WOJSKOWA AKADEMIA TECHNICZNA im. Jarosława Dąbrowskiego



ROZPRAWA DOKTORSKA "Opracowanie i badania symulacyjne algorytmu sterowania skrętem kół w samochodzie 4WS"

mgr inż. Jakub Jan FARYŃSKI

Dziedzina nauk: **Inżynieryjno - Techniczne** Dyscyplina: **Inżynieria Mechaniczna**

Promotor: **dr hab. inż. Dariusz ŻARDECKI, prof. WAT** Promotor pomocniczy: **dr inż. Andrzej DĘBOWSKI**

OŚWIADCZENIE AUTORA PRACY DOKTORSKIEJ O JEJ ORYGINALNOŚCI, SAMODZIELNOŚCI JEJ PRZYGOTOWANIA I O NIENARUSZENIU PRAW AUTORSKICH

Ja, niżej podpisany oświadczam, że rozprawa doktorska pt.:

"Opracowanie i badania symulacyjne algorytmu sterowania skrętem kół w samochodzie 4WS"

- jest wynikiem mojej działalności twórczej i powstała bez niedozwolonego udziału osób trzecich,
- wszystkie wykorzystane przeze mnie materiały źródłowe i opracowania zostały w niej wymienione, a napisana przeze mnie praca nie narusza praw autorskich osób trzecich,
- wszystkie elementy pracy, które zostały wykorzystane do realizacji (rysunki, tabele itp.), a nie będące mojego autorstwa, zostały odpowiednio oznaczone oraz zostało podane źródło ich pochodzenia,
- załączona wersja elektroniczna jest tożsama z wydrukiem rozprawy,
- praca nie była wcześniej podstawą nadania stopnia doktora innej osoby.

Mam świadomość, że złożenie nieprawdziwego oświadczenia skutkować będzie niedopuszczeniem do dalszych czynności postępowania w sprawie nadania stopnia doktora lub cofnięciem decyzji o nadaniu mi stopnia doktora oraz wszczęciem postępowania dyscyplinarnego/karnego.

PODZIĘKOWANIA

W realizacji niniejszej rozprawy doktorskiej bardzo serdecznie chciałbym podziękować kilku Osobom, ponieważ bez Ich pomocy jej realizacja byłaby mocno utrudniona.

Przede wszystkim chciałbym złożyć podziękowania mojemu Promotorowi, Panu dr. hab. inż. Dariuszowi Żardeckiemu, prof. WAT za całą przekazaną wiedzę merytoryczną, pomoc w realizowaniu pracy począwszy od skomponowania jej charakteru do sformułowania wniosków oraz za cenne wskazówki na każdym etapie. Dziękuję Panu Profesorowi również za wyrozumiałość, cierpliwość, dostępność w każdym momencie i wiarę w powodzenie pomimo przeróżnych okoliczności.

Duże podziękowania należą się również mojemu Promotorowi Pomocniczemu, Panu dr. inż. Andrzejowi Dębowskiemu za cenne wskazówki w realizacji poszczególnych działań merytorycznych, obliczeniowych i w programie symulacyjnym oraz za wnikliwą ocenę całości pracy.

Bardzo dziękuję również Panu dr. hab. inż. Mirosławowi Gidlewskiemu, prof. WAT za cenne wskazówki, które ułatwiły realizację poszczególnych działań.

Dziękuję też wszystkim pozostałym Pracownikom Wydziału Inżynierii Mechanicznej, którzy mieli wkład w pomoc merytoryczną przy realizacji tej pracy.

Podziękowania kieruję także do pracowników Szkoły Doktorskiej WAT, za pomoc we wszystkich kwestiach technicznych w czasie realizowania procesu kształcenia.

Szczególne podziękowania należą się Panom Profesorom z Politechniki Krakowskiej. Dziękuję Panu dr. inż. Stanisławowi Walczakowi, prof. PK, za pomoc w zorganizowaniu wizyty na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej w celu zrealizowania badań rzeczywistych do rozprawy doktorskiej i częściowym przygotowaniu do wykonania badań oraz za wszelkie porady merytoryczne. Bardzo również dziękuję Panu dr. inż. Robertowi Janczurowi, prof. PK za szczegółowe przygotowanie pojazdu do przeprowadzenia badań drogowych, pomoc w ich przeprowadzeniu oraz udostępnienie wszelkich materiałów i wyników z badań. Dziękuję również wszystkim pozostałym pracownikom PK, którzy przyczynili się do realizacji owych badań.

Na samym końcu bardzo chciałbym podziękować mojej Żonie Oliwii za nieustanne wsparcie, wiarę i dodawanie sił w każdej chwili.

Pracę dedykuję Żonie Oliwii, Synkowi Alankowi i Córeczce Aurelce

STRESZCZENIE ROZPRAWY W JĘZYKU POLSKIM

Rozprawa doktorska pt.: "*Opracowanie i badania symulacyjne algorytmu sterowania skrętem kół w samochodzie 4WS*" skupia się na opracowaniu algorytmu sterownika układu wspomagania kierowcy oraz pojazdu autonomicznego 4WS w procesie zmiany pasa ruchu i związanych z tym rozległych badaniach symulacyjnych.

Pracę rozpoczyna ogólny wstęp wprowadzający czytelnika w problematykę dynamiki ruchu pojazdów drogowych z czterema kołami sterowanymi (4WS – *Four Wheel Steering*). Na podstawie studium literaturowego sformułowane zostają cel i zakres pracy oraz hipoteza badawcza.

Podstawę syntezy algorytmu sterowania stanowi tzw. model rowerowy opisujący dynamikę poprzeczną kierowanego samochodu. W pracy dokonano jego linearyzacji i odpowiednio przekształcono w formę transmitancyjną. Zredukowane postacie transmitancji pozwoliły opracować analityczne formuły generatora sygnałów referencyjnych oraz regulatorów występujących w algorytmie sterownika.

Charakter pracy i przyjęta metodologia badawcza wymagały opracowania wirtualnego modelu obiektu sterowania służącego do badania algorytmu w testach symulacyjnych. Model ten obejmuje opis dynamiki układu kierowniczego i układu jezdnego. Parametry niezbędne do modelu mechanizmu układu kierowniczego zaczerpnięto z literatury, natomiast parametry dotyczące układu jezdnego poddano identyfikacji (stosując w próbach drogowych typowy samochód 2WS /*Two Wheel Steering*/ z uwagi na brak rzeczywistego pojazdu 4WS).

Pozyskane i zidentyfikowane parametry modelu wprowadzono do opracowanego algorytmu układu sterowania oraz modelu dynamiki ruchu wirtualnego samochodu 4WS. Symulacje dotyczące procesu zmiany pasa ruchu przeprowadzono z wykorzystaniem oprogramowania Matlab&Simulink. Opracowany układ sterowania funkcjonował poprawnie o czym świadczyły niewielkie różnice pomiędzy sygnałami referencyjnymi i mierzonymi w wirtualnym obiekcie. Tym samym można było wstępnie stwierdzić poprawność opracowania algorytmu. Algorytm sterowania poddano następnie badaniom wrażliwości realizowanych poprzez rozległe symulacje porównawcze. Przeprowadzono je z uwagi na występowanie: niedokładności parametrycznych (pomiędzy danymi przyjmowanymi w modelu, na którym bazował algorytm sterownika, a danymi wirtualnego obiektu), luzu i tarcia w układzie kierowniczym (pomijanych przy syntezie algorytmu sterowania) oraz zakłóceń w sygnałach mierzonych i dostarczanych do sterownika. Przeprowadzone badania pokazały w jakich zakresach błędów algorytm jest w stanie sobie poradzić, a w jakich wymaga udoskonalenia w ramach przyszłych prac.

W ostatnim etapie sformułowano podsumowanie i wnioski oraz kierunki dalszych działań.

Słowa kluczowe: inżynieria mechaniczna, dynamika ruchu pojazdu drogowego, samochód 4WS, wspomaganie kierowcy, samochód autonomiczny, model rowerowy, zmiana pasa ruchu, synteza algorytmu sterowania, badania symulacyjne w Matlab&Simulink, analiza wrażliwości.

STRESZCZENIE ROZPRAWY W JĘZYKU ANGIELSKIM

The dissertation, entitled: "*Development and simulation studies of a steering control algorithm for a 4WS vehicle*", focuses on the development of an algorithm for the driver assistance system controller and the 4WS autonomous vehicle in the lane change process and the associated extensive simulation studies.

The paper begins with a general introduction introducing the reader to the traffic dynamics of four-wheel-steering (4WS) road vehicles. Based on the literature study, the aim and scope of the work and the research hypothesis are formulated.

The basis for the synthesis of the control algorithm is a bicycle model describing the lateral dynamics of the steered car. In this study, it has been linearised and appropriately transformed into a transfer functions form. Reduced transmittance forms allowed to develop analytical formulas of the reference signal generator and regulators occurring in the controller algorithm.

The nature of the work and the research methodology adopted required the development of a virtual model of the control object used to test the algorithm in simulation tests. This model includes a description of the dynamics of the steering and vehicle movement system. The parameters necessary for the steering mechanism model were extracted from the literature, while the parameters relating to the vehicle movement system were identified (using a typical 2WS /Two-Wheel-Steering/ car in the road tests due to the lack of a real 4WS vehicle).

The extracted and identified model parameters were fed into the developed control system algorithm and the traffic dynamics model of the virtual 4WS car. Simulations concerning the lane change process were carried out using Matlab&Simulink software. The developed control system functioned correctly, which was evidenced by slight differences between the reference signals and those measured in the virtual object. Thus, the correctness of the algorithm development could be tentatively established. The control algorithm was then subjected to sensitivity tests carried out through extensive comparative simulations. These were carried out due to the presence of: parametric inaccuracies (between the data assumed in the model on which the controller algorithm was based and the data of the virtual object), freeplay and friction in the steering system (ignored in the synthesis of the control algorithm) and interference in the signals measured and supplied to the controller. The tests carried out showed in which error ranges the algorithm is able to cope, and in which it needs to be improved as part of future work.

The final stage formulated a summary and conclusions, as well as directions for further work.

Keywords: mechanical engineering, road vehicle dynamics, 4WS car, driver assistance, autonomous car, bicycle model, lane change, control algorithm synthesis, simulation studies in Matlab&Simulink, sensitivity analysis.

WYKAZ WYBRANYCH OZNACZEŃ I SKRÓTÓW

Wybrane oznaczenia

- *X*, *Y* globalny układ odniesienia (związany z drogą),
- *x*, *y* lokalny układ odniesienia (związany z pojazdem),
- t czas,
- *s* zmienna operatora Laplace'a,
- δ_H kąt obrotu koła kierownicy,
- δ_A , δ_B kąty skrętu kół odpowiednio przednich i tylnych,
- *U* prędkość poprzeczna pojazdu w lokalnym układzie współrzędnych,
- Ω prędkość kątowa pojazdu w lokalnym układzie współrzędnych,
- M_{δ} moment siły zewnętrznej oddziałujący na zwrotnice,
- M_{δ_H} moment siły na kole kierownicy,
- P_{AB} stosunek kąta skrętu kół tylnych do kąta skrętu kół przednich,
- K_A, K_B współczynniki odporności na znoszenie odpowiednio dla kół przedniej i tylnej osi,
- V prędkość wzdłużna pojazdu w lokalnym układzie współrzędnych,
- V_w prędkość wiatru,
- *m* masa pojazdu,
- J masowy moment bezwładności względem osi pionowej,
- L_A , L_B odległości od środka masy odpowiednio przedniej i tylnej osi,
- *K*₀ współczynnik wzmocnienia,
- Y₀ wartość końcowa przemieszczenia poprzecznego,
- ψ_0 wartość szczytowa kąta odchylenia,
- \underline{a} parametry algorytmu sterowania,
- J_{δ} moment bezwładności zwrotnicy z kołem,
- $K_{\varphi\delta_{H}}$ współczynnik sztywności wałka kierownicy,
- $K_{\theta\delta}$ współczynnik sztywności wałka układu kierowniczego,
- $K_{\delta\delta_H}$ zastępczy współczynnik sztywności mechanizmu,
- $M_{T0\delta}$ moment siły tarcia suchego ułożyskowania zwrotnicy,
- μ_{δ} współczynnik tłumienia odniesiony do ułożyskowania zwrotnicy,
- *p* przełożenie przekładni,
- p_{δ} parametr luzu przekładni kierowniczej.

Wybrane skróty stosowane w technice samochodowej

- ABS Anti-lock Braking System,
- ACC Adaptive Cruise Control,
- ADAS Advanced Driver Assistance Systems,
- ASR Acceleration Slip Regulation,
- BAS Brake Assist System,
- EPS Electronic Power Steering,
- ESC Electronic Stability Control,
- ESP Electronic Stability Program,
- GPS Global Positioning System,
- HICAS High Capacity Actively Controlled Steering,
- KPD Kierowca Pojazd Droga/Otoczenie,
- NHTSA National Highway Traffic Safety Administration,
- SAE Society of Automotive Engineers,
- 2WS Two Wheel Steering,
- 4WS Four Wheel Steering,
- 4WIS Four Wheel Independent Steering.

SPIS	TREŚCI

1. WS	STĘP	. 13
1.1.	Wprowadzenie do problematyki samochodów 4WS i geneza rozprawy	. 13
1.2.	Studium literaturowe	. 26
1.3.	Koncepcja rozprawy doktorskiej	. 34
2. MC	DDEL MATEMATYCZNY SAMOCHODU 4WS ZE STEROWNIKI	EM
ZMIAN	IY PASA RUCHU	. 39
2.1.	Koncepcja układu sterowania	. 39
2.2.	Wprowadzenie do modelowania ruchu pojazdu	. 42
2.3.	Model rowerowy samochodu 4WS	. 44
2.4.	Transmitancyjna postać modelu rowerowego samochodu 4WS	. 47
2.5.	Analiza modelu rowerowego 4WS w postaci transmitancyjnej pod kątem je	ego
reduk	ccji	. 54
2.6.	Model sterownika z algorytmem 4WS	. 58
2.6	.1. Koncepcja sterownika	. 58
2.6	2. Model generatora sygnałów referencyjnych	. 60
2.6	3. Model regulatorów	. 64
2.6	.4. Algorytm funkcjonowania sterownika	. 67
2.7.	Model układu pomiarowego	. 71
2.8.	Model sterowanego pojazdu 4WS	. 74
3. IDI	ENTYFIKACJA CHARAKTERYSTYK I PARAMETRÓW MODE	LU
MATEM	MATYCZNEGO	. 80
3.1.	Koncepcja identyfikacji	. 80
3.2.	Identyfikacja online	. 81
3.3.	Identyfikacja offline	. 82
4. BA	DANIA SYMULACYJNE	. 98
4.1.	Koncepcja badań symulacyjnych	. 98

4.2. Wstępne badania symulacyjne dotyczące modelu 4WS ze sterownikiem zmiany
pasa ruchu102
4.3. Badania symulacyjne służące analizie wrażliwości106
5. PODSUMOWANIE I UWAGI KOŃCOWE 120
6. LITERATURA
7. ZAŁĄCZNIKI
7.1. Przeznaczenie załączników142
7.2. Załącznik nr 1 – wyprowadzenie równań ruchu modelu rowerowego 4WS142
7.3. Załącznik nr 2 – wyprowadzenie transmitancji dla modelu rowerowego 4WS
7.4. Załącznik nr 3 – analiza zależności parametrów transmitancyjnych od prędkości
7.5. Załącznik nr 4 – symulacje na zredukowanym i pełnym transmitancyjnym
modelu rowerowym 4WS159
7.6. Załącznik nr 5 – opis aparatury pomiarowej służącej identyfikacji offline 163
7.7. Załącznik nr 6 – analiza wpływu prędkości na współczynniki K _A i K _B 169
7.8. Załącznik nr 7 – testowanie procedur numerycznych
8. SPIS RYSUNKÓW
9. SPIS TABEL

1. WSTĘP

1.1. Wprowadzenie do problematyki samochodów 4WS i geneza rozprawy

Samochód jest skomplikowanym układem dynamicznym, funkcjonującym w strukturze systemu KPD – Rys. 1.1. Ruch samochodu ze swojej natury nie jest stabilny, ponieważ wystarczy minimalne, nawet impulsowe zaburzenie (np. nierówności drogi lub podmuch wiatru), w którym bez ingerencji kierowcy samochód opuści pierwotny tor jazdy.



Rys. 1.1. Schemat Kierowca – Pojazd – Droga/Otoczenie.

Układ KPD funkcjonuje jako system dynamiczny, którego elementy działają z procesami przejściowymi i są ze sobą posprzęgane. Należy podkreślić, że działanie każdego z wymienionych na schemacie podukładów (Rys. 1.1) ma wpływ na funkcjonowanie pozostałych. Na przykład od działania zawieszenia zależne są pionowe dynamiczne obciążenia kół, które z kolei mają wpływ na wartości możliwych do przeniesienia przez koła sił poprzecznych i wzdłużnych. To ma również wpływ na proces przyspieszania lub hamowania w ruchu krzywoliniowym. Powstające w ruchu krzywoliniowym siły poprzeczne i wzdłużne obciążają elementy zawieszenia, i wpływają na zmianę kątowego ustawienia kół. W tym przypadku ważne jest, żeby wymienione tu podzespoły charakteryzowały się dużą efektywnością działania, a więc współpracowały też w sposób prawidłowy [127]. Wszystkie te oddziaływania mają znaczenie przy dużych i gwałtownych wymuszeniach, co szczególnie należy podkreślić. Przy małych wymuszeniach pewne oddziaływania nie są odczuwalne. W procesie hamowania przy gwałtownym oraz silnym naciśnięciu na pedał hamulca (duże wymuszenie) kierowca i pasażerowie mocno odczują w pojeździe efekt tego nacisku. Natomiast przy lekkim naciśnięciu na pedał hamulca (małe wymuszenie) to oddziaływanie prawie w ogóle nie będzie odczuwalne. W procesie kierowania podczas jazdy z dużą prędkością dość mocno odczuwalny jest wpływ gwałtownych i o dużej amplitudzie obrotów koła kierownicy na przechyły boczne samochodu. Z kolei przy łagodnym obrocie koła kierownicy również występują przechyły boczne samochodu, ale ciało człowieka nie odczuwa wtedy oddziaływań siłowych wynikających ze skrętu pojazdu.

Poruszając kwestie bezpieczeństwa w systemie KPD rozróżnia się bezpieczeństwo czynne i bierne.

Jako bezpieczeństwo czynne rozumie się zespół cech samochodu mających wpływ na zmniejszenie ryzyka kolizji lub wypadku. Istniejące rozwiązania bazujące na układach mechatronicznych mają za zadanie poprawę prowadzenia, zwiększenie kontroli czy też nawet wyręczanie kierowcy w nagłych i zagrażających życiu sytuacjach. Wśród tych układów mechatronicznych można wyróżnić między innymi: ABS, ASR, ESP, TCS, BAS czy też ogólnie system ADAS [182].

Bezpieczeństwo bierne dotyczy sytuacji, w której dojdzie już do kolizji/wypadku. Wtedy funkcjonujące układy bezpieczeństwa mają za zadanie ochronić i w jak największym stopniu zniwelować obrażenia użytkownika pojazdu oraz jego pasażerów. Wśród elementów podnoszących bezpieczeństwo bierne należy wyróżnić między innymi: poduszki powietrzne, pasy bezpieczeństwa z napinaczami, zagłówki, czy foteliki dziecięce [182].

Jako systemy wspomagające kierowcę (np. ADAS) rozumie się wszelkiego rodzaju rozwiązania stosowane w pojeździe wspomagające, a w pewnych sytuacjach nawet eliminujące czynnik ludzki w kierowaniu pojazdem. W systemie ADAS można wyróżnić takie elementy jak: asystent parkowania, monitorowanie martwego pola (Side Assist), aktywny tempomat (ACC), asystent pasa ruchu (Lane Assist), rozpoznawanie znaków drogowych, wykrywanie zmęczenia kierowcy, GPS, automatyczne włączanie świateł dziennych lub mijania, automatyczne włączanie wycieraczek, powiadamianie ratunkowe (eCall), automatyczne otwieranie i zamykanie samochodu, gdy pilot (karta) się zbliża do pojazdu lub od niego oddala czy kontrola odstępu z funkcją awaryjnego hamowania i funkcją ochrony pieszych oraz rowerzystów (Front Assist). Wszystkie te elementy sprawiają, że samochód w coraz to większym stopniu staje się autonomiczny, czyli coraz mniej wymaga realizowania pewnych czynności przez człowieka. W tym miejscu warto wspomnieć, że Amerykańska Narodowa Administracja Bezpieczeństwa Ruchu Drogowego (NHTSA) stworzyła ściśle określone poziomy automatyzacji, które pozwalają na opisanie zakresu autonomii samochodów. Pozwala to na standaryzację możliwości i funkcjonalności systemów wspomagających kierowcę czy też automatyzujących proces kierowania w bardzo klarowny sposób. Poniższy podział ma sześć poziomów od 0 (sterowanie w pełni manualne) do 5 (sterowanie w pełni automatyczne). Podział ten został również przyjęty przez amerykańskie Stowarzyszenie Inżynierów Motoryzacji (SAE) i inne stowarzyszenia branżowe (Tab. 1.1) [191].

Poziom	Znaczenie	Krótki opis	
automatyzacji	automatyzacji		
0	Brak automatyzacji jazdy	Człowiek kieruje pojazdem w czasie jazdy, natomiast może on być wyposażony w pewne systemy wspomagające kierowcę, jak np. system hamowania awaryjnego czy ABS.	
1	Pomoc kierowcy	Pojazd jest wyposażony w pojedynczy zautomatyzowany system, który wspomaga kierowcę, może to być np. zautomatyzowany układ kierowniczy lub kontrolujący prędkość (tempomat).	
2	Częściowa automatyzacja jazdy	Ten poziom oznacza istnienie rozbudowanego systemu wspomagania kierowcy, czyli ADAS. Pojazd tego rodzaju może kontrolować zarówno sterowanie oraz swoją prędkość. Natomiast w tym wypadku automatyzacja nie jest samodzielna, ponieważ człowiek cały czas siedzi na siedzeniu kierowcy i może w każdej chwili przejąć kontrolę nad samochodem.	
3	Warunkowa automatyzacja jazdy	Pojazdy o automatyzacji na poziomie trzecim mogą obserwować otoczenie oraz mają możliwość samodzielnego podejmowania decyzji, takich jak np. przyspieszanie obok wolno poruszającego się pojazdu czy hamowanie w wyniku pojawienia się przeszkody, przy tym jednak oczywiście nadal wymagają ludzkiej kontroli.	
4	Wysoki poziom autonomii jazdy	Na tym poziomie automatyzacji pojazdy mogą samodzielnie interweniować, jeśli jest ryzyko zagrożenia na drodze lub nastąpi jakaś awaria w systemie. Oznacza to, że pojazdy te w większości przypadków nie wymagają żadnej interakcji z człowiekiem. Jednak w samochodzie poziomu czwartego człowiek nadal ma możliwość ręcznego sterowania swoim samochodem.	
5	Samochód w pełni autonomiczny	Pojazdy na tym poziomie automatyzacji wcale nie wymagają uwagi człowieka. Kierowca decyduje tylko dokąd chce jechać. Takie samochody nie będą miały nawet koła kierownicy czy też pedałów do przyspieszenia i hamowania.	

Tab. 1.1. Poziomy automatyzacji samochodu [191].
--	----

W samochodach występujących na rynku motoryzacyjnym automatyzacja kierowania występuje na poziomach 2/3. Pojawiają się jednak konstrukcje prototypowe, w których automatyzacja osiąga poziom 4, a trwają także prace nad całkowicie

autonomicznymi pojazdami z automatyką na poziomie 5 [45]. Automatyzacja współczesnego samochodu idzie w parze z jego "elektryfikacją" [119, 151, i 175]. Wyeliminowanie czynnika ludzkiego i pełna funkcjonalność systemu autonomicznego w pojeździe może być elementem, który zasadniczo zwiększy bezpieczeństwo ruchu drogowego.

W sterowaniu kierunkiem ruchu pojazdu można wyróżnić dwa podstawowe zagadnienia: stabilizację ruchu i realizację manewrów. Zagadnienie stabilizacji dotyczy wysokich prędkości, gdy na pojazd działają różne zaburzenia (np. podmuchy wiatru) i rolą kierowcy czy też "automatu" jest stabilizowanie ruchu, tak żeby przeciwdziałać tym zaburzeniom. Natomiast zagadnienie manewrowości jest typowe przede wszystkim dla niskich prędkości, gdy np. pojazd porusza się po parkingu, co wymaga od niego dużej zwrotności. Należy zauważyć, że w pewnych sytuacjach wykonywanie manewrów może czasem występować przy wysokich prędkościach, jako "manewry ratunkowe". Wykonywanie tego typu manewrów wymaga od kierowcy specjalnych umiejętności. Dlatego istotnym dla poprawy bezpieczeństwa czynnego jest wprowadzenie do układów wspomagających kierowcę czy też do układów pojazdu autonomicznego sterowniki wykorzystujące takie algorytmy, które pozwolą wykonywać pewne manewry, także przy wyższych prędkościach. Jeśli samochód ma mieć dobre własności ze względu na sterowanie, to powinien on realizować manewry polepszające bezpieczeństwo czynne w szerokim zakresie prędkości.

W ramach tematyki bezpieczeństwa czynnego należy zwrócić uwagę na pewne pojęcia kluczowe, które przedstawiane są nie tylko w publikacjach naukowych [127], ale także w normach [182]. Pojęcia te są ważne w kontekście pracy, są to: kierowalność, stateczność, sterowanie, neutralna sterowność, podsterowność i nadsterowność.

Kierowalność można najprościej określić jako skłonność pojazdu do realizacji kierunku ruchu, który jest mu zadawany przez kierowcę poprzez koło kierownicy oraz utrzymywanie tego kierunku podczas jazdy z różnymi prędkościami. W przypadku stateczności, ogólnie w mechanice rozumie się zdolność układu do zachowania stanu równowagi oraz zdolność do powrotu do tego stanu w przypadku działającego na układ zaburzenia. Odnosząc ten termin do problematyki systemu KPD, stateczność jest to zdolność pojazdu do zachowania założonego przez kierowcę toru ruchu mimo działających na samochód zaburzeń. Utrata stateczności objawia się gwałtownie narastającym i niemożliwym do skorygowania przez kierowcę odchyleniem od założonego toru jazdy. Natomiast sterowanie jest to celowe oddziaływanie na przebieg

procesów. Można wyróżnić w skrajnych przypadkach sterowanie: ręczne i automatyczne. Ręcznym sterowaniem nazywa się sterowanie, które jest realizowane przez człowieka, a automatycznym sterowanie realizowane przy pomocy odpowiednich urządzeń sterujących. Przykładem sterowania ręcznego może być właśnie prowadzenie pojazdu przez kierowcę, a przykładem sterowania w pełni automatycznego prowadzenie pojazdu przez sterowniki i układy wykonawcze występujące w pojeździe autonomicznym.

Mówiąc o poruszaniu się samochodu czy wykonywaniu przez niego różnych manewrów często ma się do czynienia z pojęciami neutralnej sterowności, podsterowności i nadsterowności. W przypadku małych prędkości pojęcia te sprowadzają się do kinematyki. Natomiast przy większych prędkościach zasadniczy wpływ ma dynamika ruchu pojazdu. Na sterowność samochodu mają przede wszystkim wpływ charakterystyki dotyczące współpracy koła z jezdnią oraz parametry dotyczące bezwładności i rozkładu mas w pojeździe. Neutralna sterowność ma miejsce, gdy podczas pokonywania zakrętu pojazd porusza się bez poślizgów bocznych. Tym samym pojazd nie poszerza, ani nie zacieśnia zakrętu. Dlatego dąży się do tego, żeby pojazd miał cechę neutralnej sterowności. Podsterowność można określić jako tendencję pojazdu do poszerzania zakrętu. Pojazd jadący po łuku jest wynoszony na zewnętrzną część drogi, co oznacza, że jego reakcja na obrót kołem kierownicy jest spowolniona. Natomiast przy nadsterowności pojazd ma tendencję do zacieśniania łuku zakrętu. Podczas wykonywania manewru skrętu, przód pojazdu zaczyna wchodzić w zakręt mocniej niż jego tył, czyli tył pojazdu "wyprzedza" jego przód, co powoduje obrót samochodu wokół własnej osi i ściąganie samochodu z drogi na tę samą stronę, w którą skręca. Własność nadsterowności jest niebezpieczna w kierowaniu, gdyż po przekroczeniu tak zwanej prędkości krytycznej układ jest w pełni niestabilny. Z pojazdami nadsterownymi dobrze sobie radzą kierowcy rajdowi, którzy specjalnie uczą się kierować pojazd o cechach nadsterownych. Dlatego też samochody dla zwykłych użytkowników konstruowane są tak, aby były lekko podsterowne, wręcz prawie neutralne. Zostawia się taką podsterowność żeby samochód w momencie zwiększenia lub zmniejszenia obciążenia nie zrobił się przypadkiem nadsterowny.

Sterowanie kierunkiem ruchu pojazdu jest realizowane przede wszystkim przy pomocy układu kierowniczego. Pozostałe układy – hamulcowy i napędowy odniesione do poszczególnych kół czterokołowego pojazdu, też wpływają na jego kierunek ruchu. **Układ kierowniczy** jest podstawowym elementem sterowania każdego samochodu. Typowe i zazwyczaj stosowane w pojazdach układy kierownicze dotyczą struktury 2WS, gdzie obrót kołem kierownicy powoduje skręt mechanicznie sprzężonych dwóch kół przednich. Konstruktorzy pojazdów od dłuższego czasu pracowali też nad zastosowaniem w układzie kierowniczym struktury 4WS, w których sterowanie dotyczy nie tylko kół przednich, ale również tylnych.

Pierwsze rozwiązania konstrukcyjne pojazdów 4WS sięgają jeszcze okresu przedwojennego. Dotyczyły one samochodów wojskowych, wolno poruszających się, ale za to bardzo zwrotnych (Rys. 1.2).



Rys. 1.2. Nash Quad - 1913 r. [177].

Wiadomo z teorii i praktyki, że kierowanie pojazdem wolno przemieszczającym się (np. wózkiem widłowym) ułatwia wykonywanie manewrów poprzez skręt kół tylnych na małej przestrzeni. Natomiast przy większych prędkościach standardowych dla ruchu drogowego, kiedy należy wziąć pod uwagę znoszenie opon, kierowanie tego typu staje się bardzo ciężkie ze względu na specyficzną wówczas nadsterowność pojazdu i ryzyko niestabilności ruchu.

Lata osiemdziesiąte obfitowały w powstanie (przede wszystkim w japońskich firmach) szeregu konstrukcji samochodów osobowych, w których została zastosowana idea struktury pojazdu 4WS. Powstał wtedy pierwszy prototyp pojazdu 4WS, który składał się z dwóch złączonych przodów Hondy Accord. Posiadał on dwa połączone układy kierownicze występujące w standardowym pojeździe. Układ kierowniczy tego prototypu funkcjonował całkowicie mechanicznie, przy małej prędkości i bez żadnej elektroniki (Rys. 1.3).



Rys. 1.3. Honda Accord - 1981 r. [195].

Początek systemu mechanicznego 4WS opracowanego w firmie Honda miał miejsce kilka lat później w modelu Prelude. Dzięki zastosowaniu systemu 4WS promień zawracania uległ zmniejszeniu, a stabilność pojazdu wzrosła. W kolejnych generacjach tego modelu wprowadzono elementy mechatroniczne, które usprawniły działanie układu 4WS. Mniej więcej w tym samym czasie, co zadebiutowała Honda Prelude, twórcy Mazdy zastosowali swoją koncepcję systemu 4WS w modelu MX. W porównaniu z projektem Hondy układ ten był nie tylko mechaniczny, ale posiadał również elementy elektroniczne i hydrauliczne. To samo rozwiązanie zastosowano również w modelu MX6 wyprodukowanym kilka lat później. Mitsubishi także zaprezentowało podobnie wyposażonego Galanta VR-4. W tym przypadku nie było mechanicznego połączenia między przednim i tylnym mechanizmem kierowniczym, a rozwiązanie miało charakter elektrohydrauliczny. Toyota pracowała nad 4WS trochę dłużej. Pierwsze rozwiązanie było zbliżone do tego w Maździe. Natomiast w następnych modelach pojawiły się nowe możliwości dopasowania sterowania w zależności od wybranego trybu działania (standardowego lub sportowego). Należy zauważyć, że nie wszystkie firmy japońskie rozwijały koncepcję 4WS poprzez sterowanie skrętu tylnych kół. W firmie Nissan bazowano na rozwiązaniach 2WS uzupełnionych o układy zawieszenia HICAS, które zapewniały samo stabilizację przy wysokich prędkościach [65 i 195].

W latach dziewięćdziesiątych można było dostrzec pewien przestój w rozwoju pojazdów z czterema kołami skrętnymi. Wyniknął on z rozwoju skutecznych systemów mechatronicznych zwiększających komfort i bezpieczeństwo czynne kierowanego samochodu w koncepcji 2WS (między innymi EPS i ESP). W ostatnim dwudziestoleciu, jednocześnie z wejściem w życie szeroko rozwiniętych technik sterowania, można zauważyć ponowne duże zainteresowanie koncepcją 4WS (Tab. 1.2). Stosowane są cyfrowe sterowniki realizujące *by-wire* dość skomplikowane algorytmy sterowania wynikające z pomiarów ruchu. W dużej liczbie centrów badawczych trwały i trwają nadal poszukiwania coraz lepszych algorytmów sterowania 4WS. Obecnie struktura 4WS występuje w wielu pojazdach, zwłaszcza z wyższych klas (Rys. 1.4).



Rys. 1.4. Renault Laguna Coupe - 2013 r. [177].

Na podstawie analizy danych technicznych z różnych firm, uzyskano informacje dotyczące rozwiązań w zakresie systemu 4WS stosowanych przez różnych producentów w poszczególnych modelach pojazdów [37 i 38] (Uwaga. Publikacje autorskie [37 i 38] bazowały na informacjach uzyskanych poprzez strony internetowe [195-205]).

Zastosowanie systemów 4WS cieszy się dużą popularnością u wszystkich czołowych producentów. Główni potentaci na rynku samochodowym stosują rozwiązanie z czterema kołami skrętnymi nawet w kilku modelach, co pokazuje tabela nr 1.2.

Marka	Modele
Audi	A8, Q7
Accura	RLX, TLX
BMW	7, 6, 5 Series
Cadillac	CT6
Chevrolet	Silverado
Efini	MS-9
Ferrari	GTC4Lusso, F12tdf
GMC	Sierra, Sierra Denali
Honda	Prelude, Accord, Ascot Innova
Infiniti	FX50 AWD, G35 Sedan / Coupe, J30t, M35, M45, Q45t
Lamborghini	Aventador S, Centenario, Urus, Huracán Evo
Lexus	GS, LC500
Mazda	626, 929, MX6, RX7, Eunos 800
Mercedes-Benz	Vito (model taxi)
Mitsubishi	Galant, 3000GT
Nissan	Cefiro, 180 SX, 240SX, 300ZX, Laurel, Fuga, Silvia, Skyline GTS, GTR
Porche	911 GT3/Turbo/Spyder, Cayenne, Panamera
Renault	Espace, Laguna, GT, Megane GT/RS, Talisman
Rolls-Royce	Culliman
Subaru	Alcyone SVX JDM
Toyota	Aristo, Camry, Carina, Corona, Celica, Soarer
Volkswagen	Touareg

Tab. 1.2. Wykaz samochodów osobowych 4WS [37 i 38].

Większość producentów korzysta z zastosowania systemu z 4WS nawet w kilku pojazdach. Świadczy to nie tylko o dużej popularności układu, ale również o jego skuteczności działania, bo jak widać niektórzy potentaci motoryzacyjni jak np. Nissan czy Infiniti mają do zaoferowania po ponad pięć modeli w strukturze 4WS. Warto zauważyć, że zastosowanie układu 4WS występuje nie tylko w luksusowych samochodach. Można ten krok określić jako pewnego rodzaju sugestię ze strony potentatów motoryzacyjnych, że system czterech kół skrętnych stanowi nie tylko komfort jazdy i pomoc niedoświadczonym kierowcom, ale jest również elementem poprawiającym bezpieczeństwo jazdy.

Układy kierownicze o strukturze czterech kół skrętnych w samochodach osobowych czyli poruszających się w dość dużym przedziale prędkości, rozwijano od kiedy opracowano mechanizmy i elementy mechatroniczne potrafiące dostosować sterowanie skrętem tylnych kół do prędkości jazdy. Zgodnie z powszechną ideą sterowania 4WS, która została pokazana na rysunku nr 1.5, przy dość małych prędkościach poruszania się pojazdu (np. podczas wykonywania manewrów na parkingu) kierunek skrętu kół tylnych samochodu jest przeciwny w stosunku do kierunku skrętu przednich kół. Natomiast przy większych prędkościach jazdy kierunki skrętu kół przednich i tylnych są zgodne.





Rozwinięta idea klasyczna 4WS stosowana przez niektórych producentów

Rys. 1.5. Idea sterowania skrętem kół tylnych w strukturze 4WS [28-30]. Oznaczenia : P_{AB}(V) – przełożenie (stosunek kąta skrętu kół tylnych do kąta skrętu kół przednich), V- prędkość pojazdu.

Uzależnienie kąta skrętu tylnych kół od kąta skrętu przednich kół jest wynikiem przyjętej (tu uproszczonej przez aproksymację przedziałami liniową) charakterystyki, która wiąże przełożenie z prędkością jazdy samochodu. Przy pewnej typowej prędkości V_0 (dobranej do konkretnego samochodu i jak można zauważyć różnej w danych rozwiązaniach) skręt kół tylnych nie występuje. Można zauważyć na podstawie tabeli 1.3, że w części rozwiązań producenci stosują określoną prędkość, przy której koła tylne nie wykonują skrętu. Rozwiązanie to można uznać jako ideę klasyczną. Występują również rozwiązania bazujące na idei klasycznej, ale bardziej złożone, w których stosowany jest przedział prędkości samochodu, przy którym koła tylne nie wykonują skrętu. Ma to miejsce w niektórych modelach Audi oraz BMW. W takim przypadku w określonym zakresie prędkości pojazd 4WS zachowuje się jak pojazd 2WS. Pokazuje to również, że klasyczna idea w coraz to nowszych rozwiązaniach może być udoskonalana.

Szczegółowe rozwiązania techniczne są różne ze względu na typ, markę i model pojazdu, co pokazuje tabela nr 1.3. Na podstawie tabeli 1.3 można również zauważyć, że w niektórych pojazdach (np. Lexus) ta prędkość charakterystyczna V_0 osiąga dość znaczne wartości (80 km/h), ale wówczas skręty kół tylnych są bardzo małe i sięgają tylko trzech stopni. Natomiast w samochodzie Nissan 300 ZX prędkość V_0 ma wartość zaledwie 30 km/h, ale koła tylne skręcają się aż do siedmiu stopni, co jest największym wychyleniem, wśród wszystkich przedstawionych w tabelach 1.2 oraz 1.3, stosowanym przez producentów.

Każdy z przedstawicieli poszczególnej marki znalazł swoje rozwiązanie, co do zastosowania systemu 4WS w pojeździe. Można to zauważyć, patrząc na dużą różnorodność prędkości przy zmianach z trybu manewrowości pojazdu na tryb stabilizowania jego toru jazdy, przy czym u każdego z producentów kąty skrętów kół również są inne, bo ich zakres sięga od półtora stopnia skrętu, aż do siedmiu stopni.

Marka	Prędkość	Kąt obrotu	Kierunek skrętu kół	Maksymalny
	\mathbf{V}_0	kierownicy	tylnych względem	kąt skrętu kół
1 model	[km/h]	[•]	skrętu kół przednich	tylnych [°]
	<10	>240	Przeciwny	5
Honda	<u>≤</u> 40	<240		10 razy mniej
Accord	> 10	>240	Zgodny	niż koła
	>40	<240		przednie
	<35		Przeciwny	5
Mazda MX3	=35		Brak skrętu kół tylnych	0
	>35		Zgodny	5
Nisser 200	<30		Przeciwny	7
Nissan 500	=30		Brak skrętu	0
LΛ	>30		Zgodny	7
	<30		Przeciwny	2,5
BMW	[30, 50]		Brak skrętu kół tylnych	0
	>50		Zgodny	7
	<50		Przeciwny	5
Audi A8, Q7	[50, 80]	-	Brak skrętu kół tylnych	0
	>80		Zgodny	2
Renault Laguna GT	<60		Przeciwny	3,5
	=60		Brak skrętu kół tylnych	0
	>60		Zgodny	3,5
Lexus	<80		Przeciwny	3
	=80		Brak skrętu kół tylnych	0
	>80		Zgodny	1,5
Porsche	<50		Przeciwny	3
	=50		Brak skrętu kół tylnych	0
	>50		Zgodny	1,5

Tab. 1.3. Charakterystyka 4WS u różnych producentów [37 i 38].

We współczesnych rozwiązaniach układów sterowania pojazdów, wykorzystuje się technikę *by-wire*, gdzie sterownik steruje ruchem poprzez elektryczny siłownik lub siłowniki. Sterowanie kierunkiem ruchu pojazdu umożliwia uwzględnienie w działaniu mechanizmu kierowniczego (zarówno 2WS, jak i 4WS) nie tylko kąta obrotu koła kierownicy i prędkości, ale również innych zmiennych charakteryzujących ruch pojazdu. W najnowszych rozwiązaniach występuje powiązanie działania układu kierowniczego z działaniem układów typu ESP (czyli z układem regulującym ruch poprzez przyhamowywanie kół). W niektórych ośrodkach badawczych prowadzone są prace nad sterowaniem cyfrowym, w którym sterowanie kół przednich i tylnych odbywa się niezależnie (4WIS). Są to dopiero prace studialne i nie mają one przełożenia na produkowane samochody osobowe.

Dzięki zastosowanym rozwiązaniom układ 4WS wspomaga komfort kierowania przy niskich prędkościach (polepszone manewrowanie pojazdem na parkingu), a także wspomaga stabilizację podczas jazdy szosowej z dużymi prędkościami.

Rozważając możliwość konstrukcji sterownika systemu 4WS należy wyjść od opracowania algorytmu sterowania skrętami kół pojazdu dotyczących realizacji manewrów drogowych oraz stabilizacji ruchu przy jego zakłóceniach. Fundamentalnym manewrem w wielu sytuacjach drogowych jest **manewr zmiany pasa ruchu**, co przedstawiono dla różnych przykładowych sytuacji drogowych na Rys. 1.6. Występuje on zawsze w procesach omijania i wyprzedzania, a jest szczególnie niebezpieczny w sytuacji, w której na drodze pojawia się nagle nieoczekiwana przeszkoda. W związku z powyższym podstawowym postulatem algorytmizacji wydaje się być algorytmizacja skrętu kół w manewrze zmiany pasa ruchu.



Rys. 1.6. Manewr zmiany pasa ruchu w różnych procesach omijania przeszkody.

Typowy scenariusz zmiany pasa ruchu przebiega następująco. Kierowca prowadzi samochód z określoną prędkością i dostrzega na swoim pasie pojazd lub nieruchomą przeszkodę. Kierowca stwierdza wzrokowo, że sytuacja jest bezpieczna dla przeprowadzenia manewru zmiany pasa ruchu (sąsiedni pas jest wolny i droga jest prosta). W tym momencie kierowca podejmuje decyzję o zmianie pasa ruchu i wykonuje manewr zmiany pasa ruchu. Potem wykonuje drugi manewr zmiany pasa ruchu powracając na pierwotny tor. W związku z powyższym w scenariuszu można wyróżnić fazę przygotowawczą, która jest związana z oceną sytuacji drogowej i podjęciem decyzji o manewrze oraz fazę wykonawczą, która jest związana z realizacją manewru zmiany pasa ruchu, czyli właściwym procesem sterowania. Kierowca w czasie manewru zmiany pasa ruchu wykonuje szarpnięcie kierownicą, lekkie przytrzymanie, szarpnięcie w drugą stronę, lekkie przytrzymanie i powrót do położenia zerowego. Jest to wyrażone graficznie na Rys. 1.7.



Rys. 1.7. Przykładowy manewr zmiany pasa ruchu z uwzględnieniem sygnału sterującego kołem kierownicy (typowy sygnał generowany przez kierowcę, tak jak on "potrafi").

Stabilizacja ruchu samochodu dotyczy sytuacji, gdy sygnał sterujący manewrem jest zakończony (jest zerowy), a mimo to występuje na skutek dynamiki ruchu ruch przejściowy. Stabilizacja ma na celu jak najszybsze zniwelowanie tego ruchu i jest również typowa dla sytuacji, w której nie ma realizowanego manewru. Występują wówczas zakłócenia, które powodują odchylanie trajektorii ruchu od toru prostego np. na skutek wiatru bocznego.

W sytuacji, gdy w układzie sterowania ma się do czynienia ze sterownikiem generującym sygnały elektroniczne, sygnał sterujący może przyjąć formę "bang-bang" (pojęcie stosowane w automatyce). Sygnał "bang-bang" (Rys. 1.8) to pewna uproszczona postać sygnału sterującego, który zgodnie z teorią sterowania umożliwia realizację procesu w minimalnym czasie. Więcej informacji dotyczących sygnału "bang-bang" zawarto w rozdziale drugim.



Rys. 1.8. Uproszczona postać sygnału sterującego.

Genezą podjęcia doktoratu w tematyce algorytmizacji skrętu kół był fakt, iż autor pracy interesował się motoryzacją oraz rozwiązaniami technicznymi, które pomagają użytkownikowi w prowadzeniu samochodu. Jednym z ciekawszych elementów jest system sterowania skrętem czterech kół. Zagadnienie wydało się ciekawe i ważne w kontekście bezpieczeństwa czynnego oraz komfortu prowadzenia pojazdu w różnych sytuacjach drogowych. Dlatego zdecydowano się na podjęcie rozprawy doktorskiej w Wojskowej Akademii Technicznej o tematyce dotyczącej algorytmów sterowania skrętem kół w samochodzie z czterema kołami skrętnymi. Realizowana rozprawa doktorska jest dziedziną, w której promotor pracy jest specjalistą i taki temat zaproponował na liście tematów zgłaszanych do Szkoły Doktorskiej WAT.

1.2. Studium literaturowe

W niniejszym podrozdziale przedstawia się studium literaturowe dotyczące sterowania samochodów 4WS. Odniesienia do literatury dotyczące pobocznych wątków przytaczano w pozostałych rozdziałach.

Rozwój techniki pojazdów 4WS byłby niemożliwy bez zaangażowania naukowców zajmujących się obszarami mechaniki analitycznej, teorii i techniki sterowania, układów dynamicznych oraz mechatroniki. Do takiej konkluzji można dojść przeglądając liczne artykuły oraz referaty konferencyjne, które dotyczą pojazdów z czterema kołami skrętnymi. Analiza literatury badanego obszaru, pozwoliła na odkrycie ogromu publikacji odnoszących się do tematyki pojazdów 4WS. Z uwagi na obszerność zagadnień poruszanych w publikacjach, opracowano komputerową bazę wiedzy, w której każda publikacja miała rekord szczegółowych danych ułatwiający całą analizę. Informacje dotyczące bazy danych przedstawione są w publikacji [38]. Wśród przeanalizowanej literatury uwzględniono poszczególne grupy tematyczne, którymi zajmowali się badacze w swoich pracach.

Początkowo uwaga badaczy była skupiona głównie na zagadnieniach elementarnych dotyczących idei klasycznej pojazdów z czterema kołami skrętnymi (Rys. 1.5a). Obecnie można zaobserwować zainteresowanie badaczy nowymi ideami sterowania skrętem kół tylnych. Wykorzystuje się w nich nie tylko charakterystyki uzależniające skręt kół tylnych od kół przednich (uwzględniając prędkość), ale także od innych zmiennych. Do tej kwestii odniesiono się w dalszej części rozdziału.

W klasycznym ujęciu sterowania zwrotność pojazdu przy prędkościach niskich to głównie konstrukcyjny problem powiązany z kinematyką i analizowany w biurach

projektowych. Dlatego w publikacjach naukowych jest mało prac dotyczących kwestii rozwiązań mechanicznych związanych z kinematyką ruchu pojazdu. Dość wyjątkowymi przykładami są prace [79, 134 i 140], które prezentują dla struktur pojazdów 4WS kinematyczne zależności równoznaczne ze znanymi zależnościami Ackermana dla struktur 2WS. W publikacji [104] opisano projektowanie, przy wykorzystaniu analitycznych formuł i programów ADAMS oraz CATIA, mechanizmu układu 4WS. Natomiast kwestie dynamiki ruchu samochodów z czterema kołami skrętnymi przy wysokich prędkościach oraz powiązane z tym zagadnienia sterowania można spotkać w dużej liczbie publikacji, co przedstawiono w dalszej części niniejszego rozdziału.

Warto również wspomnieć, że uzależnienie sterowania kątem skrętu kół tylnych od skrętu kół przednich może być realizowane nie poprzez charakterystykę statyczną, ale według formuły dynamicznej zmiennej w czasie (4WIS), np. [18, 20, 64, 94 i 115]. Prace nad nowatorskimi rozwiązaniami 4WIS są w dość mocno studialne i nie mają póki co swojego przełożenia na rozwiązania techniczne stosowane przez konstruktorów, co było już nadmienione w podrozdziale 1.1. W przeglądanych publikacjach z perspektywy struktury sterowania można dostrzec jego różne koncepcje. Należy wśród nich wyróżnić SISO (*Single Input Single Output*), czyli jeden sygnał sterujący i jeden sygnał wyjściowy, np. [4, 11, 84 i 128]. Kolejno SIMO (*Single Input Multiple Output*), czyli jeden sygnał sterujący i kilka sygnałów wyjściowych, np. [85, 103, 116 i 125]. Na końcu MIMO (*Multiple Input Multiple Output*), czyli kilka sygnałów sterujących i kilka sygnałów wyjściowych, np. [64, 67, 97 i 99]. Istotną sprawą jest stosowanie struktury SISO w odniesieniu do danego procesu realizowanego przez sterownik. Tego typu uproszczenie może ułatwić opracowywanie sterowników działających w czasie rzeczywistym.

