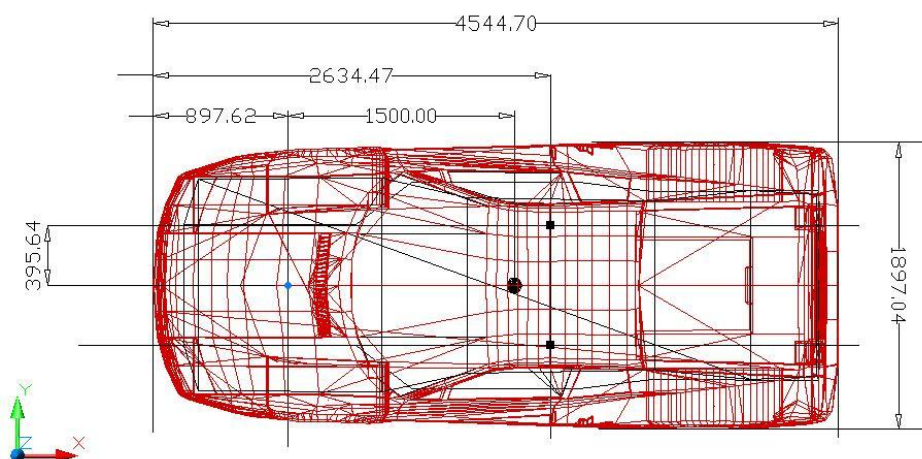
$$x_c = 1,5 \text{ m}, y_c = 0, z_c = 0,45 \text{ m}.$$

Do dalszych obliczeń przyjęto symetryczne położenie kierowcy i pasażera względem podłużnej płaszczyzny symetrii pojazdów. Położenie środka masy nadwozia obciążonego kierowcą i pasażerem wyniosło:

$$x_c = 1,528 \text{ m}, y_c = 0, z_c = 0,451 \text{ m},$$

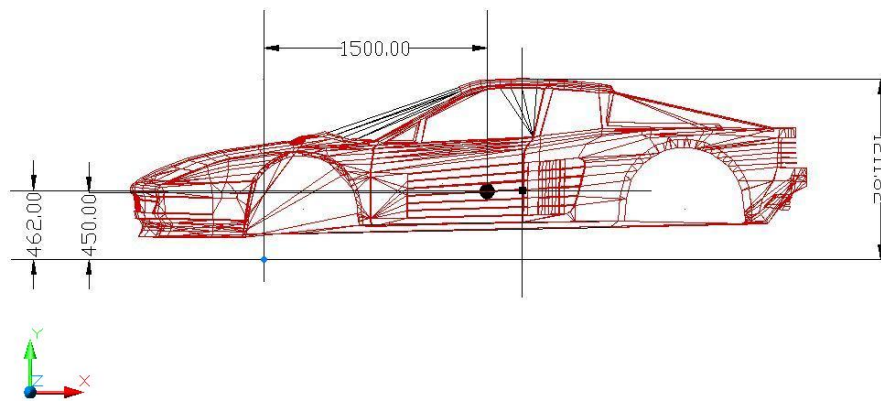
natomiast położenie środka masy nadwozia obciążonego kierowcą i pasażerem oraz zaburzonego w wyniku wypadku:

$$x_c = 1,264 \text{ m}, y_c = 0,173 \text{ m}, z_c = 0,451 \text{ m}.$$



Rys. 7.17. Rzut nadwozia samochodu z góry. Duży czarny punkt oznacza środek masy nadwozia, małe kwadratowe punkty – położenie środków mas kierowcy i pasażera. Mały niebieski punkt oznacza położenie punktu „origo”

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 7.18. Rzut nadwozia modelu samochodu z boku

Źródło: opracowanie własne.

Przypadek 2

W pracy [267] przeprowadzono analizę wpływu zaburzenia położenia środka masy modelu matematycznego samochodu na jego stateczność przy nagłym zakłóceniu ruchu prostoliniowego spowodowanym impulsowym obrotem koła kierownicy o kąt 90 stopni.

Badania oparto o symulację ruchu modelu pojazdu w środowisku MSC Adams/Car dla ekstremalnie trudnych warunków drogowych (nawierzchnia oblodzona, losowo występujące nierówności nawierzchni drogi), przy prędkości 70 km/h, dzięki czemu możliwa była analiza wpływu zarówno parametrów masowo-bezwładnościowych, jak i nawierzchni drogi na stateczność techniczną stochastyczną modelu samochodu. W procesach symulacyjnych wykorzystano model matematyczny samochodu, którego elementy tłumiące zawieszenia mają nieliniowe charakterystyki.

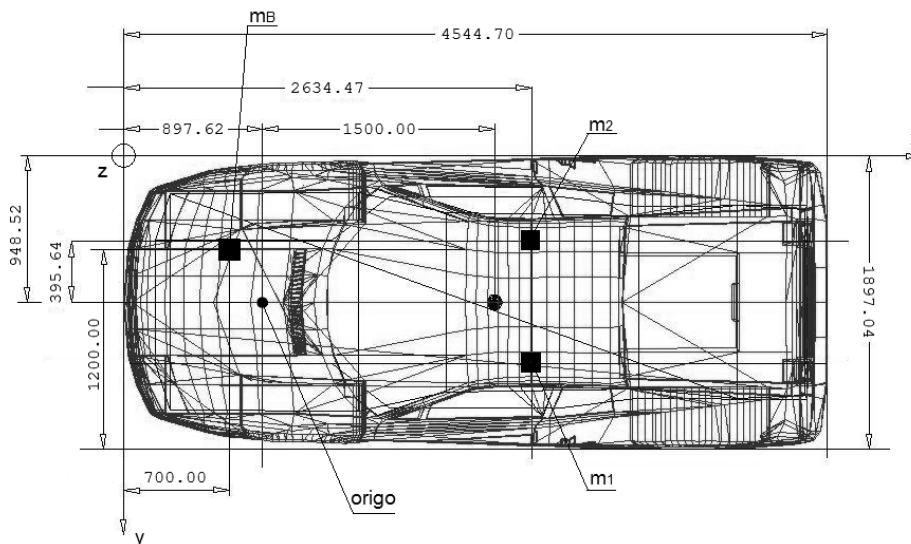
Do badania stateczności w ekstremalnych warunkach ruchu przyjęto zaburzenie położenia środka masy nadwozia wynikające z nierównomiernego obciążenia. Dodając masę kierowcy i pasażera oraz bagażu zwiększono masę całego modelu pojazdu. Odległość środków mas obciążających nadwozie od przedniej jego krawędzi pokazano na rys. 7.19 i 7.20.

Przyjęto następującą konfigurację obciążenia nadwozia:

- masa kierowcy $m_1 = 75 \text{ kg}$, masa pasażera $m_2 = 105 \text{ kg}$, masa bagażu $m_B = 50 \text{ kg}$;
- masa całkowita nadwozia $m_N = 1225 \text{ kg}$;
- współrzędne środka masy względem punktu „origo”:
 $x_c = 1,481 \text{ m}$, $y_c = 0,081 \text{ m}$, $z_c = 0,454 \text{ m}$;
- wartości momentów bezwładności dla nadwozia zaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_{xx} = 461 \text{ kg} \times \text{m}^2$, $I_{yy} = 3441 \text{ kg} \times \text{m}^2$, $I_{zz} = 3297 \text{ kg} \times \text{m}^2$;

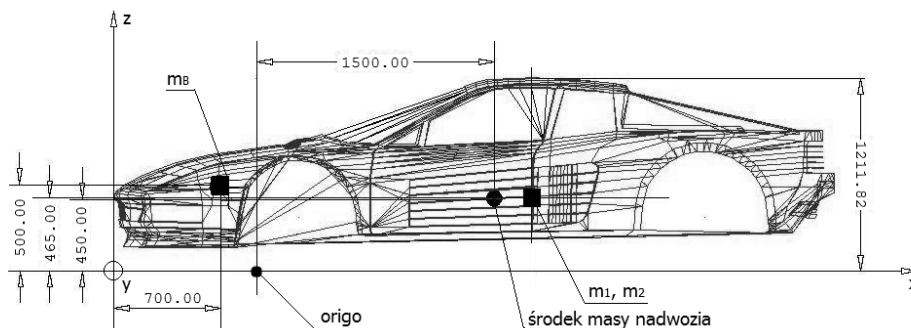
- wartości momentów dewiacji dla nadwozia zaburzonego względem osi przechodzących przez punkt „origo”:

$$I_{xy} = 148 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{zx} = 824 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{yz} = 455 \text{ kg} \times \text{m}^2.$$



Rys. 7.19. Rzut nadwozia modelu samochodu sportowego z góry

Źródło: [267].



Rys. 7.20. Rzut nadwozia modelu samochodu sportowego z boku

Źródło: [267].

Przypadek 3

W pracy [268] przeprowadzono analizę wpływu warunków drogowych na stateczność techniczną stochastyczną modelu matematycznego samochodu przy dodatkowym, nierównomiernym obciążeniu nadwozia oraz dla konieczności zmiany pasa ruchu spowodowanej np. omijaniem przeszkody bądź wyprzedza-

niem. Badania oparto o symulację ruchu modelu pojazdu przy prędkości 100 km/h, rozważając dwa przypadki: ruch pojazdu po nawierzchni gładkiej i oblodzonej oraz nierównej i oblodzonej.

Przyjęto następujące założenia dla obciążenia modelu pojazdu:

- masę nadwozia równą 995 kg zwiększono o masę bagażu ($m_B = 60$ kg), kierowcy ($m_1 = 75$ kg) oraz pasażera ($m_2 = 110$ kg). Położenie środków mas obciążających pokazano na rys. 7.19 i 7.20.

Przy założeniu, że bryłę nadwozia można przedstawić jako zbiór prostopadłościów reprezentujących określone jego fragmenty, za pomocą momentów statycznych wyznaczono współrzędne położenia środka masy po obciążeniu nadwozia. Również w tym przypadku przyjęto, że położenie środków mas kierowcy i pasażera leży w jednej płaszczyźnie.

W wyniku powyższych założeń otrzymano następujące rezultaty:

- położenie środka masy nadwozia obciążonego kierowcą i pasażerem oraz bagażem względem punktu „origo”

$$x_c = 1,472 \text{ m}, y_c = 0,085 \text{ m}, z_c = 0,454 \text{ m}.$$

- masa nadwozia z obciążeniem dwoma pasażerami i bagażem $m_o = 1240$ kg;
- masa pojazdu z obciążeniem dwoma pasażerami i bagażem $m_{po} = 1773$ kg;

- nominalne współrzędne środka masy względem przedniego lewego narożnika pojazdu: $x_c = 2,2$ m, $y_c = 0,948$ m, $z_c = 0,45$ m;

- współrzędne środka masy względem przedniego lewego narożnika pojazdu: $x_c = 2,172$ m, $y_c = 1,033$ m, $z_c = 0,454$ m;

- nominalne wartości momentów bezwładności i dewiacji względem środka masy pojazdu nieobciążonego:

$$I_x = 299 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_y = 1260 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_z = 1437 \text{ kg} \times \text{m}^2,$$

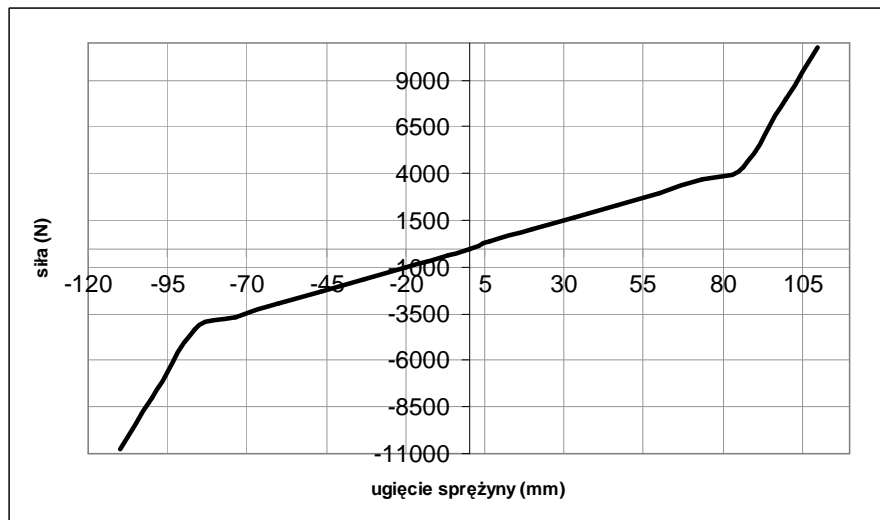
$$I_{xy} = 1,34 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{xz} = -0,785 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{yz} = -0,33 \text{ kg} \times \text{m}^2;$$

- wartości momentów bezwładności i dewiacji względem środka masy pojazdu obciążonego:

$$I_x = 303 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_y = 1281 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_z = 1463 \text{ kg} \times \text{m}^2,$$

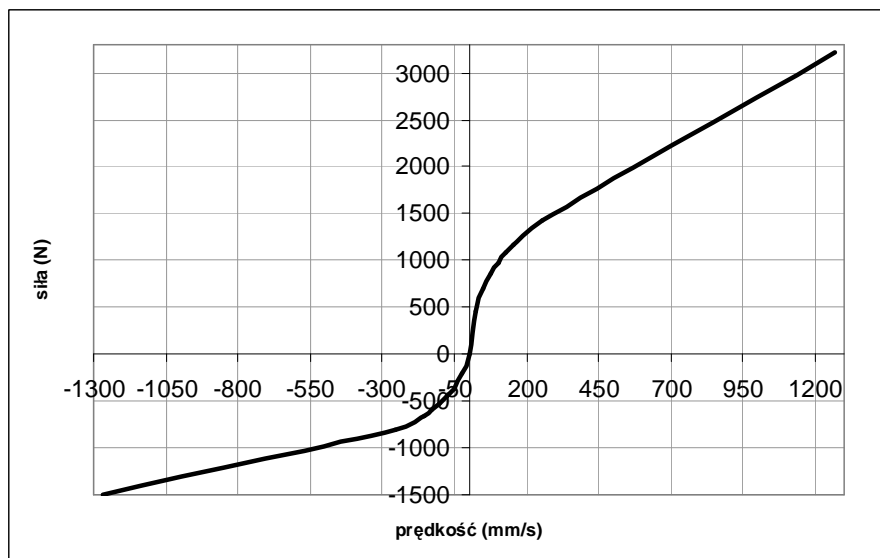
$$I_{xy} = -32,4 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{xz} = -3,16 \text{ kg} \times \text{m}^2, I_{yz} = 2,24 \text{ kg} \times \text{m}^2.$$

Wykorzystany w tym przypadku model został zmodyfikowany w kwestii charakterystyk zawieszenia, ponieważ uwzględniono w nim elementy sprężysto-tłumiące o nieliniowych charakterystykach. Na rys. 7.21 pokazano zależność siły od ugięcia sprężyny, zaś na rys. 7.22 – zależność siły tłumienia od prędkości działania amortyzatora w kolumnie MacPhersona.



Rys. 7.21. Siła w funkcji ugięcia sprężyny w zawieszeniu modelu pojazdu

Źródło: MSC Adams/Car.



Rys. 7.22. Siła w funkcji prędkości w amortyzatorze zawieszenia modelu pojazdu

Źródło: MSC Adams/Car.

7.1. Badanie stateczności technicznej stochastycznej dla wybranych manewrów

W niniejszym podrozdziale pokazano pewien sposób podejścia do przeprowadzenia badania stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu w oparciu o otrzymane w wyniku symulacji trajektorie. W dalszej części pokazano rezultaty otrzymane dla każdego z trzech omawianych wcześniej przypadków.

Ze względu na losowy charakter nierówności we wszystkich omawianych przypadkach badania stateczności technicznej stochastycznej posłużono się modelem opony FTIRE, o którym mowa w rozdziale 7.

Przypadek 1

W pracy [269] symulacja przeprowadzona została dla dwóch konfiguracji: samochód obciążony kierowcą i pasażerem bez zaburzenia oraz samochód obciążony kierowcą i pasażerem z uwzględnieniem zaburzenia nadwozia, dodatkowo w ekstremalnie różnych warunkach ruchu (nawierzchnia sucha, mokra i oblodzona).

Wykorzystano niestandardowy manewr podwójnej zmiany pasa ruchu (inny niż prezentowany w normie ISO dotyczącej tzw. kierowności pojazdu) odzwierciedlający omijanie długiej przeszkody. Symulację przeprowadzono w środowisku MSC Adams 2005r2 z użyciem komponentu Adams/Car przy następujących warunkach:

- pojazd obciążono dodatkową masą reprezentującą kierowcę oraz pasażera (rys. 7.17, 7.18);
- przy użyciu momentów statycznych obliczono współrzędne położenia środka masy w nadwoziu. Symulację ruchu tak przygotowanego modelu pojazdu przeprowadzono przy prędkości 100 km/h na suchej, mokrej i oblodzonej nawierzchni, gdzie w każdym przypadku występowały losowo nierówności;
- do współrzędnych pojazdu obciążonego kierowcą i pasażerem dodano zaburzenie wynikające ze zderzenia i nieprawidłowo wykonanej naprawy powypadkowej, bez odpowiedniej kontroli wymiarów nadwozia. Ponieważ nie znaleziono literatury opisującej typowe zaburzenia środka masy w pojazdach powypadkowych poddanych naprawie, przyjęto ekstremalnie duże wielkości zaburzeń w celu odzwierciedlenia ich ewentualnego wpływu na układy samochodu odpowiedzialne za łatwość jego prowadzenia;
- w ramach manewru podwójnej zmiany pasa ruchu model przebył drogę o długości 700 m.

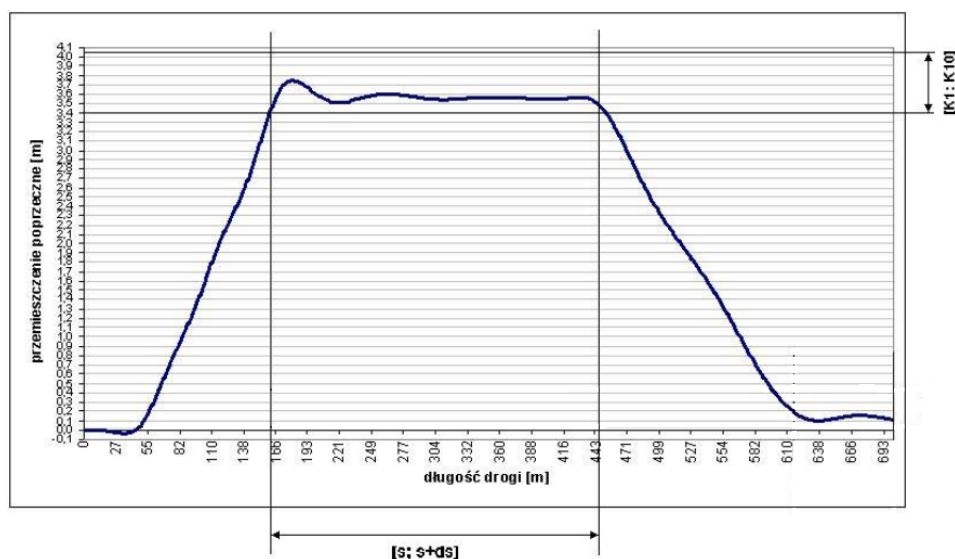
Dla każdego z opisanych warunków uzyskano po dwie trajektorie – dla pojazdu z dodatkowo zaburzonym wskutek zderzenia położeniem środka masy (kolor czerwony) oraz dla pojazdu bez zaburzenia wynikłego ze zderzenia (kolor niebieski).

Przygotowanie wybranego fragmentu trajektorii do badania stateczności odbyło się w następujący sposób. Przyjęto, że zbiór Ω (zbiór dopuszczalnych rozwiązań zgodnie z definicją z rozdziału 5.6) w przestrzeni stanów E jest to zbiór zawierający część trajektorii związaną z przedziałem $[s; s+ds]$. Podzielono go na 10 klas $[K1; K10]$, co 0,065 m (rys. 7.25) w zakresie od 160 do 450 m drogi, gdzie model samochodu wjeżdża na sąsiedni pas, omijając przeszkodę, zaś jego ruch podlega największym zaburzeniom (dążenie do prostoliniowości w celu ominięcia przeszkody na całej jej długości). Na osi przemieszczenia poprzecznego zaznaczono klasy należące do zbioru Ω .

W podrozdziale 7.2 w oparciu o pracę [269] pokazano częstości zdarzeń, które liczono dla obszaru omijania przeszkody $[s; s+ds]$ – przedział $[160 \text{ m}; 450 \text{ m}]$ dla kroku drogi co 10 m.

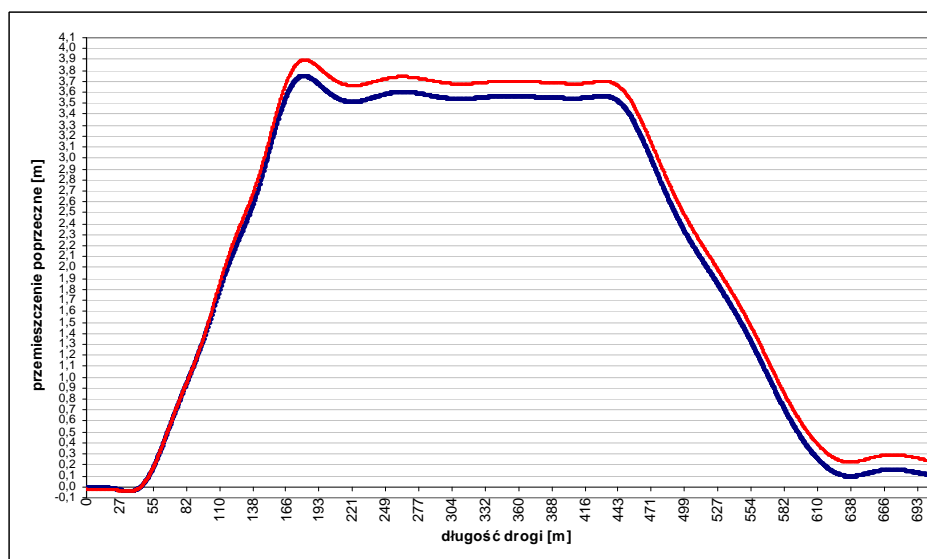
Przedział $[s; s+ds]$ podzielono na podprzedziały z krokiem drogi $\Delta s = 10 \text{ m}$, otrzymując 30 podprzedziałów.

Na rys. 7.24, 7.26 oraz 7.28 przedstawiono zależność przemieszczenia poprzecznego od drogi dla modelu samochodu z zaburzonym położeniem środka masy oraz z położeniem pierwotnym. Na rys. 7.25, 7.27 oraz 7.29 pokazano fragmenty trajektorii, w których badano niestateczność ruchu modelu matematycznego samochodu dla przedziału $[s; s+ds]$.



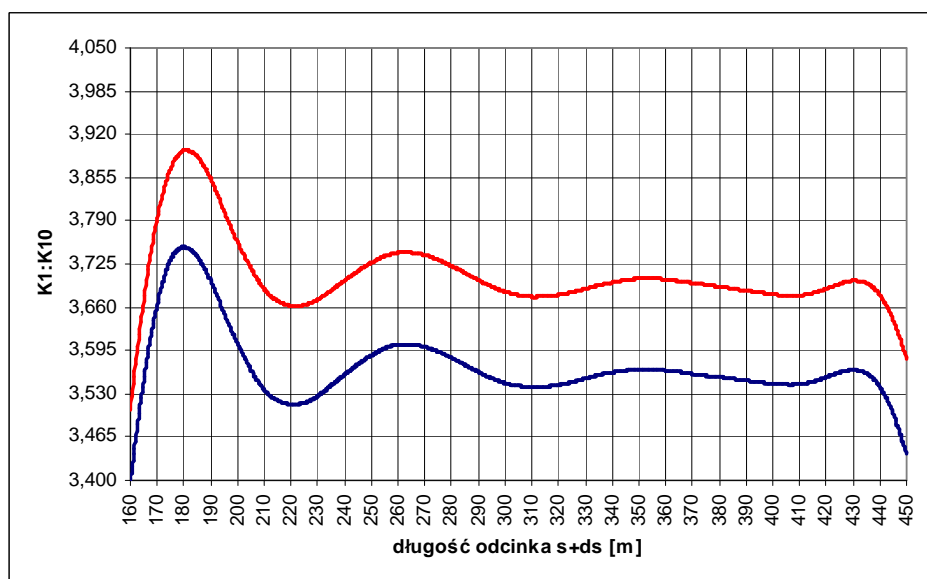
Rys. 7.23. Zbiór Ω przestrzeni stanów E zawierający część trajektorii dla przedziału $[s; s+ds]$

Źródło: opracowanie własne.



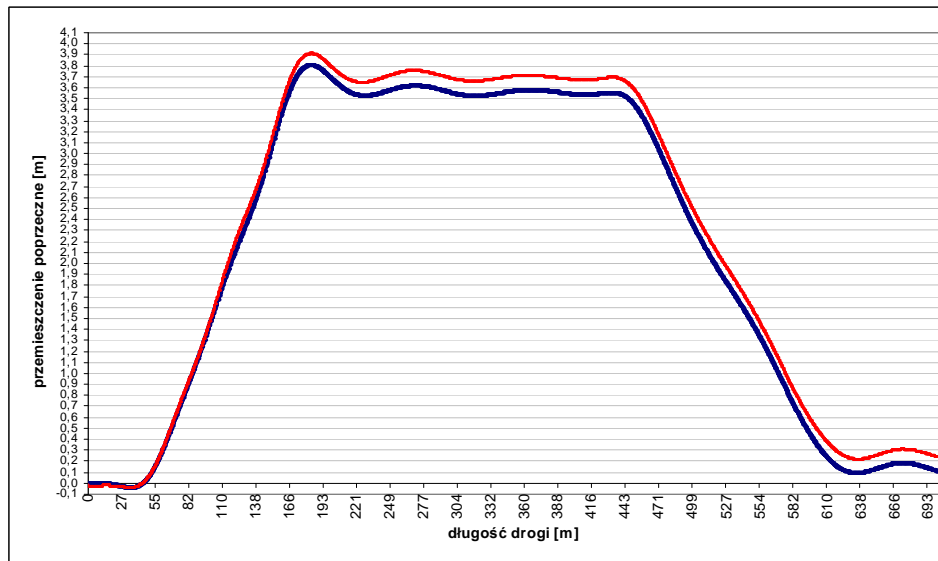
Rys. 7.24. Przemieszczenie poprzeczne modelu samochodu w funkcji drogi dla nadwozia niezaburzonego (krzywa niebieska) i zaburzonego (krzywa czerwona), obciążonego kierowcą i pasażerem, nawierzchnia sucha

Źródło: [269].



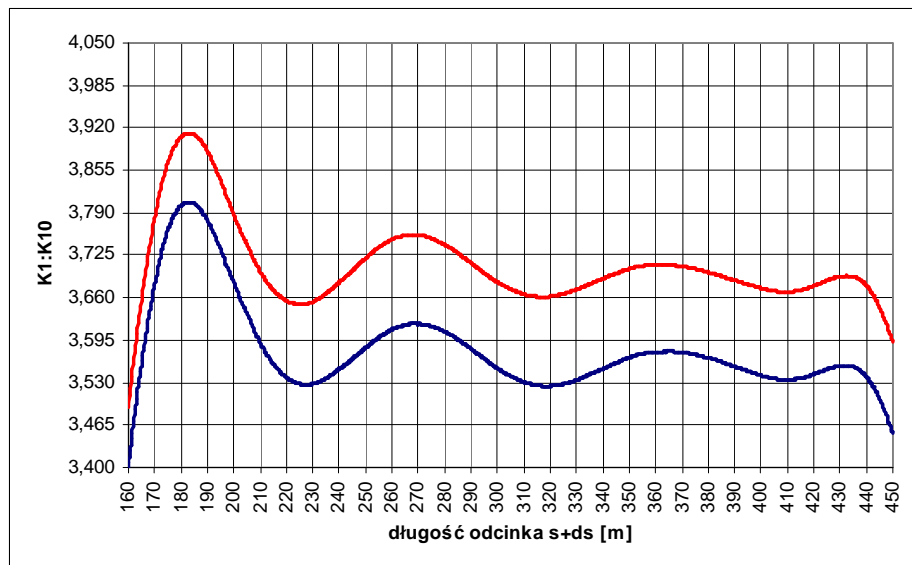
Rys. 7.25. Fragment [s;s+ds] obu trajektorii z rys. 7.20 z podziałem na klasy [K1; K10]

Źródło: [269].



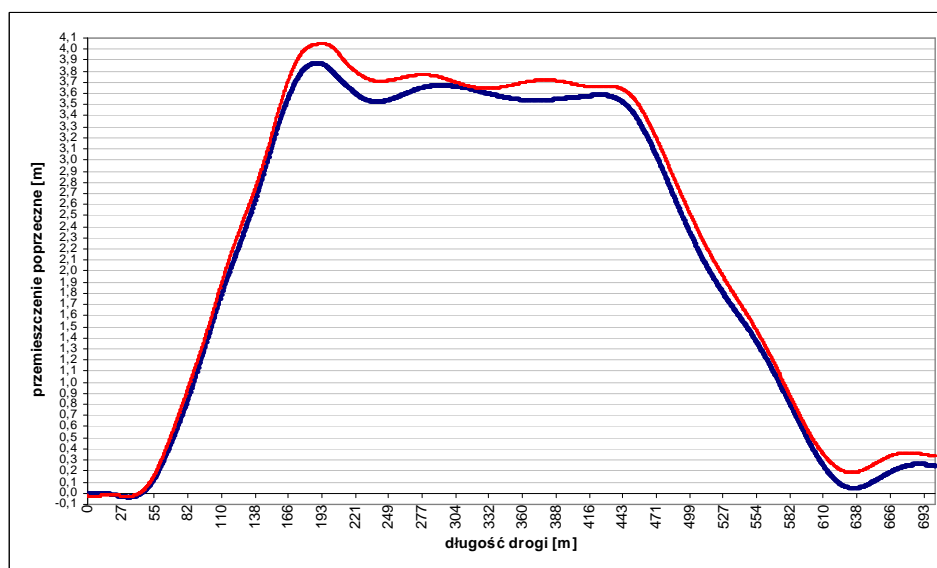
Rys. 7.26. Przemieszczenie poprzeczne modelu samochodu w funkcji drogi dla nadwozia niezaburzonego (krzywa niebieska) i zaburzonego (krzywa czerwona), obciążonego kierowcą i pasażerem, nawierzchnia mokra

Źródło: [269].



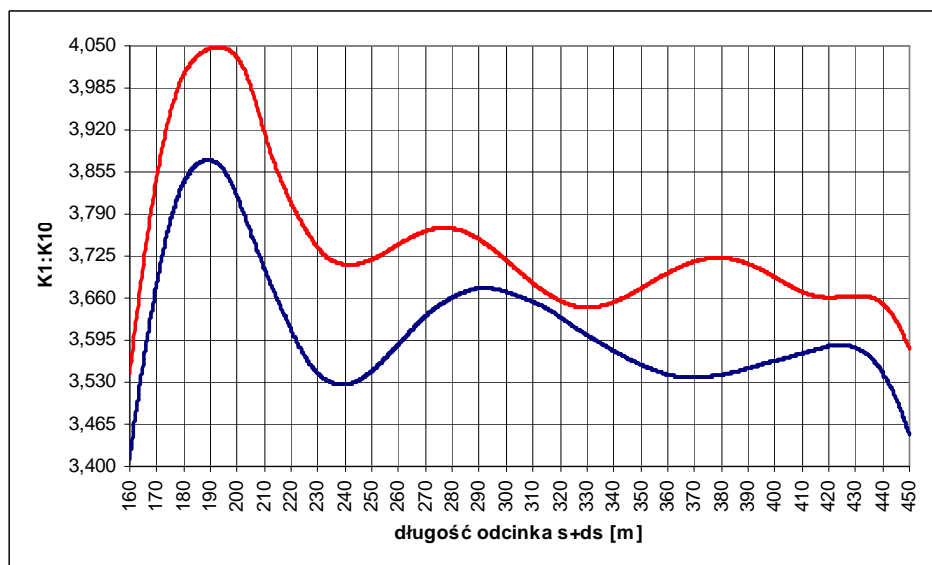
Rys. 7.27. Fragment [s;s+ds] obu trajektorii z rys. 7.22 z podziałem na klasy [K1; K10]

Źródło: [269].



Rys. 7.28. Przemieszczenie poprzeczne modelu samochodu w funkcji drogi dla nadwozia niezaburzonego (krzywa niebieska) i zaburzonego (krzywa czerwona), obciążonego kierowcą i pasażerem, nawierzchnia oblodzona

Źródło: [269].



Rys. 7.29. Fragment [s;s+ds] obu trajektorii z rys. 7.24 z podziałem na klasy [K1; K10]

Źródło: [269].

Przypadek 2

Badanie stateczności technicznej stochastycznej w pracy [267] przeprowadzono dla drogi płaskiej oraz dla drogi z losowo występującymi nierównościami nawierzchni, w obu przypadkach oblodzonej.

W celu przeprowadzenia symulacji przyjęto następujące założenia:

- model pojazdu traktowany jest jako ciało quasi-sztywne, zaś nadwozie jest reprezentowane przez zbiór elementów prostopadłościennych;
- realizując ruch pojazdu, przyjęto układy współrzędnych jak w rozdziale 7;
- zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych uzyskano jedynie poprzez nierównomierne obciążenie pojazdu przedstawione powyżej. Parametry nadwozia pojazdu nieobciążonego omówiono w rozdziale 7 przy omawianiu modelu samochodu sportowego wykorzystanego w badaniu stateczności;
- zakłócenie ruchu przy prędkości 70 km/h zrealizowano poprzez wykorzystanie manewru tzw. „impulse steer”, czyli odpowiedzi układu na pojedynczy, nagły obrót kołem kierownicy o 90° w kierunku przeciwnym do ruchu wskazówek zegara.

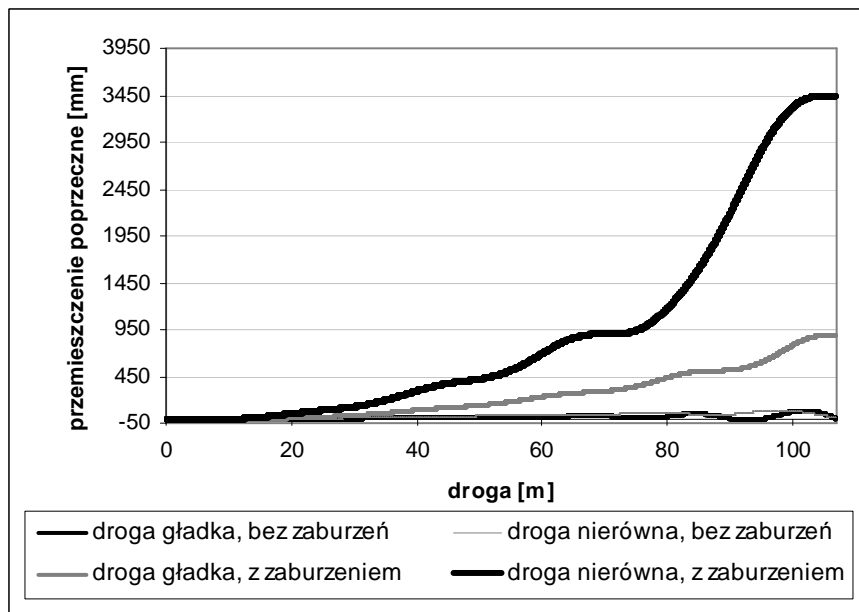
Symulacja przeprowadzona została dla dwóch konfiguracji: samochód nieobciążony oraz obciążony kierowcą, pasażerem i bagażem, poruszający się na oblodzonej płaskiej nawierzchni drogi oraz na oblodzonej nawierzchni z losowo występującymi nierównościami, na odcinku drogi o długości 107 m.

Uzyskano po dwie trajektorie dla każdego z opisywanych warunków ruchu. Na rys. 7.30 pokazano wszystkie cztery trajektorie jako zależność poprzecznego przemieszczenia pojazdu w funkcji przebytej drogi. Zaznaczono na nim również zbiór dopuszczalnych rozwiązań Ω , który zawiera część trajektorii związaną jak w przypadku 1 z przedziałem $[s; s+ds]$ dla odcinka drogi od 20 do 100 m, dla którego badano niestateczność. Omawiany odcinek drogi został podzielony na 40 podprzedziałów, każdy równy 2 m.

Na rys. 7.31 pokazano wybrany fragment trajektorii dla ruchu pojazdu z niezaburzonym położeniem środka masy. Dla podanego wycinka drogi na osi przemieszczenia poprzecznego skalę podzielono na 20 klas $[K1; K20]$, co 5,5 mm. Zakres ten przypada na część trajektorii, w której model samochodu, po wprowadzeniu impulsowego zakłócenia (obróć kołem kierownicy) usiłuje powrócić do ruchu prostoliniowego.

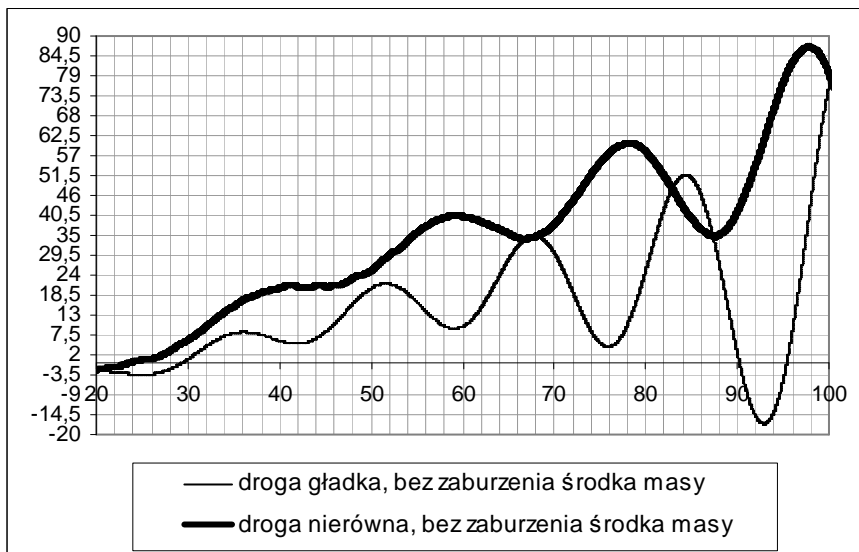
Na rys. 7.32 zaprezentowano wycinek trajektorii dla ruchu modelu z zaburzonym, wskutek nierównomiernego obciążenia, położeniem środka masy. Zakres przemieszczenia poprzecznego dla tego fragmentu również podzielono na 20 klas $[K1; K20]$, co 170 mm z racji odpowiedzi o większej amplitudzie niż w przypadku ruchu pojazdu z niezaburzonym położeniem środka masy.

W podrozdziale 7.3 zbadano częstości przebywania rozwiązania w każdej klasie.



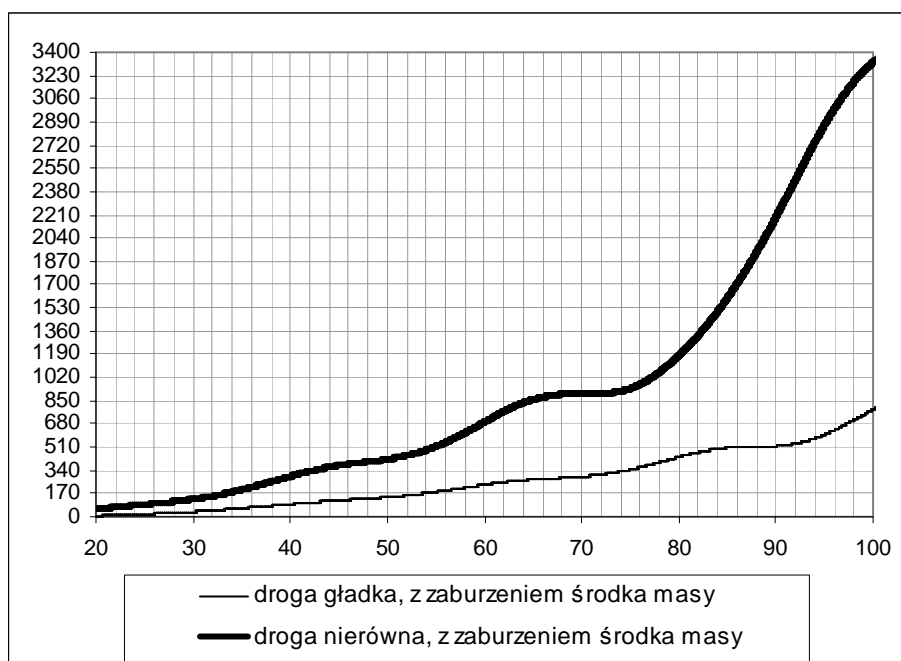
Rys. 7.30. Zbiór Ω przestrzeni stanów zawierający część trajektorii dla przedziału $[s; s+ds]$

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 7.31. Fragment obu trajektorii z rys. 5 dla drogi gładkiej z podziałem na klasy $[K1; K20]$

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 7.32. Fragment obu trajektorii z rys. 5 dla drogi nierównej z podziałem na klasy [K1;K20]

Źródło: opracowanie własne.

Przypadek 3

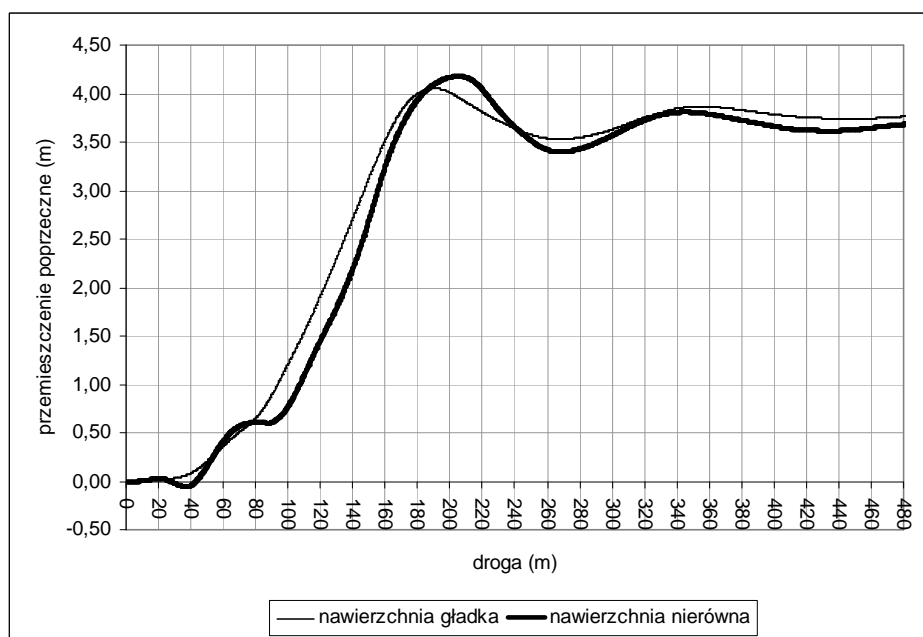
Dla modelu samochodu skonfigurowanego jak w pracy [268] przeprowadzono symulację na gładkiej nawierzchni oblodzonej ($\mu = 0,3$) lub na nawierzchni o losowo występujących nierównościach drogi, również oblodzonej.

Symulację tę przeprowadzono dla następujących zestawów konfiguracji pojazdu i drogi:

- pojazd obciążony kierowcą, pasażerem oraz bagażem, zgodnie z założeniami z rozdziału 7, na drodze o nawierzchni gładkiej i oblodzonej;
- pojazd obciążony kierowcą, pasażerem oraz bagażem na drodze o nawierzchni oblodzonej przy losowo występujących nierównościach.

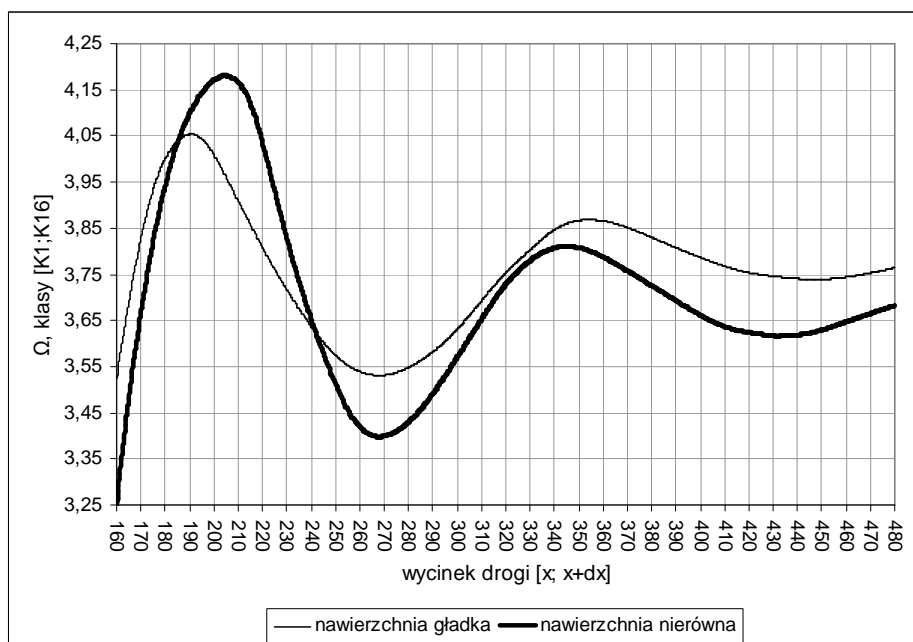
Manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu odbywał się na odcinku drogi o długości 480 m przy stałej prędkości równej 100 km/h na V biegu. W wyniku symulacji uzyskano dwie trajektorie dla każdego z opisywanych warunków ruchu – dla pojazdu poruszającego się po drodze o gładkiej nawierzchni – krzywa oznaczona cienką linią oraz dla pojazdu poruszającego się po drodze o nawierzchni nierównej – krzywa pogrubiona (rys. 7.33).

Do dalszych analiz wykorzystano fragment trajektorii dla przedziału drogi od 160 do 480 metrów. Przedział ten oznaczono jako $[x;x+dx]$, co zaprezentowano na rys. 7.34, dzieląc go na 32 podprzedziały z krokiem drogi $\Delta x = 10$ m.



Rys. 7.33. Przemieszczenie poprzeczne w funkcji drogi dla manewru pojedynczej zmiany pasa ruchu

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 7.34. Oznaczenie klas obszaru rozwiązań Ω dla wycinka drogi [x; x+dx]

Źródło: opracowanie własne.

Za zbiór Ω przyjęto dla części trajektorii związanej z przedziałem $[x; x+dx]$. Zbiór ten oznacza szerokość drogi, na której odbywał się ruch dla wybranego fragmentu manewru, a którą podzielono na 10 klas $[K1; K10]$, co 0,1 m (rys. 7.34). Klasy te obejmują część trajektorii, w której model samochodu wjeżdża na sąsiedni pas ruchu i następuje dążenie do ustabilizowania jazdy.

Ruch pojazdu podlegał w tym przedziale największym zaburzeniom, ponieważ zachodziło dążenie do prostoliniowości w celu pozostania na zajęтым pasie. Na osi przemieszczenia poprzecznego (rys. 7.34) siatką oznaczono zarówno podprzedziały przedziału $[x; x+dx]$ (linie poziome), jak i klasy należące do zbioru Ω (linie pionowe).

7.2. Wyniki badań stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu

Przypadek 1

Dla przypadku 1 wyznaczono częstości zdarzeń przebywania rozwiązania w określonej klasie zbioru Ω , które wyznaczono w następujący sposób. W każdym kolejnym kroku przedziału zbadano częstości występowania rozwiązania w każdej klasie, przy czym za pracę [158], zastępując czas drogą jako dziedziną rozważanego układu, otrzymano wzór:

$$W(K_j) = \frac{T_{K_j}}{T} = \frac{T_{K_j} \cdot V}{T \cdot V} = \frac{S_{K_j}}{S} = \frac{N_{K_j} \cdot \Delta s}{N \cdot \Delta s} = \frac{N_{K_j}}{N} \quad (7.6)$$

gdzie:

- T_{K_j} – czas przebywania modelu w danej klasie;
- T – całkowity czas pokonania fragmentu drogi dla przedziału $[s; s+ds]$;
- S_{K_j} – długość drogi w omawianych przedziałach, dla której model przebywał w danej klasie;
- S – całkowita długość drogi omawianych przedziałów;
- N_{K_j} – liczba podprzedziałów, dla których rozwiązanie przebywa w danej klasie;
- N – liczba wszystkich podprzedziałów.

Otrzymane wartości częstości zdarzeń przedstawiono w tab. 7.1–7.6. Przez D_n, D_x w tabelach tych oznaczono odpowiednio statystykę Kołmogorowa-Smirnowa odpowiednio dla rozkładu normalnego (Gaussa) i Rayleigha. Przeprowadzono test Kołmogorowa-Smirnowa (test λ) w celu zweryfikowaniu hipotezy H_0 o niezgodności rozkładów krzywej schodkowej i ciągłej na poziomie istotności $\alpha = 0,05$. Wartość krytyczną obu statystyk otrzymano na podstawie tablic statystycznych dla częstości występowania rozwiązania w danej klasie.

Dystrybucję ciągłą dla rozkładów normalnego i Rayleigha również wyznaczono na podstawie tablic statystycznych. H.O. oznacza hipotezę odrzuconą, zaś H.P. – przyjętą.

Celem obliczeń w pracy [269] było porównanie empirycznego rozkładu częstości przebywania rozwiązania w danej klasie (dystrybuanta skokowa) z rozkładem ciągłym opisywanym zależnościami analitycznymi (dystrybuanta ciągła) oraz zweryfikowanie hipotezy o niezgodności rozkładów.

Tabela 7.1. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów dla krzywej schodkowej i dystrybuanty ciągłej, model pojazdu bez zaburzeń środka masy, nawierzchnia drogi sucha ($\mu = 0,8$), rozkład normalny i Rayleigha

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	$W(Kj)$	wartość krytyczna	$F(Kj)$	$F(u)$	D_n	test lambda ($\alpha = 0,05$)	$F(x)$	D_x	test lambda ($\alpha = 0,05$)
1	2	0,066667	0,841890	0,066667	0,000000	0,066667	H.O.	0,018075	0,048592	H.O.
2	2	0,066667	0,841890	0,133333	0,000000	0,133333	H.O.	0,070371	0,062962	H.O.
3	20	0,666667	0,294408	0,8	0,000000	0,800000	H.P.	0,927689	0,127689	H.O.
4	3	0,1	0,707600	0,9	0,587064	0,312936	H.O.	0,96401	0,064010	H.O.
5	2	0,066667	0,841890	0,966667	0,687933	0,278733	H.O.	0,978405	0,011738	H.O.
6	1	0,033333	0,975000	1	0,748571	0,251429	H.O.	0,983499	0,016501	H.O.
7	0	0	-	1	0,776373	0,223627	-	0,983499	0,016501	-
8	0	0	-	1	0,776373	0,223627	-	0,983499	0,016501	-
9	0	0	-	1	0,776373	0,223627	-	0,983499	0,016501	-
10	0	0	-	1	0,776373	0,223627	-	0,983499	0,016501	-

Źródło: [269].

Tabela 7.2. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów dla krzywej schodkowej i dystrybuanty ciągłej, model pojazdu z zaburzeniem środka masy, nawierzchnia drogi sucha ($\mu = 0,8$), rozkład normalny i Rayleigha

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	W(Kj)	wartość krytyczna	F(Kj)	F(u)	D_n	test lamb- da ($\alpha = 0,05$)	F(x)	D_x	test lamb- da ($\alpha = 0,05$)
1	0	0	-	0	0,000000	0	-	0	0	-
2	1	0,033333	0,975000	0,033333	0,000000	0,033333	H.O.	0,002804	0,030529	H.O.
3	1	0,033333	0,975000	0,066667	0,000000	0,066667	H.O.	0,011171	0,055496	H.O.
4	0	0	-	0,066667	0,633072	0,566405	-	0,011171	0,055496	-
5	21	0,7	0,287240	0,766667	0,698486	0,068180	H.O.	0,773638	0,006972	H.O.
6	4	0,133333	0,623940	0,9	0,698486	0,201514	H.O.	0,870916	0,029084	H.O.
7	2	0,066667	0,841890	0,966667	0,758036	0,208630	H.O.	0,905752	0,060914	H.O.
8	1	0,033333	0,975000	1	0,758036	0,241964	H.O.	0,920143	0,079857	H.O.
9	0	0	-	1	0,758036	0,241964	-	0,920143	0,079857	-
10	0	0	-	1	0,758036	0,241964	-	0,920143	0,079857	-

Źródło: [269].

Tabela 7.3. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów dla krzywej schodkowej i dystrybuanty ciągłej, model pojazdu bez zaburzeń środka masy, nawierzchnia drogi mokra ($\mu = 0,5$), rozkład normalny i Rayleigha

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	$W(Kj)$	wartość krytyczna	$F(Kj)$	$F(u)$	D_n	test lambda ($\alpha = 0,05$)	$F(x)$	D_x	test lambda ($\alpha = 0,05$)
1	2	0,066667	0,841890	0,066667	0	0,066667	H.O.	0,018556	0,048111	H.O.
2	2	0,066667	0,841890	0,133333	0	0,133333	H.O.	0,072192	0,061142	H.O.
3	19	0,633333	0,301430	0,766667	0	0,766667	H.P.	0,916049	0,149382	H.O.
4	3	0,1	0,707600	0,866667	0,579260	0,287406	H.O.	0,957827	0,091161	H.O.
5	2	0,066667	0,841890	0,933333	0,680822	0,252511	H.O.	0,974569	0,041236	H.O.
6	1	0,033333	0,975000	0,966667	0,742154	0,224512	H.O.	0,980527	0,013861	H.O.
7	1	0,033333	0,975000	1	0,742154	0,257846	H.O.	0,985229	0,014771	H.O.
8	0	0	-	1	0,773373	0,226627	-	0,985229	0,014771	-
9	0	0	-	1	0,796731	0,203269	-	0,985229	0,014771	-
10	0	0	-	1	0,796731	0,203269	-	0,985229	0,014771	-

Źródło: [269].

