



**Politechnika Krakowska
im. Tadeusza Kościuszki**

Wydział Mechaniczny



mgr inż. Krzysztof Weigel-Milleret

**Wpływ regulacji sił napędowych na stabilność ruchu
wąskich pojazdów czterokołowych**

Praca doktorska

promotor: prof. dr hab. inż. Witold Grzegożek

promotor pomocniczy: dr inż. Robert Janczur

Kraków 2019

Serdecznie dziękuję Panu profesorowi doktorowi habilitowanemu inżynierowi Witoldowi Grzegożkowi, za całą przekazaną mi przez ostatnie lata wiedzę, życzliwość, opiekę merytoryczną nad powstającą pracą, zaangażowanie w przebieg badań, liczne dyskusje nad uzyskiwanymi wynikami i pomoc w formułowaniu naukowych myśli, dzięki czemu możliwe było powstanie niniejszej pracy.

Podziękowania dla pracowników Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, Politechniki Krakowskiej, serdecznych kolegów i współpracowników, którzy wsparli mnie cenną pomocą przy pracy, szczególnie przy wykonywaniu badań drogowych.

Osobne podziękowania dla mojej Żony, Angeliki, na którą zawsze mogłem liczyć, za jej cierpliwość, wyrozumiałość i wsparcie.

dziękuję

Krzysztof Weigel-Milleret

Spis treści

1.	Wykaz oznaczeń	5
2.	Wstęp	7
2.1.	Wprowadzenie	7
2.2.	Modele matematyczne stosowane przy opisie stateczności pojazdu	14
2.2.1	Modele wielocłonowe	14
2.2.2	Dwuśladowy model pojazdu	16
2.2.3	Model rowerowy	17
2.3.	Modele matematyczne opon	18
2.3.1	Model toczenia bez poślizgu	22
2.3.2	Liniowy model opony	23
2.3.3	Model Dugoffa.....	23
2.3.4	Model Pacejki	24
2.4.	Problematyka stabilności ruchu wąskich pojazdów miejskich (analiza literaturowa)	25
2.4.1	Wskaźniki oceny stabilności wąskich pojazdów.....	25
2.4.2	Systemy ograniczające wywracanie pojazdu	31
3.	Cel i zakres pracy	40
4.	Teza pracy.....	42
5.	Opis pojazdu	43
6.	Pomiary parametrów geometrycznych i masowych pojazdu	50
6.1.	Geometria pojazdu, położenie środka masy.....	50
6.2.	Momenty bezwładności pojazdu	52
6.2.1	Metoda zawieszenia trójnitkowego	53

6.2.2	Metoda poziomego wahadła kąowego.....	56
7.	Badania wstępne	60
7.1	Charakterystyka sterowności	60
7.2	Próby ze stałym kątem obrotu kierownicą	61
7.3	Próby dla stałego promienia toru.....	62
7.4.	Wstępne badania drogowe	63
7.4.1	Rozpędzanie	65
7.4.2	Próby ze stałym kątem obrotu kierownicy.....	65
7.4.3	Próby jazdy po torze o stałym okręgu	70
8.	Jednośladowy model pojazdu	74
9.	Model o trzech stopniach swobody	84
10.	Koncepcja sterowania	95
10.1	Funkcja limitu prędkości i kąta obrotu kierownicy	97
10.2	Projekt sterownika	98
11.	Schemat budowy sterownika	102
12.	Badania drogowe pojazdu z aktywnym systemem zmniejszania przechyłu poprzecznego.....	113
13.	Wnioski.....	117
14.	Wnioski dotyczące dalszych prac	118
	Literatura	119
	Załącznik 1.....	125
	Załącznik 2.....	127
	Streszczenie	133
	Summary of PhD dissertation in English.....	135

1. Wykaz oznaczeń

g – przyspieszenie ziemskie

m – rzeczywista masa pojazdu

I_z – moment bezwładności pojazdu wokół osi Z

I_x – moment bezwładności pojazdu wokół osi X

I_φ – moment bezwładności pojazdu wokół osi przewracania φ

l – rozstaw osi pojazdu

l_1 – odległość osi przedniej od środka masy

l_2 – odległość osi tylnej od środka masy

δ_1 – kąt skrętu kół osi przedniej

δ_2 – kąt skrętu kół osi tylnej

b – rozstaw kół

r_1 – promień kół osi przedniej

r_2 – promień kół osi tylnej

h – wysokość środka masy pojazdu

x – przemieszczenie po osi X

y – przemieszczenie po osi Y

β – kąt znoszenia pojazdu

ψ – kąt odchylenia pojazdu

φ – kąt przechylenia pojazdu

v_x – prędkość wzdłużna pojazdu

v_y – prędkość poprzeczna pojazdu

ω_{k_i} – prędkość obrotowa koła, gdzie $i=1, 2, 3, 4$ oznacza poszczególne koła pojazdu

$F_{x,y,z}$ – siła działająca na pojazd. Indeksy x, y, z przy opisach sił oznaczają kierunek działania wzdłuż osi X, Y i Z pojazdu i dotyczą również następnych sił

F_k – siła działająca pod kątem. Indeksy x, y, z przy opisach sił oznaczają kierunek działania wzdłuż osi X, Y i Z

F_k^k – siła rozpatrywana w lokalnym - koła układzie współrzędnych. Indeksy x, y, z przy opisach sił oznaczają kierunek działania wzdłuż osi X, Y i Z

F_b – siła bezwładności

F_{zew} – siła zaburzająca ruch

$M_{x,y,z}$ – moment siły działający na pojazd. Indeksy $x y z$ przy opisach sił oznaczają oś X,

Y, Z wokół której działają i dotyczą również kolejnych

M_b – moment obrotowy pochodzący od bezwładności pojazdu

M_{zew} – moment zaburzający ruch pojazdu

M_k – moment siły działający na koło pojazdu

M_n – moment napędowy (lub hamujący)

r_d – promień dynamiczny koła

r_t – promień toczenia koła

C_r – obwód toczenia koła

I_k – moment bezwładności koła

λ – poślizg koła

α – kąt znoszenia koła

γ - kąt pochylenia koła

k_x – współczynnik odporności na poślizg wzdłużny koła

k_y – współczynnik odporności na poślizg poprzeczny koła

k_α – współczynnik odporności na znoszenie koła

K_1 – odporność na znoszenie osi przedniej

K_2 – odporność na znoszenie osi tylnej

Y_1 – siła poprzeczna działająca pod osią przednią

Y_2 – siła poprzeczna działająca pod osią tylną

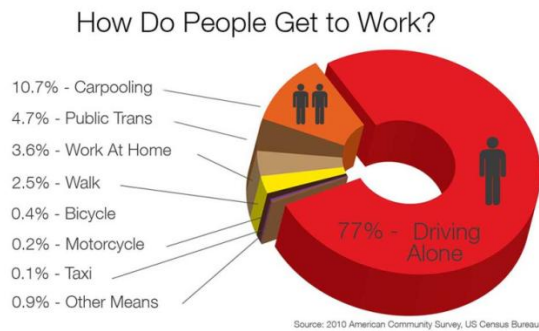
Z – reakcja pionowa podłoża

2. Wstęp

2.1. Wprowadzenie

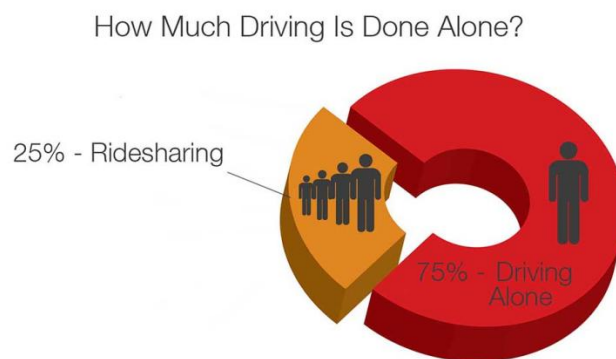
Potrzeby człowieka związane z przemieszczaniem się i transportem towarów stymulowały rozwój nauki, a w konsekwencji rozwój gospodarczy cywilizacji. Od drugiej połowy XIX w., kiedy to Bertha Benz 5 sierpnia 1888r. pokonała samochodem dystans 106 km w ciągu jednego dnia, motoryzacja stała się częścią życia społecznego, a także ważną gałęzią gospodarki. Pojazdy samochodowe przechodziły ewolucyjne przemiany coraz lepiej wpisując się w oczekiwania użytkowników.

Współcześnie przemysł motoryzacyjny, a także kierowcy samochodów stoją w obliczu coraz większej liczby nowych wyzwań, takich jak nowe limity emisji, zwiększone zagęszczenie ruchu i ograniczona ilość miejsc parkingowych w miastach. Szacuje się [1], że ponad 5 miliardów godzin jest traconych rocznie w korkach ulicznych. Wszystkie te wyzwania prowadzą do zmian preferencji konsumentów i wymagań dla nowoczesnych samochodów osobowych. Podstawowy układ dzisiejszego samochodu nie zmienił się zbyt wiele od czasu jego wynalazku i nie nadaje się do rozwiązywania dzisiejszych problemów. Przeciętny pojazd konwencjonalny jest wciąż czterokołowym pojazdem, który z roku na rok powiększa się. Jest oczywiste, że obecny rozmiar pojazdu jest w wysokim stopniu niewykorzystany [2,3]. Miasta stają się coraz bardziej zatłoczone z powodu korzystania z pojazdów silnikowych do dojazdów do pracy. Budowanie infrastruktury autostradowej przy takim samym tempie wzrostu jak w przypadku wielu pojazdów nie jest rozwiązaniem wykonalnym [4]. W Europie średnia liczba osób na jeden pojazd waha się od około 1,4 w Danii do około 2,7 w Rumunii [5,6], a w Stanach Zjednoczonych wynosi około 1,57 [7]. Zasoby ropy naftowej na świecie są ograniczone. Wg szacunków z 2013r. jest to ok. 1688 miliardów baryłek (230 mld ton) [8]. Dzielne wydobycie ropy naftowej w 2013 r. wynosiło około 86 milionów baryłek. Na początku XXI wieku ogół społeczeństwa i przemysł motoryzacyjny nadal poszukują potencjalnych rozwiązań problemów z dojazdem i potencjalnych ulepszeń w transporcie. Biorąc pod uwagę, że około siedemdziesiąt siedem procent użytkowników wykorzystuje własne pojazdy do dojazdów do pracy (rys. 1), opracowanie nowych środków transportu wydaje się być koniecznością.



Rys. 1. Wykorzystanie pojazdów podczas dojazdów do pracy [9]

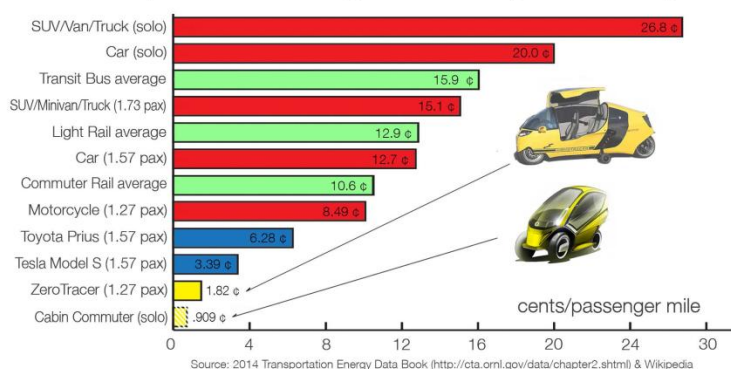
Zmienia się także mentalność użytkowników, którzy niekoniecznie poszukują dla siebie pojazdu pięcioosobowego, który wciąż stanowi dominującą architekturę motoryzacyjną sprzedawaną na świecie. Co więcej, około siedemdziesiąt pięć procent wszystkich przejazdów odbywa się solo, z jedynie niewielkim osobistym bagażem - torbą lub teczką (rys. 2).



Rys. 2. Średnia wykorzystania pojazdu [9]

Motocykle, skutery, rowery zostały uznane za ważne alternatywy dla konwencjonalnych pojazdów silnikowych. Ten pojedynczy pojazd pasażerski jest dziesięć do trzydziestokrotnie bardziej energooszczędny (rys. 3) niż samochody prywatne, a nawet transport publiczny.

Cost per Passenger Mile by Modality



Rys. 3. Porównanie kosztu eksploatacji pojazdu [9]

Współczesny pojedynczy pojazd pasażerski jest środkiem transportu mającym, jak widać chociażby z porównania kosztów, wiele zalet w porównaniu z tradycyjnymi pojazdami silnikowymi, ale często towarzyszą takiej konstrukcji brak komfortu, niższy poziom bezpieczeństwa i specjalne wymagania w zakresie umiejętności stawiane kierowcy, co powoduje ograniczenie jego użytkowania. Należy zatem opracować nowy typ pojazdu. Nowa generacja pojazdów powinna łączyć bezpieczeństwo i komfort konwencjonalnego pojazdu o niewielkich rozmiarach z niskim kosztem wytworzenia i użytkowania, które to cechy są charakterystycznymi cechami skutera. Oczekuje się, że wąski jedno- lub dwumiejscowy pojazd, który zajmuje mniej więcej połowę szerokości pasa ruchu i połowę miejsca parkingowego przeznaczonego dla konwencjonalnego pojazdu, będzie rozwiązaniem problemu z dojazdowymi pojazdami.

Jedną z rozpatrywanych idei wąskiego pojazdu jest układ wnętrza pojazdu, który może pomieścić dwie osoby w tandemie. Jednak niewielki rozstaw kół charakterystyczny dla wąskiego pojazdu może być przyczyną niestabilnego jego zachowania podczas pokonywania zakrętów. Jednym ze sposobów przeciwdziałania temu ryzyku jest wprowadzenie przechyłu pojazdu w zakręcie podobnie jak motocykl. Dla realizacji tego celu wymagany jest wewnętrzny mechanizm przechylający. Ten mechanizm przechylania nie powinien wymagać specjalnych umiejętności od kierowcy ani powodować odczucia dyskomfortu w prowadzeniu. Inną znaną metodą stosowaną w pojazdach głównie ciężarowych i terenowych umożliwiającą ograniczenie niebezpieczeństwa przewrócenia pojazdu podczas jazdy po łuku, a nie wymagającą

specjalnych konstrukcji jest zastosowanie układu stabilizującego wykorzystującego siły hamowania lub napędu. Powszechnie wiadomo, że prawdopodobieństwo przewrócenia wzrasta gwałtownie wraz ze wzrostem stosunku wysokości środka ciężkości do rozstawu kół. Niestety, bardzo trudno jest zmniejszyć wysokość środka ciężkości, ponieważ projektant miejskiego wąskiego pojazdu jest ograniczony koniecznością utrzymania łatwej dostępności do wnętrza i dobrej widoczności.

Równie złożonym problemem, w przypadku kolizji, jest bezpieczeństwo bierne tego typu pojazdów [10]. Ochronę pasażerów w przypadku kolizji można poprawić dzięki specjalnej ramie lub kształtowi nadwozia. Mniejsze wymiary powodujące kłopoty ze strefami zgniotu, a zwiększone prawdopodobieństwo przewrócenia to niewątpliwie wady pojazdów NTV¹. Pożądane cechy pojazdu podmiejskiego powinny ponadto obejmować odporne na warunki atmosferyczne wnętrza oraz pojazd tego typu powinien posiadać odpowiednie urządzenia klimatyzacyjne i grzewcze. Ponieważ NTV ma być eksploatowany w normalnych warunkach jazdy, jego zachowanie powinno być podobne do zachowania konwencjonalnego pojazdu. Alternatywny sposób transportu jest potrzebny, aby zaspokoić dzisiejszy popyt. Przykładami alternatywnych małych pojazdów, które zostały wprowadzone w ciągu ostatnich 10 lat, są głównie pojazdy jedno osobowe - lub tandemowe dwuosobowe z czterema lub trzema kołami (rys. 4). Żadne z nich nie są idealne, ale wszystkie dają nam wiedzę o problemach technicznych takiej konstrukcji pojazdu.

¹ NTV - ang. Narrow Track Vehicle - wąski pojazd



Tango [11]



Colibri [12]



Renault Twizy [13]



Toyota i-road [14]

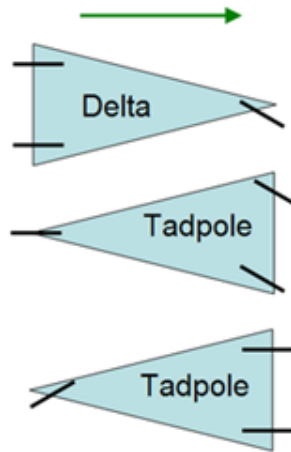


Peugeot [15]

Rys 4. Przykłady alternatywnych pojazdów

Zastosowanie czterech kół oznacza, że te pojazdy są konwencjonalnymi samochodami i mogą spełnić wymagania wszelkich norm dla typowego samochodu osobowego. Nie jest to takie oczywiste biorąc pod uwagę wąski rozstaw kół przy jednoczesnym wysoko położonym środku masy, co w sposób zdecydowany ogranicza maksymalne dopuszczalne przyspieszenie boczne. Niektóre z tych pojazdów są tylko prototypami, jak Peugeot czy Colibri, inne jak np. Renault Twizy są od lat produkowane i dostępne na rynku, a liczba sprzedanych egzemplarzy pozwala określić aktualne preferencje społeczeństwa.

Często w tego typu pojazdach stosowana jest platforma trójkołowa. Ma ona szereg zalet, przede wszystkim nie jest tak droga jak platforma z czterema kołami. Pojazdy takie występują w dwóch konfiguracjach (rys.5) z jednym kołem z przodu (układ delta) lub jednym kołem z tyłu (układ tadpole).



Rys.5. Konfiguracja pojazdów trójkątowych [16]

Struktura pojazdu z jednym kołem z przodu jest bardzo prosta. Można wykorzystać części motocyklowe i znacznie obniżyć koszty realizacji. Bardzo ważną zaletą tego typu pojazdu jest zwrotność. Ponadto tworzenie karoserii samochodowej z małym oporem aerodynamicznym jest łatwiejsze niż w przypadku konwencjonalnego samochodu.

Powstały w Chinach E Lord (rys. 6) jest właściwie trójkątową kopią Renault Twizy, Ale dzięki uproszczeniu konstrukcji i wykorzystaniu elementów motocykla jest od pojazdu Renault znacznie tańszy. Trójkątowe Clever i Carver to pojazdy typu „funcar”, jednak wprowadzenie przechyłu nadwozia skutkuje bardzo wysoką ceną egzemplarza. Pozostałe pojazdy na rys. 6 - E-car 333, Velometro, Arcimoto, są ciągle na etapie prototypu.



E Lord [17]



E-car 333 [18]



Velometro [19]



Arcimoto [20]



Clever [21]



Carver [22]

Rys.6 Koncepty pojazdów trójkołowych

Z tych niewielu przedstawionych przykładów alternatywnych pojazdów wynika, że problem zaspokojenia potrzeb indywidualnego transportu, szczególnie w ośrodkach miejskich, jest ciągle aktualny i stanowi temat wielu prac rozwojowych [23] również w dużych koncernach samochodowych (Toyota, Peugeot, Renault).