Podejmując analizę literaturową dotyczącą dynamiki i sterowania samochodów 4WS, w pierwszej kolejności zwrócono uwagę na **prace przeglądowe** (typu *state of the art* lub *review*). Można wśród nich wyróżnić artykuły [9, 82, 87, 88, 103 i 150] skupiające się na ogólnym dorobku naukowym prezentowanym przez badaczy w zakresie pojazdów 4WS. Ciekawe przeglądy literaturowe można dostrzec, także w szeregu prac ukierunkowanych na pewne konkretne zagadnienia, np. [37, 39, 44, 59, 89 i 140]. Lektura przeglądów literaturowych potwierdza przekonanie o dużym postępie w badaniach i sterowaniu pojazdami 4WS, który został dokonany na przestrzeni ostatnich lat.

W pracach poświęconych dynamice ruchu pojazdów 4WS można wyróżnić prace dotyczące "otwartych" (np. przy skokowym lub też zmiennym sinusoidalnie

wymuszeniu obrotu koła kierownicy) [11, 50 i 98] i "**zamkniętych**" [19 i 164] testów kierowalności. Zarówno w jednych, jak i w drugich występują sporadycznie badania eksperymentalne na rzeczywistych pojazdach [2, 7 i 31] i badania symulacyjne, niekiedy z użyciem modeli o wielu stopniach swobody [68, 75, 113, 137 i 160]. Można również znaleźć prace, w których wyniki eksperymentów są porównywane z wynikami badań symulacyjnych [43, 109 i 124]. Badacze w swoich pracach niejednokrotnie badali wpływ poszczególnych parametrów modelu na efekty sterowania (analiza wrażliwości). Zarówno w układach otwartych, jak i zamkniętych. Zaskakującym jest brak uwzględniania w modelach 4WS elementów związanych z mechaniką układu kierowniczego, które mogą powodować luz, tarcie itp., pogłębiające się z czasem eksploatacji samochodu.

Równocześnie z badaniami symulacyjnymi prowadzono prace analityczne, również te, które dotyczyły struktury Kierowca – Pojazd 4WS – Droga [3], w głównej mierze na bardzo uproszczonych modelach liniowych [20 i 173]. Są to nieliczne prace z użyciem rachunku operatorowego, transmitancji oraz analizy częstotliwościowej. Fundamentalnym modelem w badaniach analitycznych i symulacyjnych jest **model rowerowy** (*bicycle model*). W klasycznej formie jest to model płaski o dwóch stopniach swobody, który porusza się z ustaloną prędkością bez nadmiernych poślizgów bocznych. Dokonując analizy literaturowej stwierdzono, że zdecydowana większość badaczy wykorzystuje w swoich badaniach właśnie model rowerowy [4, 14, 15, 35, 36, 43, 47-63, 118, 132, 139, 140, 146, 149, 159, 163 i 178].

W syntezie algorytmów sterowania 4WS wykorzystywane są z reguły elementarne matematyczne modele typu model rowerowy np. [11, 15, 36, 47, 107 i 178]. Czasami modele te bywają jednak rozbudowane, np. poprzez uwzględnienie członów określających oddziaływanie przechyłów pojazdu na jego poruszanie się w płaszczyźnie jezdni [153]. Zagadnienia sterowania przedstawiane w poszczególnych artykułach dotyczą głównie kwestii stabilizowania zakłócanego (np. przez wiatr) ruchu pojazdu poruszającego się po prostej drodze, np. [165 i 171]. W niektórych publikacjach zwraca się uwagę na sterowanie 4WS w jeździe po łuku drogi [112] lub po krętej drodze [101, 123 i 156] oraz przy pojedynczej albo podwójnej zmianie pasa ruchu. Kwestie dotyczące zmiany pasa ruchu, jako istotnie znaczące dla rozprawy, omówiono w dalszej części tego rozdziału.

Podejmując zagadnienie sterowania 4WS od strony teoretycznej naukowcy musieli się odnieść do teorii sterowania automatycznego, teorii regulacji, a nawet teorii

optymalizacji. Na początku rozpatrywano wykorzystanie typowych liniowych regulatorów ciągłych w zróżnicowanych konfiguracjach pomiarowych oraz wykonawczych. Wdrożenie regulacji klasycznej opierającej się na regulatorach liniowych (typu PID) z reguły poprawiało poprzeczną dynamikę pojazdu 4WS [92, 93, 154 i 166].

Kiedy poszerzyły się **metody "nowoczesnej teorii sterowania"** (analiza sterowalności i obserwowalności, sterowanie optymalne [84 i 130], adaptacyjne, odporne, z samo uczeniem) i stały się dobrze znane nowe skuteczne techniki sterowania (LQR, $H\infty/\mu$ Synthesis, SMC, FLC i NN), zapoczątkowano udane próby ich użycia również w analizie i syntezie systemów sterowania 4WS. Są to między innymi:

- Technika LQR (*Linear Quadratic Regulator* regulator liniowo-kwadratowy) zajmuje się ona regulacją optymalną liniowych obiektów (również niestacjonarnych) MIMO przy założonym całkowym wskaźniku jakości, który bazuje na formach zmiennych kwadratowych występujących w danym modelu. Ta technika doprowadza do algorytmów tak zwanych regulatorów Kalmana w strukturze MIMO. W niektórych prostych przypadkach, gdy końcowy czas regulacji nie jest jasno określony, regulatory te mogą mieć formę standardowych liniowych regulatorów (np. PID stosowany m. in. w [36, 50 i 98]). Zastosowanie: [46, 102, 133 i 145].
- Technika H∞/μ-Synthesis zajmuje się regulacją "odporną" na wszelkie zakłócenia oraz niepewności parametrów sterowanego liniowego obiektu MIMO. Uzyskiwana jest przez skuteczną optymalizację charakterystyk częstotliwościowych (H∞) regulatorów standardowych w strukturze MIMO wykorzystując oprogramowania specjalne (μ-Synthesis). Zastosowanie: [6, 64, 71 i 168].
- Technika SMC (*Sliding Model Control*) zajmuje się tak zwanym sterowaniem ślizgowym nieliniowych obiektów przez zadawanie wymuszenia o postaci nieciągłej powodującego w efekcie przełączanie struktury modelu ze sterowaniem i "ślizganie się" trajektorii ruchu wzdłuż pożądanej trajektorii. Zastosowanie: [27, 77, 80, 86, 99, 147 i 173].
- Technika FLC (*Fuzzy Logic Control*) zajmuje się sterowaniem wykorzystującym dyskretny heurystyczny model zachowania się obiektu sterowanego, który jest oparty na tak zwanej logice rozmytej (nie dwustanowej

Boole'owskiej typu "czarne – białe", tylko wielostanowej z odcieniami szarości). Zastosowanie: [35, 73, 121 i 144].

 Technika NN (*Neutral Network*) – zajmuje się sterowaniem opierającym się na sieciach neuronowych. Zastosowanie: [83].

Wykorzystanie najnowszych technik sterowania miało miejsce wraz z rozwojem aktywnych układów kierowniczych [21, 32, 131 i 167], z którymi teraz można już się zetknąć w przeróżnych systemach asystenckich wspomagających kierowcę, między innymi w systemie LKS (Lane Keeping System), który to wspomaga kierowcę w utrzymywaniu pasa ruchu [125]. Poszerzenie tego zagadnienia w stronę całkowitej automatyzacji kierowania pojazdem w układzie 4WS wymaga sterownika realizującego sterowanie predykcyjne (MPC - Model Predictive Control), który działa w dwupoziomowej strukturze na bazie pomiarów przebiegu zmiennych, które opisują poruszanie się rzeczywistego pojazdu. Cyklicznie rozwiązywane jest zadanie optymalnego sterowania, z początkowym warunkiem równym aktualnej estymacie stanu obiektu. Generalnie w sterowniku na jego wyższym poziomie określane są online, z nieskomplikowanego modelu referencyjnego, sygnały zadane dla układów regulacji działających na niższym poziomie. Te układy generują, przez nadążną regulację, sygnały kierujące skrętem kół, np. [11]. Dokładny opis metody projektowania algorytmu sterowania MPC (tylko, że dla pojazdów 2WS) przedstawiony jest w pracy [143]. Sterowanie MPC stosowane jest np. z: uogólnioną kontrolą predykcyjną (GPC -Generalized Model Control) [10] i sterowaniem ślizgowym (SMC) [99].

Większość badaczy do tworzenia układu sterowania wykorzystuje model referencyjny np. [80, 105 i 146], który stanowi podstawę dla wykonania pożądanego manewru. W efekcie przy zastosowaniu sprzężenia zwrotnego w działaniu układu, a dalej redukcji uchybów różnicy sygnałów referencyjnego i rzeczywistego przy pomocy odpowiednich regulatorów, otrzymuje się w pełni działający układ sterowania.

W badaniach systemów sterowania pojazdów 4WS wykorzystywane są przede wszystkim **symulacje komputerowe** np. [85, 91 i 97], a czasami również symulacje HIL (*Hardware in the Loop*), w której to sterownik steruje przy pomocy odpowiedniego interfejsu pojazdem wirtualnym, którego jazda jest symulowana komputerowo, np. [12, 118, 164 i 169]. W typowych symulacjach pokazujących funkcjonowanie sterowników 4WS pojawiają się modele o zróżnicowanej skali złożoności [94]. Autorzy nieczęsto przedstawiają szczegóły użytego oprogramowania. Na podstawie przeprowadzonego przeglądu można stwierdzić, że są to programy, które wykorzystują uniwersalne

programistyczne narzędzia, np. Matlab&Simulink [11, 116 i 152] oraz popularne procedury numeryczne. W kilku publikacjach, mówi się o zastosowaniu oprogramowania ADAMS [25, 90 i 126] oraz DADS [94] — do symulacji typu *Multi Body Systems* — lub oprogramowania specjalistycznego ukierunkowanego na badania dynamiki ruchu pojazdów, np. CarSim [4, 74, 96, 100, 116, 143, 161, 166 i 170]. W opracowaniu [85] można się zetknąć z symulacjami realizowanymi równolegle z wykorzystaniem oprogramowań Matlab&Simulink oraz Simcenter Amesim, a w publikacjach [7 i 146] z programem CarMaker. Nieczęsto natomiast badacze udostępniają informacje, skąd pozyskano dane liczbowe do modeli symulacyjnych oraz jakie parametry numeryczne zostały zastosowane w procedurach obliczeniowych.

Zwrócono uwagę, że wątek dotyczący manewru zmiany pasa ruchu (fundamentalnego dla innych złożonych manewrów) w odniesieniu do pojazdów 4WS występuje w szeregu pracach [5, 16, 42, 78, 93, 94, 172 i 174], aczkolwiek nie jest tak dogłębnie i szeroko omawiany, jak ma to miejsce w przypadku samochodów 2WS. Zagadnienie sterowania w procesie zmiany pasa ruchu jest dość rozległe i analizowano je nie tylko w aspekcie samochodów 4WS, tylko generalnie w kontekście sterowania ruchem samochodu. Proces sterowania zmianą pasa ruchu charakteryzuje się dwiema zasadniczymi fazami: przygotowawczą (identyfikacja sytuacji drogowej) i wykonawczą (właściwy proces sterowania). Wiele prac analizuje ten proces od strony przygotowawczej, czyli od tej strony czy w ogóle i w jakich warunkach taki manewr można wykonać, np. [66, 81 i 136] (np. z naprzeciwka może nadjeżdżać pojazd, co uniemożliwi realizację manewru). Często podejmowany jest właśnie watek dylematu kierowcy w fazie poprzedzającej wykonanie manewru zmiany pasa ruchu, bo to on decyduje tak naprawdę o różnych scenariuszach wykonania tego manewru i tym samym o jego skutkach. Przy tym pojawia się również pytanie czy jeżeli chce się ominąć nagle pojawiającą się przeszkodę, to w przypadku nadjeżdżającego pojazdu z naprzeciwka, lepiej uderzyć w przeszkodę ze zmniejszoną prędkością (po uprzednim hamowaniu), czy też podjąć próbę omijania lub hamowania i omijania. Cała ta, tak zwana "otoczka psychologiczna" dotycząca procesu decyzji podejmowanej przez kierowcę jest podejmowana w szeregu publikacji [22, 34, 72, 111, 138, 148 i 158]. Można też spotkać prace, które badają zachowanie kierowcy znajdującego się w pojeździe za tym, który zmienia pas ruchu [162]. Kontekst podejmowania decyzji o zmianie pasa ruchu występuje również w pracach poświęconych pojazdom autonomicznym, gdy sterownik zastępuje kierowce w pojeździe 2WS, np. [135]. W fazie przygotowawczej kierowca czy też sterownik uzyskuje informacje niezbędne do skomponowania sygnału sterującego (trajektoria referencyjna zmiany pasa ruchu). Dobrze znane są również prace opisujące proces zmiany pasa ruchu od strony wykonawczej. Analizowany jest wyłącznie proces sterowania zmianą pasa ruchu (faza przygotowawcza jest w świadomości badaczy, ale nie jest analizowana) np. [47, 69 i 178]. W fazie wykonawczej następuje właściwy proces sterowania, który może być realizowany na różne sposoby.

W zakresie wątku dotyczącego zmiany pasa ruchu, w pojazdach 2WS, istnieje ciekawa koncepcja dotycząca struktury dwupoziomowej [47-63 i 178]. Trajektoria ruchu pojazdu jest generowana na podstawie modelu referencyjnego. Następnie przeprowadzana jest regulacja, w taki sposób żeby ta trajektoria była realizowana w pojeździe. Należy pamiętać, że proces zmiany pasa ruchu jest to wątek, za którym kryją się nie tylko szeroko rozbudowane modele podejmowania decyzji, ale również proces sterowania, który w całościowym ujęciu algorytmu dla pojazdu autonomicznego odgrywa kluczową rolę.

Równocześnie z postępem nad metodami sterowania skrętem kół tylnych wykorzystujących sterowanie skrętem kół przednich, podjęto w niektórych pracach tematykę sterowania kompleksowego każdym kołem w pojeździe [115]. Nawet z równoczesnym sterowaniem napędem i ich hamowaniem.

Po połączeniu funkcjonowania poszczególnych oddzielnych sterowników 4WS, ESP, ABS i ACS w jednym układzie oraz zintegrowaniu sterowania poślizgiem kół z predykcją optymalnej trajektorii ruchu pojazdu można uzyskać nową jakość sterowania, z możliwością stosowania w pojazdach autonomicznych (temat poruszany między innymi w: [17, 41, 95, 97, 98, 105 i 117]).

Przy tak rozwiniętym sterowaniu skupiającym się na zagadnieniach sterowania znoszeniem (nazywany zazwyczaj DYC – *Direct Yaw Control* [1]) istnieje możliwość wpływu na poruszanie się pojazdu 4WS w wiele większym zakresie, również w ciężkich warunkach współpracy kół ze śliską nawierzchnią. Układ bezpośredni sterujący momentem odchylającym (steruje ruchem pojazdu za pomocą momentu odchylającego i jest aktywnie generowany przez poprzecznie rozłożone siły wzdłużne opony [67]) jest jednym ze sposobów sterowania podwozia celem poprawy bezpieczeństwa czynnego pojazdu [2]. Metoda DYC jest często przedstawiana w literaturze w kontekście sterowania optymalnego [24], technice $H\infty/\mu$ -Synthesis [122] czy sterowaniu by-wire [128].

Wnioski z przeprowadzonej analizy literatury są następujące:

- Problematyka sterowania samochodów 4WS jest wielowątkowa i bardzo rozległa.
 Dlatego należy wybrać fragment, który można objąć rozprawą doktorską.
- Warto podjąć zagadnienie manewru zmiany pasa ruchu, ponieważ jest on podstawowym manewrem, z którego można komponować różne inne manewry drogowe. Wątek ten należy podjąć przede wszystkim w zakresie fazy wykonawczej, ponieważ to ta faza dotyczy właściwego procesu sterowania. Natomiast faza przygotowawcza dotyczy aspektu psychologicznego i stanowi oddzielne zagadnienie.
- Autorzy mało odnoszą się do zagadnień efektywności wyznaczanych w ich pracach algorytmów sterowania. Jest to niepokojące, ponieważ wyznaczane algorytmy muszą być odnoszone do obiektu rzeczywistego działającego w czasie rzeczywistym.
- Koncepcja dotycząca 4WIS jest w fazie studialnej i nie przekłada się póki co na aktualnie istniejące rozwiązania techniczne. Sposoby sterowania niezależnego są skomplikowane, a przy tym na pewno czasochłonne. Wymagają one rozwiązywania nieliniowych równań różniczkowych i algebraicznych, na dodatek w postaci macierzowej. W związku z tym w czasie rzeczywistym będzie to ekstremalnie trudna sprawa. Tego typu rozwiązania można by było zrealizować przy zastosowaniu wielkich baz danych przygotowanych w postaci map na wszystkie możliwe sposoby lub zastąpienie algorytmów rozwiązujących równania przez pewne gotowe procedury oparte np. na NN czy FLC. Wtedy można byłoby stworzyć tego typu algorytm, ale należy jeszcze raz podkreślić, że jest to ekstremalnie trudne do wykonania.
- Istnieje ciekawa i rozlegle przebadana koncepcja dotycząca fazy wykonawczej manewru zmiany pasa ruchu dla pojazdów 2WS. W koncepcji tej występują pewne sformułowania analityczne, które wychodzą naprzeciw postulatowi efektywności algorytmów realizowanych w czasie rzeczywistym, co jest istotne w syntezie sterowania. Koncepcja ta bazuje na dwupoziomowym systemie sterowania, w którym na jednym poziomie generowany jest sygnał referencyjny (typu "bang-bang"), a na drugim poziomie następuje jego korekta w wyniku działania układu regulacji. Pomysł ten dotyczy zarówno procesu sterowania manewrem, jak i stabilizacją ruchu samochodu. Istniejącą koncepcję dotyczącą

samochodów 2WS można wykorzystać i nieco rozszerzyć w zakresie sterowania pojazdami 4WS.

- Wzorem innych badaczy, w rozprawie warto wykorzystać model rowerowy 4WS, oczywiście mając na uwadze jego ograniczenia. W kilkunastu pracach podawane są wartości liczbowe parametrów, jakie autorzy wprowadzali w swoich modelach rowerowych 4WS. Te informacje literaturowe mogą być wykorzystane w badaniach analitycznych.
- Zaskakującym jest małe zainteresowanie badaczy zastosowaniem transmitancji w syntezie sterowania. Zazwyczaj stosowane są równania różniczkowe. W niniejszej pracy warto podjąć wykorzystanie transmitancji, gdyż jak wiadomo modele transmitancyjne pozwalają głębiej przeanalizować struktury modelu odpowiadające za dynamikę ruchu kierowanego pojazdu. Transmitancje umożliwiają także głębokie redukcje modelu, tak aby mógł być on wykorzystany w obliczeniach analitycznych.
- W realizacji badań opracowanego algorytmu należy zastosować techniki symulacyjne, tym bardziej jeśli nie ma się do dyspozycji obiektu rzeczywistego samochodu 4WS ze sterownikiem automatyzującym zmianę pasa ruchu i stabilizację. Zastosowanie symulacji pozwoli w szerokim zakresie przeprowadzić analizę wrażliwości wyznaczonego algorytmu sterowania z uwagi na rozmaite niedoskonałości modelu zastosowanego w sterowniku i możliwe zaburzenia występujące w układzie sterowania. Celowym byłoby uwzględnić w tych badaniach fakt "zużywania się" mechanizmów układu kierowniczego (luz i tarcie), a także możliwość wystąpienia zakłóceń w sygnałach pomiarowych.

1.3. Koncepcja rozprawy doktorskiej

Przeprowadzone studium literaturowe pokazuje obszary działalności naukowej związane z problematyką sterowania samochodów 4WS. Można stwierdzić, że są szczególnie interesujące wątki, które warto podjąć w rozprawie doktorskiej pt.: "Opracowanie i badania symulacyjne algorytmu sterowania skrętem kół w samochodzie 4WS". Na podstawie wniosków z analizy literaturowej można sformułować pewną koncepcję rozprawy doktorskiej, która obejmie: cel, zakres pracy, metodologię i hipotezę badawczą.

Należy podkreślić, iż w zamyśle autora jest takie rozwiązanie postawionego problemu sterowania, aby uzyskane algorytmy były efektywne, realizowalne *online*

(w czasie rzeczywistym) i dawały możliwość ich aplikacji przy obecnym poziomie techniki. W związku z powyższym z góry zakłada się, że realizowany algorytm dotyczyć będzie klasycznej koncepcji samochodów 4WS, czyli takiej, że skręt kół tylnych wyznaczany jest na podstawie skrętu kół przednich z wykorzystaniem odpowiedniej charakterystyki przełożenia zależnej od prędkości. Charakterystyka ta zostanie przyjęta jako stała, opracowana przez producenta samochodu. Istotnym jest też założenie, iż algorytm będzie się odnosił do konkretnego pojazdu (i to pojazdu autonomicznego) i w swojej wersji podstawowej będzie uwzględniał parametry techniczne konkretnego samochodu. Dla zapewnienia realizowalności algorytmu w czasie rzeczywistym, algorytm powinien wykorzystywać formuły analityczne.

Cel pracy: Opracowanie i badanie metodami symulacyjnymi efektywnego, i opartego na formułach analitycznych algorytmu automatycznego sterowania skrętem kół pojazdu 4WS funkcjonującego w klasycznej strukturze sterowania samochodem 4WS, który zapewniałby proces zmiany pasa ruchu i stabilizację ruchu w szerokim zakresie prędkości.

Algorytm dotyczyć będzie sterowania w fazie wykonawczej manewru zmiany pasa ruchu, a nie zagadnienia dotyczącego fazy przygotowawczej (przede wszystkim związanej z oceną sytuacji drogowej i ryzykiem podjęcia manewru). Ponadto kwestie stabilizacji samochodu są podejmowane jako końcowy etap procesu zmiany pasa ruchu.

Hipoteza: Algorytm sterowania opracowany dla sterownika pojazdu autonomicznego może być również wykorzystany, po pewnych jego modyfikacjach, w sterowniku wspomagającym kierowcę pojazdu klasycznego (Rys. 1.9).



 $\delta_B = \delta_A \cdot P_{AB}(V)$

Rys. 1.9. Sterownik zmiany pasa ruchu w systemie pojazdu autonomicznego i w systemie pojazdu klasycznego ze wspomaganiem kierowcy [28].

Metodologia: Metodologia obejmuje kwestie dotyczące syntezy algorytmu sterowania oraz jego badań. Ideę sterowania procesem zmiany pasa ruchu dla pojazdu autonomicznego 4WS przedstawia Rys. 1.10.



Rys. 1.10. Idea systemu sterowania pojazdu autonomicznego 4WS [177].

Koncepcja sterownika pojazdu autonomicznego jest bazowa, także dla pojazdu klasycznego wyposażonego w układ wspomagania kierowcy. W przypadku sterownika wspomagającego kierowcę schemat ten będzie różnił się tym, że regulatory będą korygowały sygnał pochodzący od kierowcy, a nie z generatora sygnałów referencyjnych, jak to występuje w przypadku pojazdu autonomicznego (szczegóły opisane są w rozdziale drugim). Stąd w większości przypadków na schematach występują odniesienia do pojazdu autonomicznego. Szczegółowa koncepcja sterowania w fazie wykonawczej, która stanowi przedmiot niniejszej rozprawy, pochodzi ogólnie z koncepcji określonej dla sterowania samochodów 2WS [47-63 i 178], odniesionej do struktury klasycznej 4WS. Zgodnie z tą koncepcją algorytm sterowania bazuje na modelu referencyjnym wywodzącym się z *bicycle model* oraz teorii regulacji LQR. W opracowanym algorytmie wykorzystuje się postać transmitancyjną modelu rowerowego w wersji zredukowanej. Ułatwia to na analizę stanów ustalonych ruchu pojazdu i umożliwia wyprowadzenie analitycznych formuł występujących w algorytmie sterownika.

Z uwagi na brak rzeczywistego obiektu badań – pojazdu 4WS, badania opracowanego algorytmu będą przeprowadzane metodami symulacyjnymi na obiekcie wirtualnym. Model sterownika budowany jest na bazie modelu rowerowego zredukowanego, który będzie testowany na modelu wirtualnym rozbudowanym.
W testach podstawowych różnice pomiędzy modelem sterownika i modelem pojazdu wirtualnego są związane z tym, że model wirtualny będzie niezredukowany, będzie uwzględniał zaburzenia typu wiatr boczny i dynamikę układu kierowniczego.

W zaawansowanych badaniach wrażliwości będą dopuszczone nie tylko różnice pomiędzy parametrami modelu sterownika oraz modelu wirtualnego, a także występowanie luzu i tarcia w układzie kierowniczym oraz występowanie szumów i przesunięć sygnału względem zera w układzie pomiarowym.

Zakres pracy: Rozprawa składa się z pięciu rozdziałów, spisu literatury i siedmiu załączników. Zadaniem rozdziału pierwszego jest: wprowadzenie w tematykę dynamiki ruchu pojazdów, przedstawienie dotychczasowego postępu w nauce i technice w zakresie samochodów 4WS i ich sterowania, wskazanie wątków tematycznych wartych podjęcia w rozprawie doktorskiej i pomoc w wyborze tego wątku, który szczególnie wart jest realizacji oraz określenie celu, hipotezy badawczej, przyjętej metodologii i zakresu pracy. Zgodnie z koncepcją rozprawy, sterowanie tylnymi kołami odnosi się do struktury klasycznej 4WS, a nie 4WIS. Rozdział drugi zajmuje się kwestią opracowania modelu matematycznego samochodu 4WS ze sterownikiem zmiany pasa ruchu. Określone zostają trzy fundamentalne elementy modelu układu sterowania: model sterownika (wykorzystujący zredukowany model rowerowy 4WS w wersji transmitancyjnej oraz wynikające z niego formuły analityczne), model pojazdu rzeczywistego (wykorzystujący pełny model rowerowy wyrażający dynamikę poprzeczną samochodu, rozbudowany o element aerodynamiki oraz dynamikę układu kierowniczego z uwzględnieniem luzu i tarcia) i model układu pomiarowego (dostarcza z obiektu niezbędne sygnały do sterownika). W rozdziale tym przedstawiono analizy pokazujące wpływ "parametrów mechanicznych" (w tym także prędkość pojazdu) występujących w modelu rowerowym na "parametry transmitancyjne", w których wykorzystano zestawy danych "parametrów mechanicznych" publikowane w wielu cytowanych pracach. Odniesiono się do istotnego wpływu prędkości na charakterystyki przełożenia i parametry transmitancyjne. Przedstawione są formuły analityczne opisujące sygnały referencyjne występujące generatorze sygnałów referencyjnych algorytmu sterowania oraz wyznaczane są W analityczne postacie regulatorów. Zaprezentowano również pełną postać algorytmu ze schematem typu "flow-diagram", który opisuje sterowanie procesem zmiany pasa ruchu. Rozdział trzeci zajmuje się kwestią identyfikacji parametrów modelu rowerowego. We wprowadzeniu do rozdziału opisane są kwestie identyfikacji online na potrzeby działania algorytmu w pojeździe oraz offline na potrzeby przeprowadzenia symulacji na pełnym modelu. Kwestia identyfikacji online dotyczy tu tylko propozycji pewnego schematu działania algorytmu, bo autor nie zajmuje się tym zagadnieniem. Z uwagi na niedostępność samochodu 4WS technikę identyfikacji offline przedstawiono wykorzystując badania eksperymentalne przeprowadzone na samochodzie 2WS (technika wyznaczania parametrów mechanicznych jest taka sama w przypadku pojazdów 2WS i 4WS). Identyfikacja parametrów układu kierowniczego (w tym luzu i tarcia) uwzględnianych w modelu wirtualnym pojazdu nie jest podejmowana. Parametry te zaczerpnięto z literatury. Przeprowadzone badania eksperymentalne pozwoliły również na pozyskanie rzeczywistych sygnałów sterujących, co wykorzystano w analizie algorytmu sterownika w układzie wspomagającym kierowcę. Rozdział czwarty został poświęcony prezentacji badań symulacyjnych wykonanych w ramach pracy doktorskiej. Przede wszystkim należało stwierdzić czy idea zaproponowanego układu sterowania jest poprawna, a następnie określić na ile opracowany algorytm jest w stanie sobie poradzić w sytuacji występujących niedokładności pomiędzy modelem referencyjnym stosowanym w sterowniku, a modelem obiektu wirtualnego pokazującym realny samochód (np. czy układ będzie poprawnie działał w przypadku występowania luzu i tarcia w układzie kierowniczym lub czy będzie działał w przypadku występowania zakłóceń w sygnałach mierzonych). Rozdział piąty zawiera podsumowanie i wnioski z przeprowadzonych badań oraz przedstawia proponowane kierunki dalszych prac. Spis literatury zawiera 205 pozycji, w tym 18 odniesień do stron internetowych. Załączniki stanowią integralną część rozprawy i dotyczą następujących treści: wyprowadzenia równań ruchu modelu rowerowego (Załącznik nr 1), wyprowadzenia transmitancji dla modelu rowerowego (Załącznik nr 2), analizy zależności parametrów transmitancyjnych od prędkości (Załącznik nr 3), badań symulacyjnych porównawczych zrealizowanych na modelu rowerowym zredukowanym i pełnym (Załącznik nr 4), opisu aparatury pomiarowej służącej identyfikacji offline (Załącznik nr 5), analizy wpływu poszczególnych parametrów na współczynniki odporności na znoszenie (Załącznik nr 6) oraz testowania procedur numerycznych (Załącznik nr 7).

Materiał, który powstał podczas realizacji pracy doktorskiej, a więc przedstawiana rozprawa oraz 6 publikacji z udziałem autora [28-30, 37, 38 i 177], powinien wzbogacić literaturę przedmiotową dotyczącą sterowania samochodów 4WS. Stanowić to będzie "cegiełkę" dotyczącą zagadnień dynamiki poprzecznej i sterowania kierunkiem ruchu samochodów, zwłaszcza pojazdów autonomicznych.

2. MODEL MATEMATYCZNY SAMOCHODU 4WS ZE STEROWNIKIEM ZMIANY PASA RUCHU

2.1. Koncepcja układu sterowania

Zaproponowany w pracy układ sterowania samochodem autonomicznym składa się z trzech głównych członów. Są to: sterownik, układ pomiarowy oraz pojazd 4WS (Rys. 2.1).



Rys. 2.1. Układ sterowania w pojeździe autonomicznym.

Powyższy schemat zawiera elementy związane z fazą wykonawczą manewru zmiany pasa ruchu. Zgodnie z tym co opisano w punkcie 1.3, zagadnienie fazy przygotowawczej nie jest podejmowane. Elementy układu sterowania są ze sobą w ścisłej korelacji, ponieważ zastosowany sterownik cyfrowy generuje sygnał sterujący "bangbang", który następnie jest korygowany na podstawie sygnałów z układu pomiarowego, pozyskanych z czujników ruchu w rzeczywistym pojeździe. Rys. 2.2 wyraża bardziej szczegółowo ideę sterowania.



Rys. 2.2. Układ sterowania w pojeździe autonomicznym z uwzględnieniem poszczególnych elementów sterownika [30].

Generator sygnałów referencyjnych ("R" w indeksie dolnym sygnału oznacza, że jest to sygnał referencyjny) generuje na bazie formuł analitycznych wynikających ze zredukowanego modelu referencyjnego oraz zadanych wartości parametrów algorytmu sterowania <u>a</u> (jednym z parametrów dla generatora jest wartość przemieszczenia poprzecznego Y_0), właściwe dla zaistniałej sytuacji drogowej sygnały sterujące $\underline{u}_R(t)$ i odpowiadające im sygnały wyjściowe modelu $\underline{x}_R(t)$ opisujące referencyjną trajektorię ruchu. Referencyjne sygnały sterujące korygowane są następnie przez układ regulatorów w wyniku czego tworzone są sygnały sterujące pojazdem $\underline{u}(t)$. Regulatory wykorzystują sygnały uchybów pomiędzy generowanymi referencyjnymi sygnałami odpowiedzi, a sygnałami mierzonymi przez czujniki ruchu w układzie pomiarowym rzeczywistego pojazdu <u>x</u>(t). Dzięki regulatorom sygnały sterujące ruchem pojazdu mogą być tak skorygowane, aby trajektoria ruchu rzeczywistego pojazdu była bliska trajektorii referencyjnej odpowiedniej dla zaistniałej sytuacji drogowej.

Omawiane zagadnienie manewru zmiany pasa ruchu w fazie wykonawczej dotyczy transpozycji (przestawienia) i stabilizacji, co prezentuje Rys. 2.3.



Rys. 2.3. Manewr zmiany pasa ruchu z uwzględnieniem transpozycji i stabilizacji.

Przestawienie dotyczy przemieszczenia pojazdu na sąsiadujący pas ruchu. Natomiast stabilizacja dotyczy drobnych ruchów wynikających z dynamiki układu, gdy zakończone jest sterowanie transpozycją. Po jej zakończeniu referencyjny sygnał sterujący zadawany przez generator jest "zerowy". W wyniku dynamiki ruchu samochodu może powstać uchyb (sygnał sterujący nie jest "zerowy") i regulatory będą wtedy działały, jak stabilizatory, chcąc ustawić pojazd równolegle do toru jazdy. Ponadto w fazie stabilizacji, w wyniku korekty sygnału, rzeczywisty sygnał sterujący może ulec wydłużeniu w stosunku do pierwotnego referencyjnego. Wynika to z działania regulatorów, które mogą wydłużyć w czasie sygnał sterujący. Regulatory będą również działały, gdy pojawi się zaburzenie ruchu spowodowane np. wiatrem bocznym czy też innymi tego typu czynnikami oddziaływań zewnętrznych.

Zgodnie z tym co postawiono w hipotezie, opracowany algorytm może być też wykorzystany w sterowniku wspomagającym kierowcę klasycznego pojazdu, co zaprezentowano poniżej (Rys. 2.4).



Rys. 2.4. Idea algorytmu sterownika w układzie wspomagania kierowcy.

W tym rozwiązaniu, to kierowca generuje referencyjny sygnał sterujący. Natomiast sygnały referencyjne opisujące trajektorię ruchu pojazdu są wyznaczane na podstawie modelu referencyjnego ze sterowaniem "bang-bang". W tej sytuacji nawet jeśli kierowca błędnie określi parametry sygnału sterującego, to zostanie on odpowiednio skorygowany.

Algorytm wymaga testowania przy wykorzystaniu symulacji komputerowej. Oznacza to, że jego badanie prowadzone jest na obiekcie wirtualnym. Algorytm sterowania oparty jest na prostym modelu referencyjnym. Natomiast przebadanie go wymaga, żeby obiekt wirtualny możliwie dokładnie opisywał rzeczywisty pojazd. Dlatego struktura modelu obiektu wirtualnego będzie rozbudowana. Uwzględni nie tylko układ jezdny z dopuszczonymi zaburzeniami ruchu, ale i układ kierowniczy.

2.2. Wprowadzenie do modelowania ruchu pojazdu

Modelowanie jest niezbędne do tego, żeby opracować algorytm sterownika (model referencyjny stosowany w syntezie sterownika) oraz jest potrzebny do tego, żeby przetestować algorytm metodami symulacyjnymi (rozbudowany model wirtualny samochodu). Model matematyczny pojazdu powinien umożliwić opisanie trajektorii ruchu przy wykorzystaniu równań. Modele dynamiki ruchu samochodu pozwalają na przeprowadzenie symulacji w konkretnych warunkach.

Pojazd rzeczywisty jest skomplikowanym układem fizycznym. Liczba podzespołów występująca w przyjmowanym do badań modelu fizycznym jest ograniczana i wynika z kontekstu badań, którym model służy. Model matematyczny tworzony jest w taki sposób, aby wyrażał on istotne dla zastosowań elementy. Stąd stosowanie w modelu pewnych uproszczeń determinujących jego wykorzystywanie. W przypadku niniejszej pracy modelowanie ma służyć wyznaczaniu algorytmu (model referencyjny) oraz opisywaniu działania rzeczywistego pojazdu z uwzględnieniem pomijanych w modelu referencyjnym elementów (model wirtualny).

Wśród stosowanych modeli dynamiki ruchu pojazdu można wyróżnić modele o różnej skali złożoności. Występują tam modele jednobryłowe i wielobryłowe zarówno płaskie, jak i przestrzenne. Należy zwrócić uwagę, iż istotnym elementem modelowania dynamiki ruchu samochodu jest matematyczny opis współpracy kół z jezdnią. Siły działające na pojazd równoważone są przez reakcje działające podczas współpracy koła z jezdnią [127]. Wśród stosowanych modeli opon wyróżnia się modele proste bazujące na charakterystykach statycznych – modele liniowe [76] oraz modele bardziej skomplikowane (nieliniowe), np.: model Dugoffa [33] i model Pacejki [8 i 120]. W nielicznych pracach uwzględnia się nieustalone stany bocznego znoszenia ogumienia [108]. Jak pokazuje analiza literaturowa, w przypadku modelowania dynamiki ruchu pojazdu pod kątem syntezy i analizy sterowania, w modelowaniu współpracy koła z jezdnią stosuje się bardzo uproszczone modele oparte na charakterystykach liniowych.

Modelem bardzo często wykorzystywanym w badaniach kierowanego ruchu pojazdu jest model rowerowy (Rys. 2.5) – jednobryłowy i płaski. Wśród jego najważniejszych założeń trzeba wyróżnić: umiejscowienie środka masy pojazdu na płaszczyźnie drogi, symetryczność konstrukcji względem podłużnej płaszczyzny pionowej, zredukowanie współpracy wszystkich czterech kół do zastępczych dwóch kół (po jednym na osi przedniej i tylnej) oraz to, że współpraca kół z jezdnią opisywana jest przez liniowe zależności. W matematycznym zapisie modelu rowerowego, dla pojazdu

poruszającego się ze stałą prędkością, występują tylko dwie zmienne (liniowa oraz kątowa) opisujące ruchy nadwozia w płaszczyźnie drogi oraz siedem parametrów (prędkość jazdy, masa pojazdu, moment bezwładności pojazdu, odległość osi przedniej od środka masy, odległość osi tylnej od środka masy, dwa współczynniki odporności na znoszenie wynikające z charakterystyk opon i stanu drogi). Model rowerowy pozwala na określenie w różnego rodzaju analizach wpływu najbardziej istotnych elementów konstrukcyjnych oraz eksploatacyjnych na czasowe przebiegi procesów sterowania, a także na ich charakterystyki częstotliwościowe.



Rys. 2.5. Pojazd 4WS z uwzględnionym modelem rowerowym [30].

Jedną z ważniejszych cech modelu rowerowego jest pominięcie w nim przechyłów bocznych pojazdu (Rys. 2.6). Przy niewielkich zaburzeniach, jak pokazują badania, uwzględnianie przechylania nie jest istotne [106], ale znacząco rozbudowuje równania. Zdarza się jednak, że niektórzy badacze rozszerzają model rowerowy o ten element [153].



Rys. 2.6. Uwzględnienie przechyłu w modelu [159].

Model rowerowy może być wyrażany w postaci dość prostych równań różniczkowych oraz transmitancji, co będzie przedstawiane w następnych podrozdziałach rozprawy.

2.3. Model rowerowy samochodu 4WS

Studia literaturowe wskazują, iż gros publikacji dotyczących sterowania samochodem 4WS wykorzystuje model rowerowy (wymagający zaledwie kilku zmiennych i parametrów). Opisuje on dynamikę poprzeczną pojazdu czterokołowego przemieszczającego się z ustaloną prędkością po równej drodze bez nadmiernych poślizgów bocznych (Rys. 2.7).



Rys. 2.7. Znoszenie ogumienia [8].

Oznaczenia:

- $\alpha_{A,B}$ kąt znoszenia,
- $V_{A,B}$ wektor prędkości punktu A, B,
- $F_{A,B}$ siła boczna,
- $e_{A,B}$ przemieszczenie siły bocznej.

Powyższe założenie jest również standardowe przy syntezie algorytmów sterowania skrętami kół kierowanego samochodu. Model ten wykorzystuje liniowy statyczny model opony, w którym siły reakcji oddziałujące na koła opisywane są liniowymi zależnościami:

$$F_{A,B}{}_{(y)} = K_{A,B} \cdot \alpha_{A,B} \tag{2.1}$$

Współczynniki odporności znoszenie kół ($K_{A,B}$) są wartościami stałymi. Przykład metody ich wyznaczania można znaleźć w [108]. Taki model umożliwia opis współpracy koła z jezdnią dla kąta znoszenia koła $\alpha_{A,B} < 0,1$ rad, ponieważ dla większych wartości siły wyliczone z modelu rzeczywistego są wyższe niż rzeczywiste siły działające na styku opony i jezdni.

Szereg prac pokazuje, że model rowerowy stanowi bardzo ważny element w zagadnieniach dynamiki poprzecznej pojazdu, natomiast rzadko spotyka się jego wyprowadzenie od podstaw. Dlatego w niniejszej pracy przedstawiono takie wyprowadzenie w załączniku. Schemat odnoszący się do modelu rowerowego 4WS pokazany jest na Rys. 2.8.



Rys. 2.8. Schemat wyrażający ideę modelu rowerowego pojazdu 4WS.

Oznaczenia:

- *X*, *Y* globalny układ odniesienia,
- x, y lokalny układ odniesienia,
- t czas,
- δ_A , δ_B kąty skrętu kół odpowiednio przednich i tylnych,
- Ω wielkość prędkości kątowej pojazdu w lokalnym układzie współrzędnych,
- U wielkość prędkości poprzecznej pojazdu w lokalnym układzie współrzędnych,
- V wielkość prędkości wzdłużnej pojazdu w lokalnym układzie współrzędnych,
- *m* masa pojazdu,
- *J* masowy moment bezwładności,
- L_A , L_B odległości od środka masy odpowiednio przedniej i tylnej osi,
- K_A, K_B współczynniki odporności na znoszenie odpowiednio dla przedniej i tylnej osi.

Równania ruchu wyrażające zależność przebiegów prędkości liniowej U(t)i kątowej $\Omega(t)$ od przebiegów kąta skrętu kół przednich $\delta_A(t)$ i kół tylnych $\delta_B(t)$ stanowią dwa liniowe równania ruchu (wyprowadzenie w załączniku nr 1):

$$m\dot{U}(t) + \frac{K_A + K_B}{V}U(t) + \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\Omega(t) = K_A \delta_A(t) + K_B \delta_B(t)$$
(2.2)

$$J\dot{\Omega}(t) + \frac{K_{A}L_{A}^{2} + K_{B}L_{B}^{2}}{V}\Omega(t) + \frac{K_{A}L_{A} - K_{B}L_{B}}{V}U(t) = K_{A}L_{A}\delta_{A}(t) - K_{B}L_{B}\delta_{B}(t)$$
(2.3)

Zmienne U(t) i $\Omega(t)$ opisują ruch w układzie lokalnym związanym z pojazdem. Po to żeby wyznaczyć trajektorię ruchu pojazdu na drodze trzeba dokonać transformacji zmiennych z układu lokalnego do układu globalnego związanego z drogą. Wyrażają to równania (wyprowadzenie w załączniku nr 1):

$$X(t) = \int_0^t \dot{X}(\tau) d\tau = \int_0^t (V \cos(\psi(\tau)) - U(\tau) \sin(\psi(\tau))) d\tau$$
(2.4)

$$Y(t) = \int_0^t \dot{Y}(\tau) d\tau = \int_0^t (V \sin(\psi(\tau)) + U(\tau) \cos(\psi(\tau))) d\tau$$
(2.5)

$$\psi(t) = \int_0^t \Omega(\tau) d\tau \tag{2.6}$$

Autorzy zajmujący się problemami sterowania ruchem pojazdów (zarówno 2WS, jak i 4WS) stosują model rowerowy do opisania dynamiki poprzecznej samochodu w postaci dwóch równań różniczkowych drugiego rzędu. W przypadku niniejszej pracy taką formę modelu rowerowego (równania różniczkowe) można uznać jako formę startową dla dalszych analiz i syntezy algorytmu sterowania. Z uwagi na założenie, iż sterowanie skrętem tylnych kół opiera się na sterowaniu skrętem kół przednich poprzez zastosowanie odpowiedniej charakterystyki przełożenia $P_{AB}(V)$, w równaniach ruchu można zastąpić zmienną δ_B poprzez zmienną δ_A przemnożoną przez przełożenie. W takim przypadku model rowerowy pojazdu 4WS sprowadza się do zmodyfikowanej formy modelu rowerowego wyznaczanego dla pojazdu 2WS.

Model rowerowy zawiera siedem parametrów, jak pokazuje analiza literaturowa w różnych publikacjach można dostrzec znaczny rozrzut wartości tych parametrów. Poniżej przedstawiono różne dane modelu rowerowego dla pojazdów 4WS stosowanych przez innych autorów (Tab. 2.1).

Model rowerowy przedstawiony w postaci równań różniczkowych nie pozwala na wyciągnięcie istotnych wniosków dotyczących dynamiki ruchu kierowanego pojazdu. Chcąc przeprowadzić taką analizę, celowym jest przekształcenie formy modelu rowerowego z postaci równań różniczkowych do postaci transmitancyjnej, co umożliwia analizę dynamiki ruchu. Postać transmitancyjna pozwala także na przeprowadzenie dogłębnych redukcji modelu, tak aby mógł być on wykorzystywany w obliczeniach analitycznych niezbędnych dla opracowania modelu generatora oraz modelu regulatorów.

L. P.	Źródło	m [kg]	$J [kg \cdot m^2]$	$L_A[m]$	$L_B[m]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$
1.	[4]	1270	1536,7	1,015	1,895	48377	26075
2.	[11]	1289	1627	1	1,454	73520	97058
3.	[15]	1120	2130	1,1	1,4	55000	45000
4.	[36]	917	1128	0,91	1,64	55712	57296
5.	[75]	1530	4192	1,11	1,666	40849,6	31148,3
6.	[91]	2364	5000	1,673	1,412	144000	283000
7.	[103]	1640	2720	1,105	1,345	33020	55830
8.	[105]	1530	2732	1,14	1,64	68348	48578
9.	[109]	1740	3214	1,058	1,756	29000	60000
10.	[113]	1090	2000	1,4	1,1	44500	56500
11.	[114]	1562	2630	1,104	1,421	42000	64000
12.	[118]	2360	4700	1,67	1,41	70000	130000
13.	[128]	1973	2000	1,54	1,21	140000	170000
14.	[132]	1300	1296	0,88	1,32	94170	79460
15.	[143]	1230	1343,1	1,04	1,56	48840	32887
16.	[149]	1600	2300	1,2	1	29000	60000
17.	[167]	1429	1765	1,05	1,57	36000	50000
18.	[168]	1740	3545	1,12	1,82	27500	65000
19.	[169]	1740	3048	1,035	1,655	35000	37500
20.	[170]	1704,7	3048,1	1,035	1,665	39515	39515
21.	[171]	1500	6000	1,1	1,4	64000	52000
22.	[174]	1400	1993	1,063	1,485	52480	88416

Tab. 2.1. Dane literaturowe.

2.4. Transmitancyjna postać modelu rowerowego samochodu 4WS

Sterownik procesu zmiany pasa ruchu generuje sygnał "bang-bang". Zgodnie z teorią sterowania optymalnego, dla układów czasooptymalnych, czyli takich które zapewniają realizacje procesów w minimalnym czasie, sterowanie musi mieć właśnie formę "bang-bang" (niemal nieskończone szybkie narastanie sygnału jest możliwe, kiedy ma się do czynienia ze sterownikami, które bazują na sygnałach elektronicznych). Sygnał "bang-bang" jest sygnałem napięciowym generowanym przez sterownik. Sygnał ten steruje elektrycznie elektromechaniczny element wykonawczy (aktuator) zainstalowany

w układzie kierowniczym pojazdu. Aktuator z uwagi na swoją inercję działania nadaje sygnałowi sterującemu bardziej "wyobloną" formę (Rys. 2.9).



Rys. 2.9. Manewr zmiany pasa ruchu z uwzględnieniem sygnału sterującego [28, 29 i 37].

Na Rys. 2.9 przedstawiono przykładowe sygnały występujące w układzie sterowania oraz przykładową trajektorię zmiany pasa ruchu. W modelu rowerowym występują "parametry mechaniczne" (V, m, J, L_A, L_B, K_A i K_B), w związku z powyższym postać trajektorii ruchu pojazdu zależy od tych parametrów. W szczególności od parametru prędkości.

Model rowerowy wyrażony jest poprzez liniowe równania ruchu w układzie lokalnym i uzupełniany jest nieliniowymi równaniami opisującymi przekształcenie zmiennych z układu lokalnego do globalnego. W praktyce proces zmiany pasa ruchu przebiega w taki sposób, że wartości maksymalne kąta odchylenia pojazdu od osi drogi są rzędu kilku stopni. Oznacza to, że nieliniowe równania transformacji zmiennych ((2.4) i (2.5)) można linearyzować. Liniowe równania transformacji zmiennych w wyniku linearyzacji z układu lokalnego do globalnego wyrażające przemieszczenia liniowe i kątowe pojazdu w płaszczyźnie drogi przedstawiają się następująco:

$$X(t) = \int_0^t \dot{X}(\tau) d\tau = Vt$$
(2.7)

$$Y(t) = \int_0^t \dot{Y}(\tau) d\tau = \int_0^t (V\psi(\tau) + U(\tau)) d\tau$$
(2.8)

$$\psi(t) = \int_0^t \Omega(\tau) d\tau \qquad (z: 2.6)$$

Po linearyzacji równań model obejmujący równania (2.2), (2.3), (2.6 – 2.8) ma postać liniową i możne być poddany transformacji Laplace'a. Uzyskuje się w ten sposób model w postaci równań operatorowych, a następnie transmitancji, które wyraża Rys. 2.10 oraz wzory: (2.9 – 2.12). Ze szczegółowym wyprowadzeniem transmitancji dla modelu rowerowego można zapoznać się w załączniku (Załącznik nr 2).



Rys. 2.10. Struktura wyjściowego modelu w wersji transmitancyjnej [28-30, 37 i 177].