Tabela 7.4. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów dla krzywej schodkowej i dystrybuanta ciągłej, model pojazdu z zaburzeniem środka masy, nawierzchnia drogi mokra ($\mu = 0,5$), rozkład normalny i Rayleigha

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	$W(Kj)$	wartość krytyczna	$F(Kj)$	$F(u)$	D_n	test lambda ($\alpha = 0,05$)	$F(x)$	D_x	test lambda ($\alpha = 0,05$)
1	0	0	-	0	0	0	-	0	0	-
2	1	0,033333	0,975000	0,033333	0	0,033333	H.O.	0,0029359	0,0303971	H.O.
3	1	0,033333	0,975000	0,066666	0,507978	0,441312	H.O.	0,0116921	0,0549739	H.O.
4	2	0,066667	0,841890	0,133333	0,579260	0,445927	H.O.	0,0459554	0,0873776	H.O.
5	19	0,633333	0,301430	0,766666	0,715661	0,051005	H.O.	0,7889003	0,0222343	H.O.
6	4	0,133333	0,623940	0,899999	0,715661	0,184338	H.O.	0,8827546	0,0172444	H.O.
7	1	0,033333	0,975000	0,933332	0,745373	0,187959	H.O.	0,9002613	0,0330707	H.O.
8	2	0,066667	0,841890	0,999999	0,773373	0,226626	H.O.	0,9290854	0,0709136	H.O.
9	0	0	-	0,999999	0,773373	0,226626	-	0,9290854	0,0709136	-
10	0	0	-	0,999999	0,773373	0,226626	-	0,9290854	0,0709136	-

Źródło: [269].

Tabela 7.5. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów dla krzywej schodkowej i dystrybuanty ciągłej, model pojazdu bez zaburzeń środka masy, nawierzchnia drogi oblodzona ($\mu = 0,3$), rozkład normalny i Rayleigha

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	$W(Kj)$	wartość krytyczna	$F(Kj)$	$F(u)$	D_n	test lambda ($\alpha = 0,05$)	$F(x)$	D_x	test lambda ($\alpha = 0,05$)
1	2	0,066667	0,841890	0,066667	0,000000	0,066667	H.O.	0,018389	0,048278	H.O.
2	1	0,033333	0,975000	0,1	0,000000	0,1	H.O.	0,0409	0,0591	H.O.
3	14	0,466667	0,348900	0,566667	0,000000	0,566667	H.O.	0,7384	0,171734	H.O.
4	6	0,2	0,519260	0,766667	0,000000	0,766667	H.O.	0,914096	0,14743	H.O.
5	4	0,133333	0,623940	0,9	0,579260	0,320740	H.O.	0,966038	0,066038	H.O.
6	0	0	-	0,9	0,748571	0,151429	-	0,966038	0,066038	-
7	2	0,066667	0,841890	0,966667	0,779350	0,187317	H.O.	0,979802	0,013136	H.O.
8	1	0,033333	0,975000	1	0,779350	0,220650	H.O.	0,984639	0,015361	H.O.
9	0	0	-	1	0,828944	0,171056	-	0,984639	0,015361	-
10	0	0	-	1	0,835141	0,164859	-	0,984639	0,015361	-

Źródło: [269].

Tabela 7.6. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów dla krzywej schodkowej i dystrybuanty ciągłej, model pojazdu z zaburzeniem środka masy, nawierzchnia drogi oblodzona ($\mu = 0,3$), rozkład normalny i Rayleigha

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	$W(Kj)$	wartość krytyczna	$F(Kj)$	$F(u)$	D_n	test lambda ($\alpha = 0,05$)	$F(x)$	D_x	test lambda ($\alpha = 0,05$)
1	0	0,000000	-	0	0,000000	0	-	0	0	-
2	0	0,000000	-	0	0,000000	0	-	0	0	-
3	2	0,066667	0,841890	0,066667	0,000000	0,066667	H.O.	0,014188	0,052479	H.O.
4	5	0,166667	0,563280	0,233334	0,594835	0,361501	H.O.	0,160585	0,072748	H.O.
5	12	0,400000	0,375430	0,633334	0,666402	0,033068	H.O.	0,724634	0,0913	H.O.
6	5	0,166667	0,563280	0,800001	0,701944	0,098057	H.O.	0,872256	0,072256	H.O.
7	2	0,066667	0,841890	0,866668	0,735653	0,131015	H.O.	0,910630	0,043963	H.O.
8	1	0,033333	0,975000	0,900001	0,767305	0,132696	H.O.	0,926046	0,026045	H.O.
9	0	0,000000	-	0,900001	0,767305	0,132696	-	0,926046	0,026045	-
10	3	0,100000	0,707600	1,000001	0,846136	0,153865	H.O.	0,959853	0,040148	H.O.

Źródło: [269].

Badania stateczności technicznej stochastycznej modelu samochodu dokonano jakościowo, porównując trajektorie ruchu pojazdu o niezaburzonym i zaburzonym położeniu środka masy oraz ilościowo, wyznaczając częstości zdarzeń występowania rozwiązania w określonej klasie w aspekcie odchylenia od położenia początkowego. Badanie przeprowadzono dla trajektorii ruchu w trakcie wykonywania manewru omijania przeszkody.

Zgodnie z założeniami z pracy [269] obszar, w którym może znajdować się trajektoria podzielono na 10 równych przedziałów (rys. 7.23). Pozwoliło to dla odcinka drogi $[s; s+ds]$ określić, czy trajektorie wyjdą poza przyjęty obszar. Dla tak sformułowanych warunków trajektorie po ominięciu przeszkody mieszczą się w obszarze Ω , ponieważ przyjęto, że jego szerokość odpowiada szerokości dwóch pasów ruchu równej w sumie około 5 m. Minimalna szerokość pasa ruchu zgodnie z rozporządzeniem Ministra Transportu i Gospodarki Morskiej

z 2 marca 1999 r. (Dz. U. Nr 43, Poz. 430) wynosi 2,5 m [269], zatem można przyjąć to założenie jako słuszne.

Za pracą [269] przyjęto, że ruch stateczny zachodzi wtedy, kiedy środek masy modelu samochodu o określonej szerokości nadwozia nie wykracza poza określoną odległość od linii środkowej dzielącej drogę na dwa pasy ruchu, co omówiono w podrozdziale 7.3.

W pracy [269] przyjęto, że samochód o określonej w rozdziale 7 szerokości nadwozia omijający przeszkodę przy prędkości 100 km/h powinien zmieścić się w pasie o szerokości około 5 m, zaś jego środek masy w pasie o szerokości około 4 m. W przypadku ruchu zaburzonego, kiedy środek masy modelu samochodu przekroczy przyjęty zakres o szerokości 4 m (nawierzchnia oblodzona), jego koła zewnętrzne mogą niebezpiecznie zbliżyć się do krawędzi drogi lub pozostać w kontakcie z poboczem.

Maksymalne wartości amplitud trajektorii otrzymanych w pracy [269] dla samochodu z zaburzeniami położenia środka masy (rys. 7.25, 7.27, 7.29) są, zgodnie z przyjętymi zasadami, w pobliżu granicy stateczności, poza trajektorią dla modelu z zaburzonym położeniem środka masy w ruchu na oblodzonej nawierzchni drogi, która wykracza poza przyjęty obszar stateczności.

Druga część analizy wyników otrzymanych w pracy [269] dotyczy częstości występowania trajektorii w określonych przedziałach. Dla wszystkich porównywanych tabel w określonych klasach zachodziły różnice rzędu 0,6 pomiędzy wartościami częstości zdarzeń otrzymanymi dla ruchu samochodu zaburzonego i niezaburzonego. Dla ruchu po suchej nawierzchni częstości występowania zdarzeń w klasach 5 i 6 dla ruchu pojazdu z zaburzonym środkiem masy są większe niż dla trajektorii samochodu z niezaburzonym środkiem masy. Dla przykładu w klasie 5 dla samochodu z niezaburzonym środkiem masy częstość występowania równa jest 0,0667, zaś dla trajektorii pojazdu z zaburzonym środkiem masy 0,7. Natomiast w klasie 6 dla pojazdu niezaburzonego częstość występowania równa jest 0,033, dla zaburzonego 0,133.

Dla ruchu po nawierzchni mokrej największe różnice zachodziły w klasach 3 i 5, gdzie dla klasy 3 częstość występowania rozwiązania dla modelu pojazdu z niezaburzonym środkiem masy wynosi 0,63, zaś dla pojazdu zaburzonego 0,03. Natomiast w klasie 5 częstość dla modelu pojazdu niezaburzonego wynosi 0,06, zaś dla zaburzonego 0,63.

Najciekawsze wyniki porównań częstości występowania rozwiązań otrzymano w pracy [269] dla najbardziej ekstremalnych warunków ruchu. W tabelach 7.5 oraz 7.6 pokazano zestawienie obliczeń dla ruchu modelu pojazdu po nawierzchni oblodzonej. Istotne różnice występują w klasach:

- 3, gdzie otrzymano $W(K_j)$ równą 0,46 dla modelu samochodu niezaburzonego i 0,06 dla zaburzonego;
- 5, gdzie otrzymano $W(K_j)$ równą 0,13 dla modelu samochodu niezaburzonego i 0,4 dla zaburzonego;
- 6, gdzie otrzymano $W(K_j)$ równą 0 dla modelu samochodu niezaburzonego i 0,16 dla zaburzonego;

- 10, gdzie otrzymano $W(K_j)$ równą 0 dla modelu samochodu niezaburzonego i 0,1 dla zaburzonego).

Maksymalna wartość amplitudy trajektorii samochodu z niezaburzonym środkiem masy dla klasy 10 jest równa zero, natomiast dla pojazdu z zaburzonym środkiem masy wynosi 0,1.

Przypadek 2

W pracy [267] również wyznaczono częstości przebywania rozwiązania w określonej klasie zbioru dopuszczalnych rozwiązań Ω . W każdym kolejnym kroku przedziału $[s; s+ds]$ zbadano częstości zdarzeń występowania rozwiązania w danej klasie, przy czym jako zbiór określoności układu również przyjęto długość przebytej drogi. W obliczeniach posłużono się wzorem (7.6).

Otrzymane w pracy [267] wartości częstości zdarzeń przedstawiono w tab. 7.7. Celem obliczeń było porównanie częstości występowania rozwiązania (trajektorii) w każdej z przyjętych klas.

Tabela 7.7. Częstości przebywania rozwiązań w każdej klasie dla manewru impulsowego obrotu kołem kierownicy

Klasa	Bez zaburzenia środka masy				Z zaburzeniem środka masy			
	Droga gładka		Droga nierówna		Droga gładka		Droga nierówna	
	N_{Kj}	W_{Kj}	N_{Kj}	W_{Kj}	N_{Kj}	W_{Kj}	N_{Kj}	W_{Kj}
1	1	0,025	0	0,000	16	0,400	6	0,150
2	1	0,025	0	0,000	11	0,275	5	0,125
3	0	0,000	0	0,000	5	0,125	6	0,150
4	6	0,150	3	0,075	6	0,150	2	0,050
5	7	0,175	2	0,050	2	0,050	3	0,075
6	7	0,175	1	0,025	0	0,000	6	0,150
7	3	0,075	2	0,050	0	0,000	2	0,050
8	4	0,100	6	0,150	0	0,000	1	0,025
9	3	0,075	1	0,025	0	0,000	1	0,025
10	3	0,075	4	0,100	0	0,000	0	0,000
11	0	0,000	8	0,200	0	0,000	1	0,025
12	3	0,075	3	0,075	0	0,000	1	0,025
13	1	0,025	1	0,025	0	0,000	0	0,000
14	0	0,000	2	0,050	0	0,000	1	0,025
15	0	0,000	3	0,075	0	0,000	1	0,025
16	0	0,000	0	0,000	0	0,000	0	0,000
17	0	0,000	1	0,025	0	0,000	1	0,025
18	1	0,025	0	0,000	0	0,000	1	0,025
19	0	0,000	2	0,050	0	0,000	1	0,025
20	0	0,000	1	0,025	0	0,000	1	0,025

Źródło: [267].

Badania stateczności technicznej stochastycznej modelu samochodu w pracy [267] dokonano, porównując trajektorie ruchu oraz częstości zdarzeń występowania rozwiązania w określonym wycinku obszaru drogi.

Zgodnie z rys. 7.31 i 7.32 obszar, w którym może znajdować się trajektoria podzielono na 20 równych przedziałów. Następnie dla odcinka $[s; s+ds]$ zaobserwowano wpływ warunków drogowych i obciążenia pojazdu na przebieg otrzymanych trajektorii.

Dla tak przyjętych warunków trajektorie po ominięciu przeszkody mieścić się w obszarze Ω , za który przyjęto szerokość dwóch pasów ruchu. Uwzględniono przy tym, że trajektorie zostały wyznaczone dla środka masy układu sztywnego, co spowodowało konieczność dodania szerokości pojazdu naniesionej na szerokość jezdni. Jeżeli zawęzić obszar Ω do ok. 3 m (jeden pas ruchu), to za pracą [267] ruch pojazdu z zaburzonym położeniem środka masy na drodze nierównej (rys. 7.32) będzie niestateczny.

W tab. 7.7 pokazano zestawienie częstości zdarzeń występowania rozwiązań w określonej klasie, przy czym istotne różnice zaobserwowano w następujących klasach:

a) dla ruchu pojazdu bez zaburzonego położenia środka masy:

- 4 – 0,15 na drodze gładkiej i 0,075 na nierównej;
- 5 – 0,175 na drodze gładkiej i 0,05 na nierównej;
- 6 – 0,175 na drodze gładkiej i 0,025 na nierównej;
- 11 – 0 na drodze gładkiej i 0,2 na nierównej;

b) dla ruchu pojazdu z zaburzonym środkiem masy:

- 1 – odpowiednio 0,4 na drodze gładkiej i 0,15 na nierównej;
- 2 – odpowiednio 0,275 na drodze gładkiej i 0,125 na nierównej;
- 6 – odpowiednio 0 na drodze gładkiej i 0,15 na nierównej.

Maksymalna wartość amplitudy trajektorii samochodu na drodze gładkiej dla klasy 20 jest w obu przypadkach równa zero, natomiast na drodze nierównej wynosi 0,025.

Celem rozważań w pracy [267] było pokazanie wybranych aspektów dotyczących bezpieczeństwa ruchu drogowego na podstawie modelowania ruchu pojazdu w trudnych warunkach drogowych. Wykazano, że niewielkie na pozór zaburzenie położenia środka masy ma tym większy wpływ na stateczność techniczną stochastyczną ruchu samochodu, im trudniejsze, z punktu widzenia stanu nawierzchni, panują warunki.

Przypadek 3

Częstości zdarzeń znalezienia się trajektorii w danej klasie liczone w pracy [268] dla obszaru przebywania na zajętym pasie ruchu $[x; x+dx]$ dla przedziału [160 m; 480 m] z krokiem drogi co 10 m (rys. 7.33 i 7.34). Wykorzystano, jak poprzednio, wzór (7.6). Otrzymane wartości przedstawiono za pracą [268] w tab. 7.8 i 7.9 dla ruchu pojazdu po drodze równej i nierównej. Jak w przypadku 1, przeprowadzono test Kołmogorowa-Smirnowa (test λ) w celu zweryfi-

kowaniu hipotezy o niezgodności rozkładów krzywej schodkowej i ciągłej na poziomie istotności $\alpha = 0,05$.

W obu tabelach oznaczenia przyjęto jak dla rozważań w przypadku 1, zaś wartością krytyczną jest graniczna wartość testu lambda wyznaczona z tablic statystycznych dla częstości występowania rozwiązania w danej klasie. Podobnie dystrybuantę ciągłą dla obu rozkładów wyznaczono na podstawie tablic statystycznych. Tak jak poprzednio H.O. – hipoteza odrzucona, zaś H.P. – przyjęta.

Tabela 7.8. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów na podstawie testu lambda dla krzywej schodkowej i dystrybuanty ciągłej dla przedziału $[x; x+dx]$ na gładkiej nawierzchni drogi

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	$W(Kj)$	wartość krytyczna	$F(Kj)$	$F(u)$	D_n	test lambda ($\alpha = 0,05$)	$F(x)$	D_x	test lambda ($\alpha = 0,05$)
1	0	0	-	0	0	0	-	0	0	-
2	0	0	-	0	0	0	-	0	0	-
3	4	0,125	0,624	0,125	0	0,125	H.O.	0,046	0,079	H.O.
4	4	0,125	0,624	0,250	0	0,25	H.O.	0,173	0,077	H.O.
5	6	0,188	0,519	0,438	0	0,438	H.O.	0,44	0,003	H.O.
6	11	0,344	0,391	0,781	0,715	0,066	H.O.	0,843	0,062	H.O.
7	4	0,125	0,624	0,906	0,810	0,096	H.O.	0,917	0,011	H.O.
8	2	0,063	0,842	0,969	0,848	0,121	H.O.	0,942	0,027	H.O.
9	1	0,031	0,975	1	0,866	0,134	H.O.	0,952	0,048	H.O.
10	0	0	-	1	0,866	0,134	-	0,952	0,048	-

Źródło: [268].

Tabela 7.9. Weryfikacja hipotezy o niezgodności rozkładów na podstawie testu lambda dla krzywej schodkowej i dystrybuanty ciągłej dla przedziału $[x; x+dx]$ na nawierzchni drogi o losowo występujących nierównościach

				Krzywa schodkowa	Dystrybuanta ciągła (rozkład normalny)			Dystrybuanta ciągła (rozkład Rayleigha)		
Klasa	N_{Kj}	$W(Kj)$	wartość krytyczna	$F(Kj)$	$F(u)$	D_n	test lambda ($\alpha = 0,05$)	$F(x)$	D_x	test lambda ($\alpha = 0,05$)
1	1	0,031	0,975	0,031	0	0,031	H.O.	0,004	0,027	H.O.
2	3	0,094	0,707	0,125	0	0,125	H.O.	0,061	0,064	H.O.
3	2	0,063	0,841	0,188	0	0,188	H.O.	0,131	0,057	H.O.
4	8	0,250	0,454	0,438	0	0,438	H.O.	0,535	0,098	H.O.
5	7	0,219	0,483	0,656	0,563	0,093	H.O.	0,821	0,165	H.O.
6	6	0,188	0,519	0,844	0,754	0,090	H.O.	0,942	0,098	H.O.
7	1	0,031	0,975	0,875	0,779	0,096	H.O.	0,953	0,078	H.O.
8	1	0,031	0,975	0,906	0,805	0,101	H.O.	0,962	0,056	H.O.
9	1	0,031	0,975	0,938	0,828	0,110	H.O.	0,970	0,033	H.O.
10	2	0,063	0,841	1	0,870	0,130	H.O.	0,982	0,018	H.O.

Źródło: [268].

Maksymalne wartości amplitud trajektorii samochodu z zaburzeniami położenia środka masy są, zgodnie z pracą [268], w pobliżu granicy stateczności, za którą przyjęto drogę o szerokości 5 m. W tym przypadku również wzięto pod uwagę fakt, że trajektorie przedstawiają ruch punktu reprezentacyjnego całego układu, czyli środka masy modelu pojazdu.

Jeżeli m.in. za pracą [268] wziąć pod uwagę szerokość pojazdu (około 1,8 m), to koła po zewnętrznej stronie pasa ruchu dla największych amplitud trajektorii rozwiązań znalazły się poza jezdnią, natomiast w trakcie dążenia do prostoliniowości pojazd wykonywał ruch na granicy stateczności.

Dla obu porównywanych tabel w określonych klasach między wartościami częstości zdarzeń zachodziły różnice rzędu nawet 0,23 dla ruchu samochodu zaburzonego i niezaburzonego [268]. Szczególnie widoczne jest to dla obszaru pomiędzy 180 a 320 metrem drogi.

Jak widać na podstawie trajektorii rys. 7.36, powrót pojazdu do ruchu prostoliniowego na drodze oblodzonej, w chwili wykonywania zmiany pasa ruchu, nie przebiega bez zakłóceń. Warto zwrócić uwagę, że krzywa dla pojazdu jadącego po drodze nierównej po 240 metrze przebiega poniżej krzywej dla pojazdu jadącego po drodze gładkiej. Ponieważ trajektoria pojazdu na drodze nierównej, wjeżdżającego na sąsiedni pas ruchu, osiąga klasę 10, zatem ustabilizowanie się ruchu do w miarę prostoliniowego sprowadza się do oscylacji o większych amplitudach, niż dla pojazdu jadącego na drodze gładkiej.

Maksymalna wartość amplitudy trajektorii samochodu w ruchu po nawierzchni gładkiej dla klasy 10 jest równa zero, natomiast dla nawierzchni nierównej wynosi 0,063.

Z obserwacji trajektorii otrzymanych w pracy [268] jako całości widać, że powrót pojazdu do ruchu ustalonego w określonych warunkach drogowych jest tym trudniejszy, im gorsza jest nawierzchnia drogi.

Podsumowując analizy prowadzone dla trzech wyżej opisanych przypadków, można, za pracą [269], sformułować następujący wniosek. Dla krzywej ciągłej, otrzymanej w wyniku weryfikacji hipotez o niezgodności rozkładów, można dokonać ekstrapolacji dla sąsiednich przedziałów, zwłaszcza wyższych. Pozwala to określić prawdopodobieństwo znalezienia rozwiązania w określonych klasach nie tylko dla badanego przedziału zmiennych losowych, ale również w następnych przedziałach (wartościach większych niż badane). To z kolei może być pomocne w określeniu przebiegu trajektorii ruchu modelu matematycznego po pokonaniu wybranego fragmentu drogi, szczególnie w aspekcie ruchu po wykonaniu określonego manewru.

7.3. Dyskusja nad odniesieniem badanych zjawisk do elementów opisanych w definicji stateczności technicznej stochastycznej

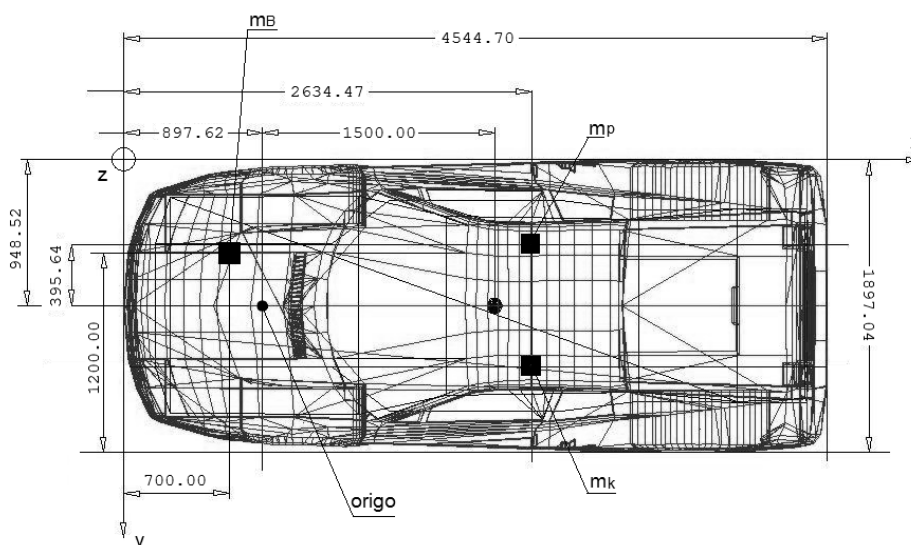
W celu odniesienia omawianych zjawisk do definicji stateczności technicznej stochastycznej przeprowadzono symulację manewru podwójnej zmiany pasa ruchu bez całkowitego powrotu na pas pierwotny, przy określonych parametrach modelu pojazdu, po czym podjęto próbę interpretacji otrzymanych wyników zgodnie z podaną definicją.

W tej części szczegółowo zwrócono uwagę na aspekt wyznaczania prawdopodobieństwa pozostawiania rozwiązania w określonym obszarze rozwiązań dopuszczalnych oraz możliwości określenia tego prawdopodobieństwa dla ruchu statecznego.

Dodatkowo zwrócono uwagę na aspekt doboru górnej granicy prawdopodobieństwa, dla którego w określonych warunkach można wyznaczyć ruch stateczny.

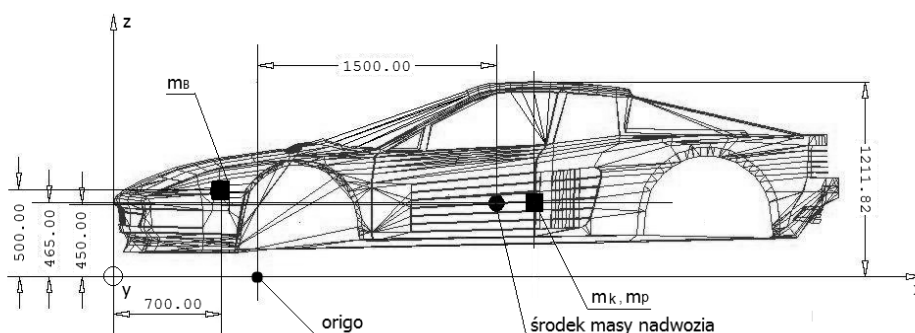
Badając stateczność techniczną stochastyczną, przyjęto następujące założenia jak wyżej, dla poprzednio omawianych wyników. Ponadto wykorzystano ten sam model pojazdu, zaś jego wybrane parametry omówiono niżej.

Dla analizy ruchu w ekstremalnych warunkach przyjęto zaburzenie położenia środka masy nadwozia wynikające z nierównomiernego obciążenia. Symulację prowadzono dla następującej konfiguracji zaburzeń. Nadwozie pojazdu obciążone kierowcą, pasażerem oraz bagażem, przy czym masy kierowcy i pasażera nierówne, $m_k = 74$ kg, $m_p = 105$ kg, zaś masa bagażu $m_B = 45$ kg. Rozkład mas zaznaczono na rys. 7.35 i 7.36.



Rys. 7.35. Rozkład mas w nadwoziu modelu samochodu sportowego w widoku z góry

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 7.36. Rozkład mas w nadwoziu modelu samochodu sportowego w widoku z boku

Źródło: opracowanie własne.

Na podstawie powyższych założeń wyznaczono współrzędne środka masy nadwozia, co dało następujące wyniki:

- masa całkowita nadwozia $m_N = 1174$ kg;
- współrzędne środka masy względem punktu „origo”:
 $x_c = 1,562$ m, $y_c = 0,016$ m $z_c = 0,471$ m;
- wartości momentów bezwładności nadwozia względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_x = 460$ kg · m², $I_y = 3624$ kg · m², $I_z = 3464$ kg · m²;
- wartości momentów dewiacji nadwozia względem osi przechodzących przez punkt „origo”:
 $I_{xy} = 29$ kg · m², $I_{xz} = 863$ kg · m², $I_{yz} = 8,8$ kg · m².

W badanym modelu samochodu, podobnie jak w poprzednich przypadkach, usunięto domyślny model opony PAC89, zamieniając go na model FTIRE.

Odnosząc się do definicji stateczności technicznej stochastycznej podanej w rozdziale 6, w pierwszym kroku określono zasadność stosowania równań ruchu modelu samochodu w postaci (5.24). Wiadomo, że do takiej postaci można sprowadzić równania ruchu modelu matematycznego, np. z postaci (7.1) – (7.4), co pokazano np. w pracy [158].

Jako że równanie (5.24) jest nieliniowe, a definicja stateczności technicznej stochastycznej przewiduje badanie ruchu obiektów o nieliniowych charakterystykach, można stwierdzić, że doprowadzając równania ruchu pojazdu do postaci (5.24), można poddać badaniu układ nieliniowy. Co więcej, równanie (5.24) zawiera elementy związane z losowością występujących wielkości zakłócających ruch (składnik $\xi(t)$ będący procesem stochastycznym). Można zatem dojść do wniosku, że definicja stateczności technicznej stochastycznej jako całość zapewnia badanie modeli układów nieliniowych przy losowo występujących zaburzeniach.

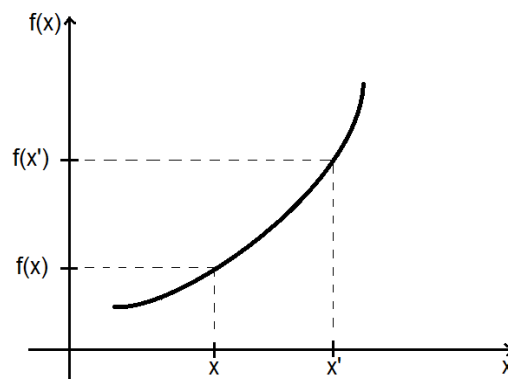
Rozwiązania układów nieliniowych zależą od warunków początkowych, a omówione przykłady nie stanowią próby generalizowania podanej metody. Pokazano jedynie przykłady możliwości symulacji modeli nieliniowych dla konkretnych przypadków, dla których zmiana warunków początkowych może dać inne wyniki.

Jednak aby móc poprawnie zastosować omawianą definicję w badaniu dynamiki modeli samochodów, należy spełnić kilka dodatkowych warunków.

Pierwszym z nich jest uniknięcie bifurkacji, czyli co najmniej podwójnego rozwiązania rozpatrywanego układu nieliniowego. W teorii zagadnień nieliniowych można spotkać przypadki, gdzie występują dwa lub więcej rozwiązań tego samego układu, co może dać mylący obraz odpowiedzi układu na zaburzenia w określonych warunkach. W tej sytuacji niezbędne jest wykazanie istnienia pochodnej i całkowalności, szczególnie dla funkcji opisujących zaburzenia występujące losowo. Całkowalność procesu stochastycznego opisana warunkiem (5.25) zapewnia możliwość analizy ruchu pojazdu w aspekcie badania statecz-

ności na podstawie otrzymanej trajektorii ruchu, natomiast kryterium Lipschitza (5.26) zapewnia istnienie pochodnej funkcji opisującej losowo występujące zaburzenia pochodzące od drogi.

Kryterium Lipschitza może być odniesione do zagadnień prezentowanych w pracy [270], dotyczących istnienia pochodnych funkcji. Należy przy tym określić, jak procesy X i η mają się do zmiennych zaznaczonych dla krzywej (rys. 7.37). Ponieważ na rysunku występują zmienne x oraz x' , które przyjmują określone wartości, zatem dla procesów X i η również można przyjąć, że w określonych chwilach przyjmują określone wartości. Zatem w efekcie warunek (5.26) zapewnia odpowiednie nachylenie realizacji procesu X względem procesu η , który stanowi swego rodzaju gwarancję istnienia pochodnej w przedziale od X_1 do X_2 .



Rys. 7.37. Graficzna interpretacja kryterium Lipschitza dla funkcji $f(x)$

Źródło: opracowanie własne.

Ponadto ważne jest, aby proces stochastyczny opisujący nierówności nawierzchni posiadał cechę:

- stacjonarności (niezmienności w czasie), ponieważ, jak wiadomo, droga nie zmienia się w czasie, a nierówności na niej występujące są położone w losowo rozmieszczonych, nieruchomych względem określonego, również nieruchomego układu odniesienia;
- globalnej ergodyczności polegającej na tym, że wartość średnia wysokości nierówności i ich funkcja korelacji jest równa dla różnych realizacji procesu, co zapewnia możliwość prowadzenia analiz na podstawie jednej realizacji.

Bez dwóch ww. cech niemożliwa byłaby analiza ruchu modelu samochodu na podstawie jednej realizacji procesu stochastycznego opisującego losowo występujące nierówności, co jest istotne z punktu widzenia zaburzeń pochodzących od drogi. Analizowany model pojazdu posiada, jak wcześniej wspomniano, nieliniowe charakterystyki elementów zawieszenia, co i tak uniemożliwia generalizowanie otrzymanych wyników na zbiór modeli o podobnych cechach. Jednak co do drogi, to zapewnienie ww. warunków umożliwia analizę wielu modeli na drodze o tych samych cechach nierówności.

Kolejnym, istotnym z punktu widzenia analizy układów nieliniowych czynnikiem, jest określenie warunków początkowych (zbiór ω w definicji stateczności technicznej stochastycznej, początkowa prędkość postępową itp.) oraz zbiór dopuszczalnych rozwiązań (Ω), tzn. obszar, gdzie przebywająca trajektoria rozwiązania uważana jest za stateczną.

Ostatnim warunkiem jest określenie znaczenia liczby ε , czyli zakresu prawdopodobieństwa, z którym rozwiązanie, pozostające w przyjętym obszarze, może stanowić ilościowy miernik stateczności całego układu. Zgodnie z zasadą ruchu środka masy w ciałach quasi-sztywnych, analizowany jest ruch punktu reprezentacyjnego, do którego należy odnieść cały układ.

W omawianym przypadku badania stateczności modelu pojazdu wykorzystano manewr niepełnej podwójnej zmiany pasa ruchu, gdzie na jego końcu pojazd znalazł się mniej więcej w środku szerokości jednopasmowej jezdni. Symulację przeprowadzono dla prędkości 120 km/h, odzwierciedlając konieczność nagłej reakcji na pojawiającą się przeszkodę na drodze, przy jednoczesnym przekroczeniu dopuszczalnej prędkości jazdy.

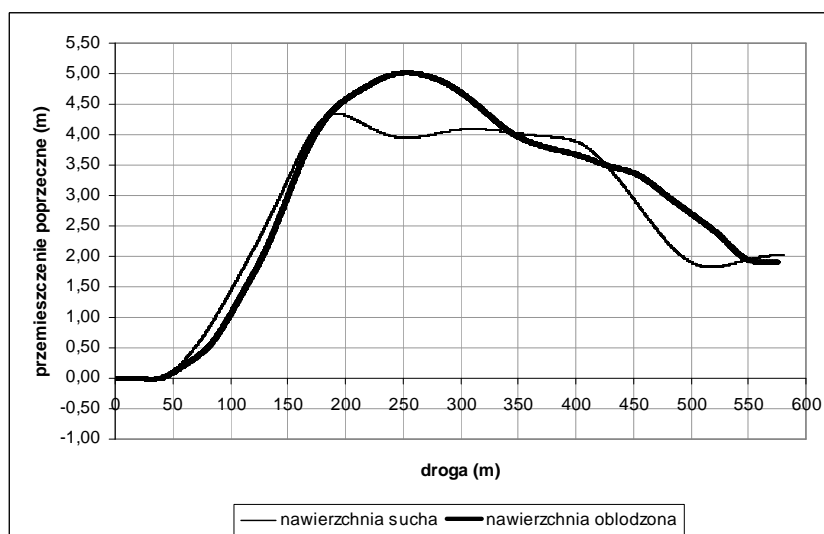
Symulację prowadzono w środowisku MSC Adams/Car w dwóch konfiguracjach:

- pojazd obciążony kierowcą, pasażerem o nierównych masach oraz bagażem (rys. 7.35 i 7.36), na równej i suchej nawierzchni;
- pojazd obciążony kierowcą, pasażerem o nierównych masach oraz bagażem, na nawierzchni oblodzonej o losowo występujących nierównościach.

W trakcie manewru pojazd pokonał odległość około 580 m w linii prostej. Uzyskane dwie trajektorie dla opisywanego przypadku przedstawiono na rys. 7.38.

W omawianym przypadku za zbiór ω przyjęto określoną szerokość pasa ruchu, na której powinien znajdować się pojazd w momencie rozpoczynania manewru. Uwzględniono całkowitą szerokość pojazdu naniesioną na szerokość pasa ruchu. Przyjęto, że w omawianym przypadku pas ruchu ma szerokość równą około 3 m.

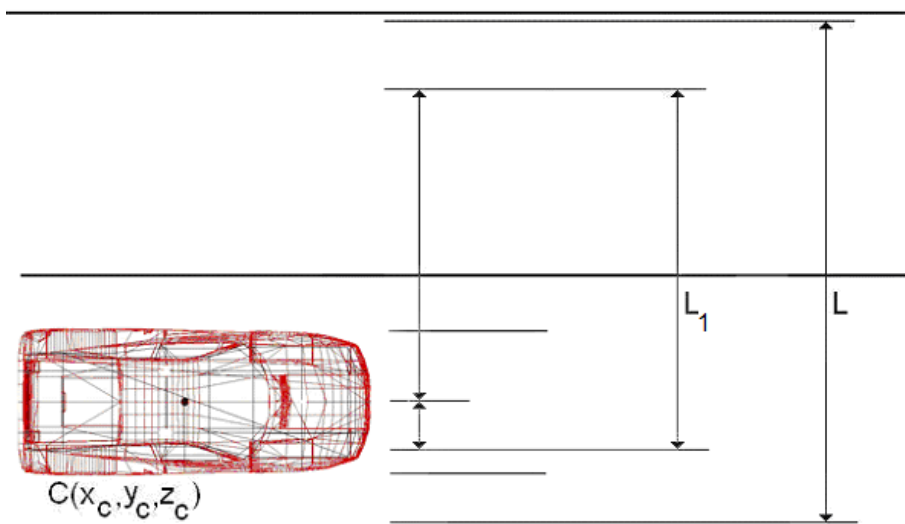
Zbiór dopuszczalnych rozwiązań Ω zawierający część trajektorii związaną z przedziałem drogi, na którym odbywa się symulowany manewr, należy odnieść do całkowitej szerokości nawierzchni (obu pasów ruchu), ponieważ, jak wspomniano uprzednio, otrzymane trajektorie przedstawiają ruch środka masy. W każdym punkcie trajektorii, szczególnie w punktach obrazujących największe poprzeczne przemieszczenie, należałoby mieć również na uwadze całą szerokość pojazdu. Przyjęto, że szerokość drogi w całości wynosi 6 m, przy czym mowa tu o drodze jednopasmowej, dwukierunkowej. Szerokość pojazdu wynosi 1,9 m. Dokonując oceny jakościowej, zaobserwowano, że trajektoria dla ruchu pojazdu po nawierzchni gładkiej mieściła się w obszarze stateczności, zaś krzywa dla nawierzchni nierównej i oblodzonej wykraczała poza ten obszar.



Rys. 7.38. Przemieszczenie poprzeczne modelu samochodu w funkcji drogi dla nadwozia obciążonego kierowcą, pasażerem i bagażem na obu rodzajach nawierzchni

Źródło: opracowanie własne.

Na rys. 7.39 przedstawiono schematycznie dopuszczalne warunki pozostawiania pojazdu w określonym pasie drogi. Niech L będzie całkowitą szerokością, którą w ramach obu pasów jezdni może zajmować pojazd w trakcie wykonywania manewru, zaś L_1 stanowi szerokość, w jakiej może zmieścić się punkt reprezentacyjny (tu, środek masy).



Rys. 7.39. Warunki pozostania w określonym pasie drogi, który można uznać za stateczny

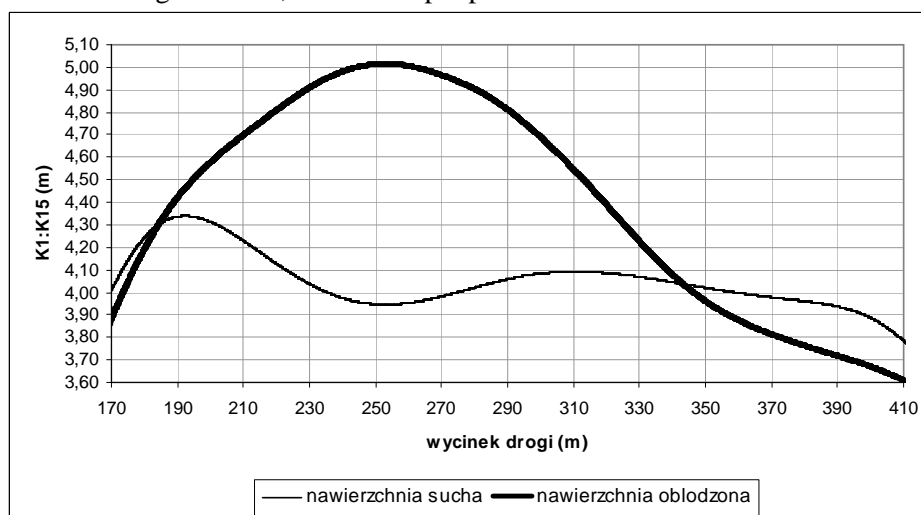
Źródło: opracowanie własne.

Jeśli zatem przyjąć szerokość pasa ruchu równą jak wyżej, to przy danej szerokości pojazdu (1,9 m) trajektoria środka masy jako punktu reprezentacyjnego może przebiegać dla ruchu statecznego w pasie drogi o szerokości około 4 m. Jednak w obu przypadkach trajektoria przebiega w pasie szerszym niż 4 m. Wywnioskowano zatem, że analizowany model dla przyjętych warunków na nawierzchni suchej poruszał się na granicy stateczności, a dla nawierzchni oblodzonej tę granicę przekroczył.

Przyjęcie obszarów warunków początkowych oraz dopuszczalnych rozwiązań (tu określona szerokości drogi) ma kluczowe znaczenie dla badania stateczności, a konkretnie dla znalezienia prawdopodobieństwa przebywania rozwiązania w określonym obszarze postrzeganym jako stateczny. Istotne wydaje się również określenie parametrów drogi, dla jakiej stateczność jest badana.

Chcąc zbadać stateczność techniczną stochastyczną modelu pojazdu omówionego w rozdziale 7, podczas wykonywania manewru niepełnej podwójnej zmiany pasa ruchu wybrano wycinek trajektorii od 170 do 420 m drogi, gdzie nastąpiło omijanie hipotetycznej przeszkody. Za zbiór Ω przyjęto określoną szerokość jezdni, którą podzielono na 15 klas [K1; K15], co 0,1 m (rys. 7.40) w zakresie przemieszczenia poprzecznego. Na osi przemieszczenia poprzecznego zaznaczono klasy należące do zbioru Ω .

Częstości zdarzeń liczono dla obszaru omijania przeszkody [170 m; 410 m] dla kroku drogi co 20 m, co dało 12 podprzedziałów.



Rys. 7.40. Wybrany wycinek trajektorii dla omijania przeszkody z podziałem na klasy [K1;K15]

Źródło: opracowanie własne.

Do wyznaczenia częstości zdarzeń przebywania rozwiązania w określonej klasie wykorzystano, jak poprzednio, wzór (7.6). Otrzymane wartości częstości zdarzeń przedstawiono w tab. 7.10 i 7.11.

Tabela 7.10. Częstości zdarzeń wystąpienia rozwiązania w określonej klasie przyjętego obszaru Ω , dla nawierzchni suchej i gładkiej

Klasa	N_{Kj}	W(Kj)
1	0	0
2	1	0,077
3	0	0
4	4	0,308
5	6	0,462
6	0	0
7	1	0,077
8	1	0,077
9	0	0
10	0	0
11	0	0
12	0	0
13	0	0
14	0	0
15	0	0

Źródło: opracowanie własne.

Tabela 7.11. Częstości zdarzeń wystąpienia rozwiązania w określonej klasie przyjętego obszaru Ω , dla nawierzchni nierównej i oblodzonej

Klasa	N_{Kj}	W(Kj)
1	1	0,077
2	1	0,077
3	2	0,154
4	1	0,077
5	0	0,000
6	0	0,000
7	1	0,077
8	0	0,000
9	1	0,077
10	1	0,077
11	0	0,000
12	1	0,077
13	1	0,077
14	2	0,154
15	1	0,077

Źródło: opracowanie własne.

Badania stateczności technicznej stochastycznej modelu samochodu dokonano, porównując trajektorie ruchu oraz częstości zdarzeń występowania wartości odchylenia od położenia nominalnego. Za położenie nominalne przyjęto trajektorię ruchu pojazdu po gładkiej i suchej nawierzchni (krzywa oznaczona cienką linią).

Za obszar dopuszczalnych rozwiązań przyjęto szerokość dwóch pasów ruchu równych około 6 m. Zgodnie z rys. 7.39 przyjęto, że ruch stateczny zachodzi, kiedy środek masy modelu samochodu o określonej szerokości nadwozia nie wykracza poza określoną odległość od linii środkowej dzielącej drogę na dwa pasy ruchu (połowa szerokości L_1).

Maksymalne wartości amplitud trajektorii samochodu z zaburzonym położeniem środka masy dla nawierzchni suchej są w pobliżu granicy stateczności, zaś dla ruchu na drodze oblodzonej trajektoria wykracza poza przyjęty obszar stateczności. W tabelach 7.10 oraz 7.11 pokazano zestawienie częstości zdarzeń dla ruchu na nawierzchni gładkiej i suchej oraz nierównej i oblodzonej. Istotne różnice występują w klasach 3, 4, 5 oraz 14.

Chcąc odnieść wyniki badań do definicji stateczności technicznej stochastycznej, należy uprzednio określić prawdopodobieństwo znalezienia się rozwiązania w określonej klasie obszaru dopuszczalnych rozwiązań, a następnie powiązać z nim parametr Ω wykorzystany we wzorze (5.27).

Przyjęto, że prawdopodobieństwo wystąpienia rozwiązania w określonej klasie jest związane z częstościami wyznaczonymi w tab. 7.10 i 7.11. W obu tabelach suma częstości zdarzeń równa jest 1, zatem stosując wzór:

$$W(K_j) = \frac{N_{K_j}}{\sum N_{K_j}} \quad (7.7)$$

gdzie:

- $W(K_j)$ – częstość wystąpienia rozwiązania w j-tej klasie;
- N_{K_j} – liczba zdarzeń w j-tej klasie;
- $\sum N_{K_j}$ – suma zdarzeń rozwiązania we wszystkich klasach, można na podstawie częstości wyznaczyć prawdopodobieństwo.

Następnie, jeżeli szerokość obszaru Ω podzieloną na 15 klas potraktować jako obszar, w którym trajektoria jako całość przebywa z prawdopodobieństwem równym 1, to dzięki parametrowi Ω można zawęzić obszar dopuszczalnych rozwiązań do szerokości, w jakiej powinna zmieścić się trajektoria pojazdu statecznego, nie zmieniając jednocześnie samego obszaru Ω , a jedynie dopasowując obszar stateczny do określonych wymogów. Należy przyjąć parametr Ω , odejmując od całego obszaru szerokości drogi (Ω) tyle klas, ile zgodnie z wyżej przyjętymi zasadami odpowiada obszarowi niestatecznemu.

Dla prezentowanego przypadku parametr Ω powinien zatem przyjąć wartość odpowiadającą ośmiu dolnym klasom [K1:K8], zajętych przez trajektorię otrzymaną dla ruchu modelu po suchej i gładkiej nawierzchni, czyli

$$\varepsilon = \frac{8}{15} = 0,53, \quad \text{a prawdopodobieństwo ze wzoru (5) odpowiednio}$$

$$P = 1 - \varepsilon = \frac{15 - 8}{15} = 0,47.$$

Jak wynika z prezentowanych rozważań, prawdopodobieństwo zmieszczenia się całej trajektorii w obszarze statecznym powinno dla omawianego przypadku być większe bądź równe 0,47, co dla trajektorii ruchu pojazdu po suchej nawierzchni jest spełnione. Dla trajektorii, która biegłaby bliżej osi drogi prawdopodobieństwo to byłoby znacząco większe niż 0,47. Dla trajektorii ruchu po drodze oblodzonej i nierównej prawdopodobieństwo znalezienia się w obszarze statecznym (odejmując 14 klas) jest bliskie zeru.

Na podstawie symulacji ruchu pojazdu w programie Adams/Car otrzymano trajektorie ruchu w dwu różnych warunkach drogowych. Badania wykazały, że niewielkie na pozór zaburzenie położenia środka masy może mieć tym większy wpływ na stateczność techniczną stochastyczną ruchu samochodu, im gorsze panują warunki drogowe.

Dodatkowo dla pojazdów samochodowych poddanych naprawie powypadkowej na podstawie badania stateczności możliwe byłoby wnioskowanie o dopuszczeniu do dalszej eksploatacji. Badanie takie mogłoby polegać na analizie ruchu modelu pojazdu z odpowiednio przyjętymi parametrami masowo-bezwładnościowymi.

Pokazano również sposób wykorzystania definicji stateczności technicznej stochastycznej w badaniu modeli matematycznych obiektów technicznych w różnych warunkach ruchu. Jej uniwersalność może zapewnić badanie w różnych środowiskach (nie tylko w przypadku pojazdów drogowych). Największą zaletą prezentowanej metody jest możliwość analizy otrzymanych wyników na podstawie uzyskanych trajektorii (ocena jakościowa) oraz porównania ich ze statecznością dla rzeczywistych obiektów (podrozdział 7.4).

7.4. Porównanie wyników symulacji ze statecznością wg normy ISO 8855:1991

W pracach [269] oraz [412] dokonano próby porównania wyników badań stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu ze statecznością obiektu rzeczywistego wg normy ISO 8855:1991. W założeniach tej normy pojazd jest stateczny, jeżeli trajektoria jego ruchu spełnia określone wymagania. Zatem, biorąc pod uwagę fakt, że w badaniu stateczności technicznej stochastycznej również jako wyniki symulacji otrzymano trajektorie, porównanie takie wydaje się możliwe. Niewątpliwą zaletą badania modeli jest nie tyl-

ko redukcja zaplecza i kosztów, ale także możliwość porównania trajektorii ruchu w zadanych warunkach modelu w środowisku symulacyjnym oraz obiektu rzeczywistego (samochodu) w warunkach rzeczywistych [412].

Przyjęto zatem, że, dysponując wynikami symulacji dla rzeczywistych samochodów (parametry nominalne), można poczynić następujące obserwacje.

Otrzymane wyniki symulacji dla przypadku nr 1 obciążenia pojazdu przedstawione zostały w podrozdziale 7.1 w paragrafach: krzywa dla modelu z niezaburzonym (oznaczona kolorem niebieskim) oraz zaburzonym położeniem środka masy (kolor czerwony). W ten sposób dla badanych przedziałów drogi odniesiono przebieg trajektorii dla samochodu z zaburzonym położeniem środka masy do trajektorii samochodu o nominalnych parametrach. Trajektorię samochodu z nominalnymi parametrami można traktować jako ruch dla stanu ustalonego według normy ISO omawianej w rozdziale 6.

Stateczność wg norm ISO uwzględnia porównywanie trajektorii ruchu, co również przewidziano w przypadku badania stateczności technicznej stochastycznej.

Definicjami najbardziej odpowiednimi do porównań ze statecznością techniczną stochastyczną wydają się być, za pracą [269], definicje stateczności okresowej oraz obojętnej. Zgodnie z pojęciem stateczności obojętnej trajektoria ruchu pojazdu jest bliska trajektorii pierwotnej bez powrotu do stanu początkowego. Najlepiej widoczne jest to na rys. 7.29, gdzie mimo najbardziej ekstremalnych warunków ruchu (droga oblodzona) trajektoria pojazdu z zaburzonym położeniem środka masy w pewnych fragmentach przebiega bliżej trajektorii pojazdu o niezaburzonym położeniu środka masy.

Porównania stateczności technicznej stochastycznej ze statecznością okresową dokonano w pracy [269] dla całej trajektorii, ponieważ powrót do stanu ustalonego bez oscylacji amplitud trajektorii wydaje się możliwy dopiero w fazie powrotu pojazdu na pas pierwotny, po ominięciu przeszkody. Odległość między obydwoma trajektoriami wynosi ok. 0,1 m (rys. 7.24, 7.26 i 7.28).

W oparciu o [412] podane w rozdziale 6 definicje stateczności samochodu wg normy ISO porównano z definicjami stateczności zdefiniowanymi dla modelu matematycznego (rozdział 5). W pracy [412] przeprowadzono analizę możliwości porównania obu rodzajów definicji, przyjmując odpowiednie założenia, oraz określone zaburzenia pochodzące w tym przypadku od nierówności nawierzchni drogi.

Mając na uwadze charakter odpowiedzi układu na wymuszenie, a także naturę samego wymuszenia, wyciągnięto na podstawie prac [269] oraz [412] następujące wnioski.

Definicję stateczności nieokresowej (powrót pojazdu bez oscylacji do stanu ustalonego) porównano z definicją stateczności w sensie Lapunowa, pod warunkiem, że trajektoria zaburzonego ruchu punktu reprezentacyjnego (dla samochodu np. środka masy) zbiegnie się po pewnym czasie lub odcinku drogi z trajektorią rozwiązywania niezaburzonego (zerowego). Według wzoru (5.9) $\varepsilon \rightarrow 0$.

W założeniach dotyczących stateczności w sensie Lagrange'a żądane jest ograniczenie rozwiązań równań ruchu w przyszłości, co może utrudnić badanie na podstawie trajektorii, szczególnie przy badaniu stateczności modelu realizującego manewr wymagający np. pokonania długiego odcinka drogi.

Wydaje się, że obydwie definicje (w sensie Lapunowa i Lagrange'a) trudno byłoby odnieść ilościowo do stateczności samochodu [269], jako że jedyną miarą porównań zdaje się być badanie przebiegu trajektorii rozwiązań przy założeniu, że $\varepsilon \rightarrow 0$, czyli ocena jakościowa.

W pracy [269] stwierdzono, że pojęcie stateczności orbitalnej odnosi się do analizy ruchu po okręgu lub krzywej zbliżonej kształtem do okręgu. Ponieważ jest to badanie ruchu względem określonego punktu [223], zatem wydaje się, że jedynym manewrem, jaki mógłby zostać realizowany na potrzeby porównania tej definicji do stateczności wg ISO, jest ruch pojazdu po okręgu. Trudno jednak w takim przypadku dobrać warunki początkowe i obszar dopuszczalnych rozwiązań, dlatego porównywanie tego rodzaju stateczności z jakąkolwiek definicją zawartą w normie ISO nie wydaje się zasadne, również ze względu na brak zależności trajektorii rozwiązania od warunków początkowych [223] oraz ograniczenie analizy wyników badań do trajektorii leżących w dodatniej ćwiartce układu współrzędnych.

Zgodnie z [412] pojęcie stateczności obojętnej samochodu określone wg normy ISO 8855:1991 jako ruch bliski ruchowi pierwotnemu, lecz bez oscylacji można przyrównać do definicji stateczności asymptotycznej w sensie Lapunowa, ponieważ odpowiedź układu zaburzonego dąży do rozwiązania niezaburzonego (granica normy z różnicy wartości obu rozwiązań dąży do zera).

W pracy [412] stwierdzono, że porównania stateczności okresowej (odpowiedź samochodu o malejącej amplitudzie odchylenia), można dokonać w odniesieniu do stateczności w sensie Poissona (definicja przeznaczona m.in. dla ruchów okresowych lub prawie okresowych), gdzie przewidziano powrót punktu reprezentacyjnego do położenia równowagi, a także do stateczności technicznej, przy czym zaburzenia powodujące oscylacje powinny mieć stałą wartość.

Stateczność nieokresową można odnieść do definicji stateczności technicznej, przy czym zgodnie z wzorem (5.23) ograniczenia nałożone na zaburzony ruch pojazdu powinny odpowiadać wąskiemu przedziałowi dopuszczalnych rozwiązań, zaś zaburzenia nie mogą generować dużych odchylenia od stanu ustalonego, co w przypadku chęci odwzorowania warunków rzeczywistych rzadko wydaje się możliwe. Trajektorie rozwiązania otrzymane w przypadku badania stateczności technicznej nie powinny mieć charakteru oscylacji wokół określonej wartości.

Najważniejsza w kwestii odniesienia wyników badań symulacyjnych modelu matematycznego do ruchu obiektów rzeczywistych wydaje się możliwość porównania pojęć z rozdziału 6 z definicją stateczności technicznej stochastycznej, głównie z racji możliwości uzyskania losowych trajektorii dla współrzędnych uogólnionych pojazdu i zaburzeń [412].