Podsumowując, można stwierdzić, że podchodząc racjonalnie do zaspokojenia potrzeb indywidualnego transportu miejskiego, niewielkie elektryczne pojazdy miejskie powinny zdominować ruch w dużych aglomeracjach. Dyskusyjne pozostaje zagadnienie czy mają być to pojazdy trzy czy czterośladowe. Z punktu widzenia kosztów realizacji, manewrowości, masy własnej pojazdy trójśladowe wydają

się być bardziej odpowiednie do realizacji zadań wynikających z ruchu w miastach. Podstawowym problemem pojazdów trójkołowych jest ich stabilność w porównaniu do pojazdów czterołowych o tych samych parametrach.

2.2. Modele matematyczne stosowane przy opisie stateczności pojazdu

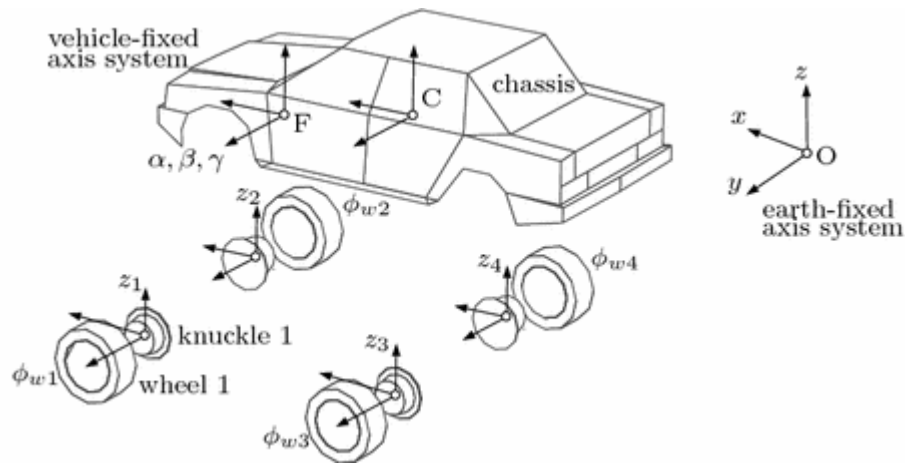
Model matematyczny pojazdu pozwala na opis jego ruchu za pomocą równań matematycznych. Modele takie są używane przede wszystkim do symulacji ruchu pojazdu. Dzięki nim można przewidzieć zachowanie pojazdu w określonych warunkach. np. można poznać odpowiedź pojazdu i tor jego ruchu na wprowadzone zaburzenia ruchu. W ten sposób można w szybki sposób sprawdzić zachowanie pojazdu bez kosztownych badań drogowych, a nawet przeprowadzić symulację zachowań niebezpiecznych z punktu widzenia kierowcy czy pojazdu.

W symulacjach, gdzie szukany jest tor ruchu pojazdu, wartościami wprowadzanymi do modelu są przede wszystkim kąt obrotu koła kierownicy, prędkość jazdy i momenty napędowe na poszczególnych kołach pojazdu czyli intencja kierowcy co do kierunku i prędkości przemieszczania się.

2.2.1. Modele wielobryłowe

Model zbudowany jako zespół połączonych sztywnych ciał. Rzeczywisty pojazd jest bardzo skomplikowanym urządzeniem dlatego ilość podzespołów pojazdu ujętych w modelu musi zostać ograniczona. Uproszczenie modelu musi uwzględniać cel w jakim przeprowadzana jest symulacja. Model pojazdu podlega założeniom klasycznej mechaniki Newtona.

Modelowanie wielobryłowe w przestrzeni trójwymiarowej bardzo szczegółowo opisuje sam pojazd jak i jego ruch. Przykład wielobryłowego modelu pojazdu o 14 stopniach swobody przedstawia rys. 7.



Rys.7 Przykład modelu wielobryłowego [24]

Obecnie na rynku dostępnych jest wiele programów komputerowych umożliwiających lub wspomagających symulacje w trójwymiarowej przestrzeni, np.:

SimMechanics - można symulować pojazdy jako ciała sztywne i dowolnie zdefiniować ich geometrię [25]

CarSim - umożliwiający przebadanie dynamiki pojazdu. Wyniki mogą być odczytywane dla ustalonych i przejściowych stanów ruchu. Posiada wyprowadzone równania ruchu i możliwe jest wprowadzanie własnych parametrów pojazdu. Program tworzy animacje ruchu i wykresy zmiennych [26]

MSC Adams - podobnie jak SimMechanics może symulować wielobryłowe elementy z tym, że nie są one traktowane jako ciała sztywne [27]

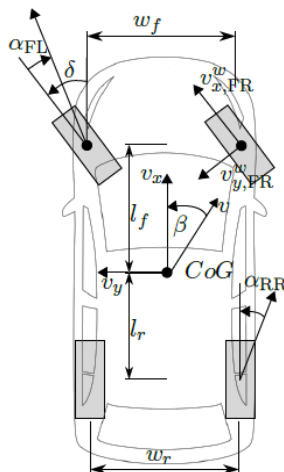
Programy te nie pozwalają użytkownikowi na wgląd i edycję w równania ruchu.

W symulacjach przeprowadzanych na potrzeby zbadania wpływu różnicowania momentu napędowego na zachowania dynamiczne pojazdu, wielobryłowy model może zostać uproszczony do jednego ciała sztywnego opisującego nadwozie pojazdu i czterech kół pojazdu. Taka liczba elementów pozwala na modelowanie skrętów kół, sił napędowych uwzględniających różnicowanie momentu napędowego i ruchów zawieszenia.

Najczęściej modele wielobryłowe uwzględniają następujące stopnie swobody: trzy translacyjne współrzędne środka masy oraz trzy rotacyjne (obrotowe) – dla każdej z brył.

2.2.2. Dwuśladowy model pojazdu

Jest to uproszczony do dwóch wymiarów model pojazdu. Rys. 8 przedstawia dwuśladowy, płaski model pojazdu.



Rys.8 Przykład modelu dwuśladowego pojazdu [28]

Opisuje on ruch rzutu pojazdu na płaszczyźnie X-Y. Model ten opisuje ruch płaski i obrót środka masy pojazdu. Uproszczenie obejmuje pominięcie ruchu pionowego pojazdu i obrotów wokół osi podłużnej i poprzecznej. Dynamika kół zależy od statycznych sił normalnych wynikających z odległości środka masy od osi pojazdu. Niektóre modele uwzględniają przyspieszenia (wzdłużne i poprzeczne) działające na środek masy aby modelować efekty dociążania i odciążania poszczególnych kół pojazdu w czasie jazdy po łuku.

Równania ruchu tego modelu przybierają postać:

$$\dot{v}_x = v_y \dot{\psi} + \frac{1}{m} \left(F_{x_{zew}} + \sum_{i=1}^4 F_{x_{k_i}} \right) \quad (1)$$

$$\dot{v}_y = -v_x \dot{\psi} + \frac{1}{m} \left(F_{y_{zew}} + \sum_{i=1}^4 F_{y_{k_i}} \right) \quad (2)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{1}{I_z} \left(M_{z_{zew}} + \sum_{i=1}^4 M_{z_{k_i}} \right) \quad (3)$$

$$\dot{\omega}_{k_i} = \frac{1}{I_k} \left(M_{n_{k_i}} + r_{d_i} F_{x_{k_i}}^k \right) \quad i = 1,2,3,4 \quad (4)$$

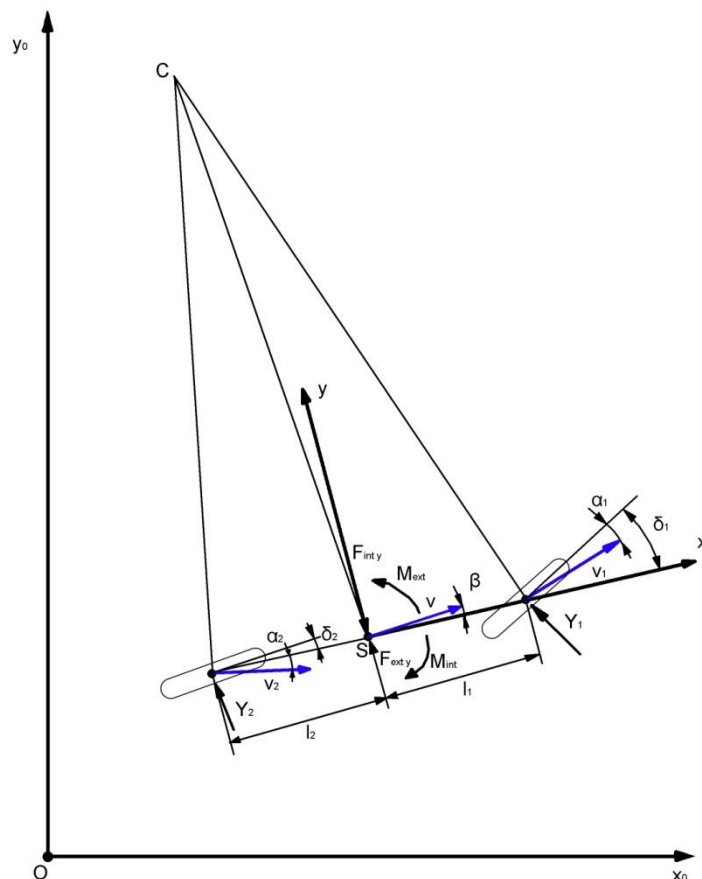
Poszczególne równania opisują prędkość wzdłużną pojazdu, prędkość poprzeczną, prędkość odchylenia, i prędkości obrotowe kół. Zewnętrzne siły działające na pojazd zależą przede wszystkim od opływu powietrza (siły aerodynamiczne), oporów toczenia i innych zaburzeń ruchu. Model ten wymaga zastosowania dodatkowego opisu zachowania opony.

Stopnie swobody uwzględniane przez model:

dwa translacyjne współrzędne środka masy (X, Y) oraz pięć rotacyjnych (obrotowych) – odchylenie oraz obroty każdego z kół.

2.2.3. Model rowerowy

Jest to najprostszy model pojazdu opisujący zależności dynamiczne. Rys. 9 przedstawia schemat rowerowego modelu pojazdu.



Rys.9 Siły i momenty działające na pojazd w modelu rowerowym

Jest to płaski model o trzech stopniach swobody. Zakłada on, że środek masy pojazdu leży na płaszczyźnie jezdni. Sam pojazd jest symetryczny względem pionowej

płaszczyzny podłużnej. Osie zredukowane zostały do pojedynczych kół. Model zakłada, że koła lewe i prawe pojazdu generują równe siły poprzeczne i zależą one tylko od kąta znoszenia wyprowadzonego dla całej osi pojazdu. Oznacza to, że opis pojazdu tożsamy jest z opisem pojazdu jednośladowego. Poważnym ograniczeniem jest pominięcie przewracania pojazdu. Równania ruchu jednośladowego modelu pojazdu:

$$\dot{v}_x = v_y \dot{\psi} + \frac{1}{m} F_x \quad (5)$$

$$\dot{v}_y = -\frac{K_1 + K_2}{m v_x} v_y + \left(\frac{-l_1 K_1 + l_2 K_2}{m v_x} - v_y \right) \dot{\psi} + \frac{K_1}{m} \delta_1 + \frac{K_2}{m} \delta_2 \quad (6)$$

$$\ddot{\psi} = \frac{-l_1 K_1 + l_2 K_2}{I_z v_x} v_y - \frac{l_1^2 K_1 + l_2^2 K_2}{I_z v_x} \dot{\psi} + \frac{l_1 K_1}{I_z} \delta_1 - \frac{l_2 K_2}{I_z} \delta_2 + \frac{1}{I_z} M_z \quad (7)$$

kąt znoszenia pojazdu:

$$\beta = \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (8)$$

Model ten dzięki znacznym uproszczeniom nie wymaga nakładów mocy obliczeniowej. Przewidywania zachowań pojazdu mogą być liczone w czasie rzeczywistym i stanowić podstawę do wprowadzania poprawek do systemów stabilizacji toru jazdy.

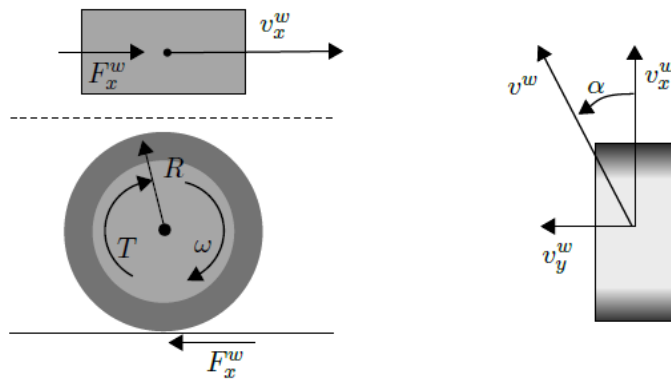
Stopnie swobody uwzględniane przez model:

dwa translacyjne współrzędne środka masy (X, Y) oraz jeden rotacyjny (obrotowy) – odchylenie.

2.3. Modele matematyczne opon

Opony pojazdu są elementami zapewniającymi kontakt pojazdu z nawierzchnią. Siły działające na pojazd są równoważone poprzez reakcje działające na styku opony z jezdnią. Są to siły wzdłużne: siła napędowa, siły hamujące; siły poprzeczne zmieniające kierunek ruchu. Siły działające na koło pojazdu przedstawione są na rys. 10. Siły wzdłużne powstają wskutek doprowadzania momentu napędowego od silnika pojazdu lub poprzez pojawienie się momentu hamującego na tarczach lub bębnach hamulcowych. Moment napędowy powoduje, że koło obraca się z przyspieszeniem kątowym:

$$\dot{\omega}_k = \frac{1}{I_k} (M_{nk} - F_{x_k}^k r_d) \quad (9)$$



Rys. 10 Siły działające na koło pojazdu [28]

oznaczenia: R - promień koła; T - moment napędowy; v^w - prędkość koła; F_x^w - siła działająca na koło w osi x

Dla kół obciążonych zarówno siłą wzdłużną F_x , jak i poprzeczną F_y , maksymalna wypadkowa tych sił jest opisana siłą przyczepności F_{μ}

$$F_{\mu_k} = \sqrt{F_{x_k}^k{}^2 + F_{y_k}^k{}^2} \quad (10)$$

Siła przyczepności odniesiona do reakcji pionowej nawierzchni jest współczynnikiem przyczepności μ

$$\mu = \frac{F_{\mu_k}}{Z_k} = \frac{\sqrt{F_{x_k}^k{}^2 + F_{y_k}^k{}^2}}{Z_k} \quad (11)$$

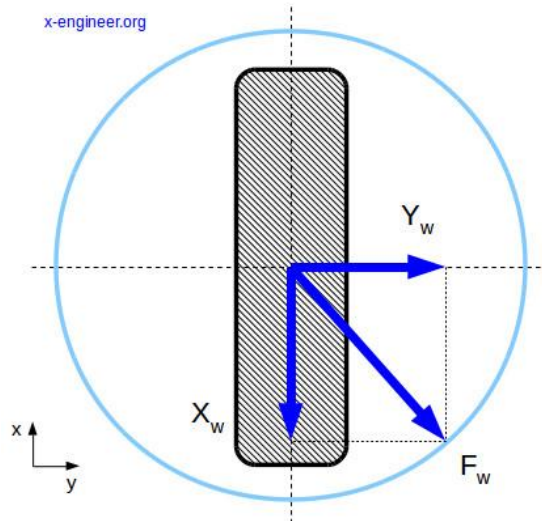
Jeśli wprowadzone zostanie założenie, że współczynnik przyczepności przyłgowej w kierunku wzdłużnym jest taki sam co w kierunku poprzecznym (co oznaczałoby jednakowe własności kontaktowe opony we wszystkich kierunkach) to prawdziwa jest zależność:

$$\mu_m \cdot Z_k \geq \sqrt{F_{x_k}^k{}^2 + F_{y_k}^k{}^2} \quad (12)$$

gdzie: $\mu_m = \mu_{xm} = \mu_{ym}$

Oznacza to, że ilustracją tej zależności jest tzw. koło Kamma (rys.11), gdzie

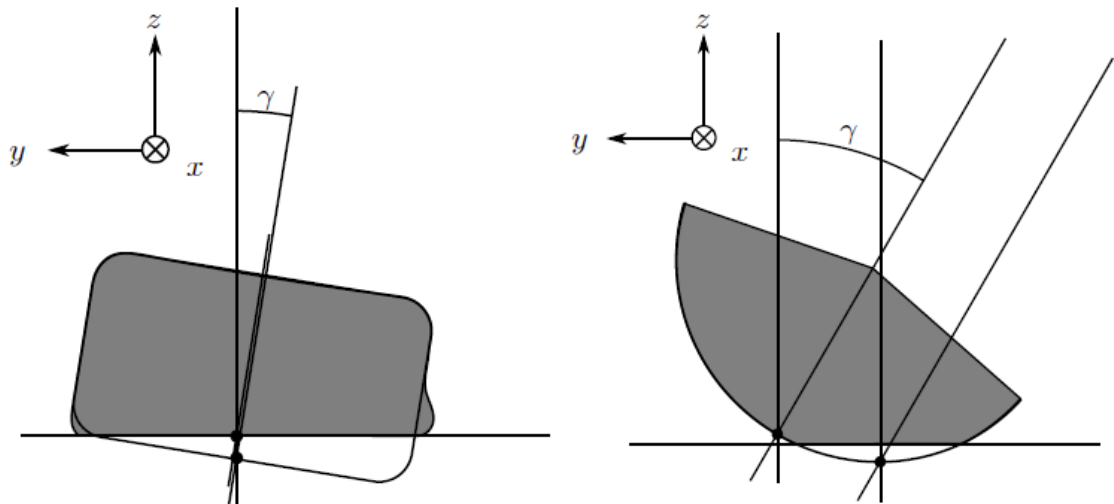
$$F_w = \mu_m \cdot Z_k$$



Rys. 11 Tzw. koło przyczepności opony [29]

oznaczenia: X_w - siła działająca na koło w osi x; Y_w - siła działająca na koło w osi Y; F_w - wypadkowa siła działająca na koło

Badania opon pojazdów i ich wyniki szeroko opisane są w literaturze [30,31]. Efektem prac ośrodków naukowych są różne modele opon samochodowych i motocyklowych. Model koła powinien zawierać podstawowe parametry geometryczne, takie jak np. kształt, średnica, a także więzy kontaktowe pomiędzy samą oponą, a jezdnią. Sposób modelowania opon samochodowych i motocyklowych jest podobny, różnice występują przede wszystkim we wprowadzonych parametrach. Znacząco różni się wyznaczanie położenia środka śladu styku opony z jezdnią. Różnice w budowie opon samochodowych i motocyklowych wynikają z innych kątów pochylenia koła w czasie jazdy. Pojazdy dwuśladowe w czasie jazdy po łuku nie wykazują dużych kątów pochylenia, a odchylenie od pionu występuje w kierunku przeciwnym do zakrętu. Natomiast pojazdy jednośladowe w czasie pokonywania zakrętów są pochylane w stronę zakrętu tak, aby wypadkowa siły ciężkości i siły odśrodkowej była równoważona przez siły reakcji nawierzchni i siłę poprzeczną pod oponami pojazdu (rys. 12).