Transmitancje dla modelu rowerowego 4WS:

$$G_{Y\delta_A}(s) = \frac{VK_0(T_{Y\delta_A}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta_A} T_{Y\delta_A} s + 1)}{s^2(T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)}$$
(2.9)

$$G_{Y\delta_B}(s) = \frac{VK_0(T_{Y\delta_B}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta_B} T_{Y\delta_B} s - 1)}{s^2(T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)}$$
(2.10)

$$G_{\psi\delta_A}(s) = \frac{K_0(T_{\psi\delta_A}s+1)}{s(T_0^2s^2+2\xi_0T_0s+1)}$$
(2.11)

$$G_{\psi\delta_B}(s) = -\frac{\kappa_0(T_{\psi\delta_B}s+1)}{s(T_0^2s^2+2\xi_0T_0s+1)}$$
(2.12)

gdzie "parametry transmitancyjne" (współczynniki wzmocnienia, stałe czasowe i współczynniki tłumienia) odpowiadające parametrom tzw. "członów podstawowych" (pojęcie stosowane w automatyce) wyrażają się wzorami:

$$K_0 = \frac{K_A K_B (L_A + L_B) V}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - m V^2 (K_A L_A - K_B L_B)}$$
(2.13)

$$T_0 = V \sqrt{\frac{mJ}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B)}}$$
(2.14)

$$\xi_0 = \frac{m(K_A L_A^2 + K_B L_B^2) + J(K_A + K_B)}{2\sqrt{mJ(K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B))}}$$
(2.15)

$$T_{\psi\delta_A} = \frac{mL_A V}{K_B(L_A + L_B)} \tag{2.16}$$

$$T_{\psi\delta_B} = \frac{mL_B V}{K_A(L_A + L_B)} \tag{2.17}$$

$$T_{Y\delta_A} = \sqrt{\frac{J}{K_B(L_A + L_B)}} \tag{2.18}$$

$$T_{Y\delta_B} = \sqrt{\frac{J}{K_A(L_A + L_B)}} \tag{2.19}$$

$$\xi_{Y\delta_A} = \frac{L_B}{2V} \sqrt{\frac{K_B(L_A + L_B)}{J}} \tag{2.20}$$

$$\xi_{Y\delta_B} = \frac{L_A}{2V} \sqrt{\frac{K_A(L_A + L_B)}{J}} \tag{2.21}$$

Należy zauważyć, że wyprowadzone transmitancje (2.9 – 2.12) wyrażają poprzez swoją strukturę własności dynamiki poprzecznej pojazdu. Zwraca się uwagę, iż różnica pomiędzy transmitancjami dotyczącymi przemieszczenia poprzecznego ((2.9) i (2.10)) dotyczy ostatniego składnika nawiasu w liczniku. W przypadku sterowania kół przednich jest to liczba 1, a w przypadku tylnych -1. Natomiast odnośnie do transmitancji dotyczących stabilizacji ((2.11) i (2.12)) różnica dotyczy znaku transmitancji. W przypadku kół przednich jest on dodatni, a w przypadku tylnych ujemny. Tutaj cała dynamika pojazdu 4WS jest właśnie wyeksponowana poprzez opisane różnice dotyczące występowania "minusów" w transmitancjach związanych z kołami tylnymi ((2.10) i (2.12)).

Sposób przedstawienia powyższych transmitancji pokazuje bardzo silne powiązanie parametrów transmitancyjnych, bezpośrednio wpływających na przebiegi czasowe, z parametrami mechanicznymi. Transmitancje w zaprezentowanej formie ukazują powiązania, których trudno dopatrzeć się bezpośrednio w modelu rowerowym zapisanym w formie równań różniczkowych. Jak widać transmitancje te pokazują pewne skomplikowane struktury dynamiczne. Wyraża to fakt, iż transmitancje dotyczące przemieszczeń liniowych mają formę, w której wyróżnić można element dwucałkujący (z s^2 w mianowniku) sprzężony szeregowo z elementem korekcyjnym:

$$G_{Y\delta_A}(s) = \frac{VK_0}{s^2} \cdot \frac{T_{Y\delta_A}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta_A} T_{Y\delta_A} s + 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.22)

$$G_{Y\delta_B}(s) = \frac{VK_0}{s^2} \cdot \frac{T_{Y\delta_B}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta_B} T_{Y\delta_B} s - 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.23)

Natomiast transmitancje dotyczące przemieszczeń kątowych mają formę, w której można wyróżnić element całkujący (z *s* w mianowniku) również sprzężony szeregowo z elementem korekcyjnym:

$$G_{\psi\delta_A}(s) = \frac{K_0}{s} \cdot \frac{T_{\psi\delta_A}s + 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.24)

$$G_{\psi\delta_B}(s) = -\frac{K_0}{s} \cdot \frac{T_{\psi\delta_B}s + 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.25)

Transmitancje zawierają w sobie pewne odniesienia do pojęć związanych z kierowalnością samochodu jak pojazd: podsterowny, nadsterowny i neutralny. W przypadku pojazdu podsterownego zależność pomiędzy iloczynami współczynników odporności na znoszenie kół i odległościami od środka masy, kształtuje się następująco:

$$K_A L_A < K_B L_B \tag{2.26}$$

Z kolei dla pojazdu nadsterownego zależność ta prezentuje się jak poniżej:

$$K_A L_A > K_B L_B \tag{2.27}$$

Natomiast gdy pojazd jest "neutralny" z uwagi na kierowalność, to:

$$K_A L_A = K_B L_B \tag{2.28}$$

Wtedy przedstawione wcześniej parametry transmitancyjne upraszczają się, np.:

$$K_0 = \frac{V}{L_A + L_B} \tag{2.29}$$

Jednakże, gdy dodatkowo pojazd jest "w pełni symetryczny" z uwagi na przód/tył wszystkie zależności jeszcze bardziej się upraszczają.

Transmitancje przede wszystkim pokazują istotę oddziaływań kątów skrętu kół na przemieszczenia poprzeczne i kątowe oraz pozwalają wyeksponować istotę sterowania zarówno w układach 2WS, jak i 4WS:

- 2WS ze sterowaniem przednimi kołami (tylne koła w położeniu zerowym) typowe dla samochodów 2WS.
- 2WS ze sterowaniem tylnymi kołami (przednie koła w położeniu zerowym) typowe dla wózków.
- 4WS ze sterowaniem przednimi i tylnymi kołami stosowane w samochodach 4WS.

W klasycznym sterowaniu 4WS sterowanie tylnymi kołami odbywa się poprzez odpowiednie przekształcenie sterowania przednimi kołami zależne od prędkości (Rys. 1.5). W tej sytuacji sterowanie tylnymi kołami można wyrazić następująco:

$$\delta_B(t) = P_{AB} \cdot \delta_A(t) \tag{2.30}$$
gdzie:

$$P_{AB}(V) = P_{AB}(V)_{1} = \begin{cases} -P_{AB_{0}} \, dla \, V < V_{0} - \Delta V \\ \frac{P_{AB_{0}}}{\Delta V} \, (V - V_{0}) \, dla \, V_{0} \le V \le V_{0} + \Delta V \\ P_{AB_{0}} \, dla \, V > V_{0} + \Delta V \end{cases}$$
(2.31)

lub:

$$P_{AB}(V) = P_{AB}(V)_{2} = \begin{cases} -P_{AB_{0}} dla V < V_{0_{1}} - \Delta V \\ \frac{P_{AB_{0}}}{\Delta V} (V - V_{0_{1}}) dla V_{0_{1}} - \Delta V \le V \le V_{0_{1}} \\ 0 dla V_{0_{1}} < V < V_{0_{2}} \\ \frac{P_{AB_{0}}}{\Delta V} (V - V_{0_{2}}) dla V_{0_{2}} \le V \le V_{0_{2}} + \Delta V \\ P_{AB_{0}} dla V > V_{0_{2}} + \Delta V \end{cases}$$

$$(2.32)$$

Ogólnie $P_{AB}(V)$ może występować jako $P_{AB}(V)_1$ lub $P_{AB}(V)_2$, w zależności od założenia przyjętego w analizie. Natomiast nie zawsze trzeba się odnosić do konkretnej formy stosowanego przełożenia, dlatego zapis $P_{AB}(V)$ bez indeksu jest wówczas przydatny.

Przy założonej charakterystyce przełożenia $P_{AB}(V)$, strukturę wyjściowego modelu w wersji transmitancyjnej można wyrazić w innej postaci (Rys. 2.11).



Rys. 2.11. Struktura wyjściowego modelu w wersji transmitancyjnej z uwzględnieniem przełożenia P_{AB} [29, 30 i 177].

Tym samym postać równań modelu również uległa zmianie, w wyniku czego powstały nowe postacie transmitancji i parametrów transmitancyjnych. Zastosowanie charakterystyki przełożenia pomiędzy sygnałami $\delta_A(s)$ i $\delta_B(s)$ pozwala na zastosowanie na schemacie jednego sygnału sterującego $\delta(s)$ (Rys. 2.12).



Rys. 2.12. Struktura modelu wyjściowego uwzględniająca jeden sygnał sterujący.

Nowe zależności transmitancyjne uwzględniające przełożenie P_{AB} przedstawiono poniżej:

$$Y(s) = G_{Y\delta}(s)\delta(s) \quad \text{gdzie} \quad G_{Y\delta}(s) = G_{Y\delta_A}(s) + P_{AB}G_{Y\delta_B}(s) \tag{2.33, 2.34}$$

$$\psi(s) = G_{\psi\delta}(s)\delta(s) \quad \text{gdzie} \quad G_{\psi\delta}(s) = G_{\psi\delta_A}(s) + P_{AB}G_{\psi\delta_B}(s) \tag{2.35, 2.36}$$

stąd:

$$G_{Y\delta}(s) = \frac{K_{Y\delta}(T_{Y\delta}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta} T_{Y\delta} s + 1)}{s^2 (T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)}$$
(2.37)

$$G_{\psi\delta}(s) = \frac{K_{\psi\delta}(T_{\psi\delta}^{s+1})}{s(T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)}$$
(2.38)

gdzie parametry transmitancyjne wyrażają się równaniami:

$$K_{Y\delta} = (1 - P_{AB})VK_0$$
(2.39)

$$T_{Y\delta} = \sqrt{\frac{J\left(\frac{1}{K_B} + \frac{P_{AB}}{K_A}\right)}{(L_A + L_B)(1 - P_{AB})}} \tag{2.40}$$

$$\xi_{Y\delta} = \frac{L_B + P_{AB}L_A}{2V(1 - P_{AB})\sqrt{\frac{J(\frac{1}{K_B} + \frac{P_{AB}}{K_A})}{(L_A + L_B)(1 - P_{AB})}}}$$
(2.41)

$$K_{\psi\delta} = (1 - P_{AB})K_0 \tag{2.42}$$

$$T_{\psi\delta} = \frac{mV\left(\frac{L_A}{K_B} - P_{AB}\frac{L_B}{K_A}\right)}{(L_A + L_B)(1 - P_{AB})} \tag{2.43}$$

Istotną sprawą jest zależność parametrów transmitancyjnych od prędkości V ze względu na stosowaną charakterystykę przełożenia i samą strukturę transmitancji. Ponadto parametr prędkości jest kluczowy w sterowaniu pojazdami 4WS. Dlatego też przeprowadzono analizę wpływu prędkości V na wartości parametrów transmitancyjnych przy zastosowaniu różnych danych z publikacji. Analiza ta wyraźnie pokazuje, jak zmieniają się te parametry w przypadku stosowania różnych rekordów danych wynikających z Tab. 2.1 oraz jak silne jest uzależnienie parametrów transmitancyjnych od "parametrów mechanicznych". Poniżej przedstawiono przykład dla jednego parametru transmitancyjnego K_0 i wybranej grupy rekordów – pojazdów podsterownych (Rys. 2.13). Z pozostałą kwestią można się zapoznać w załączniku (Załącznik nr 3).



Rys. 2.13. Analiza wpływu prędkości na współczynnik wzmocnienia dla różnych wartości parametrów dla wybranych pojazdów podsterownych (numeracja danych zgodna z Tab. 2.1).

Powyższy przykład wyraźnie pokazuje, jak duży wpływ ma parametr prędkości V na współczynnik wzmocnienia K_0 . Widać na ile zmienia się jego postać w zależności od prędkości i stosowanych parametrów w pojeździe. Zróżnicowanie jest dość duże, co podkreśla znaczenie "parametrów mechanicznych" modelu rowerowego i ich wpływ na dynamikę ruchu samochodu. Ten wpływ jest istotny szczególnie przy większych prędkościach. Kształtowanie się charakterystyki współczynnika wzmocnienia na niższym poziomie (mała wartość) świadczy o większej podsterowności pojazdu.

2.5. Analiza modelu rowerowego 4WS w postaci transmitancyjnej pod kątem jego redukcji

Formy transmitancyjne pokazują, że transmitancje zawierają połączenie szeregowe członów dwucałkującego lub całkującego z pewnymi członami korygującymi dynamikę. Poniżej ponownie przedstawiono pełne postacie transmitancji z uwzględnieniem wspomnianego podziału:

$$G_{Y\delta}(s) = \frac{K_{Y\delta}}{s^2} \cdot \frac{T_{Y\delta}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta} T_{Y\delta} s + 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.44)

$$G_{\psi\delta}(s) = \frac{K_{\psi\delta}}{s} \cdot \frac{T_{\psi\delta}s^{s+1}}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.45)

Forma transmitancyjna modelu rowerowego 4WS wyraźnie pokazuje możliwość redukcji poprzez "wycięcie" członów odpowiadających za przebiegi przejściowe, a pozostawienie członów z całkowaniami. Definiując:

$$G_{Y\delta}(s) = G_{Y\delta(R)}(s) \cdot G_{Y\delta(K)}(s)$$
(2.46)

$$G_{\psi\delta}(s) = G_{\psi\delta(R)}(s) \cdot G_{\psi\delta(K)}(s)$$
(2.47)

gdzie:

$$G_{Y\delta(R)}(s) = \frac{K_{Y\delta}}{s^2} = \frac{(1 - P_{AB})VK_0}{s^2}$$
(2.48)

$$G_{Y\delta(K)}(s) = \frac{T_{Y\delta}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta} T_{Y\delta} s + 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.49)

$$G_{\psi\delta(R)}(s) = \frac{\kappa_{\psi\delta}}{s} = \frac{(1 - P_{AB})\kappa_0}{s}$$
(2.50)

$$G_{\psi\delta(K)}(s) = \frac{T_{\psi\delta}s^{s+1}}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(2.51)

Zgodnie z teorią układów dynamicznych człony podstawowe o transmitancjach typu $G_{Y\delta(K)}(s)$ i $G_{\psi\delta(K)}(s)$, charakteryzują się tym, że odpowiedź na pobudzenie zanika w czasie. Świadczy to o tym, że badany przebieg jest przejściowy. W istocie można redukować właśnie te człony, które znane są z członów podstawowych i mówią tylko o pewnej korekcji dynamiki skutkującej występowaniem pewnych stanów przejściowych (zanikających w czasie).

W celu potwierdzenia możliwości redukcji przeprowadzono badania symulacyjne. Sprawdzano wpływ odpowiedzi układu, dla postaci transmitancji pełnej i zredukowanej, na zadany referencyjny sygnał sterujący "bang-bang" – $\delta_R(t)$. Wykorzystano dane z Tab. 2.1 dla poszczególnych pozycji literaturowych. Do przeprowadzenia badań należało przyjąć pewne wartości liczbowe dla pozostałych parametrów niezbędnych do symulacji – zastosowano charakterystykę przełożenia $P_{AB}(V)_1$ (Tab. 2.2).

Parametr	Wartość	Jednostka	
Y ₀	2	m	
ψ_0	0,11	rad	
P_{AB_0}	0,1	_	
V ₀	15	$\frac{m}{s}$	
ΔV	5	$\frac{m}{s}$	

Tab. 2.2. Przyjęte wartości poszczególnych parametrów [28 i 29].

Do badań symulacyjnych posłużyło oprogramowanie Matlab&Simulink. W badaniach tych zastosowano procedurę ODE1 (*Ordinary Differential Equations*), ponieważ realizuje ona najprostszą procedurę Eulera pierwszego rzędu i jest ona również obecna jako składowa innych algorytmów, bardziej skomplikowanych jak np. ODE4 czy ODE45. Przy realizowaniu symulacji pełnego układu przeprowadzono testowanie procedur numerycznych, obserwując przy tym zachowanie się charakterystyk, wielkości uchybów oraz wskaźników jakości regulacji. Natomiast w przypadku tego typu symulacji uznano, że nie jest to konieczne. Krok całkowania automatycznie dobierano przez program, czas symulacji wynosił 10 *s* (przedstawiono fragment dla czterech sekund),

a sam manewr rozpoczął się po 1 *s* i trwał przez okres 2*T*. Poniżej przedstawiono wyniki dla jednego z rekordów (nr 18 z Tab. 2.1) i przykładowej prędkości V = 20 m/s (Rys. 2.14). Pozostałe wyniki zamieszczono w załączniku (Załącznik nr 4).



Rys. 2.14. Badania symulacyjne porównawcze na modelu transmitancyjnym pełnym i zredukowanym.

Przy zastosowaniu pełnego modelu transmitancyjnego występuja w przebiegach pewne przeregulowania osiągające poziom 10%, których nie ma w przypadku postaci modelu zredukowanego. Przeprowadzone badania symulacyjne pozwalają na stwierdzenie, że transmitancje zredukowane mają bardzo zbliżone charakterystyki czasowe do tych uzyskiwanych z transmitancji niezredukowanych. Natomiast w przypadku transmitancji zredukowanych postać równań jest znacznie prostsza i umożliwia (jak się okaże w punkcie 2.6.2) nawet analityczny opis przebiegów. Redukcje można przeprowadzić ze względu na to, że jeżeli pominie się w transmitancjach człony korekcyjne, to granice w stanie ustalonym, zarówno dla transmitancji pełnych, jak i zredukowanych są takie same. Redukcja ma wpływ jedynie na przebiegi przejściowe. Postać transmitancyjnego modelu zredukowanego pokazuje również, że wśród najważniejszych parametrów modelu należy wyróżnić: prędkość V, współczynnik wzmocnienia K_0 , oraz przełożenie P_{AB} (zarówno K_0 , jak i P_{AB} są funkcjami V). To stwierdzenie jest bardzo istotne, gdyż wyraźnie pokazuje możliwość ograniczenia liczby parametrów modelu, identyfikowanych dla potrzeb działania sterownika procesu zmiany pasa ruchu w samochodzie 4WS.

Należy tu zwrócić uwagę, że badania symulacyjne, przeprowadzone powyżej, były realizowane dla $Y_0 = 2 m$ i $\psi_0 \approx 6^\circ$, przy zastosowaniu klasycznej idei 4WS z charakterystyką przełożenia $P_{AB}(V)_1$ (Rys. 2.19).



Rys. 2.15. Symulacje dla rekordu nr 18 przy V=20 m/s przy założeniu $P_{AB}(V)_{\rm 1}.$

Wyraźnie widać, że pojazd wykracza poza założoną wartość Y_0 , co świadczy o tym, że przekracza on założony pas ruchu. Prowadzi to do wniosku, że należy obecną charakterystykę przełożenia $P_{AB}(V)_1$ zmienić. Można zastosować $P_{AB}(V)_2$, która uwzględnia przedział prędkości, w którym koła tylne się nie skręcają (Rys. 1.5b), jak np. w Audi (Tab. 1.3).

Zastosowanie innej charakterystyki przełożenia ponownie wymaga założenia poszczególnych wartości liczbowych (posiłkując się istniejącymi rozwiązaniami) - Tab. 2.5.

Parametr	Wartość	Jednostka
P _{AB0}	0,1	_
V ₀₁	15	$\frac{m}{s}$
V ₀₂	25	$\frac{m}{s}$
ΔV	5	$\frac{m}{s}$

Tab. 2.3. Przyjęte wartości parametrów do nowej charakterystyki przełożenia.

Poniżej zaprezentowano wyniki symulacji z uwzględnieniem zmodyfikowanej ("rozwiniętej") charakterystyki przełożenia (Rys. 2.20).



Rys. 2.16. Symulacje dla rekordu nr 18 przy V=20 m/s z uwzględnieniem charakterystyki przełożenia typu $P_{AB}(V)_2$.

Porównanie charakterystyk $P_{AB}(V)_1$ i $P_{AB}(V)_2$ pokazuje istotny wpływ charakterystyki na osiąganie zadanej wartości przestawienia Y_0 . W niniejszej pracy założono, że stosowana będzie charakterystyka $P_{AB}(V)_2$, ponieważ stanowi ona bardziej nowoczesne podejście stosowane przez czołowe firmy. Założono również, że w opracowywanym sterowniku $P_{AB}(V)$ będzie przyjmowane jako wartość stała, narzucona przez producenta konkretnego pojazdu. Należy również podkreślić, że odpowiednie kształtowanie rozwiniętej charakterystyki klasycznej pozwala na uzyskiwanie pożądanych odpowiedzi układu w stanie ustalonym.

2.6. Model sterownika z algorytmem 4WS

2.6.1. Koncepcja sterownika

Założenia do koncepcji są następujące:

- Sterownik ma działać w określonych warunkach. Jest on projektowany dla samochodu jadącego po prostej drodze, bez nadmiernych poślizgów i ze stałą prędkością.
- Opracowany model sterownika ma być wdrożony do konkretnego pojazdu, z uwzględnieniem jego specyfikacji technicznej określającej parametry nominalne pojazdu (w tym również charakterystykę $P_{AB}(V)$). Oznacza to, że model ten nie może być wykorzystany w dowolnym samochodzie, ponieważ parametry startowe w algorytmie wynikają z pewnych badań wstępnych, które powstają we współpracy z producentem samochodu.

- Sterownik musi mieć możliwość pewnej adaptacji do parametrów eksploatacyjnych samochodu, bo w trakcie użytkowania mogą one ulegać zmianom. Np. masa samochodu i jej rozkład w eksploatacji bywają różne, co wynika z kwestii jego załadowania. Dlatego sterownik wymaga pewnej identyfikacji parametrów *online* i dotyczy to przede wszystkim parametru K₀.
- Ideą sterownika jest generowanie takiego sygnału, który bazować będzie na sygnale sterującym referencyjnym, ale modyfikowanym poprzez regulatory wykorzystujące sygnały uchybów (ΔY(t) i Δψ(t)) pomiędzy sygnałami opisującymi trajektorię referencyjną i trajektorię rzeczywistą pojazdu. W pojeździe autonomicznym sygnałem referencyjnym jest sygnał kąta obrotu koła kierownicy typu "bang-bang".

Zaproponowany szczegółowy schemat sterownika dla pojazdu autonomicznego przedstawiono na Rys. 2.15.



Rys. 2.17. Układ sterowania w pojeździe autonomicznym [30 i 177].

Fundamentami sterownika są dwa bloki elementów. Przede wszystkim jest to generator sygnałów referencyjnych, który na podstawie referencyjnego sygnału wymuszającego "bang-bang" oraz modelu transmitancyjnego zredukowanego, generuje sygnały referencyjne. W przypadku podejmowania zagadnienia zmiany pasa ruchu generowane są trzy sygnały: $\delta_{HR}(t)$ – sygnał referencyjny typu "bang-bang" sterujący układem kierowniczym, $Y_{HR}(t)$ – sygnał referencyjny przemieszczenia poprzecznego oraz $\psi_{HR}(t)$ – sygnał referencyjny przemieszczenia kątowego. Sygnały referencyjne oraz sygnały mierzone w obiekcie dotyczące przemieszczenia liniowego Y(t) i kątowego $\psi(t)$ trafiają odpowiednio na komparatory. W wyniku tego powstają uchyby – dla przemieszczenia poprzecznego $\Delta Y(t)$ (co jest istotne dla transpozycji liniowej) oraz przemieszczenia kątowego $\Delta \psi(t)$ (co jest istotne dla stabilizacji kątowej). Sygnały uchybów trafiają do regulatorów – regulatora przemieszczeń oraz regulatora odchylenia kątowego. Regulatory opracowane są na podstawie teorii LQR. W wyniku działania regulatorów powstają sygnały korekcyjne $\Delta \delta_Y(t)$ i $\Delta \delta_{\psi}(t)$, które modyfikują referencyjny sygnał sterujący "bang-bang" w wyniku czego powstaje sygnał sterujący rzeczywisty $\delta_{HS}(t)$. Następnie sygnał sterujący jest finalnie kierowany do pojazdu. W przypadku badań symulacyjnych jest to pojazd wirtualny.

Zastosowanie sterownika w pojeździe z układem wspomagania kierowcy bazuje na koncepcji sterownika pojazdu autonomicznego. Natomiast występują pewne różnice w idei jego funkcjonowania (Rys. 2.16). W tym przypadku generator sygnałów referencyjnych generuje referencyjny sygnał sterujący na podstawie sygnału zadanego przez kierowcę $\delta_H(t)$. Sygnały referencyjne opisujące trajektorię ruchu pojazdu generowane są jednak na bazie modelu referencyjnego przy założeniu, że ich sygnałem wejściowym jest sygnał "bang-bang". Dalszy bieg procesu tworzenia rzeczywistego sygnału sterującego jest taki sam, jak w przypadku sterownika w pojeździe autonomicznym, a więc rzeczywisty sygnał sterujący przykładany przez kierowcę jest modyfikowany o sygnały korekcyjne pochodzące z regulatorów.



Rys. 2.18. Szczegółowy układ sterowania w pojeździe z układem wspomagania kierowcy.

Wzory obliczeniowe dotyczące wszystkich elementów sterownika przedstawione są punktach 2.6.2 i 2.6.3.

2.6.2. Model generatora sygnałów referencyjnych

Transmitancje pokazują istotę oddziaływań $\delta_A(t)$, $\delta_B(t)$ na Y(t), $\psi(t)$, także poprzez granice przy t $\rightarrow\infty$. W wyznaczaniu i analizie granic należy rozważyć przede wszystkim przebiegi wejściowe typu "bang-bang" (Rys. 2.17), które przybliżają rzeczywiste przebiegi stosowane przy zmianie pasa ruchu. Pomiędzy 0 a *T* następuje szarpnięcie kierownicy w lewo, przytrzymanie i szarpnięcie kierownicy w prawo. Natomiast w czasie od *T* do 2*T* następuje przytrzymanie, ponowne szarpnięcie w lewo i powrót do pozycji zerowej. Okres 2*T* jest niezbędny do określenia czasu trwania procesu zmiany pasa ruchu.



Rys. 2.19. Sygnał "bang-bang" [28-30 i 177].

$$\delta_R(t) = \begin{cases} \delta_0 \, dla \, 0 \le t < T \\ -\delta_0 \, dla \, T \le t < 2T \\ 0 \, dla \, 2T \le t < \infty \end{cases}$$
(2.52)

Sygnał referencyjny "bang-bang" można wyrazić jednym równaniem:

$$\delta_R(t) = \delta_0(1(t) - 2 \cdot 1(t - T) + 1(t - 2T))$$
(2.53)

gdzie: 1(t) – funkcja Heaviside'a.

Równaniu (2.53) odpowiada jego postać operatorowa:

$$\delta_R(s) = \delta_0 \left(\frac{1}{s} - 2\frac{1}{s}e^{-sT} + \frac{1}{s}e^{-s2T}\right) = \delta_0 \frac{(1 - e^{-sT})^2}{s}$$
(2.54)

Po określeniu postaci sygnału sterującego, można przystąpić do wyznaczania granic odpowiedzi Y(t) i $\psi(t)$, które dostarczą istotnych informacji o wartościach sygnałów w stanie ustalonym. Korzystając ze znanych zależności rachunku operatorowego oraz reguły de l'Hospitala:

$$\lim_{s \to 0} \left(K_{Y\delta} \delta_0 \frac{\left(2Te^{-sT} \cdot (-T) - 2Te^{-2sT} \cdot (-2T)\right)}{2} \right) = \lim_{s \to 0} \left(K_{Y\delta} \delta_0 \frac{\left(2T \cdot (-T) - 2T \cdot (-2T)\right)}{2} \right) = \lim_{s \to 0} \left(K_{Y\delta} \delta_0 \frac{\left(-2T^2 + 4T^2\right)}{2} \right) = (1 - P_{AB}) \delta_0 T^2 V K_0 = Y_0$$
(2.56)

Zwraca się uwagę, iż takie same wyniki analizy granic jak w (2.55) i (2.56), otrzymuje się również przy założeniu zastosowania w obliczeniach transmitancji zredukowanych $G_{Y\delta(R)}(s)$ i $G_{\psi\delta(R)}(s)$.

Chcąc uzyskać analityczną postać generatora sygnałów referencyjnych, należy wyznaczyć w pełni analitycznie opisane sygnały referencyjne. Do ich określenia potrzebne są parametry δ_0 i T opisujące sygnał "bang-bang", który powoduje przestawienie samochodu o Y₀ (wartość przemieszczenia poprzecznego w stanie ustalonym) i osiągnięcie ψ_0 (wartość szczytowa przemieszczenia kątowego). Granice wyznaczone we wzorach (2.55) i (2.56) pokazują, iż w stanie ustalonym pojazd przemieszcza się liniowo do poziomu Y_0 i w stanie ustalonym kąt odchylenia pojazdu względem toru jazdy jest zerowy. Oznacza to, że pojazd przemieszczałby się dalej równolegle do pierwotnego toru jazdy. Wartość Y₀ jest też wielkością zmiany pasa ruchu i musi ona uwzględniać geometrię przeszkody oraz samego pojazdu, a w szczególności wymiary związane z dynamiką poprzeczną. Ze wzoru (2.56) można uzyskać pewne informacje, ale należy stwierdzić, że jest niewystarczający, bo do wyznaczenia są dwa nieznane parametry δ_0 i T, a tylko jedno równanie na Y_0 . W związku z tym potrzebne jest jeszcze jedno równanie i to jedno równanie można uzyskać analizując proces dla chwili T poprzez osiągane ψ_0 . Dlatego przeprowadzono tutaj analogiczne badanie aktualizując stan po wzbudzeniu skokowym w czasie t = T. W tym badaniu:

$$\delta(t) = \delta_0 \cdot \mathbf{1}(t) \qquad \delta(s) = \frac{\delta_0}{s} \tag{2.57, 2.58}$$

Należy zauważyć, że przebieg przemieszczenia kątowego przy takim wymuszeniu skokowym narasta liniowo. Narastanie to odbywa się z określoną prędkością kątową Ω_0 . Tę stałą prędkość graniczną dla zadanego wymuszenia skokowego można wyliczyć wykorzystując zależność (2.50):

$$\lim_{t \to \infty} \left(\Omega(t) \right) = \lim_{s \to 0} \left(s\Omega(s) \right) = \lim_{s \to 0} \left(s^2 G_{\psi\delta(R)}(s)\delta(s) \right) = \lim_{s \to 0} \left(s^2 \frac{(1 - P_{AB})K_0}{s} \cdot \frac{\delta_0}{s} \right) = (1 - P_{AB})\delta_0 K_0 = \Omega_0$$

$$(2.59)$$

Mając wyliczoną wartość stałej prędkości kątowej Ω_0 dla danej chwili czasowej T, można bez problemu określić wartość szczytową dla przemieszczenia kątowego $\psi_R(t)$:

$$\psi_0 = \Omega_0 T = (1 - P_{AB}) \delta_0 T K_0 \tag{2.60}$$

W tym przypadku przemieszczenie kątowe $\psi(T) = \psi_0$ osiąga maksymalną wartość ψ_0 dopuszczalną przy założonej liniowości modelu. W praktyce jest to wartość rzędu 0,17 rad ($\approx 10^\circ$). Na podstawie tych analiz można wyprowadzić wzory na wartości *T* i δ_0 :

$$T = \frac{Y_0}{V\psi_0} \qquad \delta_0 = \frac{V\psi_0^2}{(1 - P_{AB})K_0Y_0} \tag{2.61, 2.62}$$

Wzory (2.61) i (2.62) jednoznacznie określają parametry sygnału sterującego "bang-bang". Jeśli znane są wartości Y_0 i ψ_0 oraz parametry V, K_0 i P_{AB} , to sterownik ma wszystkie niezbędne dane. Warto zauważyć, że parametr V wynika z tego z jaką prędkością jedzie samochód, parametr K_0 wynika z cech samochodu, a P_{AB} jest tutaj charakterystyką stałą zadeklarowaną przez producenta.

Przy zastosowaniu modelu referencyjnego przebiegi referencyjne mogą być opisane analitycznie:

$$Y_{R}(t) = \begin{cases} \frac{Y_{0}}{2T^{2}}t^{2}dla \ 0 \le t < T\\ -\frac{Y_{0}}{2T^{2}}t^{2} + 2\frac{Y_{0}}{T}t - Y_{0} \ dla \ T \le t < 2T\\ Y_{0} \ dla \ 2T \le t < \infty \end{cases}$$
(2.63)

$$\psi_{R}(t) = \begin{cases} \frac{\psi_{0}}{T} t \, dla \, 0 \le t < T \\ -\frac{\psi_{0}}{T} t + 2\psi_{0} \, dla \, T \le t < 2T \\ 0 \, dla \, 2T \le t < \infty \end{cases}$$
(2.64)

Referencyjny sygnał $\psi_R(t)$ również można wyrazić jednym równaniem:

$$\psi_R(t) = \frac{\psi_0}{T} t \cdot 1(t) - 2\frac{\psi_0}{T} (t-T) \cdot 1(t-T) + \frac{\psi_0}{T} (t-2T) \cdot 1(t-2T)$$
(2.65)

Formułowanie postaci analitycznej równania $Y_R(t)$ jest dużo bardziej skomplikowane niż w przypadku $\psi_R(t)$. Z tego względu pominięto przedstawienie postaci analitycznej $Y_R(t)$ przy pomocy funkcji Heaviside'a.



Rys. 2.20. Sygnały referencyjne w układzie sterowania [29, 30 i 177].

Dotychczasowe analizy pozwalają na przedstawienie postaci generatora sygnałów referencyjnych (Rys. 2.21).



Rys. 2.21. Generator sygnałów referencyjnych [30 i 177].

Do tej pory odnoszono sygnały referencyjne do kąta skrętu kół, a jeśli odniesie się je do kąta obrotu koła kierownicy, to wystąpi następująca modyfikacja:

$$\delta_{HR}(s) = p \cdot \delta_R(s)$$
(2.66)

adzie *n* jest przełożeniem przekładni układu kierowniczego, a sygnały *Y*_{ver}(s) i *J*_{ver}(s)

gdzie *p* jest przełożeniem przekładni układu kierowniczego, a sygnały $Y_{HR}(s)$ i $\psi_{HR}(s)$ są efektami działania sygnału $\delta_{HR}(s)$ na zredukowane postacie transmitancji.

2.6.3. Model regulatorów

Zredukowane transmitancje $G_{Y\delta_R}(s)$ i $G_{\psi\delta_R}(s)$ umożliwiają analityczne obliczenie algorytmów regulatora metodami związanymi z teorią sterowania optymalnego (problem regulatora liniowo-kwadratowego – problem LQR). Wykorzystując zredukowane transmitancje, można sformułować bardzo proste liniowe równania stanu oraz wskaźnik jakości (funkcję optymalizacyjną) oparty na funkcjach kwadratowych zgodnie z ideą LQR. Takie sformułowanie zadania pozwala rozwiązać je w sposób analityczny. Należy pamiętać, że modele typu transmitancyjnego opisujące dynamikę dowolnego układu liniowego mogą być traktowane tak samo dla zmiennych jak i dla ich przyrostów, tu: ΔY i $\Delta \psi$ (uchyby dla regulatorów) oraz $\Delta \delta_Y$ i $\Delta \delta_\psi$ (sygnały z regulatorów). W przypadku stosowania teorii sterowania optymalnego modele obiektu, jak również układu wskaźnika jakości definiowane są przy wykorzystaniu wektorów zmiennych stanu (<u>x</u>), wektorów sterowań (<u>û</u>) oraz macierzy parametrów (<u>A, B, Q</u> i <u>R</u>) [13].

Problem Linear-Quadratic Regulator (LQR)

$$\underline{\dot{x}}(t) = \underline{Ax}(t) + \underline{B\hat{u}}(t), \underline{x}(0) = \underline{0}$$
(2.67, 2.68)

(2.70)

Wskaźnik jakości:
$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty \left(\underline{x}(t)^T \underline{Q} \underline{x}(t) + \underline{\hat{u}}(t) \underline{R} \underline{\hat{u}}(t) \right) dt$$
 (2.69)
gdzie: $\underline{Q}, \underline{R}$ – dodatnio określone macierze wagowe.

Rozwiązanie: $\hat{u}(t) = -\underline{R}^{-1}\underline{B}^T\underline{K}\underline{x}(t)$

gdzie: <u>K</u> – macierz symetryczna spełniająca równanie Riccattiego:

$$-\underline{K}\underline{A} - \underline{A}^{T}\underline{K} + \underline{K}\underline{B}\underline{R}\underline{B}^{T}\underline{K} = \underline{Q}$$
(2.71)

Model transmitancyjny w wersji zredukowanej pozwala na wyznaczenie modelu w postaci równań stanu i dzięki temu problem LQR może zostać zastosowany do sterownika zmiany pasa ruchu. Proces wyliczenia postaci regulatorów został osobno rozpatrzony dla procesu transpozycji i procesu stabilizacji. Autor wzoruje się na pracy [60], gdzie takie rozwiązanie zastosowano, bo dzięki temu uzyskuje się analityczne wzory na postacie regulatorów. Przy analizie obu procesów razem i tym samym jednym wskaźniku jakości postacie te nie miałyby formy analitycznej.

Problem LQR w odniesieniu do procesu transpozycji

Oznaczenia:
$$x_1(t) = \Delta Y(t), \ x_2(t) = \Delta \dot{Y}(t), \ \hat{u}(t) = K_{Y\delta} \Delta \delta_Y(t)$$
 (2.72 - 2.74)

Model (równania stanu):
$$\dot{x}_1(t) = x_2(t)$$
, $\dot{x}_2(t) = \hat{u}(t)$, $x(0) = 0$ (2.75 – 2.77)

czyli
$$\begin{bmatrix} \dot{x}_1(t) \\ \dot{x}_2(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix} \hat{u}(t)$$
(2.78)

Wskaźnik jakości:
$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (p_1 x_1^2(t)^T + p_2 x_2^2(t) + \hat{u}^2(t)) dt$$
 (2.79)

czyli
$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty \left(\begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} p_1 & 0 \\ 0 & p_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix} + \hat{u}(t)(1)\hat{u}(t) \right) dt$$
(2.80)

Rozwiązanie:
$$\hat{u}(t) = -(1)^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} \\ K_{12} & K_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}$$
 (2.81)

Następnie należy przejść do rozwiązywania równania Riccattiego.

$$-\begin{bmatrix}K_{11} & K_{12}\\K_{12} & K_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}0 & 1\\0 & 0\end{bmatrix} -\begin{bmatrix}0 & 1\\0 & 0\end{bmatrix}^{T}\begin{bmatrix}K_{11} & K_{12}\\K_{12} & K_{22}\end{bmatrix} +\begin{bmatrix}K_{11} & K_{12}\\K_{12} & K_{22}\end{bmatrix}\begin{bmatrix}0\\1\end{bmatrix}(1)\begin{bmatrix}0\\1\end{bmatrix}^{T}\begin{bmatrix}K_{11} & K_{12}\\K_{12} & K_{22}\end{bmatrix} =\begin{bmatrix}p_{1} & 0\\0 & p_{2}\end{bmatrix}$$
(2.82)

Po zredukowaniu wyrażenia otrzymuje się końcową postać macierzy.

$$\begin{bmatrix} K_{12}^2 & K_{12}K_{22} - K_{11} \\ K_{12}K_{22} - K_{11} & K_{22}^2 - 2K_{12} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_1 & 0 \\ 0 & p_2 \end{bmatrix}$$
(2.83)

Teraz można przejść na postać algebraiczną wyrażenia.

$$\begin{cases}
K_{12}^2 = p_1 \\
K_{12}K_{22} - K_{11} = 0 \\
K_{22}^2 - 2K_{12} = p_2
\end{cases} (2.84 - 2.86)$$

Należy pamiętać o zależności:

$$K_{ij} > 0 \tag{2.87}$$

Wynika ona z potrzeby zapewnienia stabilności ruchu (wynika to z teorii regulacji). Po uproszczeniu otrzymuje się następujące postacie równań:

$$\begin{cases} K_{11} = \sqrt{p_1(p_2 + 2\sqrt{p_1})} \\ K_{12} = \sqrt{p_1} \\ K_{22} = \sqrt{p_2 + 2\sqrt{p_1}} \end{cases}$$
(2.88 - 2.90)

Po wyliczeniu wszystkich elementów macierzy można je wstawić do równania pierwotnego.

$$\hat{u}(t) = -(1)^{-1} \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \end{bmatrix}^T \begin{bmatrix} \sqrt{p_1(p_2 + 2\sqrt{p_1})} & \sqrt{p_1} \\ \sqrt{p_1} & \sqrt{p_2 + 2\sqrt{p_1}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}$$
(2.91)

Po uproszczeniu otrzymuje się następującą postać równania:

$$\hat{u}(t) = -1 \begin{bmatrix} \sqrt{p_1} & \sqrt{p_2 + 2\sqrt{p_1}} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_1(t) \\ x_2(t) \end{bmatrix}$$
(2.92)

W tym miejscu można przejść na postać algebraiczną.

$$\hat{u}(t) = -\left(x_1(t)\sqrt{p_1} + x_2(t)\sqrt{p_2 + 2\sqrt{p_1}}\right)$$
(2.93)

Teraz należy podstawić odpowiednie wartości z określonych wcześniej oznaczeń.

$$K_{Y\delta}\Delta\delta_Y(t) = -\left(\Delta Y(t)\sqrt{p_1} + \Delta \dot{Y}(t)\sqrt{p_2 + 2\sqrt{p_1}}\right)$$
(2.94)

Po rozwiązaniu równania otrzymuje się ostateczną postać regulatora.

$$\Delta\delta_{Y}(t) = -\frac{\sqrt{p_{1}}}{K_{Y\delta}}\Delta Y(t) - \frac{\sqrt{p_{2}+2\sqrt{p_{1}}}}{K_{Y\delta}}\Delta \dot{Y}(t)$$
(2.95)

Jak można zauważyć jest to regulator o dwóch członach: proporcjonalnym i różniczkującym, co w efekcie daje regulator proporcjonalno-różniczkujący, czyli PD. Uzyskana postać regulatora ma formę analityczną.

Problem LQR w odniesieniu do procesu stabilizacji

Oznaczenia:
$$x(t) = \Delta \psi(t), \quad \hat{u}(t) = K_{\psi\delta} \Delta \delta_{\psi}(t)$$
 (2.96, 2.97)

Model:
$$\dot{x}(t) = \hat{u}(t), \quad x(0) = 0$$
 (2.98, 2.99)

gdzie:
$$A = 0, B = 1$$
 (2.100, 2.101)

Wskaźnik jakości:
$$J = \frac{1}{2} \int_0^\infty (p_3 x^2(t) + \hat{u}^2(t)) dt$$
 (2.102)

gdzie:
$$Q = p_3$$
, $R = 1$ (2.103, 2.104)

(dodatnio określone macierze wagowe)

Rozwiązanie: $\hat{u}(t) = -1 \cdot 1 \cdot K \cdot x(t)$ (2.105)

Teraz należy rozwiązać równanie Riccattiego.

$$-K \cdot 0 - 0 \cdot K + K \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot K = p_3 \tag{2.106}$$

Po uproszczeniu równania otrzymuje się:

$$K^2 = p_3$$
 (2.107)

Należy ponownie pamiętać o zależności (2.87) i po uproszczeniu dostaje się:

$$K = \sqrt{p_3} \tag{2.108}$$

Następnie otrzymaną wartość trzeba podstawić do równania na $\hat{u}(t)$.

$$\hat{u}(t) = -x(t)\sqrt{p_3}$$
 (2.109)

Finalnie należy podstawić wartości ustalane na początku w oznaczeniach.

$$K_{\psi\delta}\Delta\delta_{\psi}(t) = -\Delta\psi(t)\sqrt{p_3} \tag{2.110}$$

Po rozwiązaniu równania otrzymuje się końcową postać regulatora.

$$\Delta \delta_{\psi}(t) = -\frac{\sqrt{p_3}}{\kappa_{\psi\delta}} \Delta \psi(t) \tag{2.111}$$

Jak można zauważyć, w równaniu regulatora występuje tylko człon proporcjonalny, więc jest to regulator P. Uzyskana postać regulatora ma formę analityczną.

Zastosowanie parametrów p_1 , p_2 i p_3 we wskaźniku jakości, a co za tym idzie w poszczególnych nastawach regulatorów, pozwala na niezależne ich nastrojenie w zależności od zachowania całego układu. Parametry te określane są dość subiektywnie, ponieważ nie ma jednoznacznego przełożenia p_1 , p_2 i p_3 na postać przebiegów. Te parametry wchodzą w skład kryteriów jakości, które są formami subiektywnymi. Ciekawa byłaby praca, w której podjęłoby się tylko i wyłącznie analizę wpływu tych trzech parametrów na proces zmiany pasa ruchu. Natomiast w niniejszej pracy pokazano, jakiego typu są struktury regulacyjne i że zależą one od parametrów p_1 , p_2 i p_3 . Parametry te dobierano metodami prób i błędów w szeregu symulacyjnych badań wstępnych. Wynika to z faktu, iż nie istnieją metody projektowania regulatorów, które są absolutnie jednoznaczne. Przede wszystkim dlatego, że analizowany proces jest rozległy i dobór poszczególnych elementów dla układu sterowania wynika z pewnej indywidualnej oceny całego procesu.

2.6.4. Algorytm funkcjonowania sterownika

Algorytm można określić jako skończony ciąg jasno określonych czynności niezbędnych do przeprowadzenia pewnych zadań. Określa on schemat postępowania, który ma zaprowadzić do rozwiązania problemu. Jednym ze sposobów przedstawienia algorytmu jest schemat blokowy. Algorytm sterowania ma działać cyfrowo, w związku z tym algorytm ten przedstawiono na ogólnie sformułowanym tzw. flow-diagramie.

Schemat ten nie prezentuje m. in. sygnałów pomiarowych i szczegółowych obliczeń realizowanych w ramach poszczególnych bloków (Rys. 2.22).



Rys. 2.22. Algorytm sterownika dla pojazdu autonomicznego i pojazdu klasycznego ze wspomaganiem sterowania.

Opracowany sterownik dotyczy fazy wykonawczej manewru zmiany pasa ruchu, dla której przedstawiony jest cały proces obliczeniowy. Sterownik stanowi element większego układu sterowania, który obejmuje również fazę przygotowawczą (nie stanowi przedmiotu rozprawy i przedstawiono ją tu jedynie w sposób opisowy). Zarówno w przypadku pojazdu autonomicznego, jak i klasycznego cały czas działa lidar/radar oraz układ analizujący sytuację drogową. Układ ten jest odpowiedzialny za uruchomienie procesu zmiany pasa ruchu. W pojeździe autonomicznym układ ten decyduje o uruchomieniu procesu zmiany pasa ruchu, a w pojeździe klasycznym, to kierowca poprzez szarpnięcie kierownicą komunikuje potrzebę wykonania manewru, którą w dalszej kolejności realizuje już układ analizujący sytuację drogową.

Różnice, na ogólnie sformułowanym flow-diagramie, pomiędzy algorytmem dla pojazdu autonomicznego 4WS i dla pojazdu klasycznego 4WS z układem wspomagania kierowcy nie są wielkie. Dlatego przedstawiono tylko jedną wersję schematu. Zasadnicza różnica polega na tym, że w przypadku pojazdu autonomicznego korygowany jest sygnał sterujący "bang-bang", a w przypadku pojazdu klasycznego z układem wspomagania kierowcy modyfikowany jest rzeczywisty sygnał zadawany przez kierowcę.

Procedura działania algorytmu w pojeździe autonomicznym przebiega następująco:

- Start w algorytmie jest to końcowy etap procesu przygotowawczego. Procedura omijania przeszkody, w przypadku algorytmu dla pojazdu autonomicznego, rozpoczyna się, gdy podjęta jest już decyzja o możliwości wykonania manewru. Jeśli są odpowiednie warunki do uruchomienia procesu zmiany pasa ruchu, to rozpoczyna się jego realizacja, a jeśli nie, to pojazd nie wykonuje manewru.
- 2. Wczytanie: Y_0 , ψ_0 , V, P_{AB} , K_0 dane w tej pozycji wynikają z działania układu sterowania w fazie przygotowawczej. Wczytywane parametry wyznaczane są w sposób następujący:
 - Y₀ jest wyznaczane w programie analizy obrazu sytuacji drogowej na podstawie danych dostarczanych z lidaru/radaru. W analizie tej uwzględniana jest geometria przeszkody oraz geometria samego pojazdu, aby bezpiecznie mógł on ominąć przeszkodę.
 - ψ_0 przyjmowana jest stała wartość, nie większa niż 10°.
 - *V* mierzone jest na bieżąco w pojeździe.
 - P_{AB} wartość tego przełożenia wynika z charakterystyki P_{AB}(V), która zależy od danych konstrukcyjnych konkretnego samochodu. Przewiduje się, że wzorem producentów Audi i BMW będzie charakterystyka typu P_{AB}(V)₂. Wartości V₀₁ i V₀₂, dobierane są przez producenta na podstawie jego badań różnymi metodami: symulacyjnymi, prób i błędów itp., żeby jak najlepiej dostosować przełożenie do danego pojazdu,
 - K_0 postać charakterystyki $K_0(V)$ jest podobna dla wszystkich pojazdów, różni się tylko pewnym przeskalowaniem w zależności od parametrów mechanicznych pojazdu (pokazały to badania przeprowadzone w tym rozdziale). Bazowa charakterystyka będzie wynikała z danych technicznych określonych przez producenta. Sterownik będzie tylko ją dostrajał na podstawie identyfikacji *online* (wyjaśnione w rozdziale trzecim) dla określonej prędkości, nawierzchni drogi i określonego załadowania itd.