Zgodnie z powyższymi rozważaniami wydaje się, że definicję stateczności nieokresowej dla samochodów można porównać z definicją stateczności technicznej stochastycznej pod warunkiem, że przyjęte zaburzenia będą generować małe odchylenia od stanu niezaburzonego, ponieważ powrót do tego stanu powinien przebiegać bez oscylacji. W przypadku ruchu pojazdu losowe zaburzenia mogłyby pochodzić np. od poprzecznych nierówności drogi lub podmuchu bocznego wiatru, prostopadle względem płaszczyzny symetrii samochodu, powodując np. poprzeczne znoszenie.

Pojęcie stateczności obojętnej również może zostać porównane do definicji stateczności technicznej stochastycznej, ponieważ definicja ta zakłada znalezienie się rozwiązania w dowolnym otoczeniu określonym przez ograniczenia lub dopuszczalny obszar rozwiązań. Wydaje się, że warunki, jakie należy spełnić, są podobne jak dla porównania z definicją stateczności nieokresowej, z tym że trajektoria ruchu zaburzonego modelu pojazdu nie musi w efekcie pokryć się z trajektorią rozwiązania niezaburzonego. Zgodnie z [269] i [412] ograniczenia ruchu mogą być mniej ściśle niż w przypadku porównań ze statecznością nieokresową. Ponadto zaburzenia te nie powinny mieć charakteru okresowego lub prawie okresowego. Przykładem odzwierciedlenia sytuacji rzeczywistej dla porównania tych definicji może być wpływ podmuchu wiatru na nawierzchni drogi przy różnych warunkach atmosferycznych (lód, śnieg, woda itp.).

Stateczność obojętne i nieokresowa może być odniesiona do stateczności technicznej stochastycznej, przy czym obszar ω można odnieść do szerokości drogi. Co do pojęcia stateczności oscylacyjnej to nie wydaje się, aby definicja ta znalazła zastosowanie, ponieważ odpowiedź samochodu o malejącej amplitudzie oscylującej wokół ruchu niezaburzonego, po zakłóceniu jego toru jazdy wydaje się mało realnym przypadkiem, zwłaszcza w obliczu ingerencji kierowcy próbującego korygować zakłócony tor ruchu.

Niestateczność nieokresowa może być porównana z niestatecznością techniczną stochastyczną w zależności od tego, jaki model poddany jest analizie (liniowy, słabo lub silnie nieliniowy) oraz jakiego rodzaju zaburzenia wzięto pod uwagę (np. stałe, losowe, zmienne) [412]. Problem ten dotyczy także niestateczności oscylacyjnej samochodu, przy czym wydaje się, że możliwa jest w tym przypadku analiza ruchu pojazdów, gdzie zaburzenia powodują np. wypadnięcie z założonego toru jazdy.

W pracy [412] stwierdzono, że badanie stateczności obiektów rzeczywistych nie wydaje się konieczne, zwłaszcza kiedy opisane wyżej metody porównawcze umożliwiają weryfikację omawianej cechy modeli pojazdów i odniesienie wyników do norm prezentowanych dla rzeczywistych pojazdów.

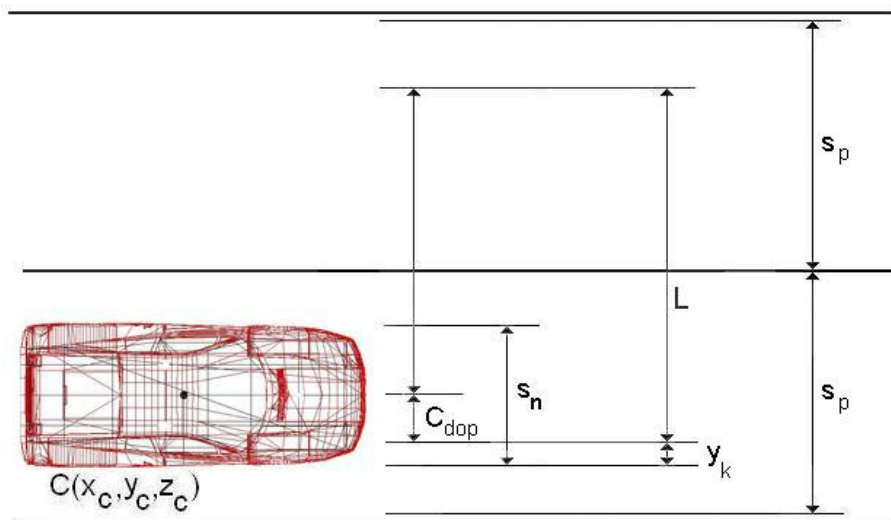
Badanie stateczności modeli matematycznych obiektów technicznych (np. pojazdów samochodowych) może stanowić cenne narzędzie analizy poprawności ich funkcjonowania w procesie eksploatacji, zwłaszcza kiedy możliwa byłaby eksperymentalna weryfikacja badanych modeli poprzez analizę ruchu ich rzeczywistych odpowiedników [412].

8.

Możliwości zastosowań praktycznych definicji stateczności technicznej stochastycznej

W rozdziale 7 pokazano wyniki badań stateczności technicznej stochastycznej modelu matematycznego samochodu, prowadzono także rozważania dotyczące odniesienia tej definicji do pojęć stateczności dla samochodu jako obiektu rzeczywistego. W kolejnej części analizowano możliwości praktycznego zastosowania omawianych wyżej zagadnień.

W pracy [269] omówiono warunki, dla których pojazd pozostający w określonej szerokości pasie ruchu może być uznany za stateczny technicznie stochastycznie. Kryteria te rozpatrywano dla przypadku realizacji manewru podwójnej zmiany pasa ruchu na drodze jednojezdniowej, dwukierunkowej. Na rys. 8.1 zobrazowano omawiane w rozdziale 7 warunki stateczności, określając wybrane fragmenty szerokości jezdni.



Rys. 8.1. Warunki określające pozostawanie samochodu w pasie ruchu podczas manewru omijania przeszkody

Źródło: [269].

Za pracą [269] przyjęto następujące oznaczenia do rysunku:

- C_{dop} – dopuszczalne przemieszczenie poprzeczne środka masy pojazdu w danym pasie ruchu w kierunku zewnętrznej krawędzi drogi;
 s_n – szerokość nadwozia;
 L – odległość pomiędzy środkami śladów kół modelu pojazdu;
 y_k – odległość od środka śladu koła do krawędzi nadwozia;
 s_p – szerokość dopuszczalna zawarta w pasie ruchu, w której może przebywać pojazd.

Rozważania dotyczące praktycznego wykorzystania definicji stateczności technicznej stochastycznej prowadzono także w kilku innych pracach.

W [256] stwierdzono, że dobór metody badania stateczności modelu matematycznego zależy od cech danego modelu (głównie rozważane są modele liniowe i nieliniowe). W badaniu modeli liniowych układu o wielu stopniach swobody najczęściej stosowany jest rachunek macierzowy. Stateczność takich układów określa się zwykle, badając wartości własne macierzy stanu [113], przy czym stateczność bada się, wykorzystując definicję Lapunowa. Przykładem może być wykorzystanie wartości własnych do badania stateczności liniowego modelu matematycznego wagonu towarowego z wózkami 25TN. Wyniki tych rozważań można znaleźć również w pracy [113].

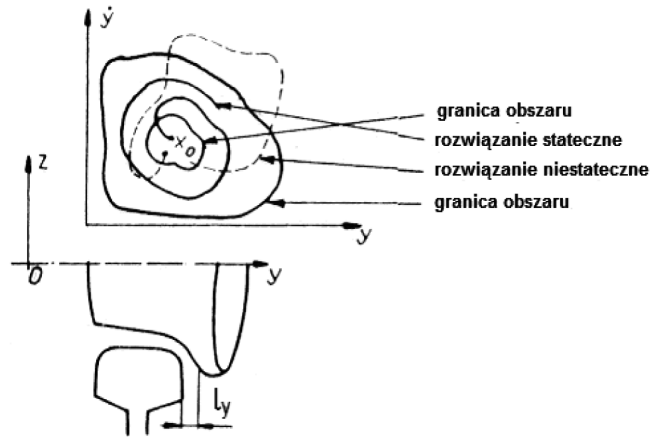
Inną metodę badania stateczności modeli matematycznych zaproponowano w oparciu o kryterium Hurwitza [256]. Metody tej nie polecano jednak do zastosowań praktycznych, gdyż dla układu o wielu stopniach swobody weryfikacja warunków Hurwitza jest pracochłonna, zaś użycie metody numerycznej wydaje się bardziej efektywne.

W badaniach wspomnianego modelu wagonu z wózkami 25TN wykorzystano także definicję stateczności technicznej dla drgań poprzecznych zestawu [113]. Metodę tę przedstawiono dla układów liniowych z losowymi zaburzeniami [160]. W analizie wyszczególniono trzy parametry mające największy wpływ na obszary stateczności: k_ψ – sztywność między wózkiem a korpusem wagonu kolejowego wokół osi pionowej przechodzącej przez środek masy wózka, λ – ekwiwalentna stożkowatość, v – prędkość. Wybór tych parametrów wynikał z analizy wrażliwości oraz możliwości modyfikacji elementów rzeczywistej konstrukcji wagonu i warunków eksploatacji.

W pracy [256] pokazano przykłady rozwinięcia badania stateczności z wykorzystaniem definicji stateczności technicznej stochastycznej dla badania układu z losowo występującymi zaburzeniami. Pokazano wyniki analiz dla modeli matematycznych pojazdu szynowego oraz samochodu.

Dla pojazdu szynowego omówiono w pracy [256] wyniki badań stateczności technicznej stochastycznej zestawu kołowego [170]. Określono obszar Ω i ω dla drgań poprzecznych zestawu kołowego. Na rys. 8.2. pokazano obszar Ω , który został określony jako luz między obrzeżem koła i szyną. Luz ten oznaczono jako l_y .

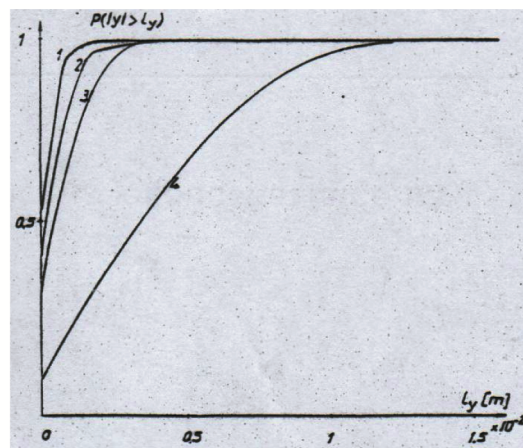
Badania stateczności technicznej stochastycznej przeprowadzono dla poprzecznych drgań układu o jedenastu stopniach swobody z zaburzeniami pochodzącymi od geometrycznych nierówności toru, zmiany jego szerokości oraz zmian profilu główki szyny [256].



Rys. 8.2. Graficzna interpretacja obszaru badania stateczności technicznej stochastycznej zestawu kołowego wagonu kolejowego

Źródło: [256].

Badając stateczność modelu wagonu kolejowego, przeprowadzono analizę stateczności technicznej stochastycznej w parciu o wyniki symulacji. Analizowano prawdopodobieństwo ruchu statecznego przy różnych prędkościach (rys. 8.3).



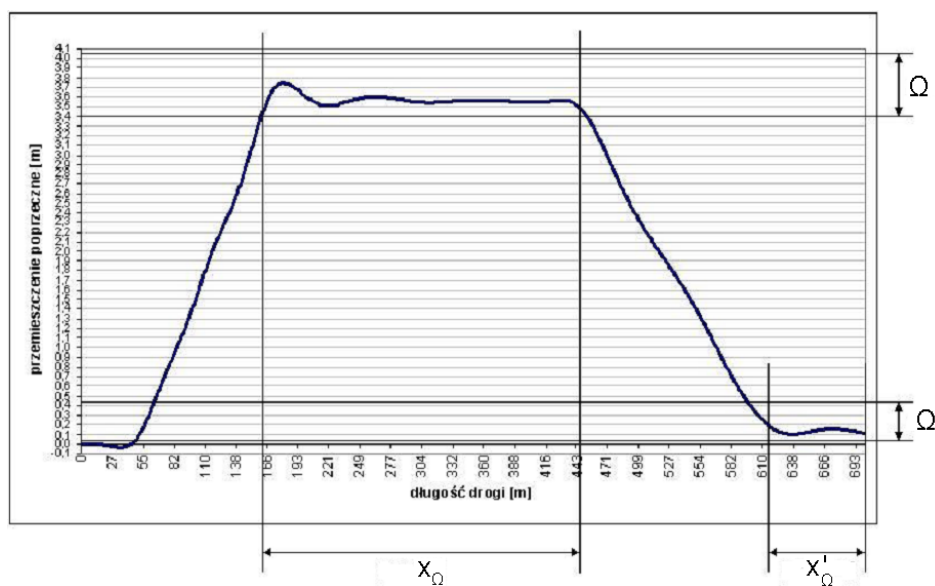
Rys. 8.3. Prawdopodobieństwo stateczności technicznej stochastycznej zestawu kołowego w wagonie kolejowym uzyskane w symulacji komputerowej ruchu wagonu kolejowego [4]

Źródło: [256].

Definicję stateczności technicznej stochastycznej wykorzystano również w badaniu modelu matematycznego samochodu poruszającego się po nierównej nawierzchni drogi [269]. Wykorzystano symulację ruchu modelu samochodu, przy czym przyjęto, że na skutek wypadku bądź kolizji i niepoprawnej naprawy zaburzeniu uległy parametry masowo-bezwładnościowe jego nadwozia. Przyjęto ekstremalnie duże odchyłki położenia środka masy względem nominalnych parametrów w celu zwiększenia efektu ewentualnej niestateczności, jak i wpływu zaburzeń zewnętrznych na ruch pojazdu.

Graficznie zadanie to przedstawiono na rys. 8.4, definiując obszar Ω jako wybraną szerokość pasa ruchu podzieloną na zestaw klas, w których badano częstość przebywania rozwiązania (trajektorii ruchu pojazdu) w określonych warunkach drogowych. W ramach postawionego w pracy [269] zadania badano stateczność podczas realizacji manewru omijania przeszkody oraz po powrocie na pierwotny pas ruchu.

Prócz oceny jakościowej (przebieg krzywych) otrzymano również wyniki zapewniające ocenę ilościową – prawdopodobieństwo znalezienia się rozwiązania w danej klasie. Rozważania na ten temat prowadzono w rozdziale 7. Do analiz z pracy [269] wykorzystano test λ Smirnowa-Kołmogorowa, weryfikując hipotezę o niezgodności rozkładów otrzymanej dystrybuanty empirycznej i ciągłej, dla rozkładów normalnego i Rayleigha, dla otrzymanych częstości występowania rozwiązania w określonej klasie. Badania prowadzono na poziomie istotności $\alpha = 0,05$.



Rys. 8.4. Obszary dopuszczalnych rozwiązań w badaniu modelu samochodu

Źródło: [269].

Prawdopodobieństwo znalezienia się samochodu w skrajnym położeniu na drodze przy zaburzeniach parametrów masowo-bezwładnościowych nadwozia wzrosło trzykrotnie. Omawiany przykład z pracy [269] pokazuje możliwość wykorzystania badania stateczności technicznej stochastycznej dla nieliniowych modeli matematycznych samochodu. Co więcej, wykazano również uniwersalność metody badawczej poprzez analizę możliwości porównania otrzymanego rozwiązania z pojęciami obowiązującymi dla rzeczywistych samochodów (por. rozdział 7).

Przedstawione w pracy [256] metody prezentowano fragmentarycznie w różnych publikacjach. Na podstawie przeprowadzonych analiz oceniono, że najefektywniejszą metodą badania stateczności jest metoda stateczności technicznej stochastycznej, ponieważ jest ona najbliższa odnoszenia wyników otrzymanych podczas badania ruchu modeli matematycznych do układów rzeczywistych. Możliwości te wynikają bezpośrednio z badania trajektorii rozwiązań, zaś dodatkowym atutem omawianej metody jest możliwość rozważania całego zagadnienia w ujęciu losowym.

W pracy [261] przeprowadzono analizę możliwości modyfikacji sposobu dopuszczania pojazdów powypadkowych poddanych naprawie, do dalszej eksploatacji. Przeprowadzono ogólną ocenę procesu likwidacji szkody komunikacyjnej pod względem wybranych aspektów stanu technicznego samochodu.

Skupiono się na możliwości uwzględnienia dwóch elementów na etapie oceny zdolności samochodu powypadkowego do dalszej eksploatacji. Pierwszym jest ocena parametrów masowo-bezwładnościowych pojazdu i ich ewentualnych zaburzeń wynikających z nieprawidłowo przeprowadzonej naprawy i braku możliwości weryfikacji tego typu zaburzeń na podstawie kontroli punktów bazowych nadwozia. Drugim aspektem jest badanie wpływu zaburzeń parametrów masowo-bezwładnościowych na stateczność techniczną stochastyczną modeli matematycznych samochodu przy zewnętrznych zaburzeniach o charakterze losowym, np. pochodzących od nierówności drogi, w różnych warunkach ruchu oraz porównanie otrzymanych wyników z rezultatami dla rzeczywistych pojazdów samochodowych, dla których norma ISO określa kryteria stateczności.

W artykule przedstawiono rozważania na temat możliwości rozszerzenia zakresu kontroli stanu technicznego samochodu powypadkowego poddanego naprawie w aspekcie jego dalszej eksploatacji. Ideą napraw powypadkowych jest przywrócenie stanu pojazdu sprzed wypadku lub przynajmniej stanu do niego zbliżonego. Dopuszczony do ruchu pojazd ma z założenia spełniać wymogi dotyczące bezpieczeństwa ruchu środków transportu drogowego. Jednak istniejące procedury wydają się nie być kompletne z uwagi na brak wytycznych określających ewentualne dopuszczalne odchyłki powstałe po naprawie względem stanu nominalnego.

Prowadzono rozważania mające na celu odpowiedź na pytanie, o jakie elementy możnaby uzupełnić proces likwidacji szkody komunikacyjnej w kwestii dopuszczenia naprawionego pojazdu do ruchu.

Zgodnie z pracą [261] po zaistnieniu zdarzenia drogowego dokonywane są oględziny i opis miejsca wypadku, przy czym jednymi z najważniejszych składowych tego opisu wydają się być:

- protokół oględzin z miejsca wypadku;
- szkic z miejsca zdarzenia w skali oraz odwzorowaniem śladów kół i miejsca występowania odłamków, płynów itp.;
- dokumentacja fotograficzna zawierająca widok ogólny oraz szczegółowe zapisy fragmentów wypadku, dokumentacja fotogrametryczna itp.

Jednym z elementów procesu likwidacji szkód komunikacyjnych jest także ocena stopnia uszkodzeń pojazdu oraz skierowanie go do naprawy lub, na podstawie orzeczenia o szkodzie całkowitej, przekazanie do utylizacji [261].

W przypadku przekazania pojazdu do naprawy zakres dokonywanych czynności zależy od stopnia uszkodzenia i ogólnej deformacji bryły pojazdu. Wydaje się zatem, że jeżeli stopień uszkodzeń pojazdu jest na tyle duży, że został zaburzony kształt jego bryły, zostały także zaburzone jego parametry masowo-bezwładnościowe. W pracy [261] założono, że wydaje się konieczna taka kontrola pojazdu powypadkowego poddanego naprawie, która umożliwiłaby jednoznaczne stwierdzenie jego zdatności do dalszej eksploatacji.

Zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych nadwozia lub całego pojazdu może prowadzić do szybszego zużywania się niektórych elementów układu jezdnego samochodu, co w efekcie może prowadzić do niestateczności ruchu takiego pojazdu. Biorąc pod uwagę stopień uszkodzeń pojazdu po wypadku i zakres napraw, przyjęto, że wydaje się istotne wprowadzenie dodatkowej kontroli naprawionego pojazdu pod względem oceny położenia środka masy i momentów bezwładności oraz przeprowadzenie badania stateczności ruchu za pomocą realizacji określonych manewrów, np. podwójnej zmiany pasa ruchu [261]. Założono, że dysponując odpowiednio dokładnymi modelami matematycznymi, można prowadzić analizy z wykorzystaniem środowisk wirtualnych przy zapewnieniu odzwierciedlenia realnych sytuacji, szczególnie w przypadku badania stateczności.

Część pracy [261] poświęcono analizie wybranych aspektów dotyczących zaburzenie parametrów masowo-bezwładnościowych oraz stateczności ruchu samochodu poddanego naprawie powypadkowej. Z przeprowadzonych rozważań wyciągnięto dwa spostrzeżenia. Pierwsze dotyczy sposobu przyjęcia rozkładu mas w modelu pojazdu, który może mieć istotny wpływ na wyniki obliczeń. Nierównomierność rozkładu mas może dać wyniki obliczeń położenia środka masy bliższe rzeczywistości, niż traktowanie samochodu jako bryły o jednolitym rozkładzie masy. Problem ten rozważano w rozdziale 4.

Jako drugie zauważono, że jak dotąd prowadzone były analizy zmian parametrów masowo-bezwładnościowych pojazdu po wypadku, nie zaś po naprawie powypadkowej. Stąd najistotniejszą kwestią wydaje się być odpowiedź na pytanie, do jakiego stopnia lub o jaki rząd wielkości położenie środka masy oraz wartości masowych momentów bezwładności w pojeździe naprawionym mogą różnić się od parametrów nominalnych. Jest to tym bardziej istotne, że nie

wszystkie naprawy realizowane są w autoryzowanych warsztatach, co oznacza różnorodność technologii naprawczych i stosowanych materiałów [261].

Prowadzone wyżej rozważania mogą znaleźć zastosowanie w drugim elemencie umożliwiającym pełniejszą ocenę zdatości pojazdu do eksploatacji po naprawie. Elementem tym jest badanie ruchu pojazdu w określonych warunkach drogowych przy działających na układ mechaniczny, jakim jest samochód, zaburzeniach zewnętrznych. W wielu pracach pojęcie stateczności samochodu ograniczono do elementów związanych z mechaniką ruchu, niekiedy wykorzystując występowanie stale działających zaburzeń (np. siły bocznej o stałej wartości, pochodzącej od podmuchu wiatru). Podjęto także próby badania stateczności modeli matematycznych samochodów, wykorzystując np. definicję stateczności w sensie Lapunowa, Lagrange'a lub stateczności technicznej [261].

Badania takie nie dają jednak pełnej możliwości analizy, ponieważ ww. definicje stateczności mają ograniczenia, głównie w kwestii natury zaburzeń działających na samochód.

Jak już wspomniano, definicja stateczności technicznej stochastycznej daje możliwość najpełniejszej oceny modelu matematycznego samochodu spośród znanych definicji, ponieważ jej głównym atutem jest możliwość analizy ruchu układu przy występowaniu losowych zaburzeń pochodzących np. od nierówności nawierzchni drogi w przypadku badania ruchu modelu matematycznego samochodu czy nierówności toru przy badaniu stateczności ruchu pojazdu szynowego. Wyniki badań można następnie odnieść do wyników badań rzeczywistych obiektów technicznych.

Wydaje się, że do dalszych analiz można wykorzystać podejście opisane wyżej. Zaburzenie środka masy nadwozia samochodu może przyczynić się do niestateczności ruchu, co pokazano w rozdziale 7. Uwzględniono tam wystąpienie zaburzeń środka masy nadwozia modelu matematycznego samochodu sportowego spowodowanych nierównomiernym rozmieszczeniem obciążenia oraz nieprawidłową naprawą powypadkową. W pracy [269] wykazano, że zderzenie z odpowiednio dużą prędkością może spowodować znaczne deformacje nadwozia, a co za tym idzie, doprowadzić do zmiany rozkładu mas i zaburzenia parametrów masowo-bezwładnościowych. Według rozważań z pracy [261] element ten, jako rzutujący na całą konstrukcję samochodu, powinien być ujęty w procesie likwidacji szkody komunikacyjnej przynajmniej na etapie oceny uszkodzeń pojazdu, kiedy część konstrukcyjna nadwozia obejmująca przestrzeń pasażerską lub elementy mocowania układu jezdnego została uszkodzona. Co do elementów związanych z zaburzeniem geometrii nadwozia istotne wydaje się wykazanie, w jakim stopniu zaburzenia spowodowane zderzeniem są niwelowane podczas naprawy.

W pracy [261] wskazano także związki między badaniem stateczności technicznej stochastycznej a możliwością weryfikacji zdatości naprawionego pojazdu do dalszej eksploatacji, zwłaszcza w obliczu możliwości porównań otrzymanych wyników ze statecznością dla rzeczywistych obiektów (ISO 8855:1991). Możliwość prowadzenia symulacji komputerowych dotyczących dynamiki modeli pojazdów znacznie upraszcza wykonalność tego etapu i obniża koszty.



Analiza dotycząca wypadków drogowych w latach 1995–2014

Jednym z elementów wskazujących na możliwość poprawy bezpieczeństwa ruchu drogowego, jak również stanowiącym tło rozważań, może być analiza danych statystycznych dotyczących wypadków i kolizji. Istniejące analizy wypadków i kolizji nie obejmują wszystkich aspektów mających wpływ na stan bezpieczeństwa na drodze. Ponadto pokazane w tym rozdziale zestawienia są uzupełnieniem i pewnego rodzaju efektem rozważań prowadzonych w rozdziałach poprzednich, stanowiąc dowód na potrzebę ich prowadzenia.

Należy dodać, że analiza ilościowa wypadków i kolizji pozwala sformułować wnioski, których nie można uzyskać z badań indywidualnych wypadków. Ponadto taka analiza umożliwi postawienie hipotez dotyczących kierunków zmian w strukturach dróg i różnego typu elementów infrastruktury.

Przedstawione zostały wybrane wskaźniki porównawcze dla lat 1995–2014 w Polsce i wybranych krajach europejskich. Taka analiza może umożliwić nie tylko wyciągnięcie odpowiednich wniosków i pokazanie trendów dotyczących rozwoju bezpieczeństwa ruchu drogowego, ale również wskazać możliwość podjęcia kroków na rzecz poprawy jego wybranych aspektów.

Dane statystyczne dotyczące wypadków drogowych można uzyskiwać z różnych źródeł, m.in. z bazy danych Komendy Głównej Policji, banku danych regionalnych Głównego Urzędu Statystycznego, europejskiej bazy danych ONZ oraz europejskiej bazy danych Eurostat. Innymi, choć nie w pełni funkcjonalnymi źródłami są urzędy statystyczne i instytucje zajmujące się zbieraniem danych o wypadkach drogowych w krajach, dla których porównania są dokonywane.

W kilku różnych pracach, m.in. w [3], [10], [11], [183] oraz [218], dokonano ogólnej analizy stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w Polsce pod kątem wybranych aspektów (okoliczności wypadków, ofiary, przyczyny itp.). Dla przykładu w pracach [3] i [201] omówiono sposoby gromadzenia danych dotyczących wypadków oraz znane bazy danych. Ponadto w [201] zaprezentowano i zinterpretowano wskaźniki wypadków stosowane przy porównywaniu danych dla wybranego okresu bądź między regionami czy państwami. Omówiono wskaźniki dotychczas stosowane oraz utworzone na bazie teorii ryzyka. Natomiast w pracy [269] przeprowadzono wybrane analizy problemowe dotyczące wpływu określonych czynników na powstawanie wypadków drogowych. Tego typu analizy prowadzone są również przez Komendę Główną Policji. Prowadzono również prace dotyczące geograficznie większego obszaru, analizując poziom

bezpieczeństwa ruchu drogowego w Europie Środkowo-Wschodniej [9], jak również w państwach spoza Europy, m.in. w pracy [125], gdzie przedstawiono ocenę poziomu bezpieczeństwa ruchu drogowego w Libii.

Na podstawie danych statystycznych z lat 1980–2001 dokonano w [25] analizy ofiar śmiertelnych, rannych, liczby wypadków oraz ich najczęstszych przyczyn. Przedstawiono okresy najczęstszego występowania wypadków w ciągu roku, a także te, kiedy występowało najwięcej rannych lub ofiar śmiertelnych. W [214] przedstawiono sposób modelowania liczby ofiar śmiertelnych w wypadkach za pomocą szeregów czasowych. W pracy [215] omówiono przyczyny typowych kolizji i wypadków drogowych przy ograniczonej widoczności kierującego pojazdem, zaś w [219] poruszono aspekt bezpieczeństwa na przejściach dla pieszych.

W wymienionych pracach nie znaleziono opracowań przedstawiających trendy dotyczące wypadków drogowych w Polsce, głównie w relacji do innych krajów europejskich. Nie znaleziono również zestawień dotyczących użytkownika pojazdów naprawionych po wypadku zarówno w Polsce, jak i za granicą, co umożliwiłoby analizę wpływu napraw oraz ich zakresu (co było naprawiane w pojeździe) na bezpieczeństwo eksploatacji samochodu powypadkowego. Ważny wydaje się także problem korzystania z dróg przez różne grupy użytkowników, co pokazano m.in. w [169].

Porównania liczby ofiar śmiertelnych i rannych w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w latach 1995–2004 dokonano m.in. w [150] oraz [186].

Zdobycie niektórych danych, zwłaszcza z innych krajów jest utrudnione. Niemniej, na podstawie tych, które były możliwe do uzyskania udało się podjąć próbę porównania ocen stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w Polsce i wybranych krajach europejskich w okresie 1995–2004 [184] oraz 1995–2008 [226]. W kolejnych pracach pokazano bardziej aktualne zestawienia, np. [188], przy czym skupiono się również na tendencjach zmian wartości określonych wskaźników dotyczących wypadków drogowych.

W pracy [196] przeprowadzono analizę stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w województwie mazowieckim w latach 2002–2008, natomiast w [202] pokazano analizy zmian w liczbie wypadków, ofiar śmiertelnych oraz samochodów w wybranych okresach wieloletnich. W [203] pokazano analizę zmian wartości wskaźników bezpieczeństwa ruchu drogowego w województwie mazowieckim w latach 2002–2008 w relacji do całego kraju. Uwagę zwrócono na uczestników ruchu należących do tzw. grupy wysokiego ryzyka. Ponadto w pracy [204] uwzględniono wiek ofiar jako jedną z przyczyn wypadków drogowych.

9.1. Stan analiz dotyczących wypadków drogowych

Wydaje się, że jednym z celów gromadzenia danych statystycznych powinno być późniejsze ich wykorzystanie do analizy trendów zmian poszczególnych wskaźników wyrażanych w wartościach względnych. Porównania stanowią je-

den z elementów takiej analizy. Innym jest stworzenie określonego tła rozważań nad konkretnym problemem oraz śledzenie zmian zachodzących w określonym środowisku po wprowadzeniu określonych modyfikacji. Elementy te powinny być powiązane ze stanem infrastruktury drogowej oraz ze wzrostem poziomu technicznego samochodu. Niektóre z tych zagadnień będą przedstawione w dalszej części monografii.

Istotnym elementem analizy związanej z bezpieczeństwem ruchu drogowego jest powiązanie rodzaju zderzenia z elementami infrastruktury drogowej tworzącymi miejsce danego wypadku wraz z otoczeniem. W ramach działań Komendy Głównej Policji publikowane są roczne raporty dotyczące wypadków drogowych, zawierające m.in. liczbę wypadków, ofiar śmiertelnych i rannych zarówno w odniesieniu do geometrii drogi (prosty odcinek, łuk itp.), miejsca powstania (skrzyżowanie dróg, przejście dla pieszych itp.), rodzaju drogi (autostrada, droga ekspresowa, lokalna itp.) oraz rodzaju zderzenia (czołowe, boczne itp.). Wydaje się, że brak jest istotnych z punktu widzenia uzyskania pełnego obrazu sytuacji danych pokazujących liczbę wypadków, które miały miejsce na określonego rodzaju drodze, ale jednocześnie w terenie zabudowanym bądź poza nim albo jednocześnie na określonym fragmencie drogi (skrzyżowanie, łuk itp.). Tego typu dane wydają się niezbędne do porównań wypadków w Polsce i innych krajach. Jednocześnie należy podkreślić, że w żadnym kraju dane dotyczące wypadków drogowych nie są publikowane pod kątem takiej szczegółowości.

W dalszej części pokazano zestawienia omawianych wskaźników wypadkowości w sposób umożliwiający prowadzenie odrębnych analiz, jak również wyciąganie konkretnych wniosków dla indywidualnych danych. Skupiono się przy tym na próbie analizy wybranych zjawisk przyczynowo-skutkowych dotyczących wypadków drogowych. Dzięki temu możliwa wydaje się analiza trendów zmian omawianych wskaźników oraz prognoza na najbliższe lata. Prognoza taka możliwa jest oczywiście w połączeniu ze śledzeniem zmian stanu infrastruktury drogowej, liczby pojazdów itp. Kolizje zostały pominięte, skupiono się na wypadkach i ich skutkach.

Ostateczne konkluzje nie są narzuconymi przez autorów płaszczyznami odniesienia dla badań na rzecz poprawy bezpieczeństwa ruchu drogowego. Zwrócono jedynie uwagę na pewne istotne aspekty, które mogą być pomocne w dalszych działaniach. Wydaje się, że istotne jest powiązanie zagadnień inżynierskich (omawianych w poprzedniej części monografii) z problemami bezpieczeństwa w ruchu drogowym, którego elementem są analizy statystyki wypadków.

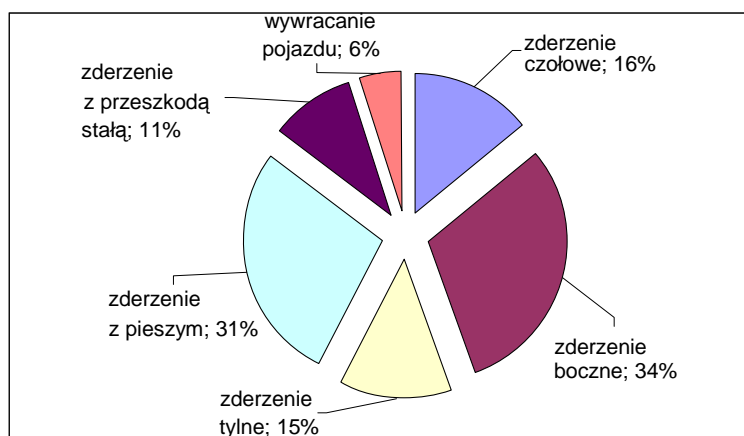
9.2. Wyniki wybranych analiz wypadków drogowych w latach 1995–2014

Zestawienia pokazane w tym rozdziale zaczerpnięto z pracy [269] i uzupełniono o dane bardziej aktualne, które pochodzą z Systemu Ewidencji Wypadków i Kolizji (SEWiK) oraz z bazy danych ONZ. W oparciu o SEWiK przygotowano

wane są również raporty Komendy Głównej Policji prezentowane na stronie internetowej dotyczącej ruchu drogowego. Fragmentarycznie korzystano z innych źródeł, takich jak Główny Urząd Statystyczny, celem uzupełnienia niektórych brakujących elementów.

Nie wszystkie zestawienia można przedstawić dla całego omawianego okresu z powodu braku danych dla niektórych lat. Na rys. 9.1 zobrazowano procentowy udział wypadków w ogólnej liczbie w omawianym okresie w latach 1995–2013. Największy udział miały zderzenia boczne (ponad 30%). Informacja ta jest istotna z punktu widzenia ukierunkowania badań nad rozwiązaniami technicznymi bezpieczeństwa biernego zarówno pojazdów, jak i infrastruktury. Krótka strefa kontrolowanego zgniotu bocznej części nadwozia pojazdu powoduje, że w przypadku zderzenia bocznego energia uderzenia nie może być w pełni rozproszona, co grozi śmiercią lub rozległymi obrażeniami ciała uczestników.

Stąd ważne wydaje się wykorzystanie modelowania zderzeń w połączeniu z rozwiązaniami zwiększającymi bezpieczeństwo bierne pojazdu. Z drugiej strony zmiany infrastrukturalne powinny eliminować kolizyjne skrzyżowania dróg wszędzie, gdzie dopuszczalna prędkość znacznie przewyższa stosowaną w testach zderzeniowych (np. EuroNCAP [przyp. aut.]) dotyczących zderzeń bocznych.



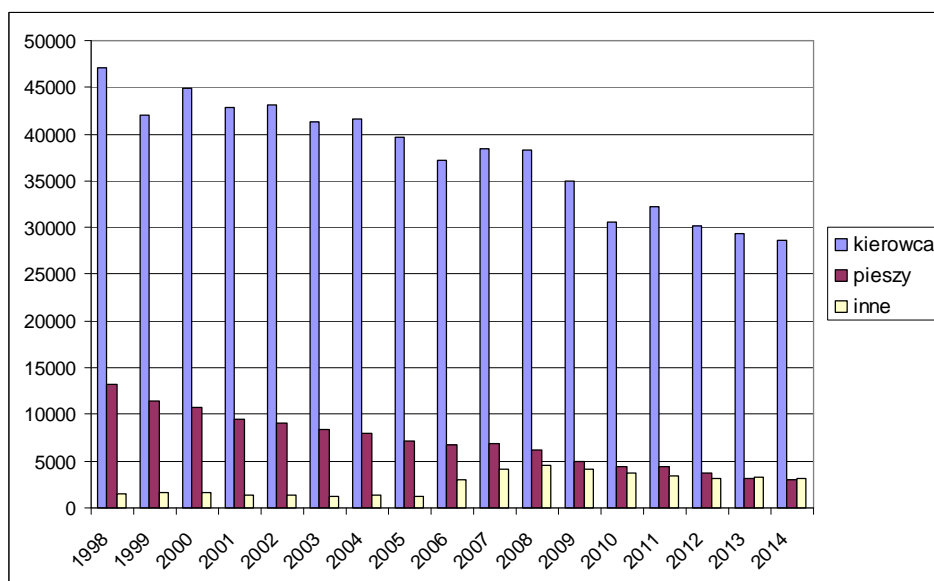
Rys. 9.1. Procentowy udział zderzeń w ogólnej liczbie wypadków na lata 1995–2013

Źródło: opracowanie własne.

Przedstawione w pracy [269] zestawienia opracowano na podstawie danych dla Polski i wybranych państw europejskich: Francji, Wielkiej Brytanii oraz Niemiec. W krajach tych liczba pojazdów jest większa niż w Polsce, lepszy jest również stan infrastruktury drogowej. Aspekty te są od wielu lat brane pod uwagę w procesach kształtowania bezpieczeństwa biernego i czynnego pojazdów i infrastruktury.

Powszechnie panuje pogląd, że wina większości wypadków leży po stronie człowieka. Na rys. 9.2 pokazano podział przyczyn wypadków w latach 1998–2014, gdzie liczba wypadków spowodowanych przez kierowców i pieszych jest

dominująca na tle ogółu innych przyczyn, jednak w ostatnich latach odnotowano tendencję spadkową dla obu grup użytkowników dróg. W latach 2000–2014 zaobserwowano spadek liczby wypadków spowodowanych przez pieszych do wartości około 3000, liczba wypadków, w których zawinili kierowcy wahała się w latach 2005–2009 między 35000 a 40000, zaś w latach 2010–2014 w granicach 30000. Wzrosła natomiast liczba wypadków spowodowanych innymi przyczynami, np. współwiną, winą pasażera itp. Proces ten jest zauważalny dla okresu 2006–2009. W dalszych latach nastąpił niewielki spadek, jednak w odniesieniu do pierwszej połowy omawianego okresu wartości te są i tak dwu-, a nawet trzykrotnie większe.



Rys. 9.2. Wina człowieka jako przyczyna wypadku w latach 1998–2013

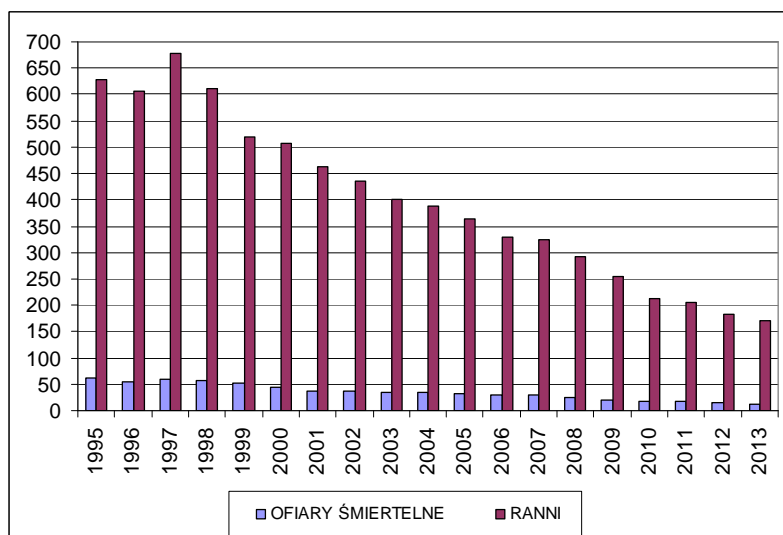
Źródło: opracowanie własne.

9.3. Porównanie z wykorzystaniem wybranych wskaźników wypadkowości

W dalszych zestawieniach większość statystyk przedstawiono za pomocą wartości względnych, np. w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów. Dzięki takiemu podejściu pokazano trendy mogące rysować się na przyszłość.

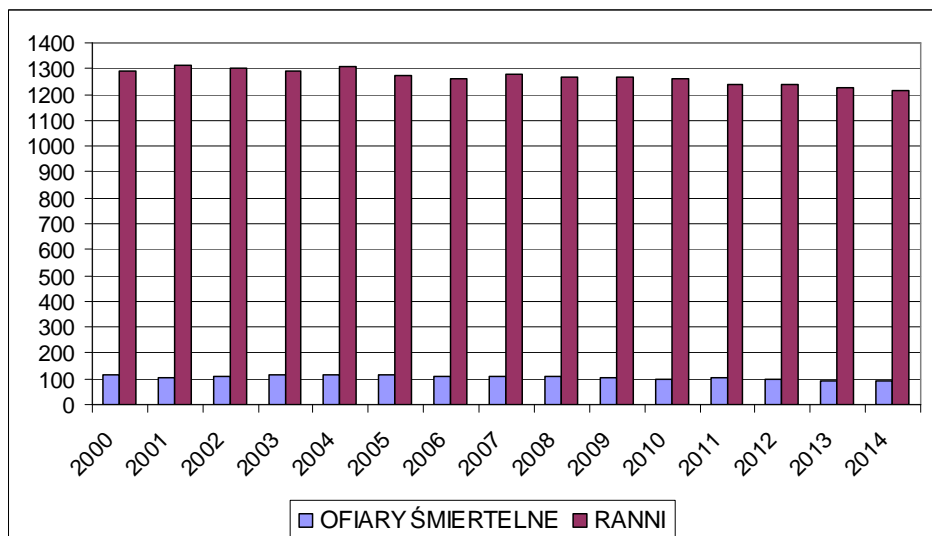
Na rys. 9.3 pokazano liczbę ofiar śmiertelnych i rannych w wypadkach drogowych w Polsce na przestrzeni lat 1995–2013 w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów. W porównaniu z pierwszą połową omawianego okresu, gdzie szczególnie liczba rannych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów była dość wysoka, dla drugiej części zanotowano prawie liniowy spadek obu wskaźników. Co więcej, zarówno liczba ofiar śmiertelnych, jak i rannych wskazywała dla

całego okresu tendencję spadkową, z niewielkim wychyleniem w roku 1997 i 1998. Należy zauważyć, że liczba ofiar śmiertelnych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów spadła dwukrotnie w ciągu omawianych 18 lat. Podobnie liczba rannych – z ponad 600 osób w 1995 do poniżej 200 w 2013 roku.



Rys. 9.3. Liczba ofiar śmiertelnych i rannych w wypadkach w latach 1995–2009 w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów

Źródło: opracowanie własne.



Rys. 9.4. Ofiary śmiertelne i ranni na 1000 wypadków w Polsce w latach 2000–2009

Źródło: opracowanie własne.

Analizę przebiegu zmian liczby rannych i ofiar śmiertelnych dla okresu 2000–2014 w odniesieniu do 1000 wypadków przedstawiono na rys. 9.4. Liczba ofiar śmiertelnych oscyluje dla całego okresu w okolicach 100, co pozwala stwierdzić pewną stabilizację w tym zakresie. Wynika ona zapewne z jednoczesnego zmniejszania się liczby wypadków drogowych oraz niewielkich, corocznych spadków liczby ofiar śmiertelnych (tab. 9.1).

Tabela 9.1. Liczba ofiar śmiertelnych, rannych oraz wypadków drogowych w Polsce w latach 2000–2014

Rok	Liczba wypadków	Liczba ofiar śmiertelnych	Liczba rannych
2000	57331	6294	71638
2001	53799	5534	68194
2002	53559	5827	67498
2003	51078	5640	63900
2004	51069	5712	64661
2005	48100	5444	61191
2006	46876	5243	59123
2007	49536	5583	63224
2008	49054	5437	62097
2009	44196	4572	56046
2010	38832	3907	48952
2011	40065	4189	49501
2012	37046	3577	45792
2013	35847	3357	44059
2014	34970	3202	42545

Źródło: opracowanie własne.

W latach 2000–2004 liczba rannych na 1000 wypadków oscylowała w okolicach 1300, w latach 2005–2009 wskaźnik ten był o około 40 osób mniejszy, natomiast do 2014 roku spadł do około 1200. Niewielki spadek oraz pewna stabilizacja wynika ze stosunkowo równomiernego spadku liczby rannych oraz wypadków drogowych. Ważnymi elementami, które zdaniem autorów mają duży wpływ na zmniejszenie ofiar śmiertelnych od roku 2014 są zmiany w infrastrukturze drogowej; zwiększona jest ilość kilometrów autostrad, na których brak jest zderzeń czołowych oraz eliminacja z tych dróg pieszych, zaprzęgów konnych, rowerzystów, skrzyżowań dróg kołowych i kolejowych. Analizy tych zjawisk były pokazane w kilku publikacjach autorów.

Jednym z ważnych problemów traktowanych jako przyczyny wypadków drogowych wydaje się możliwość korzystania z tych samych dróg przez różne grupy uczestników. Na podstawie pracy [269] w tab. 9.2 przedstawiono liczbę ofiar śmiertelnych wśród wybranych grup uczestników ruchu w wypadkach w Polsce w latach 1998–2000 oraz 2006–2008. Skompletowanie danych dla całe-

go okresu 1998–2008 było niemożliwe, niemniej odnotowano spadek liczby ofiar śmiertelnych wśród pieszych, kierowców pojazdów zaprzęgowych oraz całkowitej liczby ofiar śmiertelnych w wybranych grupach przy jednoczesnym spadku liczby ogólnej wypadków drogowych w drugim okresie względem pierwszego.

Jednym z kierunków programu poprawy bezpieczeństwa ruchu drogowego może być rozwiązanie problemów użytkowania tych samych dróg przez pojazdy samochodowe i wymienionych użytkowników.

Rezultaty, jakie przedstawiono w tab. 9.3, pokazują wyniki pewnej analizy, w ramach której w pracy [269] porównano liczbę ofiar śmiertelnych w wypadkach w Polsce i Francji dla stanu faktycznego z lat 1998–2000 oraz 2006–2008. Jak widać, liczba ofiar śmiertelnych w Polsce wśród użytkowników dróg z tab. 9.2, dwukrotnie przekracza w omawianym okresie liczbę ofiar śmiertelnych we Francji. Posłużono się wskaźnikiem w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów.

Tabela 9.2. Liczba ofiar śmiertelnych w wypadkach w Polsce w latach 1998–2008 dla wybranych kategorii użytkowników dróg

Rok	Liczba wypadków	Ofiary śmiertelne wśród wybranych grup użytkowników dróg					Ofiary śmiertelne ogółem
		Piesi	Rowerzyści, motorowerzyści	Zaprzęgi	Zderzenia czołowe	Razem	
1998	59649	2655	575	15	1274	4519	7080
1999	53915	2446	643	11	1323	4423	6730
2000	55464	2226	616	9	1286	4137	6294
2006	46876	1802	566	2	1012	3382	5243
2007	49536	1951	557	2	1020	3530	5583
2008	49054	1893	520	b.d.	961	3374	5437

Źródło: [269].

Tabela 9.3. Ofiary wypadków w Polsce i we Francji na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w latach 1998–2000 oraz 2006–2008, gdzie W – wypadki, Z – ofiary śmiertelne, R – ranni

	Rok											
	1998		1999		2000		2006		2007		2008	
	Pol-ska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja
W/100 tys. ZP	469,3	380,7	409,4	374,7	393,1	360,8	259,9	222,6	254,3	222,5	229,9	b.d.
Z/100 tys. ZP	55,7	25,8	51,1	23,9	44,6	24	29	13	28,6	12,6	25,4	b.d.
R/100 tys. ZP	610,2	518,8	519,7	503,7	507,8	482,1	327,8	283,3	324,6	282,5	291	b.d.

Źródło: [269].

Założono, że gdyby stan polskiej infrastruktury pozwolił na odseparowanie wybranych grup od korzystania z tych samych dróg i zmniejszenie liczby zderzeń czołowych, np. poprzez modernizację infrastruktury celem uzyskania większej ilości dwupasmowych jezdni oddzielonych barierami ochronnymi, można by uniknąć ofiar z tab. 9.2 lub przynajmniej zmniejszyć ich liczbę. Autorzy sądzą, że postawione hipotezy znajdują potwierdzenie w ilości wypadków śmiertelnych w latach 2015 i dalszych. Po odjęciu wielkości z tab. 9.2 od ogólnej liczby ofiar śmiertelnych, uzyskanoby rezultaty, jak w tab. 9.4, gdzie dla Polski liczba ofiar śmiertelnych z wybranych grup użytkowników na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów (tab. 9.4) byłaby ponaddwukrotnie mniejsza niż w tab. 9.3. Przyjęto, z racji niedostępności pełnych danych, pomijałnie małą liczbę ofiar śmiertelnych w wypadkach wśród użytkowników z tab. 9.2 we Francji (znak „-”).

Tabela 9.4. Liczba ofiar śmiertelnych (Z*) na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów po odjęciu danych z tab. 4.3a

	Rok											
	1998		1999		2000		2006		2007		2008	
	Polska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja	Polska	Francja
W/ 100 tys. ZP	469,3	380,7	409,4	374,7	393,1	360,8	259,9	222,6	254,3	222,5	229,9	b.d.
Z*/ 100 tys. ZP	35,5	-	33,5	-	29,3	-	10,3	-	10,5	-	9,6	-
R/ 100 tys. ZP	610,2	518,8	519,7	503,7	507,8	482,1	327,8	283,3	324,6	282,5	291	b.d.

Źródło: [269].

Tabela 9.5. Liczba zarejestrowanych pojazdów w Polsce w latach 1998–2000 oraz 2006–2008

Rok	1998	1999	2000	2006	2007	2008
Liczba zarejestrowanych pojazdów w Polsce	12709244	13169216	14106078	18035047	19472000	21336913
Liczba zarejestrowanych pojazdów we Francji	32575000	33355700	33601750	36072602	36524653	b.d.

Źródło: [269].

Stan faktyczny wskazuje na większą liczbę ofiar śmiertelnych w przypadku Polski, co w sytuacji prawie dwukrotnie mniejszej liczby samochodów (tab. 9.5) pozwala wyciągnąć wnioski, że warunki ruchu drogowego wciąż generują, mimo niewielkiego spadku, dość wysoką śmiertelność wśród użytkowników dróg. Wydaje się, że przyczyn takiego stanu należy upatrywać np. w sposobie użytkowania drogi.

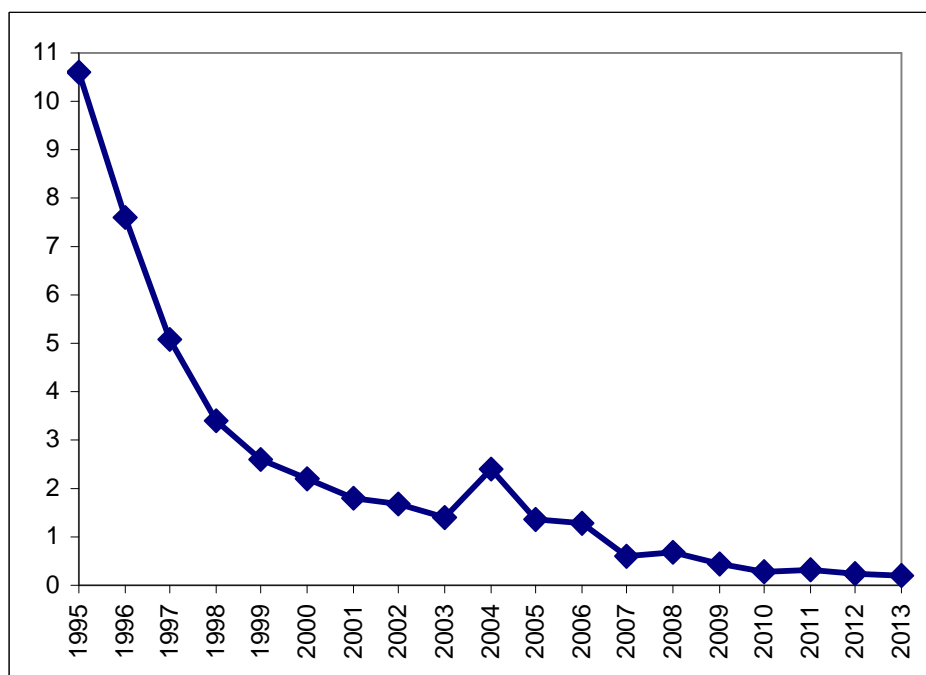
W tab. 9.6 przedstawiono przykładowo porównanie liczby ofiar śmiertelnych, rannych oraz wypadków na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów dla czterech krajów europejskich w roku 2007 [269]. Mimo znacznie mniejszej liczby wypadków oraz samochodów wskaźnik ofiar śmiertelnych jest dużo większy dla Polski niż dla reszty porównywanych państw. Fakt najmniejszej liczby wypadków i rannych w Polsce jest związany z dużo mniejszą liczbą samochodów oraz większą liczbą wypadków w pozostałych krajach. Co więcej, liczba rannych może być związana z bezpieczniejszą infrastrukturą drogową, która pozwala na uniknięcie znacznej liczby ofiar śmiertelnych kosztem wzrostu liczby rannych.

Tabela 9.6. Porównanie wybranych wskaźników dla czterech państw w roku 2007

	Polska	Niemcy	Wlk. Brytania	Francja
LZP	19472000	43686999	31942952	36524653
Liczba wypadków	49536	335485	187115	81272
Liczba ofiar śmiertelnych	5538	4949	3058	4620
Liczba rannych	63224	431504	274741	103201
W / 100 tys. ZP	254,3	767,9	585,7	222,5
Z / 100 tys. ZP	28,4	11,3	9,5	12,6
R / 100 tys. ZP	324,6	987,7	860	282,5

Źródło: [269].