Rys. 12 Położenie środka śladu przy pochyleniu koła samochodowego i motocyklowego [32]

Opony motocyklowe w części współpracującej z jezdnią mają kształt fragmentu torusa. Powoduje to, że położenie środka obszaru kontaktu z jezdnią zmienia się w czasie jazdy znacznie bardziej niż w przypadku opon samochodowych.

Przy budowie modelu matematycznego, aby utrzymać podobieństwo między modelami dla opon motocyklowych i samochodowych stosowany jest dodatkowy parametr, promień torusa tworzącego oponę. Dla modelu opony samochodu wynosi on 0. Modele opon motocyklowych powinny wykorzystywać dany promień torusa do wyznaczania przesunięcia środka śladu opony w funkcji kąta pochylenia koła.

Opona współpracująca z jezdnią odkształca się pod wpływem działania sił pionowych i poprzecznych. Przenoszenie sił wzdłużnych powoduje ponadto pojawienie się poślizgu obwodowego. Powoduje to, że rzeczywisty promień koła obliczany jest w modelach jako przybliżenie. Stosuje się następujące pojęcia:

promień statyczny - odległość osi koła od środka styku opony z jezdnią dla koła nieruchomego, obciążonego siłą pionową, o określonym ciśnieniu pompowania;

promień tocny - definiowany jako stosunek prędkości liniowej osi koła do jego prędkości kątowej:

$$r_t = \frac{v_x^k}{\omega_k} \quad (13)$$

promień dynamiczny - odległość osi koła od płaszczyzny działania sił stycznych. Dla nawierzchni nieodkształcalnych (np. asfalt, beton) odległość osi koła od płaszczyzny jezdni. Promień dynamiczny zależy od obciążenia koła, ciśnienia pompowania, prędkości jazdy, wielkości przenoszonych sił. Do obliczeń najczęściej przyjmowany jest jako stała wartość wyznaczona na podstawie obwodu toczenia C_r . Obwód toczenia to droga, jaką przebywa koło toczące się z określoną prędkością. Zazwyczaj jest to prędkość jazdy 60 km/h.

$$r_d = \frac{C_r}{2\pi} \quad (14)$$

Przenoszenie sił stycznych pomiędzy oponą i jezdnią powoduje odkształcenia opony i poślizgi mieszanki gumowej po powierzchni jezdni. Powoduje to różnicę pomiędzy teoretyczną prędkością postępową osi koła:

$$v_{teoret} = r_d \omega_k \quad (15)$$

a rzeczywistą prędkością postępową osi koła v_k . Stąd zasadne jest wprowadzenie poślizgu koła S , definiowanego różnie dla koła napędzanego i hamowanego. Dla koła napędzanego jest to stosunek różnicy prędkości obwodowej koła i prędkości postępowej osi koła do prędkości obwodowej koła:

$$\lambda = \frac{r_d \omega_k - v_k}{r_d \omega_k} \quad (16)$$

Dla koła hamowanego jest to stosunek różnicy prędkości postępowej osi koła i prędkości obwodowej koła do prędkości postępowej osi koła:

$$\lambda = \frac{v_k - r_d \omega_k}{v_k} \quad (17)$$

Dla łatwiejszego korzystania z tej wartości czasami podaje się poślizg w procentach:

$$\lambda = \frac{r_d \omega_k - v_k}{r_d \omega_k} \cdot 100\% \quad (18)$$

$$\lambda = \frac{v_k - r_d \omega_k}{v_k} \cdot 100\% \quad (19)$$

2.3.1. Model toczenia bez poślizgu

Jeden z najprostszych modeli, który nie uwzględnia poślizgu pomiędzy nawierzchnią i kołem $\lambda = 0$. Stąd prędkość liniowa koła dana jest prostą zależnością prędkości:

$$v_{x_k}^k = \omega_k r_d \quad (20)$$

a siła napędowa generowana przez koło:

$$F_{x_k}^k = \frac{M_{nk}}{r_d} \quad (21)$$

Model pomijający poślizg jest niedokładny w większości przypadków. Jedynie przy niewielkich prędkościach pojazdu ($< 1m/s$), bezpoślizgowy model może być stosowany. Siła poprzeczna działająca pod kołem:

$$F_{y_k}^k = -\mu \cdot \dot{v}_{y_k}^k \quad (22)$$

2.3.2. Liniowy model opony

Jednym z prostszych modeli matematycznych opony jest model liniowy. Zakłada on, że siły działające pod kołem wynoszą odpowiednio:

$$F_{x_k}^k = k_x \cdot \lambda \quad (23)$$

$$F_{y_k}^k = k_y \cdot \alpha \quad (24)$$

Siły te są proporcjonalne odpowiednio do poślizgu wzdłużnego koła i kąta znoszenia koła. Współczynniki odporności na poślizg i znoszenie koła k_x i k_y są wartościami stałymi. Model taki jest dokładny dla poślizgu koła $\lambda < 0,15$ i kąta znoszenia koła $\alpha < 0,1 \text{ rad}$. Dla większych wartości poślizgu koła lub kąta znoszenia siły wyliczone z modelu rzeczywistego są wyższe niż rzeczywiste siły działające na styku opony i jezdni.

2.3.3. Model Dugoffa

Jest to jeden z pierwszych nieliniowych modeli opon. Został opracowany w 1970 r. przez Howarda Dugoffa. Siły działające na styku opony i jezdni zależą od poślizgu podłużnego, kąta znoszenia, obciążenia pionowego i współczynnika przyczepności opony do nawierzchni μ [33]. Model ten jest zgodny dla ograniczonych wartości poślizgu. W następnych latach modyfikowano model Dugoffa. Jednym z ważniejszych rozwinięć jest model podany w [34] pozwalający uzyskać zgodne wyniki dla dużych wartości poślizgu kół. Model ten oblicza siły działające pod oponą z następujących zależności:

$$F_{x_k}^k = -\frac{k_x \cdot \lambda}{1 - \lambda} f(\kappa) \quad (25)$$

$$F_{y_k}^k = -\frac{k_y \cdot \tan^2 \alpha}{1 - \lambda} f(\kappa) \quad (26)$$

$$\kappa = \frac{\mu \cdot F_z^k (1 - \epsilon v \sqrt{\lambda^2 + \tan^2 \alpha}) (1 - \lambda)}{2 \sqrt{k_x^2 \lambda^2 + k_y^2 \tan^2 \alpha}} \quad (27)$$

$$f(\kappa) = \begin{cases} \kappa(2 - \kappa) & \text{dla } \kappa < 1 \\ 1 & \text{dla } \kappa \geq 1 \end{cases} \quad (28)$$

gdzie κ jest zmienną wewnętrzną modelu, a parametr ϵ jest parametrem służącym do dostrajania wpływu prędkości pojazdu na poślizg wzdłużny kół i wielkość kątów znoszenia.

Zaletą prostego modelu Dugoffa jest konieczność zbadania i kalibracji jedynie trzech parametrów k_x , k_y i ϵ , natomiast jego największą wadą w stosunku do bardziej skomplikowanych modeli jest pominięcie momentu stabilizującego działającego wokół osi Z. Model opony Dugoffa jest zgodny w szerokim zakresie poślizgów podłużnych i kątów znoszenia, ale w czasie ekstremalnych manewrów, np. podczas jazdy ze złożeniem poślizgów wzdłużnego i poprzecznego obliczane siły nie są zgodne z rzeczywistymi siłami pod kołem. W obliczeniach numerycznych model Dugoffa jest niestabilny dla niskich prędkości jazdy.

2.3.4. Model Pacejki

Model opony opracowany przez Hansa B. Pacejkę jest nazywany również modelem „Magic Formula”, ponieważ nie korzysta z żadnych praw fizycznych. Ten empiryczny model oparty jest o równania matematyczne, które bardzo dobrze opisują mierzone w czasie badań drogowych siły na styku opony i jezdni. Siły i moment stabilizujący koła obliczany jest za pomocą podawanych parametrów równań. Podstawowa forma *Magic Formula* zaprezentowana jest poniżej [31]:

$$F_{z_k}^k = D_x \cdot \sin(C_x \cdot \arctan(B_x \lambda - E_x(B_x \lambda - \arctan(B_x \lambda)))) \quad (29)$$

$$F_{y_k}^k = D_y \cdot \sin(C_y \cdot \arctan(B_y \alpha - E_y(B_y \alpha - \arctan(B_y \alpha)))) \quad (30)$$

gdzie poszczególne parametry nazywane są:

B - współczynnik sztywności

C - współczynnik kształtu

D - wartość szczytowa

E - współczynnik krzywizny

Pozostałe oznaczenia jak w pracy.

Model Hansa Pacejki jest obecnie szeroko stosowany w przemyśle motoryzacyjnym do przeprowadzania symulacji, jest względnie szybki i dokładny. Nawet w motosporcie większość symulacji przeprowadzanych dla samochodów wyścigowych wykorzystuje model Pacejki. Podobnie jak w poprzednio opisanych modelach, przy niskich prędkościach obliczenia poślizgu kół i kąta znoszenia są niestabilne dla obliczeń numerycznych. Dokładność modelu można jeszcze zwiększyć jeśli parametry B, C, D, E będą funkcjami zależącymi od wzdłużnej prędkości pojazdu v_x , obciążenia pionowego F_z , współczynnika przyczepności opon do nawierzchni μ i kąta pochylenia koła γ .

2.4. Problematyka stabilności ruchu wąskich pojazdów miejskich (analiza literaturowa)

Podstawowym problemem stabilności ruchu wąskich pojazdów jest ich mała odporność na wywracanie. Niewielki rozstaw kół i wysoko położony środek mas powodują, że rozwiązanie problemu zapewnienia stabilności przechyłowej w przeciętnych warunkach ruchu jest bardzo trudne. Problematyka stabilności wąskich pojazdów, a w szczególności pojazdów trójkołowych jest tematem wielu opracowań naukowych, począwszy od Hustona [35], a następnie Karnoppa [36] do współczesnych opracowań Berota [37], Sindha [38], Jubina [39] i wielu innych. Wiele z tych opracowań, zgodnie z sugestią Karnoppa [36], dotyczy przechyłu nadwozia pojazdu w celu zwiększenia odporności na wywrócenie, podobnie jak w pojazdach jednośladowych, oraz problematyki sterowania takim przechyłem.

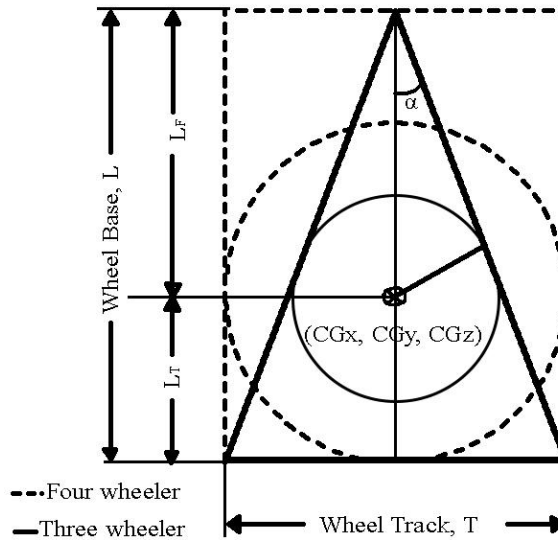
2.4.1. Wskaźniki oceny stabilności wąskich pojazdów

Do oceny odporności pojazdu na wywrócenie powszechnie stosowany jest wskaźnik SSF (static stability factor) stosowany między innymi przez NHTSA [40], wyrażony wzorem:

$$SSF_{4Ws} = \frac{b}{2h} \quad (31)$$

Wzór ten pozwala określić wskaźnik bezpieczeństwa dla pojazdów czterokołowych i pozwala na określenie wartości względnego przyśpieszenia poprzecznego, dla którego żadne z kół pojazdu nie zostanie oderwane od nawierzchni drogi. W przypadku pojazdów trójkołowych znaczącą rolę odgrywa położenie środka

masy w stosunku do rozmieszczenia kół [41] (rys. 13 - gdzie L – rozstaw osi, L_F – odległość osi przedniej od środka masy, L_T – odległość osi tylnej od środka masy, T – rozstaw kół, α - kąt pomiędzy odcinkami łączącymi środki śladów styku opon z nawierzchnią; linią przerywaną wyrysowano wielkości dla pojazdu czterokołowego; linią ciągłą wyrysowano wielkości dla trójkołowca).



Rys.13 Porównanie koła stabilności pojazdu czterokołowego i trójkołowca [38]

W przypadku pojazdów trójkołowych wskaźnik SSF_{3Ws} jest określony następującym wzorem:

$$SSF_{3Ws} = \frac{b}{2h} \frac{(l - l_1)}{l} \cos\alpha \quad (32)$$

Wskaźnik ten należy traktować orientacyjnie ponieważ dotyczy on procesów quasi statycznych. Ponadto nie uwzględniany jest przechył pojazdu, charakterystyki zawiesznień oraz charakterystyki opon. W przypadku procesów dynamicznych np. hamowania, względnie przyspieszania, pojazdy trójkołowe w zależności od konfiguracji reagują w odmienny sposób. Podczas przechyłu pojazdu środek mas przemieszcza się, co przedstawia rys.14 (na rysunku kąt przechyłu pojazdu oznaczony θ). Wartość momentu od sił działających na środek mas wynosi:

$$M_p = Zh \cos\alpha \cos\theta \quad (33)$$

gdzie :

Z -wypadkowa z sił działających na środek masy

h – odległość środka masy od środka przechyłu,

α – kąt między wypadkową sił Z , a prostą prostopadłą do osi przewracania przechodzącą przez środek masy

θ – kąt przechyłu.

$$Z = \sqrt{\left(\frac{W a_y}{g}\right)^2 + \frac{W V_y^2}{g R}} - 2 \frac{W a_y}{g} \frac{W V_y^2}{g R} \sin \gamma \quad (34)$$

gdzie:

W – ciężar pojazdu,

V_y - prędkość wzdłużna pojazdu,

a_y - przyspieszenie wzdłużne pojazdu

R – promień łuku,

γ - kąt między wypadkową sił poprzecznych, a osią x

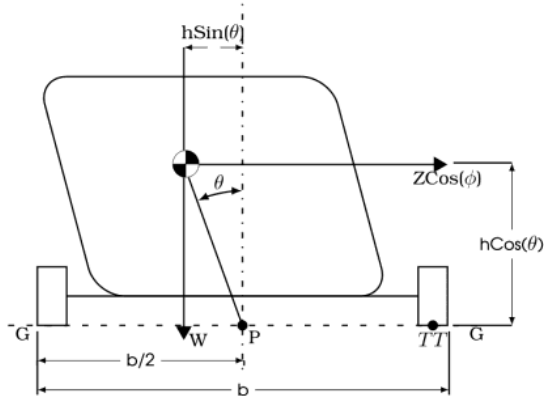
δ - Kąt między normalną do osi TT a osią x

Warunkiem stabilności jest :

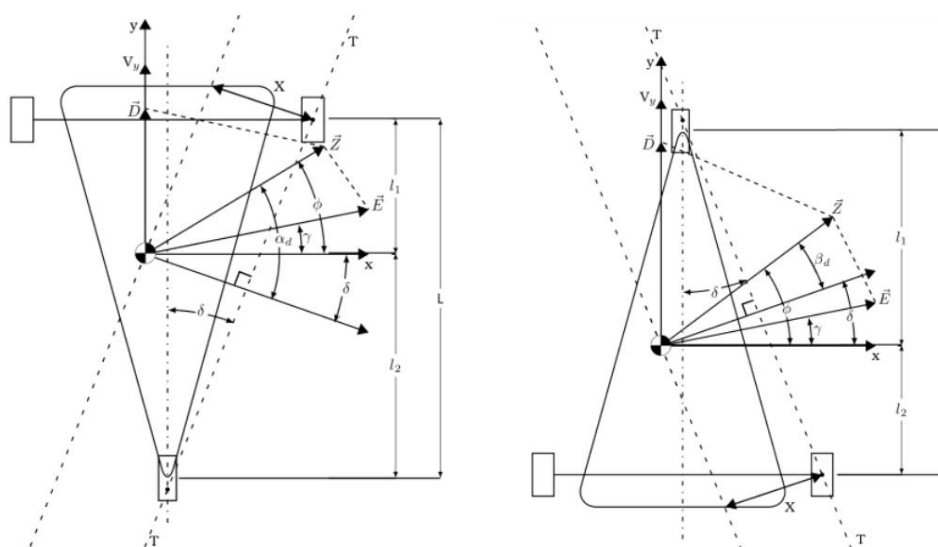
$$\sum M_{TT} = -W \left(l_2 + \frac{Z h l \sin \theta}{b} \right) \sin \delta + Z h \cos \alpha \cos \theta < 0 \quad (35)$$

Oczywiście analiza dotyczy uproszczonego modelu pojazdu bez uwzględniania wpływu charakterystyk zawiesznień i ogumienia w warunkach quasistatycznych niemniej może być wykorzystana do przybliżonego oszacowania wpływu parametrów pojazdu na jego stabilność. Może być również wykorzystana do uproszczonej analizy pojazdów nieprzechyłowych.

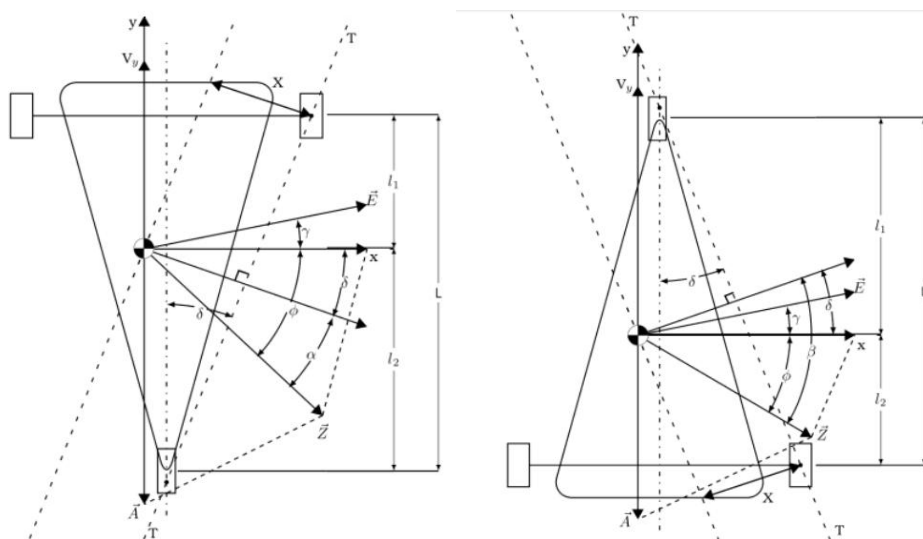
Wartość wypadkowej siły Z zależy od wartości przyspieszenia względnie opóźnienia a_y . W zależności od konstrukcji pojazdu wpływ wartości a_y jest zróżnicowany. W przypadku pojazdu typu tadpole znaczący wpływ ma przyspieszenie pojazdu, a przypadku pojazdu typu delta opóźnienie. Rozkład sił dla procesu hamowania przedstawiono na rys. 15, a dla procesu przyspieszania na rys. 16. Autorzy artykułu zwracają uwagę na fakt bardzo silnego wpływu położenia środka masy względem osi z dwoma kołami, im ta odległość mniejsza tym pojazd bardziej stabilny.