- 3. Obliczenie T i δ_0 wczytanie danych z identyfikacji *online* pozwala na wyliczenie analitycznej postaci parametrów referencyjnego sygnału sterującego "bang-bang" (równania (2.61) i (2.62)).
- 4. Wygenerowanie $\delta_{HR}(t)$, $Y_{HR}(t)$, $\psi_{HR}(t)$ obliczenie parametrów T i δ_0 umożliwia wygenerowanie referencyjnego sygnału sterującego "bang-bang" (równanie (2.53)) i tym samym referencyjnych sygnałów opisujących trajektorię ruchu $Y_{HR}(t)$ i $\psi_{HR}(t)$ (równania (2.63) i (2.65)). Generacja sygnału sterującego umożliwia rozpoczęcie realizacji manewru.
- 5. Transpozycja jest jednym z dwóch zasadniczych etapów fazy wykonawczej zmiany pasa ruchu. Wartość przemieszczenia Y(t) powinna osiągnąć stan ustalony o wartości Y_0 w czasie 2*T*.
- 6. Regulacja transpozycji występuje, gdy wystąpi uchyb pomiędzy rzeczywistym przemieszczeniem poprzecznym a referencyjnym przemieszczeniem poprzecznym. Regulator procesu transpozycji (równanie (2.95)) ma za zadanie zniwelować uchyb i wygenerować sygnał korekcyjny (korygujący sygnał "bangbang"), co ma sprawić, że wartość końcowa rzeczywistego przemieszczenia poprzecznego będzie równa wartości Y₀.
- Stabilizacja jest drugim etapem fazy wykonawczej i występuje po zakończonym procesie transpozycji. W jej wyniku wartość końcowa przemieszczenia kątowego powinna wynieść 0 – pojazd musi ustawić się równolegle do toru pierwotnego. Za realizację stabilizacji odpowiada układ regulacji.
- 8. Regulacja stabilizacji ma miejsce kiedy wystąpi uchyb pomiędzy rzeczywistą, a założoną wartością końcową przemieszczenia kątowego na skutek dynamiki układu. Występuje odchylanie trajektorii ruchu od toru prostego. Regulator stabilizator (równanie (2.111)) ma za zadanie wygenerowanie sygnału korekcyjnego (koryguje sygnał "bang-bang"), który umożliwi pojazdowi równoległe ustawienie się do pierwotnego toru jazdy.
- Stop proces zmiany pasa ruchu kończy się w momencie, gdy pojazd ustawiony jest na sąsiednim pasie równolegle do pierwotnego toru jazdy.

Procedura w pojeździe klasycznym przebiega podobnie. Dlatego w przypadku pojazdu klasycznego 4WS opisano te elementy, które są realizowane w inny sposób niż w pojeździe autonomicznym 4WS. Inicjacja procesu ("start") zmiany pasa ruchu w układzie wspomagania kierowcy w pojeździe klasycznym 4WS wynika: z faktu, że kierowca przekroczył pewną gwałtowność skrętu (jeżeli szybkość narastania kąta obrotu

koła kierownicy będzie większa niż założona, to wtedy włącza się wspomaganie) i z oceny sytuacji drogowej (samochód dalej musi być wyposażony w układ detekcji przeszkody, który na podstawie lidaru/radaru określa *Y*₀). Jeśli system uzna, że na drodze jest przeszkoda i że kierowca wykonuje manewr zmiany pasa ruchu z pewną gwałtownością, to go wspomaga, tak żeby manewr był realizowany, jak w pojeździe autonomicznym przy pomocy "bang-bang". Pewna gwałtowność skrętu w czasie zmiany pasa ruchu może się pojawiać przy nagle pojawiającej się przeszkodzie, wyprzedzaniu i omijaniu, ale ten dystans do przeszkody musi być względnie niewielki. W związku z tym wszystko realizowane jest na dość krótkiej przestrzeni, a więc w dość krótkim czasie. Jeśli kierowca wykonuje manewr bardzo łagodnie, to ten układ w ogóle nie jest uruchamiany (idea "bang-bang" dotyczy pewnych gwałtowności, ale przy określonej prędkości i małej wartości amplitudy sygnału). Działa to podobnie jak w przypadku systemu BAS, gdy kierowca gwałtownie naciska na pedał hamulca, to układ odbiera to jako hamowanie awaryjne i pomaga kierowcy poprzez przyspieszenie hamowania. Jeśli kierowca hamuje łagodnie, to układ ten nie jest załączany.

Oczywiście funkcjonowanie algorytmu wymaga przeprowadzenia odpowiednich badań symulacyjnych, także tych dotyczących jego wrażliwości na niedokładności modelu, co jest przedstawione w rozdziale czwartym.

2.7. Model układu pomiarowego

Układ pomiarowy (Rys. 2.23) ma za zadanie na bieżąco dostarczać do sterownika informacje o dwóch sygnałach – przemieszczenia poprzecznego Y(t) i przemieszczenia kątowego $\psi(t)$. Można do tego wykorzystać czujniki z zamieszczonego obowiązkowo w każdym samochodzie układu ESC (*Electronic Stability Control*), w wielu pojazdach występujący jako ESP (*Electronic Stability Program*) – według nomenklatury firmy Bosch. Mierzy on na potrzeby swojego funkcjonowania m. in.: przyspieszenie poprzeczne środka masy pojazdu $\ddot{Y}(t)$ oraz prędkość kątową odchylania $\dot{\psi}(t)$. W tym momencie żeby uzyskać pożądane wartości przemieszczeń, należy dwukrotnie scałkować sygnał przyspieszenia poprzecznego oraz jednokrotnie scałkować sygnał prędkości kątowej odchylania. Całkowanie to odbywa się w układzie pomiarowym:

$$Y(t) = \iint_0^t \ddot{Y}(\tau) \, d\tau \tag{2.112}$$

$$\psi(t) = \int_0^t \dot{\psi}(\tau) d\tau \tag{2.113}$$



Rys. 2.23. Układ pomiarowy w układzie sterowania.

Zastosowanie istniejących już w pojeździe czujników znacznie ułatwi identyfikację parametrów sygnału sterującego.

W dalszych badaniach będą dopuszczane różne zakłócenia elektryczne występujące w układzie pomiarowym, typu szum i przesunięcie sygnału względem zera (*offset*).

Interpretacje szumu można przedstawić poprzez wprowadzenie do układu dwóch generatorów szumu na sygnałach sprzężeń zwrotnych dla procesów transpozycji i stabilizacji (Rys. 2.24). Opis matematyczny sygnałów z uwzględnieniem szumu przedstawiono poniżej:

$$\ddot{Y}_{SZ}(t) = \ddot{Y}(t) + Y''_{SZUM}SZUM(t)$$
 (2.114)

$$\dot{\psi}_{SZ}(t) = \dot{\psi}(t) + \psi'_{SZUM}SZUM(t)$$
(2.115)

gdzie:

SZUM(t) – szum biały o amplitudzie równej 1,

 Y''_{SZUM} , ψ'_{SZUM} – amplitudy szumu – są to wielkości rzędu 0,1 m/s² dla Y'' i 0,01 rad/s dla ψ' . Parametry szumu zostały przyjęte posiłkując się publikacjami [47, 48, 55 i 56].

Szumy zostały dodane do sygnałów mierzonych przez system czujników. W tym rozwiązaniu system czujników mierzy wartości takie jak przyspieszenie poprzeczne i prędkość kątowa. Następnie odpowiednio je całkuje, aby uzyskać wartości poszczególnych przemieszczeń. Dodatkowo, w wyniku działania szumu, przyspieszenie poprzeczne i prędkość kątowa są z nim całkowane. Biały szum został wykorzystany w badaniu wrażliwości, ponieważ jest to standardowe podejście przy badaniach wpływu szumu na wyniki pomiarów. Co więcej, może on występować w sygnałach mierzonych przez systemy czujników i jest dostępny w bibliotece oprogramowania Simulink [23, 26, 40, 129, 141, 142 i 157].


Pojazd klasyczny

Sterownik 4WS

₫

Rys. 2.24. Układ regulacji z uwzględnieniem szumu [30].

Występowanie offsetu w układzie pomiarowym można przedstawić w sposób analogiczny do występowania szumu (Rys. 2.25).



Rys. 2.25. Układ regulacji z uwzględnieniem offsetu [30].

$\ddot{Y}_P(t) = \ddot{Y}(t) + Y$	"PRZESUNIĘCIE	(2.117)
-----------------------------------	---------------	---------

$$\dot{\psi}_P(t) = \dot{\psi}(t) + \psi'_{PRZESUNIĘCIE} \tag{2.118}$$

gdzie:

 $Y''_{PRZESUNIĘCIE}$, $\psi'_{PRZESUNIĘCIE}$ – wartości stałe – są to wielkości rzędu 0,1 m/s² dla Y'' i 0,01 rad/s dla ψ' . Parametry szumu zostały przyjęte posiłkując się publikacjami [47, 48, 55 i 56].

2.8. Model sterowanego pojazdu 4WS

Badania algorytmu sterowania 4WS realizowano poprzez rozległe symulacje komputerowe z wykorzystaniem modelu wirtualnego pojazdu 4WS. Model sterowanego pojazdu 4WS składa się z modelu układu kierowniczego i modelu układu jezdnego (Rys. 2.26).



Rys. 2.26. Schemat blokowy dotyczący wirtualnego pojazdu 4WS [30 i 177].

Model wirtualny pojazdu 4WS nie jest powieleniem modelu pojazdu stosowanym w modelu referencyjnym sterownika, tylko jest jego istotnym rozwinięciem. Model wirtualny jest modelem niezredukowanym, uwzględnia nieliniową transformację zmiennych i efekt wiatru bocznego, a także uwzględnia dynamikę układu kierowniczego (a więc jego inercję, sztywność i tłumienie, a nawet luzy i tarcie).

Układ jezdny

Przy opracowywaniu modelu pojazdu wirtualnego, należy zwrócić uwagę na kilka istotnych kwestii, które po części poruszano już w tej pracy. Przede wszystkim zakłada się, że pojazd w czasie wykonywania manewru porusza się z ustaloną prędkością. Oznacza to, że w fazie wykonawczej manewru nie dochodzi do hamowania ani rozpędzania. Tego typu założenie pozwala na stwierdzenie, że wymuszenia występujące w takim przypadku przy manewrze zmiany pasa ruchu są niewielkie. Dzięki temu można pominąć wszelkiego rodzaju sprzężenia występujące pomiędzy układem zawieszenia, hamulcowym, napędowym i kierowniczym. Gdyby samochód hamował lub rozpędzał się i to gwałtownie, to należałoby włączyć te wszystkie sprzężenia do opracowanego modelu. Przy procesie nagłego hamowania zwiększa się nacisk na koła przednie, co jest efektem działania hamulców i układu zawieszenia przy tak zwanym "nurkowaniu" pojazdu. Należy wówczas również rozpatrywać zmiany we współczynnikach odporności na znoszenie zwłaszcza kół przednich. Analogiczna sytuacja, choć z odwrotnym skutkiem, występuje przy procesie rozpędzania.

Należy również zwrócić uwagę, że model pojazdu wykorzystujący klasyczny model rowerowy można określić mianem modelu pojazdu "idealnego". Nie uwzględnia on niesymetryczności w pojeździe pomiędzy lewą i prawą stroną samochodu, nie bierze pod uwagę jazdy po nierównej drodze lub z niewyważonym kołem oraz nie uwzględnia w swojej strukturze innych elementów zaburzających zakładany tor jazdy, jak np. wiatr boczny. Uwzględnianie nierównej nawierzchni nie jest konieczne ze względu na postawione założenia dotyczące modelu rowerowego. Można również założyć, że samochód jest w pełni sprawny i wszystkie koła ma odpowiednio wyważone (w innym wypadku potrzebny by był model czterokołowy). Natomiast należy zwrócić uwagę na działanie wiatru bocznego. Można powiedzieć, że występuje on praktycznie zawsze w mniejszym lub większym nasileniu. Dlatego postanowiono uwzględnić jego działanie w modelu pojazdu wirtualnego.

W wyniku powyższych uwarunkowań do stworzenia wirtualnego modelu pojazdu 4WS wykorzystano niezredukowany i niezlinearyzowany model rowerowy układu jezdnego, uwzględniający efekt wiatru bocznego. Do rozstrzygnięcia pozostaje jeszcze kwestia uwzględniania przechyłów bocznych, które mogłyby się pojawić przy gwałtownych skrętach pojazdu. Należy zwrócić uwagę, że podczas wykonywania przez pojazd manewru pojedynczej zmiany pasa ruchu, kąty odchylenia pojazdu są niewielkie (rzędu kilku stopni) przy założeniu nieprzekraczania stanów granicznych ruchu pojazdu [106]. Ten fakt pozwala na stwierdzenie, że lekkie kołysanie pojazdu na boki w tym przypadku nie będzie miało większego znaczenia, dlatego można je pominąć. Duże znaczenie natomiast przy niewielkich odchyleniach pojazdu ma działanie układu kierowniczego. Wszelkiego rodzaju inercja, sztywności i tłumienia są bardziej widoczne, i znaczące kiedy wykonywany jest ruch o niewielkim kącie odchylenia niż kiedy jest on duży. Przy większych niż kilkustopniowe odchylenia wszystkie te elementy są mało widoczne i nieznaczące. Zastosowanie układu kierowniczego, na etapie badań wrażliwości, pozwoli też na sprawdzenie jego działania z uwagi na możliwość występowania w układzie kierowniczym luzu i tarcia. Działanie luzu jest przede wszystkim odczuwalne przy małych odchyleniach. Zarówno przy dopuszczalnych wartościach luzu, jak i tych wykraczających poza granicę normy. Stąd lepszym rozwiązaniem wydaje się zastosowanie w układzie jezdnym wirtualnego pojazdu 4WS

modelu rowerowego nie uwzględniającego przechyłów oraz uwzględnienie w modelu pojazdu wirtualnego układu kierowniczego.

Efekt działania wiatru bocznego będzie istotnie różnicował model pojazdu wirtualnego od modelu referencyjnego. Został on opracowany na podstawie [155] (Rys. 2.27). Siła boczna działa na nadwozie samochodu w punkcie zwanym środkiem nacisku (P), który z reguły nie pokrywa się ze środkiem masy pojazdu. W związku z tym, podczas przejazdu przez obszar wiatru bocznego, powstaje moment odchylający działający na samochód, co może prowadzić do zmiany kierunku jazdy. Zakładając, że pojazd skręca w lewo podczas zmiany pasa ruchu należy umieścić punkt P bliżej tylnej osi pojazdu. Dla ułatwienia obliczeń umiejscowienie środka nacisku przyjęto w odległości $0,5L_B$ od środka masy.



Rys. 2.27. Uwzględnienie działania siły wiatru bocznego w modelu rowerowym.

Działanie siły F_p opisane jest w sposób następujący [155]:

$$F_p = \frac{A_y}{A_{y_0}} A \frac{\rho_p V_r^2}{2} c_{F_y}$$
(2.119)

gdzie:

$$V_r^2 = (V + V_w \cos \psi)^2 + V_w^2 \sin^2 \psi$$
(2.120)

$$c_{F_y} = 2,48\beta^{0,382}$$
 $c_{M_z} = 2\beta^{1,77}$ $\beta = arctg\left(\frac{V_w \sin\psi}{V + V_w \cos\psi}\right)$ (2.121 - 2.123)

przy czym: A_y – całkowita powierzchnia boczna nadwozia samochodu, A_{y_0} – boczna powierzchnia nadwozia samochodu bezpośrednio wystawiona na działanie wiatru, A – powierzchnia czołowa, ρ_p – gęstość powietrza, V_w – prędkość wiatru, c_{F_y} – bezwymiarowy współczynnik siły bocznej, c_{M_z} – bezwymiarowy współczynnik momentu odchylania.

Przy obliczaniu momentu siły F_p uwzględniono zmianę z bezwymiarowego współczynnika siły bocznej c_{F_y} na bezwymiarowy współczynnik momentu odchylania c_{M_z} . Wartość V_w powinna być przyjęta na poziomie 20 m/s ± 3 m/s [155]. Zmodyfikowane równania ruchu układu jezdnego uwzględniającego działanie wiatru bocznego w układzie lokalnym przedstawiono poniżej:

$$m\dot{U}(t) + \frac{K_A + K_B}{V}U(t) + \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\Omega(t) = K_A \delta_A(t) + K_B \delta_B(t) + F_P$$
(2.124)

$$J\dot{\Omega}(t) + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V} \Omega(t) + \frac{K_A L_A - K_B L_B}{V} U(t) = K_A L_A \delta_A(t) - K_B L_B \delta_B(t) - \frac{F_p L_B}{2} (2.125)$$

Model wirtualny można by rozbudowywać na wiele sposobów. Tutaj wzięto pod uwagę element związany z układem jezdnym, który dotyczy aerodynamiki oraz element związany z układem kierowniczym, który dotyczy inercji działania.

Układ kierowniczy

Rzeczywisty układ kierowniczy w nowoczesnym samochodzie stanowi układ mechaniczny (zawierający elementy inercyjne, tłumienie, sztywność, przekładnię) oraz aktuator (siłownik), który steruje mechanizmem (Rys. 2.28).



Rys. 2.28. Model układu kierowniczego [176].

Postać modelu układu kierowniczego dla modelu wirtualnego pojazdu 4WS została zaczerpnięta z opracowania [176] i jest przeznaczona dla elementarnego modelu pojazdu (model rowerowy).

Model mechanizmu kierowniczego jest zaprezentowany jako model jedno masowy o zmiennej strukturze (uwzględniający tarcie spoczynkowe) i wyraża go następujące równanie [176]:

$$J_{\delta}\ddot{\delta}(t) = \begin{cases} -\mu_{\delta}tar\left(\dot{\delta}(t), \frac{M_{T_{0\delta}}}{\mu_{\delta}}\right) + pM_{\delta_{H}}(t) + M_{\delta}(t), \ gdy \ \dot{\delta}(t) \neq 0\\ luz\left(pM_{\delta_{H}}(t) + M_{\delta}(t), M_{T_{0\delta}}\right), \ gdy \ \dot{\delta}(t) = 0 \end{cases}$$
(2.126)

gdzie:
$$M_{\delta_H}(t) = K_{\delta\delta_H} luz((\delta_{HS}(t) - p\delta(t)), p_{\delta}) \quad K_{\delta\delta_H} = \frac{K_{\varphi\delta_H}}{\frac{p^2 K_{\varphi\delta_H}}{K_{\theta\delta}} + 1}$$
 (2.127, 2.128)

$$luz(x,a) = x + \frac{|x-a| - |x+a|}{2}$$
(2.129)

$$tar(x,a) = x + a \cdot sgh(x) \qquad sgh(x) = \begin{cases} -1 & dla \ x < 0 \\ s^* \epsilon [-1,1] & dla \ x = 0 \\ 1 & dla \ x > 0 \end{cases}$$
(2.130, 2.131)

Równanie ruchu (2.126) jest równaniem o zmiennej strukturze, która wynika z faktu uwzględnienia możliwości sczepiania z uwagi na działanie tarcia suchego statycznego. Górna część równania, gdy $\dot{\delta}(t) \neq 0$ dotyczy działania tarcia suchego w stanie ruchu, a dolna część równania ($\dot{\delta}(t) = 0$) dotyczy działania tarcia suchego w stanie bezruchu. Jeżeli $\dot{\delta}(t) = 0$ oznacza to, że koło jest chwilowo zablokowane przez tarcie suche statyczne. Dopóki wartość zmiennej $pM_{\delta_H}(t) + M_{\delta}(t)$ nie przekroczy wartości $M_{T0\delta}$, to koło będzie zablokowane i nie będzie miało możliwości skrętu. Jeżeli wartość ta będzie przekroczona (prawie zawsze jest przekraczana), to koło zacznie skręcać (zaczyna funkcjonować górne równanie dla $\dot{\delta}(t) \neq 0$). Podany opis równania uzasadnia jego zmienną strukturę.

Podane parametry modelu układu kierowniczego, tak jak w modelu rowerowym, są odpowiednimi współczynnikami zastępczymi, które uwzględniają nie pojedyncze koło, ale dwa koła. Projektując sterownik producent będzie go stosował w pojeździe "nowym", gdzie parametry luzu i tarcia suchego statycznego są minimalne (wręcz do pominięcia). W wyniku takiego założenia parametry odpowiadające za działanie luzu oraz tarcia w modelu nominalnym (we wstępnej fazie badań) przyjmuje się jako zerowe. Wtedy postać modelu mechanizmu kierowniczego sprowadza się do równania:

$$J_{\delta}\ddot{\delta}(t) = -\mu_{\delta}\dot{\delta}(t) + M_{\delta}(t) + \frac{(K_{\varphi\delta_H} + K_{\theta\delta})(\delta_{HS}(t) - p\delta(t))}{pK_{\varphi\delta_H} + K_{\theta\delta}}$$
(2.132)

Oznaczenia:

- δ [*rad*] kąt obrotu zwrotnicy koła jezdnego,
- δ_{HS} [rad] kąt obrotu koła kierownicy skorygowany przez sygnały korekcyjne,

- θ [rad] kąt obrotu kół przekładni od strony zwrotnic,
- φ [rad] kąt obrotu koła przekładni od strony kierownicy,
- $J_{\delta} [kg \cdot m^2]$ moment bezwładności zwrotnicy z kołem,
- M_{δ} [Nm] moment siły zewnętrznej oddziałujący na zwrotnice,
- M_{δ_H} [Nm] moment siły na kole kierownicy,
- M_{T0s} [Nm] moment siły tarcia suchego ułożyskowania zwrotnicy,
- p_{δ} [*rad*] parametr luzu,
- $\mu_{\delta} \left[\frac{Nms}{rad} \right]$ współczynnik tłumienia odniesiony do ułożyskowania zwrotnicy,
- *p* [-] przełożenie przekładni,
- K_{φδ_H} [Nm/rad] współczynnik sztywności wałka kierownicy,
 K_{θδ} [Nm/rad] współczynnik sztywności wałka reprezentującego drążki.

Poniżej (Rys. 2.29) zaprezentowano geometryczną interpretację wzorów na odwzorowania luz(...) i tar(...).



Rys. 2.29. Interpretacja geometryczna odwzorowań luz(...) i tar(...) [176].

Model aktuatora w układzie kierowniczym musi wyrazić przekształcenie sterującego sygnału napięciowego na przebieg fizyczny ("wyoblony", a nie "nieskończenie szybki", jak ma to miejsce w sygnale "bang-bang"). Można to wyrazić poprzez poniżej przedstawioną transmitancję członu inercyjnego drugiego rzędu:

$$G_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}(s) = \frac{\kappa_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}}{T_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}^2 s^2 + 2\xi_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}T_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}s^{+1}}$$
(2.133)

gdzie: $K_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}$ – współczynnik wzmocnienia, $T_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}$ – parametr czasowy, $\xi_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}$ – parametr tłumienia.

Parametry z równania (2.133) mają charakter parametrów transmitancyjnych, które wynikają z konstrukcji aktuatora i z parametrów mechanizmu kierowniczego.

Określenie postaci modelu układu kierowniczego umożliwia uzyskanie pełnej formy opracowanego modelu pojazdu wirtualnego 4WS.

3. IDENTYFIKACJA CHARAKTERYSTYK I PARAMETRÓW MODELU MATEMATYCZNEGO

3.1. Koncepcja identyfikacji

W występującej w niniejszej pracy identyfikacji należy wyróżnić jej dwa typy. Pierwszy z nich to identyfikacja *online*, a drugi to identyfikacja *offline*.

Identyfikacja nosząca miano online, dotycząca fazy wstępnej, ma za zadanie określać w czasie jazdy wartości niezbędnych parametrów do funkcjonowania sterownika. Proces ten ma na celu aktualizację poszczególnych parametrów w stosunku do parametrów nominalnych, które mogą się zmieniać w wyniku: występujących okoliczności na drodze, zmian atmosferycznych lub zużyć eksploatacyjnych. Do funkcjonowania sterownika w czasie rzeczywistym niezbędne są parametry Y_0, ψ_0, V , P_{AB} i K_0 . Parametry Y_0 i V podlegają bieżącym pomiarom, ψ_0 ma ustaloną wartość rzędu kilku stopni, P_{AB} jest określane przez producenta, więc w rzeczywistości tylko K₀ podlega identyfikacji. Ponadto identyfikując online K_0 nie trzeba identyfikować poszczególnych parametrów modelu rowerowego, ponieważ zgodnie z wyznaczonymi wzorami K₀ wykorzystuje je zbiorczo. Dlatego należy stwierdzić, że w opracowanym sterowniku identyfikacja online sprowadza się wyłącznie do wyznaczenia K_0 . Opiera się on na parametrach mechanicznych, takich jak: prędkość, masa, odległość środka masy od osi przedniej, odległość środka masy od osi tylnej, współczynnik odporności na znoszenie kół przednich i współczynnik odporności na znoszenie kół tylnych. Część z tych parametrów jest opisana w książce z danymi technicznymi samochodu jako pewne parametry nominalne. W rzeczywistych warunkach eksploatacyjnych parametry te są inne względem specyfikacji technicznej samochodu (dane podstawowe pojazdu), bo samochód może być np. załadowany i to w różny sposób, może mieć różne ciśnienie w oponach itp. Pierwsza identyfikacja po ruszeniu samochodu jest konieczna z tego względu, że pojazd może być różnie załadowany. Załadowanie w trakcie jazdy się nie zmienia, więc zmianie nie ulegną również parametry masowe w pojeździe. Natomiast zmianie mogą ulegać parametry K_A i K_B ze względu na to, że pojazd może jechać po różnych nawierzchniach, co przekłada się również na zmianę K_0 . Należy stwierdzić, że identyfikacja online nie musi działać bez przerwy, ale potrzeba żeby była uruchamiana w określonych sytuacjach. Np. w przypadku wystąpienia opadów o potrzebie identyfikacji może informować czujnik deszczu zamieszczony standardowo w większości nowoczesnych samochodów. Sygnalizuje on wystąpienie opadów, a tym samym zmianę nawierzchni, po której porusza się pojazd, co w efekcie prowadzi do potrzeby ponownego wykonania identyfikacji. Zmianę nawierzchni może również sygnalizować program analizy obrazu sytuacji drogowej, np. gdy pojazd zjedzie z drogi asfaltowej na piaszczystą.

Z kolei identyfikacja *offline* ma za zadanie określić parametry do rozbudowanego modelu, który służy jako model wirtualny samochodu 4WS w rozległych badaniach symulacyjnych służących analizie wrażliwości. Można więc stwierdzić, że identyfikacja *offline* jest przewidywana, w tym przypadku, na potrzeby realizowanego doktoratu. Zadaniem identyfikacji *offline* jest wyznaczenie danych, które są potrzebne do badania sterownika metodami symulacji komputerowej. W przypadku niniejszej pracy dane do modelu zarówno referencyjnego, jak i wirtualnego czerpano z identyfikacji *offline*.

3.2. Identyfikacja online

Sterownik funkcjonujący w czasie rzeczywistym musi mieć możliwość identyfikacji poszczególnych parametrów niezbędnych do pracy *online*. W przypadku opracowywanego sterownika, wśród tych parametrów należy wyróżnić: Y_0 , ψ_0 , V, P_{AB} , K_0 . Wszystkie te parametry określane są w fazie przygotowawczej manewru zmiany pasa ruchu, w związku z powyższym w niniejszym podrozdziale przedstawia się raczej ideę tej identyfikacji, a nie same algorytmy identyfikacji. W punkcie 2.6.4 dokładnie zdefiniowano sposób wyznaczania parametrów Y_0 , ψ_0 i V, dlatego w tym podrozdziale już nie są omawiane.

Charakterystyka $P_{AB}(V)$ jest z założenia stała dla danego pojazdu. Producent narzuca charakterystykę przełożenia w zależności od zastosowanego rozwiązania w danym samochodzie. W najnowszych rozwiązaniach czołowych producentów, jak już wspomniano, jest to charakterystyka $P_{AB}(V)_2$. Producent musi, na podstawie szeregu badań, odpowiednio dostroić tę charakterystykę do konkretnego samochodu realizując wiele badań w różnym zakresie prędkości.

Fundamentalne znaczenie dla algorytmu sterowania ma znajomość charakterystyk $K_0(V)$. Na podstawie analizy tych charakterystyk (Rys. 2.13) można dostrzec, że mają bardzo podobny kształt z pewnym ekstremum dla określonej prędkości V_e . Postacie charakterystyk parametru $K_0(V)$ dla pojazdów podsterownych różnią się w praktyce przeskalowaniem, które jest uzależnione od parametrów mechanicznych pojazdu. W związku z tym dobór charakterystyki dla nominalnych danych, ujętych w specyfikacji technicznej pojazdu, będzie należał do producenta. Jednakże będzie to dobór na

podstawie identyfikacji dla danej prędkości, drogi, masy i jej rozkładu w pojeździe. Producent może oczywiście robiąc różne testy, sporządzić pewne rodziny charakterystyk dla różnych typów dróg, prędkości czy rozkładów mas, co stanowczo zwiększy efektywność pracy sterownika. W przypadku ustalenia tylko parametrów nominalnych przez producenta, dobrana charakterystyka $K_0(V)$ będzie musiała ulegać dostrojeniu. W celu przeprowadzenia takiej identyfikacji trzeba wykonać pewien test (eksperyment identyfikacyjny). Polegałby on na tym, że samochód rusza i co jakiś czas, w sytuacji zmiany warunków eksploatacyjnych np. pojawienia się deszczu, wykonuje np. niewielki manewr zmiany pasa ruchu przy zadanych wartościach parametru sterującego, ale o małej amplitudzie. Wtedy znając wartości zadanego sygnału wejściowego i zmierzonych wyjściowych, a tym samym parametrów δ_0 i T, można wykonać obliczenie K_0 . Zauważmy, że w tym przypadku łatwo określić jakie powinno być K_0 , żeby postać odpowiedzi była adekwatna do zadanego wymuszenia. Nie chodzi tu o to, żeby robić identyfikację *online* całej charakterystyki $K_0(V)$ dla każdej zmiany prędkości, masy czy nawierzchni, ponieważ musiałoby to być realizowane co chwilę, co znacznie obniżyłoby komfort jazdy z uwagi na prowadzony podczas jazdy "eksperyment identyfikacyjny". Ponadto tak jak już podkreślono, charakterystyki te różnią się głównie skalowaniem. Wystarczyłoby identyfikować tę charakterystykę np. w punkcie ekstremum. Następnie poprzez założenie, że jest to charakterystyka, która co do kształtu nie będzie się różnić dla innych parametrów mechanicznych, można przeskalować ją przez odpowiedni współczynnik skali. Pozwoliłoby to utrzymywać odpowiednią wartość K₀ w czasie pracy sterownika. Walorem tego podejścia jest prostota identyfikacji, która może być realizowana w czasie rzeczywistym, a więc online. Należy podkreślić, że w tej identyfikacji online nie potrzeba oddzielnie wyliczać poszczególnych parametrów mechanicznych modelu rowerowego 4WS, które zawiera w sobie współczynnik wzmocnienia K_0 . Zamiast wyliczać siedem parametrów (w tym trudnych do wyliczenia K_A i K_B), wystarczy policzyć jeden – K_0 , co jest realizowalne online.

3.3. Identyfikacja offline

Badania identyfikacyjne *offline* autor przeprowadził na Wydziale Mechanicznym Politechniki Krakowskiej, ponieważ był tam dostępny samochód z odpowiednim oprzyrządowaniem oraz plac umożliwiający realizację eksperymentu. Do badań służących identyfikacji wykorzystano pojazd 2WS, ponieważ autor nie dysponował rzeczywistym pojazdem 4WS. Należy podkreślić, że nie ma różnicy w technice identyfikacji pomiędzy pojazdami 2WS i 4WS. Pojazd ten to Volkswagen Passat 1.9 TDI 2007 kombi (Rys. 3.1).



Rys. 3.1. Samochód Volkswagen Passat 1.9 TDI 2007 kombi przygotowany do badań identyfikacyjnych.

Realizacja badań na Politechnice Krakowskiej wynikała z pewnych powodów. Celem identyfikacji *offline* było przede wszystkim pozyskanie parametrów dla modelu rowerowego. Parametry takie jak: V, m, J, L_A i L_B można zidentyfikować przeprowadzając testy na rzeczywistym pojeździe przeznaczonym do badań, który w tym czasie w Wojskowej Akademii Technicznej nie był dostępny. W Wojskowej Akademii Technicznej istnieje stanowisko do wyznaczenia parametrów K_A i K_B , ale uznano, że dobranie takich samych opon jak w badanym pojeździe i o takim samym stopniu zużycia jest praktycznie niemożliwe.

Identyfikacja *offline* jest wykonywana w celu pozyskania niezbędnych parametrów do układu jezdnego modelu wirtualnego samochodu 4WS. Nie dotyczy ona parametrów układu kierowniczego ani innych wartości parametrów stosowanych w badaniach wrażliwości z uwagi na luz, tarcie, szum i wartość przesunięcia sygnału względem zera (*offset*), gdyż z założenia będą one zaczerpnięte z literatury. Identyfikacja *offline* po części ma charakter bezpośredni – np. ważenie samochodu i określenie rozkładu jego masy, a po części charakter pośredni – gdy parametry identyfikowane są w sposób "okrężny". Identyfikacja pośrednia dotyczy parametrów: J, K_A i K_B . Parametry te można wyznaczać różnymi metodami i zazwyczaj mają one jednak charakter szacunkowy.

Identyfikacja parametrów masowych

Na wstępie badań samochód zważono i zmierzono. Poniższa tabela prezentuje rozkład masy na poszczególne koła (Tab. 3.2) wariant przy obciążeniu badawczym (kierowca, osoba wykonująca pomiary /z tyłu po prawej stronie/ i aparatura pomiarowa). Tab. 3.1. Rozkład masy na koła - VW Passat.

Kala	Masa w [kg]			
KOIU	Lewe	Prawe		
Przednie	465	470		
Tylne	347	345		

Powyższe dane pozwalają na wyznaczenie masy całkowitej pojazdu podczas badania (m) oraz odległości środka masy od przedniej i tylnej osi pojazdu (L_A i L_B) – Rys. 3.2.



Rys. 3.2. Wyznaczenie parametrów L_A i L_B .

gdzie:

- *C* środek masy pojazdu (ciężar),
- L rozstaw osi,
- Z_A , Z_B reakcja normalna (pionowa), będąca sumą nacisku koła lewego i prawego,
- L_A , L_B odległość środka masy odpowiednio od osi przedniej i tylnej.

$$m = 465 + 470 + 347 + 345 = 1627 \, kg \tag{3.1}$$

(3.2)

$$L = 2,71 m$$

Dla pojazdu ustawionego tak jak powyżej można wyznaczyć odległości środka masy od osi przedniej i tylnej w płaszczyźnie X,Y (wysokość położenia środka masy nie jest potrzebna do modelu rowerowego), jest to analogiczny sposób do wyznaczania środka ciężkości. Po zapisaniu równań momentów sił względem tylnego koła (obliczenia można wykonać również względem przedniej osi) i odpowiednim ich przekształceniu otrzymujemy równania na wyznaczenie parametrów L_A i L_B [188].

$$L_B = \frac{Z_A L}{C} \tag{3.3}$$

$$L_A = L - L_B \tag{3.4}$$

W wyniku wykonanych obliczeń i odpowiednim ich przekształceniu otrzymano wartości żądanych parametrów.

$$L_A = 1,15 m$$
 (3.5)

$$L_B = 1,56 m$$
 (3.6)

W kolejnym etapie przystąpiono do wyznaczania masowego momentu bezwładności. W wyniku niedostępności odpowiedniego do tego stanowiska, postanowiono wykorzystać pewną metodę szacunkową.

Standardowo wyznaczenie momentu bezwładności dla małych obiektów można realizować przy pomocy wahadła fizycznego. W przypadku mierzenia momentu bezwładności dla większych obiektów, jak np. samochód, wykorzystuje się do tego specjalne stanowiska badawcze [190]. Ze względu na niedostępność stanowiska określenie momentu bezwładności autor wykonał w sposób szacunkowy.

Koncepcja wyznaczenia momentu bezwładności wykorzystuje w obliczeniach znajomości masy i tzw. promienia bezwładności. Masa i jej rozkład są parametrami znanymi, ale promień bezwładności nie. W związku z tym najpierw przeprowadzono analizę dotyczącą promienia bezwładności posiłkując się rekordami danych zaczerpniętych z literatury (Tab. 2.1). W pierwszej kolejności wyznaczono dla każdego rekordu danych promień bezwładności (R_i) wynikający z faktu, że w Tab. 2.1 podane były: masowy moment bezwładności (J_i) oraz masa (m_i). Zastosowano następujący wzór:

$$R_i = \sqrt{\frac{J_i}{m_i}} \tag{3.7}$$

gdzie: i – numer rekordu danych.

Kolejno wyliczono wskaźnik w_i , który jest stosunkiem promienia bezwładności (R_i) do rozstawu osi $(L_{A_i} + L_{B_i})$ dla poszczególnych pojazdów występujących w tych rekordach danych:

$$w_i = \frac{R_i}{L_{A_i} + L_{B_i}} \tag{3.8}$$

Następnie na podstawie wszystkich stosunków promieni bezwładności do rozstawów osi wyliczono wartość średnią w_e :

$$w_e = \frac{\sum w_i}{i_{max}} \tag{3.9}$$

Uzyskanie wartości średniej parametru w_e wykorzystano do obliczenia momentu bezwładności w następujący sposób:

$$J_{w_i} = m_i [w_e (L_{A_i} + L_{B_i})]^2$$
(3.10)

Kolejno sprawdzono wielkość względnego błędu procentowego (b_J) pomiędzy rzeczywistym momentem bezwładności J_i zaczerpniętym z literatury, a tym wyznaczonym przy pomocy w_e :

$$b_J = \frac{|J_i - J_{w_i}|}{|J_i|} \cdot 100\%$$
(3.11)

Wyniki analizy przedstawia Tab. 3.2.

L.	m [lt a]	J	D [m]	I [m]	I [m]			J_w	b _J	D [m]
Р.	<i>m</i> [<i>ky</i>]	$[kg \cdot m^2]$	K [m]	$L_A [m]$	$L_B [m]$	W	We	$[kg \cdot m^2]$	[%]	$\kappa_w [m]$
1.	1270	1536,7	1,1	1,015	1,895	0,38		2603,93	69,45	1,43
2.	1289	1627	1,12	1	1,454	0,46		1879,49	15,52	1,21
3.	1120	2130	1,38	1,1	1,4	0,55		1694,87	20,43	1,23
4.	917	1128	1,11	0,91	1,64	0,43		1443,74	27,99	1,25
5.	1530	4192	1,66	1,11	1,666	0,6		2854,76	20,87	1,37
6.	2364	5000	1,45	1,673	1,412	0,47		5447,49	31,9	1,52
7.	1640	2720	1,29	1,105	1,345	0,53		2383,5	8,95	1,21
8.	1530	2732	1,34	1,14	1,64	0,48		2862,99	12,37	1,37
9.	1740	3214	1,36	1,058	1,756	0,48		3336,08	4,79	1,38
10.	1090	2000	1,35	1,4	1,1	0,54		1649,47	3,8	1,23
11.	1562	2630	1,3	1,104	1,421	0,51	0.49	2411,25	17,53	1,24
12.	2360	4700	1,41	1,67	1,41	0,46	0,47	5420,66	8,32	1,52
13.	1973	2000	1,01	1,54	1,21	0,37		3612,69	15,33	1,35
14.	1300	1296	1	0,88	1,32	0,45		1523,45	80,63	1,08
15.	1230	1343,1	1,04	1,04	1,56	0,4		2013,22	17,55	1,28
16.	1600	2300	1,2	1,2	1	0,54		1875,01	49,89	1,08
17.	1429	1765	1,11	1,05	1,57	0,42		2375,05	18,48	1,29
18.	1740	3545	1,43	1,12	1,82	0,49		3641,52	34,56	1,45
19.	1740	3048	1,32	1,035	1,655	0,49		3048,54	2,72	1,32
20.	1704,7	3048,1	1,34	1,035	1,665	0,5		3008,95	0,02	1,33
21.	1500	6000	2	1,1	1,4	0,8		2269,92	62,17	1,23
22.	1400	1993	1,19	1,063	1,485	0,47		2200,72	10,42	1,25

Tab. 3.2. Wyznaczanie masowego momentu bezwładności.

W wyniku przeprowadzonych obliczeń odnotowano błędy procentowe pomiędzy wartościami J i J_w :

• poniżej wartości 10% dla rekordów 7, 9, 10, 12, 19 i 20,

- powyżej wartości 10%, ale poniżej wartości 20% dla rekordów 2, 8, 11, 13, 15, 17 i 22,
- powyżej wartości 20%, ale poniżej wartości 30% dla rekordów 3, 4 i 5,
- powyżej wartości 30% dla rekordów 1, 6, 14, 16, 18 i 21.

Jak można zauważyć w większości przypadków, błąd nie przekracza wartości 20 % (6 na 22 rekordy odnotowuje błąd poniżej 10%). Prowadzi to do stwierdzenia, że przyjmując zakładany parametr stosunku promienia bezwładności do rozstawu osi pojazdu na poziomie 0,49 (w obliczeniach przyjęto tę wartość bez zaokrąglenia do dwóch miejsc po przecinku), można wyznaczyć (oszacować) masowy moment bezwładności bez odpowiedniego do tego stanowiska badawczego. W tabeli umieszczono również wartości R_w wyliczonego na podstawie oszacowanego w_e dla każdego z rekordów. Wyraźnie widać, że wyznaczony na podstawie w_e promień bezwładności w większości przypadków niewiele odbiega od rzeczywistego. Należy też tutaj dodać, że parametr masowego momentu bezwładności występuje tylko w kilku parametrach transmitancyjnych, co oznacza, że nie wpływa on w głównej mierze na końcową postać transmitancji.

W związku z powyższym obliczenie masowego momentu bezwładności z wykorzystaniem parametru " w_e ", dla badanego pojazdu Volkswagen Passat, prezentuje się następująco:

$J_w = 1627 \cdot [w_e \cdot (1,15+1,56)]^2 = 2893 \, kg \cdot m^2 \tag{3.12}$

Identyfikacja współczynników odporności na znoszenie

Współczynniki K_A i K_B to najtrudniejsze do wyznaczenia parametry w modelu rowerowym 4WS, które stanowią parametry liniowej aproksymacji charakterystyk znoszenia kół ogumionych. Są to tak zwane współczynniki zastępcze dla zastępczych kół, które wyrażają stosunek siły bocznej działającej na koło i kąta znoszenia tego koła w statycznych warunkach ruchu. Oczywiście parametry K_A i K_B dla modelu rowerowego mają podwójne wartości w stosunku do parametrów analogicznych dla pojedynczych kół.

Współczynniki K_A i K_B są zależne od rodzaju nawierzchni, po której porusza się koło pojazdu, stanu tej nawierzchni, rodzaju opony, stanu tej opony i warunków atmosferycznych w jakich pojazd się porusza. Ponadto zależą one również od siły nacisku działającej na oponę (a więc od masy i rozkładu masy w pojeździe), a także od prędkości. Należy tutaj zauważyć, że fakt zależności współczynników odporności na znoszenie od prędkości jest przez wielu badaczy pomijany. Tab. 3.3 prezentuje prędkości, masy i rozkłady masy, przy których autorzy artykułów prowadzili badania dla konkretnych K_A i K_B . Tabela ta wyraźnie pokazuje, że zależność współczynników K_A i K_B od prędkości bywa bagatelizowana! Wątek zależności współczynników odporności na znoszenie od prędkości jest rozważany w dalszej części tego podrozdziału.

L. P.	Źródło	m [kg]	$V\left[\frac{m}{s}\right]$	$L_A[m]$	$L_B[m]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$
1.	[4]	1270	8,33; 13,89; 19,44; 27,78	1,015	1,895	48377	26075
2.	[11]	1289	2,78; 22,22	1	1,454	73520	97058
3.	[15]	1120	8,33; 25	1,1	1,4	55000	45000
4.	[36]	917	14; 18	0,91	1,64	55712	57296
5.	[75]	1530	wysoka prędkość	1,11	1,666	40849,6	31148,3
6.	[91]	2364	14	1,673	1,412	144000	283000
7.	[103]	1640	8,33; 27,78	1,105	1,345	33020	55830
8.	[105]	1530	13,33; 26,39	1,14	1,64	68348	48578
9.	[109]	1740	30	1,058	1,756	29000	60000
10.	[113]	1090	12,5	1,4	1,1	44500	56500
11.	[114]	1562	27,78	1,104	1,421	42000	64000
12.	[118]	2360	11,11	1,67	1,41	70000	130000
13.	[128]	1973	6; 7; 10	1,54	1,21	140000	170000
14.	[132]	1300	10; 30; 50	0,88	1,32	94170	79460
15.	[143]	1230	13,5; 28	1,04	1,56	48840	32887
16.	[149]	1600	25	1,2	1	29000	60000
17.	[167]	1429	22,22	1,05	1,57	36000	50000
18.	[168]	1740	20; 30; 40	1,12	1,82	27500	65000
19.	[169]	1740	30	1,035	1,655	35000	37500
20.	[170]	1704,7	20	1,035	1,665	39515	39515
21.	[171]	1500	20	1,1	1,4	64000	52000
22.	[174]	1400	27,78	1,063	1,485	52480	88416

Tab. 3.3. Wartości prędkości, przy których wyznaczano współczynniki odporności na znoszenie kół w literaturze.

Do wyznaczenia pożądanych współczynników wykorzystano wyniki z badań pojedynczej zmiany pasa ruchu. Tor jazdy został przygotowany na podstawie normy [183] dla podwójnej zmiany pasa ruchu (nie istnieje norma dla badania pojedynczej zmiany pasa ruchu) z wykorzystaniem elementów niezbędnych dla pojedynczej. Zmiany szerokości i długości toru jazdy względem normy wynikały z dostępnej przestrzeni oraz

wykonywania manewru w szerokim zakresie prędkości. Proces zmiany pasa ruchu polegał na tym, że samochód kierowany przez kierowcę przejeżdżał tor opisany na Rys. 3.4.



Rys. 3.3. Tor jazdy.

Eksperyment ten przeprowadzono na placu koło Wydziału Mechanicznego Politechniki Krakowskiej (Rys. 3.4).



Rys. 3.4. Zdjęcie trasy manewru z Google Earth.

Badania pojedynczej zmiany pasa ruchu przeprowadzono na suchej i równej nawierzchni asfaltowej dla siedmiu prędkości. W większości przypadków dla każdej prędkości przeprowadzano po dwie próby. Natomiast opracowane wyniki przestawiono tylko dla jednej próby, w której obrazy sygnału sterującego i odpowiedzi przemieszczeń układu były stosunkowo najlepsze jakościowo i w jak największym stopniu odzwierciedlały przebiegi teoretyczne. Niestety w kilku przypadkach realizowane próby były nieudane. Przy niektórych próbach występowały pewne oscylacje na tyle duże, że uniemożliwiały proces identyfikacji dla danej wartości prędkości. Dlatego wyniki opracowano dla czterech prędkości z siedmiu badanych. Nie zawsze sygnały sterujące czy odpowiedzi układu kończyły się w odpowiedniej chwili czasowej, co wynikało z nierównoległego ustawienia pojazdu w warunkach początkowych próby lub wcześniejszego zjazdu z toru. Pojazd w większości przypadków nie osiągał założonej wartości końcowej przemieszczenia poprzecznego ze względu na to, że kierowca nie zawsze wjeżdżał na środek toru i nie poruszał się idealnie po jego środku. Wartości przemieszczenia poprzecznego w stanie ustalonym przyjmowały różne wartości, ze względu na sposób jazdy kierowcy i prędkość z jaką kierowca pokonywał tor jazdy. Autor ma świadomość, że do takich analiz potrzeba przeprowadzić wielokrotne badania i robić uśrednienia, ale niestety w tym przypadku ze względów organizacyjnych dysponowano krótkim czasem na realizację badań. Pewne trudności wyniknęły dopiero w trakcie analizy wyników, a autor nie miał możliwości żeby od razu sprawdzać na bieżąco otrzymane wyniki i ewentualnie je powtarzać. Nie mniej jednak badania realizowano w maksymalnym stopniu rzetelności.

Szczegółowy opis aparatury można znaleźć w załączniku (Załącznik nr 5). Najważniejsze elementy stanowią (Rys. 3.6):

- kierownicę MSW (Measurement Steering Wheel) pomiar kąta obrotu koła kierownicy,
- laptop z oprogramowaniem Catman do rejestracji danych, wyposażony w przetwornik Spider 8 służący do przetwarzania zarejestrowanych sygnałów analogowo – cyfrowych i ich odczytu w programie,
- żyroskop Crossbow pomiar prędkości kątowej odchylania,
- głowicę Correvit pomiar prędkości wzdłużnej i poprzecznej.



Rys. 3.5. Aparatura pomiarowa i jej rozmieszczenie.

W celu przedstawienia wyników, najpierw należało przeliczyć przebiegi pomiarów prędkości wzdłużnej i poprzecznej z układu głowicy Correvit do środka masy pojazdu. Należało do tego jeszcze wyliczyć położenie środka masy względem rozstawu kół. Postępowanie jest analogiczne do wyznaczania odległości środka masy względem rozstawu osi (Rys. 3.6).



Rys. 3.6. Wyznaczenie parametrów S_L i S_P .

gdzie:

- *S* rozstaw kół,
- Z_L, Z_P reakcja normalna (pionowa), będąca sumą nacisku koła przedniego i tylnego,
- S_L, S_P odległość środka masy odpowiednio od koła lewego i prawego.

$$S = 1,74 m$$
 $S_P = \frac{Z_L S}{C}$ $S_L = S - S_P$ (3.13-3.15)

Odpowiednio po podstawieniu otrzymuje się:

$$S_P = 0,88 m$$
 (3.16)

$$S_L = 0,86 m$$
 (3.17)

Wszystkie potrzebne miary naniesiono na poniższy schematyczny rysunek pojazdu (Rys. 3.8).



Rys. 3.7. Przeliczanie prędkości względem środka masy pojazdu.