Liczbę wypadków drogowych spowodowanych niesprawnością techniczną na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w latach 1995–2013 przedstawiono na rys. 9.5. Wartość tego wskaźnika w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów odnotowywała rokrocznie spadek widoczny szczególnie w trzech pierwszych latach pokazanych w zestawieniu. Niewielki wzrost w roku 2004 powiązać można ze znaczną liczbą sprowadzonych z zagranicy samochodów, których stan techniczny nie mógł być całkowicie kontrolowany. Brak jest danych dotyczących liczby pojazdów, które uległy wypadkowi po raz wtóry, co jest ważne z punktu widzenia eksploatacji często niewłaściwie naprawionego samochodu o zaburzonych parametrach technicznych.



Rys. 9.5. Niesprawności techniczne na 100 tys. pojazdów w latach 1995–2009

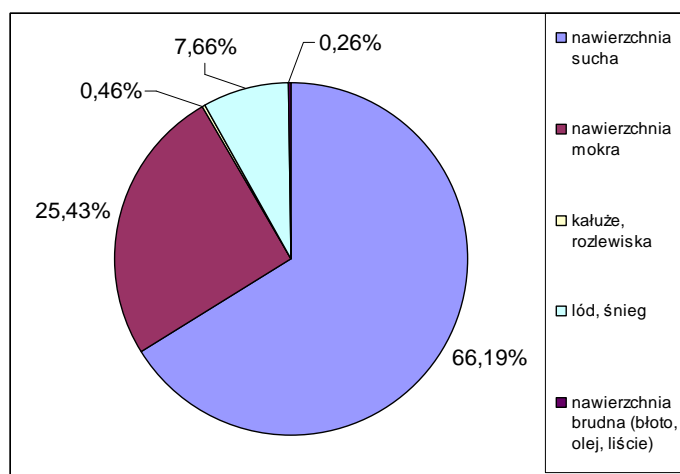
Źródło: opracowanie własne.

Analizując stan nawierzchni w chwili wystąpienia wypadku, możliwe było znalezienie danych za okres 1999–2005 [269], natomiast w kwestii wpływu warunków pogodowych w czasie zdarzenia drogowego przeprowadzono analizę dla lat 1998–2013.

Zaobserwowano występowanie większości wypadków na suchej nawierzchni oraz w dobrych warunkach pogodowych (rys. 9.6, 9.7). Wyniki analizy powiązano z niezachowaniem przez kierowców należytej ostrożności jazdy. Brak uwagi przy dobrych warunkach drogowych, podyktowany zwykle poczuciem bezpieczeństwa jazdy, w warunkach ekstremalnych, np. śnieg lub śliska nawierzchnia, zdaje się nie znajdować potwierdzenia. Zdolność oceny sytuacji przy niekorzystnych warunkach drogowych może zostać zaburzona przez nieprzewidziane sytuacje losowe, jak nagłe zanieczyszczenie jezdni, opad deszczu itp. Jest to czynnik, który należy wprawdzie rozważyć, analizując elementy związane z przyczynami powstawania wypadków drogowych, jednak opisywane zjawiska mogą stanowić jedynie tło rozważań z racji niemożliwości ich uniknięcia. Ważniejsze jest uwzględnienie czynników stanu nawierzchni i warunków atmosferycznych w badaniu dynamiki pojazdów, co w przypadku badania stateczności wykazano w rozdziale 7.

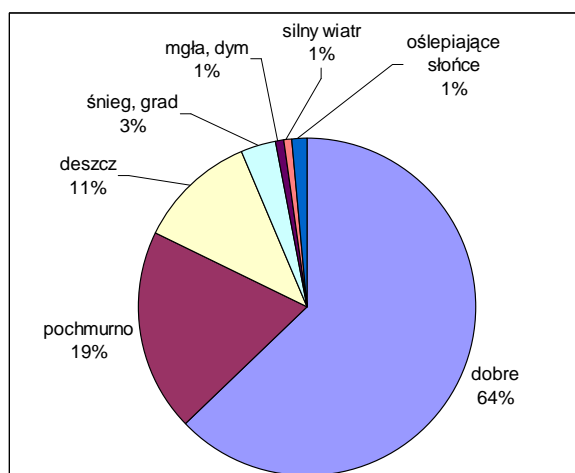
Wydaje się, że zmniejszenie liczby wypadków występujących przy dobrych warunkach drogowych związane jest przede wszystkim z modernizacją infra-

struktury, przy czym kluczowe wydaje się wprowadzanie rozwiązań bezkolizyjnych oraz idei tzw. „wybaczącej drogi” [1] tam, gdzie jest to możliwe. Idea ta polega na stworzeniu drogi o dodatkowych, szerszych niż zwykle poboczach, mogących służyć jako fragment wykorzystywany do uniknięcia kolizji w razie popełnienia błędu w ocenie sytuacji na drodze. Wydaje się, że należy rozważyć również inne systemy kontroli bezpieczeństwa na drogach niż statyczny pomiar prędkości (fotoradary, punkty informacyjne o prędkości przejeżdżających pojazdów itp.). Dzięki temu łatwiej dopasować system kontroli do potrzeb eliminacji poprawności pracy kierowcy niż zmienić nawyki i naturę kierowców, zmuszając ich do bezwzględnego przestrzegania przepisów.



Rys. 9.6. Stan nawierzchni w chwili wystąpienia wypadku w latach 1999–2005

Źródło: [269].

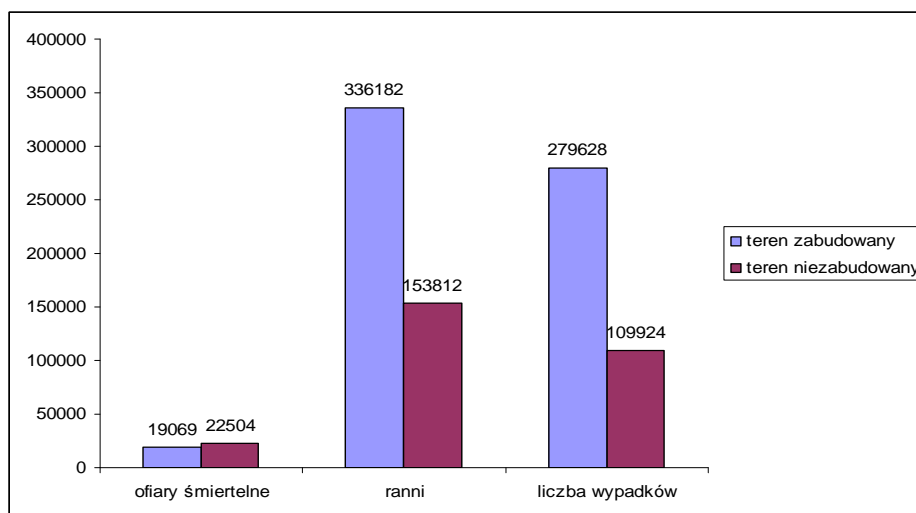


Rys. 9.7. Warunki pogodowe w chwili zdarzenia drogowego w latach 1998–2013

Źródło: opracowanie własne.

Na rys. 9.8 przedstawiono liczbę wypadków, ofiar śmiertelnych i rannych na obszarze zabudowanym i poza nim w Polsce w latach 2005–2013. Omawianych zdarzeń drogowych, jak i rannych w podanym okresie było więcej na obszarze zabudowanym, co niewątpliwie spowodowane było dużą ilością zdarzeń mających miejsce na często zatłoczonych ulicach miast. W obszarze zabudowanym jest również znacznie więcej miejsc kolizyjnych, takich jak skrzyżowania ulic, ronda, parkingi itp. Takie rozważania mogą stanowić uzupełnienie powyższych, gdzie położono nacisk na brak rozwiniętej infrastruktury drogowej pozwalającej na odseparowanie wybranych rodzajów ruchu, np. pieszych.

W omawianym okresie liczba ofiar śmiertelnych była większa dla wypadków poza obszarem zabudowanym. Jest to kolejna wskazówka dotycząca problemu odseparowania różnych grupy użytkowników tych samych dróg. Większe prędkości osiąmane poza terenem zabudowanym przy braku odpowiednich rozwiązań projektowych zapewniających bezpieczeństwo mogą być przyczyną poważniejszych w skutkach wypadków. Sytuacja wydaje się bardziej złożona w przypadku słabego bądź niedostatecznego oświetlenia lub oznakowania niektórych odcinków dróg, szczególnie w miejscach, gdzie kształt drogi sprzyja powstawaniu niebezpiecznych zdarzeń, zwłaszcza na drogach lokalnych, między mniejszymi miejscowościami i wsiami. Większość wypadków ma miejsce na drogach jednokierunkowych lub dwukierunkowych jednojezdniowych ze względu na brak rozdzielania jezdni np. pasem zieleni lub barierami energochłonnymi.



Rys. 9.8. Liczba wypadków, ofiar śmiertelnych i rannych w latach 2005–2013 na terenie zabudowanym i niezabudowanym

Źródło: opracowanie własne.

W tab. 9.7, 9.8 oraz 9.9 w oparciu o pracę [269] pokazano odpowiednio liczbę wypadków, ofiar śmiertelnych oraz rannych w Polsce w latach 2006–2009, z podziałem na różne rodzaje dróg, na których zdarzenia te miały miejsce.

Tabela 9.7. Liczba wypadków w latach 2006–2009 w Polsce z podziałem na rodzaje dróg

Wypadki	Rodzaj drogi				
	Autostrada	Droga ekspresowa	Droga o 2 jezdniach jednokierunkowych	Droga jednokierunkowa	Droga dwukierunkowa jednojezdniowa
2006	300	113	6215	1407	38841
2007	320	117	6575	1480	41064
2008	283	120	6155	1455	41041
2009	237	127	5383	1345	37097

Źródło: [269].

Tabela 9.8. Liczba ofiar śmiertelnych w latach 2006–2009 w Polsce z podziałem na rodzaje dróg

Ofiary śmiertelne	Rodzaj drogi				
	Autostrada	Droga ekspresowa	Droga o 2 jezdniach jednokierunkowych	Droga jednokierunkowa	Droga dwukierunkowa jednojezdniowa
2006	55	31	485	60	4612
2007	54	22	505	51	4951
2008	35	33	475	45	4849
2009	43	23	384	59	4062

Źródło: [269].

Tabela 9.9. Liczba rannych w latach 2006–2009 w Polsce z podziałem na rodzaje dróg

Ranni	Rodzaj drogi				
	Autostrada	Droga ekspresowa	Droga o 2 jezdniach jednokierunkowych	Droga jednokierunkowa	Droga dwukierunkowa jednojezdniowa
2006	449	175	7704	1617	49178
2007	551	168	8286	1729	52490
2008	427	164	7613	1693	52200
2009	383	166	6739	1583	47168

Źródło: [269].

Wydaje się, iż większość działań na rzecz poprawy bezpieczeństwa w ruchu drogowym skupiono na problemach niedostosowania prędkości jazdy do warunków ruchu oraz nietrzeźwości kierowców. Z przedstawionych danych wynika, że kryteria te nie mogą w pełni oddać stanu faktycznego, pokazując jedynie pewien zarys stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w Polsce. Czynnikiem, na które w celu uzupełnienia analiz należy zwrócić uwagę są np. warunki pogodowe, otoczenie drogi, różnego rodzaju użytkownicy biorący udział w zdarzeniach drogowych, miejsce zdarzenia, stan nawierzchni itp.

Najważniejsze nie są jednak skutki takiego stanu rzeczy, a przyczyny generujące sytuacje wypadkowe. Większość omawianych wskaźników wskazuje tendencję spadkową lub utrzymuje się na określonym poziomie. Dalszy ich spadek może nie być tak wyraźny, jeżeli działania na rzecz poprawy bezpieczeństwa ruchu drogowego nie będą prowadzone na różnych obszarach.

Z przedstawionych danych widać również konieczność pracy nad skutkami zderzeń bocznych jako przyczyn potencjalnie dużych uszkodzeń pojazdu. Stąd przedstawione w rozdziale 3 rozważania na temat modelowania zderzeń z uwzględnieniem współczynnika restytucji prędkości stycznych jako wymiernego czynnika charakteryzującego zderzenie boczne.

9.4. Wpływ różnych czynników na powstawanie wypadków i możliwość zmniejszania ich liczby

W kilku pracach prowadzono rozważania mające na celu analizę wpływu wybranych czynników na powstawanie wypadków w Polsce w porównaniu z innymi krajami europejskimi, jak również możliwość ich eliminacji, głównie poprzez eliminację precedensów mogących prowadzić do wystąpienia tych czynników. Przede wszystkim należy mieć na uwadze, że nie wszystkie czynniki można łatwo albo w ogóle wyeliminować. Można natomiast, poprzez odpowiednie działanie, ograniczyć ich wpływ na powstawanie wypadków drogowych.

W dalszej części podrozdziału omówiono wyniki wybranych prac z omawianego zakresu.

W pracy [258] dokonano analiz związanych z porównaniem niektórych wskaźników wypadkowości pomiędzy wybranymi krajami europejskimi. Analizy te przedstawiono na dwa sposoby: w czystej, nieprzetworzonej postaci oraz z wykorzystaniem wskaźników. Dotyczyły one Polski, Francji, Czech, Niemiec i Wielkiej Brytanii, za okres 1999–2010. W tab. 9.10 oraz 9.11 zaprezentowano liczby ofiar śmiertelnych i rannych w wypadkach w wybranych krajach i przedstawiono je w wartościach bezwzględnych.

Na podstawie tych zestawień można dojść do wniosku, że zarówno pod względem ofiar śmiertelnych i rannych Czechy charakteryzują się największym bezpieczeństwem. Polska w tych porównaniach wypadła w środku stawki, jeśli chodzi o ofiary śmiertelne, natomiast na drugim miejscu pod względem najmniejszej liczby rannych, co pozornie może stanowić obraz dobrej sytuacji bezpieczeństwa ruchu drogowego.

Tabela 9.10. Liczba ofiar śmiertelnych w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Ofiary śmiertelne				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	1455	8487	7772	6730	3564
2000	1486	8079	7503	6294	3580
2001	1333	8160	6977	5534	3598
2002	1430	7655	6842	5827	3581
2003	1447	6058	6613	5640	3658
2004	1382	5530	5842	5712	3368
2005	1286	5318	5361	5444	3336
2006	1063	4709	5091	5243	3298
2007	1221	4620	4949	5583	3059
2008	1076	4275	4477	5437	2645
2009	901	4273	4152	4572	2337
2010	802	3992	3648	3907	1905

Źródło: [258].

Tabela 9.11. Liczba rannych w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Ranni				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	34710	167113	521127	68449	330195
2000	32439	161681	504055	71638	331423
2001	33676	153505	494775	68195	322853
2002	34389	137427	476404	67502	310938
2003	35438	115602	462170	63905	297274
2004	34254	108429	440109	64667	286979
2005	32211	108429	433430	61196	275840
2006	28114	108076	422322	59121	264288
2007	29191	102125	431419	63224	254157
2008	28501	103201	409047	62097	237811
2009	27244	95207	397671	56045	229576
2010	24384	84461	371170	48952	217605

Źródło: [258].

W pracy [258] postawiono zatem pytanie, czy dane prezentowane w taki sposób są reprezentatywne i można na ich podstawie dokonać analiz porównawczych i prognoz na najbliższe lata. Odpowiedź nie wydała się jednoznaczna, szczególnie biorąc pod uwagę dodatkowe czynniki, jak np. liczbę samochodów, ogólną długość dróg każdego rodzaju, naturę wypadków itp.

Tabela 9.12. Liczba pojazdów w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Zarejestrowane pojazdy				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	3748136	32831419	45027749	13169216	27915656
2000	3755415	33538254	46640965	14106078	28136380
2001	3869410	34294982	47296442	14724293	29206659
2002	3998696	34808708	47463269	15525733	29976693
2003	4092385	35228622	47797096	15899195	30504851
2004	4231701	35393620	48219014	16701072	31607029
2005	4396641	35631525	48939105	16815923	32170344
2006	4620235	36164754	49457882	18035047	31344793
2007	4855247	36619045	43762067	19472000	31961051
2008	5050787	36517187	43852088	21336913	32324715
2009	5056710	37101560	44370443	22024697	32087899
2010	5368068	b.d.	44997890	23037149	32270122

Źródło: [258].

Tabela 9.13. Liczba mieszkańców wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	b.d.	b.d.	b.d.	38654124	b.d.
2000	10272322	60762168	82211508	38453757	58892514
2001	10236491	61201676	82349924	38248076	59107960
2002	10204852	61644062	82488494	38230364	59325809
2003	10207362	62078164	82534176	38204570	59566258
2004	10216016	62532556	82516260	38182222	59867866
2005	10235828	63001252	82469422	38165445	60224306
2006	10269134	63437350	82376450	38141267	60595632
2007	10334160	63826129	82266372	38120560	60986648
2008	10424336	64178710	82110096	38125758	61393521
2009	10487178	64522362	81902306	38151602	61811026
2010	10519792	64871454	81776930	38183683	62231336

Źródło: [258].

W tab. 9.12 za pracę [258] pokazano liczbę zarejestrowanych pojazdów w wybranych krajach w latach 1999–2010. Jedynie w Czechach występowała w omawianym okresie około 3 razy mniejsza liczba pojazdów samochodowych niż w Polsce. Natomiast we Francji, Niemczech oraz w Wielkiej Brytanii liczba pojazdów była około dwukrotnie większa. Wydaje się zatem, że porównywanie

wartości bezwzględnych pomiędzy krajami może spowodować wyciągnięcie błędnych wniosków na temat bezpieczeństwa ruchu drogowego.

Dodatkowo w tab. 9.13 pokazano liczbę mieszkańców każdego z porównywanych krajów, natomiast w tab. 9.14 – liczbę samochodów na 1 mln mieszkańców. Pokazano, że na przestrzeni lat przy niewielkim przyroście demograficznym w Niemczech, Francji i Wielkiej Brytanii zagęszczenie pojazdów utrzymywało się na tym samym poziomie. W Czechach przyrost demograficzny był mały, zaś natężenie pojazdów wzrosło, natomiast w Polsce przy niewielkim ujemnym przyroście również odnotowano wzrost liczby pojazdów.

Tabela 9.14. Liczba pojazdów na 1 mln mieszkańców wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	b.d.	b.d.	b.d.	340693,7	b.d.
2000	365585,8	551959,5	567328,9	366832,2	477758,2
2001	378001,6	560360,2	574335,0	384968,2	494124,0
2002	391842,6	564672,5	575392,6	406110,0	505289,2
2003	400924,8	567488,1	579118,8	416159,5	512116,3
2004	414222,2	566003,1	584357,7	437404,4	527946,5
2005	429534,5	565568,5	593421,2	440606,0	534175,4
2006	449914,8	570086,1	600388,6	472848,7	517278,1
2007	469825,0	573731,3	531955,7	510800,5	524066,4
2008	484518,8	568992,2	534064,5	559645,6	526516,7
2009	482180,2	575018,6	541748,4	577294,2	519129,0
2010	510282,7	b.d.	550251,6	603324,4	518551,0

Źródło: [258].

Takie przedstawienie danych pozwoliło wyciągnąć wniosek, że na przestrzeni omawianych 12 lat w Niemczech, Francji i Wielkiej Brytanii stworzono większą możliwość adaptacji nowych rozwiązań infrastruktury, gdyż istniejące rozwiązania zapewniły sterowanie ruchem, które nie utrudniało jakichkolwiek procesów modernizacyjnych.

Wydaje się natomiast, że w Polsce wzrost zagęszczenia pojazdów był zbyt gwałtowny, aby można było dostosować do niego rozwiązania infrastruktury. W tab. 9.15 pokazano liczbę pojazdów na 1 km² w wybranych krajach. O ile w Niemczech zanotowano nawet niewielki spadek wartości tego wskaźnika, o tyle w Polsce, szczególnie w ostatnich 5 latach omawianego okresu jego wzrost był bardziej zauważalny niż w pozostałych krajach.

Tabela 9.15. Liczba pojazdów na 1 km² w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	liczba pojazdów na 1 km ²				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	47,5	60,4	126,1	42,1	114,8
2000	47,6	61,7	130,6	45,1	115,8
2001	49,1	63,0	132,4	47,1	120,2
2002	50,7	64,0	132,9	49,7	123,3
2003	51,9	64,8	133,8	50,8	125,5
2004	53,7	65,1	135,0	53,4	130,0
2005	55,7	65,5	137,0	53,8	132,3
2006	58,6	66,5	138,5	57,7	129,0
2007	61,6	67,3	122,5	62,3	131,5
2008	64,0	67,1	122,8	68,2	133,0
2009	64,1	68,2	124,3	70,4	132,0
2010	68,1	b.d.	126,0	73,7	132,8

Źródło: [258].

W pracy [258] postawiono pytanie, jak wzrost zagęszczenia pojazdami przyczynił się do powstawania wypadków drogowych oraz jak wpłynął na liczbę ofiar śmiertelnych i rannych. W celu przeprowadzenia analizy związanej z tak postawionym problemem zaproponowano następujące wskaźniki porównawcze: liczba wypadków (W_i), ofiar śmiertelnych (Z_i) i rannych (R_i) w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów (9.1) w danym kraju dla każdego roku.

$$W_i = W_c \cdot \frac{100000}{ZPoj}, \quad Z_i = Z_c \cdot \frac{100000}{ZPoj}, \quad R_i = R_c \cdot \frac{100000}{ZPoj} \quad (9.1)$$

gdzie:

$ZPoj$ – liczba zarejestrowanych pojazdów;

W_c – liczba wypadków;

Z_c – liczba ofiar śmiertelnych;

R_c – liczba rannych.

W tab. 9.16–9.18 pokazano porównanie zaprezentowanych wskaźników dla krajów wymienionych w pracy [258]. Przy znacznie większej liczbie wypadków w Czechach, Niemczech i Wielkiej Brytanii oraz porównywalnej liczbie wypadków we Francji najwięcej ofiar śmiertelnych było w Polsce. Co więcej, w Niemczech i Wielkiej Brytanii, mimo dużego natężenia ruchu i największej liczby wypadków na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów wskaźnik ten miał rokrocznie najmniejszą wartość.

Tabela 9.16. Liczba wypadków na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Wypadki na 100 tys. ZP				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	718,2	379,3	878,8	418,5	869,1
2000	677,6	361,5	821,1	406,4	860,5
2001	672,6	340,4	793,6	365,4	809,6
2002	664,9	303,0	762,8	345,0	762,4
2003	667,6	256,1	741,8	321,3	721,5
2004	626,6	241,3	703,7	305,8	674,0
2005	574,1	237,2	687,8	286,0	633,1
2006	478,7	222,1	663,2	259,9	621,4
2007	475,0	223,3	767,4	254,4	588,5
2008	445,1	204,7	731,1	229,9	547,0
2009	429,3	198,6	700,5	200,7	529,2
2010	366,5	b.d.	640,7	168,6	496,1

Źródło: [258].

Tabela 9.17. Liczba ofiar śmiertelnych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Ofiary śmiertelne na 100 tys. ZP				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	38,8	25,9	17,3	51,1	12,8
2000	39,6	24,1	16,1	44,6	12,7
2001	34,5	23,8	14,8	37,6	12,3
2002	35,8	22,0	14,4	37,5	12,0
2003	35,4	17,2	13,8	35,5	12,0
2004	32,7	15,6	12,1	34,2	10,7
2005	29,3	14,9	11,0	32,4	10,4
2006	23,0	13,0	10,3	29,1	10,5
2007	25,2	12,7	11,3	28,7	9,6
2008	21,3	11,8	10,2	25,5	8,2
2009	17,8	11,7	9,4	20,8	7,3
2010	14,9	b.d.	8,1	17,0	5,9

Źródło: [258].

W kwestii rannych na 100 tys. pojazdów najkorzystniejszą sytuacją przedstawiała się we Francji i w Polsce, natomiast najwięcej rannych odnotowano w Niemczech i Wielkiej Brytanii. W Czechach, mimo nie największego natężenia ruchu, wskaźnik ten przyjmował również dużą wartość.

Tabela 9.18. Liczba rannych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Ranni na 100 tys. ZP				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	926,1	509,0	1157,4	519,8	1182,8
2000	863,8	482,1	1080,7	507,9	1177,9
2001	870,3	447,6	1046,1	463,1	1105,4
2002	860,0	394,8	1003,7	434,8	1037,3
2003	866,0	328,2	96,7	401,9	974,5
2004	809,5	306,4	912,7	387,2	908,0
2005	732,6	304,3	885,7	363,9	857,4
2006	608,5	298,8	853,9	327,8	843,2
2007	601,2	280,6	985,8	324,7	795,2
2008	564,3	283,6	932,8	291,0	735,7
2009	556,6	261,5	905,6	254,5	722,7
2010	454,2	b.d.	824,9	212,5	674,3

Źródło: [258].

Kolejnym wskaźnikiem przedstawionym w pracy [258] była liczba ofiar śmiertelnych (Z_{i1000}) i rannych (R_{i1000}) w relacji do 1000 wypadków (9.2). Wskaźnik opisujący to zestawienie pokazano za pomocą wzoru:

$$Z_{i1000} = Z_c \cdot \frac{1000}{W_c}, \quad R_{i1000} = R_c \cdot \frac{1000}{W_c} \quad (9.2)$$

gdzie:

W_c – całkowita liczba wypadków,

Z_c – liczba ofiar śmiertelnych,

R_c – liczba rannych.

W tab. 9.19 pokazano za pracą [258] liczbę wypadków w wybranych krajach. Wykorzystując te dane, dokonano w relacji do nich dalszych porównań.

W tab. 9.20 przedstawiono liczbę ofiar śmiertelnych natomiast w tab. 9.21 – rannych w odniesieniu do 1000 wypadków w omawianym okresie. Wyniki zestawienia pokazały, że mimo rokrocznie drugiej najmniejszej liczbie wypadków w Polsce (tab. 9.19), ofiar śmiertelnych było przeszło dwa razy więcej niż w Czechach, prawie dwukrotnie więcej niż we Francji, a także niemal sześciokrotnie więcej niż w Niemczech oraz Wielkiej Brytanii. Natomiast różnice w liczbie rannych były we wszystkich krajach stosunkowo niewielkie.

Przy relatywnie niewielkiej liczbie wypadków na tle np. Niemiec liczba ofiar śmiertelnych była w omawianym okresie wysoka. Świadczyć to może m.in. o braku rozwiązań w polskiej infrastrukturze drogowej umożliwiających ruch bezkolizyjny tam, gdzie przede wszystkim powinien być realizowany (miasta, węzły drogowe, charakterystyczne węzły łączące szlaki komunikacyjne itp.). Spadek liczby ofiar śmiertelnych w 1000 wypadkach pozwala sądzić, że te niedoskonałości są niwelowane. Trendy zmian wskaźnika ofiar śmiertelnych w 1000 wypadkach przedstawiono w postaci wykresu (rys. 9.9).

Tabela 9.19. Liczba wypadków w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Wypadki				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	26918	124524	395689	55106	235048
2000	25445	121223	382949	57331	242117
2001	26026	116745	375345	53798	236461
2002	26586	105470	362054	53558	228535
2003	27320	90220	354534	51076	220079
2004	26516	85390	339308	51068	213043
2005	25239	84525	336618	48100	203682
2006	22115	80309	327984	46875	194789
2007	23060	81272	335845	49536	188105
2008	22481	74487	320614	49054	176814
2009	21706	72315	310806	44195	169805
2010	19676	67288	288297	38832	160080

Źródło: [258].

Tabela 9.20. Liczba ofiar śmiertelnych na 1000 wypadków w wybranych krajach w latach 1999–2010

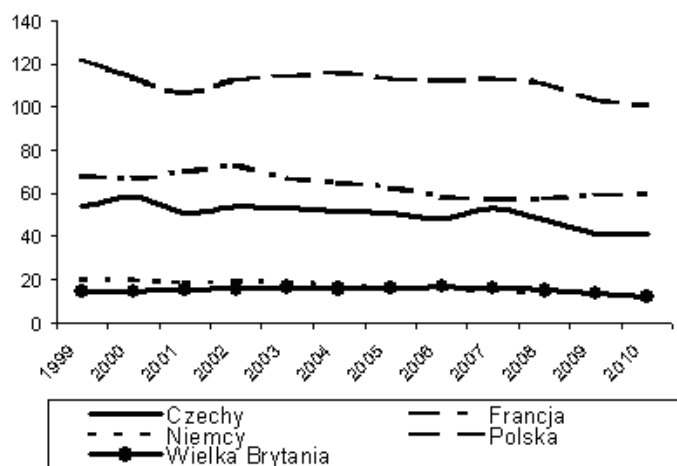
Rok	Ofiary śmiertelne na 1000 wypadków				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	54,1	68,2	19,6	122,1	14,7
2000	58,4	66,7	19,6	113,5	14,8
2001	51,2	69,9	18,6	106,4	15,2
2002	53,8	72,6	18,9	112,6	15,7
2003	53,0	67,2	18,7	114,1	16,6
2004	52,1	64,8	17,2	115,6	15,8
2005	51,0	62,9	15,9	113,2	16,4
2006	48,1	58,6	15,5	111,9	16,9
2007	53,0	56,9	14,7	112,8	16,3
2008	47,9	57,4	14,0	110,8	15,0
2009	41,5	59,1	13,4	103,5	13,8
2010	40,8	59,3	12,7	100,6	11,9

Źródło: [258].

Tabela 9.21. Liczba rannych na 1000 wypadków w wybranych krajach w latach 1999–2010

Rok	Ranni na 1000 wypadków				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wielka Brytania
1999	1289,5	1342,0	1317,0	1242,1	1361,0
2000	1274,9	1333,8	1316,3	1291,6	1368,9
2001	1293,9	1314,9	1318,2	1310,9	1365,4
2002	1293,5	1303,0	1315,8	1303,7	1360,6
2003	1297,1	1281,3	1303,6	1292,2	1350,8
2004	1291,8	1269,8	1297,1	1308,6	1347,0
2005	1276,2	1282,8	1287,6	1272,2	1354,3
2006	1271,3	1345,8	1287,6	1261,3	1356,8
2007	1265,9	1256,6	1284,6	1277,3	1351,1
2008	1267,8	1385,5	1275,8	1265,9	1345,0
2009	1296,7	1316,6	1292,8	1268,1	1365,8
2010	1239,3	1255,2	1287,5	1260,6	1359,4

Źródło: [258].



Rys. 9.9. Dynamika zmian wskaźnika liczby ofiar śmiertelnych na 1000 wypadków w wybranych krajach

Źródło: [258].

Wyniki powyższych rozważań nie oznaczają, że dane prezentowane w wartościach bezwzględnych są zbędne. W pracy [258] stwierdzono, że odpowiednią ich prezentacja może stanowić uzasadnienie dla wyciągniętych wniosków.

Dowodem może być zestawienie z tab. 9.22 pokazujące liczbę wypadków z podziałem na wypadki zaistniałe na drogach szybkiego ruchu, w terenie zabudowanym i poza nim. Zestawienie zaprezentowano dla lat 2005–2010 ze względu na ograniczoną ilość dostępnych danych. Jak widać, wypadków na drogach szybkiego ruchu w Polsce było najmniej, co wskazuje na skromnie rozwiniętą sieć tego typu infrastruktury drogowej w stosunku do pozostałych krajów uwzględnionych w zestawieniu.

Tabela 9.22. Liczba wypadków w wybranych krajach w latach 2005–2010 z podziałem na wypadki w różnych obszarach ruchu drogowego

rok	2005	2006	2007	2008	2009	2010
drogi szybkiego ruchu						
Czechy	450	449	481	1275	b.d.	432
Francja	5160	5094	5327	4224	b.d.	b.d.
Niemcy	20943	20434	20466	18269	b.d.	18829
Polska	228	b.d.	551	281	b.d.	274
Wielka Brytania	8718	8506	8116	7380	b.d.	6500
teren zabudowany						
Czechy	15636	13551	13719	13443	b.d.	12005
Francja	58676	54981	56049	52072	b.d.	b.d.
Niemcy	225875	221504	228717	221306	b.d.	195833
Polska	34234	b.d.	42768	34881	b.d.	27836
Wielka Brytania	91737	87843	86473	128104	b.d.	114238
teren niezabudowany						
Czechy	9153	8115	8860	8591	b.d.	7239
Francja	20688	20234	19896	18191	b.d.	b.d.
Niemcy	89801	86046	86662	81039	b.d.	73635
Polska	13636	b.d.	19905	13892	b.d.	10722
Wielka Brytania	43201	42149	40232	41330	b.d.	33676

Źródło: [258].

Prezentowane wyniki analiz dla okresu 1999–2010 zostały rozszerzone w pracy [259] o aspekty dotyczące okoliczności i miejsca powstawania wypadków oraz wynikających stąd konsekwencji. Ze względu na niepełne dane niektóre wskaźniki przedstawiono, jak poprzednio, dla części omawianego okresu. Porównania kontynuowano dla pięciu państw, jak w pracy [258].

W pracy [259] odniesiono się do danych z tab. 9.22, pokazując dodatkowo długość sumaryczną dróg szybkiego ruchu i dróg innego rodzaju w pięciu po-

równywanych krajach (tab. 9.23) dla okresu 2005–2010. Celem analizy było pokazanie relacji między siecią dróg szybkiego ruchu a liczbą wypadków, jakie na tych drogach zachodzą. Z tab. 9.22 oraz 9.23 widać, że im gęstsza jest sieć dróg szybkiego ruchu, tym potencjalnie więcej wypadków może się zdarzyć na drogach o takim standardzie, kosztem innych rodzajów dróg. Jest to o tyle logiczne, że kierowcy biorący udział w ruchu tranzytowym bądź na dalekie odległości chętniej korzystają ze szlaków o większej dopuszczalnej prędkości.

Niemożliwe było skompletowanie danych dotyczących sumarycznej długości dróg innych niż szybkiego ruchu w Niemczech, ponieważ w materiałach źródłowych, z których korzystano w pracy [259], były one zaprezentowane fragmentarycznie lub w ogóle występowały w nich braki.

Tabela 9.23. Długość autostrad i innych rodzajów dróg w wybranych krajach w okresie 1999–2010

Rok	drogi szybkiego ruchu					inne				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.
1999	499	9626	11427	317	3582	129888	975298	b.d.	376982	417822
2000	499	9766	11515	358	3600	129808	992440	b.d.	378225	418585
2001	518	10068	11712	398	3610	129811	987014	b.d.	383126	419389
2002	518	10223	11786	405	3611	129803	984131	b.d.	377839	420226
2003	518	10379	12037	405	3611	130455	987622	b.d.	382789	420942
2004	546	10486	12044	552	3657	130481	992000	644467	384956	416338
2005	564	10800	12174	552	3629	130473	998308	644480	386963	413065
2006	633	10848	12363	663	3665	132470	1003177	644359	388115	419520
2007	657	10958	12531	663	3669	132441	1016225	644181	388553	420086
2008	691	11042	12594	765	3673	132486	1016749	643999	388813	419717
2009	729	11163	12645	849	3674	132512	1030010	644969	389604	419757
2010	734	11392	12813	857	3673	132573	1038725	b.d.	411622	419745

Źródło: [259].

W dalszej części pracy [259] kontynuowano analizę dotyczącą wpływu takich czynników, jak stan nawierzchni oraz użytkowanie dróg przez różnych użytkowników na przyczyny występowania wypadków drogowych.

Zaproponowano analizę wpływu warunków drogowych na powstawanie wypadków, liczbę ofiar śmiertelnych i rannych. Z racji niekompletności danych udało się przedstawić wartości jedynie dla okresu 1999–2008, dodatkowo niekompletne dla niektórych państw. W tab. 9.24 zaprezentowano liczbę wypadków na nawierzchni suchej oraz dla innego stanu (mokra, oblodzona itp.) w wybranych krajach [259]. Dla każdego państwa dominowała liczba wypadków na nawierzchni suchej, przy dobrych warunkach jazdy, co może wynikać z większej ostrożności użytkowników dróg przy gorszych warunkach drogowych.

Tabela 9.24. Liczba wypadków na nawierzchni suchej i przy innych stanach nawierzchni w wybranych krajach w okresie 1999–2008

Rok	Nawierzchnia sucha					Inne				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.
1999	18099	96172	268459	36856	151360	8819	28352	127230	18252	83688
2000	17749	93805	258804	40314	143309	7696	27418	124145	17017	90420
2001	16649	91260	241625	35372	146868	9378	25485	133720	18427	82146
2002	18071	83142	244276	35850	140096	8515	22328	117778	17627	81655
2003	20082	75546	263049	34722	149756	7238	14674	91485	16356	64274
2004	18190	b.d.	b.d.	32782	b.d.	8326	b.d.	b.d.	18287	b.d.
2005	16869	67112	b.d.	32172	138262	8370	17413	b.d.	15928	65420
2006	15363	63214	b.d.	b.d.	132195	6752	17095	b.d.	b.d.	62594
2007	16191	63467	b.d.	b.d.	128875	6869	17805	b.d.	b.d.	59230
2008	15669	56840	b.d.	32831	116923	6812	17647	b.d.	16223	59891

Źródło: [259].

Tabela 9.25. Liczba ofiar śmiertelnych na 1000 wypadków na nawierzchni suchej i przy innych stanach nawierzchni w wybranych krajach w okresie 1999–2008

Rok	Nawierzchnia sucha					Inne				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.
1999	35,8	47,5	13,1	81,2	9,4	18,2	16,9	6,5	41,0	5,1
2000	40,4	47,5	13,0	75,0	8,7	18,0	15,5	6,5	34,8	5,4
2001	32,9	50,1	11,8	66,0	9,0	18,4	16,0	6,8	36,9	5,5
2002	36,0	52,9	12,6	71,3	9,5	17,8	15,8	6,3	37,2	5,5
2003	38,0	51,6	13,8	74,2	11,0	14,9	11,9	4,9	36,2	5,0
2004	36,5	b.d.	b.d.	71,5	b.d.	15,6	b.d.	b.d.	40,3	b.d.
2005	33,3	48,6	b.d.	76,6	10,7	17,6	14,3	b.d.	36,5	5,7
2006	32,0	43,7	b.d.	b.d.	11,2	16,1	14,9	b.d.	b.d.	5,8
2007	37,4	42,4	b.d.	b.d.	11,0	15,5	14,4	b.d.	b.d.	5,3
2008	33,6	43,0	0,8	72,8	9,7	14,2	14,4	0,4	38,0	5,3

Źródło: [259].

Tabela 9.26. Liczba rannych na 1000 wypadków na nawierzchni suchej i przy innych stanach nawierzchni w wybranych krajach w okresie 1999–2008

Rok	Nawierzchnia sucha					Inne				
	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.	Czechy	Francja	Niemcy	Polska	Wlk. Bryt.
1999	849,4	1022,9	878,1	818,8	844,2	440,1	322,8	438,9	423,3	504,0
2000	870,8	1019,6	874,6	862,0	781,5	404,0	317,7	441,7	387,5	527,2
2001	805,7	1016,3	833,3	815,5	820,2	488,2	302,3	484,9	452,1	490,2
2002	865,0	1018,3	873,0	831,3	807,5	428,5	288,6	442,9	427,5	501,6
2003	940,7	1067,2	957,0	833,7	897,3	356,4	217,7	346,6	417,3	407,2
2004	865,8	b.d.	b.d.	795,9	b.d.	426,0	b.d.	b.d.	470,3	b.d.
2005	635,0	745,4	b.d.	592,2	668,1	454,8	288,7	b.d.	468,5	457,9
2006	662,7	743,4	b.d.	b.d.	667,5	425,2	290,8	b.d.	b.d.	460,4
2007	664,7	738,5	b.d.	b.d.	674,2	404,9	297,8	b.d.	b.d.	448,3
2008	870,6	957,5	b.d.	832,4	873,4	397,1	301,5	b.d.	433,5	471,6

Źródło: [259].

Dla wybranych stanów nawierzchni zaprezentowano także liczbę ofiar śmiertelnych i rannych w relacji do 1000 wypadków (odpowiednio tab. 9.25 oraz 9.26) [259]. Przy znacznie większej liczbie wypadków na drogach suchych w stosunku do innych stanów nawierzchni liczba ofiar śmiertelnych na 1000 wypadków była w omawianym okresie prawie lub ponaddwukrotnie większa dla wszystkich krajów niż liczba ofiar śmiertelnych w innych warunkach drogowych. We Francji liczba ofiar śmiertelnych w 1000 wypadków na nawierzchniach suchych wzrosła nawet trzykrotnie względem ofiar wypadków na nawierzchni o innym stanie (mokra, oblodzona itp.).

Przy mniejszej liczbie wypadków na drogach z nawierzchnią o innym stanie niż sucha (tab. 9.24) wskaźnik liczby rannych na 1000 wypadków był w omawianym okresie dla każdego państwa zaledwie około 2 razy mniejszy niż dla liczby rannych w 1000 wypadkach na nawierzchni suchej. Te dwa spostrzeżenia mogą wskazywać na mniejszą ostrożność kierowców podczas jazdy w dobrych warunkach drogowych.

Innym zestawieniem pokazanym w pracy [259] jest liczba ofiar śmiertelnych i rannych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów z podziałem na rodzaje zderzeń (tab. 9.27 i 9.28). Przedstawiono wartości tego wskaźnika jedynie dla lat 1999–2003. W omawianym okresie najwięcej ofiar śmiertelnych w zderzeniach z pieszymi było rocznie w Polsce, choć miał również miejsce największy spadek ich liczby w omawianym okresie. Pozwala to wnioskować o dalszym spadku tego wskaźnika, podobnie jak w przypadku ofiar zderzeń czołowych i bocznych.

Tabela 9.27. Liczba ofiar śmiertelnych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w typowych zderzeniach drogowych w latach 1999–2003 w porównywanych krajach

Rok	1999	2000	2001	2002	2003
ofiary śmiertelne w zderzeniu z pieszym					
Czechy	8,91	9,40	8,32	7,60	6,96
Francja	2,47	2,20	2,10	2,11	1,56
Niemcy	2,07	2,01	1,82	1,74	1,61
Polska	18,57	15,78	12,62	12,50	11,69
Wielka Brytania	3,18	3,11	2,87	2,63	2,59
ofiary śmiertelne w zderzeniu tylnym					
Czechy	1,52	1,57	1,55	2,00	1,83
Francja	1,07	1,00	0,92	0,77	0,65
Niemcy	0,92	0,87	0,70	0,75	0,79
Polska	2,78	2,99	2,66	2,60	2,56
Wielka Brytania	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.
ofiary śmiertelne w zderzeniu czołowym					
Czechy	7,50	7,72	7,57	7,48	6,72
Francja	4,73	4,30	4,00	3,84	2,92
Niemcy	3,98	3,80	3,46	3,25	3,08
Polska	9,62	8,52	7,40	7,23	6,65
Wielka Brytania	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.
ofiary śmiertelne w zderzeniu bocznym					
Czechy	4,40	4,47	3,80	4,20	4,40
Francja	4,33	3,68	3,76	3,28	2,62
Niemcy	2,45	2,19	2,15	2,01	2,00
Polska	7,23	5,84	5,78	5,42	4,40
Wielka Brytania	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.

Źródło: [259].

W przypadku zderzeń tylnych nie można natomiast stwierdzić dużego spadku ich liczby. Podobna sytuacja miała miejsce w Czechach, jednak liczba ofiar śmiertelnych w zderzeniach tylnych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów była około dwukrotnie mniejsza niż dla Polski.

W zderzeniach bocznych i tylnych w relacji do 100 tys. zarejestrowanych pojazdów najczęściej rannych było w Niemczech, co można wytłumaczyć występowaniem zdarzeń tej natury m.in. na drogach szybkiego ruchu, np. przy zmianie pasa lub hamowaniu. Najwięcej rannych w zderzeniach z pieszymi było w Wielkiej Brytanii, na co może mieć wpływ gęsta infrastruktura drogowa w miastach. Natomiast rannych w wyniku zderzeń czołowych odnotowano najczęściej w Czechach.

Prawie we wszystkich przypadkach odnotowano spadek wartości prezentowanych wskaźników. Jedynie w Czechach nastąpił niewielki wzrost liczby rannych w zderzeniach tylnych, prawdopodobnie związany z również niewielkim rozwojem sieci dróg szybkiego ruchu. W roku 2003 odnotowano również w Czechach wzrost liczby rannych na 100 tys. pojazdów w zderzeniach bocznych.

Tabela 9.28. Liczba rannych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów w typowych zderzeniach drogowych w latach 1999–2003 w porównywanych krajach

Rok	1999	2000	2001	2002	2003
ranni w zderzeniu z pieszym					
Czechy	139,46	131,04	132,35	125,44	112,50
Francja	58,14	56,13	51,85	47,02	41,00
Niemcy	88,17	82,19	78,80	76,76	73,63
Polska	148,28	138,48	122,86	111,72	102,22
Wielka Brytania	157,68	154,24	143,12	133,29	122,39
ranni w zderzeniu tylnym					
Czechy	78,20	77,78	82,18	87,35	88,02
Francja	48,56	47,21	43,94	40,78	34,77
Niemcy	213,82	201,46	196,34	185,16	170,65
Polska	47,00	9,30	48,54	45,56	41,64
Wielka Brytania	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.
ranni w zderzeniu czołowym					
Czechy	148,58	133,38	133,95	138,72	127,26
Francja	67,24	60,69	55,18	47,46	37,15
Niemcy	127,91	115,74	113,09	101,25	98,55
Polska	80,54	73,48	71,53	64,87	61,19
Wielka Brytania	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.
ranni w zderzeniu bocznym					
Czechy	155,04	149,01	143,87	143,10	153,04
Francja	156,61	143,24	133,07	116,94	98,77
Niemcy	325,29	305,52	292,72	287,69	280,28
Polska	127,56	126,77	116,86	111,55	98,45
Wielka Brytania	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.

Źródło: [259].

W każdym przypadku, prócz liczby rannych w zderzeniach bocznych w Czechach, można spodziewać się spadku wartości wskaźników w prezentowanych zagadnieniach. Niestety, konsekwencja i systematyka gromadzenia danych, które są publikowane w ogólnie dostępnych źródłach uniemożliwia pokazanie zestawień dla dłuższego przedziału czasowego.

Analizę danych statystycznych wypadków drogowych przeprowadzono w pracy [259] również pod kątem podziału użytkowników dróg na kategorie. Porównano liczbę ofiar śmiertelnych i rannych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów wśród pieszych, kierowców oraz pasażerów samochodów osobowych, motocyklistów, rowerzystów a także motorowerzystów (odpowiednio tab. 9.29 oraz 9.30). Pokazano analizę dla lat 2000–2009.

Tabela 9.29. Liczba ofiar śmiertelnych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów typowych użytkowników dróg w latach 1999–2010 w porównywanych krajach

Rok	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
ofiary śmiertelne – piesi										
Czechy	9,64	8,32	7,70	7,09	6,64	6,78	4,37	4,78	4,71	3,48
Francja	2,50	2,40	2,49	1,78	1,64	1,78	1,48	1,53	1,50	1,34
Niemcy	2,13	1,90	1,84	1,70	1,74	1,40	1,44	1,59	1,49	1,33
Polska	15,99	12,67	12,80	11,82	11,90	10,44	9,99	10,02	8,82	6,66
Wlk. Bryt.	3,16	2,94	2,70	2,63	2,20	2,17	2,22	2,07	1,83	1,63
ofiary śmiertelne – kierowcy i pasażerowie samochodów osobowych										
Czechy	9,24	8,14	8,28	8,31	7,66	6,30	4,80	4,88	11,34	14,32
Francja	5,21	5,01	4,45	3,42	2,99	2,76	2,34	2,24	6,04	10,18
Niemcy	3,06	2,63	2,61	2,40	2,08	1,68	1,60	1,68	5,40	8,03
Polska	19,21	8,69	8,33	7,94	7,02	7,23	6,36	6,12	11,90	14,10
Wlk. Bryt.	2,45	2,38	2,40	2,32	2,13	1,97	2,07	1,81	4,06	5,65
ofiary śmiertelne – motocykliści										
Czechy	2,66	2,22	2,93	2,47	2,29	2,64	2,45	2,80	2,40	1,68
Francja	2,87	3,18	3,05	2,51	2,50	2,50	2,18	2,33	2,24	2,45
Niemcy	2,03	2,04	1,92	1,98	1,78	1,79	1,60	1,84	1,50	1,46
Polska	1,26	1,15	1,08	0,91	1,08	0,93	0,91	1,10	1,23	1,32
Wlk. Bryt.	2,12	1,99	2,02	2,26	1,84	1,74	1,86	1,86	1,51	1,47
ofiary śmiertelne – rowerzyści										
Czechy	4,02	3,64	4,00	3,89	3,10	0,02	b.d.	2,39	1,84	b.d.
Francja	0,76	0,71	0,61	0,54	0,47	0,51	b.d.	0,39	0,41	b.d.
Niemcy	1,41	1,34	1,23	1,29	0,99	1,17	0,98	0,97	1,04	b.d.
Polska	5,42	4,56	4,77	4,41	4,45	2,00	b.d.	2,56	2,03	b.d.
Wlk. Bryt.	0,45	0,47	0,43	0,37	0,42	0,46	b.d.	0,43	0,36	b.d.
ofiary śmiertelne – motorowerzyści										
Czechy	0,43	0,23	0,43	0,27	0,12	0,18	0,06	0,06	0,04	0,18
Francja	1,36	1,31	1,11	1,12	0,96	1,00	0,88	0,88	0,80	0,81
Niemcy	0,34	0,29	0,28	0,28	0,25	0,22	0,22	0,23	0,25	0,22
Polska	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	0,33	0,31
Wlk. Bryt.	0,05	0,05	0,07	0,08	0,08	0,07	0,09	b.d.	0,06	0,05

Źródło: [259].

W Polsce najmniej ofiar śmiertelnych było wśród motocyklistów i motorowerzystów, natomiast dla pieszych, kierowców i pasażerów oraz rowerzystów wartości względne liczby ofiar śmiertelnych są największe na tle wybranych krajów w omawianym okresie. Może to być efektem m.in. stanu infrastruktury drogowej i rozwiązań bezkolizyjnych, których w Polsce, szczególnie w obszarach miejskich, jest relatywnie mało [259].

Tabela 9.30. Liczba rannych na 100 tys. zarejestrowanych pojazdów typowych użytkowników dróg w latach 1999–2010 w porównywanych krajach

Rok	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009
ranni – piesi										
Czechy	128,83	131,54	124,09	111,18	107,57	94,44	85,19	82,59	75,53	71,53
Francja	54,69	50,75	46,03	40,20	38,99	38,19	36,94	36,61	34,95	33,70
Niemcy	81,72	78,44	76,57	73,26	70,67	69,30	67,18	77,24	74,73	71,32
Polska	140,61	124,47	113,69	104,27	96,05	88,29	77,82	76,00	65,20	54,59
Wlk. Bryt.	150,41	139,34	129,71	119,36	110,52	103,35	99,17	94,79	88,89	84,81
ranni – kierowcy i pasażerowie samochodów osobowych										
Czechy	501,84	530,93	521,70	534,19	500,13	443,22	b.d.	b.d.	335,37	466,86
Francja	277,18	256,68	224,54	172,25	156,35	150,92	b.d.	b.d.	110,47	211,40
Niemcy	663,57	647,89	615,16	571,09	538,39	505,28	b.d.	b.d.	512,53	824,93
Polska	263,33	245,59	232,06	210,35	210,72	246,84	b.d.	b.d.	164,57	199,88
Wlk. Bryt.	729,07	688,38	652,77	611,62	576,41	549,04	b.d.	b.d.	477,16	630,65
ranni – motocykliści										
Czechy	60,63	56,44	55,74	60,82	57,83	60,02	b.d.	b.d.	49,14	44,04
Francja	62,14	60,12	50,40	44,90	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	46,18	44,96
Niemcy	86,12	79,71	78,73	80,21	71,45	71,17	b.d.	b.d.	68,38	66,98
Polska	12,42	10,38	10,25	9,08	8,30	8,95	b.d.	b.d.	10,64	10,43
Wlk. Bryt.	88,72	85,63	76,37	74,95	79,27	75,40	b.d.	b.d.	54,20	53,79
ranni – rowerzyści										
Czechy	116,31	96,01	99,56	100,82	90,63	59,82	b.d.	b.d.	58,03	b.d.
Francja	17,67	15,33	13,13	13,77	12,51	12,87	b.d.	b.d.	12,05	b.d.
Niemcy	155,95	150,28	147,85	158,29	151,73	159,09	b.d.	b.d.	180,08	b.d.
Polska	56,42	48,90	49,15	47,16	42,31	17,89	b.d.	b.d.	21,06	b.d.
Wlk. Bryt.	72,81	64,97	56,63	55,46	52,25	51,02	b.d.	b.d.	50,70	b.d.
ranni – motorowerzyści										
Czechy	8,92	5,32	4,73	4,69	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	2,69	7,97
Francja	59,50	55,01	48,22	46,15	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	40,23	36,17
Niemcy	41,20	39,61	37,65	38,09	36,83	36,28	b.d.	b.d.	50,39	44,66
Polska	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	10,41	10,09
Wlk. Bryt.	14,37	15,86	16,19	15,92	b.d.	b.d.	b.d.	b.d.	12,38	10,56

Źródło: [259].

Największą względną wartość rannych w grupie pieszych zanotowano w Wielkiej Brytanii. W Niemczech było najwięcej rannych wśród kierowców i pasażerów pojazdów osobowych, motocyklistów i rowerzystów. Wynikać to może to z większego natężenia ruchu w stosunku do pozostałych państw wziętych do porównań oraz z bezpieczniejszej infrastruktury pod kątem zmniejszania ofiar śmiertelnych. Dla kierowców motorowerów nie było możliwe opracowanie pełnego porównania z uwagi na duże braki w dostępnych danych.

Przedstawione analizy wskazują, że podstawowe znaczenie w powstawaniu wypadków śmiertelnych ma infrastruktura drogowa. Pojawienie się autostrad i dróg szybkiego ruchu eliminuje zdarzenia, które w Polsce powodowały relatywnie najwięcej ofiar śmiertelnych; piesi, rowerzyści, zderzenia czołowe, zderzenia boczne, skrzyżowania dróg kołowych i kolejowych.

Analizując dane statystyczne w wartościach względnych, można stworzyć płaszczyznę porównań zarówno dla poszczególnych lat, jak i między państwami. Łatwiej jest wyeliminować błąd niedokładnego gromadzenia danych, ponieważ niewielka różnica danych w wartościach bezwzględnych nie może znacząco wpłynąć na wielkość obliczanego wskaźnika.

Dysponując kompletnymi i aktualnymi danymi, można stworzyć wiele mniej lub bardziej szczegółowych porównań wybranych wskaźników dotyczących wypadków drogowych, co z kolei umożliwia przeprowadzenie zarówno ogólnej analizy bezpieczeństwa ruchu drogowego danego kraju czy grupy państw, jak również szczegółowych rozważań dotyczących przyczyn powstawania wypadków drogowych i możliwości ich eliminacji.