Rys. 14 Widok z przodu modelu tadpole [39]

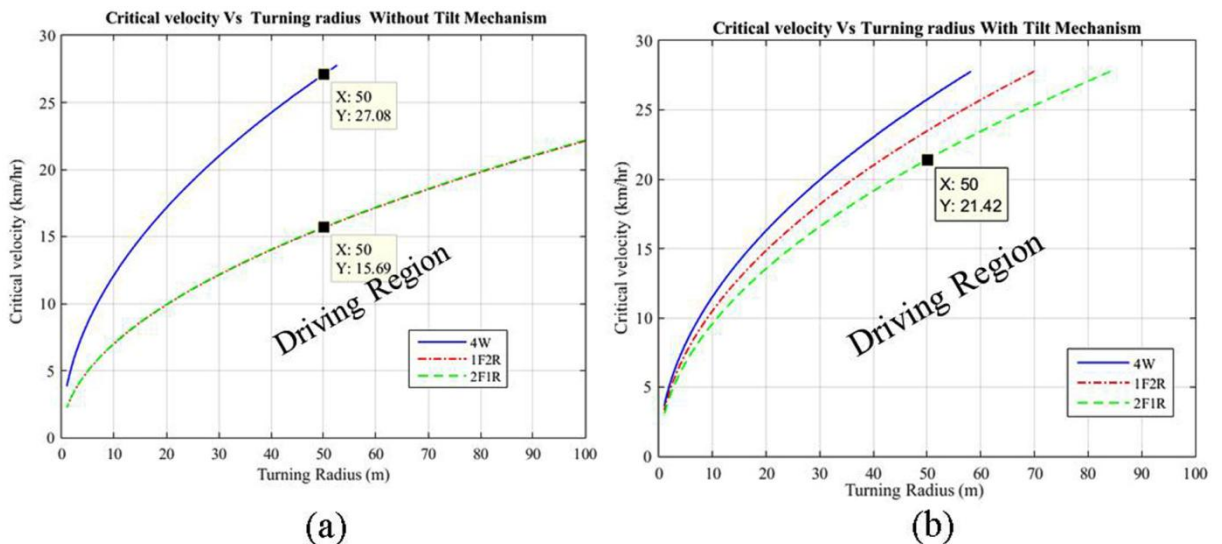


Rys. 15 Siły działające na pojazd w przechyle podczas hamowania [39]
tadpole delta



Rys. 16 Siły działające na pojazd w przechyle podczas przyspieszania [39]
tadpole delta

Wykorzystanie aktywnego przechyłu pojazdu może w sposób zdecydowany poprawić jego stabilność podczas jazdy po łuku [42]. Wyniki badań prowadzonych przez Sindha [38] pozwoliły na porównanie pojazdów czterokołowych z pojazdami trójkołowymi. Uzyskane rezultaty pozwalają na stwierdzenie, że właściwe różnice między pojazdami czterokołowymi i trójkołowymi, jeśli chodzi o odporność na wywracanie są niezauważalne (Rys. 17b).



Rys. 17 Prędkość krytyczna pojazdów trójkołowych bez mechanizmu przechyłu oraz z mechanizmem przechyłu w porównaniu z pojazdami czterokołowymi [38]

oś pionowa - prędkość jazdy; oś pozioma - promień łuku; 4W - pojazd czterokołowy; 1F2R - trójkołowiec w układzie „delta”; 2F1R - trójkołowiec w układzie „tadpol”

Wykorzystanie przechyłu pojazdu w przeciwną stronę niż działające siły wynikające z przyspieszenia odśrodkowego pozwala nie tylko na zdecydowane ograniczenie tendencji do wywracania, ale również zwiększa komfort jazdy poprzez ograniczenie odczuwania przez użytkowników oddziaływania przyspieszenia poprzecznego [43]. Niestety realizacja mechanizmu przechyłu oraz systemu sterowania tym mechanizmem jest zagadnieniem bardzo złożonym [44]. W przypadku pojazdów samochodowych, a nie motocykli, zastosowanie biernego systemu przechyłu (passive tilt control) nie jest możliwe ze względu na parametry bezwładnościowe pojazdów. Inne systemy to systemy aktywne takie jak DTC (Direct Tilt Control), STC (Steering Tilt Control) czy też kombinacja tych dwu systemów (STDC). Pozostają one ciągle w zakresie badań w wielu ośrodkach naukowych [45, 46], a ich zastosowanie wymaga nie

tylko opracowania algorytmów sterowania akceptowalnych przez użytkowników, ale również dodatkowych urządzeń wykonawczych [47]. Stąd też zarówno Clever jak Carver, czy też Toyota I-road nie odniosły sukcesu komercyjnego pozostając pojazdami niszowymi. Pojazdy przechyłowe nie tylko wymagają specjalnych układów przechyłowych, ale również konstrukcja podwozia tego typu pojazdów jest odmienna od typowych pojazdów. Pociąga to oczywiście zwiększenie kosztów produkcji. W krajach azjatyckich bardzo popularne są pojazdy trójkołowe budowane z wykorzystaniem elementów motocykli pozbawione możliwości przechyłu. Zazwyczaj stosowane w tych pojazdach układy kierownicze mają przełożenie kinematyczne równe 1 co powoduje, że przy panicznej reakcji kierowcy dochodzi do wywrócenia pojazdu. Raja Azmin i inni [48] zaproponował w swojej pracy zastosowania aktywnego układu kierowniczego. Wg raportu NHTSA [49] wprowadzenie aktywnego układu kierowniczego zmniejszyło o 34 % poważne skutki wypadków pojazdów typu SUV. Biorąc ponadto pod uwagę, że system SDTC i STC też wymaga zastosowania aktywnego układu kierowniczego (steer by wire), można rozważyć wykorzystanie w pojazdach trójkołowych aktywnego układu kierowniczego w celu uniknięcia wywrócenia pojazdu. Azmin i Piyabongkarn [48, 50] wykorzystują wskaźnik zmiany normalnego obciążenia kół jako wielkość decydującą o wartości kąta skrętu kół kierowanych. W przypadku pojazdów trójkołowych jest on łatwy do wyznaczenia, ponieważ za odporność na wywrócenie odpowiada tylko jedna oś przednia lub tylna w zależności od konfiguracji pojazdu.

Wskaźnik ten, nazwany LLTR (Lateral load transfer ratio) jest wyrażony przez następujące równanie:

$$LLTR = \frac{F_{zr} - F_{zl}}{|F_{zr} + F_{zl}|} \quad (36)$$

gdzie:

F_{zr} – siła pionowa pod kołem prawym

F_{zl} – siła pionowa pod kołem lewym

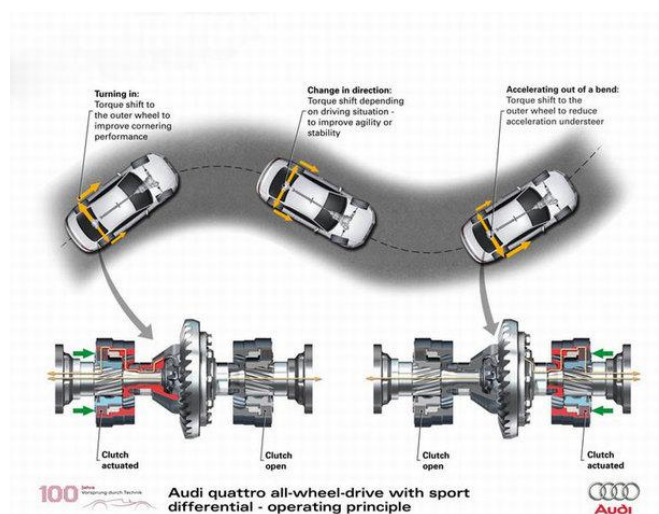
Jako graniczna przyjmowana jest wartość tego wskaźnika na poziomie 0.8. Przeprowadzone przez Azmin symulacje wykazały dużą skuteczność zastosowanej regulacji, przy czym do analizy wykorzystano manewr typu fishhook.

2.4.2. Systemy ograniczające wywracanie pojazdu

W typowych pojazdach w celu ograniczenia możliwości wywrócenia pojazdu wykorzystuje się system ESC (Electronic Stability Control) [51]. Skuteczność tego systemu jest powszechnie znana i potwierdzona tak, że stanowi on obowiązkowe wyposażenie współcześnie produkowanych samochodów. Na podstawie informacji z czujnika obrotu koła kierownicy system oblicza intencję kierowcy co do toru ruchu pojazdu [52]. Zadany tor ruchu jest na bieżąco porównywany z rzeczywistym torem. Dla zapewnienia odpowiedniego toru ruchu pojazdu wykorzystywane są między innymi siły styczne powstające poprzez wykorzystanie układu hamulcowego [53]. Zastosowanie tego systemu nie wymaga wprowadzenia poważnych zmian w konstrukcji pojazdu. Stąd też uwzględniając limity kosztów produkcji wąskiego pojazdu system ESC wydaje się być najbardziej odpowiedni dla zapewnienia stabilności ruchu. Wykorzystanie sił hamowania w celu uzyskania odpowiedniej wartości momentu odchyłającego jest rozwiązaniem najprostszym bowiem współczesne samochody są wyposażane w system ABS, który w swojej części wykonawczej posiada zawory trójstanowe umożliwiające regulację momentu hamującego każdego koła. Rozwiązanie jest najprostsze, ale każde zadziałanie systemu powoduje utratę energii przez pojazd.

Podjęte próby regulacji wartości momentów napędowych na kołach jednej osi prowadzą zazwyczaj do skomplikowanych układów napędowych i stąd ich zastosowanie nie jest powszechne, pomimo płynących z tego korzyści. Różnicowanie momentów napędowych może poprawiać własności jezdne pojazdu poprzez zmianę charakterystyk kierowności pojazdu [54], poprawę bezpieczeństwa czynnego [55], poprawę kierowności [56], zmniejszenie zużycia energii (paliwa) [57], poprawę własności terenowych pojazdu [58] i w czasie jazdy w złych warunkach drogowych [59], a także subiektywnego "wyczucia" pojazdu przez kierowcę [60]. Przykładowo regulacja wartości momentów napędowych (torque vectoring) została zastosowana w samochodach koncernu Volkswagen [61] (rys.18). Niestety układ napędowy stał się bardzo skomplikowany bowiem wprowadzono dodatkowe sprzęgła i przekładnie. Podobnie rozwiązanie Honda SH-AWD wymagało zastosowania międzyosiowego sprzęgła wielopłytkowego wraz z planetarną przekładnią przyspieszającą na wale napędzającym tylną oś i dodatkowych sprzęgieł na półosiach [62]. W żadnym

opisywanym rozwiązaniu technicznym nie możemy uzyskać ujemnego momentu napędowego. Jedynie rozwiązanie Mitsubishi S-AWC może pracować zarówno przy napędzie jak i przy hamowaniu pojazdu [56] (w przeciwieństwie do np. systemu SH-AWD gdzie przekładnia przyspieszająca znajduje się jedynie na wale napędowym tylnej osi - nie ma możliwości przekazywania momentu pomiędzy półosiami bez napędu pojazdu). Wykorzystuje on planetarne przekładnie przyspieszające sterowane za pomocą hydraulicznie włączanych sprzęgieł wielopłytkowych na półosiach napędowych.

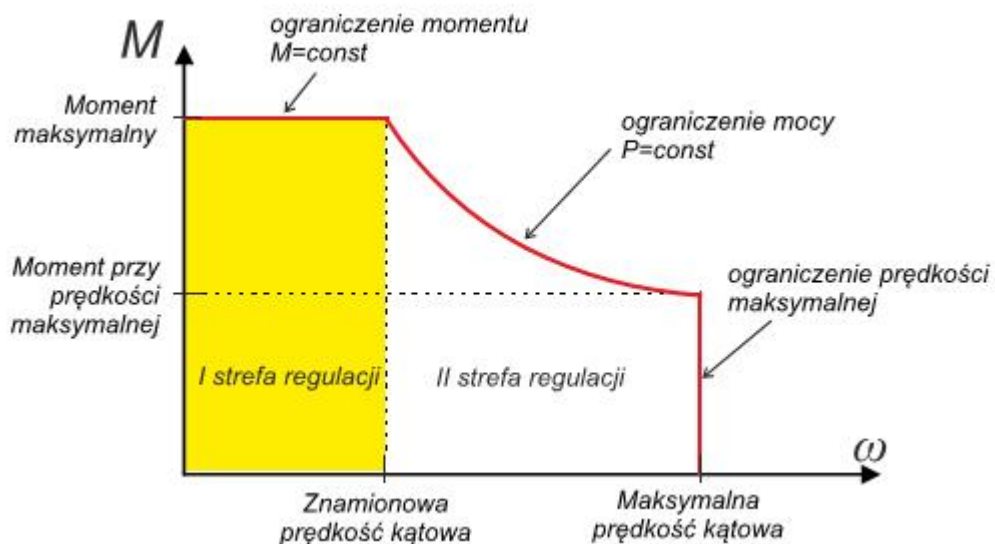


Rys. 18 Regulacja momentów napędowych na poszczególne tylne koła pojazdu [46]

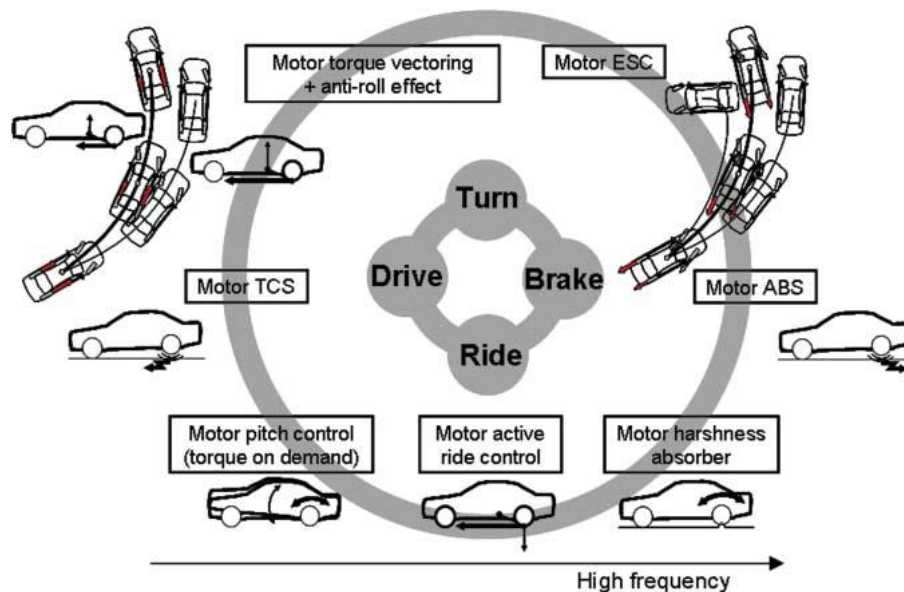
Dla pojazdów trójkołowych rozważania dotyczące systemu ESC z wykorzystaniem układu hamulcowego stanowią tematykę opracowania Saedi [63]. Przeprowadza on badania symulacyjne pojazdu trójkołowego z jednym kołem z przodu oraz pojazdu trójkołowego z jednym kołem z tyłu. Wyniki symulacji dla pojedynczej zmiany pasa ruchu i manewru J turn porównuje z wynikami pojazdu czterokołowego o podobnych parametrach masowych i długościowych. Z przedstawionych badań wynika, że oceniając stabilność poprzeczną najlepiej wypada pojazd z jednym kołem z przodu niezależnie od użycia systemu ESC. Pojazdem, w którym utrata stabilności następuje przy najmniejszej prędkości wzdłużnej jest pojazd trójkołowy z jednym kołem z tyłu. W modelu sterownika nie uwzględniono przechyłu pojazdu.

Skomplikowane układy napędowe w celu uzyskania możliwości sterowania siłami napędowymi niewątpliwie stanowią pewne ograniczenie w ich powszechnym

zastosowaniu jako układy ESC. Odmiennie sytuacja przedstawia się jeśli wykorzystamy silniki elektryczne zamontowane w kołach pojazdu. Silniki elektryczne (np. BLDC czy PMSM) mają charakterystyki momentu i mocy zbliżone do charakterystyki pożądanej. Napęd elektryczny umożliwia pracę ze stałym momentem obrotowym od prędkości 0 do prędkości znamionowej (I strefa regulacji). Powyżej prędkości znamionowej silnik pracuje ze stałą mocą - malejący moment napędowy (II strefa regulacji) - rys. 19. Takie własności silnika elektrycznego upraszczają budowę układów napędowych. Ze względu na wytwarzanie momentu obrotowego przy prędkości obrotowej równej 0 rad/s zbędne staje się sprzęgło [64]. Wartość prędkości maksymalnej i momentu napędowego na kołach pojazdu ustala się poprzez dobór przełożenia stałego i promienia dynamicznego kół napędowych. Na plusy i minusy zastosowania silników elektrycznych w kołach wskazuje między innymi w swojej pracy Murata [65] (rys. 20).



Rys.19 Charakterystyka silnika elektrycznego [66]



Rys. 20 Możliwości wykorzystania silników elektrycznych w kołach pojazdu [65]

Silniki elektryczne w kołach pojazdu charakteryzują się [67,68]:

- małym czasem zwłoki w uzyskaniu określonej wartości momentu,
- możliwością uzyskania precyzyjnie żądanej wartości momentu.
- możliwością uzyskania momentu w obu kierunkach ruchu.

Przez powyższe uzyskuje się w całym pojeździe:

- minimalizację wpływu drgań układu napędowego,
- wyeliminowanie układu przeniesienia napędu, w tym przekładni głównej, mechanizmów różnicowych, półosi napędowych, co zapewnia znaczne zmniejszenie masy pojazdu i kosztów produkcji,
- zmniejszenie wpływu na środowisko,
- zwiększenie przestrzeni wewnątrz pojazdu,
- możliwość podniesienia skuteczności systemów ABS poprzez szybsze rozpędzanie kół pojazdu (i powrócenia poślizgu wzdłużnego do optymalnego poziomu) po utracie przyczepności w czasie hamowania.