Środek masy pojazdu określa się jako punkt (0,0), natomiast punkt C_2 jako (x_2, y_2). Chcąc przeliczyć prędkości względem punktu C, należy obliczyć odległości x_2 i y_2 oraz podstawić je do poniższych dwóch równań w programie obliczeniowym:

$$V = V_2 + \Omega \cdot y_2 \tag{3.18}$$

$$U = U_2 - \Omega \cdot x_2 \tag{3.19}$$

gdzie: $x_2 = 1,56 + z = 2,64 m$ $y_2 = 0,88 - 0,405 = 0,475 m$ (3.20, 3.21)

$$z = \sqrt{1,765^2 - (0,86 + 0,88 - 0,405)^2} \approx 1,08 \, m \tag{3.22}$$

Powyższe przeliczenie wykonano w prostym programie obliczeniowym w Simulinku.

wyników badań przedstawiono przebiegi: Wśród kạtów skrętu kół, przemieszczenia poprzecznego i kątowego pojazdu. Przemieszczenia uzyskano na podstawie sygnałów zarejestrowanych przez głowicę Correvit i żyroskop Crossbow. Natomiast kąt skrętu kół wyliczono na podstawie wyników zarejestrowanych przez kierownicę MSW, która rejestrowała kąt obrotu koła kierownicy realizowany przez kierowcę. W tym przypadku podzielono wartości sygnałów sterujących przez współczynnik przełożenia układu kierowniczego, żeby otrzymać kat skrętu kół. Tego rodzaju uproszczenie wymaga objaśnienia. Zarejestrowane przebiegi kąta obrotu koła kierownicy są dość gładkie, a dla przebiegów gładkich cała dynamika nie odgrywa dużej roli, jeżeli przy tym luzy i tarcia w układzie kierowniczym są małe. W takim przypadku cały układ kierowniczy zachowuje się jak układ kinematyczny, a jeśli jest to liniowy układ kinematyczny, to w pierwszym przybliżeniu można uzyskać kąt skrętu kół samochodu poprzez podzielenie kąta obrotu koła kierownicy przez współczynnik przełożenia. W przypadku, gdyby stosowano sygnał sterujący "bang-bang" należałoby uwzględnić elementy układu rzeczywistego w układzie kierowniczym, ponieważ sygnał ten nie jest gładki.

Wyniki przedstawione na Rys. 3.8 dotyczą wybranych prędkości: 5,96 m/s (≈20 km/h); 10,81 m/s (≈40 km/h); 19,2 m/s (≈70 km/h) i 21,7 m/s (≈80 km/h).



Rys. 3.8. Przykładowe wyniki badań pojedynczej zmiany pasa ruchu.

W przypadku dwóch najniższych prędkości można zauważyć, że pojazd przemieścił się o około 2,2 m, co było efektem małego wpływu dynamiki pojazdu oraz wjazdu na tor blisko jego lewej krawędzi a skończeniu manewru blisko prawej krawędzi. Należy również zauważyć, że dla obu tych prędkości w początkowej fazie pojazd przemieszczał się nieznacznie w prawo, a nie odnotowano ujemnego odchylenia kątowego. Wynika to z nierównoległego początkowego ustawienia pojazdu względem toru. Dla wyższych prędkości odnotowano większe przemieszczenie. Dla 19,2 m/s (\approx 70 km/h) pojazd przemieścił się o ponad 4 m przy kącie odchylenia około 0,17 rad (\approx 10°), co jest efektem wjazdu na tor bliżej prawej krawędzi toru, a zjazdu bliżej lewej. Z kolei przy prędkości 21,7 m/s (\approx 80 km/h) pojazd przemieścił się o około 3,2 m przy kącie odchylenia o wartości około 0,15 rad (\approx 9°), co wynika ze stosunkowo dużego wpływu dynamiki pojazdu i ze sposobu jazdy kierowcy. W przypadkach braku powrotu do położenia zerowego (dla sygnału sterującego i przemieszczenia kątowego) oznacza to, że w takich pozycjach zakończył się manewr, a potem nastąpił zjazd z toru.

Poniżej przedstawiono schemat postępowania przy wyznaczaniu współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych (Rys. 3.9).



Rys. 3.9. Schemat postępowania.

W celu wyznaczenia współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych, odpowiednio zestawiono wyniki przemieszczeń rzeczywistych oraz odpowiedzi modelu rowerowego (w wersji niezredukowanej) na zadany rzeczywisty kąt skrętu kół. Następnie tak strojono współczynniki K_A i K_B , aby uzyskać jak najbardziej zbliżone przebiegi odpowiedzi rzeczywistych i symulacyjnych. Linie przerywane na modelu pokazują ideę "podstrajania" modelu rowerowego. Poniżej przedstawiono wyniki symulacji z wyznaczania współczynników K_A i K_B (Rys. 3.10).



Rys. 3.10. Wyznaczanie K_A i K_B.

Przeprowadzane metodami symulacyjnymi porównanie wyników z badań rzeczywistych i z badań modelowych było realizowane dla takich samych mas, rozkładów mas i momentów bezwładności. Badania te pokazały, że w celu

odpowiedniego dostrojenia wyników badań modelowych do wyników badań rzeczywistych należy uzależnić współczynniki K_A i K_B od prędkości.

Zaprezentowane wyniki badań pokazują, że odpowiedzi przemieszczeń rzeczywistych są zbliżone do symulacyjnych. W poniższej tabeli obok wartości współczynników odporności na znoszenie zamieszczono względne błędy procentowe dla każdego z przemieszczeń (Tab. 3.4). Względny błąd procentowy odchylenia liniowego:

$$b_Y = \frac{|T_{max,rzecz} - T_{max,sym}|}{|Y_{max,rzecz}|} \cdot 100\%$$
(3.23)

Względny błąd procentowy odchylenia kątowego:

$$b_{\psi} = \frac{|\psi_{max.rzecz} - \psi_{max.sym}|}{|\psi_{max.rzecz}|} \cdot 100\%$$
(3.24)

$V\left[\frac{m}{s}\right]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$	b _Y [%]	b _ψ [%]
5,96	13424	16038	17	26
10,81	17081	22057	24	26
19,2	55086	69919	6	12
21,7	57719	80723	2	5

Tab. 3.4. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla poszczególnych prędkości.

Najwyższe względne błędy procentowe odnoszą się do prędkości niższych (5,96 i 10,81 m/s), ale nie przekraczają wartości 26% dla obu przemieszczeń. Dla prędkości 19,2 m/s odnotowuje się w przypadku przemieszczenia kątowego błąd o wielkości 12%, a dla przemieszczenia poprzecznego tylko 6%. W przypadku prędkości 21,7 m/s różnice pomiędzy wartościami przemieszczeń rzeczywistych i wartościami przemieszczeń symulacyjnych są rzędu kilku procent. Pozwala to na stwierdzenie, że wartości wyznaczanych współczynników są stosunkowo poprawne. Należy również podkreślić, że zastosowana metoda identyfikacji K_A i K_B jest pewną metodą szacunkową, która w pełni nie odzwierciedli rzeczywistych wyników.

Wyznaczone wartości zależności $K_A(V)$ i $K_B(V)$ pokazują, że wartości K_A i K_B rosną ze wzrostem V.



Rys. 3.11. Charakterystyki $K_A(V)$ i $K_B(V)$.

Uzyskane charakterystyki w pewnym początkowym zakresie są stałe, a potem następuje ich wzrost. Wzrastają dość łagodnie prawie liniowo, a następnie osiągają pewne swoje ekstrema. Widać przy tym, że te charakterystyki różnią się dla kół przednich i tylnych – jakościowo są podobne, ale się różnią. Przy wzroście prędkości dostrzega się coraz większe zróżnicowanie pomiędzy wartościami K_A i K_B .

W ramach niniejszej pracy przeprowadzono również badania pokazujące, jak wyglądałyby odpowiedzi przemieszczeń z symulacji względem przebiegów rzeczywistych, gdyby współczynniki K_A i K_B nie były zmieniane wraz ze zmieniającą się prędkością. Zastosowane w tym badaniu współczynników K_A i K_B wyznaczano dla prędkości 10,81 m/s (Rys. 3.12). Analogiczne przykłady dla pozostałych prędkości można znaleźć w załączniku (Załącznik nr 6).



Rys. 3.12. Wyniki badań przy założeniu stałych współczynników K_A i K_B dla V=10,81 m/s.

Stosując stałe współczynniki odporności na znoszenie zauważa się, że pomiędzy rzeczywistymi odpowiedziami układu, a tymi wynikającymi z modelu rowerowego występują znacznie większe różnice. W przypadku wyższych prędkości to zróżnicowanie się nasila, a tym samym rośnie wartość względnego błędu procentowego (Tab. 3.4). Tab. 3.5. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla stałej prędkości 10,81 m/s.

$V\left[\frac{m}{s}\right]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$	b _Y [%]	b _ψ [%]
5,96	17081	22057	35	16
10,81	17081	22057	24	26
19,2	17081	22057	70	41
21,7	17081	22057	64	40

Wykonane obliczenia ponownie podkreślają, że wyznaczając współczynniki odporności na znoszenie należy je uzależniać od prędkości.

W ramach badań identyfikacyjnych parametrów K_A i K_B odniesiono się również do uzależnienia parametru K_0 jako funkcji prędkości przy zmiennych K_A i K_B . W Tab. 3.4 przedstawiono wyniki obliczenia $K_0(V)$ przy wcześniej wyznaczonych $K_A(V)$ i $K_B(V)$.

$V\left[\frac{m}{s}\right]$	$K_0\left[\frac{1}{s}\right]$
5,96	1,5
10,81	2,09
19,2	4,58
21,7	4,42
22,78	4,26

Tab. 3.6. Dane poszczególnych parametrów.

Na Rys. 3.11 przedstawiono przebiegi obliczonej charakterystyki $K_0(V)$ dla badanego pojazdu Volkswagen Passat z charakterystykami z Rys. 2.13, które dotyczyły danych z innych publikacji.



Rys. 3.13. Charakterystyka $K_0(V)$ Volkswagena Passata w odniesieniu do charakterystyk z innych publikacji.

Charakterystyka $K_0(V)$ dla Volkswagena Passata była wyznaczana przy różnych wartościach K_A i K_B wynikających ze zmian prędkości. Natomiast charakterystyki $K_0(V)$ wynikające z danych literaturowych z Tab. 2.1, były wyznaczane przy stale założonych wartościach K_A i K_B dla różnych prędkości. W przypadku charakterystyki $K_0(V)$ dla identyfikowanego w tym rozdziale pojazdu należy stwierdzić, że osiąga ona ekstremum przy prędkości około 19 m/s, a jej wartość szczytowa wynosi około 4,5 1/s. Charakterystyka dla Passata jest bardziej skomplikowana niż w pozostałych przypadkach ze względu na uzależnienie K_A i K_B od V.

4. BADANIA SYMULACYJNE

4.1. Koncepcja badań symulacyjnych

Symulacje umożliwiają teoretyczne przetestowanie proponowanej metody sterowania bez konieczności posiadania rzeczywistego obiektu. Badania symulacyjne służą analizom dynamiki układów w przypadku, gdy w pewnych sytuacjach badania symulacyjne są jedynym niezbędnym narzędziem na badanie wpływu pewnych parametrów na dynamikę układu. Przykładem tego jest analiza wpływu luzu w układzie kierowniczym na opracowany algorytm. Nie można zwiększyć luzu w układzie kierowniczym rzeczywistego pojazdu celem wykonania eksperymentu, ponieważ wymagałoby to celowego uszkodzenia poszczególnych jego elementów.

Aktualnie można spotkać się z wieloma programami symulacyjnymi odwzorowującymi dynamikę pojazdów. Są to np.:

- V-SIM pozwala na symulację ruchu i zderzeń pojazdów z uwzględnieniem złożonego opisu środowiska ruchu, w którym porusza się pojazd [192],
- SimMechanics umożliwia symulowanie pojazdu jako ciało sztywne i pozwala na dowolne definiowanie jego geometrii [192],
- CarSim umożliwia badania dynamiki pojazdu, a uzyskane wyniki można odczytywać dla ustalonych i przejściowych stanów ruchu [193],
- MSC Adams pozwala na symulowanie wielobryłowych elementów pojazdu, ale nie są one traktowane jako ciała sztywne [194],
- Simulink umożliwia budowanie modeli symulacyjnych za pomocą graficznego interfejsu oraz tak zwanych "bloków" w ramach systemu Matlab [192].

Wybór zależy od możliwości programu, dostępności, umiejętności i znajomości przez użytkownika danego programu. W przypadku tej pracy wykorzystano program Matlab&Simulink.

W niniejszej pracy wyróżnia się wstępne badania symulacyjne, które mają pokazać poprawność stosowania założonej idei oraz badania symulacyjne służące analizie wrażliwości, które w tym przypadku odnoszą się do określenia wpływu pewnych niedoskonałości na pracę układu sterowania. Symulacje przeprowadzane są zarówno dla pojazdu autonomicznego, jak i klasycznego. W pojeździe autonomicznym stosowany jest sygnał sterujący "bang-bang", a w pojeździe klasycznym stosowany jest sygnał generowany przez kierowcę, który zarejestrowano podczas badań na Politechnice Krakowskiej (wykorzystywano różne sygnały dla różnych prędkości). W badaniach

symulacyjnych wykorzystuje się procedury numeryczne. W związku z tym przeprowadzono analizę procedur numerycznych pod kątem realizowanych badań symulacyjnych, co jest szczegółowo omówione w załączniku nr 7.

Badania podstawowe mają pokazać, że struktura sterownika, na którą składają się: generator sygnałów referencyjnych oraz regulatory procesu transpozycji i stabilizacji, jest odpowiednia, a nawet konieczna. Natomiast badania wrażliwości określają, jak zachowuje się sterownik, gdy samochód wirtualny 4WS poddawany jest wpływom różnych niedoskonałości.

Pierwszą z badanych niedoskonałości jest niedokładność określenia parametrów pomiędzy parametrami ustawionymi w modelu generatora sygnałów referencyjnych, a tymi w pojeździe wirtualnym. Tak zwana niedokładność parametryczna może wystąpić w wyniku normalnego funkcjonowania pojazdu, np. po pewnym czasie opony w samochodzie się zużywają, co w tym przypadku przekłada się na niedokładność względem współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych. Zmiana wartości tych współczynników może również nastąpić, gdy wjedziemy na drogę mokrą lub zaśnieżoną. Natomiast najczęstszym, najbardziej prawdopodobnym w wystąpieniu i możliwym do zrealizowania w badaniach symulacyjnych jest scenariusz, w którym najzwyczajniej zmieni się po prostu masa samochodu oraz jej rozkład. Wtedy niedokładność parametryczna sięga praktycznie wszystkich parametrów modelu rowerowego, poza prędkością. Po załadowaniu np. rzeczy osobistych lub zakupów do bagażnika, pojazd zmienia swoją masę, jej rozkład w pojeździe, masowy moment bezwładności oraz współczynniki odporności na znoszenie kół przednich i tylnych. Oczywiście należy założyć w tym przypadku, że dodatkowe obciążenie nie wpłynie na przekroczenie dopuszczalnej masy całkowitej pojazdu oraz dopuszczalnego nacisku na każdą z osi. Kluczowa jest tutaj odpowiedź czy należy aktualizować w generatorze sterownika poszczególne parametry modelu rowerowego, aby mógł on zachować założone przemieszczenia czy też różnice pomiędzy odpowiedziami nominalnymi a zmienionymi będą na tyle niewielkie, że taka aktualizacja będzie niepotrzebna. Innymi słowy ten etap badań wrażliwości pozwoli na stwierdzenie czy algorytm jest mocno wrażliwy na występujące w układzie niedokładności parametryczne w pewnym zakresie czy też nie.

Kolejny etap badań obejmuje badanie wrażliwości z uwagi na dynamikę układu kierowniczego. Poza występującymi w układzie kierowniczym sztywnościami i tłumieniami pomiędzy poszczególnymi elementami oraz inercją, można również się

spotkać z takimi zjawiskami jak luz i tarcie. Występowanie luzu w układzie kierowniczym może powodować, że pojazd nie będzie w stanie utrzymać założonego toru ruchu przy wykonywaniu określonego manewru. Natomiast pojawienie się tarcia może wywoływać zbyt duże drgania w układzie, co przełoży się negatywnie na zrealizowanie założonego manewru. Zakłada się, że struktura układu kierowniczego się nie zmienia, ale jego pewne parametry eksploatacyjne związane np. ze zużyciem (tutaj luz i tarcie) mogą się zmieniać. Trzeba określić czy w miarę używania tego sterownika trzeba zwrócić uwagę na zużycie mechaniczne układu kierowniczego czy nie.

Przeprowadzono również badania wrażliwości z uwagi na zakłócenia sygnałów mierzonych w układzie (czujnikach). Zakłócenia mają z reguły charakter szumu i/lub przesunięcia sygnału względem zera (*offset*). Zakłada się, że wartości tych zakłóceń mają wielkości dopuszczalne, a nie absurdalne. Przede wszystkim chodzi o to, aby przedstawić zakłócenie w takiej postaci, żeby całkowicie nie zaburzyło obrazu sygnału, na który jest zadawany. Po pierwsze wiadomo, że przy bardzo dużym szumie w sygnale układ nie jest w stanie funkcjonować, a po drugie zadając bardzo duży szum w programie symulacyjnym, badacz nie jest w stanie stwierdzić czy przedstawiona odpowiedź układu jest efektem działania zakłócenia wywołanego dużym szumem czy też nieprawidłowym działaniem procedur numerycznych w wyniku takiego zakłócenia. Zbyt duża wrażliwość układu w tym zakresie sprawiłaby, że nie byłby on zdolny do funkcjonowania. Występowanie szumu lub offsetu przekłada się na ocenę i dokładność pracy czujników funkcjonujących w układzie. Wpływy działania szumu i offsetu rozpatrywano oddzielnie.

Biorąc pod uwagę wszystkie badane niedoskonałości można stwierdzić, że liczba kombinacji poszczególnych wariantów byłaby dość duża (Tab. 4.1). W badaniach wrażliwości cały czas stosowano ten sam sterownik, a zmiany wynikające z występujących niedoskonałości miały miejsce tylko w obiekcie wirtualnym. Ponadto wprowadzane niedoskonałości dodawano w sposób addytywny, ale na tej zasadzie, że np. uwzględniono niedokładności parametryczne, co stanowiło pierwszy etap badań wrażliwości, a następnie je pominięto i wprowadzono niedoskonałości mające wpływ na dynamikę układu kierowniczego. Następnie wprowadzone wcześniej elementy pominięto (np. luz) i ponownie wprowadzono kolejne (np. offset) itd. Autor świadomie zawęża zakres badań, ponieważ chcąc przedstawić kombinację wszystkich niedokładności w różnych powiązaniach, jak np. luz lub tarcie i zakłócenia sygnałów mierzonych, uwzględniając jeszcze badania dla dwóch prędkości i dwóch wariantów układu sterowania, uzyskano by bardzo dużą liczbę wariantów badań symulacyjnych (Tab. 4.1).

Ponadto w takich badaniach ciężko stwierdzić, który czynnik w danym momencie wpływa na wrażliwość całego układu.

L.P.	Wariant
1.	Niedokładność Parametryczna (NP)
2.	luz
3.	tarcie
4.	szum
5.	offset
6.	NP+luz
7.	NP+tarcie
8.	NP+szum
9.	NP+ offset
10.	luz+tarcie
11.	luz+szum
12.	luz+ offset
13.	tarcie+szum
14.	tarcie+ offset
15.	szum+ offset
16.	NP+luz+tarcie
17.	NP+luz+szum
18.	NP+luz+ offset
19.	NP+tarcie+szum
20.	NP+tarcie+ offset
21.	NP+szum+ offset
22.	luz+tarcie+szum
23.	luz+tarcie+ offset
24.	luz+szum+ offset
25.	tarcie+szum+ offset
26.	NP+luz+tarcie+szum
27.	NP +tarcie+szum+ offset
28.	NP+luz +szum+ offset
29.	NP+luz+tarcie+ offset
30.	luz+tarcie+szum+ offset
31.	NP+luz+tarcie+ szum+ offset

Tab. 4.1. Możliwe warianty badań wrażliwości.

Powyższa tabela pokazuje, jak duża liczba wariantów obliczeniowych mogłaby występować, gdyby uwzględniano łączenie ze sobą każdego wariantu badań wrażliwości.

Należy jeszcze w tej tabeli uwzględnić, że badania są analizowane dla dwóch prędkości i dwóch wariantów sterowania, co prowadziłoby łącznie do 124 wariantów. Ostatecznie wybrano najistotniejsze warianty, a mianowicie: 1 - 5 i 26 w określonych zakresach.

4.2. Wstępne badania symulacyjne dotyczące modelu 4WS ze sterownikiem zmiany pasa ruchu

W poniższej tabeli przedstawiono dane wykorzystane w badaniach symulacyjnych (Tab. 4.1). Jak można zauważyć na podstawie tabeli, badania symulacyjne przeprowadzono dla dwóch prędkości – niskiej pokazującej istotę manewrowości systemu 4WS oraz wysokiej, przy której koła tylne nie wykonują skrętu (zgodnie z założoną charakterystyką przełożenia $P_{AB}(V)_2$).

Parametr	Jednostka	Wartość
V	m/s	10,81; 21,7
m	kg	1627
J	$kg\cdot m^2$	2893
L_A	m	1,15
L_B	m	1,56
K_A	N/rad	17081; 57719
K_B	N/rad	22057; 80723
J_{δ}	$kg\cdot m^2$	0,2
M_{δ}	Nm	0
μ_{δ}	Nms/rad	100
р	_	16,4
$K_{ heta\delta}$	N/rad	1 · 10 ¹¹
$K_{\varphi\delta_{H}}$	N/rad	100
$K_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}$	_	1
$T_{M_{\delta_H}\delta_{HS}}$	_	0,1
$\xi_{M_{\delta H}\delta_{HS}}$	_	0,7
Y ₀	m	3,5
ψ_{0}	rad	0,17
P_{AB_0}	_	0,1
V ₀₁	m/s	15
V ₀₂	m/s	25
ΔV	m/s	5
V _w	m/s	20

Tab. 4.2. Dane do badań symulacyjnych.

Wymienione w Tab. 4.2 dane dotyczą parametrów występujących w modelu referencyjnym oraz w modelu wirtualnym i nie obejmują parametrów regulatorów p_1 , p_2 i p_3 , które podlegały dostrojeniu. Wartości tych parametrów będą omawiane w dalszej części tego podrozdziału. Wartości K_A i K_B podane są w Tab. 4.2 dla dwóch prędkości wymienionych w pierwszym wierszu.

Przede wszystkim należało uzasadnić zastosowanie opracowanego dotychczas układu regulacji, pokazując najpierw jak zaproponowany system działa w układzie otwartym (bez sprzężenia zwrotnego i regulatorów) w pojeździe autonomicznym i dla wariantu z kierowcą (Rys. 4.1). Tego typu badania symulacyjne pozwalają na stwierdzenie czy sprzężenie zwrotne i układ regulatorów w zaproponowanym układzie są w ogóle potrzebne.



Rys. 4.1. Schemat układu otwartego dla pojazdu autonomicznego i klasycznego.



Wyniki badań symulacyjnych przedstawiono na poniższym rysunku (Rys. 4.2).

Rys. 4.2. Wyniki symulacji w układzie otwartym [30 i 177].

Przeprowadzone badania symulacyjne pokazują, że pojazd zarówno w wariancie autonomicznym, jak i w klasycznym działający w układzie otwartym, nie jest w stanie osiągnąć założonych wartości w stanach ustalonych.

Odnośnie do wariantu autonomicznego można zauważyć, że zarówno dla małej, jak i dużej prędkości w przypadku obu przemieszczeń występują dość duże odchylenia od stanów ustalonych. Oczywistym wnioskiem w takiej sytuacji jest to, że zastosowanie sprzężenia zwrotnego oraz układu regulatorów jest w tym wypadku niezbędne (Rys. 4.3).

W przypadku wariantu klasycznego szczególnie jest to widoczne przy małej prędkości, pojazd jest daleki od powrotu do zerowego położenia kątowego oraz osiągnięcia i utrzymania założonej wartości przemieszczenia. Przy dużej prędkości odchylenia są mniej widoczne, ale nadal pojazd nie utrzymuje założonych wartości w stanie ustalonym. Wskazuje na to m. in. przemieszczenie poprzeczne osiągające wartość blisko 4 m, zamiast 3,5 m.



Rys. 4.3. Schemat układu zamkniętego dla pojazdu z kierowcą i autonomicznego.

Poniżej przedstawiono wyniki badań symulacyjnych w układzie zamkniętym – z regulatorami (Rys. 4.4). Przedstawione wyniki pokazują, że zaproponowany układ działa poprawnie. W wariancie wspomagania kierowcy odpowiedzi referencyjne różnią się od rzeczywistych bardziej niż w przypadku wariantu autonomicznego, co wynika z różnic pomiędzy sygnałami sterującymi. Pojazd osiągnął założone wartości szczytowe i końcowe dla obu przypadków. Świadczy to o wstępnym poprawnym opracowaniu algorytmu.



Rys. 4.4. Wyniki symulacji w układzie zamkniętym [30 i 177].

Należy jednak zauważyć, że w przypadku wariantu wspomagania kierowcy, wartości parametrów nastaw regulatorów (p_1 , p_2 i p_3) ulegają zmianie wraz ze zmianą prędkości. Zmiana ta tyczy się głównie parametru p_2 , ponieważ w pojeździe klasycznym przy prędkości 10,81 m/s osiąga on wartość 0,001, a przy prędkości 21,7 m/s osiąga wartość 0,01. Jest to spowodowane faktem, iż kierowca dostosowywał amplitudę sygnału i czas trwania sygnału do różnych wariantów prędkości. W pojeździe autonomicznym, z uwagi na postać analityczną referencyjnego sygnału sterującego, wartości te zmieniają się w miarę proporcjonalnie. Prowadzi to do wniosku, że w przypadku zastosowania sterownika w układzie wspomagania kierowcy, należy zastosować algorytm adaptacyjny. Będzie on musiał dostosować odpowiednie wartości parametrów nastaw regulatorów, w zależności od zadanego przez kierowcę sygnału sterującego.

Do oceny jakości działania regulacji potrzebny jest wskaźnik jakości. Wśród wykorzystywanych wskaźników jakości działania układu regulacji opartym o uchyb można m. in. wyróżnić:

• całkę kwadratu uchybu (Integral of Squared Error – ISE),

$$ISE = \int_{t_0}^{t_k} e^2 dt \tag{4.1}$$

- całkę wartości bezwzględnej uchybu (*Integral of Absolute Error IAE*), $IAE = \int_{t_0}^{t_k} |e| dt$ (4.2)
- całkę z iloczynu czasu i kwadratu uchybu (Integral Time Squared Error ITSE), $ITSE = \int_{t_0}^{t_k} (t - t_0) e^2 dt$ (4.3)

 całkę z iloczynu czasu i wartości bezwzględnej uchybu (Integral Time Absolute Error – ITAE),

$$ITAE = \int_{t_0}^{t_k} (t - t_0) |e| dt$$
(4.4)

gdzie: e – uchyb, t_0 – chwila początkowa, t_k – czas końcowy.

Miara jakości regulacji pokazuje jak dobrze system zachowuje się pomiędzy chwilą początkową t_0 , a czasem końcowym t_k . Jakość regulacji będzie tym lepsza im mniejszą wartość osiągną wykorzystywane wskaźniki.

W Tab. 4.2. przedstawiono ocenę jakości regulacji dla poszczególnych wariantów i prędkości. Można zauważyć, że jakość regulacji zmieniała się wraz z prędkością. W przypadku obu wariantów zwiększa się ona wraz ze wzrostem prędkości.

azd	IS	ISE IAE ITSE		ITAE				
Poj	10,81 m/s	21,7 m/s	10,81 m/s	21,7 m/s	10,81 m/s	21,7 m/s	10,81 m/s	21,7 m/s
	ΔY	(t)	ΔΥ	T(t)	ΔΥ	(t)	ΔΥ	(t)
miczny	10720	8292	222,4	165,5	43980	21190	859,9	404
autonoi	$\Delta\psi(t)$		$\Delta \psi(t)$		$\Delta \psi(t)$		$\Delta\psi(t)$	
2	8,755	4,37	5,008	2,496	16,53	4,087	9,485	2,351
	ΔΥ	(t)	ΔΥ	<i>(t)</i>	ΔΥ	(t)	ΔΥ	(t)
czny	10930	8358	225	166,3	44590	21290	866,7	405,1
klasy	$\Delta \psi$	(<i>t</i>)	$\Delta \psi(t)$		$\Delta\psi(t)$		$\Delta\psi(t)$	
	9,09	4,504	5,062	2,52	16,87	4,17	9,473	2,356

Tab. 4.3. Ocena jakości regulacji.

Jakość regulacji zmienia się najbardziej względem wskaźnika ITAE, a najmniej względem wskaźnika ISE.

4.3.Badania symulacyjne służące analizie wrażliwości

Stwierdzenie czy układ sterowania jest wrażliwy czy nie na którąś niedokładność, pozwoli na określenie w pełni poprawności opracowania algorytmu. Posłuży to do stwierdzenia, w jakich aspektach algorytm wymaga jeszcze usprawnienia. Do oceny miary wrażliwości układu zastosowano przykładowy wskaźnik numeryczny (indeks wrażliwości). Schemat analizy wrażliwości układu przedstawiono na Rys. 4.5. Natomiast przykładowy zastosowany indeks wrażliwości przedstawiono poniżej [48, 55, 56 i 59]:

$$W_{\chi} = 100 \frac{\int_{0}^{t} (x_{1}(t) - x_{2}(t))^{2}}{\int_{0}^{t} (x_{1}(t))^{2}}$$
(4.6)



Rys. 4.5. Schemat analizy wrażliwości [48, 55, 56 i 59].

Badania wrażliwości układu sterowania na zmianę masy pojazdu

Parametry w modelu wirtualnym zmieniano w stosunku do referencyjnego względem zmieniającej się masy pojazdu co około 10% aż do dopuszczalnej masy całkowitej (biorąc pod uwagę dotychczasowy i możliwy rozkład mas oraz dopuszczalne naciski na osie).

Dopuszczalna masa całkowita pojazdu badawczego wynosi 2100 kg, natomiast maksymalny nacisk na jedną z osi wynosi 1078,49 kg. Zakłada się, że z przodu może usiąść osoba o maksymalnej wadze 90 kg. Natomiast z tyłu mogą usiąść dwie osoby i można załadować bagaż do bagażnika, wszystko to o łącznej masie nie przekraczającej 383 kg (zakłada się, że masa została tak rozłożona żeby nie zmieniać nacisku na prawe i lewe koło). Zakłada się również, że w wyniku zwiększania obciążenia i tym samym rozkładów mas rzeczywiste przebiegi przemieszczeń nie ulegną zmianie, ponieważ w wyniku pewnych ograniczeń związanych z badaniami (wyjaśniono w rozdziale trzecim) przeprowadzono je tylko dla jednego wariantu masy i jej rozkładu.

Na podstawie tych założeń wyznaczono ponownie wszystkie niezbędne parametry do modelu rowerowego. Parametry L_A i L_B wyliczono na podstawie równań (3.3) i (3.4), masowy moment bezwładności policzono zgodnie ze wzorem (3.10), a współczynniki K_A i K_B wyznaczono zgodnie z wcześniej podanym schematem na Rys. 3.9. Wyliczenie tych parametrów wykonano dla wszystkich analizowanych zmian mas, których określono trzy. Z uwagi na dość skomplikowany proces wyznaczania współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych, w tym etapie badań wrażliwości, przeprowadzono je tylko dla prędkości 21,7 m/s (\approx 80 km/h). Poniżej przedstawiono wyniki symulacji z wyznaczania współczynników K_A i K_B dla tej samej prędkości, ale różnych mas (Rys. 3.10).



Rys. 4.6. Wyznaczanie współczynników K_A i K_B dla różnych mas.

Ponownie wartości współczynników K_A i K_B tak strojono, aby uzyskać jak najbardziej zbliżone przebiegi odpowiedzi rzeczywistych i symulacyjnych. Powyższe wyniki pokazują wpływ masy i jej rozłożenia na współczynniki K_A i K_B . W poniższej tabeli z wartościami współczynników odporności na znoszenie zestawiono błędy względne procentowe dla poszczególnych przemieszczeń (Tab. 4.4).

m [kg]	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$	b _Y [%]	b _ψ [%]
1627	57719	80723	2	5
1784,67	57266	91708	10	5
1942,34	57406	122499	19	6
2100	58101	120354	13	5

Tab. 4.4. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla poszczególnych mas.

Wartości błędów procentowych są stosunkowo niewielkie. Dla przemieszczenia poprzecznego nie przekraczają wartości 20%, a dla przemieszczenia kątowego nie przekraczają wartości 6%.

Dokładne zmiany mas (oraz ich rozkładów) i pozostałych parametrów modelu rowerowego przedstawia poniższa tabela (Tab. 4.5).
Parametr	Jednostka	m-pod.	m + ok.10%m	m + ok.20%m	m + ok.30%m
m	kg	1627 (Z _A =935) (Z _B =692)	1784,67 (Z _B +157,67)	1942,34 (Z _B +315,34)	2100 (Z _A +90) (Z _B +383)
J	$kg \cdot m^2$	2893	3173	3454	3734
L _A	т	1,15	1,29	1,41	1,39
L _B	т	1,56	1,42	1,30	1,32
K _A	$\frac{N}{rad}$	57719	57266	57406	58101
K _B	$\frac{N}{rad}$	80723	91708	122499	120354

Tab. 4.5. Zmiany parametrów modelu rowerowego względem zmieniającej się masy.

Parametry w modelu referencyjnym nie ulegały zmianom, jedynie te występujące w wirtualnym modelu pojazdu 4WS. Wyniki tych symulacji przedstawia Rys. 4.7.



Rys. 4.7. Badanie wrażliwości algorytmu na niedokładności parametryczne.

W przypadku pierwszego zwiększenia masy, różnice w stosunku do modelu nominalnego są znikome i praktycznie niezauważalne. Odnośnie do kolejnych przypadków, w których zwiększano masę, pojazd wyraźnie zjeżdża z założonego toru jazdy. Sygnał sterujący pozostaje w każdym przypadku praktycznie bez zmian, a obraz przemieszczenia kątowego różni się nieznacznie przy osiąganiu wartości szczytowej i minimalnie przy osiąganiu stanu ustalonego. Największe różnice odnotowuje się w fazie końcowej przemieszczenia poprzecznego. Pojazd wraz ze zwiększeniem masy odnotowuje coraz to mniejszą wartość przemieszczenia w stanie ustalonym. Zależność ta jest widoczna zarówno dla pojazdu autonomicznego, jak i klasycznego. Wartości wskaźników wrażliwości (Tab. 4.6) są dość małe ze względu na wystąpienie różnic dopiero w fazie końcowej, niemniej jednak taki obraz symulacji (głównie dla przemieszczenia poprzecznego) prowadzi do wniosku, że dane w sterowniku powinny być aktualizowane na bieżąco.

Tab. 4.6. Wartości wskaźnika wrażliwości przy badaniu wpływu niedokładności parametrycznej.

	m	+ <i>ok</i> . 10%	om and a start of the start of	т	+ ok. 20%	ωm	т	+ ok. 30%	ώm	
$V\left[\frac{m}{s}\right]$	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	
		autonomiczny								
217	1,1.10-5	0,03	0,45	1,4.10-5	0,41	0,36	3,4.10-7	1,24	0,87	
21,7	,/ klasyczny									
	1,3.10-7	0,02	0,42	1,4.10-7	0,43	0,33	3,8.10-7	1,27	0,82	

Powyższy wniosek określa kierunek przyszłych prac, w którym należy zająć się wątkiem dotyczącym identyfikacji *online* przez sterownik poszczególnych parametrów modelu sterownika.

Badania wrażliwości układu sterowania z uwagi na dynamikę układu kierowniczego

W tych badaniach wrażliwości można zaobserwować jak algorytm sterowania radzi sobie z występującymi w układzie kierowniczym luzem i tarciem. Model układu kierowniczego został już wcześniej przedstawiony w rozdziale drugim (Rys. 2.27).

Parametr luzu p_{δ} został dobrany na podstawie opracowania [110], w którym to określono, że nie powinien on przekraczać 0,17 rad (10°) na kole kierownicy (czyli z uwagi na przekładnie układu kierowniczego około 0,01 rad na kołach), ponieważ większa wartość będzie świadczyła o usterkach lub nadmiernym niedopuszczalnym zużyciu jednego lub kilku elementów układu kierowniczego. Postanowiono sprawdzić, jak algorytm poradzi sobie w sytuacji wystąpienia luzu dopuszczalnego oraz wykraczającego poza normę.

Określenie parametrów tarcia jest kłopotliwą sprawą, ponieważ w układzie kierowniczym poszczególne wartości tarcia wynikają z tego jaka jest konstrukcja układu. Dobiera się je na zasadzie, żeby nie były ani za duże, ani za małe. Poza tym nie ma normy na określenie tych parametrów. Stąd decyzja o dobraniu tych parametrów na podstawie

opracowania [176], z którego wywodzi się model układu kierowniczego. Działanie algorytmu sprawdzano w wyniku zwiększającego się tarcia. Poniżej przedstawiono wartości parametrów luzu i tarcia zastosowane w symulacjach (Tab. 4.7).

Tab. 4.7. Wartości	parametrów luz	zu i tarcia [110 i 17	/6].
--------------------	----------------	-----------------------	------

Parametr	Jednostka	Wartość			
$M_{T0\delta}$	Nm	0,01; 0,02; 0,03			
p_{δ}	rad	0,01; 0,02; 0,03			

Tak jak już wcześniej wspominano parametry luzu oraz tarcia w modelu nominalnym są zerowe. Zgodnie z wcześniej przyjętymi zasadami wpływ luzu i tarcia rozpatrywano osobno. Dlatego w badaniach wrażliwości dotyczących luzu i tarcia rozważano dwie postacie modelu układu kierowniczego:

- 1) Układ kierowniczy z tarciem bez luzu:
 - równanie (2.126),

$$p_{\delta} = 0. \tag{4.7}$$

2) Układ kierowniczy z luzem bez tarcia:

•
$$J_{\delta}\ddot{\delta}(t) = -\mu_{\delta}\dot{\delta}(t) + pM_{\delta_H}(t) + M_{\delta}(t)$$
 (4.8)

Jako pierwsze zaprezentowano wyniki wpływu tarcia na działanie algorytmu (Rys. 4.8). Zaprezentowane wyniki pokazują, że algorytm nie jest mocno wrażliwy na działanie tarcia w badanym zakresie. Świadczą o tym praktycznie identyczne przebiegi odpowiedzi układu dla modelu nominalnego i zmienionych w wyniku działania tarcia.



Rys. 4.8. Badania wrażliwości z uwagi na występowanie tarcia w UK.

Dodatkowo ten fakt potwierdzają bardzo małe wartości wskaźników wrażliwości (Tab. 4.8).

		0,01 Nm			0,02 Nm			0,03 Nm	
$V\left[\frac{m}{s}\right]$	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]
				a	utonomiczi	ny			
10.81	7,9·10 ⁻³	1,9.10-4	1,1.10-3	7,9.10-3	1,9.10-4	1,1.10-3	7,9·10 ⁻³	1,9.10-4	1,2.10-3
10,01					klasyczny				
	3,8·10 ⁻³	1,9.10-4	1,4.10-3	3,8.10-3	2,1.10-4	1,4.10-3	3,8.10-3	2,1.10-4	1,4.10-3
				a	utonomiczi	ny			
21.7	1,9.10-2	3,5.10-4	4,5.10-3	1,9.10-2	3,5.10-4	4,5.10-3	1,9.10-2	3,6.10-4	4,5.10-3
,					klasyczny				
	1,4.10-2	4,2.10-4	5,5.10-3	1,4.10-2	4,2.10-4	5,5.10-3	1,4.10-2	4,3.10-4	5,5.10-3

Tab. 4.8. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowanie tarcia w UK.

Następnie badano wpływ luzu na działanie układów. Jak wspomniano sprawdzano wpływ luzu w zakresie dopuszczalnym oraz wychodzącym poza zakres dopuszczalności (Rys. 4.9).



Rys. 4.9. Badania wrażliwości z uwagi na występowanie luzu w UK.

Przestawione wyniki symulacji pozwalają stwierdzić, że w dopuszczalnym zakresie występowania luzu w układzie kierowniczym, sterownik nie jest mocno wrażliwy na jego działanie, ani dla pojazdu autonomicznego, ani klasycznego. W przypadku wartości wykraczających poza dopuszczalne dla algorytmu pojazdu autonomicznego nie odnotowuje się większych znaczących zmian (niewielkie zmiany

przy luzie wynoszącym 0,03 rad). Natomiast w przypadku algorytmu dla układu wspomagania kierowcy przy zwiększonych wartościach luzu, zauważa się nieutrzymywanie pojazdu w założonym torze jazdy. Pomimo małych wartości wskaźników wrażliwości (Tab. 4.9) sterownik wspomagający kierowcę nie jest w stanie odpowiednio skorygować toru jazdy.

		0,01 rad			0,02 rad			0,03 rad			
$V\left[\frac{m}{s}\right]$	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W_{ψ} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W_{ψ} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]		
				8	utonomiczn	y					
10.81	0,03	3,6.10-3	0,01	0,12	9,7.10-3	0,04	0,21	0,01	0,1		
10,01		klasyczny									
	0,05	0,03	0,08	0,18	0,2	0,4	0,41	0,48	0,84		
				ĩ	utonomiczn	y					
217	0,03	1,1.10-3	0,01	0,11	0,01	0,04	0,17	0,06	0,14		
21,7					klasyczny						
	0,04	0,1	0,08	0,12	0,4	0,47	0,25	0,89	1,23		

Tab. 4.9. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowanie luzu w UK.

Należy zauważyć, że pojazd przy tak dużym luzie nie przeszedłby badania technicznego, w związku z tym nie byłby dopuszczony do ruchu. Przedstawione wyniki pozwalają stwierdzić, że opracowany algorytm nie jest mocno wrażliwy na działanie luzu w dopuszczalnym zakresie jego występowania.

Badania wrażliwości układu sterowania z uwagi na zakłócenia sygnałów mierzonych w układzie

Ten etap badań wrażliwości rozpoczęto od sprawdzenia wpływu szumu na działanie algorytmu. Na Rys. 2.24 przedstawiono zmodyfikowane schematy układu sterowania uwzględniające szum w układzie. Parametry do przeprowadzenia założonych symulacji podano poniżej (Tab. 4.10).

Parametr	Wartość	Jednostka
Y'' _{SZUM}	0,1; 0,2; 0,3	$\frac{m}{s^2}$
ψ'_{SZUM}	0,01; 0,02; 0,03	$\frac{rad}{s}$

Tab. 4.10. Wartości parametrów szumu [47, 48, 55 i 56].

Powyższe wartości dobierano w taki sposób, aby zadawany szum miał charakter normalny, a nie absurdalny (posiłkowano się również literaturą). Oczywistym jest, że przy zbyt dużych wartościach szumu żaden układ nie będzie w stanie poprawnie funkcjonować, stąd powyższe wartości parametrów. Absurdalne wartości szumu to takie, które całkowicie zniekształcają obraz sygnału pierwotnego i nie pozwalają na jego identyfikację. Na Rys. 4.9 przedstawiono wyniki symulacji.

Przedstawione badania wrażliwości algorytmu w układzie autonomicznym pokazują, że występujące szumy nie burzą funkcjonowania całego systemu. Różnice pomiędzy sygnałami nominalnymi a zakłóconymi są bardzo małe - nie ma praktycznie żadnej różnicy. Świadczą o tym prawie identyczne odpowiedzi układu oraz bardzo mała wartość wskaźników wrażliwości (Tab. 4.11).



Rys. 4.10. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie szumu w pojeździe autonomicznym.

Podobnie prezentuje się sytuacja w przypadku algorytmu w układzie klasycznym





— wirtualny (Y_{sz}= 0,1 m/s^2; ψ_{sz} =0,01 rad/s) — wirtualny (Y_{sz}= 0,2 m/s^2; ψ_{sz} =0,02 rad/s) ••••• wirtualny (Y_{sz}= 0,3 m/s^2; ψ_{sz} =0,03 rad/s)

Rys. 4.11. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie szumu w pojeździe klasycznym.

Różnice pomiędzy odpowiedziami nominalnymi, a tymi uwzględniającymi działania szumu o różnych wartościach są i w tym przypadku praktycznie niewidoczne. Warto zwrócić uwagę, że działanie szumu o różnych amplitudach jest bardziej widoczne przy mniejszych prędkościach. Potwierdzają to zakłócone przebiegi przyspieszenia poprzecznego i prędkości kątowej.

	0,1	$\frac{m}{s^2}$; 0,01	rad s	0,2	$\frac{m}{s^2}$; 0,02	rad s	0,3	$\frac{m}{s^2}$; 0,03	rad s		
$V\left[\frac{m}{s}\right]$	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]		
				a	utonomiczi	ny					
10.81	4,7.10-7	3,6.10-3	$1,2.10^{-3}$	1,9.10-6	0,01	4,9·10 ⁻³	4,2.10-6	0,03	0,01		
10,01		klasyczny									
	5,1.10-7	8,6·10 ⁻³	2,1.10-3	2,1.10-6	0,03	8,6·10 ⁻³	4,6.10-6	0,08	0,02		
				a	utonomiczi	ny					
217	1,1.10-7	2,8.10-3	1,7.10-3	4,5.10-7	0,01	6,9·10 ⁻³	1,1.10-6	0,03	0,02		
21,7					klasyczny						
	2,1.10-9	5,3·10 ⁻³	2,6.10-3	8,4.10-9	0,02	0,01	1,9.10-8	0,05	0,02		

Tab. 4.11. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowanie szumu.

Zdecydowanie należy stwierdzić, że opracowany algorytm nie jest mocno wrażliwy na działanie szumu w badanym zakresie. Obecność szumu w sygnałach mierzonych nie wpływa znacząco na ostateczną postać przemieszczeń. Jednak w celu uzyskania informacji o poprawności opracowania algorytmu, element ten powinien być zawsze sprawdzany.

Kolejnym elementem w badaniach zakłóceń jest sprawdzenie działania algorytmu w przypadku wystąpienia offsetu. Parametry do badań symulacyjnych uwzględniających offset przedstawiono poniżej (Tab. 4.12).

Tab. 4.12. Wartości parametrów przesunięcia [47, 48, 55 i 56].

Parametr	Wartość	Jednostka
Y" _{przesunięcie}	0,1; 0,2; 0,3	$\frac{m}{s^2}$
$\psi'_{\it PRZESUNIĘCIE}$	0,01; 0,02; 0,03	$\frac{rad}{s}$

W doborze powyższych wartości posiłkowano się literaturą. Na Rys. 4.12 przedstawiono wyniki dotyczące algorytmu w układzie autonomicznym.



Rys. 4.12. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie przesunięcia w pojeździe autonomicznym.

Powyższe wyniki jasno pokazują, że opracowany algorytm w pojeździe autonomicznym jest dość mocno wrażliwy na występowanie offsetu. Nawet przy najmniejszych zadanych wartościach tego zakłócenia, sterownik nie jest w stanie wyregulować i ustabilizować pojazdu, aby osiągnął pożądane przemieszczenia. Podobnie prezentują się wyniki w przypadku algorytmu w pojeździe klasycznym (Rys. 4.12).



- - wirtualny (Y_P=0,1 m/s^2; ψ_P=0,01 rad/s) - wirtualny (Y_P=0,2 m/s^2; ψ_P=0,02 rad/s) · · · · · · wirtualny (Y_P=0,3 m/s^2; ψ_P=0,03 rad/s)

Rys. 4.13. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie przesunięcia w pojeździe klasycznym.

Ponownie widać, że nawet przy najmniejszej wartości uwzględnionego offsetu, algorytm nie jest w stanie utrzymać pojazdu w założonym torze jazdy. Przekłada się to w niektórych przypadkach na dość duże wartości wskaźników wrażliwości (Tab. 4.13).

	0,1	$\frac{m}{s^2}$; 0,01	rad s	0,2	$\frac{m}{s^2}$; 0,02	rad s	0,3	$\frac{m}{s^2}$; 0,03	rad s		
$V\left[\frac{m}{s}\right]$	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]	<i>W</i> _δ [%]	W _Y [%]	W _{\u03c0} [%]		
				a	utonomiczi	ny					
10.81	3,05	6,85	2,32	6,37	48,52	1,74	14,39	107,8	5,2		
10,01		klasyczny									
	3,27	16,97	1,86	12,19	74,29	5,43	29,79	152,9	19,47		
				a	utonomiczi	ny					
217	0,82	1,38	0,3	5,47	0,78	6,27	9,76	6,1	6,91		
21,7					klasyczny						
	1,59	0,77	1,67	7,89	0,86	11,87	10,63	20,34	7,55		

Tab. 4.13. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowanie przesunięcia.

Można zauważyć, że największa dysproporcja pomiędzy odpowiedziami nominalnym, a odpowiedziami uwzględniającymi offset, występuje w fazie końcowej. Stąd wartości wskaźników wrażliwości, pomimo niesprzyjającej trajektorii przebiegu, nie w każdym przypadku są bardzo wysokie. Znacznie mniejsze wartości wskaźników można odnotować dla wyższej prędkości. Nie mniej jednak wśród wniosków dotyczących przeprowadzonych badań, należy uwzględnić zastosowanie jakiegoś elementu filtrującego, który nie pozwoli na występowanie offsetów. W innym wypadku układy zarówno w wariancie wspomagania kierowcy, jak i w autonomicznym nie będą w stanie funkcjonować poprawnie. Natomiast ta kwestia pozostanie do usprawnienia w ramach przyszłych badań.

Badania wrażliwości – kompilacja poszczególnych wariantów symulacji

Dotychczasowe badania wrażliwości pozwoliły na stwierdzenie w przypadku jakich niedoskonałości i w jakim ich zakresie algorytm jest wrażliwy. Zgodnie z przyjętą zasadą każdy czynnik badano osobno, żeby określić, który z nich ma największy wpływ na pogorszenie pracy algorytmu. Badanie wielu kombinacji byłoby bardzo pracochłonne ze względu na dużą możliwą liczbę wariantów. Natomiast powstaje pytanie, co jeśli wystąpi więcej niż jeden czynnik zaburzający funkcjonowanie algorytmu. Dlatego przeprowadzono jeszcze jedno badanie uwzględniające poszczególne niedoskonałości w określonym zakresie. Brano pod uwagę sytuacje, w których algorytm bez zarzutu radził sobie z uwzględnianymi niedoskonałościami i ich wspólnym zestawieniu. Stąd decyzja o połączeniu następujących elementów: niedoskonałości parametrycznej (zwiększenie masy o 10%), tarcia (maksymalna badana wartość), luzu (wartość dopuszczalna) i szumu (maksymalna badana wartość) – Tab. 4.14.