Prezentowane dane ukazują niekonsekwencję ich gromadzenia, ze względu na dużą ilość luk w pełnych zestawieniach [259]. Istotne wydaje się zatem wprowadzenie ujednoczonych metod gromadzenia i przechowywania danych dotyczących wypadków drogowych.

Literatura

1. Wicher J., Bezpieczeństwo samochodów i ruchu drogowego, WKŁ, Warszawa 2012.

Zakres: klasyfikacja zderzeń w różnych ujęciach, podstawowe parametry techniczne zderzeń, opis sposobów poprawy bezpieczeństwa w przypadku zaistnienia kolizji. Interpretacja danych statystycznych, klasyfikacja bezpieczeństwa, omówienie cech kierowcy oraz biomechaniki obrażeń, część poświęcona zderzeniu pojazdu z pieszym oraz przyczepności i stateczności. Charakterystyka urządzeń bezpieczeństwa czynnego i biernego, omówiono zagadnienie kompatybilności pojazdów. Scharakteryzowano także otoczenie kierowcy i samochodu, tj. drogę oraz jej najbliższy obszar. Bibliografia: 156 pozycji.

2. Gryboś R., Teoria uderzenia w dyskretnych układach mechanicznych, PWN, Warszawa 1969.

Zakres: mechanika zderzenia ciał w różnych warunkach (swobodnych lub osadzonych obrotowo, o jednym stopniu swobody liniowo i nieliniowo, o dwu lub więcej stopniach swobody). Podstawowe pojęcia, zderzenia środkowe i mimośrodkowe ciał gładkich oraz szorstkich w ruchu płaskim. Zderzenie potraktowano również jako proces lokalny, omówiono współczynnik restytucji. Kolejne części dot. stanów nieustalonych, amortyzacji wstrząsów, parametrów zderzeń niesprężystych, podziału na uderzenia podłużne, poprzeczne wielokrotne oraz jako proces losowy. Zostały także szeroko omówione zderzenia w nieliniowym układzie o jednym stopniu swobody oraz uderzenie w układzie liniowo-sprężystym o dwu lub więcej stopniach swobody. Bibliografia: 233 pozycje.

3. Szczuraszek T., Bezpieczeństwo ruchu miejskiego, WKŁ, Warszawa 2005.

Zakres: gromadzenie danych o zderzeniach drogowych oraz ocena stanu zagrożenia w ruchu drogowym dokonywana na podstawie statystyk. Podstawowe przyczyny występowania zdarzeń drogowych, sposoby kształtowania bezpieczeństwa ruchu drogowego, a także zarządzanie prędkością. Najczęstsze wady infrastruktury drogowej. Studium poprawy bezpieczeństwa drogowego oraz analiza efektywności działań mających na celu poprawę bezpieczeństwa ruchu drogowego. Bibliografia: 127 pozycji, 8 odnośników do norm i zarządzeń, 22 odnośniki do stron internetowych.

4. Guzek M., Lozia Z., Metody oceny dokładności obliczeń wykonywanych w trakcie rekonstrukcji wypadków w ruchu drogowym, Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, IV konferencja naukowo-techniczna, Kielce 2004.

Zakres: metody oceny dokładności obliczeń wykonywanych w trakcie rekonstrukcji wypadków w ruchu drogowym, ponadto dokonano oceny położenia punktów bazowych nadwozia, przedstawiono wyniki badań ogumienia samochodu ciężarowego podczas dynamicznego hamowania z bocznym znoszeniem; badanie sterowności samochodu, wyznaczanie miejsca kolizji wypadków; ocena widoczności, promienia zataczania, skrętu kół, rozdziału sił hamowania; zagadnienia bezpieczeństwa biernego. Bibliografia: 8 pozycji.

5. Reński A., Badanie stateczności ruchu samochodu wyposażonego w układ ostrzegania o groźbie opuszczenia pasa ruchu, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, JII.01640, nr 1/2 (52/53), 2004.

Zakres: perspektywy automatyzacji sterowania ruchem samochodu; układ ostrzegania kierowcy (system Spurassisstant); modelowanie kierowania samochodem z uwzględnieniem układu informującego o groźbie opuszczenia pasa ruchu (model samochodu, model układu); przykłady symulacji. Bibliografia: 7 pozycji.

6. Fundowicz P., Symulacja manewru hamowania na mokrej nawierzchni, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, JII.01640, nr 1/2 (52/53), 2004.

Zakres: model obliczeniowy, obliczenia oraz wyniki.

Bibliografia: 2 pozycje.

7. Huang M., Vehicle crash mechanics, Hardbound, 2002.

Contents: the fundamentals of engineering mechanics; application of these fundamentals to the study of vehicle crashworthiness. A number of existing and informative ancillary topics related to vehicle crashes are presented extending the scope beyond the fundamental theory. Crash pulse and kinematics; crash pulse characterization; crash pulse prediction – The Convolution Method; basics of impact and excitation modeling; response prediction by numerical methods; impulse, momentum and energy; crash severity and reconstruction.

References: 67 positions.

8. Siłka W., Teoria ruchu samochodu, WNT, Warszawa 2002.

Zakres: wiadomości ogólne (charakterystyka ruchu samochodu, profil prędkości, cykle jezdne, znaczenie czynników eksploatacyjnych), mechanika koła ogumionego (własności koła, siły i momenty działające na koło, poślizg, przyczepność), własności i parametry zespołu napędowego; analiza własności ruchowych samochodu; zagadnienia dotyczące bezpieczeństwa ruchu (hamowanie, ruch krzywoliniowy, zakłócenia, kierowalność, stateczność); analiza energochłonności samochodu (bilans energetyczny, energochłonność faz ruchu); zużycie paliwa przy stałej i zmiennej prędkości jazdy.

Bibliografia: 72 pozycje.

9. TRANSED 2001 towards safety, independence and security, Warszawa 2001.

Contents: situation in developing world; mobility and lifestyle; policy, standards and regulations; technology development; general transport (buses and trams); situation in Central and Eastern Europe; pedestrians and passengers safety (drivers of adapted cars in Sweden, road safety in ageing population, transport of children with disabilities); driver assessment, paratransit and taxis; safety issues, trends, street space, etc.

References: 87 positions.

10. Lejda K., Rajchel K., Prawno-ekonomiczne i techniczne aspekty bezpieczeństwa w komunikacji drogowej, konferencja naukowa, Rzeszów 1997.

Zakres: polityka Generalnej Dyrekcji Dróg w zakresie poprawy bezpieczeństwa ruchu drogowego; pomoc ofiarom wypadków, prędkość jako główny czynnik zagrożenia bezpieczeństwa ruchu drogowego; bezpieczeństwo na autostradach, program GAMBIT. Wystąpienia dot. ekologii oraz budowy autostrad. Materiały związane z oznakowaniem, bezpieczeństwem ruchu drogowego a także edukacją uczestników dróg.

Bibliografia: 3 pozycje.

11. Datka S., Inżynieria ruchu, WKŁ, Warszawa 1997.

Zakres: użytkownicy dróg (człowiek i jego cechy psychofizyczne), pojazdy i ich warunki na drodze (wybrane cechy pojazdów, ruch po drodze, zjawiska styku opony z nawierzchnią, ekologia); manewry pojazdów (przyspieszanie, opóźnianie, hamowanie, wyprzedzanie, omijanie, jazda po łuku, zawracanie, zmiana pasa); badania, pomiary i analizy ruchu (natężenie pojazdów); modelowanie ruchu drogowego, prędkość jako podstawowy parametr drogi; geometria dróg, przepustowość ulic i skrzyżowań; polityka transportowa (zarządzanie ruchem, oznakowanie dróg i ulic, sygnalizacja świetlna); parkowanie, ruch pieszy i rowerowy; stan i analizy bezpieczeństwa ruchu drogowego; metody działania na rzecz poprawy bezpieczeństwa ruchu drogowego.

Bibliografia: 63 pozycje, 3 ustawy, 15 wytycznych oraz instrukcji.

12. Arczyński S., *Mechanika ruchu samochodu*, WNT, Warszawa 1994.

Zakres: klasyfikacja samochodów, mechanika współpracy koła z nawierzchnią, opory ruchu samochodu, źródła napędu, dobór silnika, bilans mocy, charakterystyka własności ruchowych samochodu, dobór przełożeń, sprzęgło hydrokinetyczne oraz przekładnia hydrokinetyczna, ruch opóźniony i krzywoliniowy samochodu, przeniesienie mocy na koła, zagadnienie zużycia paliwa, zagadnienia ruchu pojazdu (odstępy między pojazdami, manewr wyprzedzania, ograniczenie widoczności), podstawy teorii zawieszenia.

Bibliografia: 32 pozycje.

13. Andrzejewski R., *Stabilność ruchu pojazdów kołowych*, WNT, Warszawa 1997.

Zakres: podstawy teorii stabilności; podstawy teorii stabilności ruchu pojazdu kołowego; dynamika podłużna i poprzeczna; dynamika pionowa; dynamika przechyłu bocznego oraz wzdłużnego; dynamika ruchu obrotowego koła jezdnego; metody badań stabilności ruchu rzeczywistych pojazdów kołowych.

Bibliografia: 136 pozycji.

14. Lozia Z., *Analiza ruchu samochodu dwuosioowego na tle modelowania jego dynamiki*, Prace PW, Warszawa 1998.

Zakres: problemy modelowania ruchu i dynamiki pojazdu; modele ruchu samochodu dwuosioowego; rozwiązanie równań ruchu modeli dynamiki pojazdu dwuosioowego; weryfikacja eksperymentalna wyników obliczeń modeli symulacyjnych; przykładowe zastosowania modeli, animacja ruchu samochodów.

Bibliografia: 369 pozycji.

15. Lozia Z., *Animacja ruchu samochodu dwuosioowego*, Prace PW, Warszawa 1997.

Zakres: wstęp (objaśnienia zagadnień symulacji ruchu pojazdu), symulacja ruchu samochodu (2 modele – samochodu osobowego oraz ciężarowego), podstawowe zasady tworzenia obrazu w animacji, przykładowe zastosowania modelu.

Bibliografia: 23 pozycje.

16. Lozia Z., Guzek M., *Metody badań stateczności i kierowności pojazdu*, Prace PW, Warszawa 1995.

Zakres: charakterystyka testów ISO, ruch ustalony po okręgu, manewr podwójnej zmiany pasa ruchu, hamowanie prostoliniowe i po łuku, wymuszenia, ruch po okręgu ze zdjęciem nogi z pedału gazu, testy proponowane przez różne ośrodki, a nieuwzględnione w ISO.

Bibliografia: 34 pozycje.

17. Yong R.N., *Vehicle traction mechanics*, ESP, 1984.

Contents: introduction (general, offroad traction mechanics, objectives, requirements, basic problems and concerns); terrain material (inorganic, organic, snow, other) and interface reaction; mobility elements and requirements; analytical methods; mechanics of energy transfer; finite elements modeling; application of finite modeling; compaction mechanisms; trafficability (definition, requirements, the cone, vane-cone device).

References: 9 positions.

18. Wicher J., *Zagadnienia bezpieczeństwa samochodu*, OWPW, Warszawa 1997.

Zakres: oznaczenia; istota problematyki bezpieczeństwa ruchu drogowego; kierowca (cechy psychofizyczne); pojazd; zagadnienia otoczenia (droga oraz najbliższe obszary przy drodze); stateczność samochodu (podłużna, poprzeczna, w ruchu dowolnym, wywracanie pojazdu); zderzenie (czołowe, boczne, tylne, obrażenia, obciążenia działające na człowieka); modelowanie zderzenia; uwagi końcowe.

Bibliografia: 42 pozycje.

19. Mitschke M., Dynamika samochodu, WKŁ, Warszawa 1977.

Zakres: Koło i opona (toczenie, przyczepność, poślizg, napędzanie i hamowanie koła, obciążenia pionowe oraz poprzeczne); napęd i hamowanie (siły, momenty aerodynamiczne, opory jazdy, charakterystyka silnika, zapotrzebowanie mocy, graniczne wartości wielkości ruchowych, hamowanie); drgania pojazdu (układ jednomasowy, wymuszenia, drgania nadwozia i kół, pojazd dwuosiowy); stateczność i kierowność (jazda po okręgu, kąty obrotu, momenty na kole kierownicy, przebiegi aerodynamiczne, stateczność ruchu).

Bibliografia: 27 pozycji.

20. 8th International Conference on Road traffic monitoring and control, IEE, 1996.

Contents: policy overview; information (The Metropolitan expressway telephone system, methodology by GPS, road traffic in the US); system descriptions; equipment; adaptive control; local traffic control; vehicle detection; pedestrians; VMS (vehicle motion or monitoring system ?); behavioural management; incidents; simulation.

References: 13 positions.

21. Stawicki R., Analiza zderzenia dwóch samochodów jako problem rekonstrukcji wypadku drogowego, rozprawa doktorska, Warszawa 2004.

Zakres: podstawowe problemy modelowania zderzeń dwóch samochodów, ważniejsze programy do rekonstrukcji wypadków/kolizji; założenia wstępne, omówienie istniejących modeli zderzenia dwóch samochodów; próba uściślenia analitycznego modelu zderzenia do celów rekonstrukcji zderzenia; parametry modelu uściślonego; niepewność oszacowania wartości wielkości modelu a zagadnienie błędu, wrażliwość parametryczna; program do symulacji zderzeń (WIST2002), próba redukcji równań modelu zawierających współczynnik restytucji; zastosowanie praktyczne modelu.

Bibliografia: 48 pozycji.

22. Wong J.Y., Theory of ground vehicles, J.W. and Sons, INC, 2001.

Contents: mechanics of pneumatic tires; mechanics of vehicle-terrain interaction (terramechanics); performance characteristics of road vehicles; performance characteristics of off-road vehicles; handling characteristics of road vehicles; steering of tracked vehicles; vehicle ride characteristics; introduction to air-cushion vehicles.

References: 18 positions.

23. Piechna J., Podstawy dynamiki pojazdów, WKŁ, Warszawa 2002.

Zakres: podstawowe wiadomości o przepływach; siły i momenty działające na pojazd; zjawiska aerodynamiczne (wpływ na ekonomiczność, osiągi i prowadzenie); aerodynamika samochodów osobowych, pojazdów użytkowych, samochodów wyścigowych i motocykli; elementy dodatkowe nadwozia; przepływy wewnętrzne; wpływ aerodynamiki na widoczność drogi i samochodu; aerodynamika i hałas; badania.

Bibliografia: 143 pozycje.

24. Murthy T.K.S., Brebbia C.A., Structural design and crashworthiness of automobiles, S-V Berlin, Heidelberg, 1987.

Contents: simulation and experimental validation in crashworthiness applications; structural impact analysis; design optimization using finite element program; programs BEAST and WEST-EX; racing car frame (rigidity); thermal and mechanical analysis of resistance spot welding; general methods of the use of finite element programs.

References: 7 positions.

25. Jurecki R.S.: Wypadki drogowe w Polsce, skutki i przyczyny, III konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2002.

Zakres: samochód inteligentny i jego wpływ na bezpieczeństwo ruchu; zastosowanie oprogramowania komputerowego do rekonstrukcji wypadków; rola barier energochłonnych; konstrukcje warstwowe w aspekcie bezpieczeństwa biernego; rozwiązania konstrukcyjne zderzaków, stosowanie pianki poliuretanowej w zderzakach; funkcja rozkładu nacisku w modelu obliczeniowym opony; wpływ nierównomierności sił hamowania na stateczność ruchu samochodu; hamowanie awaryjne ciężarowego pojazdu dwuosowego w czasie jazdy na wprost; wypadki drogowe w Polsce – przyczyny i skutki; badania widoczności z miejsca kierowcy ciągnika rolniczego; wpływ wybranych parametrów pojazdu na bezpieczeństwo czynne.

Bibliografia: 4 pozycje.

26. Heller M.R., Automotive simulation, Springer Verlag, 1989.

Contents: driving simulation and simulators; crashworthiness (numerical simulation and experimental validation in crashworthiness applications, crashworthiness simulation and design with Pam-Crash code); aerodynamics session (finite element CDF method for flow); acoustic session, engine session, artificial intelligence session (A.I. applications); software tools session; supercomputers and hardware sessions.

References: 144 positions.

27. Tobota A., Naprawy powypadkowe nadwozi a bezpieczeństwo, Wrocław 1997.

Zakres: nadwozie w aspekcie bezpieczeństwa; wypadek drogowy i jego skutki (analiza danych statystycznych, klasyfikacja zderzeń, przebieg wypadku); ocena stanu pojazdu po wypadku i naprawie; wpływ napraw powypadkowych na wytrzymałość elementów na geometrię pojazdu; nowoczesne metody wyceny szkód (kalkulacja wg systemów Audatex oraz Eurotax); urządzenia pomiarowo-naprawcze do powypadkowych napraw nadwozi i ram; zagadnienia nowoczesnych technologii budowy i naprawy nadwozi (blachy, klejenie blach, elementy z tworzyw sztucznych).

Bibliografia: 24 pozycje.

28. Konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 1998.

Zakres: bezpieczeństwo w pojazdach samochodowych jako element bezpieczeństwa ruchu drogowego; wyposażenie pojazdów samochodowych w urządzenia poprawiające bezpieczeństwo; badanie ogumienia w aspekcie bezpieczeństwa ruchu drogowego; światowe tendencje w rozwiązywaniu problemów bezpieczeństwa ruchu drogowego; problem kompatybilności pojazdów podczas zderzenia; badanie i ocena poziomu bezpieczeństwa samochodu.

Bibliografia: 55 pozycji.

29. Luty W., Prochowski L., O możliwości przenoszenia sił bocznych przez ogumienie samochodu ciężarowego na łuku drogi, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(54)/2004.

Zakres: obiekty badań i ich własności (opony poliamidowa, całostalowa, całostalowa o obniżonym profilu); badania ogumienia, siły boczne w ruchu krzywoliniowym.

Bibliografia: 16 pozycji.

30. Pokorski J., Bieliński M., System pomiarowy do badania stateczności ruchu pojazdu, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4(51)/2003.

Zakres: obiekt badań (Ford Transit); układ pomiarowy (czujniki typu Corevit, czujniki przyspieszeń, układy przetwarzające oraz rejestrujące); badania (jazda po okręgu ze stałą prędkością, odtworzenie trajektorii pojazdu, podwójna zmiana pasa ruchu, szarpnięcie kierownicą, slalom).

Bibliografia: 16 pozycji.

- 31.** Reński A., Zastosowanie pomiaru sztywności skrętnej nadwozia do oceny jego jakości, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 4(47)/2002.
Zakres: sztywność nadwozia a poziom bezpieczeństwa, metoda pomiaru sztywności nadwozia, przykładowe wyniki pomiarów.
Bibliografia: 2 pozycje.
- 32.** Abramowicz W., The 3D crash response of a car body space frame, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 4(47)/2002.
Contents: basic paradigm of the FE method; the node and the interface objects (momentum equations of a node object); the element object; the iterator object; basic of the Superbeam Element formulation (details); validation of the 3D program.
References: 17 positions.
- 33.** Siłka W., *Energochłonność ruchu samochodu*, WNT, Warszawa 1997.
Zakres: analiza składników bilansu energetycznego samochodu (bilans, równania podstawowe, straty, sprawność); energochłonność podstawowych faz ruchu (ustalonego, przyspieszania, rozpędzania z maksymalną intensywnością, ruch opóźniony); analiza energochłonności dla złożonego profilu prędkości (cykle jezdne, cykl elementarny oraz złożony), zużycie paliwa.
Bibliografia: 53 pozycje.
- 34.** Będziński K., *Biomechanika inżynierska*, OWPW, Wrocław 1997.
Zakres: elementy anatomii; własności mechaniczne układu kostno-szkieletowego; biomechanika kręgosłupa; stawy biodrowe i kolanowe; tribologia stawów.
Bibliografia: 247 pozycji.
- 35.** Zieliński A., *Konstrukcja nadwozi samochodów osobowych i pochodnych*, WKŁ, Warszawa 2003.
Zakres: zagadnienia ogólne (znaczenie, funkcja, historia, ewolucja i klasyfikacje nadwozi); budowa nadwozi (budowa ogólna – wymiary, wielkości charakterystyczne, architektura, aerodynamika, bezpieczeństwo, dokumentacja, projektowanie, obliczenia); ogólna budowa nadwozi pochodnych od nadwozi samochodów osobowych; rozwiązania konstrukcyjne zespołów nadwozi (struktury nośne, materiały, wymagania montażowe, elementy wyposażenia, bezpieczeństwo); uzupełnienia (zarys technologii produkcji, zagadnienia eksploatacyjne, tendencje rozwojowe).
Bibliografia: 51 pozycji.
- 36.** Pawłowski J., *Nadwozia samochodowe*, WKŁ, Warszawa 1978.
Zakres: znaczenie nadwozia, klasyfikacja; materiały nadwoziowe (blachy, stopy, tworzywa, szkło, guma, drewno, tkaniny, kleje, własności); projektowanie nadwozi (metody, wymiary zasadnicze, rys. koncepcyjny, architektura, aerodynamika, bezpieczeństwo nadwozia, modele nadwozia, opracowanie techniczne projektu, geometria powierzchni nadwozia); mechanika nadwozi (własności mechaniczne, obciążenia, rozkład obciążeń, konstrukcja nośna, statyka kadłubów, wytrzymałość elementów kadłubów); konstrukcje produkowanych nadwozi.
Bibliografia: 31 pozycji.
- 37.** Rokosch U., *Poduszki gazowe i napinacze pasów*, WKŁ, Warszawa 2003.
Zakres: czynne i bierne bezpieczeństwo samochodu, ogólne informacje o układach poduszek gazowych (regulacje ogólne, wymagania dotyczące wyposażenia pojazdów, wymagania Unii Europejskiej); podstawowe wiadomości z biomechaniki zderzeń (manekiny, granice obciążeń pasażerów, siły działające na kierowcę niezapiętego pasem, rodzaje wypadków i ich śmiertelne następstwa, ostatnia sekunda przed zderzeniem czołowym); skuteczność poduszek gazowych, uruchamianie poduszki, budowa układów poduszek, rodzaje, diagnozowanie; bezpieczeństwo ratowników, utylizacja i przyszłość poduszek; pirotechniczne napinacze pasów bezpieczeństwa (zadania, rodzaje, ograniczniki napęcia).
Bibliografia: 32 pozycje.

- 38.** Prochowski L., Żukowski A., *Samochody ciężarowe i autobusy*, WKŁ, Warszawa 2004.
Zakres: ogólna charakterystyka samochodów użytkowych, układ napędowy oraz jezdny, zawieszenie, układy kierownicze, hamulce oraz hamowanie samochodów i przyczep; rama i nadwozie, kabina kierowcy; wyposażenie elektryczne; urządzenia załadunku i wyładunku, samochody specjalne, terenowe, autobusy (klasyfikacje, podwozia, nadwozia, ogólna charakterystyka); przyczepy i naczepy; urządzenia do kontroli parametrów ruchu pojazdu i pracy kierowcy, monitoring.
Bibliografia: 118 pozycji.
- 39.** Lozia Z., *Wybrane zagadnienia symulacji cyfrowej procesu hamowania samochodu dwuosiosego na nierównej nawierzchni drogi*, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1985.
Zakres: sformułowanie problemu i zakresu pracy, modele samochodu wykorzystywane do badania, modele współpracy stycznej i promieniowej pneumatyka z nawierzchnią drogi, metody opisu nierówności nawierzchni drogi, opis hamującego oddziaływania silnika; model fizyczny oraz matematyczny samochodu dwuosiosego służący do badań procesu hamowania; symulacja procesu hamowania samochodu, kryteria oceny procesu hamowania samochodu; wyznaczenie parametrów modeli współpracy promieniowej pneumatyka z nawierzchnią drogi, porównanie tych modeli; ocena wpływu przyjmowanych uproszczeń opisu współpracy stycznej pneumatyka; ocena wpływu nierówności nawierzchni drogi na proces hamowania samochodu dwuosiosego.
Bibliografia: 203 pozycje.
- 40.** Kirejczyk J., *Badania modelowe własności dynamicznych samochodu terenowego z wielozakresową przekładnią hydromechaniczną*, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1984.
Zakres: geneza i cel; opis przekładni hydromechanicznej oraz układu sterowania; opis trójczłonowego modelu matematycznego; zakres badań i analiza wyników.
Bibliografia: 16 pozycji.
- 41.** Schreyer B., *Opracowanie metody minimalizacji funkcjonu drogi pojazdu w procesie hamowania*, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1977.
Zakres: cel, aktualny stan badań oraz równania ruchu pojazdu; koncepcja i algorytm działania jednostek sterujących, uwagi dotyczące minimalizacji drogi hamowania; analiza modeli cyfrowych pojazdu, układów przeciwblokujących i ich elementów, ocena wyników modelowania; analiza działania jednostek sterujących.
Bibliografia: 159 pozycji.
- 42.** Karami G., *A Boundary Element Method for Two-Dimensional Contact Problems*, Springer Verlag, 1989.
Contents: the contact problem, frictionless contact, frictional contact, advancing stationary and receding contact, hertzian contact; interface boundary, conditions (separation mode, contact mode); load increment method; formulation of the boundary element method (equations of elastostatics, equation for displacements and stress at interior points, boundary integral equation for contact problems); numerical solution to boundary element method; application of the BEM to hertzian and non-hertzian type contact problems; application of the BEM to thermo-elastic body-force contact problems (examples).
References: 5 positions.
- 43.** Wieczorek M., *Wpływ momentu hamowania na współpracę ogumienia samochodów osobowych z nawierzchnią drogi*, Konferencja hamulcowa, SIMP, Łódź 2001.
Zakres: nowa koncepcja systemów przeciwblokujących; działanie inteligentnego systemu bezpieczeństwa podczas hamowania; aktywne systemy bezpieczeństwa z równoległą strukturą; statyczne i dynamiczne wzbudzenia w układach hamulcowych samochodów wyposażonych w różnego typu mechanizmy hamujące uruchamiane pneumatycznie; dynamika hamowania maszyny roboczej o napędzie hydraulicznym; układy przeciwblokujące i ich diagnostyka, analiza statystyczna działania ABS, ASR jako kontynuacja ABS; wpływ momentu hamującego na współpracę koła z nawierzchnią drogi, elektroniczna regulacja stateczności ruchu zespołu ciężkich pojazdów użytkowych; wymagania odnośnie do hamulców.
Bibliografia: 16 pozycji.

44. Prochowski L., Teoria ruchu i dynamika pojazdów mechanicznych, Warszawa 1996/1997.

Zakres: klasyfikacja i oddziaływanie pojazdów na otoczenie; mechanika toczenia się koła; ruch prostoliniowy pojazdu, bilans mocy (siły oddziałujące na pojazd, siły na kołach, reakcje nawierzchni); charakterystyka trakcyjna, dobór przełożeń; hamowanie (energia kinetyczna, ruch opóźniony, droga hamowania); dobór silnika, ekonomika eksploatacji; ruch krzywoliniowy (kinematyka skrętu, boczne znoszenie, prędkość i opory na łuku, zapas stateczności); stateczność podłużna i poprzeczna; właściwości terenowe pojazdów kołowych; pokonywanie przeszkód wodnych.

Bibliografia: 44 pozycje.

45. Engel Z., Giergiel J., Mechanika ogólna, PWN, Warszawa 1990.

Zakres:

- statyka (środkowy układ sił, dwie siły równoległe, składanie dwóch sił równoległych, moment siły, płaski dowolny układ sił, podstawy statyki wykreślnej, przestrzenny dowolny układ sił, środki ciężkości, tarcie, równowaga lin ciężkich);
- kinematyka (opis ruchu punktu, prędkość i przyspieszenie punktu, szczególne i proste przypadki ruchu punktu oraz bryły, ruch płaski i kulisty bryły, składanie ruchów bryły);
- dynamika (dynamika punktu swobodnego, ruch drgający, dynamika punktu nieswobodnego, dynamika ruchu względnego punktu materialnego, układ punktów materialnych, momenty bezwładności, pęd, popęd i kręt, praca, moc, sprawność, energia, pole sił potencjalne, dynamika ciała sztywnego w ruchu postępowym, płaskim, obrotowym, kulistym i dowolnym, uderzenie, zasada prac przygotowanych, równania Lagrange'a).

Bibliografia: 10 pozycji.

46. Gidlewski M., Analiza wpływu położenia środka masy samochodu ciężarowego na jego ruch krzywoliniowy, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4(16)/95.

Zakres: model samochodu – model fizyczny złożony z 7 ciał sztywnych posiadających masę (środkowa część nadwozia, belka osi przedniej, belka osi tylnej, cztery koła jezdne) oraz z 2 ciał sztywnych nieważkich (przednia i tylna część nadwozia), symulacja ruchu krzywoliniowego, symulacja ruchu podczas jazdy ustalonej po okręgu o stałym promieniu, weryfikacja eksperymentalna modelu samochodu, symulacja ruchu modelu po szybkim obrocie koła kierownicy podczas jazdy na wprost.

Bibliografia: 12 pozycji.

47. Wach W., Rekonstrukcja i symulacja wypadku drogowego z wykorzystaniem pakietu programów PC-Crash, PC-Rect i PC-Sketch, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4(16)/95.

Zakres: wprowadzenie, zastosowane opcje symulacji pojazdu, model jazdy (współrzędne, prędkości, siły działające na pojazd, model opony, model pojazdu członowego), definiowanie przebiegu ruchu, model uderzenia (metoda Kudlicha-Slibara, metoda energetyczna EES, zagadnienie odwrotne).

Bibliografia: 8 pozycji.

48. Dupiero T., Wolski E., SRS Airbag – poduszka powietrzna, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4(16)/95.

Zakres: wstęp, wymagania i zasada działania, sterowanie mechaniczne oraz elektryczne.

Bibliografia: nie podano.

49. Pieniążek W., Obiektywne i subiektywne badania eksperymentalne samochodów osobowych podczas podwójnej zmiany pasa ruchu, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2(20)/96.

Zakres: metodyka opracowania wyników badań, wyniki pomiarów, badania subiektywne przeprowadzone przez 14 kierowców.

Bibliografia: 10 pozycji.

- 50.** Wicher J., Analiza zderzeń samochodów i współczesne metody zabezpieczeń, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 2(20)/96.
Zakres: zderzenie czołowe, boczne, tylne oraz przewracanie, obrażenia głowy i kręgosłupa szyjnych, obciążenia graniczne ciała.
Bibliografia: 18 pozycji.
- 51.** Przybylski W., Światowy rozwój bezpieczeństwa konstrukcji pojazdów – konferencja ESV'96, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 2(20)/96:
Zakres: przegląd tematyki poszczególnych sesji (czołowe zderzenie nieosiowe, inteligentne systemy zapobiegania zderzeniom, agresywność i kompatybilność, przewracanie, zderzenie boczne, inni uczestnicy ruchu, analiza danych).
Bibliografia: 2 pozycje.
- 52.** Wicher J., Efekty niedopasowania wymiarów, sztywności i mas w zderzeniach pojazdów drogowych.
Zakres: niedopasowanie wymiarów i sztywności nadwozia, efekt masy, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 3(25)/97.
Bibliografia: 10 pozycji.
- 53.** Karczewski T., Tarkowski P., Zderzenie czołowe samochodu ciężarowego z samochodem osobowym – określenie wzajemnego usytuowania oraz rekonstrukcja przebiegu wypadku, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 3(25)/97.
Zakres: porównanie wymiarów typowych dla samochodu ciężarowego i osobowego, analiza przebiegu rzeczywistego zdarzenia, analiza samochodów Robur i Polski Fiat 126p oraz Jelcz 317 i Polonez.
Bibliografia: 1 pozycja.
- 54.** Abramowicz W., Compatibility of energy absorbing structures in a car-to-car collision process, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 3(25)/97.
Contents: preliminaries based on the classical theory, distribution of deformation, zones in colliding vehicles, computation model of a side panel, crushing response of B-pillar assembly.
References: 4 positions.
- 55.** Wicher J., Wpływ kierunku osi wywracania samochodu na prędkość graniczną, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 2(37)/00.
Zakres: uwagi wstępne i podział sytuacji, w których może nastąpić wywrócenie, kryteria oceny wywracania samochodu, kierunek osi wywracania samochodu – porównania, wnioski.
Bibliografia: 1 pozycja.
- 56.** Wicher J., Sztenke M., Oddziaływanie przyczepy i nachylenia drogi na parametry ruchu podczas zderzenia samochodów, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 3(29)/98.
Zakres: założenia dla modelu zderzenia ruchu pojazdów, model zderzenia dwóch pojazdów, wyznaczanie wartości kierunku i sił impulsowych pochodzących od kół, wpływ uwzględnienia impulsów od kół i od przyczep.
Bibliografia: 7 pozycji.
- 57.** Guzek M., Lozia Z., Reński A., Wpływ sztywności kątowej zawiesznień na stateczność poprzeczną pojazdu dwuosiowego na przykładzie samochodu dostawczego, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 3(29)/98.
Zakres: zależności quasistatyczne, zależności dynamiczne, ustalony stan ruchu, nieustalony stan ruchu, wnioski.
Bibliografia: 10 pozycji.

58. Luty W., Prochowski L., Wieczorek M., Wpływ zmian konstrukcji opon 145/70R13 na ich współpracę z podłożem w ruchu krzywoliniowym, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 3(29)/98.

Zakres: przedstawienie zakresu badań ogumienia, wpływ rzeźby bieżnika na własności ogumienia 145/70R13, wpływ materiału kordu osnowy i opasania na własności ogumienia 145/70R13.

Bibliografia: 17 pozycji.

59. Prochowski L., Wieczorek M., Wpływ zmian konstrukcji opon o obniżonym profilu na ich współpracę z nawierzchnią drogi, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 3(29)/98.

Zakres: opis zakresu badań ogumienia, wpływ zmian konstrukcji osnowy na własności ogumienia 175/70R13, wpływ zmian konstrukcji opasania na własności ogumienia 185/70R13.

Bibliografia: 12 pozycji.

60. Jackowski J., Modelowanie ogumienia w aspekcie symulacji obciążeń dynamicznych układu jezdnego samochodu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 2(24)/97.

Zakres: wstęp, modelowanie stanu obciążeń dynamicznych w układzie jezdnym samochodu, oszacowanie trwałości zmęczeniowej układu jezdnego.

Bibliografia: 13 pozycji.

61. Prochowski L., Żukowski A., Drgania kół jezdnych samochodów ciężarowych wywołane ich niejednorodnością obwodową, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 2(24)/97.

Zakres: wstęp, przygotowanie badań drogowych, rezultaty.

Bibliografia: 13 pozycji.

62. Bigalke S., Nowe algorytmiczne sposoby zastosowania techniki CAD w budowie nadwozi oraz ich wpływ na działalność inżyniera, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 4(22)/96.

Zakres: dotychczasowa działalność inżyniera projektanta nadwozi, wprowadzenie CAD, skutki zastosowania CAD.

Bibliografia: nie podano.

63. Zimmermann J., Prozesskette CAD/CAM, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 1996, 4(22)/96.

Zakres: opis procesu konstruowania nadwozia z użyciem programów CAD/CAM.

Bibliografia: nie podano.

64. Gierej J., Pomiar fotogrametryczny makiety i wygładzanie powierzchni nadwozia na przykładzie samochodu Polonez Kombi, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 4(22)/96.

Zakres: geometryczne metody określania powierzchni nadwozi, linie charakterystyczne, makiety kształtu nadwozi, pomiar fotogrametryczny, przebieg pomiaru, ocena dokładności, generowanie powierzchni nadwozia Polonez kombi.

Bibliografia: nie podano.

65. Wicher J., Stawicki R., Modelowanie zderzenia samochodów, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR*, 1(31)/99.

Zakres: modele matematyczne opisujące zderzenie samochodów (z uwzględnieniem zewnętrznych sił impulsowych i bez sił zewnętrznych), opis matematyczny, model z rozwiniętym opisem parametrów geometrycznych i masowych, parametry modelu zderzenia, parametry masowe, parametry bezwładnościowe, szacowanie momentu bezwładności I_z , wyznaczanie środka masy, parametry drogi, parametry kinematyczne, impulsowe i geometryczne, parametry zderzenia.

Bibliografia: 37 pozycji.

- 66.** Wicher J., Komputerowa rekonstrukcja zderzenia samochodu z człowiekiem, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(33)/99*.
Zakres: konstrukcja przedniej części nadwozia, modelowanie i statystyczna analiza procesu zderzenia pieszego z pojazdem, błąd prędkości odrzutu pieszego metodą różniczki zupełnej.
Bibliografia: 10 pozycji.
- 67.** Fundowicz P., Wyznaczanie charakterystyk bocznego znoszenia pojazdu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(33)/99*.
Zakres: charakterystyki opon, Magic Formula – model numeryczny opisujący rodzinę krzywych odwzorowujących charakterystyki opon, tworzenie charakterystyk bocznego znoszenia pojazdu, wyniki pomiarów.
Bibliografia: 13 pozycji.
- 68.** Kosacki T., Model ciągnika siodłowego z naczepą przeznaczony do analizy dowolnego ruchu płaskiego, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(33)/99*.
Zakres: model fizyczny zestawu drogowego, kryteria stateczności, siły zewnętrzne, model oddziaływania koła i nawierzchni, prędkości kątowe ciągnika i naczepy, siły aerodynamiczne, siły pionowe i poziome oraz ich rozkład.
Bibliografia: 9 pozycji.
- 69.** Reński A., Wpływ konstrukcji zawiesznień na zachowanie się samochodu w ruchu krzywoliniowym, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(33)/99*.
Zakres: model samochodu, przykłady symulacji, zastosowanie programów ADAMS do analizy kinematyki i elastokinematyki zawiesznień.
Bibliografia: 3 pozycje.
- 70.** Prochowski L., Kształtowe połączenia nadwozia z podwoziem samochodu w systemie nadwozi wymiennych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(15)/95*.
Zakres: systemy wymiennych nadwozi, rozwiązania konstrukcyjne i funkcjonowanie systemu, wpływ nadwozia na własności ruchowe samochodu, nacisk kół na drogę i przechył boczny pojazdu.
Bibliografia: 16 pozycji.
- 71.** Wysocki T., Analiza stanu obciążeń i modelowania układu rama–nadwozie furgonowe, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(15)/95*.
Zakres: obciążenia układu nośnego i nadwozia, modelowanie układów nośnych i nadwozi, opis modelu, model matematyczny.
Bibliografia: 31 pozycji.
- 72.** Gidlewski M., Analiza wpływu sztywności nadwozia samochodu ciężarowego na stateczność i kierowność, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(15)/95*.
Zakres: badania modelowe, wnioski.
Bibliografia: 3 pozycje.
- 73.** Lozia Z., Ocena charakterystyk kierowności i stateczności samochodu ciężarowego metodą symulacyjną, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(15)/95*.
Zakres: wybrane charakterystyki stateczności i kierowności samochodu ciężarowego oraz model symulacyjny jego ruchu, ruch ustalony po torze kołowym, wymuszenie skokowe na kole kierownicy.
Bibliografia: 9 pozycji.
- 74.** Lozia Z., Obszar dopuszczalnych warunków ruchu samochodu ciężarowego z nadwoziem furgonowym na torze krzywoliniowym, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3(15)/95*.
Zakres: kryteria oceny granicznych warunków ruchu krzywoliniowego, model symulacyjny o 14 stopniach swobody, weryfikacja eksperymentalna, wyniki obliczeń.
Bibliografia: 10 pozycji.

75. Wendrychowicz A. (tłum.)/BOSCH, Adaptacyjna regulacja prędkości jazdy ACC, WKŁ, Warszawa 2005.

Zakres: przegląd układu, funkcje, elementy; radar regulacji odstępu; zespół radarowy układu ACC, budowa, regulacja mocowania; powiązanie układów w system, architektura systemu; elementy obsługowe, wskaźniki, detekcja i wybór obiektu; regulacja ACC, dalszy rozwój układu, czujniki, przetwarzanie danych.

Bibliografia: nie podano.

76. Tylusińska-Kowalska A. (tłum.), ABS. Układy zapobiegające blokowaniu kół. Wydawnictwo AUTO, 1996.

Zakres: ABS Bosch (elementy składowe, hamowanie optymalne, obwody, działanie); ABS Bosch 2E (schemat, elektrozawory, pompa, przekaźniki), ABS ATE (autodiagnostyka, schemat, zasada działania), ABS TEVES MKII (opis, schemat działania, obwody, schematy elektryczne).

Bibliografia: nie podano.

77. Prochowski L., Żukowski A., Analiza wpływu niejednorodności ogumienia kół jezdnych na drgania samochodu, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 5/94.

Zakres: wstęp, badania niejednorodności obwodowej kół jezdnych, model pojazdu i wymuszenia, wyniki symulacji.

Bibliografia: 8 pozycji.

78. Wicher J., Wektorowa analiza obciążeń układu kierowniczego samochodu opisanego przestrzennym modelem matematycznym, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2(14)/95.

Zakres: uwagi wstępne, moment na kole kierowniczym, moment działający na prawą zwrotnicę, moment działający w punkcie P sworznia zwrotnicy, przyspieszenie środka masy koła, moment oddziaływania nawierzchni na koło, składowe reakcje drogi.

Bibliografia: 29 pozycji.

79. Lozia Z., Guzek M., Przegląd metod badań stateczności i kierowności pojazdów samochodowych, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2(14)/95.

Zakres: charakterystyka testów ISO, testy nieuwzględniane w ISO.

Bibliografia: 35 pozycji (18 publikacji, 14 wykazów standardów, 3 normy).

80. Romanów F., Malinowski M., Badania doświadczalne nadwoziowych elementów energoabsorbujących, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4/94.

Zakres: konstrukcje warstwowe jako elementy nośne nadwozi, przykłady zastosowania, badania.

Bibliografia: 4 pozycje.

81. Abramowicz W., On the concept of integrated environment for crash simulation Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4/94.

Contents: introduction, crash analysis at the level of a cross-section, crash analysis at the level of a single member, structural components, the S-frame module, design of a crushing mode of a B-pillar.

References: 8 positions.

82. Kaźmierczak R., Wicher J., Wpływ obciążenia na ruch pojazdu podczas zderzenia, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4/94.

Zakres: metoda oszacowania zaabsorbowanej energii w momencie kolizji, model opony, ruch pojazdu przed zderzeniem i w chwili zderzenia.

Bibliografia: 7 pozycji.

- 83.** Wicher J., Kilka uwag o modelu kierowcy w analizie bezpieczeństwa ruchu drogowego *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4/94*.
Zakres: kierowca w systemie bezpieczeństwa samochodu, modelowanie zachowania kierowcy, współdziałanie systemu kierowca–pojazd–otoczenie, uwagi końcowe.
Bibliografia: 5 pozycji.
- 84.** Kleczkowski A., Cel i metody wyznaczania kątów znoszenia kół jezdnych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4/93*.
Zakres: wielkości wyznaczone przy badaniu kierowności, sposób pomiaru i obliczenia, badanie w ustalonych stanach ruchu na torze kołowym z pomiarem znoszenia kół.
Bibliografia: 2 pozycje.
- 85.** Pokorski J., Badania eksperymentalne ruchu krzywoliniowego samochodu z wykorzystaniem czujników CORREVIT, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4/93*.
Zakres: układ pomiarowy, badania testowe (pojedyncza zmiana pasa ruchu, jazda po okręgu, próba powracalności do jazdy na wprost, odtwarzanie trajektorii ruchu).
Bibliografia: 6 pozycji.
- 86.** Pieniżek W., Analiza błęd wyznaczania niektórych wskaźników oceny własności ruchowych samochodu przy zastosowaniu różnych metod pomiarowych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4/93*.
Zakres: wyznaczanie kierunkowej prędkości kątowej, pomiar kąta przechyłu poprzecznego.
Bibliografia: 7 pozycji.
- 87.** Wicher J., Some problems of active safety in vehicle dynamics, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3/93*.
Contents: vehicle-driver-environment system, vehicles rollover and overtaking process.
References: 12 positions.
- 88.** Abel S. O., Review of aerodynamic lift influence on vehicle vertical motion, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 3/93*.
Contents: introduction, frequency domain analysis, simulation of vertical motion, measurements.
References: 8 positions.
- 89.** Wicher J., Vehicle maneuverability on narrow roads, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/93*.
Contents: overtaking process, remarks of parameter estimation, results of simulation.
References: 8 positions.
- 90.** Kleczkowski A., Zachowanie się samochodu po zwolnieniu pedału przyspieszenia w czasie jazdy po łuku, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/93*.
Zakres: przebieg i wyniki badań, siły działające na samochód, przyczyny zmiany różnic kątów powodujące zwiększenie lub zmniejszenie krzywizny toru.
Bibliografia: 8 pozycji.
- 91.** Lozia Z., Przykładowe zastosowania symulacji cyfrowej ruchu samochodu do badania sytuacji przedwypadkowej, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/93*.
Zakres: model symulacyjny ruchu pojazdu (weryfikacja eksperymentalna), przykłady zastosowania.
Bibliografia: 13 pozycji.
- 92.** Przybylski W., Przepisy homologacyjne dotyczące bezpieczeństwa, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/92*.
Zakres: pojęcie homologacji, informacja o systemie homologacji międzynarodowej, dalszy rozwój.
Bibliografia: nie podano.

93. Masłowski A., Prace dotyczące bezpieczeństwa biernego prowadzone przez PIMOT, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/92.

Zakres: wyposażenie i możliwości PIMOT, badania, analizy symulacyjne.

Bibliografia: 4 pozycje.

94. Kleczkowski A., Hamowanie samochodu bez urządzenia przeciwblokującego przy różnych współczynnikach przyczepności dla kół prawych i lewych, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/92.

Zakres: wstęp, badania poligonowe (Fiat 127 z korektorem sił hamowania, z korektorem ograniczającym siły hamowania i z odłączanymi tylnymi hamulcami oraz VW Polo z ujemnym i dodatnim promieniem zataczania), badania symulacyjne.

Bibliografia: 6 pozycji.

95. Wicher J., Reński A., Badania dynamiczne w układzie kierowca–pojazd–otoczenie w aspekcie bezpieczeństwa czynnego, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/92.

Zakres: wstęp, wpływ nierówności drogi na wybór prędkości, model kierowcy dla sterowania kierunkowego.

Bibliografia: 6 pozycji.

96. Unarski J., Bezpieczeństwo ruchu drogowego w świetle doświadczeń Instytutu Ekspertyz Sądowych, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2/92.

Zakres: analiza wybranych badań IES oraz ich wyników, analiza okoliczności powstawania zdarzeń samochodów.

Bibliografia: nie podano.

97. Viano D.C., Role of the seat in rear crash safety, SAE, 2002.

Contents: significance of rear crash injuries; head restraint position during normal driving (implication to neck injury risks in rear crashes); a quasistatic seat test (QST); GMSEAT (a computer program to evaluate QST); role of the seat in rear crash safety; performance criteria for QST and head restraint placement and for free standing rear seats; ultra high retention seat; human head, neck and torso responses to Pendulum Impacts to the back; biofidelity of rear impact dummies for Pendulum Impacts to the back; self-aligning head restraint (SAHR) system for whiplash prevention, effectiveness of SAHR; energy absorption properties of head restraints; neck biomechanical responses with active head restraint, neck displacement of volunteers; high retention performance in quasistatic seat tests.

References: 2 positions.

98. Kuranowski A., Mechanizmy wspomagające w pojazdach samochodowych, cz. I – układy kierownicze, PK, Kraków 2002.

Zakres: przegląd konstrukcji (przekładnia śrubowo-kulkowa, MDA-Calzoni, Mercedes-Benz, ZIL, Bendix, Variomatic, zębatkowe przekładnie ze wspomaganie hydraulicznym); elementy hydraulicznych mechanizmów wspomagających oraz ich charakterystyki; wyniki badań, przykład obliczeniowy; przekładnie o efekcie wspomagania zależnym od prędkości; wspomaganie elektryczne i steer-by-wire.

Bibliografia: 29 pozycji.

99. Barnard R.H., Road vehicle aerodynamic design, Longman, 1996.

Contents: understanding air flows, drag and lift forces; influence of aerodynamics on economy, performance and road holding; aerodynamic design of family cars; commercial vehicles, racing cars and other high-performance vehicles; internal air flows – engine and transmission cooling; internal comfort (heating, cooling, air conditioning, and noise); open cabriolet vehicles; vehicle in cross winds; wind-tunnel and road testing, computational fluid dynamics (CFD) methods.

References: 14 positions.

100. Overview of ABS/TCS and brake technology, SAE, SP-1229, 1997.

Contents: new low cost ABS concept for small cars (without expensive pump); study on the flow in a typical seat valve of mobile hydraulics; an overview of the Lucas Varity simulation laboratory; electromechanical brake system; use of hazard and operability for evaluation of ABS control logic; ventilated brake rotor air flow investigation; standard test procedure for passenger car brake components; new chances for the drum brake; disc brake, and analysis of disc brake squeal and cooling; thermal state of brakes after braking, quick response of tandem brake booster; improved wheel speed and slip determination considering influences of wheel – suspension dynamics and tire dynamics; carbon composite brakes.

References: 15 positions.

101. Research into vehicle dynamics and simulation, SAE, SP-1228, 1997.

Contents: a way to optimize tire force and moment properties; behaviour of tire-force model parameters under extreme conditions; a vehicle dynamic tire model for pavement and off-road conditions; dynamics analysis, matching vehicle responses using the Model-Following Control Method; NADSdyna simulator, testing a 1994 Ford Taurus for NADSdyna validation (parameter measurement), validation results; evaluation of VDANIL and VDM RoAD for predicting the vehicle dynamics of a 1994 Ford Taurus; improving steering feel for NADS; comparing of ideal vehicle lane-change trajectories.

References: 19 positions.

102. Fundowicz P., Współpraca opony z mokrą nawierzchnią, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 4(43)/2001.

Zakres: wprowadzenie, długość klina wodnego, prędkość krytyczna aquaplaningu, przykładowe obliczenia charakterystyk współpracy opony z mokrą nawierzchnią, obliczenia długości klina wodnego, siły styczne między oponą a nawierzchnią.

Bibliografia: 3 pozycje.

103. Wicher J., Biomechanika obrażeń w kolizjach drogowych, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce, 2000.

Zakres: dane statystyczne, obciążenia graniczne ciała człowieka, graniczna przestrzeń bezpieczeństwa, obrażenia głowy i kryterium HIC, kryterium wiskotyczne, obrażenia szyi, klatki piersiowej, kręgosłupa i brzucha, pasy bezpieczeństwa oraz poduszki gazowe.

Bibliografia: 29 pozycji.

104. Lozia Z., Symulatory jazdy samochodem i ich zastosowania w badaniach sytuacji przedwypadkowych, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2000.

Zakres: główne elementy funkcjonalne symulatora, klasyfikacja symulatorów, opis symulatora AutoPW, obszary zastosowań symulatora AutoPW, przykładowe zastosowanie AutoPW w badaniu sytuacji przedwypadkowej.

Bibliografia: 39 pozycji.

105. Grzeżożek W., Jordan W., Świder P., Przykłady zastosowania programu SMASH do rekonstrukcji przebiegu wypadku, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2000.

Zakres: wprowadzenie, sposób działania programu (rozpędzanie i hamowanie, zderzenia swobodne i ze stałą przeszkodą, pasażerowie).

Bibliografia: 5 pozycji.

106. Grzesikiewicz W., Wybrane biomechaniczne problemy w pojazdach, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2000.

Zakres: biomechanika, biomechaniczna problematyka w pojazdach, opis modelu głowy i kręgosłupa szyjnego, równania ruchu.

Bibliografia: 8 pozycji.

107. Guzek M., Analiza prostoliniowego hamowania jako procesu stochastycznego, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2000.

Zakres: model matematyczny i założenia, postać rozwiązania, charakterystyka procesu stochastycznego, przykładowe wyniki.

Bibliografia: 3 pozycje.

108. Miatluk M., Szczuka A., Hamowanie asynchroniczne samochodu oraz pojazdu samochodowego z przyczepą jednoosiową, II konferencja naukowo-techniczna: Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych, Kielce 2000.

Zakres: efektywność asynchronicznego hamowania, współdziałanie i skuteczność hamowania asynchronicznego pojazdu z przyczepą jednoosiową.

Bibliografia: 6 pozycji.

109. Kończykowski W., Odtwarzanie i analiza wypadku drogowego, Info-Ekspert, Warszawa 1994.

Zakres: wprowadzenie (kodeks postępowania karnego, wypadek drogowy, technika opracowywania opinii, wnioskowanie opinii, uwagi); ruch samochodu (podstawowe zagadnienia, opory ruchu, siła napędowa, przyczepność, hamowanie samochodu, ruch krzywoliniowy); zagadnienia konieczne przy odtworzeniu wypadku drogowego (energochłonność, deformacje, rozrzut odłamków szyby, reagowanie kierowcy, obrażenia, widoczność przeszkód nieoświetlonych w nocy, ruch pieszego, analiza czasowo-przestrzenna przebiegu wypadku); typowe wypadki drogowe.

Bibliografia: 30 pozycji.

110. Osiński Z., Ogólne równanie mechaniki (jedna z postaci), ITeE, Warszawa 2000.

Zakres: więzy (geometryczne, kinematyczne, przesunięcia przygotowane i praca przygotowana); współrzędne uogólnione; ogólne równanie mechaniki (zasady d'Alemberta, Jourdaina' a i Gaussa, równowaga zasad, ogólne równanie układu punktów z więzami nieholonomicznymi); ogólne równanie dla ciał sztywnych o więzach holonomicznych i nieholonomicznych; komputerowo wspomaganie układanie równań ruchu, przykłady.

Bibliografia: 5 pozycji.

111. Ishlinskii A. Yu., Mechanics of deformable solids, Allerton Press, INC, 1988.

Contents: solution of plane and spatial fundamental problems of elasticity theory; torsion of inhomogeneous shafts; the Bubnov-Galerkin method applied to certain problems in the mechanics of deformable systems; spatial contact and mixed problems of fiction ; upper and lower critical bounds for elastic plates; boundary value problems of elasticity theory for plane regions with thin borders; stresses and strains in a stratum and pressure; contribution to theory of deformation; linearization of strain-compatibility equations.

References: 15 positions.