Jak wynika z rys. 20 silniki elektryczne mogą być wykorzystane w celu poprawy działania systemu ABS, przy wytwarzaniu zróżnicowanych sił napędowych jako system ESC, również przy wytwarzaniu zróżnicowanych sił napędowych dla uzyskania efektu zmniejszenia tendencji do wywracania oraz jako układ zastępujący system TCS [69]. Oczywiście zamontowanie silników elektrycznych w kołach pojazdu

powoduje znaczne zwiększenie wartości mas nieresorowanych co wymaga wprowadzenia zmian konstrukcyjnych w zawieszeniu. Zmiany również muszą być wprowadzone do układu sterowników systemami ABS aby nie zakłócać ich pracy [70]. Niemniej jednak sensowność montażu silników elektrycznych w kołach niektórych typów pojazdów, co potwierdziły między innymi uzyskane przez Murate wyniki badań Toyoty Yaris [65], nie budzi wątpliwości.

W 2008r. firma MIRA Ltd. przedstawiła hybrydowy pojazd z napędem na cztery koła. Przednionapędowy samochód z silnikiem spalinowym Skoda Fabia został wyposażony w dwa dodatkowe silniki elektryczne napędzające koła tylnej osi. Silniki mogły być sterowane indywidualnie. W przypadkach niskiej przyczepności pod kołami przedniej osi napędowej lub w celu osiągnięcia maksymalnego przyspieszenia napędzane były w kierunku zgodnym z kierunkiem ruchu, a w czasie hamowania działały jako prądnice (hamowanie rekuperacyjne). W celu wytworzenia dodatkowego momentu odchylającego silniki zasilane były przeciwnie - jeden produkował siłę zgodną z ruchem pojazdu, drugi przeciwną do jego ruchu - jako prądnica - energia w nim wytworzona trafiała bezpośrednio do przeciwnego silnika. Dzięki temu bardzo niskim nakładem energetycznym, a także bez wpływu na prędkość wzdłużną pojazdu wytworzony był moment odchylający ruch pojazdu [71].

W samochodach elektrycznych drugiej generacji - posiadających co najmniej dwa silniki napędowe niezależnie napędzające osie lub koła pojazdu możliwe jest osiągnięcie różnicowania momentu napędowego bez dodatkowych nakładów i przebudowy konstrukcji. Indywidualne sterowanie silników pozwala na płynny rozdział momentu, a nawet na generowanie przeciwnych zwrotami sił napędowych (np. jak w niektórych pojazdach gąsienicowych). Dzięki temu wytwarzany moment odchylający tor ruchu jest większy niż możliwy do osiągnięcia w mechanicznych systemach różnicowania momentu napędowego.

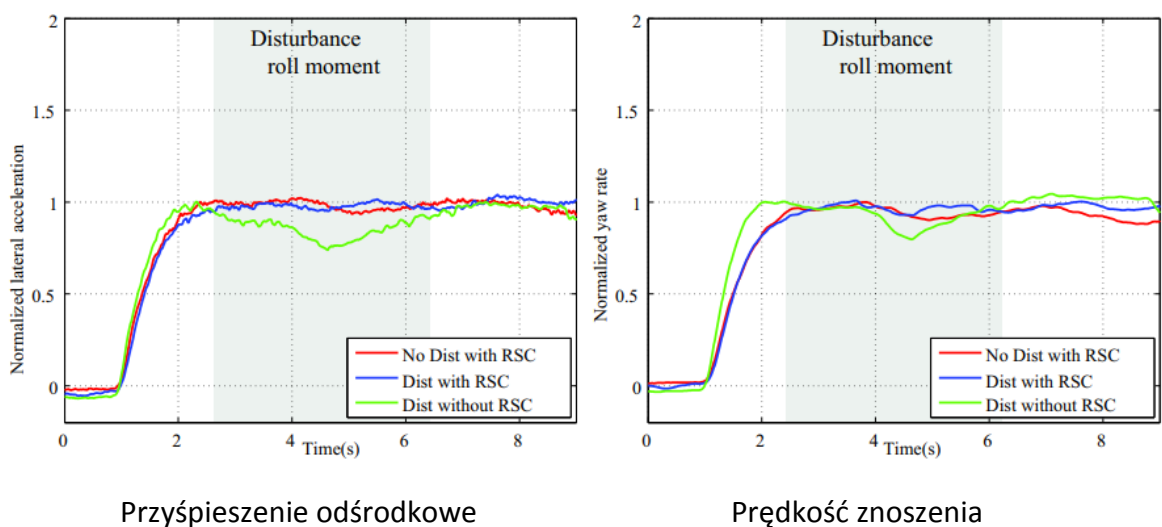
Sterowanie maszynami elektrycznymi jest bardzo dokładne i ma niewielką zwłokę, dzięki temu różnicowanie momentu napędowego może być dostosowane do aktualnych warunków drogowych. Stosowanie osobnych silników do napędu poszczególnych kół pojazdu pozwala na rezygnację z mechanizmów różnicowych międzyosiowych i znajdujących się na osiach pojazdu.

Silniki elektryczne w kołach to dla wąskich pojazdów rozwiązanie techniczne, które powinno zapewnić nie tylko prostotę układu napędowego, a co za tym idzie możliwość obniżenia kosztów wytwarzania, ale również pozwolić na ich wykorzystanie dla zapewnienia stabilności pojazdu [72]. Wysokie, wąskie pojazdy znakomicie znajdujące się w ruchu miejskim muszą być wyposażane w urządzenia zapobiegające ich wywróceniu. Istotnym problemem jest określenie kiedy i w jaki sposób powinny zadziałać silniki napędowe, aby wytworzyć odpowiedni rozdział momentu napędowego [57]. Wyznaczenie odpowiedniego wskaźnika początku wywracania (RI-roll index) jest tematem wielu opracowań. Kawashima i inni [73] proponuje wprowadzenie RI w następującej formie:

$$RI = C_1 \left(\frac{|\varphi|\dot{\varphi}_{th} + |\dot{\varphi}|\varphi_{th}}{\varphi_{th}\dot{\varphi}_{th}} \right) + C_2 \frac{|a_y|}{a_{yth}} + (1 - C_1 - C_2) \frac{|\varphi|}{\sqrt{\varphi^2 + \dot{\varphi}^2}} \quad (37)$$

Gdzie: C_1 , C_2 przyjęte stałe, a φ_{th} i a_{yth} to odpowiednio kąt przechyłu i przyspieszenie poprzeczne powodujące wywrócenie, wyznaczone z analizy statycznej pojazdu.

Wyniki badań symulacyjnych pojazdu z systemem ograniczania przechyłu (nazwanego RSC) opierającego swoje działanie o obliczany parametr RI przedstawiono na rys. 21. Jako wykonywany manewr przyjęto gwałtowny obrót koła kierownicy o kąt 240° przy prędkości jazdy 20 km/h. Zaburzenie w postaci bocznego wiatru wprowadzono około 2,5 s po rozpoczęciu symulacji. W przypadku symulacji pojazdu bez systemu kontroli przechyłu (RSC) pojazd stał się niestabilny.



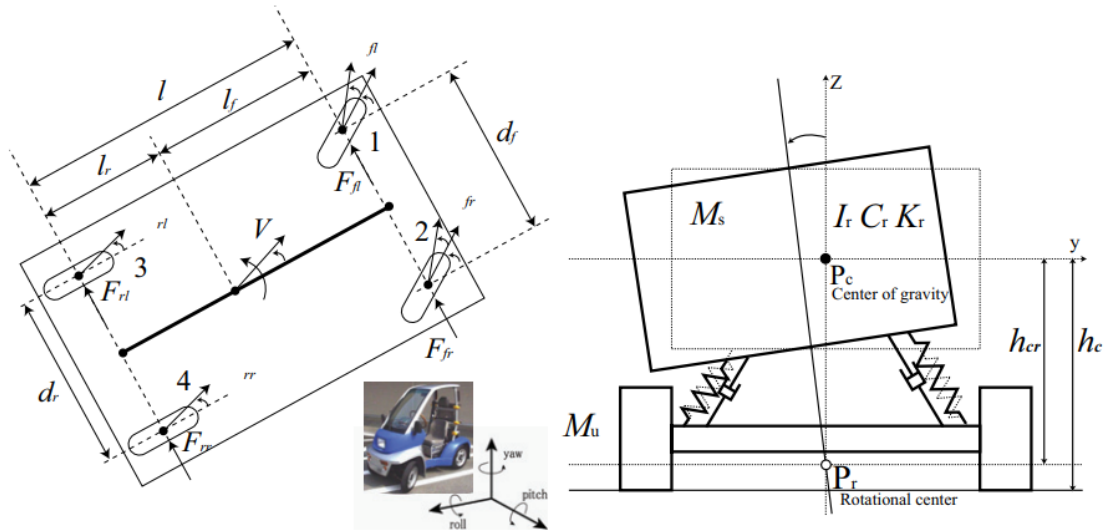
Rys. 21 Porównanie zachowania pojazdu [73]

kolor czerwony – pojazd z systemem kontroli przechyłu, przejazd bez zaburzenia jazdy;

kolor niebieski – pojazd z systemem kontroli przechyłu, przejazd z zaburzeniem ruchu;

kolor zielony – pojazd bez systemu kontroli przechyłu, przejazd z zaburzeniem ruchu;

Przeprowadzanie wszelkich analiz, jak również opracowywanie sterowników wymaga przyjęcia określonego modelu matematycznego. Przykładowo Kawashima wykorzystuje model o trzech stopniach swobody (rys. 22) uwzględniający wpływ charakterystyk zawiesznień na wartości obciążeń normalnych kół.



Rys. 22 Model fizyczny samochodu [73]

Jest to model o trzech stopniach swobody opisany 3 liniowymi równaniami ruchu.

$$Mv(\dot{\beta} + \dot{\psi}) = \sum F_y \quad (38)$$

$$I_z \ddot{\psi} = (F_{yfl} + F_{yfr})l_f - (F_{yrl} + F_{yrr})l_r \quad (39)$$

$$M_s h_{cs} a_y = I_r \ddot{\varphi} + C_r \dot{\varphi} + K_r \varphi - M_s g h_{cr} \sin \varphi \quad (40)$$

A w przypadku oderwania koła równanie przyjmie postać:

$$M_s h_{cr} a_y = I_{r2} \ddot{\varphi} - M_s g h_{cr} \sin \varphi + M_s g \frac{d}{2} \cos \varphi \quad (41)$$

gdzie:

F_{yfl} – siła działająca pod kołem przednim lewym,

F_{yfr} – siła działająca pod kołem przednim prawym,

F_{yrl} – siła działająca pod kołem tylnym lewym,

F_{yrr} – siła działająca pod kołem tylnym prawym,

l_f – odległość osi przedniej od środka masy,

l_r – odległość osi tylnej od środka masy,
 h_{cs} – odległość środka masy od osi przechyłu wzdłużnego nadwozia,
 h_{cr} – odległość środka masy od osi przewracania,
 d – rozstaw kół pojazdu,
 M_s – moment działający na płaszczyźnie Z-Y,
 I_r – moment bezwładności względem osi przechyłu,
 I_{r2} – moment bezwładności względem osi przewracania,
 K_r – sztywność przechyłowa zawieszenia,
 C_r – tłumienie przechyłowe zawieszenia.

Przechył pojazdu w kierunku wzdłużnym jest często pomijany, natomiast w wielu opracowaniach przeprowadzana analiza teoretyczna ogranicza się do zakresu odrywania się koła od nawierzchni czyli ruch pojazdu opisany jest tylko 3 równaniami. Wartości obciążeń normalnych wyznaczone są przy wykorzystaniu sztywności przechyłowej pojazdu K_r . Wartości sił bocznych są wyznaczone przy przyjęciu odpowiedniego modelu współpracy koła ogumionego z drogą, często jest to model liniowy [74]. Prezentowany model fizyczny i matematyczny pojazdu charakteryzuje się uwzględnieniem w modelu oderwania kół od nawierzchni drogi i tym różni się od powszechnie wykorzystywanych w analizach stabilności ruchu modeli pojazdów. Przechył pojazdu w kierunku wzdłużnym jest często pomijany.

Podsumowanie

Uzyskanie stabilności w szerokim zakresie parametrów ruchu pojazdu jest bardzo trudnym problemem w przypadku pojazdów o niewielkim rozstawie kół (narrow track vehicle) oraz wysokim położeniu środka mas. Podstawowym problemem jest łatwość wywracania się tego typu pojazdów i ona też stanowi podstawowe zagrożenie w ruchu pojazdu. Zastosowanie przechyłu pojazdu zdecydowanie poprawia stabilność ruchu, a wręcz pozwala na uzyskanie parametrów ruchu pojazdu niespotykanych dla typowych pojazdów czterokołowych. Niestety realizacja przechyłu pojazdu wymaga specjalnej konstrukcji podwozia pojazdu oraz zastosowania urządzeń przechylających i systemów ich sterowania. Takie rozwiązanie techniczne znacznie powiększa koszty realizacji pojazdu uniemożliwiając jego powszechne stosowanie.

Ponadto w celu między innymi obniżenia kosztów realizacji, poprawienia zdolności manewrowych, często wąskie pojazdy miejskie są realizowane jako pojazdy trzykołowe. Jeżeli zatem nie chcemy zrealizować bardzo kosztowych przechyłowych pojazdów dla zapewnienia stabilności powinniśmy wykorzystać systemy zapewniające stabilność, również w przypadku tendencji do wywrócenia czyli systemy wykorzystujące między innymi regulowane przez układ hamulcowy lub napędowy siły styczne. Projektowane współcześnie miejskie pojazdy są zazwyczaj pojazdami elektrycznymi lub hybrydowymi. Zastosowanie w pojazdach silników elektrycznych w kołach umożliwia stosunkowo prostą realizację, jak wykazano w przeglądzie literatury, systemów poprawiających stabilność ruchu pojazdu.

3. Cel i zakres pracy

Celem pracy jest opracowanie aktywnego systemu zapobiegającego przewracaniu wąskiego pojazdu poprzez różnicowanie sił napędowych. Regulacja sił napędowych wpływa na komfort jazdy i bezpieczeństwo czynne pojazdu. Różnicowanie momentu napędowego dostarczanego do kół pojazdu pozwala dynamicznie zmieniać charakterystyki sterowności tak, aby poprawić kierowność i wykonywanie manewrów przy niskich prędkościach jazdy oraz zwiększyć stabilność toru ruchu pojazdu przy wykonywaniu manewrów przy granicznych przyspieszeniach poprzecznych. Ponadto celem użytkowym pracy jest zbudowanie systemu zgodnie z opracowaną koncepcją sterowania i instalacja systemu w wąskim pojeździe MIST oraz sprawdzenie działania systemu w czasie prób drogowych.

Do najważniejszych celów pracy należy zaliczyć:

- ocenę istotności wpływu rozdziału momentu napędowego na zachowanie się układu kierowca – pojazd,
- prezentacja metodyki i wykonanie badań drogowych stateczności i kierowności,
- przedstawienie i wybór kryteriów oceny kierowności i stateczności na podstawie analiz modelu matematycznego oraz przeprowadzonych badań drogowych,
- analizę działania algorytmu sterującego pracą silników i określenia dodatkowych sygnałów wejściowych do sterownika,
- analizę zmian charakterystyki stateczności i kierowności po zastosowaniu sterowania zapewniającego różnicowanie momentu napędowego,
- sformułowanie wniosków oraz sposobu postępowania przy doborze parametrów działania sterownika, w oparciu o zaproponowane kryteria.

Analizy prowadzone w niniejszej pracy dotyczą zarówno badań teoretycznych jak i doświadczalnych.

Zakres pracy obejmuje:

- określenie parametrów geometrycznych i masowych analizowanego pojazdu na specjalnych stanowiskach pomiarowych

- przeprowadzenie badań drogowych w celu zbadania stabilności i kierowności pojazdu
- przeprowadzenie badań wpływu rozdziału sił napędowych na stabilność toru jazdy
- analizę stateczności ruchu dla uproszczonego „rowerowego” modelu pojazdu
- porównanie wyników badań teoretycznych, stanowiskowych i drogowych
- wyprowadzenie równań ruchu dla modelu o większej liczbie stopni swobody, weryfikacja doświadczalna modelu
- zaprojektowanie układu sterującego silnikami napędowymi (dobór niezbędnych czujników dodatkowych i sterownika cyfrowego)
- przedstawienie schematu pracy algorytmu sterującego
- przystosowanie układu do wspomagania kierowcy w pojeździe MIST
- przeprowadzenie serii badań porównawczych - analogicznych do badań wstępnych stabilności pojazdu, lecz wykorzystującego układ stabilizacji toru jazdy
- wnioski i dalsze kierunki prac.

4. Teza pracy

Poprzez zastosowanie specjalnie opracowanego algorytmu sterowania silnikami napędowymi wąskiego, wysokiego pojazdu (narrow car) można zmienić jego charakterystyki sterowności i kierowności tak, aby zwiększyć stabilność ruchu i bezpieczeństwo czynne oraz poprawić jego manewrowość.

5. Opis pojazdu

Założenia konstrukcyjne mikrosamochodu opracowanego w Zakładzie Budowy i Eksploatacji Pojazdów Samochodowych M-04-1 Instytutu Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych Politechniki Krakowskiej:

- niewielkie gabaryty pojazdu (długość nie przekraczająca 3m), nadwozie chroniące przed opadami atmosferycznymi
- przestrzeń wewnątrz pojazdu wystarczająca dla jednej osoby wraz z niewielkim bagażem
- napęd elektryczny
- minimalny zasięg ok. 60 km
- rozwiązania pozwalające homologować pojazd w kategorii L6e (czterokołowce lekkie - do prowadzenia pojazdu uprawnia prawo jazdy kategorii AM)
- niska cena budowy i niski koszt podzespołów
- dobra manewrowość

Zgodnie z wyżej przedstawionymi założeniami na Politechnice Krakowskiej skonstruowano prototyp pojazdu MIST (ang. Mgiełka - skrót utworzony od pierwszych liter wyrażenia Miejski Indywidualny Środek Transportu).

Nadwozie MIST (rys. 23.) zbudowane jest jako spawana przestrzenna rama rurowa ze stalowych rur o przekrojach okrągłych i prostokątnych, w której umieszczono punkty mocowania zawieszenia. Taka konstrukcja zapewnia wysoką sztywność nadwozia we wszystkich trzech osiach, jak również wysoką sztywność skrętną nadwozia. Nadwozie ma obustronny dostęp do wnętrza i mieści przestrzeń dla kierowcy oraz niewielką przestrzeń bagażową. Dobrą widoczność do przodu i na boki uzyskano dzięki dużej przedniej szybie i cienkim słupkom przednim. Istotnym założeniem wpływającym na kształt konstrukcji była możliwość łączenia pary takich samych pojazdów w tandem aby ograniczyć konieczne miejsce parkingowe, lub w celu przyprowadzenia pojazdu bez kierowcy albo w czasie jazdy w tym samym kierunku (rys. 24). Rozstaw kół przedniej osi pojazdu został maksymalnie zmniejszony, a budowa zawieszenia tylnego umożliwia wjazd przedniej części drugiego pojazdu w celu połączenia specjalnym sprzęgiem.