Parametr	Wartość	Jednostka
Y'' _{SZUM}	0,3	$\frac{m}{s^2}$
ψ'_{szum}	0,03	$\frac{rad}{s}$
$M_{T0\delta}$	0,03	Nm
p_{δ}	0,01	rad
$m_{10\%}$	1784,67 (Z _B +157,67)	kg
J _{10%}	3173	$kg \cdot m^2$
L _{A 10%}	1,29	m
L _{B 10%}	1,42	m
K _{A 10%}	57266	$\frac{N}{rad}$
K _{B 10%}	91708	$\frac{N}{rad}$

Tab. 4.14. Dane do badań wrażliwości - kompilacja poszczególnych wariantów.

Offsetu nie uwzględniono z uwagi na fakt, iż nawet przy jego najmniejszej wartości algorytm nie był w stanie poprawnie funkcjonować. Z podobnego względu pominięto niedokładności parametryczne w wyniku zwiększenia masy o 20% i 30% oraz występowanie luzu w układzie kierowniczym powyżej wartości dopuszczalnej.

Badania te przeprowadzono dla jednej prędkości 21,7 m/s (≈80 km/h), tak jak w przypadku wcześniejszych badań uwzględniających tylko niedokładność parametryczną. Ponownie jest to podyktowane czasochłonnym i skomplikowanym procesem wyznaczania współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla każdej z prędkości i zmiany masy. Wyniki zaprezentowano na Rys. 4.14.



Rys. 4.14. Badania wrażliwości - kompilacja poszczególnych wariantów.

W przypadku kompilacji poszczególnych wariantów badań wrażliwości można zauważyć, że algorytm działa stosunkowo poprawnie. W przypadku przemieszczenia poprzecznego można zauważyć niewielką tendencję spadkową pomiędzy trzecią a czwartą sekundą dla obu wariantów. Natomiast odpowiedzi układu w stanach ustalonych różnią się minimalnie, co dodatkowo potwierdzają bardzo małe wartości wskaźników wrażliwości. Największa wartość wskaźnika wrażliwości, spośród odnotowanych prezentuje się dla przemieszczenia kątowego (przy obu wariantach). Wartości te i tak są dość małe, ale w przypadku wariantu sterowania w pojeździe autonomicznym można zauważyć, że przemieszczenie kątowe występuje minimalnie poniżej wartości ustalonej względem modelu pojazdu wirtualnego nominalnego. Dla sygnałów sterujących wartość wskaźnika wrażliwości jest najmniejsza ze wszystkich odnotowanych dla tego badania. Przedstawione wyniki pozwalają na stwierdzenie, że opracowany algorytm nie jest mocno wrażliwy na występujące wybrane niedoskonałości danym zakresie. Tyczy się to zarówno wariantu sterowania w pojeździe W autonomicznym, jak i wariantu wspomagania kierowcy.

5. PODSUMOWANIE I UWAGI KOŃCOWE

Realizacja tematu rozprawy doktorskiej pt. "Opracowanie i badania symulacyjne algorytmu sterowania skrętem kół w samochodzie 4WS" pozwoliła na pozytywną realizację postawionych założeń oraz doprowadziła do ciekawych wniosków.

Treści dotyczące wstępu rozprawy, czyli jej geneza, określenie obszaru oraz analiza literatury pozwoliły wprowadzić czytelnika w treści rozprawy i ułatwiły sformułowanie celu, hipotezy, metodologii i zakresu realizacji rozprawy doktorskiej.

Po części wstępnej zdecydowano, że algorytm sterowania samochodu 4WS będzie realizowany w zakresie fazy wykonawczej manewru zmiany pasa ruchu. W pracy rozpatrywano dwa warianty sterownika: w pojeździe autonomicznym i jako element wspomagania kierowcy.

Do analiz wykorzystano dobrze znany model rowerowy. Model prosty wymagający zaledwie kilku parametrów, ale pozwalający odzwierciedlić dynamikę zachowania układu. Postać modelu poddano jeszcze uproszczeniu (tutaj linearyzacji), ze względu na niewielkie kąty odchylenia osiągane przez pojazd podczas manewru zmiany pasa ruchu. Pracę realizowano w oparciu o rachunek operatorowy, stąd przekształcenie standardowej postaci modelu rowerowego 4WS na postać transmitancyjną. Ściśle uzależniono współpracę kół przednich i tylnych poprzez zależną od prędkości charakterystykę przełożenia (przedziałami liniową) i doprowadzono dzięki temu do postaci dwóch transmitancji, osobno dla procesu transpozycji i stabilizacji zmiany pasa ruchu.

Forma transmitancyjna ułatwiła syntezę algorytmu sterownika, który składa się w głównej mierze z generatora sygnałów referencyjnych oraz regulatorów. Szczególnie pomogła w tym skrajnie uproszczona postać transmitancyjna modelu rowerowego, pomijająca parametry mające wpływ na stany przejściowe. Analiza transmitancji uproszczonych i zwykłych na przykładzie danych literaturowych, pozwoliła na wykorzystanie formy uproszczonej w generatorze sygnałów referencyjnych oraz do opracowania regulatorów w układzie. Regulatory w zaprojektowanym algorytmie zostały wyznaczone na bazie techniki LQR. Z rozwiązania zadania regulatora liniowo – kwadratowego powstały dwa regulatory, osobno dla procesu transpozycji i stabilizacji.

Z uwagi na potrzebę analiz wrażliwości modelu sterownika na niedokładności między modelem wykorzystanym w sterowniku, a modelem rzeczywistego obiektu koniecznym było opracowanie modelu wirtualnego pojazdu 4WS. W jego strukturze uwzględniono układ kierowniczy opracowany na podstawie literatury z uwzględnieniem luzu i tarcia oraz układ jezdny opracowany na podstawie badań własnych z uwzględnieniem oddziaływania wiatru bocznego.

Kolejnym etapem była identyfikacja (*offline*) parametrów do modelu rowerowego. Badania przeprowadzono na pojeździe 2WS (w wyniku nieposiadania pojazdu 4WS), ponieważ schemat postępowania dotyczący identyfikacji parametrów w pojeździe 2WS i 4WS jest taki sam. Przeprowadzona identyfikacja pozwoliła na realizację badań symulacyjnych, stanowiących jeden z głównych elementów tematu rozprawy. Identyfikacja nie dotyczyła parametrów układu kierowniczego (zostały one określone na podstawie literatury).

W pierwszym etapie badań symulacyjnych przeprowadzono obliczenia w układzie otwartym, to jest bez sprzężenia zwrotnego między sterownikiem, a układem pomiarowym pojazdu. Badania te pokazały, że zarówno w przypadku pojazdu autonomicznego, jak i klasycznego, pojazd nie jest w stanie osiągnąć założonych stanów ustalonych. Stąd konieczność wprowadzenia sprzężenia zwrotnego oraz układu regulatorów.

Badania symulacyjne w układzie zamkniętym pokazały, że algorytm bardzo dobrze sobie radzi przy odpowiednich, wyznaczonych z modelu referencyjnego, sygnałach referencyjnych oraz układach regulatorów. Wskazały na to niewielkie różnice w uchybach sygnałów pomiędzy sygnałami referencyjnymi a mierzonymi. Mankamentem okazała się konieczność dostrajania parametrów nastaw regulatorów w układzie wspomagania kierowcy, gdyż wymagały one zmian wraz ze wzrostem prędkości. Dobór parametrów nastaw regulatorów był łatwiejszy w przypadku, gdy sterownik działał w układzie autonomicznym niż w przypadku, gdy sterownik działał jako element wspomagania (parametry nastaw wymagały "podstrojenia"). Problem ten wymaga zastosowania algorytmu adaptacyjnego, który odpowiednio będzie dobierał parametry nastaw regulatorów w zależności od prędkości i postaci sygnału sterującego zadawanego przez kierowcę. Ponadto warto podjąć to zagadnienie w ramach przyszłych prac.

Ostatnim etapem w realizowanej rozprawie były rozległe badania wrażliwości opracowanego algorytmu na niedokładności parametryczne występujące w modelu wirtualnym, występujące luzy i tarcia w układzie kierowniczym oraz na występujące zakłócenia sygnałów mierzonych w układzie (szum i przesunięcie sygnału względem zera). Przeprowadzone badania wrażliwości pokazały, że algorytm jest w stanie pracować przy wystąpieniu pewnych niedoskonałości, ale również ma swoje ograniczenia.

W przypadku wystąpienia niedokładności parametrycznej, przy niewielkiej zmianie masy dla obu wariantów (pojazd autonomiczny i klasyczny) algorytm jest sobie w stanie z tym poradzić. Natomiast przy zmianach masy przekraczających 10% pojawia się już problem (w obu przypadkach) w utrzymaniu odpowiednich stanów ustalonych. Pomocnym byłoby zatem realizowanie identyfikacji *online* poszczególnych parametrów niezbędnych do funkcjonowania sterownika (tak jak to opisano w podrozdziale 3.2). Jest to kolejny element warty podjęcia w ramach przyszłych badań.

Wpływ tarcia nie utrudnia funkcjonowania algorytmu (nie jest on mocno wrażliwy na jego występowanie). Podobny wniosek tyczy się występowania luzu, ale tylko w dopuszczalnym zakresie. W przypadku zwiększenia luzu poza granicę dopuszczalną (w tym przypadku 10° na kole kierownicy), pojazd klasyczny nie jest w stanie utrzymać się w założonym torze jazdy. Pojazd z nadmiernym luzem w układzie kierowniczym, nie powinien zostać dopuszczony do eksploatacji. W związku z tym nie należy się interesować sterowaniem samochodami z bardzo dużym luzem, bo i tak nie powinny poruszać się po drogach.

Odnośnie do badań dotyczących szumu w układzie pomiarowym, to sterownik w obu przypadkach (wariantach) jest w stanie utrzymać pojazd w założonym torze. Inaczej wygląda sprawa przy uwzględnianiu przesunięcia sygnału względem zera (offsetu). Tutaj sterownik w żadnym z wariantów i nawet przy najmniejszej wartości offsetu, nie jest w stanie utrzymać pojazdu w założonym torze jazdy. W tym przypadku należałoby dodać do układu sterowania odpowiednie elementy filtrujące, które nie dopuszczą do występowania offsetów. Jest to kolejny wątek warty podjęcia w ramach przyszłych prac.

Kompilacja poszczególnych wariantów badań wrażliwości pozwoliła na stwierdzenie, że nawet w przypadku zaistnienia kilku czynników mogących zaburzać funkcjonowanie algorytmu jest on w stanie sobie poradzić. Z zastrzeżeniem, że nie będą one zbyt rozległe (z wyjątkiem offsetu). Innymi słowy nie jest on mocno wrażliwy na jednoczesne występowanie poszczególnych niedokładności w danym zakresie (dotyczy bardzo niewielkich odchyleń).

Realizacja tematu pracy pozwoliła na osiągnięcie zakładanego celu pracy, którym było opracowanie i badanie metodami symulacyjnymi efektywnego, i opartego na formułach analitycznych algorytmu automatycznego sterowania skrętem kół pojazdu 4WS funkcjonującego w klasycznej strukturze sterowania samochodem 4WS, który zapewniałby proces zmiany pasa ruchu i stabilizację ruchu w szerokim zakresie prędkości oraz na potwierdzenie hipotezy, która mówiła, że algorytm sterowania opracowany dla sterownika pojazdu autonomicznego może być również wykorzystany, po pewnych jego modyfikacjach, w sterowniku wspomagającym kierowcę pojazdu klasycznego.

Przeprowadzone badania pokazują, że opracowany algorytm działa poprawnie jako element wspomagania kierowcy i w sterowniku pojazdu autonomicznego. Badania wrażliwości pokazały, że przy pewnych występujących niedokładnościach modeli jest on w stanie poprawnie funkcjonować, a przy niektórych wymaga udoskonalenia.

Proponowane kierunki dalszych prac:

- Przedstawiony algorytm nie jest wystarczający na ten moment do tego żeby móc go zastosować w samochodzie. Chcąc całościowo rozwiązać rozpatrywany w rozprawie problem, należy go rozwiązać zarówno dla fazy wykonawczej, jak i przygotowawczej. Należałoby rozwiązać wówczas fundamentalne dla rozwoju pojazdów autonomicznych zagadnienie podejmowania decyzji o manewrze przez pojazd autonomiczny.
- Opracowanie algorytmu dostosowującego wartość parametrów nastaw regulatorów do sygnału sterującego zadawanego przez kierowcę.
- Opracowanie elementu filtrującego, niedopuszczającego do występowania przesunięć względem zera (offsetu) w układzie pomiarowym.
- Rozszerzenie badań w zakresie wariantów badań wrażliwości.
- Poszerzenie badań w zakresie współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych w modelu rowerowym – dokładne ich określenie dla danego pojazdu i opon w szerokim zakresie prędkości, i różnym rozkładzie mas, aby można było określić ich stałą charakterystykę zmian w modelu rowerowym.

W przyszłości należałoby również rozważyć czy zastosowana koncepcja sterowania będzie również dobrze funkcjonowała, gdy samochód jedzie ruchem nieustalonym. Czyli po pierwsze nie jedzie po prostej drodze tylko po krętej, a po drugie, gdy występuje proces rozpędzania lub hamowania (gdy prędkość nie jest ustalona).

6. LITERATURA

- M. Abe, "Vehicle dynamics and control for improving handling and active safety: From four-wheel steering to direct yaw moment control," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K; Journal of Multi-body Dynamics,* tom 213, nr 2, pp. 87-101, 1999.
- [2] M. Abe, Y. Kano, Y. Shibahata i Y. Furukawa, "Improvement of Vehicle Handling Safety with Vehicle Side-slip Control by Direct Yaw Moment," *Vehicle System Dynamics*, tom 33, pp. 665-679, 1999.
- [3] E. Achring i M. Mitschke, "Comparison of All-Wheel Steerings in the System Driver-Vehicle," *Proceedings of the Institution of Mechanicxal Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, tom 24, nr 4-5, pp. 283-298, 1995.
- [4] B. Ahmadi, Design a Reliable Model Predictive Control for Path Following with Application to the Autonomous Vehicle and Considering Different Vehicle Models, Waterloo: University of Waterloo, 2021, pp. 13-43.
- [5] D. Akhtar, "Wheel Steering System," International Journal of Engineering Research and Technology, tom 6, nr 3, pp. 393-398, 2013.
- [6] T. Akita i K. Satoh, "Development of 4WS control algorithms for an SUV," Society of Automotive Engineers of Japan, tom 24, pp. 441-448, 2003.
- J. Allwright, "Four Wheel Steering (4WS) on a Formula Student Racing Car," *The Society of Automotive Engineers-Australasia*, tom 305285086, pp. 1-12, 2015.
- [8] R. Andrzejewski, Dynamika pneumatycznego koła jezdnego, I red., Warszawa: WNT, 2019, pp. 29, 89-97.
- [9] T. Anurag i J. Anurag, "Analysis of a four-wheeled steering mechanism for automobiles," *American Institute of Physics Conference Proceedings*, tom 2148, nr 1, pp. 1-20, 2019.
- [10] S. Anwar, "Yaw Stability Control of an Automotive Vehicle via Generalized Predictive Algorithm," w American Control Conference, Portland, 2005.
- [11] M. H. Ariff, H. Zamzuri, M. A. Nordin, W. J. Yahya, S. A. Mazlan i M. A. Rahman, "Optimal Control Strategy for Low Speed and High Speed Four-Wheel-Active Steering Vehicle," *Journal of Mechanical Engineering and Sciences*, tom 8, pp. 1516-1528, 2015.

- S. M. Arslan, "Development of a Mathematical Model for the Steering Feel in Steer-by-Wire Systems," w *Project ID: PCIG09-GA-2011-294231*, Istanbul, 2016.
- [13] M. Athans i P. L. Falb, "Projektowanie optymalnych układów liniowych przy kwadratowych wskaźnikach jakości," w Sterowanie optymalne. Wstęp do teorii i jej zastosowania, Warszawa, Wydawnictwa Naukowo Techniczne, 1966, pp. 734-799.
- [14] Ö. B. Bilen, Path Control Algorithms for Autonomous Steering and Braking of Heavy Vehicles, Göteborg: Chalmers University of Technology, 2010, pp. 10-52.
- [15] A. S. Bin Ramil, Study on Influences of Rear-Wheel Turn Angle to Performance of Four Wheel Steering (4WS) Vehicle, Tronoh: Universiti Teknologi PETRONAS, 2010, pp. 26-41.
- [16] M. W. Bissonnette, *Adaptive Vehicle Control by Combined DYC and FWS*, Austin: The University of Texas at Austin, 2014, pp. 7-68.
- [17] J. Boot, ATV control regulating a 4WD/4WS autonomous guided vehicle, Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2005, pp. 19-63.
- [18] B. Borretti, N. Musciagna, L. Riccò i A. Fornaciari, "Intelligent Twin Steering System," *Mobile applications*, tom 1, nr 3, pp. 445-452, 2020.
- [19] A. Bourmistrova, M. Simic, R. Hoseinnezhad i R. N. Jazar, "Autodriver algorithm," *Systemics, Cybernetics and Informatics*, tom 9, nr 1, pp. 59-66, 2011.
- [20] P. Brabec, R. Voženílek i M. Lachman, "Stability Simulation of a Vehicle with Wheel Active Steering," *Edition Diffusion Presse Scienes*, tom 40, nr 02025, pp. 1-4, 2016.
- [21] M. Canale i L. Fagiano, "Comparing Rear Wheel Steering and Rear Active Differential approaches to vehicle yaw control," *Vehicle System Dynamics*, tom 00, nr 00, pp. 1-17, 2009.
- [22] R. Chen, K. D. Kusano i H. C. Gabler, "Driver Behavior During Lane Change from the 100-car Naturalistic Driving Study," *Virginia Tech United States*, tom 15, nr 0423, pp. 1-10, 2014.
- [23] H.-H. Chiang, Y.-L. Chen, B.-F. Wu i T.-T. Lee, "Embedded Driver-Assistance System Using Multiple Sensors for Safe Overtaking Maneuver," *IEEE System Journal*, tom 8, nr 3, pp. 681-698, 2014.

- [24] L. Chun-Hui, G. Zhi–Wei, S. Rong-Wei i Y. Ying, "The optimal direct yawmoment control of the four-wheel steering tractor-semitrailer," *BioTechnology An Indian Journal*, tom 10, nr 21, pp. 13539-13545, 2014.
- [25] K. K. Corominas Hife, "Four Wheel Steering. Comparison with two wheel steering," w SA105X – Kandidatarbete med fördjupning i Fordonsteknik VT 2014, Sztokholm, 2014.
- [26] K. Czaplewski i B. Czaplewski, "The Concept of Using the Decision-Robustness Function in Integrated Navigation Systems," SENSORS, tom 22, nr 16, pp. 1-10, 2022.
- [27] P. Dai, Path Generation and Force Control for Path Following of a 4WS4WD Vehicle, Sydney: University of New South Wales, 2016, pp. 123-147.
- [28] A. Dębowski, J. J. Faryński i D. P. Żardecki, "Reference models of 4WS vehicle lateral dynamics for the synthesis of steering algorithms". *Springer Proceedings* in Mathematics & Statistics - w processie publikacyjnym.
- [29] A. Dębowski, J. J. Faryński i D. P. Żardecki, "The bicycle model of a 4WS car lateral dynamics for lane change controller," w *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2022.
- [30] A. Dębowski, J. J. Faryński i D. P. Żardecki, "The validity of sensors and model in the lane change controll process". SENSORS, tom 23, nr 10, pp. 1-25, 2023.
- [31] L. Dong i B. Wang, "Speed control strategy for a four wheel drive and four wheel steering vehicle with two electromotors," *BioTechnology An Indian Journal*, tom 10, nr 12, pp. 6312-6318, 2014.
- [32] V. Dorsch, "Simulation of Vehicle Dynamics Control by active Steering Systems,"
 w SIMPACK User Meeting 2014, Augsburg, 2014.
- [33] H. Dugoff, P. Fancher i L. Segel, "An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance," w SAE Technical Paper, 1970.
- [34] J. Eggert i F. Damerow, "Complex Lane Change Behavior in the Foresighted Driver Model," w 18th International Conference on Intelligent Transportation System, 2015.
- [35] A. El Hajjaji, A. Ciocan i D. Hamad, "Four Wheel Steering Control by Fuzzy Approach," *Journal of Intelligent and Robotic Systems*, tom 41, pp. 141-156, 2004.

- [36] F. Fahimi, "Full drive-by-wire dynamic control for four-wheel-steer all-wheeldrive vehicles," *Vehicle System Dynamics*, tom 51, nr 3, pp. 360-376, 2013.
- [37] J. J. Faryński, D. P. Żardecki i A. Dębowski, "Study of the problem and the idea of operation of four-wheel-steering cars," *The Archives of Automotive Engineering Archiwum Motoryzacji*, tom 94, nr 4, pp. 39-59, 2021.
- [38] J. J. Faryński, A. Dębowski i D. P. Żardecki, "Wstępne studium problematyki sterowania w samochodach 4WS," *Biuletyn Wojskowej Akademii Technicznej*, tom 69, nr 4, pp. 95-113, 2020.
- [39] B. T. Fijalkowski, "SBW AWS Conversion Mechatronic Control System," w Automotive Mechatronics: Operational and Practical Issues, tom 2, Kraków, Małopolskie: Springer, 2010, pp. 73-98.
- [40] J. Filipczyk, "Usterki samochodów w aspekcie zapewnienia bezpieczeństwa wyniki badań prowadzonych w latach 1998 - 2018," *Autobusy*, tom 1, nr 2, pp. 195-198, 2019.
- [41] F. Fischer i W. Palm, *Path Control of an Automated Hauler*, Vasteras: Malardalen University, 2017, pp. 16-40.
- [42] T. Fukushima, K. Sato, S. Y. Zhao, K. Kimura i S. Mizutani, "Measuring Turning Trajectory of 4WD-4WS Vehicle using Single Camera View," *Engineering in Agriculture Environment and Food*, tom 5, nr 1, pp. 36-41, 2012.
- [43] J. Funke, Collision Avoidance Up to the HANDLING Limits for Autonomous Vehicles, Stanford: Stanford University, 2015, pp. 56-136.
- [44] Y. Furukawa, N. Yuhara, S. Sano, H. Takeda i Y. Matsushita, "A Review of Four-Wheel Steering Studies from the Viewpoint of Vehicle Dynamics and Control," *Vehicle System Dynamics: International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility*, tom 18, nr 1-3, pp. 151-186, 1989.
- [45] M. Galvani, F. Biral, B. M. Nguyen i H. Fujimoto, "Four Wheel Optimal Autonomous Steering for Improving Safety in Emergency Collision Avoidance Manoeuvres," w AMC2014-Yokohama, Yokohama, 2014.
- [46] L. Gao, L. Jin, F. Wang, Y. Zheng i K. Li, "Genetic algorithm–based varying parameter linear quadratic regulator control for four-wheel independent steering vehicle," *Advances in Mechanical Engineering*, tom 7, nr 11, pp. 1-14, 2015.

- [47] M. Gidlewski, J. Jackowski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Sensitivity of a vehicle lane change control system to disturbances and measurement signal errors -Modeling and numerical investigations," *Mechanical Systems and Signal Processing*, tom 147, pp. 1-20, 2021.
- [48] M. Gidlewski, K. Jankowski, A. Muszyński i D. P. Żardecki, "Vehicle Lane Change Automation with Active Steering - Theoretical Studies and Numerical Investigations," *Society of Atomotive Engineers International*, tom 1555, pp. 1-11, 2017.
- [49] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "A Concept of the Automatization of Dangerous Driving Manoeuvres," *Journal of KONES Powertrain and Transport*, tom 25, nr 1, pp. 111-122, 2018.
- [50] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Badania symulacyjne dynamiki procesu nagłego omijania przeszkody przez samochód," *The Archives of Automotive Engineering – Archiwum Motoryzacji*, tom 73, nr 3, pp. 31-46, 2016.
- [51] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Dynamika procesu nagłego omijania przeszkody przez samochód," w X International Science-Technical Conference Automotive Safety, Kielce, 2016.
- [52] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Impact of the Controller Algorithm on the Effect of Motor Vehicle Steering During a Lane-change Manoeuvre," w *First International Nonlinear Dynamics Conference NODYCON*, Rzym, 2019.
- [53] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Selected Issues of Control of the Process of Sudden Obstacle Avoidance by a Car," w *IEEE*, Papiernicka, 2018.
- [54] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Selected Problems of Automatic Obstacle Avoiding," w IOP Conf. Series: Materials Science ang Engineering 421, Kraków, 2018.
- [55] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Sensitivity Investigations of Lane Change Automated Process," w 23rd International Conference ENGINEERING MECHANICS, Svratka, 2017.
- [56] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Sensitivity Investigations of the Automated Lane-change Manoeuvre - Selected Issues," *Journal of Systems and Control Engineering*, tom 233, nr 4, pp. 360-369, 2018.

- [57] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Simulation-based Investigations of Automated Lane Change Process," w 21st International Scienetific Conference. *Tranport Means.*, Juodkrante, 2017.
- [58] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Simulation Investigation of the Dynamics of the Process of Sudden Obstacle Avoiding by a Motor Vehicle," *The Archives of Automotive Engineering*, tom 73, nr 3, pp. 31-47, 2016.
- [59] M. Gidlewski, L. Jemioł i D. P. Żardecki, "Simulation Research on the Process of Lane Change by a Motor vehicle Steered in an Open and Closed-loop System," w *Transaction Series: WIT Transactions on The Built Environment*, Rzym, 2017.
- [60] M. Gidlewski i D. P. Żardecki, "Automatic Control of Steering System During Lane Change," w ESV Paper, Goteborg, 2015.
- [61] M. Gidlewski i D. P. Žardecki, "Linearization of the Lateral Dynamics Reference Model for the Motion Control of Vehicles," *Mechanics Research Communications*, tom 82, nr 640, pp. 49-54, 2017.
- [62] M. Gidlewski i D. P. Żardecki, "Simulation Investigations of Lane Change Process with Automatic Steering System," w ESV Paper, Detroit, 2017.
- [63] M. Gidlewski i D. P. Żardecki, "Simulation-Based Sensitivity Studies of a Vehicle Motion Model," w 20th International Scientific Conference Transport Means, Juodkrante, 2016.
- [64] J. Guo, Y. Luo i K. Li, "Robust H∞ Fault-Tolerant Lateral Control of Four-Wheel-Steering Autonomous Vehicles," *International Journal of Automotive Technology*, tom 21, nr 4, pp. 993-1000, 2020.
- [65] P. Herold, M. Wallbrecher, M. Harrer i P. Pfeffer, "All-Wheel Steering," w Steering Handbook, Monachium, Springer International Publishing Switzerland, 2017, pp. 493-512.
- [66] H. Huang i A. Barbu, "Predicting Lane Change Decision Making with Compact Support," *Florida State University*, pp. 1-6, 2021.
- [67] M. N. Huu, H. D. Manh i N. T. Van, "Survey of 4WS Automotive Movement Fund with the Effects of Tire Stiffness," *International Journal of Engineering and Advanced Technology Studies*, tom 8, nr 3, pp. 27-35, 2020.
- [68] M. I. Ishak, P. M. Heerwan i M. A. Rasid, "Improving The Manoeuvrability of Electric Vehicle with Four-Wheel Drive and Four-Wheel Steering – A Nonlinear

Model Vehicle Dynamics Approach," *Edition Diffusion Presse Sciences*, tom 225, nr 05016, pp. 1-7, 2018.

- [69] R. Janczur, P. Świder i S. Walczak, "Podwójna zmiana pasa ruchu wyniki badań drogowych i symulacji programem V-SIM z wykorzystaniem dwóch modeli ogumienia," Zeszyty Naukowe Politechniki Krakowskiej, pp. 1-7, 2006.
- [70] R. Janczur, "Vertical Accelerations of the Body of a Motor Vehicle When Crossing a Speed Bump," *The Archives of Automotive Engineering - Archiwum Motoryzacji*, pp. 47-60, 2011.
- [71] Y. Jia, "Robust Control with Decoupling Performance for Steering and Traction of 4WS Vehicles under Velocity-Varying Motion," *IEEE Transactions On Control Systems Technology*, tom 8, nr 3, pp. 554-569, 2000.
- [72] S. Jia, F. Hui, C. Wei, X. Zhao i J. Liu, "Lane-Changing Behavior Prediction Based on Game Theory and Deep Learning," *Journal of Advanced Transportation*, tom 2021, pp. 1-12, 2021.
- [73] L. Jin, X. Xie, C. Shen, F. Wang, F. Wang, S. Ji, X. Guan i J. Xu, "Study on electronic stability program control strategy based on the fuzzy logical and genetic optimization method," *Advances in Mechanical Engineering*, tom 9, nr 5, pp. 1-13, 2017.
- [74] X. Jin, G. Yin i N. Chen, "Advanced Estimation Techniques for Vehicle System Dynamic State: A Survey," *Sensors*, tom 19, nr 4289, pp. 1-26, 2019.
- [75] M. Jinlai, W. Bofu i C. Jie, "Comparisons of 4WS and Brake-FAS based on IMC for vehicle stability control," *Journal of Mechanical Science and Technology*, tom 25, nr 5, pp. 1265-1277, 2011.
- [76] G. Kaiser, *Torque Vectoring Linear Parameter-Varying Control for Electric Vehicle*, Hamburg: Technischen Universitat Hamburg-Harburg, 2015, p. 13-17.
- [77] M. Kaminaga i K. Hedrick, "Adaptive Sliding Mode Control in the Presence of Saturating Tire Forces," *Japan Society of Mechanical Engineers International Journal*, tom 42, nr 2, pp. 281-286, 1999.
- [78] T. Karthik, "Design and Fabrication of Multiple Mode Steering System for Cars," *International Journal of Engineering Research & Technology*, tom 7, nr 06, pp. 1-12, 2019.

- [79] A. K. Kaushik, V. Acharya i A. K. Dahiya, "Four Wheel Steering System for Automobiles," *International Journal for Research in Applied Science* & Engineering Technology, tom 5, nr 3, pp. 1328-1331, 2017.
- [80] M. Kazemi i K. H. Shirazi, "Handling enhancement of a sliding-mode control assisted four-wheel steer vehicle," *Proceedings of Institution of Mechanical Engineers, Part D*, tom 226, pp. 234-246, 2011.
- [81] M. Keyvan-Ekbatani, V. L. Knoop i W. Daamen, "Categorization of the Lane Change Decision Process on Freeways," *Delft University of Technology*, pp. 1-15, 2015.
- [82] H. A. Khunt, "A Review Paper on Hydraulically Actuated Four Wheel Drive System," *International Journal of Creative Research Thoughts*, tom 6, nr 1, pp. 1116-1123, 2018.
- [83] H. Kim i C. Choi, "A Discrete Model Reference Control With a Neutral Network System Identification for An Active Four Wheel Steering System," tom 7, nr 4, pp. 29-39, 1997.
- [84] M. Kissai, Optimal Coordination of Chassis Systems for Vehicle Motion Control, Paryż: Universite Paris-Saclay, 2019, pp. 23-246.
- [85] M. Kissai, B. Monsuez, A. Tapus, X. Mouton i D. Martinez, "Optimal Yaw Rate Control for Over-Actuated Vehicles," *HAL Archives-Ouvertes*, tom 1002, pp. 1-10, 2020.
- [86] K. Kozłowski i D. Pazderski, "Modeling and Control of a 4-wheel Skid-Steering Mobile Robot," *International Journal of Applied Mathematics and Computer Science*, tom 14, nr 4, pp. 477-496, 2004.
- [87] N. Kumar i S. Mishra, "Review on Four Wheel Steering System," International Journal for Scientific Research & Development, tom 7, nr 09, pp. 542-544, 2019.
- [88] P. S. Kumar, S. Joshi i N. P. Kumari, "Design and Fabrication of Four-Wheel Steering System for Efficient Transportation Systems," *International Journal of Innovative Technology and Exploring Engineering*, tom 8, nr 10, pp. 401-407, 2019.
- [89] J. Kurebwa i T. Mushiri, "Design and Simulation of an Integrated Steering System for All-purpose Sport Utility Vehicles (SUVs) – Case for Toyota," *Procedia Manufacturing*, tom 35, pp. 56-74, 2019.

- [90] S. Lakkad, *Modeling and Simulation of Steering Systems for Autonomous Vehicles*, Floryda: Florida State University Libraries, 2004, pp. 12-57.
- [91] N. Lazic, Optimal Vehicle Dynamics Yaw Rate and Side Slip Angle Control Using 4-Wheel Steering, Lund: Lund Institute of Technology, 2002, pp. 4-76.
- [92] A. Lee, "Emulating the Lateral Dynamics of A Range of Vehicles Using A Four-Wheel-Steering Vehicle," pp. 1-17, 1994.
- [93] A. Lee, "Performance of Four-Wheel-Steering Vehicles in Lane Change Maneuvers," tom 950316, pp. 161-173, 1992.
- [94] S.-H. Lee, U.-K. Lee, S.-K. Ha i C.-S. Han, "Four-Wheel Independent Steering (4WIS) System for Vehicle Handling Improvement by Active Rear Toe Control," *Japan Society of Mechanical Engineers International Journal*, tom 42, nr 4, pp. 947-956, 1999.
- [95] R. Leenen, Motion Control Design for a 4ws and 4wd Overactuated Vehicle, Eindhoven: Eindhoven University of Technology, 2004, pp. 7-71.
- [96] B. Li i F. Yu, "Optimal Model Following Control of Four-wheel Active Steering Vehicle," w Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Information and Automation, Zhuhai/Macau, 2009.
- [97] L. Li, B. d'Andrea-Novel i A. Quadrat, "Longitudinal and lateral control for four wheel steering vehicles," *International Federation of Automatic Control Papers*, tom 53, nr 2, pp. 15713-15718, 2020.
- [98] S. Li, *Load-sensing Based Integrated Chassis Control using hierarchical strategy and control allocation*, Delft: Delft University of Technology, 2015, pp. 21-49.
- [99] Z. Liao, X. Shu, L. Cai i L. Zhang, "Research on Steering Stability Control Strategy of Four-wheel Independent Electric Drive Special Vehicles," *Édition Diffusion Presse Sciences*, tom 248, nr 02041, pp. 1-7, 2021.
- [100] R. Liu, M. Wei, N. Sang i J. Wei, "A Trajectory-Tracking Controller for Improving the Safety and Stability of Four-Wheel Steering Autonomous Vehicles," *Vilnius Gediminas Technical University*, tom 36, nr 2, pp. 147-163, 2021.
- [101] R. Liu, M. Wei, N. Sang i J. Wei, "Research on Curved Path Tracking Control for Four-Wheel Steering Vehicle considering Road Adhesion Coefficient," *Mathematical Problems in Engineering*, tom 3108589, pp. 1-18, 2020.

- [102] R. Liu, M. Wei i W. Zhao, "Trajectory tracking control of four wheel steering under high speed emergency obstacle avoidance," *International Journal of Vehicle Design*, tom 77, nr 1-2, pp. 1-12, 2018.
- [103] T. Liu, L. N. Jia i C. S. Li, "Research on the handling stability of four-wheel steering vehicle," *Journal of Physics: Conference Series*, tom 1213, pp. 1-7, 2019.
- [104] K. Lohith, S. R. Shankapal i M. H. Monish Gowda, "Development of Four Wheel Steering System for a Car," SASTech Journal, tom 12, nr 1, pp. 90-97, 2013.
- [105] J. Loyola i D. Margolis, "Variable wheelbase reference for vehicle with active front and rear-wheel steering," *Vehicle System Dynamics*, tom 20, pp. 1-17, 2021.
- [106] Z. Lozia, "Ocena odporności pojazdu na przewrócenie na bok wpływ stopnia skomplikowania modelu na wyniki obliczeń," Zeszyty Naukowe Instytutu Pojazdów PW, tom 79, nr 3, pp. 19-27, 2010.
- [107] Z. Lozia i K. Turski, "Analiza zwrotności pojazdu czteroosiowego," Autobusy, tom 6, pp. 179-184, 2014.
- [108] W. Luty, "Nieustalone stany bocznego znoszenia ogumienia w warunkach dynamicznego hamowania koła," *Politechnika Warszawska*, pp. 1-14, 2009.
- [109] H. Lv i S. Liu, "Closed-Loop Handling Stability of 4WS Vehicle with Yaw Rate Control," *Strojniški vestnik - Journal of Mechanical Engineering*, tom 59, nr 10, pp. 595-603, 2013.
- [110] M. Łukasiewicz, Wykonywanie naprawy układów kierowniczych 723[04].Z2.03, Radom: Instytut Technologii Eksploatacji - Państwowy Instytut Badawczy, 2007, p. 27.
- [111] V. Mahajan, C. Katrakazas i C. Antoniou, "Prediction of Lane-Changing Maneuvers with Automatic Labelling and Deep Learning," *Transportation Research Record*, tom 2674, nr 7, pp. 336-347, 2020.
- [112] M. Maniowski, "Optymalizacja charakterystyk zawieszeń i sterowania samochodu przednionapędowego w celu szybszego pokonania łuku drogi," *Mechanika*, tom 10, nr 109, pp. 35-50, 2012.
- [113] D. Miloradović, J. Glišović, N. Stojanović i I. Grujić, "Simulation of vehicle's lateral dynamics using nonlinear model with real inputs," *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, tom 659, nr 012060, pp. 2-9, 2021.

- [114] M. Nagai i Y. Hirano, "Integrated Control of Active Rear Wheel Steering and Direct Yaw Moment Control," *Vehicle System Dynamics*, tom 237899626, pp. 452-463, 1997.
- [115] J. Nah i S. Yim, "Vehicle Stability Control with Four-Wheel Independent Braking, Drive and Steering on In-Wheel Motor-Driven Electric Vehicles," *Electronics*, tom 9, nr 1934, pp. 1-16, 2020.
- [116] K. Oh, E. Joa, J. Lee, J. Yun i K. Yi, "Yaw Stability Control of 4WD Vehicles Based on Model Predictive Torque Vectoring with Physical Constraints," *International Journal of Automotive Technology*, tom 20, nr 5, pp. 923-932, 2019.
- [117] T. Oksanen i R. Linkolehto, "Control of four wheel steering using independent actuators," w 4th IFAC Conference on Modelling and Control in Agriculture, Horticulture and Post Harvest Industry, Espoo, 2013.
- [118] S. J. O'Neill, Control of vehicle lateral dynamics based on longitudinal wheel forces, Glasgow: University of Glasgow, 2012, pp. 29-175.
- [119] E. D. Owen, The Benefits of Four-Wheel Drive for a High-Performance FSAE Electric Racecar, Cambridge: Massachusetts Institute of Technology, 2018, pp. 21-64.
- [120] H. Pacejka, "Semi-Empiricals Tyre Models," w Tyre and Vehicle Dynamics, Oxford, Elsevier, 2006, pp. 172-173.
- [121] J. Park, H. Jeong, G. I. Jang i S.-H. Hwang, "Torque Distribution Algorithm for an Independently Driven Electric Vehicle Using a Fuzzy Control Method," *Energies*, tom 8, pp. 8537-8561, 2015.
- [122] J. H. Park, "H∞ Direct Yaw-Moment Control with Brakes for Robust Performance and Stability of Vehicles," *Japan Society of Mechanical Engineers Intrenational Journal*, tom 44, nr 2, pp. 404-413, 2001.
- [123] H. Peng i H. Jwu-Sheng, "Traction/Braking Force Distribution for Optimal Longitudinal Motion During Curve Following," *Vehicle System Dynamics*, tom 26, nr 4, pp. 301-320, 1996.
- [124] J. Pilisiewicz i R. Kaczyński, "Geometric Analysis of Maneuverability Performance for Vehicles with Two Steering Axles," *Transport Problems*, tom 12, nr 2, pp. 43-52, 2017.

- [125] S. Postalcioglu, "Improvement of Four Wheel Steering System," Journal of the Institute of Science and Technology, tom 9, nr 4, pp. 1876-1886, 2019.
- [126] A. Pruckner i S. Fischer, "Vehicle Dynamics Control for a 4 Wheel Steering Prototype Car," w 15th Adams User Conference, Aachen, 2000.
- [127] A. Reński, Bezpieczeństwo czynne samochodu Zawieszenia oraz układy hamulcowe i kierownicze, I red., Warszawa, mazowieckie: Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, 2011, pp. 25-28.
- [128] H. E. Russel i J. C. Gerdes, "Design of Variable Vehicle Handling Characteristics Using Four-Wheel Steer-by-Wire," *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, tom 24, nr 5, pp. 1529-1540, 2016.
- [129] S. Safavi, M. A. Safavi, H. Hamid i S. Fallah, "Multi-Sensor Fault Detection, Identification, Isolation and Health Forecasting for Autonomous Vehicles," *SENSORS*, tom 21, nr 2547, pp. 1-23, 2021.
- [130] J. Samsundar, A methodology to investigate automobile handling and stability, Iowa City: Iowa State University, 1996, pp. 47-81.
- [131] S. Saxena, V. Kumar, S. S. Luthra i A. Kumar, "4 Wheel Steering Systems (4WAS)," *International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research*, tom 1, nr 1, pp. 213-218, 2014.
- [132] S. Scalzi, Integrated Control of Active Steering and Electronic Differentials in Four Wheel Drive and Steering Vehicles, Rzym: University of Rome Tor Vergata, 2009, pp. 44-118.
- [133] V. L. Schein, Optimal Vehicle Control of Four-Wheel Steering, Northampton: Smith College, 2016, pp. 14-31.
- [134] D. S. Shah, V. B. Channewadkar, N. P. Vaidya i K. V. Karandikar, "Design and Fabrication of a Four-Wheel Steering System Model," *Journal of Emerging Technologies and Innovative Research*, tom 8, nr 5, pp. 203-210, 2021.
- [135] Z. Sheng, L. Liu, S. Xue, D. Zhao, M. Jiang i D. Li, "A Cooperation-Aware Lane Change Method for Autonomous Vehicles," w *Transactions on Vehicular Technology*, 2022.
- [136] T. Shi, P. Wang, X. Cheng, C.-Y. Chan i D. Huang, "Driving Decision and Control for Automated Lane Change Behavior based on Deep Reinforcement Learning," *Beijing Institute of Technology*, pp. 1-6, 2018.

- [137] T. Shiba, Y. Suda, Y. Tanabe i M. Onuki, "Virtual Running Tests of Automobile with Driving Simulator," *International Journal of Inteligent Transport System Research*, tom 1, nr 1, pp. 33-39, 2003.
- [138] Y. Song, K. Huang i W. Zhong, "Lane-changing Decision-making using Singlestep Deep Q Network," w International Symposium on Frontiers of Intelligent Transport System, 2020.
- [139] K. Spentzas, I. Alkhazali i M. Demic, "Dynamics of four-wheel-steering vehicles," Springer-Verlag, tom 66, pp. 260-266, 2001.
- [140] K. Spentzas, I. Alkhazali i M. Demic, "Kinematics of four-wheel-steering vehicles," Springer-Verlag, tom 66, pp. 211-216, 2001.
- [141] A. Stateczny, W. Kazimierski i P. Burdziakowski, "Sensors and System for Vehicle Navigation," SENSORS, tom 22, nr 22, pp. 1-6, 2022.
- [142] A. Stateczny, M. Włodarczyk-Sielicka i P. Burdziakowski, "Sensors and Sensor's Fusion in Autonomous Vehicles," SENSORS, tom 21, nr 19, pp. 1-8, 2021.
- [143] C. Sun, X. Zhang, L. Xi i Y. Tian, "Design of a Path-Tracking Steering Controller for Autonomous Vehicles," *Energies*, tom 11, nr 1451, pp. 1-17, 2018.
- [144] A. Szosland, "Nowe koncepcje sterowania układami pojazdu," Archiwum Motoryzacji, tom 1, pp. 67-84, 2000.
- [145] S. Taherian, Integrated control of Four-Wheel-Steering and Torque vectoring, Mediolan: Politecnico di Milano, 2016, pp. 23-36.
- [146] S. Tardy, Active Steering for Vehicle Stability Control, Cranfield: Cranfield University, 2007, pp. 5-92.
- [147] J. Tian, J. Ding, Y. Tai i N. Chen, "Hierarchical Control of Nonlinear Active Four-Wheel-Steering Vehicles," *Enegies*, tom 11, nr 2930, pp. 1-14, 2018.
- [148] T. Toledo, H. N. Koutsopoulos i M. E. Ben-Akiva, "Modelling Integrated Lanechanging Behavior," Annual Meeting, tom 1, pp. 1-15, 2003.
- [149] H. Tourajizadeh, M. Sarvari i A. S. Ordoo, "Modeling and Optimal Control of 4 Wheel Steering Vehicle Using LQR and its Comparison with 2 Wheel Steering Vehicle," *International Journal of Robotics*, tom 9, nr 1, pp. 20-32, 2020.

- [150] C. Varghese, D. Babu, D. Kuriyakose, A. S. Harikrishnan, M. Irshad i A. A. Raj, "Four wheel steered multi-utility vehicles-Review," *International Journal of Scientific & Engineering Research*, tom 7, nr 4, pp. 435-440, 2016.
- [151] J. Vejlupek, V. Lamberský i D. Klimeš, "Development of Mobile Robot with 4WD and 4WS Capability," Brno, 2011.
- [152] T. J. Veldhuizen, Yaw rate feedback by active rear wheel steering, Eindhoven: Technische Universiteit Eindhoven, 2007.
- [153] R. Vigneshwaran, K. S. Chaithanyan, N. Sathish, S. Prashanth i M. Parasaran, "Optimization of Four Wheel Steering," *International Journal of Multidisciplinary and Current Research*, tom 6, pp. 298-303, 2018.
- [154] A. von Vietinghoff i U. Kiencke, "Gain Scheduling Control for Combined Four Wheel Steering and Individual Wheel Braking," Karlsruhe, 2007.
- [155] S. Walczak, "Analysis of vehicle dynamics under sudden cross wind," w IOP Conference Series Materials Science and Engineering, 2016.
- [156] D. Wang i F. Qi, "Trajectory Planning for a Four-Wheel-Steering Vehicle,"
 w Proceedings of the 2001 IEEE International Conference on Robotics & Automation, Seul, 2001.
- [157] Y. Wang, N. Masound i A. Khojandi, "Real-Time Sensor Anomaly Detection and Recovery in Connected Automated Vehicle Sensors," *IEEE Transactions on Intelligent Transportation Systems*, tom 2, nr 1911, pp. 1-11, 2021.
- [158] H. Wei, E. Meyer, J. Lee i C. Feng, "Characterizing and Modeling Observed Lane-Change Behavior," *Transportation Research*, tom 1710, nr 00-1651, pp. 104-113, 1999.
- [159] K. Weigel-Milleret, Wpływ regulacji sił napędowych na stabilność ruchu wąskich pojazdów czterokołowych, Kraków: Politechnika Krakowska, 2019, pp. 17, 23.
- [160] D. Więckowski i D. P. Żardecki, "Influence of Freeplay and Friction in Steering System on Double Lane Change Manoeuvre – Modelling and Simulation Studies," *Journal of KONES Powertrain and Transport*, tom 18, nr 2, pp. 483-492, 2011.
- [161] Y. Wu, L. Wang i F. Li, "Research on Variable Steering Ratio Control Strategy of Steer-by-Wire System," Society of Automotive Engineering International in United States, tom 1583, pp. 1-18, 2018.

- [162] X. Wu i H. Yang, "A Lane Change Model with the Consideration of Car Following Behavior," *Procedia Social and Behavioral Sciences*, tom 96, pp. 2354-2361, 2013.
- [163] Y. Xia, M. Lin, J. Zhang, M. Fu, C. Li, S. Li i Y. Yang, "Trajectory planning and tracking for four-wheel steering vehicle based on differential flatness and active disturbance rejection controller," *International Journal of Adaptive Control and Signal Processing*, tom 35, nr 11, pp. 2214-2244, 2021.
- [164] F.-X. Xu, X.-H. Liu, W. Chen, C. Zhou i B.-W. Cao, "Improving Handling Stability Performance of Four-Wheel Steering Vehicle Based on the H2/H∞ Robust Control," *Applied Sciences*, tom 8, nr 857, pp. 1-31, 2019.
- [165] F. Yakub, A. Abu, A. Sarip i Y. Mori, "Study of Model Predictive Control for Path-Following Autonomous Ground Vehicle Control under Crosswind Effect," *Journal of Control Science and Engineering*, tom 2016, pp. 1-18, 2016.
- [166] O. Yaniv, "Robustness to Speed of 4WS Vehicles for Yaw and Lateral Dynamics," *Vehicle System Dynamics*, tom 27, nr 4, pp. 221-234, 1997.
- [167] S. Yim, "Comparison among Active Front, Front Independent, 4-Wheel and 4-Wheel Independent Steering Systems for Vehicle Stability Control," *Energies*, tom 9, nr 798, pp. 1-13, 2020.
- [168] G. Yin, N. Chen i P. Li, "Improving Handling Stability Performance of Four-Wheel Steering Vehicle via μ-Synthesis Robust Control," *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, tom 56, nr 5, pp. 2432-2439, 2007.
- [169] G.-D. Yin, N. Chen, J.-X. Wang i L.-Y. Wu, "A Study on μ-Synthesis Control for Four-Wheel Steering System to Enhance Vehicle Lateral Stability," *Journal of Dynamics Systems, Measurement and Control,* tom 133, pp. 1-6, 2011.
- [170] S. Yu, W. Li, W. Wang i T. Qu, "Nonlinear Control of Active Four Wheel Steer-By-Wire Vehicles," *IEEE Access*, tom 7, pp. 127117-127127, 2019.
- [171] S. Yu, J. Wang, Y. Wang i H. Chen, "Disturbance Observer Based Control for Four Wheel Steering Vehicles With Model Reference," *IEEE/CAA Journal of Automatica Sinica*, tom 5, nr 6, pp. 1121-1127, 2018.
- [172] W. Zexu, "Trajectory Planning for Four Wheel Steering Autonomous Vehicle," w Degree Project in Vehicle Engineering, Second Cycle, 30 Credits, Sztokholm, 2018.