112. Reński A., Modelowanie działania kierowcy w układzie kierowca–pojazd–otoczenie, OWPW, Warszawa 2000.

Zakres: kierowca a bezpieczeństwo ruchu samochodu (identyfikacja przyczyn wypadków, układ kierowca–pojazd–otoczenie, zastosowanie liniowej teorii sterowania do modelowania kierowcy, zastosowanie teorii zbiorów rozmytych do modelowania kierowcy, cel tworzenia modeli kierowcy); sterowanie prędkością jazdy (rozpędzanie, proces hamowania, stopniowe zmniejszanie prędkości, jazda w kolumnie pojazdów, wpływ nierówności drogi na wybór prędkości, wrażliwość kierowcy na drgania, generowanie nierówności drogi, pomiary, badania drogowe, porównania); sterowanie kierunkiem jazdy (ocena kierowności, model kierowcy, model obliczeniowy pojazdu, symulacje, identyfikacja parametrów modelu kierowcy); zastosowania praktyczne, badania symulacyjne, wytyczne do projektowania dróg, rekonstrukcja wypadków, układy wspomagające pracę kierowcy.

Bibliografia: 89 pozycji (85 tytułów, 4 normy).

113. Kisilowski J. (red.), *Dynamika układu tor–pojazd*, WPW, Warszawa 1978.

Zakres: układ tor–pojazd jako system mechaniczny (wybór układu odniesienia, tor jako układ ciągły, pojazd jako obiekt ruchomy, zjawiska w układzie tor–pojazd); siły wymuszające ruch podukładów pojazdu oraz toru; model nominalny układu, model matematyczny toru oraz pojazdu; badanie modelu pojazdu, wyznaczenie wektorów i wartości własnych (transmitancja układu, wzajemność na zmiany parametrów); identyfikacja obiektu, próba modyfikacji modelu pojazdu szynowego, badanie eksperymentalne.

Bibliografia: 453 pozycje.

114. Siłka W., *Teoria ruchu samochodu (kurs inżynierski)*, Opole 1996.

Zakres: ogólna charakterystyka ruchu samochodu; koło ogumione (własności, odkształcenia, znoszenie boczne, siły i momenty obciążające koło, poślizg i przyczepność); silnik i układ przeniesienia napędu; analiza podstawowych przypadków ruchu samochodu (opory ruchu, własności ruchowe, hamowanie, ruch krzywoliniowy); zakłócenia ruchu; energochłonność ruchu.

Bibliografia: 45 pozycji.

115. Orzełowski S., *Eksperymentalne badania samochodów i ich zespołów*, WNT, Warszawa 1995.

Zakres: pojęcia podstawowe, rodzaje badań, definicje, błędy pomiarowe, sygnały odwzorowujące mierzone wielkości fizyczne; pomiary elektryczne wielkości mechanicznych; metody badań samochodów (eksperymenty na drogach, badania własności ruchowych, skutków kolizji, trwałości, awaryjności, warunków eksploatacji); badania własności ruchowych (prędkość, przyspieszanie, opory ruchu, siła napędowa, zużycie paliwa, skuteczność hamulców, stateczność, kierowność, płynność jazdy, pokonywanie przeszkód); stanowiskowe badania samochodów (m.in. badania ram i nadwozi).

Bibliografia: 49 pozycji.

116. Wrześniński T., *Hamowanie pojazdów samochodowych*, WKŁ, Warszawa 1978.

Zakres: zasadnicze problemy hamowania (przyczepność opony, siły i przebieg hamowania, rozkład nacisków na osie, siły działające na pojazd hamowany, graniczne warunki przyczepności, stateczność pojazdu hamującego); hamulce samochodów osobowych (układy, mechanizmy, urządzenia antypoślizgowe); hamulce samochodów ciężarowych (układy, urządzenia wspomagające); hamulce postojowe i pomocnicze; zagadnienia cieplne; podstawowe obliczenia hamulców; badania (laboratoryjne, stanowiskowe, drogowe), hałaśliwość, ergonomia, niezawodność, przepisy, normy.

Bibliografia: 55 pozycji.

117. Brzeżański M. (tłum.), *Czujniki w pojazdach samochodowych*, Bosch, Technika samochodowa, 2002.

Zakres: podstawy, pojęcia, wymagania; czujniki (położenia, prędkości obrotowej, prędkości jazdy, przyspieszania, drgań, ciśnienia, siły, momentu obrotowego); czujniki gazów, stężenia i temperatury; perspektywy rozwoju, obróbka sygnałów, przetwarzanie danych.

Bibliografia: nie podano.

118. Rajchel K., *Prawo drogowe, wypadki*, PR, Rzeszów 1998.

Zakres: bezpieczeństwo ruchu na drogach (pojęcie bezpieczeństwa, pojęcie wypadku i system ewidencji, stan zagrożenia i jego uwarunkowania); bezpieczeństwo osób pieszych, ofiary wypadków, przyczyny wypadków w świetle badań; wybrane przepisy; prawne formy ochrony bezpieczeństwa i porządku na drogach; organizacja współdziałania na rzecz poprawy poziomu bezpieczeństwa.

Bibliografia: 80 pozycji.

119. Karpiński S., *Kształtowanie elementów nadwozi samochodów*, WKŁ, Warszawa 1996.

Zakres: wiadomości wstępne (pojęcia, definicje); proces tłoczenia (charakterystyka, materiały, karta kroju); typowe materiały stalowe stosowane w budowie nadwozi samochodowych; charakterystyka podstawowych parametrów technologicznych procesu tłoczenia (cięcie, gięcie, kształtowanie wytłoczek o powierzchni nierozwijalnej, wywijanie tłoczenie); zastosowanie miar tłoczności blach w produkcji wytłoczek; tarcie, smarowanie, zużycie w procesach kształtowania blach; stosowanie techniki komputerowej; technologia produkcji tłoczników; tłoczники prototypowe z tworzyw sztucznych i stopów cynku; kierunki eksperymentalne rozwoju konstrukcji nadwozi, prasy, mechanizacja i automatyzacja procesów kształtowania nadwozi.

Bibliografia: 99 pozycji.

120. Wood R., *Automotive engineering plastics*, Pentech Press, London 1991.

Contents: introduction (recycling, engineering polymers); production methods; powertrain (vehicle electrics, engines, camshaft covers, fuel, cooling and oil systems, transmissions); chassis (suspension, steering, brakes, road wheels and trims, bumpers); bodywork (composite construction, body components, external safety, deformation, materials, windows, lights, seats, carpets and headliners); recycling, prototypes, reinforcement (early systems, fibres).

References: 47 positions.

121. Kosacki T., *Analiza bezpieczeństwa ruchu pojazdu członowego typu cysterna*, Rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2003.

Zakres: aktualny stan badań, cel i teza pracy; ogólny opis modelu pojazdu z cysterną częściowo wypełnioną cieczą; model przepływu cieczy z powierzchnią swobodną (założenia upraszczające, podstawowe równania mechaniki płynów, model cieczy, postać równań dla mechaniki niutonowskiej, masowa siła zewnętrzna, warunki brzegowe, warunki początkowe, siła wypadkowa między cieczą a cysterną); model pojazdu (założenia, rozkład sił, opis ruchu, kryteria bezpieczeństwa ruchu pojazdu); komputerowa symulacja przepływu cieczy; algorytm obliczeniowy; zastosowanie symulacji komputerowej do badania ruchu nieustalonego; ocena poprawności metody (kierunki rozwoju, ocena końcowa).

Bibliografia: 52 pozycje, 5 stron internetowych.

122. Guzek M., *Metody wyznaczania błędów obliczeń w analizie wybranych sytuacji przedwypadkowych w ruchu drogowym*, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2002.

Zakres: wstęp, narzędzia służące do rekonstrukcji sytuacji przedwypadkowych, potencjalne źródła błędów w analizach; analiza sytuacji przedwypadkowych za pomocą modeli matematycznych systemu człowiek–pojazd–otoczenie (ocena wiarygodności modelu, metody przydatne do oceny dokładności obliczeń, przykładowe zastosowania); analiza sytuacji przedwypadkowych z wykorzystaniem zarejestrowanych rzeczywistych parametrów ruchu (charakterystyka działań urządzeń rejestrujących parametry ruchu, metodyka badań, specyfikacja badań dla typowych manewrów obronnych, ocena parametrów ruchu dla hamowania prostoliniowego, ominięcia przeszkody oraz wejścia w łuk).

Bibliografia: 138 pozycji.

123. Afanasev L.L., *Czynne bezpieczeństwo samochodu*, WKŁ, Warszawa 1986.

Zakres: rodzaje bezpieczeństwa samochodu i dokumenty normujące bezpieczeństwo; czynne bezpieczeństwo samochodu (własności eksploatacyjne i ich mierniki, parametry układu konstrukcyjnego, wymiary zewnętrzne samochodu, obciążenia, dynamika, siły działające na samochód, maksymalna prędkość i przyspieszenie samochodu, czas i droga wyprzedzania, dynamika hamowania, stateczność, kierowność, nadwozie, widoczność); bezpieczeństwo powypadkowe i ekologiczne.

Bibliografia: 14 pozycji, w tym 2 polskie.

124. Jante A., *Mechanika ruchu samochodu, cz. I, WKŁ, Warszawa 1959.*

Zakres: transport (czynniki kształtujące transport, trasa, zagęszczenie sieci dróg, koszty eksploatacji dróg i pojazdów, bezpieczeństwo, szybkość jazdy i odstępy między pojazdami, wpływ czynników kształtujących transport); kinematyka pojazdów drogowych (wyprzedzanie, planowanie ruchu); kinematyka samochodu (próba wybiegu, jazda na spadku, opory ruchu, napęd, równowaga mocy).

Bibliografia: 91 pozycji (głównie sprzed II wojny światowej – jęz. niemiecki).

125. Ahmed Ali Ben Saied: *Methodology for the Evaluation of Road Traffic Safety with Libya as an Example, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2000.*

Contents: introduction (definition, statement and causes of the problem, thesis of dissertation, research approach); collection and analysis of road traffic accident data (methodology of collecting road traffic accident data (methodology of collecting data in Libya and selected European countries, missing information in Libyan accident data system, a designed accident data reporting form for Libya, recommendation for Libyan accident data); assessment of road safety situation in Libya (general review, quantitative assessment, international comparisons, qualitative assessment of road safety in Libya, identifying safety related operational and engineering deficiencies for Tripoli roads); survey on behavioural driving style on Tripoli roads (subject and questionnaire on driver behaviour, results and conclusions of survey); countermeasures for road accident reduction in Libya (safety organization, management, financing and insurance, vehicle inspection in Libya and Europe, the speed aspects, enforcement and legislation, publicity and campaigns, other methods for reducing accidents such as walking, cycling, etc.); conclusions and further recommendations.

References: 120 positions.

126. Abel S. Oji: *Impact of aerodynamic lift force on vehicle system dynamics, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1993.*

Contents: general concept of subject matter; basic remarks on aerodynamics and vehicle dynamics (literature overview in the areas, statement of problem, pressure/force development resulting from vehicle motion across the wind, wind pressure development and aerodynamic forces, rolling wheel effect on the lift force); computation of aerodynamic forces (aerodynamic forces and moments, weight and the aerodynamic force, effect on static displacement of suspension, influence on spring displacement and stiffness rate); modeling and frequency domain analysis (systems dynamic response function, input output model of the vehicle, changes in the value of transfer functions, sensitivity of response function to spring force variations); simulation of vehicle vertical motion (road surface description and its excitation, data of the Polonez car, assumptions made for simulation, time histories of vertical motion); road test measurements (measurements, instruments used, tables of results, analysis of results); conclusion.

References: 89 positions.

127. Złotnicki L., *Symulacyjne badanie bezpieczeństwa ruchu dla wybranych modeli dynamicznych pojazdu trójkołowego, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1996.*

Zakres: wstęp (cel, przegląd literatury, porównanie pojazdów 2-, 3- oraz 4-kołowych); model ogumienia (sztywność pionowa i skrętna, tłumienie w oponach); model matematyczny (opis, założenia, podstawy wyprowadzania równań, model bez zawieszenia i z zawieszeniem, model opony); równanie ruchu (model bez i z zawieszeniem, całkowanie numeryczne); parametry pojazdu; wyniki symulacji i analiza.

Bibliografia: 88 pozycji.

128. *Suspensions and their Relationship to Vehicle Roll Stability, SAE, SP-940, 1992.*

Contents: roll-stability performance of heavy-vehicle suspensions (suspension role in vehicle roll stability, measuring roll stiffness, roll-center height and lateral stiffness, measured parameters); the directional response of log hauling truck – doglogger (mathematical modeling, equations of motion, simulation); bogie spring fatigue damage – a function of static displacement (test specimens, measuring procedure, calculation procedure, results); analysis of side bending stress of heavy duty truck frame by FEM (frame construction, side bending force, bench test, bar elements); optimal

active vehicle suspensions with full state feedback control (optimization of active suspension system, adaptive system, preview control system); performance of a fail-safe active suspension with limited state feedback for improved ride quality and reduced pavement loading in heavy vehicles); camber and toe effect on SBFA Heavy Truck steering axle tire wear.

References: 7 positions.

129. Wach W., Unarski J., Niekonwencjonalne problemy w rekonstrukcji wypadków drogowych, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2(57)/2005.

Zakres: wstęp, przykłady (ślady hamowania, znak drogowy, ślady złobienia w asfalcie, samoistny zjazd po pochyłości, kierunek uderzenia rowerzysty), wnioski.

Bibliografia: nie podano.

130. Wicher J., Rekonstrukcja zderzenia samochodu z drogową barierą betonową, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2(57)/2005.

Zakres: wstęp, procedura wyznaczania prędkości samochodu uderzającego w betonową barierę drogową.

Bibliografia: 1 pozycja.

131. Guzek M., Lozia Z., Rekonstrukcja trajektorii ruchu pojazdu na podstawie zapisów czarnych skrzynek – badania symulacyjne, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2(57)/2005.

Zakres: wprowadzenie, metoda badań, modele ruchu i dynamiki pojazdu, kinematyka ruchu, modele czarnej skrzynki (MCS) oraz modele przetwarzania danych dla czarnej skrzynki (MPD), przykłady rekonstrukcji trajektorii ruchu (hamowanie prostoliniowe, pojedyncza zmiana pasa ruchu, wymuszenie skokowe a kole kierownicy).

Bibliografia: 19 pozycji.

132. Guzek M., Maniowski M., Pieniążek W., Rekonstrukcja parametrów ruchu samochodu w trakcie prostoliniowego hamowania z wykorzystaniem wyników badań eksperymentalnych, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, PW, SIMR, 2(57)/2005.

Zakres: wprowadzenie, opis przeprowadzonych badań drogowych, metoda rekonstrukcji ruchu, przykłady rekonstrukcji ruchu podczas hamowania.

Bibliografia: 7 pozycji.

133. Prochowski L., Mechanika ruchu, Warszawa 2005, WKŁ.

Zakres: wprowadzenie (pojęcia ogólne, klasyfikacja pojazdów, ogólny układ konstrukcyjny, samochód bezpieczny, wspomaganie kierowcy); mechanika toczenia się koła (przenoszenie momentu obrotowego na koła, wyznaczanie prędkości jazdy, ogumienie, poślizg, siły działające na koło, opory toczenia, przyczepność); ruch prostoliniowy (siły działające na samochód, opory ruchu, reakcje normalne od nawierzchni, równanie ruchu, bilans mocy); rozpędzanie i własności trakcyjne; energochłonność ruchu; hamowanie (energia kinetyczna samochodu, siły działające podczas hamowania, maksymalna siła hamowania, rozkład sił, regulacja sił hamowania, ABS, stateczność kierunkowa podczas hamowania); ruch krzywoliniowy (boczne znoszenie, nad- i podsterowność, prędkość jazdy na łuku, zapas stateczności, wywrócenie, opory ruchu na łuku, prędkość maksymalna na łuku, ESP); stateczność podłużna i poprzeczna; analiza ruchu w szczególnych sytuacjach drogowych; kinematyka zawiesznień, prowadzenie kół jezdnych; obciążenia dynamiczne i drgania w samochodzie; podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych; własności terenowe pojazdów kołowych; modele działania kierowcy (kompensacyjny, antycypacyjny).

Bibliografia: 53 pozycje.

134. Osiński Z., Teoria drgań, Warszawa 1980, PWN.

Zakres: podstawowe wiadomości z dziedziny teorii drgań i dynamiki maszyn, drgania swobodne i wymuszone, układy o jednym oraz o wielu stopniach swobody, drgania samowzbudne, parametryczne, drgania membran i płyt oraz drgania przy wymuszeniach stochastycznych.

Bibliografia: 99 pozycji.

- 135.** Bogusz W., *Stateczność techniczna*, Warszawa 1972, PWN.
Zakres: definicja stateczności technicznej, stateczność techniczna a stateczność w sensie Lapunowa, stateczność techniczna przy stale występujących zaburzeniach oraz stateczność techniczna stochastyczna.
Bibliografia: 71 pozycji.
- 136.** Börner M., Isermann R., The characteristic velocity stability indicator for passenger cars, *Vehicle System Dynamics*, Volume 43, No 8, 2005.
Contents: driver assistance systems to aid the driver by preventing any unstable or unpredictable vehicle behaviour. Search for one global indicator for stability and driving conditions. Evaluating new vehicles during test drives. Linear lateral vehicle model is used and an analytical approach for an online calculation of different driving conditions (stability, understeering, oversteering, and neutral-steering) is given. A characteristic velocity stability indicator is defined. It allows online computation of the present driving condition. Results are compared to real measurements of a test vehicle.
References: 7 positions.
- 137.** Stańczyk T.L., Łomanko D., Analysis of the influence of energy dissipative under-ride guard's parameters on car-to-truck collision, *Vehicle System Dynamics*, Volume 42, No5, 2004.
Contents: the concept of a special energy dissipative rear under-ride guard, a dynamic linear model of a car-to-truck collision, where the truck is equipped with the guard.
References: 10 positions.
- 138.** Minamoto H., Takezono S., Two-dimensional motion of vehicles damaged due to collision, *Vehicle System Dynamics*, Volume 34, No 4, 2000.
Contents: two-dimensional collision is analysed, different parts of vehicles are damaged as a result. Center of mass and inertias are changed as well as the vehicle geometry. Motion of the damaged car is analysed in relation to undamaged one.
References: 16 positions.
- 139.** Lenasi J., Danon G., Žeželij S., Lateral stability of a braking vehicle on the friction limit, *Vehicle System Dynamics Supplement*, Volume 29, 1998.
Contents: a method of calculating the probability of wheel lock during braking is proposed, forces in the tire contact are analysed.
References: 6 positions.
- 140.** Redelinghuys C., A study of the performance and stability of articulated towing vehicle and boat trailer combinations, *Supplement to Vehicle System Dynamics*, Volume 33, 1999.
Contents: linearized 3 degrees of freedom model of vehicle and trailer is analysed. Performance characteristics (braking, accelerating, climbing, steady state handling) are taken into account. Frequency response of the model is studied in order to obtain the roll angle and tyre vertical reaction forces of the trailer.
References: 15 positions.
- 141.** Kaneko T., Kageyama I., Tsunashima H., Braking stability of articulated vehicles on highway, *Supplement to Vehicle System Dynamics*, Volume 37, 2002.
Contents: stability of a tractor-semitrailer combination at braking is analysed. Nonlinear model with 9 degrees of freedom was chosen. Jack-knifing performance is studied.
References: 4 positions.
- 142.** Heinzl P., Lugner P., Plöchl M., Stability control of a passenger car by combined additional steering and unilateral braking, *Supplement to Vehicle System Dynamics*, Volume 37, 2002.
Contents: investigation of control of the slip angle and yaw velocity of a vehicle in critical driving conditions of complex vehicle model developed in MSC Adams.
References: 10 positions.

143. Mokhiamar O., Abe M., Combined lateral force and yaw moment control to maximize stability as well as vehicle responsiveness during evasive manoeuvring for active handling safety, Supplement to Vehicle System Dynamics, Volume 37, 2002.

Contents: combined yaw moment and lateral force control is presented in order to obtain combined control of vehicle stability and responsiveness.

References: 9 positions.

144. Garrett T.K., Newton K., Seeds W., The motor vehicle, BH, 2001.

Contents: electric propulsion, static and dynamic safety of a car, wheels and tyres, techniques of vehicle design.

References: not included.

145. Dixon J.C., Tyres, suspension and handling, Cambridge University Press, 1991.

Contents: detailed coverage of the theory and practice of vehicle cornering and handling. unique information on suspension analysis, understeer/oversteer, bump steer and roll steer, roll centers, limit handling, and aerodynamics.

References: 122 positions.

146. Lozia Z, Fabisiak M., Ocena położenia „punktów bazowych” bryły nadwozia pojazdów znajdujących się w eksploatacji, IV konferencja naukowo-techniczna, Kielce 2004.

Zakres: wyniki analizy statystycznej rezultatów badań położenia „punktów bazowych” płyty podłogowej nadwozia pojazdów eksploatowanych, również samochodów po naprawach powypadkowych. Wyniki stanowiły podstawę do wyboru danych modelu symulacyjnego, wykorzystywanego do oceny wpływu zmian położenia „punktów bazowych” bryły nadwozia na ruch samochodu dwuosowego w typowych warunkach.

Bibliografia: 2 pozycje.

147. Claus H., Schiehlen W., Stability analysis of railways with radialelastic wheelsets, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 37, 2002.

Contents: vibration studies and stability analyses of a passenger rail coach model equipped with radialelastic and lateralelastic wheels. Vibrations caused by stochastic irregularities of track. Moreover, the eigenmotion of wheels on track (hunting) is investigated.

References: 16 positions.

148. Han I., Park S.U., Inverse analysis of pre- and post-impact dynamics for vehicle accident reconstruction, Vehicle System Dynamics, Volume 36, No 6, 2001.

Contents: a vehicular dynamic model for pre- and post-impact is presented as a rigid body which moves under the influence of tire-ground forces. Using a forward simulation analysis, the influence of the initial sliding conditions on vehicle motion is computed. Several final data points for vehicle's position and orientation are chosen, referred to as the inverse analysis algorithm for the accident reconstruction.

References: 1 position.

149. Ambrósio J., Crash analysis and dynamical behaviour of light road and rail vehicles, Vehicle System Dynamics, Volume 43, No 6-7, 2005.

Contents: the aspects of multibody modeling relevant to road and rail vehicles and to occupant biomechanical modelling are revised. It is shown how multibody models of vehicles and occupants were used in crash analysis. The traditional aspects of vehicle dynamics were introduced in the vehicle models to assess their importance in certain types of impact scenarios. Selected problems were discussed.

References: 36 positions.

150. Mastinu G., Plochl M., Handbook of Road Vehicle Dynamics, CRC Press, 2013.

Contents: all major aspects of road vehicle dynamics, modeling, and performance analysis, comprehensive, authoritative coverage of all the major issues involved in road vehicle dynamic behavior, the history of road and off-road vehicle dynamics followed by thorough, detailed discussions on state-of-the-art analytical and computer tools and techniques, basic theoretical issues, vehicle architecture, tires, hardware and modeling, vehicle dynamics and active safety, human-vehicle interaction, intelligent vehicle systems and predictive safety, and road accident reconstruction and passive safety.

151. Gutowski R., Mechanika analityczna, PWN, Warszawa 1971.

Zakres: więzy, współrzędne uogólnione, różniczkowe i całkowe zasady wariacyjne, równania ruchu układów holonomicznych i nieholonomicznych z wykorzystaniem różnych współrzędnych, zasady tworzenia równań ruchu, sterowanie układów mechanicznych, teoria procesów optymalnych w oparciu o mechanikę analityczną.

Bibliografia: 31 pozycji.

152. Gutowski R., Dynamika i drgania układów mechanicznych, PWN, Warszawa 1986.

Zakres: podstawowe informacje z zakresu mechaniki analitycznej i stateczności ruchu, drgania swobodne, wymuszone i losowe układów liniowych i ciągłych, drgania struny, pręta, belki i prętów krzywoliniowych, drgania parametryczne.

Bibliografia: 139 pozycji.

153. Gajek A., Walczak S., Analiza wpływu nierównomierności sił hamowania na stateczność ruchu samochodu, III Konferencja Naukowo-Techniczna, Kielce 2002.

Zakres: wyniki badań symulacyjnych wpływu nierównomierności momentów tarcia w hamulcach na stateczność ruchu samochodu osobowego, różne warunki przyczepności nawierzchni i parametry pojazdu. Kryterium granicznej wartości współczynnika nierównomierności sił hamowania.

Bibliografia: 11 pozycji.

154. Rusiński E., Zasady projektowania konstrukcji nośnych pojazdów samochodowych, Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Warszawa 2002.

Zakres: podstawy metody elementów skończonych, skręcanie belek nieswobodnych, łączenie elementów konstrukcji nośnych, konstrukcje węzłów, ramy samochodowe, wzmocnienia ram, kabiny samochodów ciężarowych, naczepy, przyczepy, burty wyładowcze, karoserie samochodów osobowych, projektowanie konstrukcji autobusów, bezpieczeństwo bierne.

Bibliografia: 297 pozycji.

155. Dębicki M., Teoria samochodu, WNT, Warszawa 1976.

Zakres: charakterystyka silnika, mechanizmy napędowe, koło ogumione, opory ruchu, własności trakcyjne, dobór silnika i przełożeń, napęd hydrauliczny, podstawy automatyki zmiany biegów, rozdział mocy na koła, zużycie paliwa, bilans energetyczny.

Bibliografia: 142 pozycje.

156. Lanzendoerfer J., Teoria ruchu samochodu, WKŁ, Warszawa 1980.

Zakres: dynamika koła ogumionego, przyczepność, charakterystyki pracy silnika, układy napędowe, równanie ruchu samochodu, charakterystyka trakcyjna i dobór silnika, hamowanie, stateczność jako odpowiedź na zakłócenie sił działających na samochód, kierowność pojazdu, płynność ruchu.

Bibliografia: 74 pozycje.

157. Reimpell J., Podwozia samochodów, WKŁ, Warszawa 2004.

Zakres: przegląd zagadnień dotyczących podwozi samochodów, w tym także z napędem na cztery koła. Ogólny układ konstrukcyjny podwozia, dynamika kół jezdnych, kinematyka i elastokinematyka zawiesznień, układy kierownicze, dobór elementów sprężysto-tłumiących zawiesznień, dynamika samochodu w różnych stanach ruchu, stateczność w czasie hamowania, przyczepność, zdolność do pokonywania wzniesień. Obciążenia nadwozia samochodu, środek masy nadwozia i całego pojazdu.

Bibliografia: 19 pozycji, 9 czasopism.

158. Kardas-Cinal E., Badanie stateczności stochastycznej modelu matematycznego pojazdu szynowego, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 1994.

Zakres: model matematyczny pojazdy szynowego, przyjęte układy odniesienia, model nominalny, opis sił, opis metody generowania losowych nierówności drogi, badanie stateczności technicznej stochastycznej modelu pojazdu kolejowego.

Bibliografia: 35 pozycji.

159. Praca zbiorowa, Wypadki drogowe. Vademecum biegłego sądowego, wyd. II uaktualnione, IES, Kraków 2010.

Zakres: kompendium wiedzy z zakresu rekonstrukcji wypadków drogowych, mechanika ruchu i zderzeń samochodów, kryminalistyczne badania miejsca wypadku oraz pojazdów i osób w nim uczestniczących. Rekonstrukcja czasowo-przestrzenna zdarzeń w ruchu drogowym. Wykorzystanie komputerów w pracy biegłego sądowego, omówienie programów wspomagających analizę powypadkową.

Bibliografia: nie podano.

160. Kisiłowski J., Choromański W., Łopata H., Investigation of Technical Stochastic Stability of Lateral Vibrations of Mathematical Model of Rail Vehicle, Engineering Transactions, Polish Academy of Sciences – IPPT, Vol.33, Warsaw 1985.

Contents: a method for investigating technical stochastic stability of mathematical model of the mechanical system brought under the real input. Algorithm relevant to numerical applications, sample results for four-axial luggage rail vehicle with coach 25 TN.

References: 6 positions.

161. Białek I., Problematyka prawna i techniczna wypadków drogowych, Wydawnictwo Instytutu Ekspertyz Sądowych, Kraków 1995.

Zakres: zbiór wykładów wraz z materiałami pomocniczymi przydatnymi w pracy prawników mających do czynienia z tematyką wypadków drogowych. Każdy z rozdziałów stanowi zamkniętą całość zawierającą informacje dotyczące szczegółowych aspektów wypadkowości i ruchu drogowego, np. czasu reakcji kierowcy, wypadków w warunkach ograniczonej widoczności. Jest to kompendium wiedzy o wypadkach drogowych umożliwiające sprawne poruszanie się w tej problematyce każdemu prawnikowi, bez konieczności szukania dodatkowych źródeł informacji. Zawarto m.in. podstawowe elementy daktyloskopii.

Bibliografia: nie podano.

162. Ciępka P., Jordan W., Zębala J., Analiza zderzenia typu pojazd–słup przy zastosowaniu parametru EES, VI konferencja „Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych”, Zakopane 1998, IES, Kraków 1998.

Zakres: analiza zderzenia typu pojazd–słup (równania ruchu tego zderzenia), omówienie parametru EES, metoda maksymalnego odkształcenia (równanie NTSB, równanie Morgana i Ivey’ego, równanie Nystroma i Kosta, równanie Craiga, porównanie oszacowań prędkości zderzenia), przykład oszacowania prędkości kolizyjnej w zderzeniu pojazd–słup.

Bibliografia: 11 pozycji.

163. Gąsior M., Niedziela J., Komputerowe wyznaczanie energii straconej na deformację nadwozia pojazdu, VI konferencja „Problemy rekonstrukcji wypadków drogowych”, Zakopane 1998, IES, Kraków 1998.

Zakres: energochłonność nadwozia, przykład do analizy działania programu ENERGIA, opis programu ENERGIA, wyniki.

Bibliografia: 3 pozycje.

164. Iwanow W.N., Lalin W.A., Bierne bezpieczeństwo samochodu, WKŁ, Warszawa 1984.

Zakres: analiza uszkodzeń i obrażeń jako następstw wypadków samochodowych, analiza procesów udarowych, badania symulacyjne procesów udarowych, klasyfikacja wskaźników bezpieczeństwa biernego, bezpieczeństwo samochodu.

Bibliografia: 66 pozycji.

165. Kapiński S., Kształtowanie elementów nadwozi, WKŁ, Warszawa 1996.

Zakres: podstawy technologii budowy nadwozi samochodów, typowe materiały, parametry technologiczne podstawowych operacji tłoczenia, projektowanie i wytwarzanie narzędzi do produkcji wyłoczek nadwoziowych. Wykorzystanie systemów komputerowych do produkcji elementów nadwozi. Mechanizacja i automatyzacja.

Bibliografia: 99 pozycji.

166. Romanów F., Wytrzymałość ram i nadwozi pojazdów, WKŁ, Warszawa 1988.

Zakres: obliczanie ram i nadwozi, budowa i obliczanie ram i nadwozi, obciążenia.

Bibliografia: 88 pozycji.

167. Matyjewski M., Analiza i ocena technicznych sposobów zmniejszania skutków wypadków drogowych, Prace PW, Warszawa 2009.

Zakres: zagadnienia związane z poprawą bezpieczeństwa w ruchu drogowym polegające na zmniejszaniu rozmiaru obrażeń odnoszonych w wypadkach drogowych. Pojęcia ryzyka i zagrożeń uczestników ruchu drogowego. Biomechanika zderzeń oraz bazy danych o wypadkach drogowych. Szczegółowa analiza elementów pojazdu zmniejszających obrażenia (EPZO), proces ich opracowywania oraz skuteczność. Wyniki badań eksperymentalnych i symulacji komputerowych kierowcy oraz pasażera samochodu osobowego, pieszych i motocyklistów. Model matematyczny nogi przechodnia uderzanej z boku poniżej kolana opracowany za pomocą programu symulacyjnego MADYMO. Porównanie wyników symulacji z rezultatami badań eksperymentalnych.

Bibliografia: 169 pozycji.

168. Dobrosz K., Powłoki ochronne w pojazdach samochodowych, WKŁ, Warszawa 1986.

Zakres: powłoki metalowe, konwersyjne, lakierowe, ogólna charakterystyka, powłoki z tworzyw sztucznych i emalii ceramicznych.

Bibliografia: 260 pozycji.

169. Orzełowski S., Budowa ram podwozi i nadwozi samochodowych i pochodnych, WKŁ, Warszawa 1998.

Zakres: podział samochodu na zespoły, teoria ruchu samochodu, zespoły napędowe, mechanizmy nośne, ramy i nadwozia, układy hamulcowe.

Bibliografia: 26 pozycji.

170. Kisilowski J., Kardas-Cinal E., On a Certain Method of Examining Stability of Mathematical Models of railway Vehicles with Disturbances Occurring in Real Objects, VSD Supplement to vol. 23, Proceedings of 13th IAVSD Symposium held in Chendu, Sichuan, P. R. China, August 23–27, 1993.

Contents: introduction, notion of stochastic technical stability, mathematical model of wheelset and biaxial rail vehicle, function that characterizes the technical state and scope of measurement, method of investigating STS, results.

References: 16 positions.

171. Radkowski S., Podstawy bezpiecznej techniki, OWPW, Warszawa 2003.

Zakres: teoria niezawodności, zarządzanie ryzykiem, struktura niezawodnościowa systemu, analiza rodzajów i skutków uszkodzeń (FMEA), modele drzew logicznych, makromodele w analizie ryzyka (w tym modele zastosowane w ruchu drogowym: model Seeda, równania Van der Pola i Rayleigha, model Oppego).

Bibliografia: 69 pozycji, 6 norm.

172. Tylikowski A., Stochastyczna stateczność układów ciągłych, PWN, Warszawa 1991.

Zakres: modele matematyczne stochastycznej dynamiki układów ciągłych, pojęcie i definicje stateczności stochastycznej, metody badania stateczności stochastycznej, metody konstrukcji funkcjonałów Lapunowa, stateczność układów sprężystych liniowych i nieliniowych, stateczność elementów wirujących, rur, układów lepkosprężystych.

Bibliografia: 119 pozycji.

173. Osiński Z., Mechanika ogólna, PWN, Warszawa 2000.

Zakres: kinematyka punktu i ciała sztywnego, ruch złożony, dynamika punktu materialnego, statyka układów materialnych, prawa dynamiki dla układu punktów materialnych, równania Lagrange'a, równania ruchu we współrzędnych uogólnionych, zasady mechaniki, dynamika i szczególne przypadki ruchu ciał sztywnych, teoria zderzenia, ruchu układów o zmiennej masie i układów nieholonomicznych.

Bibliografia: 8 pozycji.

174. Reński A., Sar H., Identification of tyres' characteristics and vehicle's yaw moment of inertia on the basis of road tests, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 4(63)/2006.

Contents: method of identification of tyres' characteristics and vehicle's yaw moment of inertia on the basis of road tests.

References: 4 positions.

175. Wicher J., Pewien przypadek losowych drgań samochodu z nieliniową charakterystyką zawieszenia, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 3(62)/2006.

Zakres: uproszczony model samochodu z nieliniowym zawieszeniem poruszający się po nawierzchni o losowych nierównościach. Statystyczna metoda linearyzacji charakterystyk zawieszenia.

Bibliografia: 8 pozycji.

176. Jurecki R., Stańczyk T., Model matematyczny sposobu reagowania kierowcy w sytuacjach przedwypadkowych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 4(67)/2007.

Zakres: koncepcja modelu kierowcy do analizy sytuacji przedwypadkowych. Badania eksperymentalne przeprowadzone na torze samochodowym oceniające reakcję kierowcy na przeszkodę wnikającą prostopadle w obszar jezdni.

Bibliografia: 20 pozycji.

177. Szosland A., Dychto R., Urządzenie ESP dla pojazdów z pneumatycznym układem hamulcowym, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 4(67)/2007.

Zakres: zasada działania urządzenia ESP, adaptacja w pojeździe badawczym, badania symulacyjne (program napisany w C) oraz drogowe (na autobusie Jelcz PR110D).

Bibliografia: 4 pozycje.

178. Reński A., Sar H., Wyznaczanie dynamicznych charakterystyk bocznego znoszenia opon na podstawie badań drogowych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 4(67)/2007.

Zakres: badanie ruchu w stanie ustalonym i nieustalonym (podmuchy wiatru).

Bibliografia: 8 pozycji.

179. Abramowicz W., The macro element method in crashworthiness calculations – the state-of-the-art and the future, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 4(71)/2008.

Zakres: overview of the existing macro-element technology. The discussed macro elements are implemented in the framework of novel finite element formulation. Number of examples presented to illustrate the new approach and further research.

References: 18 positions.

180. Prochowski L., Gugala K., Analiza wpływu czasu reakcji na bezpieczeństwo jazdy w kolumnie, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 4(71)/2008.

Zakres: wpływ czasu reakcji kierowcy i uruchamiania układu hamulcowego na przebieg procesu hamowania w kolumnie przy małych odległościach między pojazdami. Relacje między wartością czasu reakcji a powstaniem karambolu podczas gwałtownego hamowania. Wpływ wartości czasu reakcji kierowcy jednego z pojazdów w kolumnie na zajście kolizji z poprzedzającym pojazdem podczas gwałtownego hamowania. Związek między wartością czasu reakcji kierowców a wartością prędkości uderzenia samochodów w karambolu.

Bibliografia: 3 pozycje.

181. Reński A., Sar H., Application of dynamic slip characteristics in simulation of vehicle motion, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 5(72)/2008.

Contents: application of dynamic characteristics of tyres, describing vehicle non-steady-state axle side slip. The influence of side slip dynamics as a function of slip angle derivative about time. Results of vehicle motion computer simulation are presented as time plots of vehicle yaw velocity, COG lateral velocity and axles side slip angle.

References: 7 positions.

182. Prochowski L., Unarski J., Wach W., Wicher J., Podstawy rekonstrukcji wypadków drogowych, WKŁ, Warszawa 2008.

Zakres: podstawy mechaniki ruchu samochodu w sytuacjach krytycznych, przebieg i charakterystyka wypadku drogowego. Uwzględniono procesy hamowania, wywracania i zderzenia. Najważniejsze zagadnienia z zakresu medycyny wypadkowej i biomechaniki. Zasady opracowywania opisu i dokumentacji miejsca wypadku. Metody analizy przebiegu wypadku z przykładami z praktyki sądowej.

Bibliografia: 105 pozycji, w tym 4 strony internetowe.

183. Krystek R. (red.), Zintegrowany system bezpieczeństwa transportu. Synteza, WKŁ, Warszawa 2010.

Zakres: charakterystyka stanu i systemu bezpieczeństwa transportu drogowego, kolejowego, lotniczego oraz wodnego. Analizy porównawcze bezpieczeństwa w tych gałęziach transportu.

Bibliografia: 114 pozycji.

184. Kisilowski J., Zalewski J., Wybrane problemy przyczyn wypadków drogowych w Polsce w latach 1995–2004 na podstawie wybranych danych statystycznych, VI Konferencja TiBT, Katowice 2006.

Zakres: analiza wybranych wskaźników dotyczących wypadków drogowych w okresie 1995–2004.

Bibliografia: 7 pozycji.

185. Kisilowski J., Zalewski J., On a certain possibility of practical application of stochastic technical stability, *Eksplotacja i niezawodność, Maintenance and Reliability*, 1(37)/2008.

Contents: overview on the possibilities of using stochastic technical stability (STS) in analyses concerning the behavior of mathematical models in different conditions.

References: 5 positions.

186. Kisilowski J., Zalewski J., Chosen problems of road accidents analyses in Poland in the period between 1995 and 2004, *Eksploracja i niezawodność, Maintenance and Reliability*, nr 1(37)/2008.

Contents: safety of road traffic in Poland and attempt to analyse the course of most frequent collisions and their consequences. Statistical data and attempts to analyse the level of road traffic safety. Some important indicators are shown to compare the situation in France and Poland. Verification of some opinions about the safety of road traffic in Poland

References: 10 positions.

187. Kisilowski J., Zalewski, J., Chosen problems of examination of car stability, *Archives of Transport Systems Telematics*, Vol.1, Issue 1, November 2008.

Contents: overview on some chosen aspects of examination of car stability, especially the situation of a car after repair, with disturbances in its body geometry, mass, inertia and deviation. Such disturbances can occur especially after the side crash, which is one of the most common and dangerous types of accidents.

Bibliografia: 4 positions.

188. Kisilowski J., Zalewski, J., Chosen problems of road accidents analyses in Poland, *Journal of KONBIN, Journal of KONBIN*, Vol. 8, No 1/2008, 5 (8) 2008.

Contents: classification of car collisions from the point of view of the most frequent accidents and crash tests. The most important problems are the consequences of incomplete control of a car. The article focuses on the safety of road traffic in Poland and presents an attempt to analyse the causes of most frequent collisions and their consequences. Some important indicators to compare the situation in France and Poland, verification of some opinions about road traffic safety in Poland

Bibliografia: 3 positions.

189. Lozia Z., Model Symulacyjny ruchu i dynamiki samochodu dwuosobowego, wykorzystywany w symulatorze, *Zeszyty Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 4(34)/99.

Zakres: model ruchu pojazdu dwuosobowego do symulacji w czasie rzeczywistym na komputerze PC. Ruch pojazdu odbywa się po idealnie równej, poziomej nawierzchni drogi. Bryła nadwozia oraz koła jezdne traktowane są jako ciała sztywne. Pominięto postępowe drgania pionowe nadwozia i kół oraz drgania kątowe nadwozia. Zmiany reakcji normalnych uwzględniają quasi-statyczne oddziaływanie sił i momentów na nadwozie. Podatność układu kierowniczego oraz nieliniowe charakterystyki współpracy koła z nawierzchnią drogi.

Bibliografia: 10 pozycji.

190. Andrzejewski R., Modele procesu napędu koła jezdneho. Modele tarcia, *Archiwum Motoryzacji*, nr 1, 2005.

Zakres: modelowanie i symulacja procesu napędu elastycznego koła jezdneho. Zaprezentowano trzy modele tarcia: Magic, LuGre i EXP. Modele te stosowane są do obrazowania wzdluznej interakcji nawierzchnia/ogumienie w dynamice pojazdów kołowych. Jakościowa komputerowa analiza porównawcza tych modeli.

Bibliografia: 5 pozycji.

191. Prochowski L., Wysocki T., Badanie ogumienia w aspekcie bezpieczeństwa ruchu drogowego, *Konferencja Naukowo-Techniczna, Kielce* 1998.

Zakres: wymagania ogumienia w samochodzie. Zakres niezbędnych badań laboratoryjnych i drogowych. Wyniki badań ogumienia do samochodów osobowych, ciężarowych i autobusów. Charakteryzowano m.in. przyczepność opon i ich odporność na boczne znoszenie. Drgania kół w aspekcie ich wielokierunkowego wpływu na ruch pojazdu i sprawność kierowcy.

Bibliografia: 35 pozycji.

- 192.** Lozia Z., Symulatory jazdy samochodem, WKŁ, Warszawa 2008.
Zakres: teoria i konstrukcja symulatorów jazdy samochodem. Podstawy teoretyczne budowy i działania. Zasady tworzenia obrazu i dźwięku, modelowania ruchu oraz symulacji działania mechanizmów sterowania samochodem. Polski symulator autoPW, zbudowany i eksploatowany na Politechnice Warszawskiej.
Bibliografia: 335 pozycji, w tym 53 źródła internetowe.
- 193.** Lozia Z., Simiński P., Zdanowicz P., Wpływ położenia środka masy na zachowanie się pojazdu w ruchu krzywoliniowym, *Czasopismo Techniczne, Wydawnictwo Politechniki Krakowskiej*, Kraków 2008.
Zakres: wyniki badań symulacyjnych oceny wpływu położenia środka masy pojazdu patrolowo-interwencyjnego „Dzik” na zachowanie się w ruchu krzywoliniowym. Model był zweryfikowany eksperymentalnie z wykorzystaniem testów zalecanych przez ISO. Oceny dokonano na podstawie wyników badań ruchu ustalonego po okręgu oraz dzięki określeniu największej prędkości pojazdu, dla której można wykonać gwałtowny obrót kierownicą o 90° bez wywrócenia.
Bibliografia: 9 pozycji, w tym dwa źródła internetowe.
- 194.** Świder P., Wach W., Symulacja manewrów ekstremalnych w programach PC-Crash oraz V-SIM i eksperymentalna weryfikacja wyników, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 1(77)/2010.
Zakres: modele nieliniowe kół (HSRI i TM_Easy) w V-SIM, modele liniowe w PC-Crash. Przykładowe wyniki jazdy po okręgu i „testu łosia”.
Bibliografia: 15 pozycji.
- 195.** Kleczkowski A., Porównanie wyników badań i obliczeń za pomocą liniowego modelu samochodu ciężarowego, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 3(15)/95.
Zakres: wyznaczanie parametrów modelu na podstawie badań quasi-statycznych, przykładowe wyniki badań, wyznaczanie prędkości kątowej po szybkim obrocie kierownicy.
Bibliografia: 9 pozycji.
- 196.** Jemioł L., Gidlewski M., Analiza stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w województwie mazowieckim w latach 2002–2008, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 1(77)/2010.
Zakres: analiza stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w województwie mazowieckim i w Polsce w latach 2002–2008. Wartości głównych wskaźników, ich zmiany w rozpatrywanym okresie. Wszystkie wypadki drogowe i ich ofiary oraz najczęściej występujące rodzaje wypadków drogowych, najbardziej zagrożone grupy uczestników ruchu drogowego, główne przyczyny oraz najczęstszy sprawcy.
Bibliografia: 6 pozycji.
- 197.** Lozia Z., Mazański K., Typowe nierówności nawierzchni dróg, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 1(77)/2010.
Zakres: opis matematyczny dziur, krawężników, kolein, przejazdów kolejowych i tramwajowych poprzez nierówności zdeterminowane.
Bibliografia: 19 pozycji.
- 198.** Motrycz G., Simiński P., Model pojazdu 8x8 do oceny kierowalności i stateczności ruchu, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 1(77)/2010.
Zakres: dyskretny model pojazdu opancerzonego, bez weryfikacji eksperymentalnej.
Bibliografia: 11 pozycji.
- 199.** Reński A., Ocena odporności samochodu na wywrócenie na bok, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 1(77)/2010.
Zakres: metoda wykonania obliczeń czasowego przebiegu procesu wywracania. Opis matematyczny, bez symulacji.
Bibliografia: 5 pozycji.

200. Romaniszyn K., Porównanie cech dynamicznych samochodu specjalnego przy różnych położeniach środka ciężkości, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW, 1(77) /2010.*

Zakres: 2 manewry – pojedyncza zmiana pasa ruchu (zgodnie z normą rosyjską GOST P.2003, B32/03) oraz jazda po kręgu (ISO 4138), środek ciężkości w dwu pojazdach – wysoko położony i przesunięty do tyłu oraz niżej położony i przesunięty ku środkowi rozstawu osi, masa pojazdów 12 t.

Bibliografia: 10 pozycji.

201. Wicher J., Wskaźnik wypadkowości, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW, 4(76) /2009.*

Zakres: bazy danych zawierające informacje potrzebne do wyznaczenia wskaźników stosowanych do oceny poziomu bezpieczeństwa ruchu drogowego. Omówiono wskaźniki dotychczas stosowane i wskaźniki wywodzące się z teorii ryzyka, przykłady zastosowania i interpretacji. Możliwość oszacowania ryzyka kierowców na podstawie oceny zmiany prędkości samochodu podczas zdarzenia.

Bibliografia: 5 pozycji.

202. Prochowski L., Analiza relacji pomiędzy liczbą pojazdów a liczbą ofiar śmiertelnych wypadków drogowych w Polsce, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW, 4(76) /2009.*

Zakres: analizy zmian liczby wypadków i ofiar śmiertelnych w kilku okresach wieloletnich, charakterystyczne trendy zmian głównych wskaźników bezpieczeństwa ruchu drogowego, przedziały lat, w których tempo przyrostu liczby ofiar śmiertelnych jest ujemne (spadek) mimo znaczącego tempa wzrostu liczby pojazdów.

Bibliografia: 10 pozycji.

203. Jemioł L., Gidlewski M., Prochowski L., Analiza zmian wartości wskaźników stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w województwie mazowieckim, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW, 4(76) /2009.*

Zakres: przebieg zmian najważniejszych wskaźników stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w województwie mazowieckim za okres 2002–2008, wartości wskaźników odniesione do wartości obliczonych za całą Polskę. Uwagę zwrócono na uczestników ruchu drogowego należących do grupy szczególnie wysokiego ryzyka śmierci w wypadkach drogowych. Linie regresji pokazujące wieloletnie trendy w procesie zmian analizowanych wskaźników w ujęciu regionu mazowieckiego i całego kraju.

Bibliografia: 9 pozycji.

204. Prochowski L., Czynniki wieku ofiar wypadków w ruchu drogowym w Polsce, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW, 4(76) /2009.*

Zakres: wskaźniki obliczeniowe, analiza struktury wiekowej ofiar wypadków, struktura wiekowa ludności i ofiar śmiertelnych w wypadkach drogowych, porównanie struktury w Polsce i Unii Europejskiej.

Bibliografia: 9 pozycji.

205. Wicher J., Drogowe środki ograniczania prędkości, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW, 4(76) /2009.*

Zakres: najważniejsze zagadnienia związane z przekraczaniem dopuszczalnych prędkości przez pojazdy samochodowe, stosowane w praktyce środki uspokojenia ruchu oraz odpowiednie działania systemowe, szczególnie w obszarach zabudowanych.

Bibliografia: 10 pozycji.

206. Kovac M., Decky M., Gavulová A., The identification of lorry dynamic responses indicated by longitudinal unevenness of pavements, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 3(75)/2009.

Zakres: wyniki zmierzonych i symulowanych dynamicznych odpowiedzi samochodu ciężarowego na garby ograniczające prędkość, wyboje oraz stochastyczne nierówności nawierzchni. Symulacje zrealizowane z wykorzystaniem Quarter-Car Simulation poprzez zastosowanie symulacyjnej teorii systemów dynamicznych. Teoria ta składa się z następujących głównych części: obiektu badania, symulowanego systemu dynamicznego, symulacji systemu dynamicznego, zrealizowanego modelu dynamicznego, weryfikacji zrealizowanego modelu dynamicznego. Dostępność wykorzystanego modelu została zweryfikowana przez porównanie zmierzonych i symulowanych wartości przyspieszeń elementów sprężynujących ciężarówki T815. Przebiegi całkowite pionowych sił Quarter Car Simulation dla pierwszego, drugiego i czwartego stopnia nierówności uznawanych zgodnie ze światowym parametrem IRI (International Roughness Index).

Bibliografia: 7 pozycji.

207. Wieczorek M., Jackowski J., Analiza wpływu prędkości toczenia na współpracę z nawierzchnią drogi bieżnika opon niskoprofilowych, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 2(74)/2009.

Zakres: metodyka prowadzenia i przykładowe wyniki pomiaru sił obciążających występy bieżnika niskoprofilowych opon do samochodów osobowych, toczonych z różnymi prędkościami, oszacowania obszarów poślizgu w styku opony z podłożem, propozycja sposobu postępowania przy modelowaniu rozkładu nacisków jednostkowych w obszarze styku opony z podłożem.

Bibliografia: 11 pozycji.

208. Stępiński B., Wpływ prędkości jazdy samochodu na pionowe obciążenia dynamiczne pasażerów, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 2(74)/2009.

Zakres: wpływ prędkości jazdy na obciążenia dynamiczne pasażerów, prostoliniowy ruch samochodu. Dwa modele dynamiki pionowej, eksperymenty cyfrowe symulujące jazdę z różnymi prędkościami po obranej drodze. Miara obciążeń dynamicznych pasażerów – wartość skuteczna (RMS) przyspieszeń odpowiednich elementów modeli.

Bibliografia: 4 pozycje.

209. Chodnicki P., Guzek M., Lozia Z., Mackiewicz W., Stegienka I., autoPW – wirtualne środowisko badań kierowców, *Czasopismo Techniczne*, z. 6-M/2008.

Zakres: budowa symulatora jazdy autoPW oraz przykładowe zastosowania.

Bibliografia: 6 pozycji.

210. Gromadowski T., Stępiński B., Procedura symulacji pionowych obciążeń pojazdu wieloosowego, *Czasopismo Techniczne*, z. 6-M/2008.

Zakres: sześciobryłowy model matematyczny o liniowych własnościach sprężystych i nieliniowym tłumieniu i 7 stopniach swobody, pionowe wymuszenia kinematyczne, porównanie widmowych gęstości mocy sygnału stanowiącego kryterium i uzyskanego w symulacji.

Bibliografia: 6 pozycji.

211. Pawelski Z., Pałczyński T., Badania drogowe pojazdów w inteligentnych systemach transportowych z użyciem technologii INS i GPS, *Czasopismo Techniczne*, z. 8-M/2008.

Zakres: wyniki badań pojazdu wyposażonego w odbiornik GPS i system nawigacji inercyjnej (INS), wyznaczanie trajektorii ruchu pojazdu oraz parametrów ruchu, np. prędkość, przyspieszenie.

Bibliografia: 10 pozycji.

212. Simński P., Badania eksperymentalne pojazdu 8x8 w ruchu po okręgu oraz dla manewru podwójnej zmiany pasa ruchu, *Czasopismo Techniczne*, z. 6-M/2008.

Zakres: przedstawiony zakres możliwych badań kierowności i stateczności ruchu pojazdu KTO w wersji medycznej oraz wyniki niektórych badań. Mierzono prędkość wzdłużną oraz poprzeczną, przyspieszenie poprzeczne oraz ilość strąconych pachołków w manewrze podwójnej zmiany pasa ruchu. Ruch po okręgu wg ISO 4138.

Bibliografia: 3 pozycje.

213. Guzek M., Ocena wpływu położenia w pojeździe urządzenia typu ADR2/EDR2 na dokładność rekonstrukcji ruchu samochodu, *Czasopismo Techniczne*, z. 8-M/2008.

Zakres: wyniki obliczeń symulacyjnych dotyczących rekonstrukcji ruchu samochodu, ocena dokładności rekonstrukcji na podstawie położenia urządzeń rejestrujących ADR2/EDR2.

Bibliografia: 12 pozycji.

214. Żukowska J., Modelowanie szeregami czasowymi liczby śmiertelnych ofiar wypadków drogowych, *Transport Samochodowy, ITS*, 1-2005.

Zakres: cel i metodyka badań, strukturalne modele szeregów czasowych, aplikacja modeli strukturalnych w warunkach polskich.

Bibliografia: 23 pozycje.

215. Olejnik K., Analiza przyczyn typowych wybranych wypadków i kolizji w aspekcie ograniczeń widoczności z pojazdu samochodowego, *Transport Samochodowy, ITS*, 1-2003.

Zakres: wypadek w trakcie cofania, wypadek na przejeździe kolejowym skośnym, kolizja podczas zmiany pasa ruchu, ocena przyczyn wybranych wypadków i kolizji.

Bibliografia: 5 pozycji.

216. Wojciechowski A., Bezpieczeństwo użytkowników pojazdów a kryteria oceny części i podzespołów samochodowych wykonanych z nowoczesnych metalowych materiałów kompozytowych, *Transport Samochodowy, ITS* 1-2003.

Zakres: własności metalowych materiałów kompozytowych, przykłady zastosowania w samochodach, metody badań.