Rys. 23 Pojazd MIST



Rys.24 Łączenie pojazdów w układzie tandem [75]

Układ kierowniczy pojazdu jest bezpośrednim - krzywkowym, trapezowym mechanizmem zwrotniczym. Elementy układu kierowniczego widoczne są na rys. 25 Dzięki temu zachowane są kąty skrętu wynikające z zależności Ackermanna - kąt skrętu

koła zewnętrznego i wewnętrznego różnią się ze względu na pokonywaną drogę o innym łuku. Przełożenie układu kierowniczego wynosi $i_{kier} = 2,28$



Rys. 25 Szczegóły układu kierowniczego pojazdu

Zawieszenie pojazdu stanowi efekt zaproponowanego systemu łączenia pojazdów. Przednie zawieszenie stanowi podwójny wahacz pchany (rys. 26). Mały rozstaw kół przedniej osi umożliwił zastosowanie zależnego zawieszenia przednich kół. Ruchy zawieszenia powodują równoległe ruchy resorowania przednich kół. To rozwiązanie zwiększyło sztywność przechyłową pojazdu i powoduje, że pojazd w opisie może być traktowany jako trójkołowiec w układzie delta.



Rys. 26 Przednie zawieszenie z podwójnym wahaczem pchanym

Tylne zawieszenie jest półzależnym zawieszeniem opartym na wahaczach wleczonych (rys. 27). Elementy prowadzące kół są ze sobą spięte za pomocą drążka skrętnego. Półzależne zawieszenie tylnego zawieszenia zapewnia wysoką sztywność przechyłową pojazdu. Pojemnik na baterie trakcyjne i sterowniki silników umieszczony jest pod siedzeniem kierowcy.



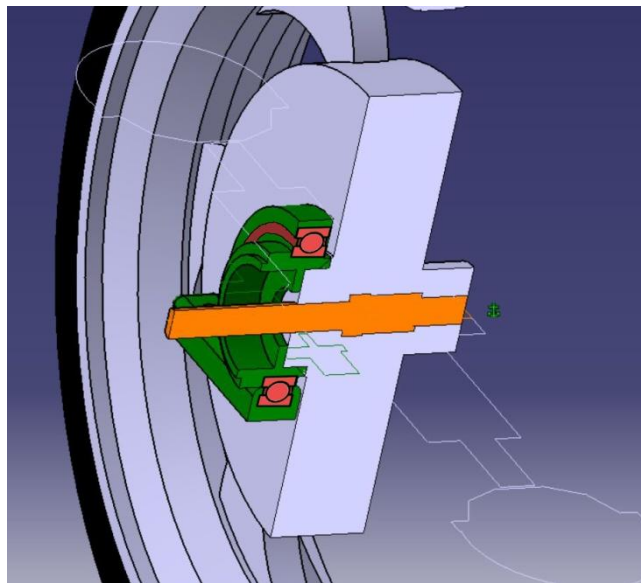
Rys. 27 Tylne zawieszenie pojazdu MIST

Hydrauliczne hamulce tarczowe działają na wszystkie koła pojazdu. Uruchamiane podobnie jak w pojazdach jednośladowych dźwigniami na kierownicy. Osobne dźwignie uruchamiają hamulce osi przedniej i tylnej.

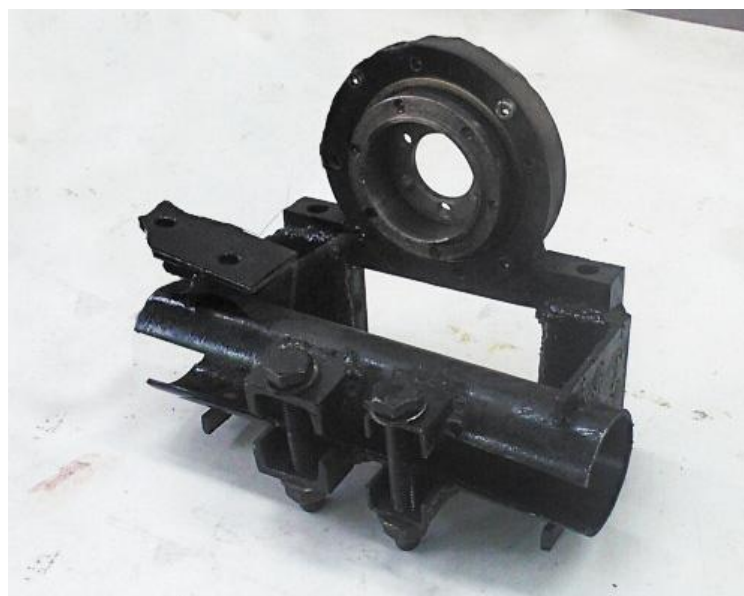
Samochód napędzają dwa bezszczotkowe silniki prądu stałego z komutatorem elektronicznym (BLDC) zainstalowane w piastach tylnych kół pojazdu. Cewki silnika są nieruchome i znajdują się na osi silnika, a magnesy znajdują się na wirniku ułożyskowanym na osi silnika. Elektroniczny komutator zasilany jest prądem stałym z baterii akumulatorów litowo jonowych (LI-Ion). Układ sterowania silnika (komutatora elektronicznego) generuje sygnał sinusoidalny zasilający cewki, których pole magnetyczne powoduje obrót wirnika. Aktywne sterowanie napędem elektrycznym umożliwi regulację rozdziału momentu napędowego. Silniki zabudowane w piastach kół charakteryzują się dużą masą nieresorowaną. Masa silnika elektrycznego koreluje z jego mocą. W przypadku mikrosamochodu MIST poruszającego się ze stosunkowo niskimi prędkościami po drogach dobrej lub bardzo dobrej jakości, nie jest to znaczący problem.

Ze względu na zapotrzebowanie na moc, metodę chłodzenia i mocowanie do kół pojazdu zdecydowano się wykorzystać standardowe silniki BLDC montowane w piastach kół rowerowych i motocyklowych. Wadą przyjętej konstrukcji jest dwustronne

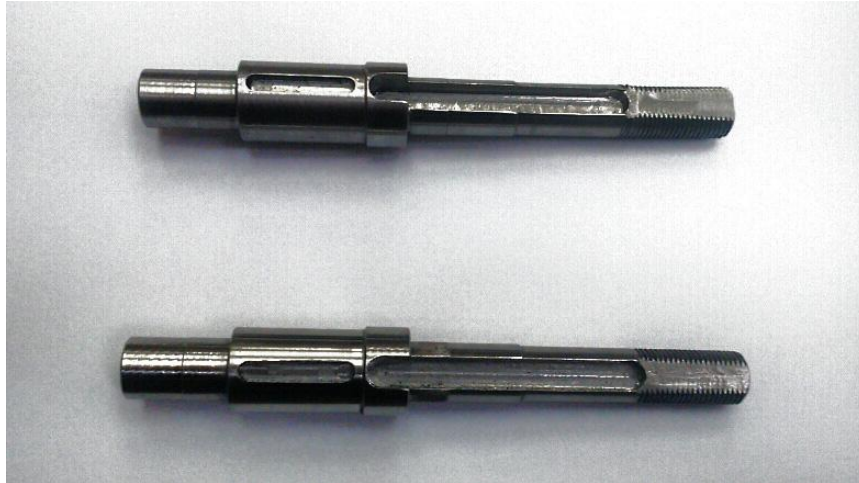
mocowanie. Biorąc pod uwagę estetykę rozwiązania mocowania silnika i wymagania wytrzymałościowe związane z obciążeniem koła, opracowano modernizację mocowania silnika. Łożyskowanie silnika zostało oparte na pojedynczym łożysku o dużej nośności, przekraczającej kilkukrotnie wymagania wytrzymałościowe. Miejsce mocowania tarczy hamulcowej zostało przygotowane na projektowanym elemencie mocującym silnik. W ten sposób powstało mocowanie silnika do wahacza, które umożliwia regulację kąta pochylenia koła i długości wahacza. Rozwiązanie konstrukcyjne pokazano na rys. 28. Rys. 29a i 29b przedstawiają wykonane elementy mocujące (zaznaczone na rys. 28 kolorem zielonym i pomarańczowym).



Rys. 28 Idea jednostronnego mocowania silnika



Rys. 29a Łożyskowanie silnika z uchwytem mocującym do wahacza



Rys. 29b Osie silników przystosowane do mocowania jednostronnego

W tabeli 1 zebrano podstawowe dane pojazdu.

Tab. 1 Dane techniczne pojazdu MIST

Rama	Stalowa, spawana przestrzenna rama
Przednie zawieszenie	Zależne, oparte na podwójnym wahaczu pchanym
Tylne zawieszenie	Półzależne zawieszenie z wahaczami ciągnionymi sprzężonymi belką skrętną
Silniki	2 x bezszczotkowe silniki prądu stałego BLDC (moc szczytowa 3.5 kW każdy)
Hamulce	Hydrauliczne, dwa obwody, działające na wszystkie koła
Masa pojazdu	197 kg własna, 278 kg z kierowcą
Rozstaw osi	1560 mm
Rozstaw kół	470 mm oś przednia, 870 mm oś tylna

6. Pomiary parametrów geometrycznych i masowych pojazdu

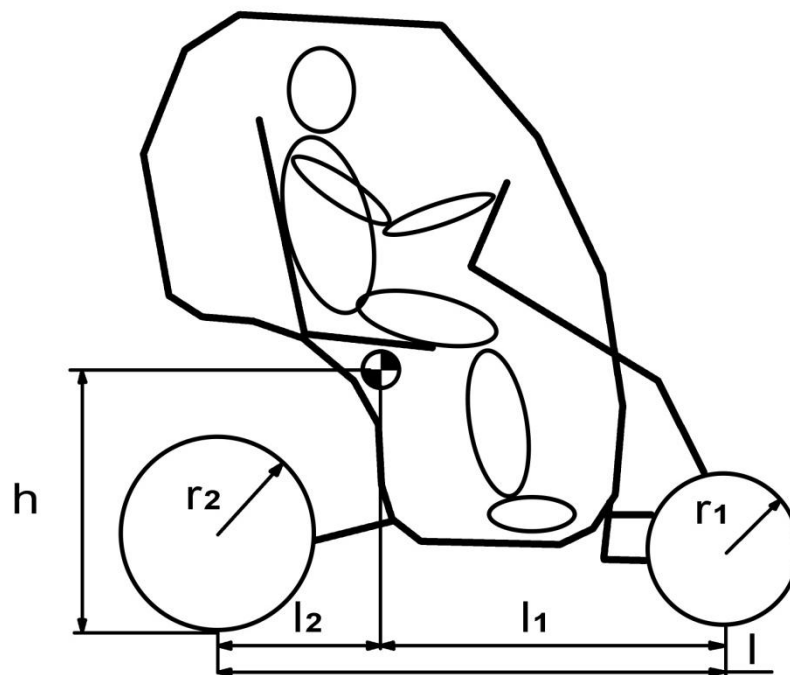
pojazdu

Przed przystąpieniem do badań drogowych i symulacji przeprowadzono pomiary parametrów geometrycznych oraz masowych pojazdu.

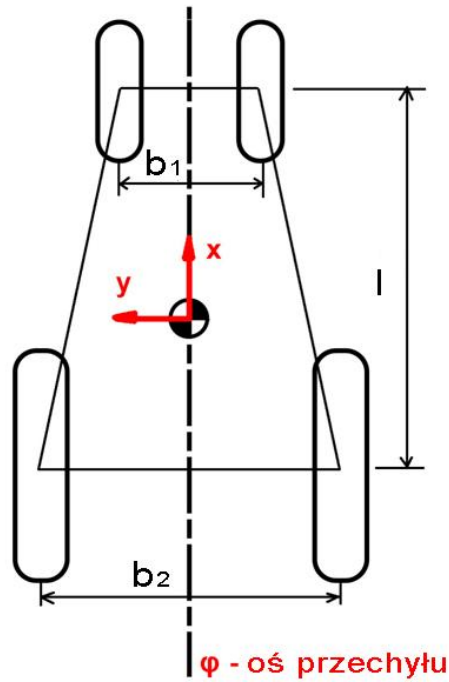
6.1. Geometria pojazdu, położenie środka masy

Pomiary ciężarów, obliczenie mas i nacisków przeprowadzono za pomocą wag najazdowych serii WWSB3T produkcji Elektroniczne Wagi Przemysłowe. Wagi te mają nośność 3000 kg z działką elementarną 0,2kg.

Geometria pojazdu opisana jest poprzez odcinki, odległości osi, promienie. Geometria pojazdu została przedstawiona na rys. 30 i 31, a poszczególne wymiary w tabeli 2.



Rys. 30 Geometria pojazdu MIST



Rys. 31 Rzut pojazdu MIST na płaszczyznę

Tab. 2 Geometria pojazdu MIST

l.p.	Odcinek	[mm]
1	l	1560
2	b ₁	470
3	b ₂	820
4	r ₁	234
5	r ₂	312

Wyznaczanie wysokości położenia środka masy pojazdu przeprowadzono poprzez pomiar nacisków pod kołami jednej osi przy pochyleniu całego pojazdu. Pojazd spoczywał tylnymi kołami na wadze, zaś przednia oś została uniesiona do góry. W celu zwiększenia dokładności pomiary wykonano przy uniesieniu osi przedniej o 200 i 400 mm, co odpowiada $\tan \gamma \approx 0,13^\circ$ oraz $\tan \gamma \approx 0,26$ i wyznaczono wartość średnią: Równanie momentów względem osi przedniej:

$$Z_2 l \cos \gamma = Ge \quad (42)$$

$$e = l_1 \cos \gamma + (h - r_2) \sin \gamma \quad (43)$$

$$h = \frac{Z_2 l - G l_1}{G \tan \gamma} + r_2 \quad (44)$$

Obliczanie położenia środka masy pustego pojazdu:

$$\frac{m_p}{m} = \frac{l_2}{l} \quad (45)$$

$$l_2 = \frac{m_p}{m} l \quad (46)$$

$$l_2 = \frac{127}{197} 1,56 = 0,974 \text{ [m]} \quad (47)$$

$$l_1 = 1,006 \text{ [m]} \quad (48)$$

$$h_1 = \frac{133 \cdot 1,56 - 197 \cdot 1,006}{197 \cdot 0,13} + 0,312 = 0,683 \text{ [m]} \quad (49)$$

$$h_2 = \frac{138 \cdot 1,56 - 197 \cdot 1,024}{197 \cdot 0,26} + 0,312 = 0,652 \text{ [m]} \quad (50)$$

$$h = \frac{h_1 + h_2}{2} \quad (51)$$

$$h = \frac{0,683 + 0,652}{2} = 0,667 \text{ [m]} \quad (52)$$

Położenie środka masy pojazdu wraz z kierowcą:

$$l_2 = \frac{176}{268} 1,56 = 0,996 \text{ [m]} \quad (53)$$

$$l_1 = 1,024 \text{ [m]} \quad (54)$$

$$h_1 = \frac{188 \cdot 1,56 - 268 \cdot 1,006}{268 \cdot 0,13} + 0,312 = 0,857 \text{ [m]} \quad (55)$$

$$h_2 = \frac{197 \cdot 1,56 - 268 \cdot 1,024}{216 \cdot 0,26} + 0,312 = 0,789 \text{ [m]} \quad (56)$$

$$h = \frac{h_1 + h_2}{2} \quad (57)$$

$$h = \frac{0,857 + 0,789}{2} = 0,823 \text{ [m]} \quad (58)$$

6.2. Momenty bezwładności pojazdu

Moment bezwładności to miara sił bezwładności działających na ciało poruszające się ruchem obrotowym względem ustalonej osi. Jest to odpowiednik masy przy ruchach liniowych. Parametr ten jest kluczowy przy dynamice ruchu obrotowego ciała. Moment bezwładności zależy od masy, jej rozkładu i wymiarów geometrycznych

ciała. Moment bezwładności ciała złożonego z n punktów materialnych jest sumą momentów bezwładności wszystkich punktów ciała względem osi wirowania.

$$I = \sum_{i=1}^n m_i r_i^2 \quad (59)$$

Dla ciał o ciągłym rozkładzie masy moment bezwładności obliczamy jako całkę po objętości ciała.

$$I = \int_V r^2 dm \quad (60)$$

Biegunowy moment bezwładności I_0 można transformować korzystając z twierdzenia Steinera.

$$I = I_0 + md^2 \quad (61)$$

6.2.1. Metoda zawieszenia trójnitkowego

Stanowisko do badania momentu bezwładności składa się zazwyczaj z platformy zawieszanej na trzech linkach jednakowej długości. Platforma jest sztywna i wypoziomowana. Linki nie wykazują istotnego rozciągnięcia pod wpływem obciążenia i charakteryzują się pomijalnie małą masą. Linki ułożone są w równych odległościach na obwodzie okręgu o promieniu R_l .

Środek okręgu, na którego obwodzie umieszczone są linki wyznacza oś względem której wyznaczony zostaje moment bezwładności. Platforma z obiektem zostaje wprowadzona w oscylacyjny ruch obrotowy. Kąty o jakie odchylają się linki są niewielkie co pozwala przyjąć odpowiednie uproszczenie:

$$\sin \gamma \approx \gamma \text{ [rad]} \quad (62)$$

W czasie badania mierzony zostaje okres drgań T . Do obliczenia momentu bezwładności obiektu należy znać moment bezwładności I_0 stanowiska gdyż w czasie pomiarów dokonujemy wyliczenia sumy momentów bezwładności stanowiska i obiektu badań $I = I_0 + I_1$. Moment bezwładności obiektu (I_1) wyliczamy z zależności:

$$T = \frac{2\pi}{R_l} \sqrt{\frac{I_0 + I_1}{m_0 + m_1}} \sqrt{\frac{l_l}{g}} \quad (63)$$

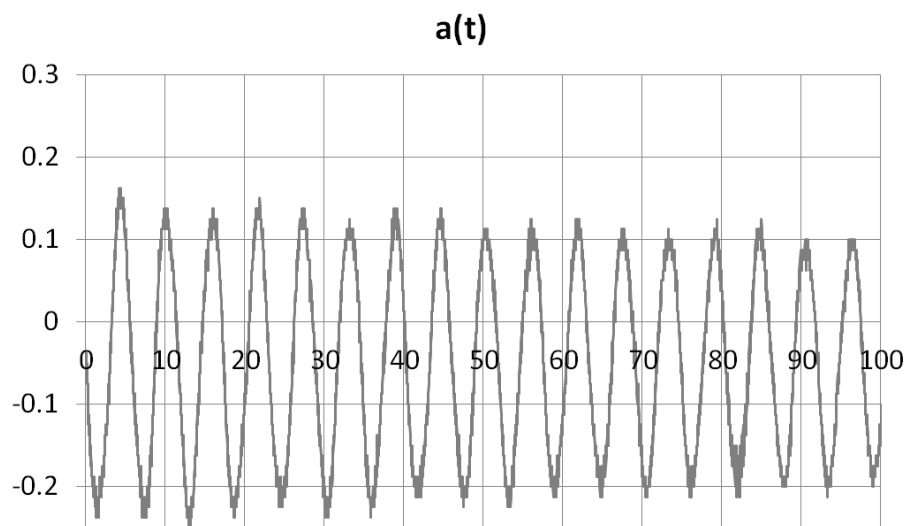
$$I_1 = \frac{T^2 R^2 g (m_0 + m_1)}{4\pi^2 l_l} - I_0 \quad (64)$$

Zastosowany uchwyt do podwieszenia pojazdu zbudowany został jako trójramienna rama z profilu ceowego. Do końców ramion mocowane były linki. Badania przeprowadzono na zamkniętej hali wolnej od ruchów powietrza. Długość linek na której podwieszono pojazd wynosiła $l_l = 1215$ [mm]. Punkty mocowania linek tworzą okrąg o promieniu $R_l = 200$ [mm]. Sam uchwyt do podwieszania pojazdu ma pomijalnie mały moment bezwładności.