- [173] J. Zhang, H. Zheng i M. Zhao, "Analysis of Vehicle Steering Stability of Nonlinear Four Wheel Steering Based on Sliding Model Control," *Society of Automotive Engineers in United States*, tom 1593, pp. 1-11, 2018.
- [174] J. Zhang, Y. Zhang, L. Chen i J. Yang, "A Fuzzy Control Strategy and Optimization for Four Wheel Steering System," Iowa City, 2004.
- [175] M. Zharif, H. Ogino i I. Ishak, "Research on Steering Control of a 4 Wheel Steering Electric Vehicle with Intelligence Steering Control System," *Proceedings* of the School of Engineering of Tokai University, tom 40, pp. 71-75, 2015.
- [176] D. P. Żardecki, Modelowanie luzu i tarcia oparte na odwzorowaniach luz(...) i tar(...) - podstawy teoretyczne i zastosowanie w symulacji drgań nieliniowych w układach kierowniczych samochodów, Warszawa, mazowieckie: Wojskowa Akademia Techniczna, 2007, pp. 33, 109.
- [177] D. P. Żardecki, A. Dębowski i J. J. Faryński, "Method of autonomous vehicle control using simplified reference models and regulators," *Problemy mechatroniki*. *Uzbrojenie, lotnictwo, inżynieria bezpieczeństwa*, tom 14, nr 4, pp. 1-20, 2023 - w procesie publikacyjnym.
- [178] D. P. Żardecki, M. Gidlewski, M. Jaśkiewicz i L. Jemioł, "Modeling and Simulation of the Automated Lane Change Process, Taking Into Account Freeplay and Friction in the Vehicle Steering System," *Research Square*, pp. 1-22, 2022.
- [179] Corrsys Datron, Correvit S-CE instrukcja.
- [180] Crossbow Technology, Crossbow VG440 instrukcja.
- [181] Kistler, MSW Sensors instrukcja.
- [182] Norma PN-ISO 8855:2018-04.
- [183] Norma SS-ISO 3888-1:2019.
- [184] PC measurement electronics, Spider8 instrukcja.
- [185] Racelogic, VBOX 3i instrukcja.
- [186] Racelogic, IMU 03 instrukcja.
- [187] Racelogic, Vehicle CAN Bus Interface instrukcja.
- [188] [Online]. Available: https://andrzejdebowski.wat.edu.pl/wiedza_mechanika.html.[Data uzyskania dostępu: 25.07.2022].

- [189] [Online]. Available: Test łosia | Najlepsze i najgorsze modele samochodów (wyborkierowcow.pl). [Data uzyskania dostępu: 06.06.2022].
- [190] [Online]. Moment bezwładności Baza wiedzy | DobryKorepetytor [Data uzyskania dostępu: 05.08.2022].
- [191] [Online]. Available: Autonomiczne samochody przyszłość czy teraźniejszość? -Botland. [Data uzyskania dostępu: 23.08.2022].
- [192] [Online]. Available: https://www.mathworks.co.uk/products. [Data uzyskania dostępu: 03.09.2022].
- [193] [Online]. Available: https://www.carsim.com/. [Data uzyskania dostępu: 03.09.2022].
- [194] [Online]. Available: https://www.mscsoftware.com/product/adams. [Data uzyskania dostępu: 03.09.2022].
- [195] [Online]. Available: https://autokult.pl/10564,4ws-cztery-kola-skretne-historia-idzialaniejaponskiego-wynalazku. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [196] [Online]. Available: http://gmauthority.com/blog/gm/general-motorstechnology/gm-chassis-suspension-technology/gm-quadrasteer/. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [197] [Online]. Available: http://www.spannerhead.com/2012/01/02/fwd-championsthe-88-92-mazda-mx-6/. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [198] [Online].Available:https://www.autozine.org/technical_school/traction/Steering_3.html.[Datauzyskania dostępu: 24.03.2021].[Data
- [199] [Online]. Available: http://trinituner.com/v4/forums/viewtopic.php?t=170648.[Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [200] [Online]. Available: http://www.240edge.com/basics/super-hicas.html. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [201] [Online]. Available: https://www.conceptcarz.com/a26522/vw-touareg-all-wheelsteering.aspx. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [202] [Online]. Available: https://www.audi-technology-portal.de/en/chassis/wheelsuspension-steering/audi-a8-dynamic-all-wheel-steering. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].

- [203] [Online]. Available: https://www.motorauthority.com/news/1112847_2019porsche-cayenne-deep-dive/page-3. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [204] [Online]. Available: https://www.digitaltrends.com/cars/porsche-gt3-rear-wheelsteering/. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].
- [205] [Online]. Available: https://multisense.renault.pl/talisman/pl_PL?showHeader=1&showHeadBand=1. [Data uzyskania dostępu: 24.03.2021].

7. ZAŁĄCZNIKI

7.1. Przeznaczenie załączników

Umieszczenie rozdziału pt. "Załączniki" poza głównym nurtem pracy ma za zadanie przedstawić istotne elementy zrealizowane w rozprawie, nie zaburzając tym samym głównego toku pracy. Dlatego w tym rozdziale znajdą się m. in. takie elementy jak: wyprowadzenie równań ruchu modelu rowerowego 4WS i jego postaci transmitancyjnej, opisy aparatury pomiarowej czy też testowanie procedur numerycznych (pozwolą na zobrazowanie dlaczego z danej procedury numerycznej autor korzysta podczas wykonywania symulacji w programie Matlab&Simulink).

7.2. Załącznik nr 1 – wyprowadzenie równań ruchu modelu rowerowego 4WS

Na samym początku należy uwzględnić wszystkie siły i momenty, które będą potrzebne do wyprowadzenia modelu i nanieść je na Rys. 1.5 (Rys. 7.1). Legenda uzupełniająca:

- V_C prędkość środka masy,
- a_C przyspieszenie środka masy,
- β kąt znoszenia pojazdu; $\beta = \operatorname{arctg}\left(\frac{V_C \sin \beta}{V_C \cos \beta}\right)$,
- $\alpha_{A,B}$ kąt znoszenia kół przednich i tylnych,
- $\gamma_{A,B}$ różnica pomiędzy kątami skrętu i znoszenia kół przednich i tylnych.

Kolejnym ważnym elementem jest przyjęcie założeń i uproszczeń w rozpatrywanym modelu. W innym wypadku poszczególne wyrażenia modelu przyjmowałyby bardzo skomplikowaną strukturę, co w późniejszym etapie bardzo by utrudniło analizę takiego modelu.

Przyjęte założenia:

Rozważane zagadnienia dotyczą sterowania ruchem samochodu 4WS jadącego z ustaloną prędkością po prostej równej drodze o dobrej przyczepności, tak że do opisu dynamiki stosować można znany "model rowerowy":

- Pojazd traktowany jest jako ruchomy jedno masowy obiekt płaski na sprężystych skręcanych pneumatykach, symetryczny względem swej osi wzdłużnej.
- Siły reakcji drogi są prostopadłe do płaszczyzn bocznych obręczy kół i zależą bezpośrednio (zależność funkcyjna) od kątów znoszenia, czyli kątów pomiędzy płaszczyznami bocznymi obręczy kół, a śladami linii opon kół.

 Siły reakcji drogi odniesione są do punktów wyznaczonych przez pionowe rzuty środków osi kół.

Przyjęte uproszczenia:

- $V_C \cos \beta \approx V_A = V_B = V = constant$,
- $V_C \sin \beta \approx U$,
- $\sin \gamma_A \approx \gamma_A$,
- $\cos \gamma_A \approx 1$,
- $\sin \gamma_B \approx \gamma_B$,
- $\cos \gamma_B \approx 1$,
- $\tan \gamma_A \approx \gamma_A$,
- $\tan \gamma_B \approx \gamma_B$.



Rys. 7.1. Model rowerowy z uwzględnieniem wszystkich sił i momentów [30].

Przy tak przygotowanym schemacie modelu i jego uproszczeniach, można przystępować do obliczeń. Należy oddzielnie analizować globalny układ współrzędnych (związany z drogą) i lokalny układ współrzędnych (związany z samochodem), biorąc pod uwagę, że

poszczególne ich właściwości są współzależne i trzeba to będzie wykorzystać. Obliczenia rozpoczęto od lokalnego układu współrzędnych i podzielono na kilka etapów.

Obliczenia względem (x, y):

1) Obliczenia sił:

$$\sum F = ma \tag{7.1}$$

$$\sum F$$
 – suma wszystkich sił względem danej osi

$$\sum F_{y} = F_{A} \cos \gamma_{A} + F_{B} \cos \gamma_{B} \tag{7.2}$$

$$\sum F_y = F_A + F_B \text{ (z przyjętych uproszczeń)}$$
(7.3)

$$F_A + F_B = ma_{Cy} \tag{7.4}$$

$$V_C = V + U \tag{7.5}$$

$$a_{Cy} = \dot{U} + V\Omega \tag{7.6}$$

Podstawiając zależność (7.6) do równania (7.4) otrzymujemy:

$$F_A + F_B = m(\dot{U} + V\Omega) \tag{7.7}$$

Po wykonaniu powyższych obliczeń można przejść do kolejnego etapu.

2) Obliczenie momentów sił:

$$\sum M = J\dot{\Omega},\tag{7.8}$$

$$\sum M$$
 – suma wszystkich momentów sił,

$$\sum M_y = -F_B \cos \gamma_B L_B + F_A \cos \gamma_A L_A , \qquad (7.9)$$

$$\sum M_y = F_A L_A - F_B L_B$$
(po uwzględnieniu uproszczeń), (7.10)

$$F_A L_A - F_B L_B = J\dot{\Omega} \tag{7.11}$$

Następnym krokiem będzie wyznaczenie modelu opony. Jak już wcześniej wspomniano, model rowerowy wykorzystuje liniowy model opony.

3) Model opony.

Opona przednia:

Prędkość poprzeczna przedniej opony jest sumą prędkości poprzecznej w środku masy oraz prędkości kątowej z przodu.

$$V_A \sin \gamma_A = U + \Omega L_A \tag{7.12}$$

$$V\gamma_A = U + \Omega L_A$$
 (po uwzględnieniu uproszczeń) (7.13)

$$\gamma_A = \frac{U + \Omega L_A}{V} \tag{7.14}$$

$$\alpha_A + \gamma_A = \delta_A \tag{7.15}$$

$$\alpha_A = \delta_A - \gamma_A \tag{7.16}$$

$$\alpha_A = \delta_A - \frac{U + \Omega L_A}{V} \tag{7.17}$$
$$z (2.1): F_A = K_A \alpha_A$$
 (7.18)

$$F_A = K_A \left(\delta_A - \frac{U + \Omega L_A}{V}\right) \tag{7.19}$$

Opona tylna:

Prędkość poprzeczna tylnej opony jest różnicą prędkości poprzecznej w środku masy oraz prędkości kątowej z tyłu.

$$V_B \sin \gamma_B = U - \Omega L_B \tag{7.20}$$

$$V\gamma_B = U - \Omega L_B$$
 (po uwzględnieniu uproszczeń) (7.21)

$$\gamma_B = \frac{U - \Omega L_B}{V} \tag{7.22}$$

$$\alpha_B + \gamma_B = \delta_B \tag{7.23}$$

$$\alpha_B = \delta_B - \gamma_B \tag{7.24}$$

$$\alpha_B = \delta_B - \frac{U - \Omega L_B}{V} \tag{7.25}$$

$$z (2.1): F_B = K_B \alpha_B \tag{7.26}$$

$$F_B = K_B \left(\delta_B - \frac{U - \Omega L_B}{V}\right) \tag{7.27}$$

Ostatnim etapem jest połączenie wszystkich elementów w całość.

4) Kompilacja.

Przy wykorzystaniu założonych uproszczeń i podstawieniu zależności (7.19) i (7.27) odpowiednio do równań (7.7) i (7.11) otrzymuje się:

$$K_{A}(\delta_{A}(t) - \frac{U(t) + \Omega(t)L_{A}}{V}) + K_{B}(\delta_{B}(t) - \frac{U(t) - \Omega(t)L_{B}}{V}) = m(\dot{U}(t) + V\Omega(t))$$
(7.28)

$$K_{A}(\delta_{A}(t) - \frac{U(t) + \Omega(t)L_{A}}{V}) L_{A} - K_{B}(\delta_{B}(t) - \frac{U(t) - \Omega(t)L_{B}}{V}) L_{B} = J\dot{\Omega}(t)$$
(7.29)

Po wykonaniu odpowiednich obliczeń i uproszczeń dostaje się:

$$m\dot{U}(t) + \frac{K_A + K_B}{V}U(t) + \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\Omega(t) = K_A \delta_A(t) + K_B \delta_B(t) \qquad (z:2.2)$$

$$I\dot{\Omega}(t) + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V} \Omega(t) + \frac{K_A L_A - K_B L_B}{V} U(t) = K_A L_A \delta_A(t) - K_B L_B \delta_B(t) \quad (z: 2.3)$$

Po wykonaniu szeregu obliczeń otrzymano postać modelu rowerowego dla lokalnego układu współrzędnych, teraz należy wykonać odpowiednie kolejne obliczenia, aby uzyskać postać modelu dla globalnego układu współrzędnych.

Obliczenia względem (X, Y):

$$V_X(t) = \dot{X}(t) = \sum F_X \tag{7.30}$$

$$V_Y(t) = \dot{Y}(t) = \sum F_Y \tag{7.31}$$

$$\dot{\psi}(t) = \Omega(t) \tag{7.32}$$

$$\sum F_X = V_C \cos\beta \cos\psi - V_C \sin\beta \sin\psi \tag{7.33}$$

$$\begin{split} & \sum F_Y = V_C \cos\beta \sin\psi + V_C \sin\beta \sin\psi & (7.34) \\ & \sum F_X = V \cos\psi - U(t) \sin\psi \text{ (po uwzględnieniu uproszczeń)} & (7.35) \\ & \sum F_Y = V \sin\psi + U(t) \cos\psi \text{ (po uwzględnieniu uproszczeń)} & (7.36) \\ & \dot{X}(t) = V \cos(\psi(t)) - U(t) \sin(\psi(t)) & (7.37) \\ & \dot{Y}(t) = V \sin(\psi(t)) + U(t) \cos(\psi(t)) & (7.38) \\ & X(t) = \int_0^t \dot{X}(\tau) d\tau = \int_0^t (V \cos(\psi(\tau)) - U(\tau) \sin(\psi(\tau))) d\tau & (z: 2.4) \\ & Y(t) = \int_0^t \dot{Y}(\tau) d\tau = \int_0^t (V \sin(\psi(\tau)) + U(\tau) \cos(\psi(\tau))) d\tau & (z: 2.5) \\ & \psi(t) = \int_0^t \Omega(\tau) d\tau & (z: 2.6) \end{split}$$

Teraz model rowerowy jest kompletny. Zostały wykonane i przedstawione obliczenia dla układu lokalnego i globalnego. Całościowy model rowerowy stanowią następujące równania: (2.2), (2.3), (2.4), (2.5), (2.6).

7.3. Załącznik nr 2 – wyprowadzenie transmitancji dla modelu rowerowego 4WS

Rozwiązanie równania (2.7) wydaje się być trywialne, pozostałe natomiast należy poddać odpowiednim przekształceniom. Na początku przekształcone zostaną równania (2.8) oraz (2.6) z globalnego układu współrzędnych.

$$L\{Y(t)\} = L\{\int_{0}^{t} (V\psi(\tau) + U(\tau))d\tau\}$$
(7.39)

$$L\{\psi(t)\} = L\left\{\int_0^t \Omega(\tau)d\tau\right\}$$
(7.40)

Ze względu na to, że są to człony całkujące, to po wykonaniu transformacji ich postać wygląda następująco:

$$Y(s) = \frac{V\psi(s) + U(s)}{s}$$
(7.41)

$$\psi(s) = \frac{\Omega(s)}{s} \tag{7.42}$$

Następnie transformacji zostaną poddane równania modelu rowerowego z lokalnego układu współrzędnych.

$$L\left\{m\dot{U}(t) + \frac{K_A + K_B}{V}U(t) + \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\Omega(t)\right\} = L\{K_A\delta_A(t) + K_B\delta_B(t)\}$$
(7.43)

$$L\left\{J\dot{\Omega}(t) + \frac{K_{A}L_{A}^{2} + K_{B}L_{B}^{2}}{V}\Omega(t) + \frac{K_{A}L_{A} - KL_{B}}{V}U(t)\right\} = L\{K_{A}L_{A}\delta_{A}(t) - K_{B}L_{B}\delta_{B}(t)\}$$
(7.44)

Ich postać wygląda następująco:

$$msU(s) + \frac{K_A + K_B}{V}U(s) + \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\Omega(s) = K_A \delta_A(s) + K_B \delta_B(s)$$
(7.45)

$$Js\Omega(s) + \frac{K_{A}L_{A}^{2} + K_{B}L_{B}^{2}}{V}\Omega(s) + \frac{K_{A}L_{A} - K_{B}L_{B}}{V}U(s) = K_{A}L_{A}\delta_{A}(s) - K_{B}L_{B}\delta_{B}(s)$$
(7.46)

Należy tak uporządkować równania (7.45) i (7.46), aby możliwe było wyprowadzenie z nich wartości U(s) i $\Omega(s)$, celem podstawienia ich do równań (7.41) i (7.42) z układu globalnego.

$$\left(ms + \frac{K_A + K_B}{V}\right)U(s) + \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\Omega(s) = K_A \delta_A(s) + K_B \delta_B(s)$$
(7.47)

$$\left(Js + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V}\right)\Omega(s) + \frac{K_A L_A - K_B L_B}{V}U(s) = K_A L_A \delta_A(s) - K_B L_B \delta_B(s)$$
(7.48)

Z tak uporządkowanych równań można wyprowadzać pożądane wartości. Teraz należy te równania przedstawić w postaci macierzowej, w celu ułatwienia i czytelnego przedstawienia obliczeń.

$$\begin{bmatrix} ms + \frac{K_A + K_B}{V} & \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V} \\ \frac{K_A L_A - K_B L_B}{V} & Js + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U(s) \\ \Omega(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} K_A & K_B \\ K_A L_A & -K_B L_B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_A(s) \\ \delta_B(s) \end{bmatrix}$$
(7.49)

Wyrazy stojące przy wyznaczanych wartościach (U(s) i $\Omega(s)$) należy przenieść na stronę prawą.

$$\begin{bmatrix} U(s)\\ \Omega(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} ms + \frac{K_A + K_B}{V} & \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\\ \frac{K_A L_A - K_B L_B}{V} & Js + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V} \end{bmatrix}^{-1} \begin{bmatrix} K_A & K_B\\ K_A L_A & -K_B L_B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_A(s)\\ \delta_B(s) \end{bmatrix}$$
(7.50)

Chcąc wyprowadzić założone wartości, trzeba teraz obliczyć macierz odwrotną wyrażenia:

$$A = \begin{bmatrix} mS + \frac{K_A + K_B}{V} & \frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V} \\ \frac{K_A L_A - K_B L_B}{V} & JS + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V} \end{bmatrix}$$
(7.51)

W tym celu należy policzyć: wyznacznik macierzy (det (*A*)), następnie macierz dopełnień A^D , a na końcu ją transponować ($(A^D)^T$). Najpierw policzono wyznacznik macierzy *A*.

$$\det(A) = \left(ms + \frac{K_A + K_B}{V}\right) \left(Js + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V}\right) - \left(\frac{K_A L_A - K_B L_B}{V}\right) \left(\frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}\right)$$
(7.52)

Po uporządkowaniu równania, wyznacznik wygląda następująco:

$$\det(A) = Jms^{2} + \frac{m(K_{A}L_{A}^{2} + K_{B}L_{B}^{2}) + J(K_{A} + K_{B})}{V}s + \frac{K_{A}K_{B}(L_{A} + L_{B})^{2} - mV^{2}(K_{A}L_{A} - K_{B}L_{B})}{V^{2}}$$
(7.53)

Celem łatwiejszych analiz i przedstawienia poszczególnych parametrów w postaci podstawowych członów dynamiki, doprowadzono równanie do takiej postaci, aby ostatnim składnikiem w równaniu była liczba 1. Żeby otrzymać taką postać równania, wyciągnięto ostatni składnik wyrażenia przed nawias.

$$\det(A) = \frac{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B)}{V^2} \left(\frac{V^2 mJ}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B)} s^2 + \frac{V[m(K_A L_A^2 + K_B L_B^2) + J(K_A + K_B)]}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B)} s + 1 \right)$$
(7.54)

Z takiej postaci wyznacznika określono dwa parametry transmitancyjne. Pierwszy z nich, to stała czasowa T_0 .

$$T_0^2 = \frac{V^2 m J}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - m V^2 (K_A L_A - K_B L_B)}$$
(7.55)

Po spierwiastkowaniu obu stron otrzymujemy wersję ostateczną parametru T_0 .

$$T_0 = V_{\sqrt{\frac{mJ}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B)}}}$$
(7.56)

Drugi natomiast to współczynnik tłumienia (ξ_0).

$$2\xi_0 T_0 = \frac{V[m(K_A L_A^2 + K_B L_B^2) + J(K_A + K_B)]}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B)}$$
(7.57)

Dzieląc przez $2T_0$ dostaje się:

$$\xi_0 = \frac{m(K_A L_A^2 + K_B L_B^2) + J(K_A + K_B)}{2\sqrt{mJ(K_A K_B (L_A + L_B)^2 - mV^2 (K_A L_A - K_B L_B))}}$$
(7.58)

Po wykonanych obliczeniach wyznacznik macierzy *A* można przedstawić w następującej postaci:

$$\det(A) = \frac{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - m V^2 (K_A L_A - K_B L_B)}{V^2} (T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)$$
(7.59)

Po określeniu postaci wyznacznika można wyznaczyć postać macierzy dopełnień.

$$A^{D} = \begin{bmatrix} Js + \frac{K_{A}L_{A}^{2} + K_{B}L_{B}^{2}}{v} & -\frac{K_{A}L_{A} - K_{B}L_{B}}{v} \\ -\frac{mV^{2} + K_{A}L_{A} - K_{B}L_{B}}{v} & ms + \frac{K_{A} + K_{B}}{v} \end{bmatrix}$$
(7.60)

Następnie macierz dopełnień należy transponować.

$$(A^{D})^{T} = \begin{bmatrix} Js + \frac{K_{A}L_{A}^{2} + K_{B}L_{B}^{2}}{V} & -\frac{mV^{2} + K_{A}L_{A} - K_{B}L_{B}}{V} \\ -\frac{K_{A}L_{A} - K_{B}L_{B}}{V} & ms + \frac{K_{A} + K_{B}}{V} \end{bmatrix}$$
(7.61)

Po uzyskaniu transponowanej macierzy dopełnień i podzieleniu każdego z jej elementów przez wyznacznik, uzyskuje się macierz odwrotną.

$$A^{-1} = \begin{bmatrix} \frac{Js + \frac{K_A L_A^2 + K_B L_B^2}{V}}{\det(A)} & \frac{-\frac{mV^2 + K_A L_A - K_B L_B}{V}}{\det(A)} \\ \frac{-\frac{K_A L_A - K_B L_B}{V}}{\det(A)} & \frac{ms + \frac{K_A + K_B}{V}}{\det(A)} \end{bmatrix}$$
(7.62)

W rezultacie równanie macierzowe może zostać obliczone. Ze względu na skomplikowaną postać wyznacznika, poszczególne elementy macierzy nie zostały od razu policzone, tylko zastąpiono je parametrami w celu ułatwienia dalszej części obliczeń.

$$\begin{bmatrix} U(s)\\ \Omega(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} a_{11}(s) & a_{12}(s)\\ a_{21}(s) & a_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} K_A & K_B\\ K_A L_A & -K_B L_B \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_A(s)\\ \delta_B(s) \end{bmatrix}$$
(7.63)

Przy tej postaci równań macierzowych można dokonywać dalszych przekształceń, żeby w rezultacie przejść na formę równań algebraicznych.

$$U(s) = (a_{11}(s)K_A + a_{12}(s)K_A L_A)\delta_A(s) + (a_{11}(s)K_B - a_{12}(s)K_B L_B)\delta_B(s)$$
(7.64)

$$\Omega(s) = (a_{21}(s)K_A + a_{22}(s)K_A L_A)\delta_A(s) + (a_{21}(s)K_B - a_{22}(s)K_B L_B)\delta_B(s)$$
(7.65)

W wyniku wykonanych obliczeń można wyróżnić następujące zależności:

$$G_{U\delta_A}(s) = \frac{U(s)}{\delta_A(s)} = a_{11}(s)K_A + a_{12}(s)K_A L_A, gdy \ \delta_B(s) = 0$$
(7.66)

$$G_{U\delta_B}(s) = \frac{U(s)}{\delta_B(s)} = a_{11}(s)K_B - a_{12}(s)K_B L_B, gdy \,\delta_A(s) = 0$$
(7.67)

$$G_{\Omega\delta_A}(s) = \frac{\Omega(s)}{\delta_A(s)} = a_{21}(s)K_A + a_{22}(s)K_A L_A, gdy \,\delta_B(s) = 0$$
(7.68)

$$G_{\Omega\delta_B}(s) = \frac{\Omega(s)}{\delta_B(s)} = a_{21}(s)K_B - a_{22}(s)K_B L_B, gdy \,\delta_A(s) = 0$$
(7.69)

149

W kolejnych etapach doprowadzono równania do takiej postaci, żeby uzyskać model transmitancyjny w końcowej algebraicznej postaci. Wszystkie cztery transmitancje, które zostaną wyznaczone i sygnały w wyniku których powstają, pokazuje schemat blokowy na Rys. 2.9. Schemat prezentuje transmitancje określające zależność pomiędzy wartościami Y(s), $\psi(s)$ i $\delta_A(s)$, $\delta_B(s)$. Każdą z transmitancji należy policzyć osobno. Podczas ich liczenia należy wykorzystać wcześniej już wykonane obliczenia macierzowe. W wyniku realizacji kolejnych obliczeń powstawały następne parametry transmitancyjne.

Obliczenia rozpoczęto od transmitancji związanych z sygnałem $\psi(s)$, ponieważ ich struktura jest mniej skomplikowana i tok obliczeń był łatwiejszy do przedstawienia.

Transmitancja $G_{\psi \delta_A}(s)$

Jak wiadomo, transmitancja jest to stosunek transformaty sygnału wyjściowego do transformaty sygnału wejściowego, przy zerowych warunkach początkowych. W przypadku transmitancji $G_{\psi\delta_A}(s)$ tę zależność można przedstawić w sposób następujący:

$$G_{\psi\delta_A}(s) = \frac{\psi(s)}{\delta_A(s)} \tag{7.70}$$

Do policzenia tej zależności potrzebna jest przede wszystkim wartość $\psi(s)$, która została podana w równaniu (7.42). Została ona tam uzależniona od wartości $\Omega(s)$, którą można wyprowadzić z równania (7.68) i w rezultacie po podstawieniu otrzymuje się:

$$\psi(s) = \frac{G_{\Omega\delta_A}(s)\delta_A(s)}{s} \tag{7.71}$$

Teraz powyższą zależność można wstawić do wyliczanej transmitancji.

$$G_{\psi\delta_A}(s) = \frac{G_{\Omega\delta_A}(s)}{s}$$
(7.72)

Postać $G_{\Omega\delta_A}(s)$ można podać na podstawie równania (7.68).

$$G_{\Omega\delta_A}(s) = a_{21}(s)K_A + a_{22}(s)K_A L_A$$
(7.73)

W powyższym równaniu należy uwzględnić wartości poszczególnych parametrów z macierzy, a po ich podstawieniu i uproszczeniu równanie wygląda w sposób następujący:

$$G_{\Omega\delta_A}(s) = \frac{1}{\det(A)} \left(\frac{K_A K_B(L_A + L_A) \left[\frac{m L_A V}{K_B(L_A + L_B)} s + 1 \right]}{V} \right)$$
(7.74)

Równanie ponownie jest przedstawione tak, aby ostatnim składnikiem nawiasu kwadratowego licznika była liczba 1. Dzięki temu uzyskuje się kolejny parametr transmitancyjny.

$$T_{\psi\delta_A} = \frac{mL_A V}{K_B(L_A + L_B)} \tag{z: 2.16}$$

Teraz równanie (7.74) można przedstawić następująco:

$$G_{\Omega\delta_A}(s) = \frac{1}{\det(A)} \cdot \frac{K_A K_B (L_A + L_B)}{V} (T_{\psi\delta_A} s + 1)$$
(7.75)

Po uwzględnieniu postaci wyznacznika (7.59) i redukcji równania uzyskuje się:

$$G_{\Omega\delta_A}(s) = \frac{K_A K_B (L_A + L_B) V}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - m V^2 (K_A L_A - K_B L_B)} \cdot \frac{T_{\psi\delta_A} s + 1}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(7.76)

Powyższe równanie pozwoliło na wyznaczenie kolejnego parametru transmitancyjnego, którym jest współczynnik wzmocnienia (K_0).

$$K_0 = \frac{K_A K_B (L_A + L_B) V}{K_A K_B (L_A + L_B)^2 - m V^2 (K_A L_A - K_B L_B)}$$
(z: 2.13)

Stąd:

$$G_{\Omega\delta_A}(s) = \frac{K_0(T_{\psi\delta_A}s+1)}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s+1}$$
(7.77)

Natomiast końcowa postać transmitancji wygląda następująco:

$$G_{\psi\delta_A}(s) = \frac{K_0(T_{\psi\delta_A}s+1)}{s(T_0^2s^2+2\xi_0T_0s+1)}$$
(z: 2.11)

Powyższa transmitancja przedstawia stosunek transformat sygnałów $\psi(s)$ i $\delta_A(s)$. Dzięki jej wyliczeniu uzyskano nowe parametry transmitancyjne. W kolejnych etapach obliczeń pozostałych trzech transmitancji również uzyskano następne współczynniki transmitancyjne. Postępowanie jest analogiczne, dlatego opis działań jest mniej szczegółowy.

Transmitancja $G_{\psi \delta_B}(s)$

$$G_{\psi\delta_B}(s) = \frac{\psi(s)}{\delta_B(s)} \tag{7.78}$$

$$\psi(s) = \frac{G_{\Omega\delta_B}(s)\delta_B(s)}{s}$$
(7.79)

$$G_{\psi\delta_B}(s) = \frac{G_{\Omega\delta_B}(s)}{s}$$
(7.80)

$$G_{\Omega\delta_B}(s) = a_{21}(s)K_B - a_{22}(s)K_B L_B$$
(7.81)

$$G_{\Omega\delta_B}(s) = -\frac{1}{\det(A)} \left[\frac{K_A K_B (L_A + L_B)}{V} \left(\frac{m L_B V}{K_A (L_A + L_B)} s + 1 \right) \right]$$
(7.82)

$$T_{\psi\delta_B} = \frac{mL_B V}{K_A(L_A + L_B)} \tag{z: 2.17}$$

Po uwzględnieniu parametru $T_{\psi\delta_B}$ i wyznacznika otrzymuje się końcową postać transmitancji:

$$G_{\psi\delta_B}(s) = -\frac{\kappa_0(T_{\psi\delta_B}s+1)}{s(T_0^2s^2+2\xi_0T_0s+1)}$$
(z: 2.12)

Transmitancja $G_{Y\delta_A}(s)$

$$G_{Y\delta_A}(s) = \frac{Y(s)}{\delta_A(s)} \tag{7.83}$$

Podstawiając U(s) (wyliczone z równania (7.66)) i $\psi(s)$ wyliczone z równania (7.71) do zależności (7.54) uzyskuje się:

$$Y(s) = \frac{VG_{\Omega\delta_A}(s)\delta_A(s) + sG_{U\delta_A}(s)\delta_A(s)}{s^2}$$
(7.84)

$$G_{Y\delta_A}(s) = \frac{VG_{\Omega\delta_A}(s) + sG_{U\delta_A}(s)}{s^2}$$
(7.85)

Wartość $G_{\Omega\delta_A}$ jest już znana z wcześniejszych obliczeń, więc należy policzyć tylko $G_{U\delta_A}(s)$.

$$G_{U\delta_A}(s) = a_{11}(s)K_A + a_{12}(s)K_A L_A$$
(7.86)

Tak jak wcześniej należy w równaniu uwzględnić odpowiednie parametry i wykonać obliczenia.

$$G_{U\delta_A}(s) = \frac{1}{\det(A)} \left[\frac{K_A K_B (L_A + L_B)}{V} L_B \left(\frac{J}{K_B (L_A + L_B)} s \frac{V}{L_B} - T_{\psi \delta_A} \frac{V}{L_B} + 1 \right) \right]$$
(7.87)

Ponownie pojawia się nowy parametr.

$$T_{Y\delta_A} = \sqrt{\frac{J}{K_B(L_A + L_B)}}$$
(z: 2.18)

Po jego uwzględnieniu i wartości wyznacznika otrzymuje się:

$$G_{U\delta_A}(s) = \frac{VK_0(T_{Y\delta_A}^2 s - T_{\psi\delta_A} + \frac{L_B}{V})}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(7.88)

Następnie należy uwzględnić w równaniu (7.85) wartości $G_{\Omega\delta_A}(s)$ i $G_{U\delta_A}$, aby uzyskać pełną postać transmitancji.

$$G_{Y\delta_A}(s) = \frac{VK_0(T_{Y\delta_A}^2 s^2 + \frac{L_B}{V} s + 1)}{s^2(T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)}$$
(7.89)

Chcąc nadać tej transmitancji postać członu podstawowego, wyprowadzono jeszcze jeden parametr transmitancyjny.

$$2\xi_{Y\delta_A}T_{Y\delta_A} = \frac{L_B}{V} \tag{7.90}$$

Dzieląc powyższe wyrażenie przez $2T_{Y\delta_A}$ uzyskuje się:

$$\xi_{Y\delta_A} = \frac{L_B}{2V} \sqrt{\frac{K_B(L_A + L_B)}{J}}$$
(z: 2.20)

Natomiast postać końcowa transmitancji prezentuje się następująco:

$$G_{Y\delta_A}(s) = \frac{VK_0(T_{Y\delta_A}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta_A} T_{Y\delta_A} s + 1)}{s^2(T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)}$$
(z: 2.9)

Transmitancja $G_{Y\delta_B}(s)$

$$G_{Y\delta_B}(s) = \frac{Y(s)}{\delta_B(s)}$$
(7.91)

$$Y(s) = \frac{VG_{\Omega\delta_B}(s)\delta_A(s) + sG_{U\delta_B}(s)\delta_A(s)}{s^2}$$
(7.92)

$$G_{Y\delta_B}(s) = \frac{VG_{\Omega\delta_B}(s) + sG_{U\delta_B}(s)}{s^2}$$
(7.93)

$$G_{U\delta_B}(s) = \frac{1}{\det(A)} \left[\frac{K_A K_B (L_A + L_B)}{V} L_A \left(\frac{V}{L_A} \frac{J}{K_A (L_A + L_B)} s + \frac{V}{L_A} T_{\psi \delta_B} + 1 \right) \right]$$
(7.94)

$$T_{Y\delta_B} = \sqrt{\frac{J}{K_A(L_A + L_B)}}$$
(z: 2.19)

$$G_{U\delta_B}(s) = \frac{VK_0 \left(T_{Y\delta_B}^2 s + T_{\psi\delta_B} + \frac{L_A}{V} \right)}{T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1}$$
(7.95)

$$G_{Y\delta_B}(s) = \frac{VK_0(T_{Y\delta_B}^2 s^2 + \frac{L_A}{V} s - 1)}{s^2(T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s + 1)}$$
(7.96)

$$2\xi_{Y\delta_B}T_{Y\delta_B} = \frac{L_A}{V}$$
(7.97)

$$\xi_{Y\delta_B} = \frac{L_A}{2V} \sqrt{\frac{K_A(L_A + L_B)}{J}}$$
(z: 2.21)

Przy uwzględnieniu powyższego równania końcowa postać transmitancji wygląda następująco:

$$G_{Y\delta_B}(s) = \frac{VK_0(T_{Y\delta_B}^2 s^2 + 2\xi_{Y\delta_B} T_{Y\delta_B} s^{-1})}{s^2(T_0^2 s^2 + 2\xi_0 T_0 s^{+1})}$$
(z: 2.10)

Wszystkie cztery transmitancje zostały policzone. Widać, że odzwierciedlają one w pełni przedstawiony schemat blokowy na Rys. 2.9.

7.4. Załącznik nr 3 – analiza zależności parametrów transmitancyjnych od prędkości

Na początku przedstawiono na wykresach, dla każdego z wcześniej wyliczonych parametrów transmitancyjnych, dane ze wszystkich dwudziestu dwóch rekordów (Tab. 2.1) zebranych z poszczególnych pozycji literaturowych (Rys. 7.2). Taka liczba wykresów na jednym schemacie, odnośnie do każdego parametru, utrudnia identyfikację, do którego dany rekord należy. Natomiast pokazuje to ogromne zróżnicowanie pomiędzy poszczególnymi rekordami i współczynnikami transmitancyjnymi dla owych danych względem prędkości pojazdu oraz pozwala na wyodrębnienie dwóch grup pojazdów: podsterownych i nadsterownych.



Rys. 7.2. Charakterystyki zależności parametrów transmitancyjnych od prędkości.

Zależności parametrów transmitancji od prędkości wskazują, że pojazdy przy których widać wyraźne spadki współczynnika wzmocnienia K_0 po przekroczeniu określonej prędkości, charakteryzują się widoczną podsterownością. Natomiast pojazdy,

których współczynnik wzmocnienia K_0 stale rośnie wraz ze wzrostem prędkości, charakteryzują się nadsterownością. Celem bardziej dokładnego i wyraźnego przedstawienia danych wprowadzono nowy współczynnik ($K_A L_A - K_B L_B$) – Tab. 7.1. Pomaga on w pogrupowaniu pojazdów i pozwala na wyróżnienie wśród nich podsterowanych i nadsterownych.

L. P.	Źródło	$L_A[m]$	$L_B[m]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$	$\frac{(K_A L_A - K_B L_B)}{rad} \left[\frac{Nm}{rad}\right]$
1.	[4]	1,015	1,895	48377	26075	<mark>-309,47</mark>
2.	[11]	1	1,454	73520	97058	-67602,3
3.	[15]	1,1	1,4	55000	45000	-2500
4.	[36]	0,91	1,64	55712	57296	-43267,5
5.	[75]	1,11	1,666	40849,6	31148,3	-6550,01
6.	[91]	1,673	1,412	144000	283000	-158684
7.	[103]	1,105	1,345	33020	55830	-38604,3
8.	[105]	1,14	1,64	68348	48578	<mark>-1751,2</mark>
9.	[109]	1,058	1,756	29000	60000	-74678
10.	[113]	1,4	1,1	44500	56500	150
11.	[114]	1,104	1,421	42000	64000	-44576
12.	[118]	1,67	1,41	70000	130000	-66400
13.	[128]	1,54	1,21	140000	170000	9900
14.	[132]	0,88	1,32	94170	79460	-22017,6
15.	[143]	1,04	1,56	48840	32887	<mark>-510,12</mark>
16.	[149]	1,2	1	29000	60000	-25200
17.	[167]	1,05	1,57	36000	50000	-40700
18.	[168]	1,12	1,82	27500	65000	-87500
19.	[169]	1,035	1,655	35000	37500	-25837,5
20.	[170]	1,035	1,665	39515	39515	-24894,5
21.	[171]	1,1	1,4	64000	52000	-2400
22.	[174]	1,063	1,485	52480	88416	-75511,5

Tab. 7.1. Współczynnik określający podsterowność i nadsterowność pojazdów.

Można zauważyć, że pojazdy o bardzo niskim współczynniku ($K_A L_A - K_B L_B$), to pojazdy mocno podsterowne. Natomiast dodatnie wartości tego współczynnika świadczą o nadsterowności pojazdów. Zdecydowano na podział wymienionych pojazdów na dwie grupy. W grupie numer 1 umieszczono pojazdy nadsterowne (o dodatnim współczynniku $(K_A L_A - K_B L_B))$ i bardzo mało podsterowne (o nisko ujemnym współczynniku $(K_A L_A - K_B L_B))$, a wręcz lekko nadsterowne (zaznaczone błękitnym kolorem w powyższej tabeli), a w grupie nr 2 pojazdy podsterowne (o wysoko ujemnym współczynniku $(K_A L_A - K_B L_B))$.

Na poniższych dwóch rysunkach ponownie przedstawiono wykresy zależności parametrów transmitancyjnych od prędkości (Rys. 7.3 i Rys. 7.4), tylko tym razem z uwzględnieniem podziału na zaproponowane dwie grupy pojazdów.



Rys. 7.3. Charakterystyki parametrów transmitancyjnych pojazdów grupy nr 1.



Rys. 7.4. Charakterystyki parametrów transmitancyjnych pojazdów grupy nr 2.

Taki sposób prezentacji danych pozwala na ich klarowne przedstawienie i porównanie. Kluczowymi parametrami wpływającymi na sterowanie pojazdem są współczynniki wzmocnienia K_0 , $K_{Y\delta}$ i $K_{\psi\delta}$ oraz współczynnik tłumienia ξ_0 . W ich przebiegach widać wyraźne różnice pomiędzy podsterownością i nadsterownością pojazdów. Wymienione współczynniki wzmocnienia przy nadsterowności rosną wraz ze wzrostem prędkości, a przy podsterowności po osiągnięciu określonej prędkości, ich wartość maleje. Co do współczynnika tłumienia ξ_0 , to utrzymuje się on w stałym zakresie wartości w przypadku pojazdów nadsterownych, a stale maleje wraz ze wzrostem prędkości w przypadku pojazdów podsterownych.

Warto też zwrócić uwagę na wartość szczytową sygnału "bang-bang", czyli kąt δ_0 . W przypadku pojazdów podsterownych stale rośnie wraz ze wzrostem prędkości zmieniając się znacznie co 0,2 rad, natomiast w przypadku pojazdów nadsterownych

zmienia się w węższym zakresie, bo co 0,01 rad. Stale on rośnie od 0 do 10 m/s, natomiast w dalszych zakresach prędkości stabilizuje się w okolicach wartości 0,02 rad.

Okres trwania (2*T*) sygnału "bang-bang" również jest silnie uzależniony od prędkości, co prezentuje poniższy rysunek (Rys. 7.5).



Rys. 7.5. Okres trwania sygnału "bang-bang".

Można zauważyć, że czas jego trwania rośnie do prędkości około 10 m/s. Tam osiąga on wartość szczytową, po czym z każdym następnym wzrostem prędkości jego długość maleje.

7.5. Załącznik nr 4 – symulacje na zredukowanym i pełnym transmitancyjnym modelu rowerowym 4WS

Do modeli wybrano następujące zestawy danych: 10, 13 i 21 (pojazdy grupy nr 1) oraz 5, 14 i 18 (pojazdy grupy nr 2). Wybierano dane, które na poszczególnych wykresach (Rys. 7.3 oraz Rys. 7.4) osiągały wartości maksymalne, minimalne i środkowe. Poszczególne numery rekordów odpowiadają tym z Tab. 2.1. Badania te przeprowadzono dla prędkości 20 m/s, a wyniki przedstawiono na Rys. 7.6 i Rys. 7.7.



Rys. 7.6. Symulacje dla rekordów 10, 13 i 21 przy V=20 m/s.

Odpowiedzi układu dla modelu pełnego i zredukowanego są podobne (osiągają ten sam stan ustalony). Można dostrzec drobne różnice, które wynikają z wartości parametrów mechanicznych. Największa rozbieżność jest zauważalna dla rekordu nr 21 w przypadku przemieszczenia kątowego, ale pomimo różnicy w wartości szczytowej kąta odchylenia pomiędzy odpowiedziami dla modelu pełnego i zredukowanego, stan ustalony pozostaje niezmienny. Istotną tutaj informację jest fakt, iż dla założonej charakterystyki przełożenia pojazdy przekraczają swoją wartość końcową Y_0 . Przy tej prędkości wybrana charakterystyka zakłada, że koła tylne skręcają się zgodnie z kołami przednimi, co w tym przypadku przekłada się negatywnie na prowadzenie pojazdu, bo przekracza on założony pas ruchu dla każdego z przypadków.



Rys. 7.7. Symulacje dla rekordów 5, 14 i 18 przy V=20 m/s.

W przypadku pojazdów grupy drugiej wnioski dotyczące odpowiedzi układu dla modelu pełnego i zredukowanego są podobne. Ponownie pojawia się też problem z przekraczaniem wartości końcowej Y_0 przy założonej charakterystyce przełożenia. Warto w tym miejscu ponownie odwołać się do tabeli 1.3 i zwrócić uwagę na to, że w przypadku niektórych producentów i modeli samochodów 4WS np. Audi A8 i Q7, koła tylne w przedziale od 50 do 80 km/h nie wykonują żadnego skrętu. Powoduje to, że pojazd 4WS w pewnym zakresie prędkości zachowuje się jak pojazd 2WS. Takie rozwiązanie może być to podyktowane wynikami testów "łosia" przeprowadzonymi dla poszczególnych samochodów (Rys. 7.8).

Test "łosia" jest testem, który obowiązkowo muszą przejść wszystkie nowo wyprodukowane samochody, nim zostaną dopuszczone do sprzedaży.



Rys. 7.8. Droga do pokonania przez pojazd podczas "testu łosia" [189].

Polega on na przejechaniu danym pojazdem slalomu pomiędzy pachołkami z określoną prędkością i służy do testowania stabilności pojazdu w czasie wykonywania gwałtownych manewrów. Można go określić mianem podwójnej zmiany pasa ruchu, a jego nazwa wzięła się od łosi często pojawiających się na drogach w Szwecji. Wyniki maksymalnych prędkości jakie osiągnęły poszczególne pojazdy podczas "testów łosia" prezentuje Tab. 7.2 (podano pojazdy, które osiągnęły minimum 79 km/h).

L.P.	Pojazd	Rok produkcji	$V_{max}\left[\frac{km}{h}\right]$
1*.	Citroen Xantia Activa V6	1999	85
2*.	Ford Focus	2019	83
3*.	Audi R8 V10 plus	2017	83
4*.	Porsche 911 Turbo S	1991	82
5*.	Mercedes-AMG GT S	2015	82
6*.	Kia Stringer	2018	82
7*.	Audi Q5	2017	82
8*.	Ford Fiesta	2017	81
9*.	Opel Grandland X	2017	81
10*.	Mazda MX-5 RF	2018	80
11*.	Ferrari Testarossa	1987	80
12*.	Nissan X-Trail dCi 130 4x4	2017	80
13*.	Skoda Karoq	2017	80
14*.	Mitsubishi Eclipse Cross	2018	80
15*.	Honda Jazz	2018	80
16*.	Peugeot 508	2019	80
17*.	Toyota GT86	2016	80
18*.	Porsche 718 Cayman	2016	79
19*.	Lexus LC 500h	2018	79
20*.	Audi A1 Sportback	2019	79
21*.	BMW 520d	2017	79
22*.	Hyundai Tucson	2019	79
23*.	Citroen C4 Cactus	2018	79

Tab. 7.2. Wyniki "testów łosia" [189].

Powyższe wyniki (* oznacza, że ta numeracja nie ma nic wspólnego z numerami nadanymi analizowanym dotąd pojazdom z wcześniejszych danych literaturowych) oraz

zastosowanie przedziału prędkości między innymi przez Audi, w których tylne koła nie wykonują skrętu w przypadku pojazdów 4WS w pewnym przedziale, prowadzi do stwierdzenia, że skręcanie kół tylnych zgodnie z przednimi, czyli proces tak zwanej stabilizacji jazdy, jest potrzebny dopiero przy wyższych prędkościach niż 85 km/h. W przypadku realizowanej pracy prowadzi to do wniosku, w którym stwierdza się, że dla lepszego zachowania pojazdu, zwłaszcza podczas manewru zmiany pasa ruchu, wcześniej założona charakterystyka przełożenia powinna ulec zmianie.

7.6. Załącznik nr 5 – opis aparatury pomiarowej służącej identyfikacji offline

W rzeczywistości zastosowano dwa zsynchronizowane tory pomiarowe. Natomiast w opracowaniu wyników wykorzystano dane, które dawały bardziej klarowny obraz w trakcie opracowywania. Urządzenia wykorzystujące GPS mierzyły przyspieszenia, co nie przekładało się na dokładny wynik w przypadku wyliczania przemieszczeń, bo wymagały dwukrotnego całkowania. W przypadku urządzeń mierzących prędkości, wystarczyło wykorzystać pojedyncze całkowanie, co przekładało się na większą dokładność i klarowność wyników.

Wśród aparatury pomiarowej na pierwszym miejscu można wyróżnić głowicę Correvit (Rys. 7.9). Zapewnia ona bardzo dokładne pomiary odległości, prędkości i przyspieszenia, kąta poślizgu opony, kąta znoszenia i kąta odchylenia. Correvit wykorzystuje sprawdzoną technologię korelacji optycznej, aby zapewnić jak najdokładniejsze odwzorowanie sygnału. Źródło światła o dużej intensywności oświetla powierzchnię badawczą, która jest wykrywana optycznie przez czujnik za pomocą dwufazowego systemu siatki optycznej. Szybki (około 5 minut), łatwy montaż i uniwersalne zastosowanie wyróżniają ten sprawdzony bezkontaktowy czujnik optyczny [179].



Rys. 7.9. Głowica Correvit.

Kolejnym elementem aparatury pomiarowej jest czujnik MSW (*Measurement Steering Wheel*) - Rys. 7.10, to kierownica pomiarowa zaprojektowana specjalnie do stosowania w samochodach osobowych i użytkowych. Czujniki MSW montuje się pomiędzy kierownicą, a wałkiem kierownicy. Centralny otwór ułatwia montaż, a także umożliwia przeprowadzenie przez niego przewodów, np. do poduszek powietrznych lub kierownicy wielofunkcyjnej. W celu umożliwienia uniwersalnego zastosowania, czujniki wyposażone są w wymienny adapter do podłączenia do przekładni wału kierowniczego.

Dla zapewnienia optymalnego bezpieczeństwa czujniki MSW mają wysoki moment zrywający, a dodatkowym zabezpieczeniem są cztery sworznie napędowe zapewniające sterowność w przypadku uszkodzenia. Elektronika jest wbudowana w czujnik, a zasilanie i wyjście sygnału są dostarczane przez piętnasto pinową wtyczkę D-Sub [181].



Rys. 7.10. Czujnik MSW.