Bibliografia: 16 pozycji.

217. Gis W., Ograniczniki prędkości pojazdów samochodowych, *Biuletyn Informacyjny ITS*, 1-2005.

Zakres: rys historyczny, techniczne aspekty realizacji, wdrożenie w kraju – stan bieżący, kontrola wdrożenia.

Bibliografia: 11 pozycji.

218. Zielińska A., Stan bezpieczeństwa na polskich drogach w 2003 roku, *Biuletyn Informacyjny*, 4-2004.

Zakres: wypadki i motoryzacja w latach 1994–2003, okoliczności wypadków, ofiary, kierowcy uczestniczący, kierunki dalszych działań.

Bibliografia: nie podano.

219. Gołębiowski S., Bezpieczeństwo pieszych na wyznaczonych przejściach, *Biuletyn Informacyjny*, 4-2004.

Zakres: analiza położenia przejść dla pieszych i widoczności pieszych na przejściach.

Bibliografia: nie podano.

220. Jarzębowska E., *Mechanika analityczna, OWPW*, Warszawa 2003.

Zakres: wybrane metody generowania równań ruchu, m.in. układów mechanicznych, stosowane np. do analizy dynamicznej, badań symulacyjnych, syntezy praw sterowania lub badania stateczności złożonych układów holonomicznych lub nieholonomicznych. Równania Lagrange'a z mnożnikami, Maggiego, Ka-ne'a, Appella-Gibbsa, Hamiltona-Jacobiego i Boltzmanna-Hamela. Podstawowe problemy numeryczne przy modelowaniu, jak zagadnienia stabilności numerycznej równań ruchu układów z więzami.

Bibliografia: 27 pozycji.

221. Habib M.S., Bakr E.M., *The Selection Of Optimum Vehicle Parameters Based On The Pilot-Vehicle Directional Stability, Vehicle System Dynamics, Volume 23, Issue S1 1994.*

Contents: In this paper, a parametric study of the pilot-vehicle closed-loop system is presented. The study is based on the heading and lateral stability region using a lead-lag compensator to represent the human driver. A two degrees of freedom model is used to describe the yaw and lateral velocity of the vehicle. The effects of the vehicle moment of inertia, C.G location and cornering stiffnesses on the maximum crossover frequencies of the system are investigated. The relationship between these parameters and the maximum crossover frequency is obtained using a multi-nonlinear regression analysis from which the optimum problem is formulated and solved using Lagrange multipliers. The optimum values are used to form hypothetical vehicle models which are compared with the typical vehicles. The obtained results suggest some fundamental changes in the tire cornering stiffnesses, C.G. location and mass moment of inertia. Simulation results in the frequency and time domains illustrate the effectiveness and capabilities of the proposed vehicles over the typical ones.

References: 13 positions.

222. Andrzejewski R., *Dynamika pneumatycznego koła jezdneho, WNT, Warszawa 2010.*

Zakres: historia, budowa i właściwości pneumatycznego koła jezdneho, charakterystyki ogumienia w różnych stanach statycznych i dynamicznych obciążeń z uwzględnieniem stanu nawierzchni. Opisy nowoczesnych modeli tarcia. Znane modele tarcia (przyczepności) ogumienia samochodowego (LuGre, Wiegnera/Uffelmanna, Pacejki i model z relaksacją sił przyczepności). Różne modele struktury ogumienia, m.in. płaski model analityczny, przestrzenny model wieloelementowy, model powłokowy i model FE. Opis autorskiego modelu tarcia EXP koła jezdneho napędzanego opracowanego na podstawie badań doświadczalnych. Analiza dynamiki ruchu pojazdów wyczynowych typu Top Fuel Dragster. Teoria elastycznego koła jezdneho (pędu bieżnika) opracowana przez Halluma, umożliwiającą zinterpretowanie zjawisk dynamicznych towarzyszących ruszaniu.

Bibliografia: 61 pozycji.

223. Gutowski R., *Podstawy teorii stateczności ruchu układów dyskretnych i ciągłych, Politechnika Warszawska, Wydział Mechaniczny Energetyki i Lotnictwa, Warszawa 1981.*

Zakres: ruch zaburzony, przegląd definicji stateczności oprócz stateczności technicznej stochastycznej, stateczność równań liniowych z macierzą stałą i zmienną, stateczność równań nieliniowych, stateczność ruchu układów ciągłych, przykłady badania stateczności w sensie Lapunowa względem odległości.

Bibliografia: 20 pozycji.

224. Wrona J., Wrona R., *Wybrane zagadnienia wpływu napraw powypadkowych nadwozi na bezpieczeństwo drogowe, Eksploatacja i Niezawodność, Maintenance and Reliability, 4/2008.*

Zakres: problem oceny wpływu napraw powypadkowych nadwozi samochodów osobowych na bezpieczeństwo drogowe. Kwestie eksploatacji pojazdów i ich napraw, istniejące braki w krajowym systemie dopuszczania do ruchu nadwozi po naprawach. Potrzeba regulacji prawnych i wykonawczych procedur dopuszczania pojazdów do ruchu po wcześniej wykonywanych naprawach.

Bibliografia: 3 pozycje.

225. Seiffert U., Wech L., Automotive safety handbook, SAE International, 2007.

Contents: development of safety for passenger cars, basic relationships and new developments related to accident avoidance and mitigation of injuries. Driver support systems, chassis, lights, body and interior design, restraint systems, biomechanics, dummies, accident simulation tests, pedestrian protection and compatibility. Definitions, driving forces for vehicle safety, legislation, accident data, accident avoidance, biomechanics and occupant protection simulation. Vehicle body, dynamic vehicle simulation tests, occupant protection, pedestrian Protection compatibility, computer support.

References: 173 positions.

226. Kisilowski J., Zalewski J., Chosen aspects of analysis of road traffic safety in Poland between 1995 and 2008, 6th International conference in safety and reliability, Journal of KONBIN, No 2, 3 (14, 15) 2010.

Contents: certain occurrences are presented, resulting from statistical data concerning road traffic accidents in the period between 1995 and 2008. Some trends for the next years are also presented along with the consideration of certain indicators for Mazowieckie Voivodship. Analysis of the chosen data let the authors draw the conclusions concerning the aspects of road traffic safety both in Poland. Attempt was made to evaluate the actual condition of road traffic safety as well as its upgrade.

References: 7 positions.

227. Arczewski K., Pietrucha J., Szuster J.T., Drgania układów fizycznych, OWPW, Warszawa 2008.

Zakres: pojęcie modelu, modelowanie matematyczne procesów fizycznych, elementy układów drgających, podstawowe metody modelowania układów drgających, zabiegi upraszczające, drgania układów liniowych o jednym stopniu swobody, szeregi Fouriera, całka Duhamela, liczby zespolone, przekształcenia Fouriera i Laplace'a, transmitancje i charakterystyki częstościowe układów liniowych, zmienne stanu, płaszczyzna fazowa, punkty osobliwe, funkcja Diraca, metoda współczynników i funkcji wpływu. Równania całkowe, schematy blokowe. Elementy algebry liniowej, rozwiązanie układu równań różniczkowych liniowych, elementy rachunku prawdopodobieństwa, procesy losowe. Stateczność ruchu dyskretnych modeli matematycznych. Drgania układów liniowych o wielu stopniach swobody, drgania liniowych układów ciągłych jednowymiarowych, drgania parametryczne, nieliniowe, drgania samowzbudne, losowe. Pomiar drgań, identyfikacja i synteza układów drgających.

Bibliografia: 109 pozycji.

228. Nabagło T., Synteza układu sterowania semiaktywnego zawieszenia samochodu z elementami magnetoreologicznymi, Rozprawa doktorska, Politechnika Krakowska, Kraków 2006.

Zakres: aktualny stan techniki zawieszzeń, modelowanie zawieszenia semiaktywnego, analiza sterowania zawieszenia semiaktywnego, eksperyment symulacyjny z wykorzystaniem MSC Adams/Car oraz MATLAB-Simulink.

Bibliografia: 108 pozycji.

229. Ng Luke, Reinforcement learning of dynamic collaborative driving, Doctoral thesis, Waterloo, Ontario, Canada 2008.

Contents: platooning, longitudinal and Lateran control, string stability, adaptive control, reinforcement learning, vehicle modeling, design of the learning process, experimentation of lateral and longitudinal control.

References: 88 positions.

230. Franck D., Franck H., *Mathematical method for accident reconstruction. A forensic engineering perspective*, CRC Press, Boca Raton 2010.

Contents: the application of mathematics to modeling accident reconstructions involving a range of moving vehicles, including automobiles, small and large trucks, bicycles, motorcycles, all-terrain vehicles, and construction equipment such as hoists and cranes. Basic principles of physics are used. They may be applied to any of the above-named vehicles or equipment. The foundations of measurement, the various energy methods used in reconstruction, momentum methods, vehicle specifications, failure analysis, geometrical characteristics of highways, and softer scientific issues such as visibility, perception, and reaction. Standards and protocols for accident reconstruction.

References: 60 positions.

231. PC Crash a simulation program for vehicle accidents, Operating Manual, Version 8.0, Dr Steffan Datentechnik, Linz, Austria 2006.

Zakres: sposób tworzenia scenarii oraz przygotowania symulacji zderzenia. Metody przeprowadzania symulacji (tzw. modele zderzenia), przygotowanie modeli samochodów, podgląd i pomiar głębokości odkształceń.

References: not included.

232. Using Adams, MSC Software Corporation.

Zakres: instrukcje w języku angielskim dotyczące przygotowania i przeprowadzania symulacji oraz omawiające poszczególne elementy środowiska Adams. Podano również własności wybranych układów współpracujących, np. dróg i opon.

Bibliografia: nie podano.

233. Gillespie T.D., *Fundamentals of vehicle dynamics*, SAE International, 1992.

Contents: the basic mechanics governing the vehicle performance and analytical methods and terminology, equations of motion. Details on acceleration performance, braking performance, aerodynamics and rolling resistance, ride, steady state cornering, suspensions, steering systems, rollover and tires.

References: 33 positions.

234. Olejnik K., *Bezpieczeństwo w transporcie samochodowym, wybrane problemy*, Wydawnictwo ITS, Warszawa 2009.

Zakres: Analiza literatury dotyczącej zagadnienia widoczności z pojazdów związanej z cechami kierującego i samochodu oraz otoczenia. Najważniejsze problemy dotyczące ograniczeń w konstrukcji kabin samochodach ciężarowych związanych z możliwością obserwacji otoczenia samochodu. Ograniczenia w kształtowaniu skrzyżowań umożliwiających otrzymywanie informacji niezbędnych do bezpiecznego uczestnictwa w ruchu drogowym. Metody badawcze widoczności z samochodu. Zaproponowano usystematyzowanie pojęć związanych z przedmiotem badań. Charakterystyka kierującego, pojazdu oraz otoczenia ze względu na konieczność zapewnienia ergonomicznej widoczności. Analiza zależności układu kierowca–pojazd–otoczenie.

Bibliografia: 69 pozycji.

235. Kowalewski Z.L., *Kierunki i perspektywy rozwoju badań wytrzymałościowych*, Wydawnictwo ITS, Warszawa 2008.

Zakres: zagadnienia związane z postępowaniem w dziedzinie badań wytrzymałościowych. Omówiono aktualne problemy występujące w poszczególnych kategoriach tych badań, a ich podział uzależniono od wartości prędkości odkształcenia.

Bibliografia: 184 pozycje.

236. Wydro K.B., Telematyka – znaczenia i definicje terminu, Telekomunikacja i Techniki Informatyczne, Wydawnictwo Instytutu Łączności, nr 1-2/2005.

Zakres: omówiono dotychczasowe definicje i podano nową propozycję interpretacji terminu telematyka. Przykłady stosowania tego terminu w szczególności w odniesieniu do rozwiązań informacyjnych w dziedzinie transportu i medycyny.

Bibliografia: 21 pozycji.

237. Heiβing B., Ersoy M., Chassis Handbook: Fundamentals, Driving Dynamics, Components, Mechatronics, Perspectives, ViewegTeubner Verlag, Germany 2011.

Contents: conventional chassis elements and their interactions with mechatronic systems within the context of driving dynamics. Chassis fundamentals and design are described in the initial chapters. Practical examination of driving dynamics and detailed descriptions and explanations of modern chassis components. Axles and the processes used during axle development. Fundamentals, driving dynamics, chassis components, axles, driving comfort, noise vibration, harshness, chassis development, innovations, future aspects of chassis technology.

238. Můčka P., Sensitivity of Road Unevenness Indicators to Road Waviness, Journal of Testing and Evaluation (JTE), February 2009.

Contents: a novel approach to the road unevenness classification based on the power spectral density with consideration of vehicle vibration response and broad interval of road waviness (road elevation PSD slope, the measure of wavelength distribution in road profile spectrum). For the road classification proposal two planar vehicle models (passenger car and truck), ten responses and three different vehicle velocities have been considered. The minimum of ten estimated vibration response ranges sum for a broad waviness interval typical for real road sections ($w = 1.5$ to 3.5) has been used for the correction factor estimation. The introduced unevenness indicator, $C_{\{w\}}$, reflects the vehicle vibration response and seems to be a suitable alternative to the other currently used single-number indicators or as an extension of the road classification according to the ISO 8608: 1995, which is based on constant waviness value, $w = 2$.

239. Kisilowski J., Lozia Z., Modelling and Simulating the Braking Process of Automotive Vehicle on Uneven Surface, Supplement to Vehicle Systems Dynamics, The Dynamics of Vehicles on Roads and on Tracks, Volume 15. Swets & Zeitlinger B. V. Lisse and IAVSD, 1986.

Contents: nonlinear mathematical model of a vehicle used to describe the car braking process on an uneven rectilinear road. The model is built to allow application of the interchangeably one of the six models of the tire radial properties in it - five of the models have been taken from the literary sources. Irregularities of the road surface are the realization of the random process which is described by the power spectral density. Three-parametric description of the tire tangential properties has been applied here. Results from the comparison of the six models and exemplary results obtained from the simulation of the car braking process on even and uneven road surfaces were presented. An attempt to evaluate the influence of the road unevenness upon the effectiveness of the car braking process was made.

References: 9 positions.

240. Ambrož M., Šušteršič G., Prebil I., Creating models of road sections and their use in driving dynamics simulations, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 45, No. 10, October 2007.

Contents: generating of 3D road profiles used mainly in MSC Adams and PC Crash simulations, defining the contact between model tyre and road.

References: 10 positions.

241. Nybacka M., Validation of ADAMS/Car simulations and dynamic performance in multi link suspensions, Luleå University of Technology, Department of Applied Physics and Mechanical Engineering, Division of Computer Aided Design, 2005.

Contents: theory of vehicle dynamics, building mathematical and physical model of a sports formula SAE car with multilink suspension in ADAMS, testing of real sports car, simulations of the built model with the use of Simulink to control the dampers in suspension, results, conclusions for further research.

References: 11 positions.

242. Schwab A.L., Meijaard J.P., Dynamics of flexible multibody systems having rolling contact: application of the wheel element to the dynamics of road vehicles, Supplement to Vehicle Systems Dynamics, Vol. 33, 1999.

Contents: two and three dimensional wheel element, linearization of non-holonomic systems, swivel wheel shimmying, application of the Bombardier-ILTIS vehicle.

References: 15 positions.

243. Abe M., Kano Y., Improvement of vehicle handling safety with vehicle side-slip control by direct yaw moment, Supplement to Vehicle Systems Dynamics, Vol. 33, 1999.

Contents: side-slip and sliding control, estimation of side-slip angle, simulation results, validation of side-slip estimation, double lane change test, single lane change with braking test.

References: 4 positions.

244. Heinzl P., Plöchl M., Lugner P., Different actuation strategies for a yaw moment control of a passenger car, Supplement to Vehicle Systems Dynamics, Vol. 35, 2000.

Contents: nonlinear multibody model, control systems, observer, controller, transformer and actuator equations and functions, examination of over- and understeer.

References: 13 positions.

245. Kisilowski J., Zalewski J., Certain results of examination of technical stochastic stability of a car after accident repair, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów, SIMR, PW*, 5(81) /2010.

Contents: chosen results of simulation of sports car mathematical model in different conditions of motion. The car model was loaded with the extra mass representing both driver and passenger. The location of the center of mass was disturbed, as if the car had previously been damaged due to side impact accident, and then repaired without the control of basis points in its body. It is shown how the car body can be damaged as a result of side crash at different velocity.

References: 11 positions.

246. Cebon D., Handbook of Vehicle-Road Interaction, Taylor & Francis, 2000.

Contents: tyre-road contact forces generated by heavy vehicles covering their influence on road surface and bridge response and damage, ways of regulating and improving vehicles so as to minimize road damage, a unified mechanistic approach to the entire subject, covering vehicle dynamics, dynamic tyre forces, weigh-in-motion, pavement and bridge response, damage mechanisms of paving materials, vehicle-guideway interaction, suspension design to minimize road damage, assessing road damaging potential of vehicles for regulatory purposes, the fundamental mechanics of the mechanical and civil engineering systems, practical and implementation issues.

References: 500 positions.

247. Dhillon B.S., Transportation Systems Reliability and Safety, CRC Press, 2011.

Contents: mathematical concepts and introductory aspects of reliability and safety, methods for performing transportation system reliability and safety analysis, transportation systems failures and railway-related accidents and incidents, truck and bus safety issues as well as important aspects of airline and ship safety, human error in rail and road transportation systems and aviation and sea transportation.

248. Peters G.A., Peters B.J., *Automotive Vehicle Safety*, CRC Press, 2002.

Contents: information that is essential for specialists to make better-informed decisions, key generic safety principles and their applications, decision-making criteria, examples and remedies, in-depth information on human simulation, human error control, driver distractions, future vehicle safety and universal design, details on accident reconstruction techniques and methods of crash testing.

249. Rill G., *Road Vehicle Dynamics: Fundamentals and Modeling*, CRC Press, 2011.

Contents: vehicle dynamics fundamentals from simple models, case studies with MATLAB® to develop modeling skills, vehicle models of increasing complexity as the text progresses, an easy-to-use tire model. Multibody Dynamics tailored to Ground Vehicles, A Quarter Car Model, Exercises, Modeling Aspects, Deterministic Profiles, Random Profiles, Exercises, Introduction, Contact Geometry, Steady State Forces and Torques, Combined Forces, Bore Torque, Different Influences on Tire Forces and Torques, First Order Tire Dynamics, Exercises, Components and Concepts, Wheel and Tire, Differentials, Transmission, Clutch, Power Sources, Exercises, Purpose and Components, Some Examples, Steering Systems, Kinematics of a Double Wishbone Suspension, Exercises, Standard Force Elements, Dynamic Force Elements, From Complex to Simple Models, Basic Tuning, Optimal Damping, Practical Aspects, Nonlinear Suspension Forces, Sky Hook Damper, Exercises, Dynamic Wheel Loads, Maximum Acceleration, Driving and Braking, Drive and Brake Pitch, Exercises, Steady State Cornering, Simple Handling Model, Mechatronic Systems, Exercises, Three-Dimensional Vehicle Model, Driver Model, Standard Driving Maneuvers, Coach with Different Loading Conditions, Different Rear Axle Concepts for a Passenger Car.

250. Pacejka H.B., *Tyre Models for Vehicle Dynamics Analysis*, Taylor & Francis, 1993.

Contents: the Magic Formula tire model, road surface correction of tire force and momentum data, vehicle and aircraft landing gear simulation, modeling transient nonlinear tire responses, tire force computation model.

251. Karnopp D., *Vehicle Stability*, CRC Press, 2004.

Contents: the similarities and differences in the stability properties of various vehicle types, several ways to formulate equations of motion for a vehicle, a wide range of exercises for solid review of the material, from simple mathematical models to specialized topics including force generation by pneumatic tires, railway wheels, and wings, unique sections on the use of a body-fixed coordinate system for conceptualization of vehicle dynamics and active means for stability enhancement.

252. Marquard E., *The Mechanics of Vehicle Collisions*, *Automobiltechnische Zeitschrift*, Vol. 64, No. 5, 1962.

Contents: the theoretical fundamentals of the impact process, practical examples of vehicle crash analysis on the basis of the impact laws and the law of energy conservation.

References: 4 positions.

253. Reizes H., *The Mechanics of Vehicle Collisions*, Charles C Thomas Pub Ltd, 1973.

Contents: the technical factors that come into play in the motion of road vehicles and their collision, with the ultimate purpose of deriving simple, but systematic methods for the reconstruction of accidents, theory of axial collisions, theoretical foundations of right angled and oblique collisions, practical examples of automobile collisions, and the vehicle in motion prior to collision, the understanding of accident prevention.

254. Rosenthal F., Bort R.L., O'Hara G.J., Clements E.W., Skop R.A., *The Mechanics of Automobile Collisions*, Naval Research Laboratory, Washington D. C., 1972.

Contents: the damage and injury from automobile accidents treated as a mechanical problem in mitigating the shock from collisions, general principles of energy and momentum described and

applied to the collision problem, work in the field of automobile safety during collisions presented, possible mechanisms for dealing with kinetic energy during a collision reviewed.

References: 22 positions.

255. Kisilowski J., Zalewski J., Analiza wybranych aspektów modelowania zderzenia pojazdów i wynikających stąd zaburzeń niektórych parametrów samochodu po wypadku, *Studia i Materiały Polskiego Towarzystwa Zarządzania Wiedzą*, tom 47, Bydgoszcz 2011.

Zakres: W artykule przeprowadzono symulację komputerową zderzenia bocznego wybranych typów samochodów w programie PC-Crash 8.0, wykorzystując siatkowy model zderzenia, przyjmując odpowiednie założenia i parametry. Wyniki symulacji porównano z obliczeniami analitycznymi, pokazując wpływ założeń, np. współczynnik restytucji. Dokonano analizy zmiany parametrów masowo-bezwładnościowych nadwozia samochodu. Obliczono współrzędne położenia środka masy samochodów biorących udział w kolizji przed i po zderzeniu. Wyznaczono masowe momenty bezwładności pojazdów uszkodzonych. Przyjęto następnie, że uszkodzony samochód został w procesie likwidacji szkody naprawiony, ale bez kontroli punktów bazowych nadwozia. Wynikające stąd różnice w położeniu środka masy pojazdu nieuszkodzonego i poddanego naprawie mogą stanowić podstawę do dalszych badań dynamiki ruchu.

Bibliografia: 11 pozycji.

256. Kisilowski J., Zalewski J., Stateczność pojazdów szynowych i samochodowych, *Logistyka*, 3/2012.

Zakres: Praca zawiera kilka różnych podejść do zagadnienia stateczności modeli matematycznych pojazdów szynowych i samochodowych. Przeprowadzono analizę stateczności technicznej modelu matematycznego, opierając się na właściwościach maksymalnej i minimalnej wartości własnej macierzy stanu (otrzymanej z równań ruchu układu pojazdu szynowego z wózkami 25TN) oraz wyznaczając funkcję Lapunowa. Zbadano stateczność tego modelu ze względu na parametry, na które funkcja Lapunowa jest najbardziej wrażliwa. Drugie zadanie to badanie stateczności technicznej stochastycznej nieliniowego modelu matematycznego pojazdu szynowego oraz pojazdu samochodowego.

W obydwu przypadkach zaburzenia pochodziły od nierówności toru i nierówności drogi.

Bibliografia: 8 pozycji.

257. Kisilowski J., Zalewski J., Analysis of Chosen Aspects of a Two-Car Crash Simulation, *Telematics in the Transport Environment, Communications in Computer and Information Science* 329, Springer, 2012.

Contents: In the article a computer simulation of vehicle collision was conducted using the PC-Crash 8.0 software. The results of this simulation were compared to analytical calculations by Routh method with the use of the coefficient of restitution for deformations or velocities. Calculations were prepared basing on crash theory. Both the stiffness based and the use mesh based model of a crash was considered. However, the use mesh based model was used, for the stiffness of car bodies in both models was not known. Analysis concerning the chosen aspects of the consequences of car crash was made, mainly due to the change of both the mass – inertia parameters in car body and its stiffness. The given simulation was conducted several times in order to specify the change in the after crash values.

References: 7 positions.

258. Zalewski J., Porównanie niektórych wskaźników wypadków drogowych w Polsce i wybranych krajach europejskich. Comparison of the selected indicators of road accidents in Poland and selected European countries, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów* 3(89)/2012, Wydział SiMR, PW, Warszawa 2012.

Zakres: W artykule poruszono wybrane problemy dotyczące sposobu analizy danych dotyczących wypadków drogowych w Polsce i wybranych krajach europejskich. Zaprezentowano takie podejście do omawianej problematyki, które, oprócz pokazania suchych danych, pozwala wyciągnąć wnioski oraz wspomóc ukierunkowanie wyboru możliwości poprawy bezpieczeństwa ruchu dro-

gowego. Wybrano okres 1999–2010. Posłużono się danymi zaczerpniętymi z Systemu Ewidencji Wypadków i Kolizji (SEWiK) oraz z bazy danych ONZ. Niektóre dane w bazie ONZ są niekompletne, dlatego też nie wszystkie wskaźniki przedstawiono dla pełnego okresu omawianych 11 lat. Do porównania wybrano Czechy, Francję, Niemcy, Polskę i Wielką Brytanię.

Bibliografia: 3 pozycje.

259. Zalewski J., Analiza wybranych wskaźników jako przyczyn wypadków drogowych. Analysis of the selected indicators as the causes of road accidents, *Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów* 2(93)/2013, Wydział SiMR, PW, Warszawa 2013.

Zakres: Artykuł jest drugą częścią pracy pt. „Porównanie niektórych wskaźników wypadków drogowych w Polsce i wybranych krajach europejskich” [3], wydanej w *Zeszytach Naukowych Instytutu Pojazdów* nr 3(89)/2012. Prezentowane wyniki analiz dla okresu 1999–2010 zostały rozszerzone o bardziej szczegółowe aspekty dotyczące okoliczności i miejsca powstawania wypadków oraz wynikających stąd konsekwencji. Jak poprzednio dane zaczerpnięto z Systemu Ewidencji Wypadków i Kolizji (SEWiK) oraz z bazy danych ONZ. Ponadto celem weryfikacji niektórych danych korzystano z baz Eurostat, GUS, Banku Światowego oraz roczników statystycznych niemieckiego urzędu statystycznego. Ze względu na niesystematycznie aktualizowane dane niektóre wskaźniki przedstawiono dla części omawianego okresu. Porównania kontynuowano dla pięciu państw: Czech, Francji, Niemiec, Polski oraz Wielkiej Brytanii.

Bibliografia: 7 pozycji.

260. Kisiłowski J., Zalewski J., Analysis of the Selected Aspects of a Crash Between Two Vehicles, *Advances in Intelligent Systems Research*, Atlantis Press, 2013.

Contents: In the article a computer simulation of vehicle collision was prepared using the PC-Crash 8.0 software. The results of this simulation were compared to analytical calculations by Routh method with the use of the coefficient of restitution for deformations or velocities. The equations of motion during the crash were formulated in reference to the senses of the vectors. The use mesh based model of a crash was considered, for the stiffness of car bodies in both models was not known. Analysis concerning the chosen aspects of the consequences of car crash was run, mainly due to the assumption of the roughness of vehicle bodies. The coefficient of restitution for the tangential direction was considered in order to make the crash model more realistic.

References: 9 positions.

261. Kisiłowski J., Zalewski J., Evaluation of Possibilities of a Motor Vehicle Technical Condition Assessment after an Accident Repair in the Aspect of Road Traffic Safety, *Activities of Transport Telematics, Communications in Computer and Information Science* 395, Springer, 2013.

Contents: In the paper analyses were conducted on the modification possibilities of the method of allowing motor vehicles that underwent repairs after accident, for further use. An overall assessment of the process of communication fault clearing was prepared in terms of the selected aspects of a vehicle technical condition. The focus was on the possibility of taking into account two elements on the stage of assessing the suitability of a vehicle for further exploitation. The first is the assessment of mass – inertia parameters of a vehicle and possible disturbances arising from improperly carried repairs and lack of control of these on the basis of base points in a vehicle body. The second aspect is the examination of the influence of mass – inertia parameters disturbances on stochastic technical stability of a vehicle mathematical models with external random disturbances, such as stemming from an uneven road, in different motion conditions and comparison of the obtained results with the results for real motor vehicles, for which the stability criteria are specified by the ISO norm.

References: 13 positions.

262. Kisiłowski J., Zalewski J., Selected Aspects of Analysis and Modelling of a Collision Between Two Vehicles, *International Journal of Information Science and Intelligent System*, Vol. 2, No. 4, Martin Science Publishing, 2013.

Contents: In the paper analysis of certain aspects of collision between motor vehicles modelling is presented including selected factors influencing its course. The classic approach towards the crash of mechanical bodies was adapted to the problem of the collision between vehicles, as the general analysis of complexity of this issue was conducted. Apart from taking the roughness of the surface of crashing vehicles into account, the occurrence of additional, external impulse forces acting on the set of vehicles being in contact was also assumed. Moreover, apart from the plane motion, also a resultant motion of each vehicle during the crash was included (forces of inertia and transportation as well as Coriolis force). Analysis was made concerning the possibility and necessity to take the selected parameters into account in modelling of collisions between vehicles.

References: 16 positions.

263. Kisilowski J., Zalewski J., Wybrane aspekty analizy i modelowania zderzenia samochodów, Technika Transportu Szynowego, 10/2013.

Zakres: W artykule przeprowadzono analizę niektórych aspektów modelowania zderzenia samochodów z uwzględnieniem wybranych czynników wpływających na jego przebieg. Klasyczne podejście do zderzenia ciał zaadaptowano do problemu kolizji samochodów, prowadząc ogólną analizę złożoności tego zagadnienia. Prócz uwzględnienia szorstkości powierzchni zderzających się pojazdów rozważono także występowanie dodatkowych, zewnętrznych sił impulsowych działających na układ pojazdów będących w kontakcie. Ponadto prócz ruchu płaskiego uwzględniono także ruch złożony (siła bezwładności, unoszenia i Coriolisa). Dokonano analizy dotyczącej możliwości oraz konieczności uwzględnienia wybranych parametrów w modelowaniu zderzeń samochodów.

Bibliografia: 15 pozycji.

264. Kisilowski J., Zalewski J., Comparison of Certain Road Accident Indicators in Poland and Selected European Countries, Universal Journal of Applied Science, 2014.

Contents: The article discusses selected aspects of the analysis on road accidents data and the possibility of their use in order to create a background for further, more exhaustive study of specific problems of road safety. These problems may result from such analyzes by their breakdown through specific comparisons and drawing appropriate conclusions. Attention was paid to the manner of data presentation and important problem of their systematic collection. In this paper the results of particular analyses as well as selected aspects concerning the causes of road accidents are discussed. Attention was paid to the possibilities of conducting detailed analysis on this research area. Occurrence of road accidents does not have to be connected with relationships directly between motor vehicles, and it seems obvious that the influence of environment should be included. Also an important issue of systematic and consistent data collection about accidents is mentioned.

References: 10 positions.

265. Zalewski J., Wybrane aspekty wyznaczania parametrów masowo-bezwładnościowych samochodu przed i po wypadku. Selected aspects of determining the mass – inertia parameters of a motor vehicle before and after an accident, Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów 2(98)/2014, Wydział SiMR, PW, Warszawa 2014.

Zakres: W artykule przedstawiono rozważania dotyczące analitycznego podejścia do wyznaczania parametrów masowo-bezwładnościowych modeli samochodów przed i po wypadku, podkreślając zarazem istotność problemu w odniesieniu do pojazdów powypadkowych poddanych naprawie. Analizowano model samochodu osobowego, którego położenie środka masy i momenty bezwładności zostały wyznaczone przy różnych założeniach dotyczących rozkładu mas w pojeździe. Wybrane wielkości porównano z wynikami symulacji komputerowej zderzenia przeprowadzonej w programie PC-Crash 8.0, w wyniku której samochód biorący w niej udział został zdeformowany. Ponieważ nie znaleziono opracowań dotyczących typowych zaburzeń środka masy po wypadku i naprawie, zaproponowano również alternatywną metodę wyznaczania położenia środka masy za pomocą podparcia pojazdu w trzech punktach z wykorzystaniem normalnych reakcji nawierzchni. Takie problemowe

podejście może stanowić element diagnostyki w procesie dopuszczania pojazdów powypadkowych do eksploatacji.

Bibliografia: 16 pozycji.

266. Kisiłowski J., Zalewski J., Wybrane problemy bezpieczeństwa w ruchu drogowym, *Logistyka*, 3/2014.

Zakres: W pracy poświęcono uwagę kilku wybranym aspektom wchodzącym w skład badań nad bezpieczeństwem ruchu drogowego. Przeanalizowano zagadnienie stateczności ruchu modelu matematycznego samochodu w oparciu o definicję stateczności technicznej stochastycznej oraz możliwość porównania otrzymanych wyników z definicją stateczności rzeczywistych pojazdów (norma ISO 8855). Badania oparto o symulację ruchu modelu pojazdu w różnych warunkach drogowych, przy czym zaburzenia ruchu pochodziły zarówno od parametrów masowo-bezwładnościowych, jak i nawierzchni drogi (problem współpracy kół z nawierzchnią drogi o losowo występujących nierównościach). Wyniki analiz posłużyły również ukierunkowaniu dalszych badań.

Bibliografia: 15 pozycji.

267. Zalewski J., Wpływ zaburzenia środka masy na stateczność pojazdu przy impulsowym zakłóceniu ruchu prostoliniowego, *Zeszyty Naukowe Polskiego Stowarzyszenia Zarządzania Wiedzą*, nr 70 2014.

Zakres: W artykule przeprowadzono analizę wpływu zaburzenia położenia środka masy modelu matematycznego samochodu na jego stateczność przy nagłym zakłóceniu ruchu prostoliniowego spowodowanym impulsowym obrotem koła kierownicy o kąt 90 stopni, jak również zaburzeniami ruchu pochodzącymi od losowo występujących nierówności nawierzchni drogi. Wybrane aspekty analizy mogą wejść w skład szerszych badań nad bezpieczeństwem ruchu drogowego. Zagadnienie stateczności ruchu modelu matematycznego samochodu rozważano, bazując na definicji stateczności technicznej stochastycznej i analizując prawdopodobieństwo znalezienia się trajektorii pojazdu w określonym obszarze drogi. Podjęto również próbę porównania otrzymanych wyników z definicją stateczności rzeczywistych pojazdów (norma ISO 8855). Badania oparto na symulacji ruchu modelu pojazdu w środowisku MSC Adams/Car dla ekstremalnie trudnych warunków drogowych (nawierzchnia oblodzona), przy prędkości 70 km/h, dzięki czemu możliwa była analiza wpływu zarówno parametrów masowo-bezwładnościowych, jak i nawierzchni drogi (problem współpracy kół z nawierzchnią drogi o losowo występujących nierównościach). Wyniki analiz posłużyć mogą również jako element określający uniwersalność prezentowanej metody.

Bibliografia: 8 pozycji.

268. Zalewski J., The influence of road conditions on the stability of a laden vehicle mathematical model, realising a single lane change maneuver, *Telematics - Support for Transport, Communications in Computer and Information Science* 471, Springer, 2014.

Contents: An analysis of the impact of road conditions on the stochastic technical stability of a motor vehicle mathematical model was prepared, with additional, non-uniform load, and for the necessity to change lanes due to eg. bypassing obstacles or overtaking. The simulation was performed for adverse road conditions at randomly occurring surface unevenness. Research was based on a motion simulation of a vehicle model at a speed of 100 km/h, enabling analysis of the influence of both the mass – inertia parameters and the road surface conditions. Two cases were considered: the motion on a flat and icy and an uneven and icy road. Simulation of a mathematical model of a sports vehicle was prepared in an MSC Adams/Car environment. The considered model included non-linear characteristics of its flexible elements. Presented results can also be used as one of the series of experiments proving the versatility of the discussed method, not only for the road vehicles.

References: 8 positions.

269. Zalewski J., Modelowanie wpływu zaburzeń geometrii nadwozia na stateczność modelu pojazdu samochodowego, rozprawa doktorska, Politechnika Warszawska, Warszawa 2011.

Zakres: W pracy przeprowadzono analizę stanu wiedzy w kilku obszarach. Posłużyło to do oceny aktualnych rezultatów prac badawczych dla sformułowania zadania badawczego. Posługując się wynikami analizy, sformułowano cel pracy i postawiono tezę naukową pracy. Dokonano próby

oceny stanu bezpieczeństwa ruchu drogowego w oparciu o wybrane wskaźniki i dane dotyczące wypadków drogowych w Polsce i za granicą wraz z komentarzem dotyczącym trendów rysujących się na najbliższe lata. Przedstawiono aktualny stan wiedzy dotyczącej matematycznego opisu procesu zderzenia ciał. Opis ten zaadaptowano dla zderzeń samochodów, przy czym jego elementy wykorzystano na etapie oceny wyników symulacji zderzenia przeprowadzonej w programie PC-Crash 8.0 oraz porównano wyniki symulacji z obliczeniami analitycznymi. Dokonano przeglądu prac dotyczących nadwozia samochodu, przede wszystkim dla wyznaczania parametrów masowo-bezwładnościowych i sztywności. Obliczono położenie środka masy samochodu, który wcześniej uległ wypadkowi, a następnie, bazując na kilku pozycjach bibliograficznych, przyjęto, że zaburzenie nie zostało całkowicie wyeliminowane w procesie naprawy powypadkowej. Omówiono model matematyczny samochodu wykorzystany do badań. Przeprowadzono następnie analizę dotyczącą stateczności modeli matematycznych obiektów technicznych pod kątem wyboru definicji, która umożliwi badania, również w przypadku występowania zaburzeń losowych. Uwzględniono tu możliwość analizy ruchu na podstawie trajektorii. Przeprowadzono badanie stateczności technicznej stochastycznej. Podjęto próbę określenia możliwości porównania stateczności technicznej stochastycznej z definicjami zawartymi w normie ISO 8855:1991 dotyczącymi rzeczywistych samochodów. Przeprowadzono symulację wybranego modelu matematycznego samochodu sportowego o zaburzonym położeniu środka masy jadącego po drodze o losowo występujących nierównościach. Następnie badano stateczność techniczną stochastyczną, dzieląc określoną szerokość drogi na klasy (w tym obszarze znalazły się trajektorie ruchu samochodu) i licząc częstość znalezienia się rozwiązania w danej klasie oraz przeprowadzając test λ Smirnowa-Kołmogorowa dla otrzymanej krzywej schodkowej i dystrybuanty. Analizę otrzymanych wyników odniesiono do normy ISO, jak również do przyjętej szerokości obszaru dopuszczalnych rozwiązań w ramach szerokości drogi jednopasmowej, po której poruszał się model w trakcie symulacji.
Bibliografia: 246 pozycji.

270. Kuratowski K., Wykłady rachunku różniczkowego i całkowego, SW „Czytelnik”, Warszawa 1948. Zakres: ciągi i szeregi nieskończone, funkcje, rachunek różniczkowy jednej zmiennej, rachunek całkowity jednej zmiennej.

271. Wicher J., O współczynniku restytucji w zderzeniach samochodów, On the coefficient of restitution in the vehicle collisions, Zeszyty Naukowe Politechniki Świętokrzyskiej. Mechanika, 2006.
Zakres: przegląd problemów związanych z estymacją wartości współczynnika restytucji, stosowanego w analizie zderzenia samochodów, aspekty dotyczące pojęcia współczynnika restytucji, różnice w szacowaniu jego wartości, szczególnie przy porównywaniu zderzenia samochód-samochód i samochód-bariera, celowość oraz możliwość zastosowań stycznego i normalnego współczynnika restytucji oraz współczynnika restytucji dla prędkości obrotowych.
Bibliografia: 24 pozycje.

272. Shabana Ahmed A., Dynamics of Multibody Systems, Fourth Edition, Cambridge University Press 2013.
Contents: the basic ideas of kinematics and the dynamics of rigid and deformable bodies, explanations of some of the fundamental issues addressed in the book, reference kinematics, analytical techniques, mechanics of deformable bodies, floating frame of reference formulation, finite-element formulation, the large deformation problem, concepts and essential details.
References: 230 positions.

273. Luo Albert C. J., Dynamical Systems, Discontinuity, Stochasticity and Time-Delay, Springer 2010.
Contents: an overview of the most recent developments in nonlinear dynamics, vibration and control, real dynamical system problems, such as the behavior of suspension systems of railways,

nonlinear vibration and applied control in coal manufacturing, along with the multifractal spectrum of LAN traffic, discontinuous dynamical systems as applied to real-world issues.

References: 79 positions.

274. Robinson C., *Dynamical Systems, Stability, Symbolic Dynamics and Chaos*, CRC Press 1995.

Contents: dynamical systems theory which focuses on the dynamics of both iteration of functions and solutions of ordinary differential equations, symbolic dynamics, structural dynamics and chaos, differential equations, multidimensional systems of real values.

References: 330 Positions.

275. Van Kirk D.J., *Vehicular Accident Investigation and Reconstruction*, CRC Press 2001.

Contents: the use of commentaries from real-world accidents, the basic tools and equipment of the profession, detailed analysis of scene investigations with comprehensive diagrams showing the development of scale drawings and methods to locate witness marks and debris, extensive real-world photographs and diagrams, vehicular occupant kinematics, as well as pedestrian and motorcycle accidents, computer accident simulation and animations, development and use of exhibits and sources of information.

References: 29 positions.

276. Dresig H., Holzweißig F., *Dynamics of Machinery, Theory and Applications*, Springer-Verlag, Berlin – Heidelberg 2010.

Contents: model generation and parameter identification, dynamics of rigid machines, foundation and isolation of vibrations, torsional, bending and longitudinal oscillators, linear oscillators with multiple degrees of freedom, simple nonlinear and self-excited oscillators, relations to systems dynamics and mechatronics.

References: 36 positions.

277. Jack H., *Dynamic Systems Modeling and Control*, Hugh Jack, 2004.

Contents: translation, analysis of differential equations, numerical analysis, rotation, input-output equations, electrical systems, feedback control systems, phasor analysis, bode plots, root locus analysis, nonlinear systems, analog inputs and outputs, continuous sensors and actuators, motion control, control system analysis, Laplace transforms, convolution, state space analysis and controllers, system identification, electromechanical systems, fluid and thermal systems, optimization, finite element method, fuzzy logic, neural networks, embedded control system.

References: 2 positions.

278. Khasminskii R., *Stochastic Stability of Differential Equations, Second Edition*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg 2012.

Contents: the stochastic stability of differential equations, exact formulas for the Lyapunov exponent, the criteria for the moment and almost sure stability, and for the existence of stationary and periodic solutions of stochastic differential equations, new results on the moment Lyapunov exponent, stability index, stationary processes, Markov processes, ergodic processes, special problems in theory of stability.

References: 285 positions.

279. Rajamani R., *Vehicle Dynamics and Control*, Springer, 2006.

Contents: vehicle control systems and the dynamic models used in the development of the control systems, control system applications include cruise control, adaptive cruise control, ABS, automated lane keeping, automated highway systems, yaw stability control, engine control, passive, active and semi-active suspensions, tire-road friction coefficient estimation, rollover prevention, and

hybrid electric vehicle, roll dynamics, rollover prevention and hybrid electric vehicles, electronic stability control.

References: 22 positions.

280. Liao X., Wang L., Yu P., *Stability of Dynamical Systems*, Vol. 5, Elsevier 2007.

Contents: mathematical definitions of various stabilities, examples, the main mathematical tools for stability, analyses (e.g., Lyapunov functions, K-class functions, Dini derivatives, differential and integral inequalities and matrices), stability of linear systems with constant coefficients, a new method for solving the Lyapunov matrix equation, geometrical method for stability analyses, stability of linear systems with variable coefficients, relations between the stabilities of homogeneous and non-homogeneous systems, and relations between Cauchy matrix properties and various stabilities, robust stability, analytical expressions of Cauchy matrix solutions for some linear systems and the Floquet–Lyapunov theory for linear systems with periodic coefficients, the truncated Cauchy matrix and partial variable stability, the Lyapunov stability theory by using a modern approach that employs the K-class function and Dini derivative, uniform stability, uniformly asymptotic stability, exponential stability, and instability, classical Lyapunov theorems of stability and their inverse theorems together to illustrate the universality of the Lyapunov direct method, constructing the Lyapunov functions, the Lyapunov direct method, including the LaSalle invariant principle, theory of comparability, robust stability, practical stability, Lipschitz stability, asymptotic equivalence, conditional stability, partial variable stability, stability and the boundedness of sets, the Lyapunov function to study the classical Lagrange stability, Lagrange asymptotic stability and Lagrange exponential stability, stability of nonlinear systems with separable variables, the stability of neural networks.

References: 464 positions.

281. Rades M., *Dynamics of Machinery I*, Editura Printech 2007.

Contents: rotor-bearing systems, simple rotors in rigid bearings, simple rotors in flexible bearings, rotor dynamic analysis, evolution of rotating machinery, rotor precession, rotor modeling.

References: 126 positions.

282. Harrison H.R., Nettleton T., *Advanced Engineering Dynamics*, Arnold 1997.

Contents: reappraisal of Newtonian principles, analytical dynamics, Lagrange methods, Hamilton's Principle, rigid body dynamics, satellites, rockets, aircraft and cars examined highlighting different aspects of dynamics, impact, one dimensional wave propagation, robotics, Special Theory of Relativity mainly to define the boundaries of Newtonian Dynamics but also to re-appraise the fundamental definitions.

References: 25 positions.

283. Jazar R. N., *Vehicle Dynamics, Theory and Application*, Second Edition, Springer Science+Business Media New York, 2014.

Contents: vehicle dynamics concepts in detail, concentrating on their practical use, theorems and formal proofs, real-life applications, steering, handling, ride, and related components, key concepts with examples, front, rear, and four wheel steering systems, the advantages and disadvantages of different steering schemes.

References: 69 positions.

284. Popp K., Schiehlen W., *Ground Vehicle Dynamics*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2010.

Contents: system definition and modeling, vehicle models, models for support and guidance systems, guideway models and models for vehicle-guideway systems, assesment criteria, computational methods, longitudinal, lateral and vertical motion,

References: 130 positions.

285. Guiggiani M., *The Science of Vehicle Dynamics, Handling, Braking and Ride of Road and Race Cars*, Springer, Science+Business Media, Dordrecht, 2014.

Contents: mathematical models of vehicles, analysis of the dynamics of vehicles, handling and performance of both road and race cars, MAP (Map of Achievable Performance), handling features of a road vehicle, wheel and tire mechanics, Magic Formula, equations of motion, tire models.

References: 63 positions.

286. Genta G., *Motor Vehicle Dynamics, Modeling and Simulation*, World Scientific, Singapore 2006.

Contents: historical overview of road vehicles, the forces exchanged between the vehicle and the road and the vehicle and the air, mathematical models about the forces, dynamics of the vehicle, dynamic behaviour of the vehicle in normal driving conditions with some extensions towards conditions encountered in high-speed racing driving.

References: 25 positions.

287. Pacejka H.B., *Tyre and Vehicle Dynamics, Third Edition*, Butterworth-Heinemann, 2012.

Contents: basic and more advanced explanations of the pneumatic tyre and its impact on vehicle dynamic performance, basic and advanced knowledge of the mechanical behaviour of the pneumatic tyre and its impact on vehicle dynamic performance, developing an understanding upon which mathematical models of tyre behaviour, tyre model theory.

References: 155 positions.

288. Rajamani R., *Vehicle Dynamics and Control, Second Edition*, Springer, 2012.

Contents: vehicle control systems, the dynamic models used in the development of control systems, cruise control, adaptive cruise control, ABS, automated lane keeping, automated highway systems, yaw stability control, engine control, passive, active and semi-active suspensions, tire-road friction coefficient estimation, rollover prevention, and hybrid electric vehicle, tire models commonly used in literature, roll dynamics, rollover prevention, hybrid electric vehicles, electronic stability control.

References: 21 positions.

289. Doumiati M., Charara A., Victorino A., Lechner D., *Vehicle Dynamics Estimation Using Kalman Filtering*, ISTE Ltd., 2013.

Contents: tire and vehicle modeling, estimation methods on the basis of Kalman filter, estimation of tire vertical and lateral forces, real-time vehicle estimation system.

References: 127 positions.

290. Antonetti V.W., *Estimating the coefficient of restitution of vehicle-to-vehicle bumper impacts*, SAE paper 980552, 1998.

Contents: estimation of the coefficient of restitution for vehicle-to-vehicle bumper impacts, restitution data for vehicles equipped with isolator, rigid, and foam-core bumpers, a number of vehicle-to-vehicle collisions "simulated" using vehicle-to-barrier restitution data as input to Howard, et al's equation, vehicle-to-vehicle restitution calculation.

291. Brach R.M., *Impact analysis of two vehicle collisions*. SAE paper 830468, 1983.

Contents: the NHTSA data used to a two-vehicle impact model using the method of least squares, the model based upon the equations of impulse and momentum, the coefficients of restitution and equivalent coefficient of friction were computed.

292. Brach R.M., *An impact moment coefficient for vehicle collision analysis*. SAE paper 770014, 1977.

Contents: the equations of impact of two vehicles are derived including the moment impulse, impact moment coefficient is defined. The value of this coefficient determines the extent to which a moment is developed between the two vehicles during impact. Two examples are presented.

293. Collins J.C., *Accident Reconstruction*. Springfield. Illinois, Charles C. Tomas Publisher, Bannerstone House, 1979.

Contents: description of how automobiles, trucks, and motorcycles are built, with emphasis on those parts whose failure can lead to an unexpected loss of vehicle control, the symptoms of accident-producing mechanical failures and the types of failures that occur most frequently. Collision analysis, skidmark analysis, friction force, directionality, hydroplaning, braking efficiency, and sources of error, descriptions and illustrations of types of vehicular accidents and factors causing them, the stopped car involved in collisions, head-on, rear-end, and intersection collisions, truck-truck, motorcycle, and rollover accidents, pedestrian accidents, vehicle fires, information on accident reconstruction, general guidelines, photographs, figures, statistical data.

294. Howard R.P., Bomar J., Bare C., Vehicle restitution response in low velocity collisions. SAE paper 931842, 1993.

Contents: restitution or rebound occurring in the final phase of a vehicle-to-vehicle collision. A series of vehicle-to-vehicle and vehicle-to-barrier collisions resulting in velocity changes in the 2 to 5 miles per hour range was conducted in which vehicles with various bumper configurations [factory standard equipment] were utilized to study the coefficient of restitution at low closing velocities. Data from each collision in which a stationary vehicle was struck from the rear by another vehicle were photographed and vehicle-mounted accelerometers were installed. Coefficients of restitution measured from this series of collisions were clustered in the 0.2 to 0.4 range which is significantly lower than previous extrapolations and testing have indicated.

295. Ishikawa H., Impact model for accident reconstruction - normal and tangential restitution coefficients. SAE paper 930654, 1993.

Content: two-dimensional impact model with a capability of reverse calculation, law of conservation of momentum and a normal and tangential restitution coefficient at the impact center. Sixteen car-to-car impact tests, including side swipe type collisions, were conducted. The relationship of the normal and tangential restitution coefficients to the collision type was obtained.

296. Ishikawa H., Impact center and restitution coefficients for accident reconstruction. SAE paper 940564, 1994.

Contents: automobile collision tests were analyzed to understand the relationship of the impact center to the residual vehicle deformation, which is essential for improving the reliability of the impact model. The relationships of the normal and tangential restitution coefficients to the collision type were also presented, discussed and evaluated to obtain some guidelines on how to choose the restitution coefficients from impact conditions.

297. Kerkhoff J.F., Husher S.E., Varat M.S., Busenga A.M., Hamilton K., An investigation into vehicle frontal impact stiffness, BEV and repeated testing for reconstruction. SAE 930899, 1993.

Contents: a series of four rigid barrier impact tests were designed and conducted. They were structured to bracket publicly available government compliance test data for a specific make and model vehicle and to define the vehicle frontal crash response over a broad range of impact speeds. They also provide the basis for the analysis and comparison of the results of a technique of common damage energy reconstruction.

298. McHenry R.R., McHenry B.G., Effects of restitution in the application of crush coefficients. SAE paper 970960, 1997.

Contents: a revised analytical procedure to include restitution effects for the CRASH software and refinements to the restitution modeling within the SMAC program, the conversion of vehicle impact test results into inputs, the effects of the refinements to the damage analysis compared with corresponding results produced by the original SMAC and CRASH programs and measured data from real vehicle impact tests.

299. Monson K.L., Germane G.J., Determination and mechanisms of motor vehicle structural restitution for crash test data. SAE paper 1999-01-0097, 1999.

Contents: the expected magnitude of the coefficient of restitution and mechanisms influencing restitution in automobile collisions on the basis of NHTSA data, vehicle-to-barrier and vehicle-to-vehicle tests considered for all types of collisions, the influence of a variety of collision and vehicle parameters on restitution, study of other parameters and collision types on restitution behavior.

300. Chen T., Chen Y., Fu R., Ishikawa H., Wei L., A study of computer simulation system for reconstructing car-to-car collision accidents involving the second impact, *Journal of Asia Society for Transportation Studies*, Vol. 3, No.1, 1999.

Contents: a car-to-car accident reconstruction system is developed and then used to simulate the impact velocity and trajectory of vehicles. The accidents involve the second impact. Five collision tests were used to evaluate the system.

References: 6 positions.

301. Gilchrist M.D., *Modelling and Accident Reconstruction of Head Impact Injuries*, *Key Engineering Materials Vols. 245-246*, 2003.

Contents: a computational mechanics framework within which the physiological consequences of an accidental head impact injury can be simulated, a combined use of multibody dynamics and finite element analyses.

References: 58 positions.

302. Linder A., Douglas C., Clark A., Fildes B., Yang J., Otte D., *Mathematical simulations of real-world pedestrian-vehicle collisions*, NHTSA Paper no. 05-285, 2005.

Contents: evaluation of the ability of a mathematical pedestrian model to sustain the severity of an impact, using real-world data, the dynamic performance of the pedestrian model evaluated by the reconstruction of six real-world pedestrian collisions in the surroundings of Hanover, Germany, where the impact severities were 32-59 km/h; each case contained information about the pre-crash, crash, and post-crash events. The evaluation focused on head injuries.

References: 12 positions.

303. Harmati I.Á., Rövid A., Várlaki P., *Approximation of Force and Energy in Vehicle Crash Using LPV Type Description*, *WSEAS TRANSACTIONS on SYSTEMS*, Issue 7, Volume 9, July 2010.

Contents: using the LPV-HOSVD paradigm a model for vehicle deformation process was introduced, approximating the deformation force and the absorbed energy, moreover having acceptable computational complexity.

References: 30 positions.

304. Mukherjee S., Chawla A., Karthikeyan B., Soni A., *Finite element crash simulations of the human body: Passive and active muscle modelling*, *Sadhana Vol. 32, Part 4*, 2007.