Dzięki wyznaczeniu położenia środka masy w punkcie pracy. możliwe było umocowanie pojazdu w taki sposób, aby środek masy pojazdu oraz pojazdu z kierowcą znajdował się bezpośrednio pod środkiem okręgu na którym znajdują się mocowania linek. W celu zwiększenia dokładności w czasie pomiaru do pojazdu zamocowany został czujnik przyspieszeń HBM 12/200. Sygnał z czujnika trafiał na kartę pomiarową Spider 8 i był rejestrowany na komputerze przez oprogramowanie Catman. Czas wychylenia odczytany został z zapisanych danych. Pojazd w czasie badań i przykładowy przebieg sygnału z czujnika przyspieszeń przedstawiają rys. 32 i 33. Tabela 3 zawiera zmierzone dla 10 prób okresy drgań.



Rys. 32 Wyznaczanie momentu bezwładności wokół osi I_z



Rys. 33 Zarejestrowany przebieg przyspieszeń w czasie badania momentu bezwładności

założenia:

$$I_0 \approx 0 \quad \text{oraz} \quad m_0 \approx 0 \quad (65)$$

$$I_{z_{\text{pojazdu}}} = \frac{T^2 R_l^2 g m}{4\pi^2 l_l} \quad (66)$$

Tab. 3 Zmierzony okres drgań przy wyznaczaniu momentu bezwładności pojazdu

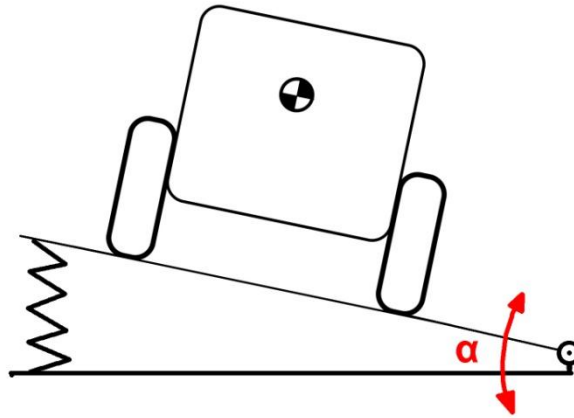
Nr pomiaru	T [s]	
	Sam pojazd	Pojazd z kierowcą
1	6,35	6,00
2	6,37	6,00
3	6,39	5,98
4	6,32	6,02
5	6,34	6,04
6	6,35	6,06
7	6,34	6,01
8	6,35	6,00
9	6,33	6,06
10	6,36	6,03
Średnia	6,35	6,02

$$I_{z_{\text{pojazdu}}} = \frac{6,35^2 \cdot 0,2^2 \cdot 9,81 \cdot 197}{4\pi^2 \cdot 1,215} = 65 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (67)$$

$$I_{z_{\text{pojazd+kierowca}}} = \frac{6,02^2 \cdot 0,20^2 \cdot 9,81 \cdot 268}{4\pi^2 \cdot 1,215} = 80 \text{ [kg} \cdot \text{m}^2] \quad (68)$$

6.2.2. Metoda poziomego wahadła kątownego

Przy tym pomiarze wykorzystano stanowisko badawcze z poziomym wahadłem kątowym ze sprężyną. Schemat stanowiska przedstawia rys. 34. Wyznaczony moment bezwładności wokół osi ramy stanowiska ($I_{\text{pojazd na stanowisku}}$) pozwala obliczyć moment bezwładności wokół osi x przechodzącej przez środek masy pojazdu (I_x). Następnie wyznaczono moment bezwładności wokół osi przewracania pojazdu (I_φ).



Rys. 34 Stanowisko pomiaru momentu bezwładności wokół osi poziomej

Rama stanowiska oparta jest zawiasowo na jednym z brzegów. Drugi koniec podparty jest sprężyną. Na ramie umieszczony zostaje obiekt badań (rys. 35) i wahadło zostaje wprowadzone w drgania kątowe. Równania ruchu obrotowego wahadła:

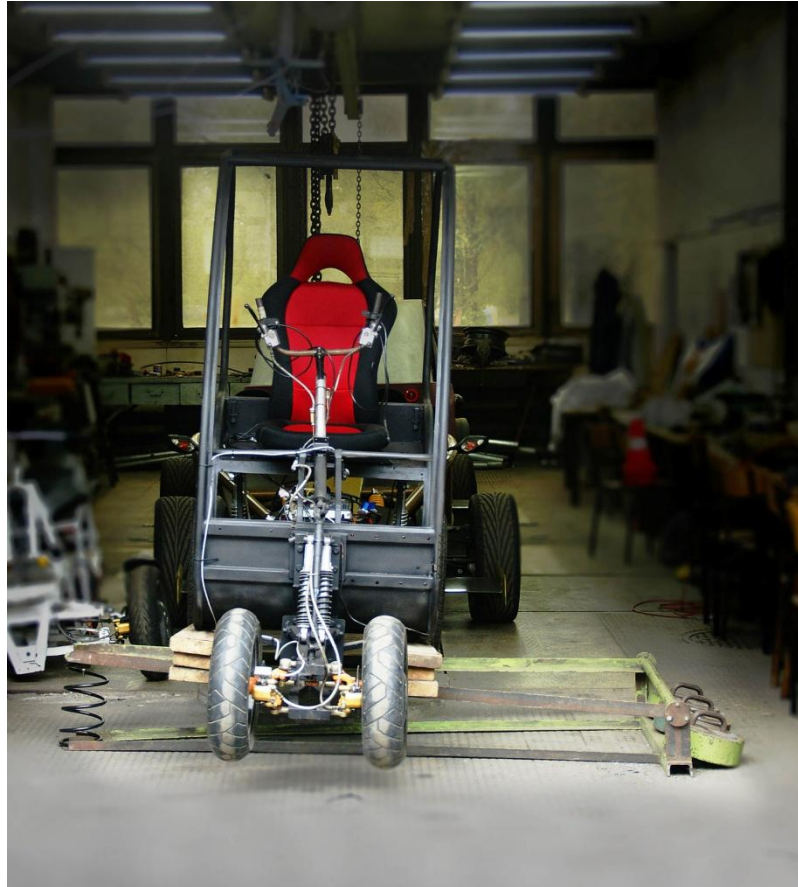
$$I \frac{d^2 \alpha}{dt^2} = M \quad (69)$$

$$M = -D\alpha \quad (70)$$

$$\frac{d^2 \alpha}{dt^2} + \frac{D}{I} \alpha = 0 \quad (71)$$

$$\omega^2 = \frac{D}{I} \quad \text{oraz} \quad \omega = \frac{2\pi}{T} \quad (72)$$

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{D}} \quad (73)$$



Rys. 35 Pojazd w czasie badania momentu bezwładności wokół osi X

W czasie badania mierzony zostaje okres drgań T . Wyznaczany jest moment bezwładności wokół osi przechyłu stanowiska. Do obliczenia momentu bezwładności obiektu należy przeliczyć moment bezwładności na interesującą oś przechyłu pojazdu. W tym celu trzeba poznać moment bezwładności I_0 stanowiska gdyż w czasie pomiarów dokonujemy wyliczenia sumy momentów bezwładności stanowiska i obiektu badań $I = I_0 + I_{przech}$. W celu wyznaczenia momentu bezwładności stanowiska i stałej momentu kierującego D przeprowadzono dwa pomiary dla stanowiska obciążonego dodatkowym znanym momentem bezwładności i rozwiązano poniższy układ równań. Dodatkowy moment bezwładności obciążający stanowisko wynosił odpowiednio 360 kgm^2 i 720 kgm^2 .

$$\begin{cases} T_1 = 2\pi \sqrt{\frac{I_0 + 360}{D}} \\ T_2 = 2\pi \sqrt{\frac{I_0 + 720}{D}} \end{cases} \quad (74)$$

$$I_{\text{pojazd na stanowisku}} = 510,56 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (75)$$

$$I_{\text{pojazd z kierowcą na stanowisku}} = 732,61 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (76)$$

Po przekształceniu na oś x (przechodzącą przez środek masy pojazdu):

$$I_x \text{ pojazd} = I_{\text{pojazd na stanowisku}} - md^2 \quad (77)$$

$$I_x \text{ pojazd} = 510,56 - 197 \cdot 1,2^2 = 226,88 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (78)$$

$$I_x \text{ pojazd z kierowcą} = 732,61 - 268 \cdot 1,2^2 = 346,79 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (79)$$

Dla osi przechylania (linia łącząca środki styku kół z jezdnią po jednej stronie pojazdu):

$$I_\varphi \text{ pojazd} = I_x \text{ pojazd} + md^2 \quad (80)$$

$$I_\varphi \text{ pojazd} = 226,88 + 197 \cdot 0,7^2 = 323,41 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (81)$$

$$I_\varphi \text{ pojazd z kierowcą} = 346,79 + 268 \cdot 0,85^2 = 540,42 \text{ [kgm}^2\text{]} \quad (82)$$

Uzyskane wartości momentu bezwładności zostaną następnie wykorzystane w badaniach symulacyjnych.

7. Badania wstępne

7.1. Charakterystyka sterowności

Za miarę sterowności przyjęto gradient kąta obrotu kierownicą, względem przyspieszenia poprzecznego, unormowany przełożeniem kinematycznym układu kierowniczego, nazwany gradientem podsterowności, co jest określone wzorem [76]:

$$Grad_p = \frac{\partial \delta_H}{\partial a_y} \frac{1}{i_s} - \frac{\partial \delta_D}{\partial a_y} \quad (83)$$

$$\delta_D = \frac{L}{R} \quad (84)$$

gdzie:

δ_H – kąt obrotu kierownicy,

i_s – przełożenie kinematyczne układu kierowniczego,

δ_D – porównawczy, dynamiczny kąt skrętu koła,

a_y – przyspieszenie poprzeczne.

Sterowność pojazdu może być określona następującymi przypadkami:

$Grad_p > 0$ – pojazd podsterowny

$Grad_p = 0$ – pojazd o charakterystyce neutralnej

$Grad_p < 0$ – pojazd nadsterowny

Przypadek pojazdu nadsterownego jest niedopuszczalny ze względów bezpieczeństwa, ponieważ pojazd wykazuje tendencje do zacieśniania skrętu wraz z narastaniem przyspieszenia poprzecznego, co daje efekt w skłonności do samoczynnej zmiany pasa ruchu [77], powodującej oczywiste zagrożenie w ruchu drogowym, dla pojazdów nadjeżdżających z przeciwka. Charakterystyka sterowności pojazdu może być przedstawiona jako kąt obrotu koła kierownicy w funkcji przyspieszenia poprzecznego. Gradient sterowności jest tangensem nachylenia krzywej. Zatem charakterystyka sterowności [78] może być względnie łatwo wyznaczona w czasie badań drogowych pojazdu. Badania te wykonywane są najczęściej jako próby:

- pojazdu poruszającego się ze stałym kątem obrotu kierownicy δ_H i różnymi prędkościami v ,
- pojazdu poruszającego się po okręgu o stałym promieniu R i różnymi prędkościami v .

7.2. Próby ze stałym kątem obrotu kierownicą

Polegają one na zablokowaniu kierownicy w ustalonym kącie obrotu i quasi-statycznym rozpędzaniu od startu, do osiągnięcia maksymalnego przyspieszenia bocznego lub osiągnięcia granicy bezpieczeństwa (ze względu na możliwość wywrócenia pojazdu). Oceny sterowności pojazdu dokonano poprzez analizę przyrostu kąta obrotu kierownicy w funkcji przyspieszenia bocznego (rys. 36).

$$\delta_1 - \alpha_1 + \alpha_2 = \frac{l}{R} \quad (85)$$

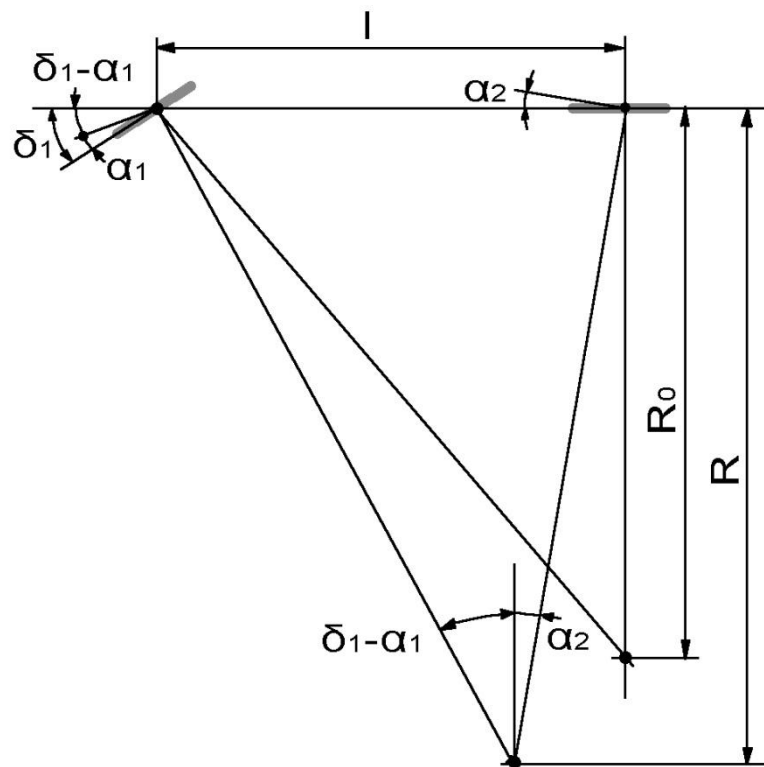
$$\alpha_2 - \alpha_1 = \frac{l}{R} - \frac{l}{R_0} = \frac{l}{R_0} \left(1 - \frac{R_0}{R}\right) = \delta_1 \left(1 - \frac{R_0}{R}\right) \quad (86)$$

$$\Delta\delta = \delta_1 \left(1 - \frac{R_0}{R}\right) \quad (87)$$

gdzie:

R_0 – teoretyczny promień okręgu po jakim porusza się pojazd

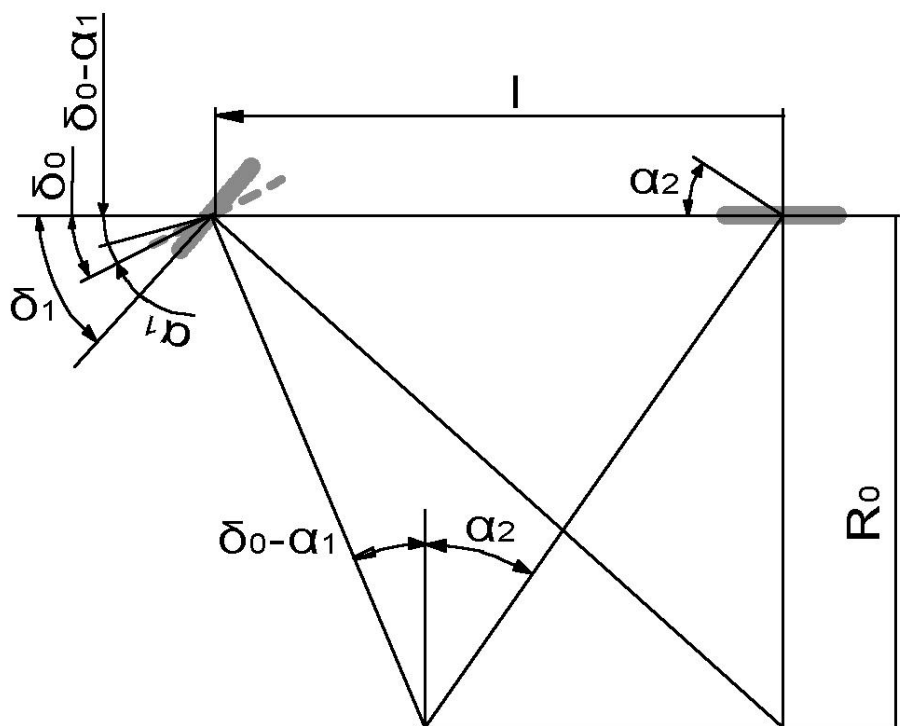
R – rzeczywisty promień okręgu po jakim porusza się pojazd



Rys. 36 Próby ze stałym kątem obrotu kierownicy

7.3. Próby dla stałego promienia toru

Inną próbą pozwalającą na określenie sterowności pojazdu jest quasi-statyczne rozpędzanie na torze o stałym promieniu. Rozpoczyna się ją od startu, do osiągnięcia maksymalnego przyspieszenia bocznego lub maksymalnej prędkości, przy której pojazd może być utrzymywany na torze. Pomiarom podlegają wielkości pozwalające określić ruch pojazdu na płaszczyźnie i kąt obrotu kierownicy. Oceny sterowności pojazdu dokonano poprzez analizę przebiegu kąta obrotu kierownicy jako funkcji przyspieszenia bocznego (rys. 37). Oznaczenia przyjęto jak na rys. 37.



Rys. 37 Próby dla stałego okręgu

$$\delta_1 = \frac{L}{R_0} \quad (88)$$

$$\alpha_2 + (\delta_0 - \alpha_1) = \delta_1 \quad (89)$$

$$\alpha_1 - \alpha_2 = \delta_0 - \delta_1 = \Delta\delta \quad (90)$$

gdzie:

R_0 – teoretyczny promień okręgu po jakim porusza się pojazd

R – rzeczywisty promień okręgu po jakim porusza się pojazd

7.4. Wstępne badania drogowe

W celu wyznaczenia charakterystyk sterowności badanego pojazdu oraz zbadania wpływu zmiany rozdziału sił napędowych na charakterystyki sterowności zaplanowano serię badań drogowych:

- pomiar prędkości maksymalnej pojazdu
- wyznaczanie charakterystyki sterowności przy quasi-statycznym rozpędzaniu dla ustalonego kąta obrotu kierownicy ($\delta_H = \text{const}$) i na torze o stałym promieniu ($R = \text{const}$) dla różnych rozdziałów siły napędowej:
 - siła napędowa rozwijana tylko pod kołem wewnętrznym do łuku;
 - siła napędowa rozwijana tylko pod kołem zewnętrznym do łuku;
 - równy rozdział sił napędowych pomiędzy kołami.