Wśród aparatury pomiarowej występował również Crossbow VG440 (Rys. 7.11). Seria 440 to trzecia generacja systemów inercyjnych firmy Crossbow opartych na technologii MEMS (Microelectromechanical System), obejmująca tysiące wdrożonych jednostek w szerokim zakresie zastosowań lądowych, morskich, lotniczych i aplikacji oprzyrządowania. Rdzeniem serii 440 jest wytrzymały zespół czujników inercyjnych MEMS 6-DOF (Degrees of Freedom), który jest wspólny dla wszystkich członków serii 440. Ten zespół czujników obejmuje trzy osie czujników MEMS prędkości kątowej i trzy osie czujników przyspieszenia liniowego MEMS. Każdy czujnik w zestawie jest indywidualnie kalibrowany fabrycznie pod kątem temperatury i efektów nieliniowości podczas produkcji. Z zespołem czujników inercyjnych MEMS 6-DOF połączony jest wysokowydajny procesor DSP (Digital Signal Procesor), który wykorzystuje pomiary czujników inercyjnych do dokładnego obliczania informacji nawigacyjnych, w tym pozycji, kierunku i prędkości liniowej podczas dynamicznych manewrów. Dodatkowo, procesor DSP wykorzystuje wewnętrzne i zewnętrzne dane czujnika magnetycznego i/lub GPS, aby wspomóc działanie algorytmów inercyjnych i pomóc korygować długotrwałe błędy znoszenia i szacunków z czujników inercyjnych oraz obliczeń. Algorytm nawigacyjny wykorzystuje wielostanowy konfigurowalny Rozszerzony Filtr Kalmana (EKF - Extended Kalman Filter), w celu skorygowania błędów znoszenia i oszacowania wartości błędów czujników [180].



Rys. 7.11. Crossbow VG440 [180].

Wykorzystywano również VBOX 3i GPS *Data Logger* (Rys. 7.12). Urządzenie VBOX 3i reprezentuje trzecią generację systemu rejestracji danych GPS od *Racelogic* (firma specjalizująca się w rozwoju urządzeń opartych m. in. na GPS czy CAN-bus). Używając potężnego nowego mechanizmu GPS, VBOX 3i może rejestrować GPS i inne dane z częstotliwością 100 Hz. Zarejestrowane dane są przechowywane bezpośrednio na karcie *Compact Flash* w celu łatwego transferu do komputera. Urządzenie VBOX 3i zawiera również cztery analogowe kanały wejściowe o wysokiej rozdzielczości do rejestrowania danych z zewnętrznych czujników oraz dwa interfejsy magistrali CAN umożliwiające podłączenie modułów wejściowych *Racelogic* przy jednoczesnej transmisji danych GPS na drugiej magistrali. Podobnie jak poprzednie modele VBOX, VBOX 3i jest kompatybilny ze wszystkimi istniejącymi urządzeniami peryferyjnymi, w tym z wyświetlaczem wielofunkcyjnym, ADC03, TC8, FIM03 i czujnikiem prędkości odchylania. W celu skorzystania z funkcji integracji IMU w VBOX 3i wymagany jest IMU (*Intertial Measurement Unit*) [185].



Rys. 7.12. VBOX 3i GPS Data Logger [185].

Kolejne stosowane urządzenie to IMU 03 (Rys. 7.13). GPS jest najdokładniejszym sposobem pomiaru prędkości tak długo jak niebo jest czyste (bezchmurne). Pod mostami, w pobliżu drzew lub w obszarach zabudowanych, jakość sygnałów satelitarnych ulega pogorszeniu, powodując szumy pomiarów. W celu utrzymania wysokiej dokładności GPS nawet tam, gdzie widoczność na niebie jest niska, *Racelogic* wydał integrację IMU z VBOX 3i GPS *Data Logger*. Dzięki połączeniu GPS z danymi z IMU, zawierającej trzy żyroskopy i trzy akcelerometry, uzyskuje się lepsze i bardziej wiarygodne dane. Rozwiązanie to może poradzić sobie z zakłóceniami GPS, zachowując wysoką dokładność. Integracja IMU pozwala uzyskać wysoką dokładność, którą VBOX 3i może osiągnąć nawet w niekorzystnych warunkach zewnętrznych, co oznacza, że dane stały się bardziej wiarygodne i łatwiejsze do interpretacji [186].



Rys. 7.13. IMU 03 [186].

Kolejny element aparatury pomiarowej, to interfejs magistrali CAN pojazdu RLVBCAN02. Został on zaprojektowany, aby umożliwić rejestrowanie danych z magistrali CAN pojazdu przez *Racelogic* VBOX. Działając jako brama, zbiera zdefiniowane przez użytkownika komunikaty CAN z magistrali pojazdu i przekazuje je do VBOX. Transfer danych z VBOX do magistrali pojazdu jest zablokowany, aby zapobiec niepotrzebnemu obciążeniu magistrali. CAN02 umożliwia również skalowanie i przesunięcie danych CAN przed wysłaniem do VBOX, aby zapewnić rzeczywiste wartości danych w pliku dziennika VBOX [187].

Ostatni element aparatury pomiarowej, to HBM Spider8 (Rys. 7.14). Jest on elektronicznym systemem pomiarowym dla komputerów PC do elektrycznego pomiaru zmiennych mechanicznych takich jak naprężenie, siła, ciśnienie, droga, przyspieszenie oraz dla temperatur. Wszystkie elementy związane z obróbką sygnału - wzbudzenie dla pasywnych przetworników i wzmocnienie, digitalizacja, interfejs komputerowy i podłączenie dla maksymalnie 8 kanałów - jest połączone w jednej obudowie. Spider8 jest podłączany do komputera poprzez port drukarki lub poprzez RS232 i jest wtedy gotowy do natychmiastowego użycia. Wszystkie wymagane ustawienia są dokonywane przez komputer za pomocą komend - nie ma tu żadnych potencjometrów, przełączników czy mostków lutowniczych [184].



Rys. 7.14. HBM Spider8.

Podczas testów drogowych samochodu VW Passat wykorzystano dwa kanały pomiarowe, oddzielne, ale zsynchronizowane ze sobą. Pierwszym kanał pomiarowy współpracował z dwoma przetwornikami: HBM Spider 8 i z komputerową rejestracją danych w programie Catman. W tym torze pomiarowym wykorzystano następujące czujniki: kierownicę MSW, głowicę correvit i crossbow. Natomiast jako drugi kanał pomiarowy wykorzystano jednostkę pomiarową *Racelogic*, która składała się z VBOX 3i, IMU03 oraz CAN02. W opracowanych wynikach badań uwzględniono wielkości mierzone tylko z pierwszego toru pomiarowego, ponieważ odczytane z tego toru dane były bardziej klarowne niż z drugiego i w zupełności wystarczyły do opracowania pożądanych wyników. Zakres pomiarowy oraz dokładność urządzeń z pierwszego toru pomiarowego można znaleźć w poniższej tabeli (Tab. 7.3).

Wielkość mierzene	Urządzenie	Zakres	Dokładność
wierkose interzona	pomiarowe	pomiarowy	pomiarowa
Prędkość wzdłużna pojazdu	Correvit	0-97 m/s	0,03 m/s
Prędkość poprzeczna pojazdu	Correvit	0-63 m/s	0,03 m/s
Wskaźnik nachylenia nadwozia pojazdu	Crossbow	±200 °/s	<0.02 °/s
(prędkość kątowa)			
Kąt obrotu koła kierownicy	MSW	±200 °	<0,02 °

Tab. 7.3. Zakresy i dokładności urządzeń pomiarowych [70].

Rozmieszczenie aparatury pomiarowej w badanym pojeździe zamieszczono na poniższym rysunku (Rys. 7.15).



1-MSW, 2-laptop i Spider8, 3-przetwornica, 4-CAN02, 5-IMU 03 i Crossbow VG440, 6-VBOX 3i, 7-Correvit

Rys. 7.15. Rozmieszczenie aparatury pomiarowej w pojeździe.

7.7. Załącznik nr 6 – analiza wpływu prędkości na współczynniki KA i KB

W kwestii uzupełnienia do tego co zostało przedstawione w podrozdziale 3.3, poniżej przedstawiono pozostałe wyniki odpowiedzi układu dla wariantów, w których współczynniki zostały wyznaczone dla jednej prędkości i zastosowano je jako stałe w każdym z pozostałych przypadków (Rys. 7.16 – 7.18).



Rys. 7.16. Wyznaczenie współczynników dla V=5,96 m/s.

Największe zróżnicowanie pomiędzy sygnałami rzeczywistymi i symulacyjnymi, przy współczynnikach wyznaczonych dla 5,96 m/s, odnotowuje się dla wyższych prędkości. Oznacza to, że wraz ze wzrostem prędkości uzależnienie parametrów K_A i K_B od V jest konieczne. Potwierdzają to również wartości względnych błędów procentowych (Tab. 7.4).

$V\left[\frac{m}{s}\right]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$	b _Y [%]	b _ψ [%]
5,96	13424	16038	17	26
10,81	13424	16038	18	42
19,2	13424	16038	81	53
21,7	13424	16038	77	47

Tab. 7.4. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla stałej prędkości 5,96 m/s.

W przypadku wyznaczenia współczynników odporności na znoszenie dla prędkości 19,2 m/s, największe zróżnicowanie pomiędzy rzeczywistymi odpowiedziami układu, a odpowiedziami z symulacji odnotowuje się dla niskich prędkości, dla

przemieszczenia poprzecznego. Z kolei odpowiedzi rzeczywiste i symulacyjne dla przemieszczenia kątowego w głównej mierze się pokrywają.



Rys. 7.17. Wyznaczenie współczynników dla V=19,2 m/s.

W Tab. 7.5 przedstawiono wartości względnych błędów procentowych dla powyższych wyników symulacji.

$V\left[\frac{m}{s}\right]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$	b _Y [%]	b _ψ [%]
5,96	55086	69919	85	0,5
10,81	55086	69919	113	1,5
19,2	55086	69919	6	12
21,7	55086	69919	15	13

Tab. 7.5. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla stałej prędkości 19,2 m/s.

Wartość względnych błędów procentowych jest bardzo duża przy prędkościach 5,96 m/s i 10,81 m/s dla przemieszczenia poprzecznego, co pokazuje, że przy zbyt dużych różnicach prędkości nie można stosować tych samych wartości współczynników odporności na znoszenie. Natomiast wartość błędu dla przemieszczenia poprzecznego przy prędkości 21,7 m/s jest niewielka, pomimo tego, że współczynniki K_A i K_B były wyznaczane dla prędkości 19,2 m/s. Stosując te same wartości współczynników odporności na znoszenie w bliskim przedziale prędkości nie zaburza się mocno rzeczywistego wyniku symulacji. Niskie wartości względnego błędu procentowego w przypadku przemieszczeń kątowych wynikają z faktu, iż kąty odchylenia pojazdu

podczas manewru zmiany pasa ruchu są stosunkowo małe i nie mają znaczącego wpływu na zachowanie obiektu badań.

Przy wyznaczaniu K_A i K_B dla prędkości 21,7 m/s ponownie można zauważyć, że największe zróżnicowanie pomiędzy odpowiedziami sygnałów rzeczywistych i symulacyjnych odnotowuje się dla prędkości niższych w przypadku przemieszczenia poprzecznego.



Rys. 7.18. Wyznaczenie współczynników dla V=21,7 m/s.

W Tab. 7.6 przedstawiono względne błędy procentowe.

Tab. 7.6. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla stałej prędkości 21,7 m/s.

$V\left[\frac{m}{s}\right]$	$K_A\left[\frac{N}{rad}\right]$	$K_B\left[\frac{N}{rad}\right]$	b _Y [%]	b _ψ [%]
5,96	57719	80723	73	0,5
10,81	57719	80723	96	1,5
19,2	57719	80723	15	13
21,7	57719	80723	2	5

Prezentowane wyniki wszystkich wariantów powyższych symulacji pokazują, że w bliskim zakresie prędkości, stosując te same współczynniki, błąd jest niewielki. Natomiast w szerokim zakresie prędkości te różnice są widoczne i bardzo istotne. Ponownie przemawia to za uzależnianiem współczynników odporności na znoszenie od prędkości.

7.8. Załącznik nr 7 – testowanie procedur numerycznych

Pierwszym elementem prowadzenia badań symulacyjnych w programie Matlab&Simulink jest przetestowanie procedur numerycznych. Testowanie procedur przeprowadzono z wykorzystaniem danych literaturowych z Tab. 2.1. Sprawdzanie procedur numerycznych jest realizowane dla różnych wariantów układu kierowniczego, aby określić jaka jest odpowiednia metoda dla każdego z nich oraz jaka jest najlepsza metoda pośrednia.

W procesie testowania wykorzystano poszczególne procedury ODE (*Ordinary Differential Equations*) dostępne w pakiecie Matlab&Simulink. Wśród dostępnych procedur wyróżniamy m. in. [192]:

- stało-krokowe:
 - \circ ODE 1 (Euler),
 - ODE 1be (Backwar Euler),
 - \circ ODE 14x (extrapolation),
 - \circ ODE 2 (Heun),
 - *ODE* 3 (Bogacki Shampine),
 - \circ ODE 4 (Runge Kutta),
 - \circ ODE 5 (Dormand Prince),
 - \circ ODE 8 (Dormand Prince),
- zmienno-krokowe:
 - \circ ODE 15s (stiff/NDF),
 - *ODE* 113 (*Adams*),
 - *ODE* 23 (Bogacki Shampine),
 - ODE 23s (stiff/Mod.Rosenbrock),
 - ODE 23t (mod.stiff/Trapezoidal),
 - \circ ODE 23tb (stiff/TR BDF2),
 - \circ ODE 45 (Dormand Prince).

Osobno rozpatrywano metody stało-krokowe i zmienno-krokowe. Symulacje przeprowadzono chcąc określić najlepszą metodę numeryczną dla różnych wariantów układu kierowniczego, począwszy od układu kierowniczego bez luzu i tarcia (nominalnego). Najlepszą metodę określano w ten sposób, ponieważ zauważono, że uwzględnianie luzu lub/i tarcia w układzie kierowniczym nie pozwala na realizację symulacji przy każdej procedurze numerycznej, czego nie odnotowuje się w przypadku

pozostałych wariantów z zakresu badań wrażliwości algorytmu. Dlatego należało określić jedną (najlepszą), która pozwoli na realizację wszystkich badań symulacyjnych.

Do testowania procedur numerycznych wykorzystano wcześniej już stosowane rekordy danych (Tab. 2.1), dla pojazdów grupy nr 1 rekordy: 10, 13 i 21, a dla pojazdów grupy nr 2: 5, 14 i 18. Czas trwania symulacji wynosił 10 sekund (przy czym sam manewr rozpoczynał się po jednej sekundzie), a krok całkowania (Δt) był automatycznie dobierany przez program dla każdej wybranej metody obliczeniowej ODE. Symulacje przeprowadzono dla prędkości 20 m/s, a do ich oceny wykorzystano wskaźniki jakości regulacji.

Ze względu na liczebność danych wynikającą z zastosowanych wskaźników i rekordów, w osobnych tabelach przedstawiono wskaźniki jakości regulacji dla uchybów procesów transpozycji i stabilizacji (Tab. 7.7 – 7.14).

Procedura	Krok	ISE			IAE			ITSE			ITAE		
R	ekord	10	13	21	10	13	21	10	13	21	10	13	21
ODE	Δt						Δ	Y(t)					
1		<mark>7108</mark>	<mark>7065</mark>	<mark>7157</mark>	<mark>243,1</mark>	<mark>242</mark>	<mark>244</mark>	<mark>42980</mark>	<mark>42890</mark>	<mark>43120</mark>	<mark>1444</mark>	<mark>1442</mark>	<mark>1447</mark>
1be		7110	7068	7159	243,2	242,1	244,1	42990	42900	43140	1445	<mark>1442</mark>	<mark>1447</mark>
14 <i>x</i>		7149	7106	7198	243,8	242,7	244,8	43270	43170	43410	1449	1447	1452
2	9,09091 ·	7109	7066	7158	243,2	242,1	244,1	42990	42890	43130	<mark>1444</mark>	<mark>1442</mark>	<mark>1447</mark>
3	10-4	7131	7088	7180	243,5	242,4	244,5	43140	43050	43290	1447	1445	1450
4		7135	7093	7185	243,6	242,5	244,5	43180	43080	43320	1448	1445	1450
5		7141	7099	7191	243,7	242,6	244,6	43220	43120	43360	1448	1446	1451
8		7145	7103	7195	243,8	242,7	244,7	43250	43150	43390	1449	1446	1451

Tab. 7.7. Testowanie procedur sta	ło-krokowych dla pojazdów	grupy nr 1 – uchyb ∆	Y(t) (UK bez luzu i tarcia).
-----------------------------------	---------------------------	----------------------	------------------------------

Z wyników przedstawionych w powyższej tabeli wyraźnie widać, że najlepszą procedurą numeryczną w tym przypadku jest ODE1. Żółtym kolorem zaznaczono najniższą wartość wskaźnika jakości regulacji dla danej kolumny (rekordu), natomiast błękitnym kolorem zaznaczono rekord, w którym wartości wskaźników były najmniejsze wśród badanych. Najniższe wartości wskaźników osiągnął rekord nr 13.

Procedura	Krok		ISE		IAE			ITSE			ITAE		
R	ekord	10	13	21	10	13	21	10	13	21	10	13	21
ODE	Δt						$\Delta\psi$	(t)					
1		<mark>1,685</mark>	<mark>1,655</mark>	<mark>1,737</mark>	<mark>1,517</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>1,556</mark>	3,199	3,152	3,298	2,892	2,865	2,994
1be		<mark>1,685</mark>	<mark>1,655</mark>	<mark>1,737</mark>	<mark>1,517</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>1,556</mark>	<mark>3,197</mark>	<mark>3,151</mark>	<mark>3,297</mark>	<mark>2,891</mark>	<mark>2,863</mark>	<mark>2,993</mark>
14 <i>x</i>		1,687	1,657	1,74	1,523	1,509	1,559	3,203	3,156	3,302	2,926	2,904	3,015
2	9,09091 ·	<mark>1,685</mark>	<mark>1,655</mark>	<mark>1,737</mark>	<mark>1,517</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>1,556</mark>	3,198	3,152	3,298	2,892	2,864	2,994
3	10^{-4}	1,686	1,656	1,739	1,52	1,506	1,557	3,201	3,154	3,3	2,91	2,886	3,004

Tab. 7.8. Testowanie procedur stało-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 – uchyb $\Delta \psi(t)$ (UK bez luzu i tarcia).

Dla uchybu $\Delta \psi(t)$ najlepszą procedurą numeryczną okazała się ODE1be i to dla każdego wskaźnika, w każdym badanym rekordzie. Najniższą wartość wskaźników regulacji również osiągał rekord nr 13.

1,507

1,508

1,508

1,558

1,558

1,558

3,201

3,202

3,202

3,155

3,155

3,156

3,301

3,301

3,302

2,914

2,919

2,923

2,89

2,896

2,9

3,007

3,01

3,013

Tab. 7.9. Testowanie procedur stało-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb $\Delta Y(t)$ (UK bez luzu i tarcia).

Procedura	Krok	ISE			IAE			ITSE			ITAE		
R	Rekord	5	14	18	5	14	18	5	14	18	5	14	18
ODE	Δt						ΔY	'(t)					
1		<mark>7140</mark>	<mark>7068</mark>	<mark>7076</mark>	<mark>243,7</mark>	<mark>242,1</mark>	<mark>242,3</mark>	<mark>43070</mark>	<mark>42890</mark>	<mark>42910</mark>	<mark>1446</mark>	<mark>1442</mark>	<mark>1443</mark>
1be		7142	7071	7079	243,8	242,2	242,4	43080	42900	42920	<mark>1446</mark>	<mark>1442</mark>	<mark>1443</mark>
14 <i>x</i>		7181	7109	7117	244,5	242,8	243,1	43350	43180	43200	1451	1447	1447
2	9,09091 ·	7141	7069	7078	243,8	242,2	242,4	<mark>43070</mark>	42900	42920	<mark>1446</mark>	<mark>1442</mark>	<mark>1443</mark>
3	10 ⁻⁴	7163	7091	7099	244,2	242,5	242,8	43230	43050	43070	1449	1445	1445
4		7168	7096	7104	244,2	242,6	242,8	43260	43080	43100	1449	1445	1446
5	1	7174	7102	7110	244,3	242,7	242,9	43300	43130	43150	1450	1446	1447
8	1	7178	7106	7114	244,4	242,8	243	43330	43150	43170	1450	1447	1447

Dla pojazdów grupy nr 2 przy badaniu uchybu $\Delta Y(t)$ najlepszą procedurą numeryczną okazała się ODE1 wśród procedur stało-krokowych, a najniższe wartości wskaźników osiągnął rekord nr 14.

4

5

8

1,686

1,687

1,687

1,656

1,657

1,657

1,739

1,739

1,74

1,521

1,522

1,522

Tab. 7.10. Testowanie procedur stało-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb $\Delta \psi(t)$ (UK bez luzu i tarcia).

Procedura	Krok		ISE		IAE			ITSE			ITAE		
R	ekord	5	14	18	5	14	18	5	14	18	5	14	18
ODE	Δt						$\Delta \psi$	(t)					
1		<mark>1,704</mark>	<mark>1,653</mark>	<mark>1,633</mark>	<mark>1,53</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>1,502</mark>	3,232	3,148	3,111	2,923	2,863	2,873
1be		<mark>1,704</mark>	<mark>1,653</mark>	<mark>1,633</mark>	<mark>1,53</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>3,231</mark>	<mark>3,147</mark>	<mark>3,11</mark>	<mark>2,921</mark>	<mark>2,862</mark>	<mark>2,871</mark>
14 <i>x</i>		<mark>1,704</mark>	1,656	1,635	1,536	1,509	1,508	3,236	3,152	3,115	2,957	2,903	2,91
2	9,09091	<mark>1,704</mark>	<mark>1,653</mark>	<mark>1,633</mark>	<mark>1,53</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>1,502</mark>	<mark>3,231</mark>	3,148	<mark>3,11</mark>	2,922	2,863	2,872
3	$\cdot 10^{-4}$	1,705	1,655	1,634	1,533	1,506	1,505	3,234	3,15	3,113	2,942	2,885	2,893
4		1,706	1,655	1,634	1,534	1,507	1,508	3,235	3,151	3,114	2,946	2,89	2,897
5		1,706	1,655	1,635	1,534	1,508	1,507	3,235	3,151	3,114	2,951	2,896	2,903
8		1,706	1,656	1,635	1,535	1,508	1,508	3,236	3,152	3,115	2,955	2,9	2,907

Przy sprawdzaniu procedur dla uchybu $\Delta \psi(t)$ wystąpiła ta sama zależność, co w przypadku pojazdów grupy nr 1, najlepsza okazała się procedura ODE1be, natomiast w dwóch przypadkach odnotowano, że najniższą wartość wskaźników regulacji osiągnął rekord nr 18 i dwa razy rekord nr 14.

Tab. 7.11. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 – uchyb $\Delta Y(t)$ (UK bez luzu i tarcia).

Procedura	Krok	ISE			IAE			ITSE			ITAE		
Re	kord	10	13	21	10	13	21	10	13	21	10	13	21
ODE	Δt_{max}						ΔY	'(t)					
15 <i>s</i>		7122	7080	7173	243,4	<mark>242,3</mark>	<mark>244,3</mark>	43100	43010	43250	1447	1445	1449
113		7123	7080	7172	243,4	<mark>242,3</mark>	<mark>244,3</mark>	43080	42970	43220	1448	<mark>1443</mark>	<mark>1448</mark>
23		7123	7080	7172	243,4	<mark>242,3</mark>	<mark>244,3</mark>	43070	42980	43220	1446	1444	<mark>1448</mark>
23 <i>s</i>	0,2	7148	7105	7198	243,8	242,7	244,7	43270	43170	43410	1449	1447	1452
23 <i>t</i>		<mark>7112</mark>	7080	7172	<mark>243,2</mark>	<mark>242,3</mark>	<mark>244,3</mark>	<mark>43000</mark>	42980	43220	<mark>1445</mark>	1444	<mark>1448</mark>
23 <i>tb</i>	1	7123	7080	7172	243,4	<mark>242,3</mark>	<mark>244,3</mark>	43070	42980	43220	1446	1444	<mark>1448</mark>
45		7123	<mark>7079</mark>	<mark>7170</mark>	243,4	<mark>242,3</mark>	<mark>244,3</mark>	43070	<mark>42960</mark>	<mark>43200</mark>	1446	<mark>1443</mark>	<mark>1448</mark>

W przypadku procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 dla uchybu $\Delta Y(t)$, najlepszą procedurą okazała się ODE45, a najniższe wartości wskaźników osiągał rekord nr 13.

Procedura	Krok		ISE			IAE			ITSE			ITAE		
Re	kord	10	13	21	10	13	21	10	13	21	10	13	21	
ODE	Δt_{max}		$\Delta \psi(t)$											
15 <i>s</i>		<mark>1,687</mark>	<mark>1,657</mark>	<mark>1,74</mark>	<mark>1,519</mark>	1,504	1,558	<mark>3,203</mark>	<mark>3,156</mark>	<mark>3,302</mark>	2,895	2,868	2,997	
113		<mark>1,687</mark>	<mark>1,657</mark>	<mark>1,74</mark>	<mark>1,519</mark>	1,504	1,558	<mark>3,203</mark>	<mark>3,156</mark>	<mark>3,302</mark>	2,895	2,866	2,997	
23		<mark>1,687</mark>	<mark>1,657</mark>	<mark>1,74</mark>	<mark>1,519</mark>	1,504	1,558	<mark>3,203</mark>	<mark>3,156</mark>	<mark>3,302</mark>	<mark>2,894</mark>	2,867	2,997	
23 <i>s</i>	0,2	<mark>1,687</mark>	<mark>1,657</mark>	<mark>1,74</mark>	1,523	1,509	1,559	<mark>3,203</mark>	<mark>3,156</mark>	<mark>3,302</mark>	2,925	2,903	3,014	
23t		1,688	1,658	1,741	1,52	1,504	1,558	3,204	3,158	3,304	2,901	2,867	<mark>2,996</mark>	
23 <i>tb</i>		1,688	1,658	1,741	<mark>1,519</mark>	1,504	1,558	3,205	3,158	3,304	<mark>2,894</mark>	2,867	<mark>2,996</mark>	
45		<mark>1,687</mark>	<mark>1,657</mark>	<mark>1,74</mark>	<mark>1,519</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>1,557</mark>	<mark>3,203</mark>	<mark>3,156</mark>	<mark>3,302</mark>	<mark>2,894</mark>	<mark>2,865</mark>	<mark>2,996</mark>	

Tab. 7.12. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 – uchyb $\Delta \psi(t)$ (UK bez luzu i tarcia).

Dla uchybu $\Delta \psi(t)$ najlepiej prezentuje się procedura ODE45.

Tab. 7.13. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb $\Delta Y(t)$ (UK bez luzu i tarcia).

Procedura	Krok	ISE			IAE			ITSE			ITAE		
Rel	kord	5	14	18	5	14	18	5	14	18	5	14	18
ODE	Δt_{max}		$\Delta Y(t)$										
15 <i>s</i>		7155	7084	7092	<mark>244</mark>	<mark>242,4</mark>	<mark>242,6</mark>	43180	43020	43040	1448	1445	1445
113		7178	7101	7109	244,4	242,7	242,9	43330	43120	43130	1450	1446	1446
23		7155	<mark>7083</mark>	7092	<mark>244</mark>	<mark>242,4</mark>	<mark>242,6</mark>	43160	<mark>42980</mark>	<mark>43000</mark>	<mark>1447</mark>	<mark>1444</mark>	<mark>1444</mark>
23 <i>s</i>	0,2	7181	7108	7117	244,5	242,8	243	43350	43170	43190	1451	1447	1447
23t		<mark>7151</mark>	<mark>7083</mark>	7092	<mark>244</mark>	<mark>242,4</mark>	<mark>242,6</mark>	<mark>43130</mark>	<mark>42980</mark>	43010	<mark>1447</mark>	<mark>1444</mark>	<mark>1444</mark>
23 <i>tb</i>	1	7155	<mark>7083</mark>	<mark>7091</mark>	<mark>244</mark>	<mark>242,4</mark>	<mark>242,6</mark>	43160	<mark>42980</mark>	<mark>43000</mark>	<mark>1447</mark>	<mark>1444</mark>	<mark>1444</mark>
45	1	7153	7084	7092	<mark>244</mark>	<mark>242,4</mark>	<mark>242,6</mark>	43140	42990	4301	<mark>1447</mark>	<mark>1444</mark>	<mark>1444</mark>

W przypadku pojazdów grupy nr 2 dla metod zmienno-krokowych i uchybu $\Delta Y(t)$ najlepiej wypada procedura ODE23t, odnotowując najniższe wartości dla wskaźników regulacji dla rekordu nr 14.

Procedura	Krok		ISE			IAE			ITSE			ITAE		
Rel	kord	5	14	18	5	14	18	5	14	18	5	14	18	
ODE	Δt_{max}		$\Delta \psi(t)$											
15 <i>s</i>		<mark>1,706</mark>	<mark>1,656</mark>	<mark>1,635</mark>	<mark>1,531</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>3,236</mark>	3,153	<mark>3,115</mark>	2,925	2,866	2,875	
113		1,707	<mark>1,656</mark>	<mark>1,635</mark>	1,535	1,507	1,507	<mark>3,236</mark>	<mark>3,152</mark>	<mark>3,115</mark>	2,954	2,891	2,898	
23		1,707	<mark>1,656</mark>	<mark>1,635</mark>	<mark>1,531</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>3,236</mark>	<mark>3,152</mark>	<mark>3,115</mark>	2,925	<mark>2,865</mark>	2,875	
23 <i>s</i>	0,2	1,707	<mark>1,656</mark>	<mark>1,635</mark>	1,536	1,509	1,508	<mark>3,236</mark>	<mark>3,152</mark>	<mark>3,115</mark>	2,957	2,902	2,909	
23 <i>t</i>		1,708	1,657	1,636	<mark>1,531</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>1,503</mark>	3,238	3,154	3,116	2,923	<mark>2,865</mark>	2,876	
23 <i>tb</i>		1,708	1,657	1,636	<mark>1,531</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>1,503</mark>	3,238	3,154	3,116	2,925	<mark>2,865</mark>	<mark>2,874</mark>	
45		1,707	<mark>1,656</mark>	<mark>1,635</mark>	<mark>1,531</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>3,236</mark>	<mark>3,152</mark>	<mark>3,115</mark>	<mark>2,922</mark>	2,868	2,876	

Tab. 7.14. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb $\Delta \psi(t)$ (UK bez luzu i tarcia).

Natomiast dla uchybu stabilizacji najlepiej wypada procedura ODE45 przy dominującej najniższej wartości wskaźników dla rekordu nr 18.

Najlepszą metodą wśród procedur stało-krokowych dla układu kierowniczego bez luzu i tarcia, okazała się procedura ODE1, natomiast wśród zmienno-krokowych ODE45. Jednakże niższe wartości wskaźników jakości regulacji można odnotować dla procedury ODE1, dlatego to ona prezentuje się najkorzystniej dla tego układu kierowniczego.

Można zauważyć, że wśród pojazdów grupy nr 1 w każdym przypadku najniższe wartości wskaźników regulacji odnotowano dla rekordu nr 13, natomiast wśród pojazdów grupy nr 2 pojawiały się dwa rekordy – 14 i 18. Chcąc przyspieszyć działania testowania procedur numerycznych dla pozostałych wersji układu kierowniczego, zdecydowano, że ze względu na najniższe wartości wskaźników regulacji osiągane przez rekord nr 13, posłuży on do testów dla pozostałych układów kierowniczych.

Na kolejny rozpatrywany układ, wybrano układ kierowniczy z luzem bez tarcia (Tab. 7.15 i 7.16).

Procedura	Krok	ISE		IAE		ITSE		ITAE	
ODE	Δt	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$
1		7083	1,655	242,3	1,506	43020	3,153	1444	2,897
1be		<mark>7052</mark>	<mark>1,654</mark>	<mark>241,8</mark>	1,505	<mark>4277</mark> 0	<mark>3,15</mark>	<mark>1440</mark>	2,886
14 <i>x</i>		7116	1,657	242,9	1,512	43260	3,157	1448	2,928
2	9,09091	7068	1,655	242,1	<mark>1,503</mark>	42910	3,152	1442	<mark>2,874</mark>
3	· 10 ⁻⁴	7099	1,656	242,6	1,509	43130	3,155	1446	2,912
4		7103	1,656	242,7	1,51	43160	3,155	1447	2,915
5		7109	1,657	242,8	1,511	43200	3,156	1447	2,921
8		7113	1,657	242,8	1,512	43230	3,156	1448	2,925

Tab. 7.15. Testowanie procedur stało-krokowych dla rekordu nr 13 (UK z luzem bez tarcia).

Można zauważyć, że wśród procedur stało-krokowych najniższe wartości odnotowuje się dla procedury ODE1be.

Tab. 7.16. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla rekordu nr 13 (UK z luzem bez tarcia).

Procedura	Krok	ISE		IAE		IT.	SE	ITAE	
ODE	Δt_{max}	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$
15 <i>s</i>		<mark>6865</mark>	<mark>1,645</mark>	<mark>238,7</mark>	1,53	<mark>4144</mark> 0	<mark>3,131</mark>	<mark>1418</mark>	<mark>3,062</mark>
113		7091	1,657	242,5	1,507	43070	3,156	1445	2,897
23		6996	1,654	240,9	1,516	42360	3,15	1433	2,954
23 <i>s</i>	0,2	7167	1,658	243,7	1,522	43620	3,159	1454	2,992
23 <i>t</i>		7074	1,657	242,2	<mark>1,505</mark>	42950	3,155	1443	2,883
23 <i>tb</i>		7049	1,657	241,8	1,508	42740	3,155	1440	2,903
45		7064	1,657	242	1,506	42850	3,156	1441	2,884

Natomiast wśród procedur zmienno-krokowych najlepiej prezentuje się ODE15s. Niższe wartości w przypadku tego układu kierowniczego osiąga metoda zmiennokrokowa

Kolejnym testowanym układem jest układ kierowniczy z tarciem bez luzu (Tab. 7.17 i Tab. 7.18).

Procedura	Krok	ISE		IA	IAE		ITSE		ITAE			
ODE	Δt	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$			
1		symulacja przerwana										
1be		<mark>7073</mark>	<mark>1,655</mark>	<mark>242,2</mark>	<mark>1,503</mark>	<mark>4294</mark> 0	<mark>3,151</mark>	<mark>1443</mark>	<mark>2,869</mark>			
14 <i>x</i>	9,09091	7112	1,657	242,8	1,51	43210	3,157	1447	2,91			
2		7091	2,449	242,5	2,501	43130	10,79	1446	12,08			
3	· 10 ⁻⁴	7069	1,656	242,4	1,506	43050	3,154	1445	2,887			
4		7093	1,656	242,5	1,507	43080	3,155	1445	2,891			
5		7099	1,656	242,6	1,508	43120	3,155	1446	2,897			
8		7103	1,657	242,7	1,509	43150	3,156	1446	2,901			

Tab. 7.17. Testowanie procedur stało-krokowych dla rekordu nr 13 (UK z tarciem bez luzu).

W tym przypadku program nie mógł ukończyć symulacji przy zastosowaniu procedury ODE1, a sam prezentowany układ podczas tej symulacji był niestabilny. Najlepiej wśród metod stało-krokowych w tym przypadku wypada metoda ODE1be.

Tab. 7.18. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla rekordu nr 13 (UK z tarciem bez luzu).

Procedura	Krok	ISE		IAE		ITSE		ITAE	
ODE	Δt_{max}	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$	$\Delta Y(t)$	$\Delta \psi(t)$
15 <i>s</i>		7103	<mark>1,657</mark>	242,7	1,508	43150	<mark>3,156</mark>	1447	2,9
113		7103	<mark>1,657</mark>	242,7	1,508	43150	<mark>3,156</mark>	1446	2,901
23		7100	<mark>1,657</mark>	242,6	1,508	43130	<mark>3,156</mark>	1446	2,896
23 <i>s</i>	0,2	39960000	6296	14290	210	334600000	45810	110400	1431
23t		7106	<mark>1,657</mark>	242,7	1,509	43170	<mark>3,156</mark>	1447	2,904
23 <i>tb</i>		7104	<mark>1,657</mark>	242,7	1,509	43150	<mark>3,156</mark>	1446	2,901
45		<mark>7080</mark>	<mark>1,657</mark>	<mark>242,3</mark>	<mark>1,504</mark>	<mark>4298</mark> 0	<mark>3,156</mark>	<mark>1444</mark>	<mark>2,867</mark>

Natomiast w przypadku procedur zmienno-krokowych najlepszą okazuje się ODE45 (Tab. 7.18). Ze względu na to, że procedura ODE1be osiąga mniejsze wartości wskaźnika jakości regulacji niż ODE45, to ODE1be jest bardziej odpowiednia do obliczeń dla tego układu.

Poniżej przedstawiono tabelę podsumowującą, w której zestawiono procedury najlepsze dla poszczególnych wariantów układu kierowniczego (Tab. 7.19).

Układ kierowniczy	Wybrana procedura numeryczna
bez luzu i tarcia	ODE1
z luzem bez tarcia	ODE15s
z tarciem bez luzu	ODE1be

Tab. 7.19. Zestawienie procedur numerycznych dla poszczególnych wariantów układu kierowniczego.

Dla każdego wariantu układu kierowniczego, według wskaźników jakości regulacji, odpowiednia jest inna metoda, co jest problematyczne i kontrowersyjne w przypadku porównywania modelu nominalnego względem zmienionych. Stąd koniecznym jest wybranie jednej procedury numerycznej dla wszystkich tych wariantów układu kierowniczego. Na podstawie powyższych wyników można stwierdzić, że najlepszą pośrednią metodą jest ODE45 ze względu na fakt, iż w każdym z układów symulacje są przeprowadzane do końca (bez żadnych błędów i zatrzymywania symulacji) oraz osiąga dość niskie wartości wskaźników jakości regulacji w stosunku do pozostałych innych metod (nie włączając tych z Tab. 7.19).
8. SPIS RYSUNKÓW

Rys. 1.1. Schemat Kierowca – Pojazd – Droga/Otoczenie
Rys. 1.2. Nash Quad - 1913 r. [177]
Rys. 1.3. Honda Accord - 1981 r. [195]
Rys. 1.4. Renault Laguna Coupe – 2013 r. [177]
Rys. 1.5. Idea sterowania skrętem kół tylnych w strukturze 4WS [28-30]. Oznaczenia :
PAB(V) – przełożenie (stosunek kąta skrętu kół tylnych do kąta skrętu kół przednich),
V- prędkość pojazdu
Rys. 1.6. Manewr zmiany pasa ruchu w różnych procesach omijania przeszkody 24
Rys. 1.7. Przykładowy manewr zmiany pasa ruchu z uwzględnieniem sygnału sterującego
kołem kierownicy (typowy sygnał generowany przez kierowcę, tak jak on "potrafi"). 25
Rys. 1.8. Uproszczona postać sygnału sterującego
Rys. 1.9. Sterownik zmiany pasa ruchu w systemie pojazdu autonomicznego i w systemie
pojazdu klasycznego ze wspomaganiem kierowcy [28]35
Rys. 1.10. Idea systemu sterowania pojazdu autonomicznego 4WS [177]
Rys. 2.1. Układ sterowania w pojeździe autonomicznym
Rys. 2.2. Układ sterowania w pojeździe autonomicznym z uwzględnieniem
poszczególnych elementów sterownika [30]
Rys. 2.3. Manewr zmiany pasa ruchu z uwzględnieniem transpozycji i stabilizacji 40
Rys. 2.4. Idea algorytmu sterownika w układzie wspomagania kierowcy
Rys. 2.5. Pojazd 4WS z uwzględnionym modelem rowerowym [30]43
Rys. 2.6. Uwzględnienie przechyłu w modelu [159]43
Rys. 2.7. Znoszenie ogumienia [8]
Rys. 2.8. Schemat wyrażający ideę modelu rowerowego pojazdu 4WS45
Rys. 2.9. Manewr zmiany pasa ruchu z uwzględnieniem sygnału sterującego [28, 29 i 37].
Rys. 2.10. Struktura wyjściowego modelu w wersji transmitancyjnej [28-30, 37 i 177].
Rys. 2.11. Struktura wyjściowego modelu w wersji transmitancyjnej z uwzględnieniem
przełożenia <i>PAB</i> [29, 30 i 177]
Rys. 2.12. Struktura modelu wyjściowego uwzględniająca jeden sygnał sterujący 52
Rys. 2.13. Analiza wpływu prędkości na współczynnik wzmocnienia dla różnych
wartości parametrów dla wybranych pojazdów podsterownych (numeracja danych
zgodna z Tab. 2.1)

Rys. 2.14. Badania symulacyjne porównawcze na modelu transmitancyjnym pełnym
i zredukowanym
Rys. 2.15. Symulacje dla rekordu nr 18 przy V=20 m/s przy założeniu PAB(V)157
Rys. 2.16. Symulacje dla rekordu nr 18 przy V=20 m/s z uwzględnieniem charakterystyk
przełożenia typu PAB(V)2
Rys. 2.17. Układ sterowania w pojeździe autonomicznym [30 i 177]59
Rys. 2.18. Szczegółowy układ sterowania w pojeździe z układem wspomagania
kierowcy
Rys. 2.19. Sygnał "bang-bang" [28-30 i 177]61
Rys. 2.20. Sygnały referencyjne w układzie sterowania [29, 30 i 177]63
Rys. 2.21. Generator sygnałów referencyjnych [30 i 177]64
Rys. 2.22. Algorytm sterownika dla pojazdu autonomicznego i pojazdu klasycznego ze
wspomaganiem sterowania
Rys. 2.23. Układ pomiarowy w układzie sterowania72
Rys. 2.24. Układ regulacji z uwzględnieniem szumu [30]73
Rys. 2.25. Układ regulacji z uwzględnieniem offsetu [30]73
Rys. 2.26. Schemat blokowy dotyczący wirtualnego pojazdu 4WS [30 i 177]74
Rys. 2.27. Uwzględnienie działania siły wiatru bocznego w modelu rowerowym76
Rys. 2.28. Model układu kierowniczego [176]77
Rys. 2.29. Interpretacja geometryczna odwzorowań luz() i tar() [176]
Rys. 3.1. Samochód Volkswagen Passat 1.9 TDI 2007 kombi przygotowany do badań
identyfikacyjnych83
Rys. 3.2. Wyznaczenie parametrów LA i LB
Rys. 3.3. Tor jazdy
Rys. 3.4. Zdjęcie trasy manewru z Google Earth
Rys. 3.5. Aparatura pomiarowa i jej rozmieszczenie90
Rys. 3.6. Wyznaczenie parametrów SL i SP91
Rys. 3.7. Przeliczanie prędkości względem środka masy pojazdu91
Rys. 3.8. Przykładowe wyniki badań pojedynczej zmiany pasa ruchu93
Rys. 3.9. Schemat postępowania94
Rys. 3.10. Wyznaczanie KA i KB94
Rys. 3.11. Charakterystyki KA(V) i KB(V)95
Rys. 3.12. Wyniki badań przy założeniu stałych współczynników KA i KB dla V=10,81
m/s96

Rys. 3.13. Charakterystyka $K0(V)$ Volkswagena Passata w odniesieniu do charakterystyk
z innych publikacji
Rys. 4.1. Schemat układu otwartego dla pojazdu autonomicznego i klasycznego 103
Rys. 4.2. Wyniki symulacji w układzie otwartym [30 i 177]103
Rys. 4.3. Schemat układu zamkniętego dla pojazdu z kierowcą i autonomicznego 104
Rys. 4.4. Wyniki symulacji w układzie zamkniętym [30 i 177]105
Rys. 4.5. Schemat analizy wrażliwości [48, 55, 56 i 59]107
Rys. 4.6. Wyznaczanie współczynników KA i KB dla różnych mas 108
Rys. 4.7. Badanie wrażliwości algorytmu na niedokładności parametryczne109
Rys. 4.8. Badania wrażliwości z uwagi na występowanie tarcia w UK111
Rys. 4.9. Badania wrażliwości z uwagi na występowanie luzu w UK 112
Rys. 4.10. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie
szumu w pojeździe autonomicznym114
Rys. 4.11. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie
szumu w pojeździe klasycznym114
Rys. 4.12. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie
przesunięcia w pojeździe autonomicznym116
Rys. 4.13. Wyniki symulacji z badań wrażliwości algorytmu z uwagi na występowanie
przesunięcia w pojeździe klasycznym116
Rys. 4.14. Badania wrażliwości - kompilacja poszczególnych wariantów
Rys. 7.1. Model rowerowy z uwzględnieniem wszystkich sił i momentów [30] 143
Rys. 7.2. Charakterystyki zależności parametrów transmitancyjnych od prędkości 154
Rys. 7.3. Charakterystyki parametrów transmitancyjnych pojazdów grupy nr 1 156
Rys. 7.4. Charakterystyki parametrów transmitancyjnych pojazdów grupy nr 2 157
Rys. 7.5. Okres trwania sygnału "bang-bang"158
Rys. 7.6. Symulacje dla rekordów 10, 13 i 21 przy V=20 m/s159
Rys. 7.7. Symulacje dla rekordów 5, 14 i 18 przy V=20 m/s160
Rys. 7.8. Droga do pokonania przez pojazd podczas "testu łosia" [189]160
Rys. 7.9. Głowica Correvit
Rys. 7.10. Czujnik MSW
Rys. 7.11. Crossbow VG440 [180]
Rys. 7.12. VBOX 3i GPS Data Logger [185]165
Rys. 7.13. IMU 03 [186]

Rys. 7.15. Rozmieszczenie aparatury pomiarowej w pojeździe	168
Rys. 7.16. Wyznaczenie współczynników dla V=5,96 m/s	169
Rys. 7.17. Wyznaczenie współczynników dla V=19,2 m/s	170
Rys. 7.18. Wyznaczenie współczynników dla V=21,7 m/s.	171

9. SPIS TABEL

Tab. 1.1. Poziomy automatyzacji samochodu [191]1	5
Tab. 1.2. Wykaz samochodów osobowych 4WS [37 i 38]2	0
Tab. 1.3. Charakterystyka 4WS u różnych producentów [37 i 38] 2	3
Tab. 2.1. Dane literaturowe. 4	7
Tab. 2.2. Przyjęte wartości poszczególnych parametrów [28 i 29] 5	5
Tab. 2.3. Przyjęte wartości parametrów do nowej charakterystyki przełożenia5	7
Tab. 3.1. Rozkład masy na koła - VW Passat	4
Tab. 3.2. Wyznaczanie masowego momentu bezwładności	6
Tab. 3.3. Wartości prędkości, przy których wyznaczano współczynniki odporności r	a
znoszenie kół w literaturze	8
Tab. 3.4. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych d	a
poszczególnych prędkości9	5
Tab. 3.5. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych d	la
stałej prędkości 10,81 m/s9	6
Tab. 3.6. Dane poszczególnych parametrów. 9	7
Tab. 4.1. Możliwe warianty badań wrażliwości10	1
Tab. 4.2. Dane do badań symulacyjnych. 10	2
Tab. 4.3. Ocena jakości regulacji10	6
Tab. 4.4. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych d	a
poszczególnych mas	8
Tab. 4.5. Zmiany parametrów modelu rowerowego względem zmieniającej się mas	y.
	9
Tab. 4.6. Wartości wskaźnika wrażliwości przy badaniu wpływu niedokładnoś	ci
parametrycznej11	0
Tab. 4.7. Wartości parametrów luzu i tarcia [110 i 176]11	1
Tab. 4.8. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowanie tarc	ia
w UK	2
Tab. 4.9. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowanie luz	u
w UK	3
Tab. 4.10. Wartości parametrów szumu [47, 48, 55 i 56]11	3
Tab. 4.11. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowani	ie
szumu	5

Tab. 4.12. Wartości parametrów przesunięcia [47, 48, 55 i 56]115
Tab. 4.13. Wskaźniki wrażliwości z badań wrażliwości ze względu na występowanie
przesunięcia117
Tab. 4.14. Dane do badań wrażliwości - kompilacja poszczególnych wariantów118
Tab. 7.1. Współczynnik określający podsterowność i nadsterowność pojazdów155
Tab. 7.2. Wyniki "testów łosia" [189]161
Tab. 7.3. Zakresy i dokładności urządzeń pomiarowych [70]167
Tab. 7.4. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla
stałej prędkości 5,96 m/s169
Tab. 7.5. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla
stałej prędkości 19,2 m/s
Tab. 7.6. Wartości współczynników odporności na znoszenie kół przednich i tylnych dla
stałej prędkości 21,7 m/s171
Tab. 7.7. Testowanie procedur stało-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 – uchyb $\Delta Y(t)$
(UK bez luzu i tarcia)173
Tab. 7.8. Testowanie procedur stało-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 – uchyb $\Delta\psi(t)$
(UK bez luzu i tarcia)174
Tab. 7.9. Testowanie procedur stało-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb $\Delta Y(t)$
(UK bez luzu i tarcia)174
Tab. 7.10. Testowanie procedur stało-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb $\Delta \psi(t)$
(UK bez luzu i tarcia)
Tab. 7.11. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 – uchyb
$\Delta Y(t)$ (UK bez luzu i tarcia)
Tab. 7.12. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 1 – uchyb
$\Delta \psi(t)$ (UK bez luzu i tarcia)
Tab. 7.13. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb
$\Delta Y(t)$ (UK bez luzu i tarcia)
Tab. 7.14. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla pojazdów grupy nr 2 – uchyb
$\Delta \psi(t)$ (UK bez luzu i tarcia)
Tab. 7.15. Testowanie procedur stało-krokowych dla rekordu nr 13 (UK z luzem bez
tarcia)178
Tab. 7.16. Testowanie procedur zmienno-krokowych dla rekordu nr 13 (UK z luzem bez
tarcia)

Tab. 7.17. Testowanie procedur stało-krokowych d	la rekordu nr 13 (UK z tarciem bez
luzu)	
Tab. 7.18. Testowanie procedur zmienno-krokowy	ch dla rekordu nr 13 (UK z tarciem
bez luzu)	
Tab. 7.19. Zestawienie procedur numerycznych dla	a poszczególnych wariantów układu
kierowniczego	

Wyrażam zgodę na udostępnienie mojej pracy w czytelni Archiwum WAT.

mgr inż. Jakub Jan Faryński Warszawa, dnia 27.09.2023 r./PODPIS/

Wydrukowano w ośmiu egzemplarzach.

Warszawa, dnia 27.09.2023 r./PODPIS/