Contents: issues in finite element human body models in evaluating pedestrian and occupant crash safety measures, a review of material properties of soft tissues and characterization methods, properties for characterizing soft tissues in dynamic loading, experiments imparting impacts to tissues and subsequent inverse finite element mapping, the effect of muscle activation due to voluntary and non-voluntary reflexes on injuries investigated through finite element modelling.

References: 90 positions.

305. Muniyazikwiye B.B., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., *Mathematical Modeling and Parameters Estimation of Car Crash Using Eigensystem Realization Algorithm and Curve-Fitting Approaches*, *Hindawi Publishing Corporation Mathematical Problems in Engineering*, Volume 2013, Article ID 262196.

Contents: an eigensystem realization algorithm (ERA) approach for estimating the structural system matrices, using the measurements of acceleration data available from the real crash test, mathematical model representing the real vehicle frontal crash, which structure is a double-spring-mass-damper system, the front mass representing the vehicle-chassis and the rear mass representing the passenger compartment. The physical parameters of the model estimated using curve-

fitting approach, and the state system matrices estimated by using the ERA approach. The model validated by comparing the results from the model with those from the real crash test.

References: 23 positions.

306. Mnyazikwiye B.B., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., *Mathematical Modeling of Vehicle Frontal Crash by a Double Spring-Mass-Damper Model*, IEEE, 2013.

Contents: development of a mathematical model to represent the real vehicle frontal crash scenario, the vehicle modeled by a double spring-mass-damper system, the physical parameters of the model (stiffness and dampers) estimated using nonlinear least square method (Levenberg-Marquart algorithm) by curve fitting the response of a double spring-mass-damper system to the experimental displacement data from the real vehicle crash; the model validated by comparing the results from the model with the experimental results from real crash tests available.

References: 24 positions.

307. Ciglaric I., Prebil I., *Vehicle dynamics simulation, part 1: Mathematical model*, Design 2002.

Contents: multibody formalism applied to generate equations of motion (nonlinear differential equations) for a system of rigid and flexible bodies with arbitrary topology in a symbolic form; the formalism could be used for any kind of mechanical system (vehicle, human body, gearbox, etc.), with arbitrary complexity and with arbitrary degree of freedom, representing general computer support to the numerical analysis. This general proposed tool is used to handle vehicle dynamics in order to prove the efficiency of proposed approach.

References: 16 positions.

308. Pawlus W., Nielsen J.E., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., *Mathematical Modeling and Analysis of a Vehicle Crash*, Proceedings of the 4th EUROPEAN COMPUTING CONFERENCE, 2010.

Contents: an overview of the kinematic and dynamic relationships of a vehicle in a collision; a basic mathematical model representing a collision together with its analysis; methods of establishing parameters of the vehicle crash model and to real crash data investigation i.e. – creation of a Kelvin model for a real experiment, analysis and validation.

References: 7 positions.

309. Neades J., *Equivalence of impact phase models in two vehicle planar collisions*, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 227 no. 9, 2013.

Contents: a summary of the various crash models provided in order to show how the models are related to each other together (their strengths and weaknesses); it is shown that they are equivalent provided certain conditions are satisfied, i.e. the crush or impact plane is orientated perpendicular to the impulse; in addition it is shown that they produce identical results from consistent input data; explicit conversion factors between the models provided together with a novel method to transform coefficients of restitution between various orientations of the crush plane.

References: 23 positions.

310. George J., Neades J., *Developments in Road Vehicle Crush Analysis for Forensic Collision Investigation*, Ph.D. thesis, Faculty of Technology, De Montfort University, March 2011.

Contents: a Monte Carlo simulation and analytical model are developed here to provide two independent methods for determining the overall accuracy of the CRASH method; the principal direction of force found to be the most likely to introduce error based on the CRASH assessment; it is shown how this and other sources of error in the CRASH model can be quantified for a particular collision suggesting priorities for minimising the overall uncertainty; data from a series of crash tests used with each of the models.

References: 132 positions.

311. Knight M., Bernard J., *Simulation of Vehicle Collisions in Real Time*, DSC North America 2003 Proceedings, Dearborn, Michigan, 2003.

Contents: a method allowing useful simulations to proceed in real time, although not carrying all the detail necessary for very accurate collision calculations; the method has three parts: collision detection, estimation of the momentum transfer expected to result from the collision, and application of forces to provide the desired momentum transfer; it uses a common scene graph for collision detection, which allows the system to work with most of the common scene database formats without the need of specialized preprocessing; the collision detection and response calculations employ open-source code and are designed to work well at speeds required by real-time vehicle simulation.

References: 18 positions.

312. Midjena D.Y., Muraspahic S., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., Signal Analysis, Modeling and Simulation of Vehicle Crash Dynamics, MSc Thesis, Department of Engineering Faculty of Technology and Science, University of Agder, 2013.

Contents: developing a vehicle crash modeling and a reconstruction of physical models composed of springs, dampers and mass arrangements to simulate a real car collision with a rigid pole; an extensive signal analysis is carried out to understand the vehicle full-scale frontal crash in time domain and frequency domain; 2D and 3D mass-springdamper model are presented; equations of motion for the dynamic model are being established and subsequently solutions to obtain differential equations are formulated.

References: 42 positions.

313. Notsu M., Nishimoto T., Konosu A., Ishikawa H., J-MLIT research onto a pedestrian lower extremity protection - Evaluation Tests for Pedestrian Legform Impactors, Proceedings of the 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), 2005.

Contents: several kinds of loading tests were conducted to the Flex-PLI, and its favorable repeatability and reproducibility was confirmed; vehicle tests were performed using the Flex-PLI and the TRL-LFI; the Flex-PLI demonstrated its higher biofidelity and load measurability in full-scale vehicle tests.

References: 4 positions.

314. Stevenson T.J., Simulation of vehicle-pedestrian interaction, Ph.D. Thesis, University of Canterbury, 2006.

Contents: comparison of the predictions offered by computer simulation to those obtained using the empirical and classical theoretical models traditionally utilised in vehicle-pedestrian accident reconstruction; the pedestrian throw distance versus vehicle impact speed; determination of pedestrian injury patterns and associated severity; a generalised approach to the use of computer simulation for the reconstruction of vehicle-pedestrian accidents.

References: 250 positions.

315. Hahn H., Rigid Body Dynamics of Mechanisms, 1 Theoretical Basis, Springer, 2002.

Contents: an introduction into basic mechanical aspects of mechatronic systems; an overview over the theoretical background of rigid body mechanics; a systematic approach for deriving and solving model equations of general rigid body mechanisms in the form of differential-algebraic equations (DAE); mathematical models of planar and spatial mechanisms in DAE-form for computer simulations, often required in dynamic analysis and in control design.

References: 83 positions.

316. Hahn H., Rigid Body Dynamics of Mechanisms 2: Applications, Springer, 2003.

Contents: a systematic approach for deriving model equations of planar and spatial mechanisms. The necessary theoretical foundations have been laid in the first volume. The focus is on the application of the modeling methodology to various examples of rigid-body mechanisms, simple planar ones as well as more challenging spatial problems. A rich variety of joint models, active constraints, as well as active and passive force elements is treated. The book is intended for self-study by working engineers and students concerned with the control of mechanical systems, i.e. robotics,

mechatronics, vehicles, and machine tools. Its examples can be used as models for university lectures.

References: 37 positions.

317. Berg A., Rucker P., Domsch C., Crash test using a car with automatic pre-crash braking, SAE Technical Paper 2013-01-0200, 2013.

Contents: a preventive approach that can contribute to lessening the consequences of a crash by creating an optimum interaction of measures in primary and secondary safety. In order to demonstrate the functions of automated pre-crash braking and to investigate the differences during the impact as a consequence of the altered occupant positions as well as the initiation of force and deformations of the vehicle front, DEKRA teamed up with BMW to carry out a joint crash test with the latest BMW 5 series vehicle. It involved the vehicle braking automatically from a speed of 64 km/h down to 40 km/h. The paper describes and discusses some relevant results of the crash test. Possible benefits of such systems are also considered.

References: 5 positions.

318. Batista M., Zovak G., A restitution model of two-car collinear collisions, Traffic Safety and Security, 2006.

Contents: two-car collinear collisions discussed using Newton's law of mechanics, conservation of energy and linear constitutive law connecting impact force and crush; two ways of calculating the mutual restitution coefficient: based on car masses and one based on car stiffness.

References: 18 positions.

319. Rose N.A., Fenton S.J., Beauchamp G., Restitution Modeling for Crush Analysis: Theory and Validation, SAE paper no. 2006-01-0908, 2006.

Contents: a method for incorporating the effects of restitution into crush analysis; definition of the impact coefficient of restitution in a manner consistent with the assumptions of crush analysis; modified equations of crush analysis incorporating the coefficient of restitution; equations that model restitution response on a vehicle-specific basis; analysis of four vehicle-to-vehicle crash tests, demonstrating that the application of the derived restitution model.

References: 22 positions.

320. Burdzik R., Folega P., Konieczny Ł., Łazarz B., Stanik Z., Warczek J., Analysis of material deformation work measures in determination of a vehicle's collision speed, Archives of Materials Science and Engineering, Vol. 58, Issue 1, 2012.

Contents: a discussion on the studies comprising analytical experiments conducted on material deformation work measures in determination of a vehicle's collision speed; the investigations conducted based on comparative analysis of methods for estimating EES for different structural materials used in vehicles; comparison of test results obtained for frontal narrow-object impacts published by other authors, comparison of research results for frontal solid and immovable narrow-object impacts, comparison of research results for frontal aligned vehicle to vehicle collision.

References: 26 positions.

321. Marsh IV J.C., Campbell K.L., Shah U., A Review and Investigation of Better Crash Severity Measures: An Annotated Bibliography, Systems Analysis Division, Highway Safety Research Institute, The University of Michigan, 1977.

Contents: the extensive amount of "crash severity" literature - both American and European; references are grouped according to four subject categories: crash severity, accidents, crashworthiness, and biomechanics; exhaustive coverage not provided, but representative examples of literature on peripheral subjects included.

References: 32 positions.

322. Batista M., On the Mutual Coefficient of Restitution in Two Car Collinear Collisions, Physics and Society, 2006.

Contents: two car collinear collisions discussed using Newton's law of mechanics, conservation of energy and linear constitutive law connecting impact force and crush; two ways of calculating the mutual restitution coefficient: one based on car masses and one based on car stiffness.

References: 15 positions.

323. Ishikawa H., Kajzer J., Ono K., Sakurai M., Simulation of car impact to pedestrian lower extremity: influence of different car-front shapes and dummy parameters on test results, *Accident Analysis and Prevention*, Elsevier, 1994.

Contents: Sled impact tests on mechanical substitutes for a pedestrian were conducted as a preliminary study for the purpose of developing a subsystem test procedure for the assessment of car-front aggressiveness to pedestrian legs. Four mechanical substitutes for a pedestrian were used in the test: the leg of a rotationally symmetrical pedestrian dummy (RSPD) as the representation of a subsystem, a HYBRID-II pedestrian dummy, a modified HYBRID-II pedestrian dummy equipped with a steel bar serving as knee joint, and a RSPD - HYBRID-IIP combined dummy in which the lower part of the RSPD and the upper part of the HYBRID-IIP were connected by a joint in such a way that the movements of the upper part were similar to those in cadaver tests. In the tests the following were evaluated: (i) the influence of vehicle shape on knee response and on vehicle impact force; (ii) the influence of the upper body mass on knee response and on vehicle impact forces; (iii) the influence of the bumper system on knee response, the kinematics of pedestrian mechanical substitute, and on vehicle impact forces; (iv) the influence of pedestrian mechanical substitute characteristics on its kinematics and knee response, and on vehicle impact forces. This paper describes a primary concept when subsystem test methods for the assessment of car-front aggressiveness to pedestrian legs in a car-pedestrian collision are considered.

Reference: 7 positions.

324. Ishikawa H., Energy loss and delta-V in vehicle collision: car-to-car side impact, *JSAE Review*, 1994.

Contents: The relationship between energy loss and delta-V in vehicle collision is formulated from a two-dimensional car-to-car impact model. In order to understand the energy loss, impulse and delta-V at collision, sixteen car-to-car side impact tests were conducted and analyzed according to this formula, in which the generalized impulse ratio (GIR) was used as an index indicating the collision type. The energy loss and impulse measured from the tests are presented with GIR. A new method of estimating the delta-V from energy loss alone is also introduced and validated by comparison with the actual delta-V at the tests.

References: 6 positions.

325. Tom V. Mathew, *Accident Studies*, Transportation Systems Engineering, 2014.

Contents: This lecture covers one of the most important negative impact of transportation system, namely the accidents. This lecture first presents some introductory stuff including some salient accident statistics, causes of accidents, accident data collection, accident reconstruction, safety measures and safety audit.

References: 7 positions.

326. John Bobo, John Kwasnoski, *Crash Reconstruction Basics for Prosecutors, Targeting Hardcore Impaired Drivers*, American Prosecutors Research Institute, 2003.

Contents: This publication serves as a primer for prosecutors on the basic science, investigative techniques and what questions to ask. Thanks to Professor John Kwasnoski, author and nationally-recognized expert on crash reconstruction, much of the mystery, myth and mathematical phobias surrounding this material will be dispelled. Never before has material like this been assembled for prosecutors, and our hope is this publication will be used by prosecutors to strengthen investigations, learn the truth and honor their calling to serve justice.

327. Strickland J.D.R., Daily J., *Crash Analysis with Under-rides and the Coefficient of Restitution*, Institute of Police Technology and Management, 2006.

Contents: a detailed discussion of the damage momentum technique, which involves an interpretation of the damage profiles, understanding the origin of the stiffness coefficients, and derivation of dV ; a technique for estimating the energy dissipated during deformation based on residual crush measurements in the context of the damage momentum solution; a staged crash test from the Special Problems 2005 conference used as an example to validate the technique; a discussion of the coefficient of restitution with the derivation of its relationship with crush energy; a discussion of the misapplication of damage energy techniques for trailer underride collisions.

References: 18 positions.

328. Tomasch E., Accident Reconstruction Guidelines, Pan-European Co-ordinated Accident and Injury Databases, 2004.

Contents: a brief description of accident reconstruction methods which exists, their validation techniques as well as measure deformation of vehicles and the accident scene; a description of reconstruction parameters; how to deal with evidence. different software tools are described within this booklet.

References: 84 positions.

329. Neades J., Smith R., The Determination of Vehicle Speeds from Delta-V in Two Vehicle Planar Collisions, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part D Journal of Automobile Engineering 01/2011.

Contents: a method which uses the change in velocity sustained by a vehicle in a planar collision to estimate the velocities of the vehicle before and after a collision; the key equations are derived from conservation of momentum, conservation of energy and restitution; the method requires an initial estimate of the principal directions of force; this method provides a way to estimate the actual speeds of vehicles; it is used to analyse one of the RICSAC collisions.

References: 20 positions.

330. Enami T., Investigation of Automobile Collision: Illustration of Equation of Collision-motion, JSAE, 1995.

References: collision-motion equations (consisted by the law of conservation of linear and angular momentum and a impulse); capability of this method certified by a collision tests using scale model automobiles; this method useful for the popularity of analysis of automobile collision and get high analytical precision.

References: 3 positions.

331. Kumagai K., Kabeshita Y., Enomoto T., Shimojima S., An Analysis Method for Rollover Strength of Bus Structures, JSAE 1995.

Contents: computer simulation of a bus rollover test; a live rollover test conducted and the mode of deformation studied; window pillar test pieces were impact tested for plastic bending characteristics; these impact tests were then simulated with the finite element code LS-DYNA in order to study efficient and accurate modeling techniques.

References: 3 positions.

332. Abe M., Morisawa M., Sato T.B., Three-dimensional Behavior of Vehicle at perpendicular, JSAE 1995.

Contents: three-dimensional behavior of two vehicles at perpendicular side collision obtained when they were running, using dynamical models; the behavior pursued till both vehicles stopped; both vehicles maximum deceleration, maximum roll angle, maximum deformation, etc. calculated when the collision speed and position were changed.

References: 5 positions.

333. Ishikawa H., Restitution Coefficients in Car-to-Car Collisions, JSAE 1995.

Contents: a theoretical method of characterizing the relationship of normal and tangential restitution coefficients to energy absorption characteristics developed; the method applied to various

impact configurations of car-to-car collision tests to obtain guidelines on how to choose the normal and tangential restitution coefficients in accident analysis.

References: 5 positions.

334. Ishikawa H., Digges K.H., Ennis J.B., Restitution Coefficients and Delta-V in Offset Frontal Collisions, JASE, Elsevier, 1996.

Contents: normal and tangential restitution coefficients and delta-V in car-to-car offset frontal collision tests analyzed according to the previously presented two-dimensional impact model; vehicle accelerations, impact forces and force-deformation characteristics also obtained to understand the mechanism of offset frontal crashes; reliability of the CRASH3 program in Delta-V calculation and the cause of lower limb injuries discussed.

335. Nii N., Nishijima Y., Nakagawa K., Rollover Analysis Method of a Large-sized Bus, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: a method for rollover analysis of a large-sized bus; the analysis carried out within a reasonable time using a special method which cuts down the number of time integration cycles in the explicit finite element method; this method can treat the bus model as a rigid-body during its fall, and then change it into a deformable elements model when the model hits the ground.

336. Ichimura K., Yonekawa T., A Study on Rollover of Sport Utility Vehicles, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: an approach to the mechanism concerning the stability of rollover, by experiments using the test vehicle and simulation model.

337. Yonezawa H., Toyofuku Y., Irie Y., Mizuno K., Absorbed Energy of Structure of Passenger Cars by 90-degree Side Impact Test, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: in order to evaluate the absorbed energies, a quasi-static structural test conducted using the same loading devices and passenger cars as those in the side-impact tests; the effect of side structure reinforcement on energy consumption in each process is discussed.

338. Abe M., Morisawa M., Okada H., Sato T.B., Influence of Car Suspension on the Behavior of Vehicle at Side Collision, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: the three-dimensional behavior of real cars using double wishbone and rigid axle suspensions, by a computer simulation using a dynamic model; the result agreed well with real experiment data; it was examined how the differences of type and characteristic of the suspension influence the behavior, including rollover.

339. Takagi H., Morisawa M., Behavior of Occupants in Car-to-Car Collision using Scale Model - Case of Small Car in Frontal Collision against Standard Car with Equal Speed, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: deceleration of the car and occupant in the small car obtained by the scale model during frontal barrier collision and car-to-car collision; the results showed good agreement with those for a real car; the conditions for safety of the occupant in the small car investigated.

340. Abe M., Morisawa M., Kato T., Sato T.B., Analysis of Occupant's Movements in Collision using Two dimensional Dynamic Model, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: the behavior of vehicle occupants during collision studied analytically using the seven-degree-of-freedom dynamic model with five masses; comparison of the results of the mathematical calculation with the experimental data; three types of collision characteristic of vehicles, five characteristics of seat-belt, thirty eight types of airbag system, steering system and restricting devices compared; the effects of combinations of the seat-belt characteristics and airbag characteristics on the occupant protection investigated.

341. Digges K.H., Ennis J.B., Ishikawa H., Impact Force Vector in Offset Frontal Collision - Car to Car and Offset Deformable Barrier (ODB) Tests, JSAE, Elsevier 1996.

Contents: the crash force vector acting on vehicles during frontal offset crashes; both car-to-car and offset deformable barrier (ODB) tests examined; test data from the Insurance Institute of Highway Safety (IIHS) and the National Highway Traffic Safety Administration (NHTSA) used in this study; the analysis shows subtle differences in the transverse and rotational forces when comparing car-to-car and ODB tests; they may influence the forces on the lower leg of the occupant.

342. Sakurai M., An Analysis of Interior Deformations in Offset Frontal Collisions - Experimental Consideration of Impact Situation Relating to Lower Extremity Injuries of Front Seat Occupants, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: the results of 50% offset, car-to-car frontal collision tests; they were conducted in order to analyze the impact of collisions on drivers; the effect of toeboard and floor intrusions on the driver's legs and movements of foot pedals during car collisions examined; the results indicate that the toeboard, floor and pedals were moved or deformed longitudinally, transversely and vertically.

343. Hosseinlou M.H., Nakatsuji T., Onodera Y., Role of Tire Models in Analytically Estimating Unknown Parameters for Accident Reconstruction, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: a two-dimensional car-to-car impact model combined with a tire model and a two-wheel equivalence model developed for reconstructing traffic accidents; three tire models compared: Sakai's, modified Sakai's and Gim's; analytical method proposed to estimate unknown parameters in a traffic accident.

344. Katsunori Taneda, An Application of the Personal Computer in Traffic Accident Investigation and Analysis - A Tool for Analysis of Vehicle Motion Developed with a PC Graphic Software, JSAE, Elsevier, 1996.

Contents: an effective tool for accident data handling, analysis and integration in a graphical form as a macro-based program of the "graphic processor HANAKO"; by using a popular commercial PC software, the tool can be readily introduced by a wide range of users who require accident analysis.

345. Konosu A., Ishikawa H., Kant R., Development of computer simulation models for pedestrian subsystem impact tests, JSAE Review 21, Elsevier, 2000.

Contents: development of computer simulation models of the EEVC pedestrian subsystem tests; they are available to develop a car conforming to the pedestrian subsystem test requirements; the pedestrian subsystem test models developed and validated.

References: 3 positions.

346. Chatterjee A., Rigid body collisions: some general considerations, new collision laws and some experimental data, Cornell University, 1997.

Contents: a discussion of rigid body collision models that focussing on the necessity, utility, and validity of assumptions in collision modeling as well as on the general properties of collision models; easy-to-use collision laws with a small number of collision parameters and desirable behavior for the simplest configurations presented.

References: 71 positions.

347. Brach R.M., Welsh K.J., Residual crush energy partitioning, normal and tangential energy losses, SAE Paper 2007-01-0737, 2007.

Contents: planar impact mechanics adapted to significantly improve the rigor of using residual crush for crash reconstruction; planar impact mechanics models the impulses and the changes in momentum of vehicles colliding in a plane including restitution of the collision at the intervehicu-

lar contact surface; two impact coefficients used (normal and tangential); the proper approach to take restitution into account, both in the barrier tests and in the impact between two vehicles.

References: 21 positions.

348. Brach R., Brach R., A Review of Impact Models for Vehicle Collision, SAE Technical Paper 870048, 1987.

Contents: application of the principles of crush mechanics to collisions of two bodies in a plane; relationship between the change in velocity and energy loss investigated; review and numerical comparison of several impact models presented

References: 23 positions.

349. Brach R., Brach R., Crush Energy and Planar Impact Mechanics for Accident Reconstruction, SAE Technical Paper 980025, 1998.

Contents: a comparison between how CRASH3 computes the energy loss of a collision and how the same energy loss is determined by planar impact mechanics; experimental collisions (RICSAC, Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions) used to provide a basis for comparison; a method proposed that exploits the features of both methods for vehicle accident reconstructions.

Contents: 24 positions.

350. Fittanto D., Ruhl R., Southcombe E., Burg H. et al., Overview of CARAT-4, a Multi-body Simulation and Collision Modeling Program, SAE Technical Paper 2002-01-1566, 2002.

Contents: the calculation models, and input parameters of CARAT-4 relating to the sprung masses, tire model, suspension, steering and braking systems; graphical, tabular and plot output options described; the RICSAC (Research Input for Computer Simulation of Automobile Collisions) tests modeled by the CARAT collision algorithm; the separation velocities and Delta-V's compared with the test data, and SMAC calculations.

References: 50 positions.

351. Brach R.M., Vehicle Collision Analysis, Automotive Engineering and Litigation, Garland Law Publishing, 1998.

Contents: the method presented based upon Newton's 2nd Law, stated in the form of impulse and momentum variables; the method of analyzing impacts presented for the case where little or no rotational motion exists before, during or after the impact; the equations of the planar impact problem presented; several solution strategies discussed; a computer program which solves these equations, written in Applesoft BASIC, presented in an appendix; empirical equation presented which permits calculation of ΔV for each vehicle based on the initial speeds, masses and collision energy loss.

References: 12 positions.

352. Brach R.M., The use of EDR data in vehicle reconstructions, Collision Magazine, vol. 6, Issue 2, 2011.

Contents: two example crash reconstructions, where Event Data Recorder with other quantitative physical evidence was used. The first example is a vehicle – pedestrian collision and the second one – a head-on crash between two vehicles.

References: 16 positions.

353. Brach R., Brach M., Analysis of Collisions, Point Mass Mechanics and Planar Impact Mechanics, Collision Magazine, vol 2, issues 1, Spring 2007.

Contents: the assumptions of the conservation of colinear momentum; planar impact mechanics; comparisons of the results obtained using both planar impact mechanics and point mass impact mechanics, using examples as well.

References: 12 positions.

- 354.** Brach R.M., Calculation of Crush Stiffness Coefficients from Two-Vehicle Collisions, unpublished, 1997.
Contents: calculation of the crush stiffness coefficients using data from the controlled crash tests, especially in case of a vehicle-to-vehicle type.
References: 7 positions.
- 355.** Brach R.M., Design of experiments and parametric sensitivity of planar impact mechanics, 16th Annual EVU Congress, 2007, Krakow, Poland
Contents: a brief coverage of some of the fundamentals of DOE, its terminology and some short-cuts in its application; examples from the field of accident reconstruction presented.
References: 13 positions.
- 356.** Brach R.M., Tire models used in accident reconstruction vehicle motion simulation, 17th Annual EVU Congress, Nice, France.
Contents: a discussion of tire force mechanics, definitions of terms, modeling of individual tire force components and tire forces for combined braking and steering currently used in simulation software for reconstruction of accidents; difference between a tire force ellipse and the friction ellipse; equations presented for five tire force models from three different simulation programs;
References: 31 positions.
- 357.** Brach R.M., Identification of Vehicle and Collision Impact Parameters from Crash Tests, *Journal of Vibration Acoustics* 106(2), 1984.
Contents: application of the theory of least squares to fit the experimentally determined velocity components to the six equations of the vehicle collision model; the original model equations can be added as constraints through the use of Lagrange multipliers; 15 nonlinear algebraic equations results, this approach was tried unsuccessfully; direct numerical minimization of the sum of squares using gradient projection techniques was more reliable.
References: 7 positions.
- 358.** Brach R.M., Momentum and Energy Analysis of Automobile Collisions, J. Morton, Ed, *Structural Impact and Crashworthiness*, Vol. 2, Imperial College, London, England, 1984.
Contents: a moment over the crush surface is related to the angular velocity changes and its significance evaluated with data from experimental collisions; another feature of impulse and momentum models is the treatment of friction; a maximum exists for the friction coefficient along with a corresponding maximum kinetic energy loss.
References: 7 positions.
- 359.** Brach R.M., Formulation of Rigid Body Impact Problems using Generalized Coefficients, *International Journal of Engineering Science*, Vol 36, 1, pp 61-72, 1998.
Contents: extending of the Newton's approach to collinear impacts of particles to the three-dimensional problems by using a set of restitution coefficients; given examples of impact of a sphere into a rigid barrier of a large mass.
References: 14 positions.
- 360.** Brach R.M., Vehicle Dynamics Model for Simulation on a Microcomputer, *International Journal of Vehicle Design*, Vol 12, #4, 1991.
Contents: equations of motion for a two-axle, two-wheeled vehicle with a one-axle trailer; linear and non-linear models; example of computer solutions of these equations.
References: 16 positions.
- 361.** Brach R.M., Haddow A.G., The Nonlinear Response and Passive Vibration Isolation of Rigid Bodies, *Machine Vibration* 5:131-141, Springer-Verlag, 1996.

Contents: nonlinear response of an automotive engine on mounts investigated; the engine and mount system represented by a planar three degree of freedom system consisting of a rigid body attached to ground with flexible supports; nonlinear response established using the method of multiple scales; representative frequency response of the system presented using parameter values associated with an in-line four cylinder engine running at hot idle.

References: 20 positions.

362. Brach R.M., Nonlinear Parameter Estimation of a Vehicle Collision Model, Proceedings of the 13th Annual Conference on Modeling and Simulation, University of Pittsburg, 1982.

Contents: velocity changes from a two-vehicle planar collision modeled by a set of six algebraic equations; the method of least squares used to fit the model to several combinations of known and unknown variables such as those obtained from staged collisions; a combination of iteration and direct search used in solving the estimation equations numerically.

References: 9 positions.

363. Brach R.M., Restitution in Point Collisions, contribution to Computational Aspect of Contact, Impact and Penetration, Ronald F. Kulak and Leonard E. Schwer, Editors, Elmepress International, Lausanne, Switzerland, 1991.

Contents: coefficient of restitution discussed as a matter of the impact of a rigid body with a barrier of huge mass; tangential and torsional modes considered during the collision of rigid bodies, especially in the aspect of velocity changes.

References: 16 positions.

364. Brach R., Brach R., Modeling Combined Braking and Steering Tire Forces, SAE Technical Paper 2000-01-0357, 2000.

Contents: the two tangential components of a tire-road contact combined for an existing approach known as the Nicolas-Comstock model; performance criteria for tire modeling proposed; the Nicolas-Comstock model examined relative to the criteria; this model falls short of meeting the criteria over the full range of transverse and longitudinal wheel slip values and sideslip angles, but a modified version of the Nicolas-Comstock model is presented that satisfies these criteria; comparisons made between the modified Nicolas-Comstock model and other combined tire force models.

References: 14 positions.

365. Han I., Brach R., Throw Model for Frontal Pedestrian Collisions, SAE Technical Paper 2001-01-0898, 2001.

Contents: a planar model for the mechanics of a vehicle-pedestrian collision presented, analyzed and compared to experimental data; the model is presented in two forms, the first relating the throw distance to the initial vehicle speed, whereas the second one relates the vehicle speed to the pedestrian throw distance; the second model proposed as a tool in accident reconstruction.

References: 29 positions.

366. Brach R., Modeling of Low-Speed, Front-to-Rear Vehicle Impacts, SAE Technical Paper 2003-01-0491, 2003.

Contents: a model of the vehicle-to-vehicle impact determining the forward/rearward accelerations, velocities and the contact force as functions of time for both the striking and struck vehicles; the tire drag due to braking included in order to allow the assessment of its effects.

References: 20 positions.

367. Brach R., Brach R., Analysis of Collisions Involving Articulated Vehicles, SAE Technical Paper 2007-01-0735, 2007.

Contents: the assumptions for the application of the principle of impulse and momentum to a planar collision between rigid bodies; general impact equations involving a pair of pinned rigid bodies derived and presented; these equations form a set of linear algebraic equations requiring numerical solution; an example presented demonstrating the need to include the capability of modeling the impulses of forces external to the intervehicular contact surface.

References: 10 positions.

368. Struble D.E., *Automotive Accident Reconstruction: Practices and Principles*, CRC Press, 2013.
Contents: techniques for gathering information and interpreting evidence; computer-based tools for analyzing crashes; theory, information and data sources, techniques of investigation, an interpretation of physical evidence; the theoretical foundation, the presentation of data sources, and the computer programs and spread sheets used in the reconstruction of actual crashes; the specific requirements of reconstructing rollover crashes; background in structural mechanics; the treatment of crush energy when vehicles collide with each other and with fixed objects; various classes of crashes, and simulation models.

References: 498 positions.

369. Brach R., Brach R., *Tire Models for Vehicle Dynamic Simulation and Accident Reconstruction*, SAE Technical Paper 2009-01-0102, 2009.

Contents: a discussion of tire force terminology, tire force mechanics, the measurement and modeling of tire force components and combined tire force models currently used in simulation software for the reconstruction of accidents; the difference between the idealized tire force ellipse and an actual tire friction ellipse; equations presented for five tire force models from three different simulation programs; each model using a different method for computing tire forces for combined braking and steering; some experimentally measured light vehicle tire properties examined.

References: 36 positions.

370. Brach R., Brach, M., *The Tire-Force Ellipse (Friction Ellipse) and Tire Characteristics*, SAE Technical Paper 2011-01-0094, 2011.

Contents: a development of a more realistic version of the tire-force circle/ellipse incorporating slip angle, traction slip and the actual nonlinear tire-force; because of the complexity of nonlinear tire force behavior, the F_y - F_x force relationship is not a true ellipse; the force limit is dependent on the kinematic slip angle and traction slip variables.

References: 12 positions.

371. Brach R., Brach R., Louderback A., *Uncertainty of CRASH3 ΔV and Energy Loss for Frontal Collisions*, SAE Technical Paper 2012-01-0608, 2012.

Contents: the uncertainty in the calculation of the change in velocity, ΔV , and the crush energy, EC, due to variations in the computed values of crush stiffness coefficients and variations in the measurements of the residual crush using the CRASH3 damage algorithm; these variations lead to uncertainties in the results of the reconstruction, i.e. the preimpact speed of one or both of the vehicles; this paper consists of three parts: the uncertainty associated with the calculation of the stiffness coefficients A and B, the uncertainty of the CRASH3 process of calculating the velocity change ΔV , the effect of such variations on the reconstruction of vehicle speeds in frontal collisions.

References: 32 positions.

372. Brach R., Brach R., Pongetti K., *Analysis of High-Speed Sideswipe Collisions Using Data from Small Overlap Tests*, SAE Int. J. Trans. Safety 2(1):86-99, 2014.

Contents: a sideswipe collision is defined as a crash with non-zero, final relative tangential velocity over the vehicle-to-barrier or vehicle-to-vehicle contact surface; sliding continues throughout the contact duration. Using analysis of video from 50 IIHS small overlap crash tests, each test was modeled using planar impact mechanics to determine which ones were classified as sideswipes and which not. The test data were evaluated to understand the nature of high-speed, small overlap, sideswipe collisions and establish appropriate parameter ranges that can be used in accident reconstruction.

References: 22 positions.

373. Brach R., *An Impact Moment Coefficient for Vehicle Collision Analysis*, SAE Technical Paper 770014, 1977.

Contents: the equations of impact of two vehicles derived including the moment impulse; impact moment coefficient defined; the value of this coefficient determines the extent to which a moment is developed between the two vehicles during collision; two examples presented: two rigid bodies impacting over a common surface and the use of data from an actual collision of two automobiles showing that in accident reconstruction, an a priori value of the impact moment coefficient is often not needed.

References: 13 positions.

374. Brach R., Impact Analysis of Two-Vehicle Collisions, SAE Technical Paper 830468, 1983.

Contents: the NHTSA conducted twelve staged collisions with the purpose of furnishing collision data for use with accident models; the data is fit to a two-vehicle impact model using the method of least squares; the model is based on the equations of impulse and momentum; the constants are the coefficients of restitution and equivalent coefficient of friction; a gradient search technique was used to minimize the sum of squares directly.

References: 8 positions.

375. Brach R., Impact of Articulated Vehicles, SAE Technical Paper 860015, 1986.

Contents: mathematical model developed, permitting calculation of velocity changes of vehicles involved in a collision where one or both vehicles are articulated; this includes any vehicle pulling a trailer, tractor or semitrailer; the equations of the model based on the application of Newton's laws of impulse and momentum; assumptions discussed and analyzed; examples of the application provided, including the impact of tractor and semitrailer into rigid barriers.

References: 9 positions.

376. Rill G., Vehicle Dynamics. Lecture Notes, University of Applied Sciences, Regensburg, 2003.

Contents: terminology; wheel/axle suspension system; steering systems; tires; longitudinal, lateral and vertical dynamics; behavior of a single vehicle.

377. Brach R., Least Squares Collision Reconstruction, SAE Technical Paper 870429, 1987.

Contents: a new method described and illustrated, solving the planar, two vehicle collision reconstruction problem; the method called LESCOR (LEast Square Collision Reconstruction) determines the initial velocity components when the final velocity components, vehicle physical data, damage geometry, collision geometry and the impact coefficients are given; five example collision reconstructions are presented based on RICSAC collisions and a field example.

References: 11 positions.

378. Brach R., Energy Loss in Vehicle Collisions, SAE Technical Paper 871993, 1987.

Contents: the energy loss relationship and the tangential correction factor form an important part of the crush measurement methods; these two approaches are compared and the comparison focuses on the ability to accurately calculate energy loss. Data from some of the RICSAC experimental collisions analyzed using the crush measurement model and the impulse and momentum model.

References: 19 positions.

379. Brach R., Uncertainty in Accident Reconstruction Calculations, SAE Technical Paper 940722, 1994.

Contents: the problem of determining the uncertainty in the result of a formula evaluation addressed; the origin of the uncertainty is the presence of variations in the input variables; three popular techniques discussed in the context of accident reconstruction: establishing the upper and lower bounds through calculation of the largest and smallest possible values of the quantity estimated for all combinations of the input variables, use of the differential calculus placing variations of the variables into a delta equation derived from the mathematical formula, and finally the method covering the cases where statistical information about the input data is known.

References: 8 positions.

380. Brach R., Rudny D., Sallmann D., Comparison of Tire Friction Test Methodologies Used in Accident Reconstruction, SAE Technical Paper 980367, 1998.

Contents: a comparison of some methodologies, i.e. a g-analyst accelerometer, a VC2000 accelerometer, and a chalk gun/radar gun, which are compared for locked wheel friction values under different speed and road surface conditions; data from two on-board systems recorded simultaneously; measurements made for several stops at each of the speeds and two road surface conditions; statistical analysis performed on each test method for each set of test conditions.

References: 13 positions.

381. Batista M., A Note on Linear Force Model in Car Accident Reconstruction, Physics and Society, 2005.

Contents: the linear force model used in car accident simulation programs discussed; a model of restitution proposed and the possible interpretation of CRASH coefficients also discussed.

References: 7 positions

382. Brown J.F., Obenski K.S., Thomas C.C., Forensic Engineering: Reconstruction of Accidents, Springfield, IL, U.S.A., 1990.

Contents: a variety of accident types; some basic physics and forensic issues for the beginning reconstruction specialist; automobile highway accidents, vehicle fire, accidents involving motorcycles, trucks, pedestrians, rollovers, and single vehicle loss of control; failure analysis concerning the automobile, tires, and rims; techniques and tools for mapping, measuring, and photography.

383. Zhang X., Jin X., Qi W., Guo Y., Vehicle crash accident reconstruction based on the analysis 3D deformation of the auto-body, Advances in Engineering Software 39, Elsevier, 2008.

Contents: elastic-plastic deformation of the vehicle can be fully utilized based on the finite element method (FEM). However, the FEM is not popular in accident reconstruction because it needs lots of crash simulation cycles and the FE models are getting bigger. The use of neural networks as global approximation tool in accident reconstruction is investigated. Neural networks are used to map the relation between the initial crash parameter and deformation. The inputs and outputs of the artificial neural networks (ANN) for the training process are obtained by explicit finite element analyses performed by LS-DYNA. The deformation of the key points on the frontal longitudinal beam and the mudguard could be measured according to the simulation results. These results could be used to train the neural networks adapted back-propagation learning rule. The pre-impact velocity could be obtained by the trained neural networks.

References: 17 positions.

384. Xinguang D., Xianlong J., Xiaoyun Z., Jie S., Xinyi H., Geometry features measurement of traffic accident for reconstruction based on close-range photogrammetry, Advances in Engineering Software 40, Elsevier, 2009.

Contents: This paper studies the feasibility of investigating a traffic accident and offering initial data for traffic accident reconstruction (TAR) using a photogrammetric technique. Compared with the conventional roller tape applied by the traffic police of Shanghai Municipal Bureau of Public Security in 142 traffic cases, photogrammetry is proven to be a time saving and cost effective method for accident investigation. The 2D photogrammetry method and the trajectory analysis accident reconstruction technique are applied to actual traffic accidents. With the assistance of a Portable-Control System as the reference system, the 3D photogrammetry method can be used in a vehicle deformation survey. The measurement results obtained in accordance with the CRASH survey criteria for vehicle deformation can be adopted as initial information for the damage analysis reconstruction technique. It appears that photogrammetry has greater potential for application to traffic accident investigation and reconstruction.

References: 36 positions.

385. Zou T., Yu Z., Cai M., Liu J., Analysis and application of relationship between post-braking-distance and throw distance in vehicle-pedestrian accident reconstruction, Forensic Science International 207, Elsevier, 2011.

Contents: two useful formulas in vehicle–pedestrian accident reconstruction obtained; the first one used to calculate impact speed according to throw distance, the other describes the relationship between post-braking-distance and throw distance. All results have shown that conclusions obtained in the article are useful in vehicle–pedestrian accident reconstruction.

References: 19 positions.

386. Higa M., Arakawa M., Maeno N, Size Dependence of Restitution Coefficients of Ice in Relation to Collision Strength, *ICARUS* 133, 310–320, 1998, ARTICLE NO. IS985938.

Contents: the size dependence of the restitution coefficient ε of a water ice sphere over a wide range of impact velocities; the impact velocity dependence of ε was divided into two regions by the critical velocity, which was the onset velocity of fracturing. In the quasi-elastic region, ε was almost constant and ice spheres did not fracture. In the inelastic region ε decreased and ice spheres fractured.

References: 32 positions.

387. Untaroiu C.D., Meissner M.U., Crandall J.R., Takahashi Y., Okamoto M., Ito O., Crash reconstruction of pedestrian accidents using optimization techniques, *International Journal of Impact Engineering* 36, Elsevier, 2009.

Contents: development of a methodology for obtaining the pre-impact pedestrian posture and vehicle speed utilizing multi-body simulations and optimization techniques; a continuous sequence of the pedestrian gait based on the literature data and simulations developed; the robustness and efficiency of three optimization algorithms evaluated in an idealized crash reconstruction; a set of pedestrian and vehicle initial conditions capable of matching all observed contact points determined.

References: 40 positions.

388. Xu J., Li Y., Lu G., Zhou W., Reconstruction model of vehicle impact speed in pedestrian–vehicle accident, *International Journal of Impact Engineering* 36, Elsevier, 2009.

Contents: description of the physical model of dynamic process of pedestrian head impact on windshield; simplifications made to obtain a better and more practical model, including the support boundary conditions; the relations between pedestrian impact speed and deflection of windshield glazing modeled based on the impact dynamics and thin plate theory; the relations of vehicle impact speed and deflection discussed.

References: 32 positions.

389. Aryaei A., Hashemnia K., Jafarpur K., Experimental and numerical study of ball size effect on restitution coefficient in low velocity impacts, *International Journal of Impact Engineering* 37, Elsevier, 2009.

Contents: the Coefficient of Restitution (COR) and Energy Loss Percentage (ELP) of one-dimensional impacts determined experimentally for different ball sizes using a drop test apparatus; ball diameters range from 6 to 12 mm, made of steel and aluminum dropped on steel and aluminum sheets; effects of ball sizes on COR and contact time duration studied numerically; time variation of displacement of the midpoint of sheet's top surface and vibration of the ball's center investigated.

References: 35 positions.

390. Stikhanovskii B.N., Approximate method of determining the time, coefficient of restitution, force, and energy transfer in free normal collisions between bodies, *UDC* 531.66, 1971.

Contents: All the relations are simplified in such a way that the errors are minimal and there are no appreciable departures from experiment or from the theories of Saint-Venant, Hertz, and Sears. The main problem in deriving the formulas is to elucidate the effect of each parameter on the overall result without appreciable discrepancies with experiment for limiting or transitional variation of the parameters.

References: 5 positions.

391. Abe M., Morisawa M., Arai K. Sato T.B., Three-dimensional Behavior of Vehicle at Oblique Side Collision - Computer Simulation Using Dynamical Model, JSAE, 1995.

Contents: the three-dimensional behavior of two vehicles examined, when they collided obliquely during running at the same speed, by a computer simulation using dynamical models; the behavior pursued till both vehicles came to a stop.

392. Hosseinlou M., Nakatsuji T., Hagiwara T., Estimation of Model Parameters for Reconstructing Traffic Accidents Hadji, JSAE, 1995.

Contents: a method how to estimate model parameters for reconstructing of traffic accidents; the normal and tangential restitution coefficients at impact and the friction coefficient, slip ratio and steering angle after impact; complex algorithm applied to this estimation; some artificial and actually observed traffic accident data analyzed.

393. Dold A., Eckmann B., Stability of Stochastic Dynamical Systems, Proceedings of the International Symposium, Lecture Notes in Mathematics 294, Springer-Verlag, 1972.

Contents: stability and differential equations containing stochastic coefficients, mathematical aspects and application.

394. Ishikawa H., Digges K.H., Ennis J.B., Restitution Coefficients and Delta-V in Offset Frontal Collisions, JSAE, vol 17, 1996.

Contents: normal and tangential restitution coefficients and delta-V in car-to-car offset frontal collision tests analyzed according to the presented two-dimensional impact model. Vehicle accelerations, impact forces and force-deformation characteristics obtained to understand the mechanism of offset frontal crashes. The reliability of the CRASH3 program in Delta-V calculation discussed.

395. Reński A., Bezpieczeństwo czynne samochodu: zawieszenia oraz układy hamulcowe i kierownicze, OWPW, Warszawa 2011.

Zakres: bezpieczeństwo ruchu samochodów, koła i opony, zawieszenie, układy kierownicze i hamulcowe, automatyzacja sterowania samochodem.

396. Baruh H., Applied Dynamics, CRC Press, 2014.

Contents: particles, rigid bodies and deformable solids; degrees of freedom; types of forces and motions; linearization; differential equations; dimensional analysis and nondimensionalization; numerical integration; what is a vehicle?; position, velocity and acceleration; reference frames: single rotation in a plane; column vector representation; commonly used coordinate systems; moving reference frames; selection of rotation parameters; rate of change of a Vector; angular velocity, acceleration and second derivatives; relative motion; instantaneous center of zero velocity.

397. Konosu A., Reconstruction analysis for car-pedestrian accidents using a computer simulation model, JSAE Review 23, Elsevier, 2002.

Contents: reconstructions of real-world car-pedestrian accidents using the latest JARI pedestrian model; the possibility of in-depth case studies on car-pedestrian accidents.

References: 7 positions.

398. Oztas A.G., Application of Impulse Momentum Theory to Vehicle Collisions, Tr. J. of Engineering and Environmental Science, 23, 1999.

Contents: collisions between two objects; the effects of three types of impacts by motor vehicles studied using the theory of impulse and momentum; cases of types of collision examined; examples of all 3 types of collision adapted to vehicle collisions illustrated.

References: 8 positions.

399. Pawlus W., Karimi H.R., Robbersmyr K.G., Mathematical modeling of a vehicle crash test based on elasto-plastic unloading scenarios of spring-mass models, International Journal of Advanced Manufacturing Technology, Springer-Verlag, London, 2010

Contents: the usability of spring which exhibit nonlinear force-deflection characteristic in the area of mathematical modeling of vehicle crash; a method allowing to obtain parameters of the spring-mass model basing on the fullscale experimental data analysis; three different spring unloading scenarios (elastic, plastic, and elasto-plastic) covered and their suitability for vehicle collision simulation evaluated.

References: 21 positions.

400. Vera C., Aparicio F., San Roman J.L., Theoretic model for the computer analysis of vehicle collisions, Safety Science 19, Elsevier, 1995.

Contents: GIVET has developed a program called SINRAT III that lets, by means of dynamic simulation, reproduce the evolution of two vehicles in an accident in which a collision takes place, letting analyze the precollision and postcollision movements, as well as studying phenomena during the contact and deformation of the vehicles in the collision stage. The simulation model integrated using the bond-graph technique. Application example presented, corresponding to an accident with collision between car and coach.

References: 8 positions.

401. Irureta V., I.A.V. method for pedestrians accidents reconstruction, Securitas Vialis, Vol. 2, Issue 2, 2010.

Contents: introduction of the "I.A.V. METHOD" (Instituto de Accidentología Vial) for pedestrians accident reconstruction; the method allows to correct some of the disadvantages from traditionally used methods to determine the vehicle's speed in pedestrians's impact cases.

References: 25 positions.

402. Vangi D., Virga A., Evaluation of emergency braking deceleration for accident reconstruction, Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility, Vol. 45, No. 10, October 2007.

Contents: a methodology that, exploiting data obtained with on-site measurements and/or published by technical press, allows the evaluation of the coefficient of friction and the stopping capability of a car. This is done by means of a computer program, based on a fuzzy logic approach.

References: 15 positions.

403. Gipser M., FTire – the tire simulation model for all applications related to vehicle dynamics, Vehicle System Dynamics Vol. 45, Supplement, 2007.

Contents: an overview on history, application, modelization, road models, parameterization, interfacing, availability, and future perspectives of FTire.

References: 23 positions.

404. Gipser M., FTire, a New Fast Tire Model for Ride Comfort Simulations, Esslingen University of Applied Sciences, Germany.

Contents: details on the modeling approach, discussion of the model parameters and their obtaining, sample results, time measurements and program interfaces.

References: 7 positions.

405. Gipser + Hofmann, FTire – Flexible Ring Tire Model, Modelization and Parameter Specification, Cosin Scientific Software, 2011.

Contents: FTire modelization, mechanical model, tread wear model, air volume vibration model, flexible and viscoplastic rim model, FTire data, parameter specification.

406. PC-CRASH, A Simulation Program for Vehicle Accidents, Operating and Technical Manual, Version 10.0, November 11, 2013, Dr. Steffan Datentechnik.

Contents: manual for the PC-Crash 10.0 version, description concerning both the technical aspects as well as solution of more sophisticated problems.

References: 131 positions.

407. Cyborg Idea V-SIM 3.0, Symulacja ruchu i zderzeń pojazdów samochodowych, Instrukcja Użytkownika, Kraków 2011, Wersja dokumentu 1.2.

Zakres: omówienie funkcji oraz podstaw programu V-Sim, instrukcja obsługi od instalacji po rozwiązywanie bardziej złożonych problemów.

Bibliografia: 23 pozycje.

408. Giergiel J., Drgania układów mechanicznych, Skrypty Uczelniane nr 1037, Wydawnictwo Akademii Górniczo-Hutniczej w Krakowie, Kraków 1986

Zakres: linearyzacja nieliniowych charakterystyk elementów układu drgającego, drgania liniowe o jednym i skończonej liczbie stopni swobody, wibroizolacja, dynamiczne tłumiki drgań, drgania skrętne i giętne, drgania układów nieliniowych, metody analizy drgań nieliniowych, drgania samowzbudne i parametryczne, elementy stateczności.

Bibliografia: 17 pozycji.

409. Bułka D., Świder P., Model pojazdu w programie V-SIM do symulacji ruchu i zderzeń pojazdów samochodowych, Materiały VII Konferencji Naukowo-Technicznej „Problemy bezpieczeństwa w pojazdach samochodowych”, Kielce, luty 2010.

Zakres: model pojazdu o 10 stopniach swobody, zastosowany w nowym programie V-SIM; sposób opisu zagadnień cząstkowych takich jak: model opony, model zawieszenia, układ hamulcowy, silnik, układ przeniesienia napędu czy układ kierowniczy.

Bibliografia: 4 pozycje.

410. Steffan H., Moser A., The Collision and Trajectory Models of PC-Crash, SAE Technical Paper 960886.

Contents: the trajectory and collision models on which PC-CRASH is based; PC-CRASH's model for predicting the 3D kinematics of a vehicle's pre- and post-impact trajectory; the tire-force model (which accommodates ABS), steer angle, wheel braking, weight shift, and suspension effects introduced; the program's method of handling pre-impact yaw, braking, acceleration and pre-impact steering outlined; the momentum-based collision model, which relies on restitution rather than vehicle crush or stiffness coefficients defined; the program's method for dealing with secondary impact, inter-vehicle friction and impulse vectors explained.

411. Pacejka H.B., Tyre and Vehicle Dynamics, Third Edition, Butterworth-Heinemann, 2012.

Contents: pneumatic tires and their impact on vehicle performance, including mathematic modeling and its practical application; updated with the latest information on new and evolving tire models; the relationship between operational variables, vehicle variables and tire modeling; covering the latest developments to Pacejka's own industry-leading model as well as the widely-used models of other pioneers in the field.

References: 158 positions.

412. Kisilowski J., Zalewski J., Stateczność modeli matematycznych samochodu a obiektów rzeczywistych (norma ISO), Logistyka, 4/2015.

Zakres: ogólna analiza wybranych definicji stateczności. W kolejnych punktach dokonano przeglądu znanych definicji stateczności dla modeli matematycznych układów technicznych. Zbiór definicji stateczności wybrano tak, aby była możliwość odniesienia wyników badania modeli matematycznych do rzeczywistych samochodów, dla których stateczność definiowana jest wg normy ISO 8855. Dodatkowo rozważono metody badania stateczności nieliniowych modeli matematycznych samochodu z zaburzeniami. Zaburzenia przyjmowano jako nierówności drogi w postaci realizacji procesu stochastycznego o własnościach: stacjonarny w szerszym sensie i globalny ergodycznie. Dla samochodu przyjęto stateczność wg normy ISO 8855:1991.

Przeprowadzona analiza wybranych definicji stateczności modeli matematycznych pozwoliła określić, która z nich jest najbardziej zbliżona ze statecznością wg normy ISO. Dało to możliwość badania stateczności modelu matematycznego samochodu i odniesienia otrzymanych wyników do obiektu rzeczywistego.

Bibliografia: 15 pozycji.

413. Zalewski J., Analysis of a road accident in the aspect of mechanics of a frontal crash between two vehicles, *Diagnostyka*, vol. 16 (4), 2015.

Zakres: W artykule przeprowadzono symulację komputerową zderzenia czołowego skośnego wybranych pojazdów w programie PC-Crash 8.0. Symulację przeprowadzono kilkakrotnie dla określonych wartości współczynnika restytucji. Następnie jej wyniki porównano z obliczeniami analitycznymi, których dokonano w oparciu o mechanikę zderzenia z uwzględnieniem teorii zderzenia ciał gładkich w ruchu płaskim. Analizy dotyczące wpływu wybranego współczynnika dokonano przede wszystkim pod kątem zmian prędkości po zderzeniowych samochodów biorących w nim udział.

Bibliografia: 14 pozycji.

414. Michalczyk J., Phenomenon of force impulse restitution in collision modelling, *Journal of Theoretical and Applied Mechanics*, vol. 46, 2008.

Contents: the Newtonian hypothesis (a constant value of the coefficient of restitution) confirmed in the paper with reference to collisions in which the loss of energy occurs in consequence of material damping. For collisions of different nature, the possibility of extending this notion to the case of eccentric collision was presented. The possibility of describing R as a random function of energy flux shown as well.

Bibliography: 7 positions.

415. Michalczyk J., Wybrane zagadnienia dynamiki nadrezonansowych maszyn wibracyjnych, *Zeszyty Naukowe AGH*, nr 5, Kraków 1984.

Zakres: w opracowaniu podjęto zagadnienia związane m.in. ze zderzeniami wynikającymi z pracy maszyn wibrujących (np. odlewy uderzane o kraty wstrząsowe dla wstępnego oczyszczenia). Zwrócono uwagę m.in. na możliwość zależności współczynnika restytucji od czynników deterministycznych, np. pola powierzchni kontaktu zderzających się elementów, jak i losowych (np. gęstość strumienia energii uderzenia).