W czasie prób drogowych korzystano z następującej aparatury badawczej:

- głowice optyczne Datron Correvit mierzące prędkości wzdłużne i poprzeczne pojazdu,
- głowica pomiarowa Crossbow mierząca prędkości oraz przyspieszenie poprzeczne, podłużne i przewracania,
- Honeywell RTY 270HVNAX czujnik obrotowy wykorzystujący efekt Halla mierzący kąt obrotu kierownicy,
- przy próbach realizowanych w stałym zewnętrznym układzie współrzędnych zastosowano również aparaturę Racelogic V-box. Jest to urządzenie do pomiaru współrzędnych punktu związanego z pojazdem. V-box wyposażony jest w człon inercyjny dzięki czemu urządzenie oblicza prędkość, prędkość odchylenia, prędkość przechylenia. Pomiary V-box oparte są o nawigację satelitarną (GPS i GLONASS). Dane pomiarowe są zapisywane na wewnętrznej karcie pamięci (Compact Flash).

W czasie testów rejestrowano również prądy zasilające silniki elektryczne.

Pojazd przygotowany do wstępnych badań drogowych przedstawia rys. 38 i 39.



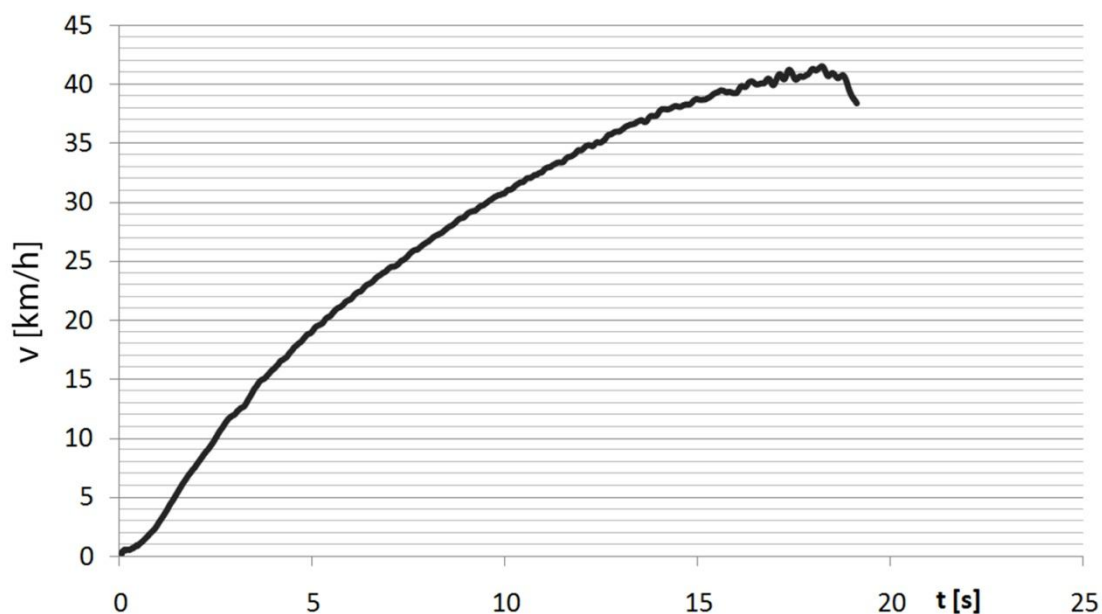
Rys.38 Aparatura pomiarowa w pojeździe



Rys. 39 Głowica pomiarowa Datron Correvit

7.4.1. Rozpędzanie

Uzyskana w czasie pierwszych prób prędkość maksymalna 41 km/h wynikała ze zbyt krótkiego toru badawczego (przerwanie pomiarów po osiągnięciu końca toru) i nieznacznie odbiega od obliczonej na podstawie danych uzyskanych od producenta silników (rys. 40).

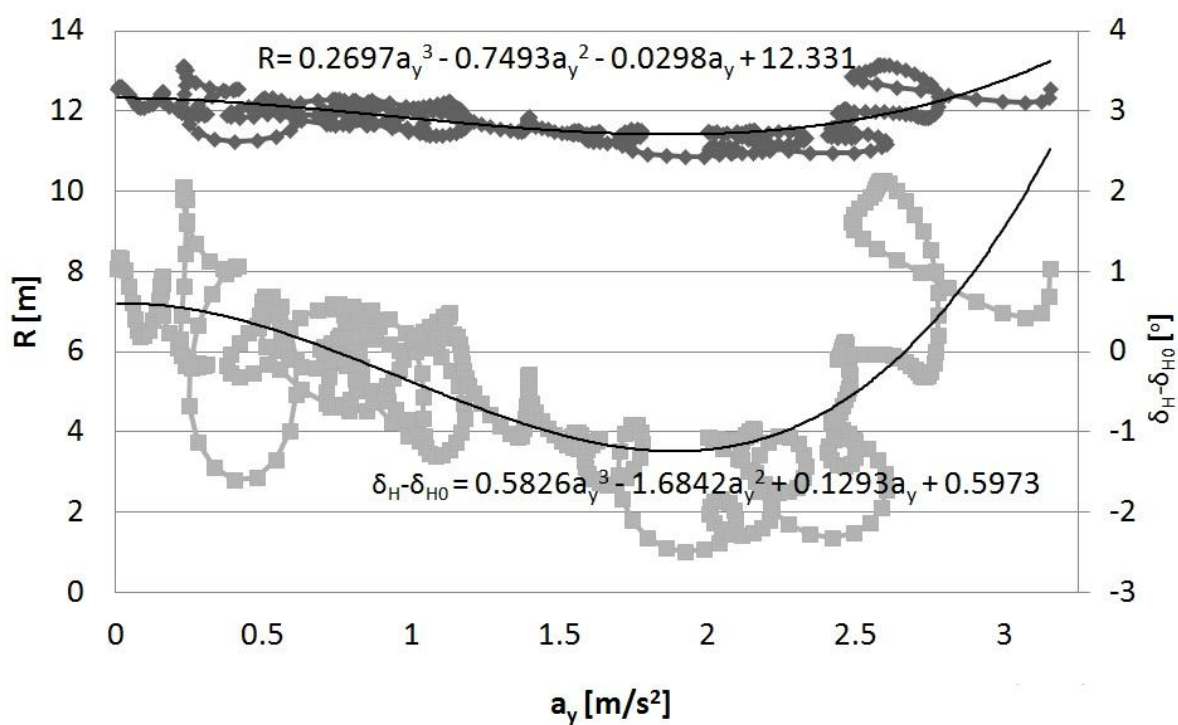


Rys. 40 Przebieg prędkości w czasie rozpędzania

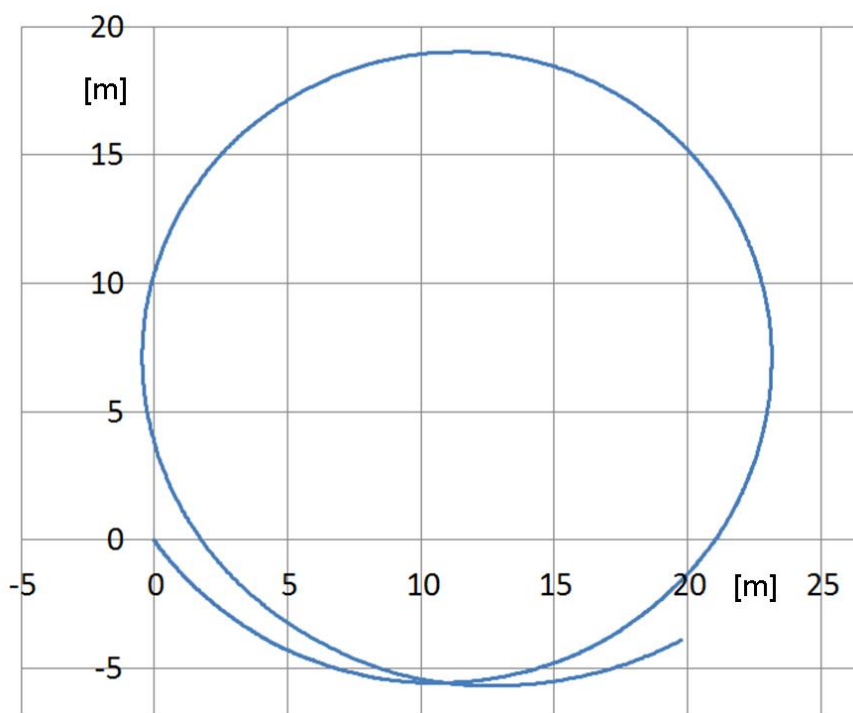
7.4.2. Próby ze stałym kątem obrotu kierownicy

Przeprowadzono szereg testów ze stałym kątem obrotu kierownicy ($\delta_H = const$). Kierownica została zablokowana przy skręcie 24° , co w czasie postoju odpowiada skrętowi kół osi przedniej $\sim 10^\circ = \sim 0,18 \text{ rad}$. Zgodnie z planem badań próby realizowano dla trzech stanów układu napędowego. Badania wykazały znaczny wpływ rozdziału sił napędowych na charakterystyki sterowności pojazdu [79]. Zebrane dane przedstawiono jako przyrost kąta obrotu kierownicy $\delta_H - \delta_{H0}$ i promień pokonywanego łuku R w funkcji przyspieszenia poprzecznego działającego na pojazd a_y . Dostarczenie mocy jedynie do silnika wewnętrznego do łuku powoduje osiągnięcie najmniejszego obszaru odpowiedzi liniowej i największego gradientu podsterowności w obszarze nieliniowym (rys. 41). Osiągnięty tor ruchu pojazdu przedstawia rys. 42. Równy rozkład sił napędowych powoduje, że niemal cały zakres uzyskiwanych przyspieszeń bocznych $0 < a_y < 4 \text{ m/s}^2$ był w przybliżeniu liniowym obszarem

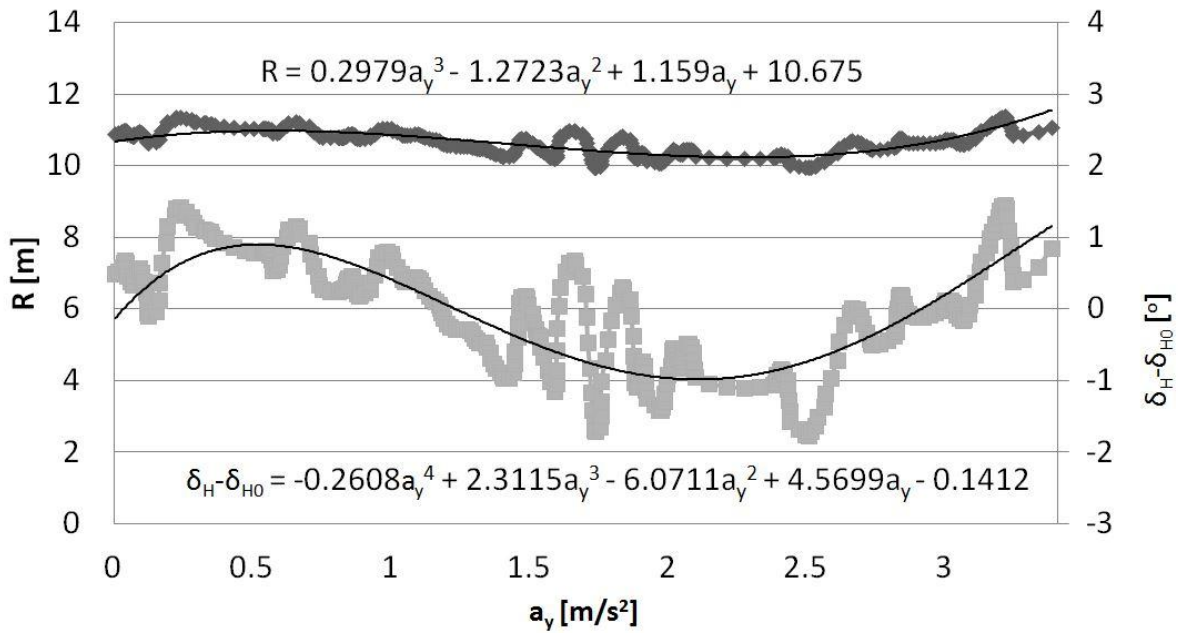
odpowiedzi, a podsterowność pojazdu wynosi w przybliżeniu $grad_p \approx 0$ (rys. 43). Zarejestrowany tor ruchu pojazdu przedstawiono na rys. 44. Generowanie siły napędowej jedynie pod zewnętrznym do łuku kołem powoduje zachowanie nadsterowne pojazdu (gradient podsterowności <0) (ryc. 45). Tor ruchu pojazdu podczas próby przedstawiono na rys. 46. Wpływ zmiany rozdziału sił napędowych na przyrost kąta skrętu w funkcji przyspieszenia poprzecznego pokazano na ryc. 47.



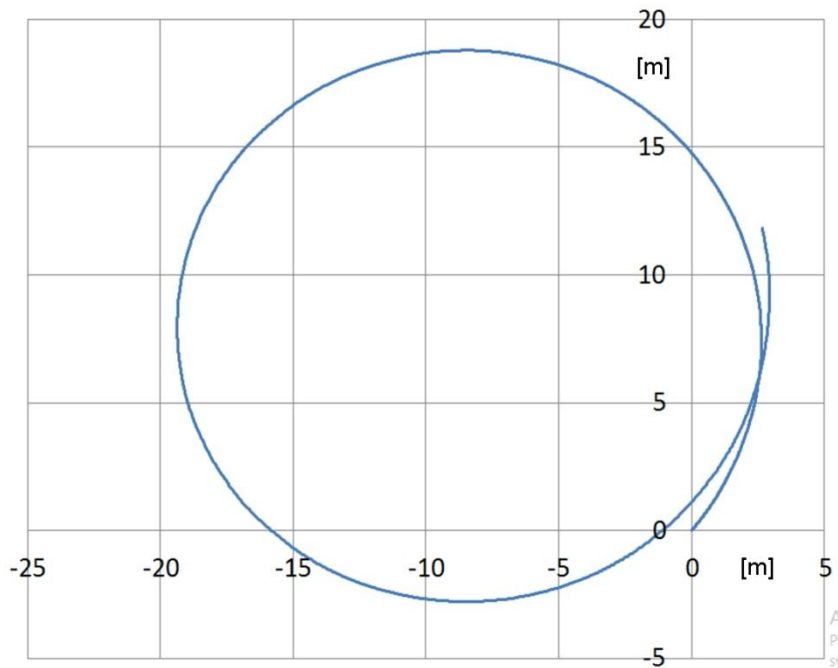
Rys. 41 Promień skrętu i przyrost kąta obrotu kierownicy jako funkcje przyspieszenia poprzecznego - próba ze stałym kątem obrotu kierownicy, napęd na koło wewnętrzne



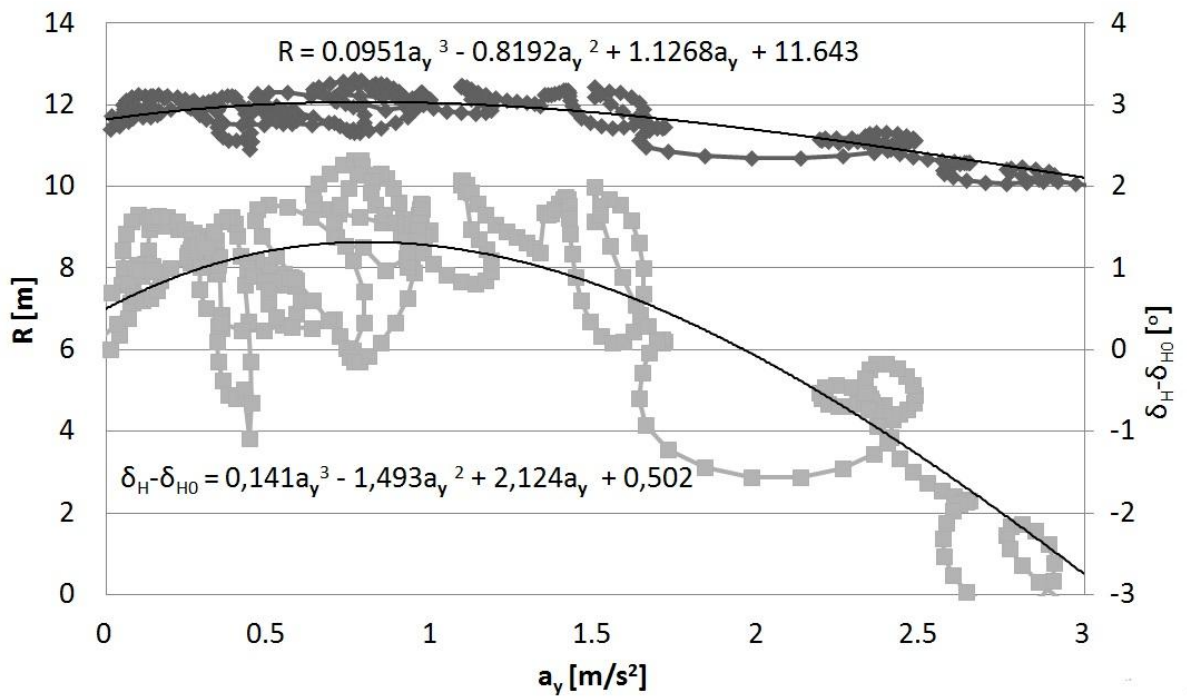
Rys. 42 Tor ruchu pojazdu - próba ze stałym kątem obrotu kierownicy, napęd na koło wewnętrzne



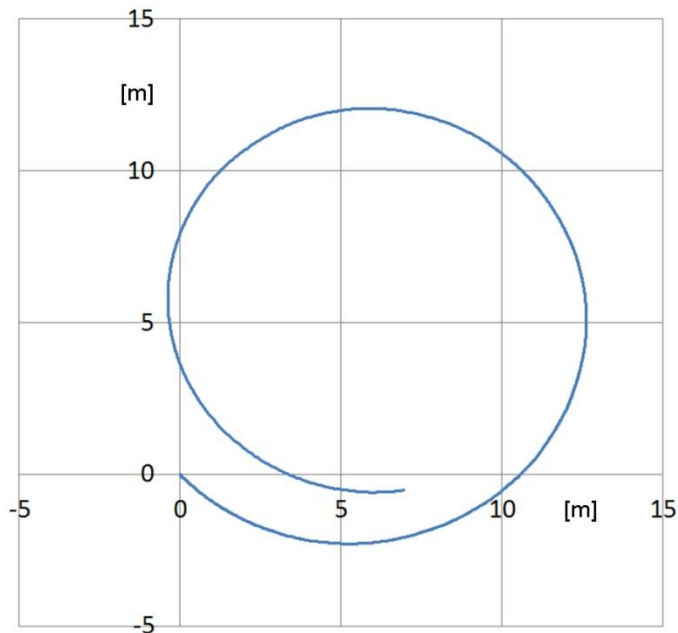
Rys. 43 Promień skrętu i przyrost kąta obrotu kierownicy jako funkcje przyspieszenia poprzecznego - próba ze stałym kątem obrotu kierownicy, równy rozdział sił napędowych



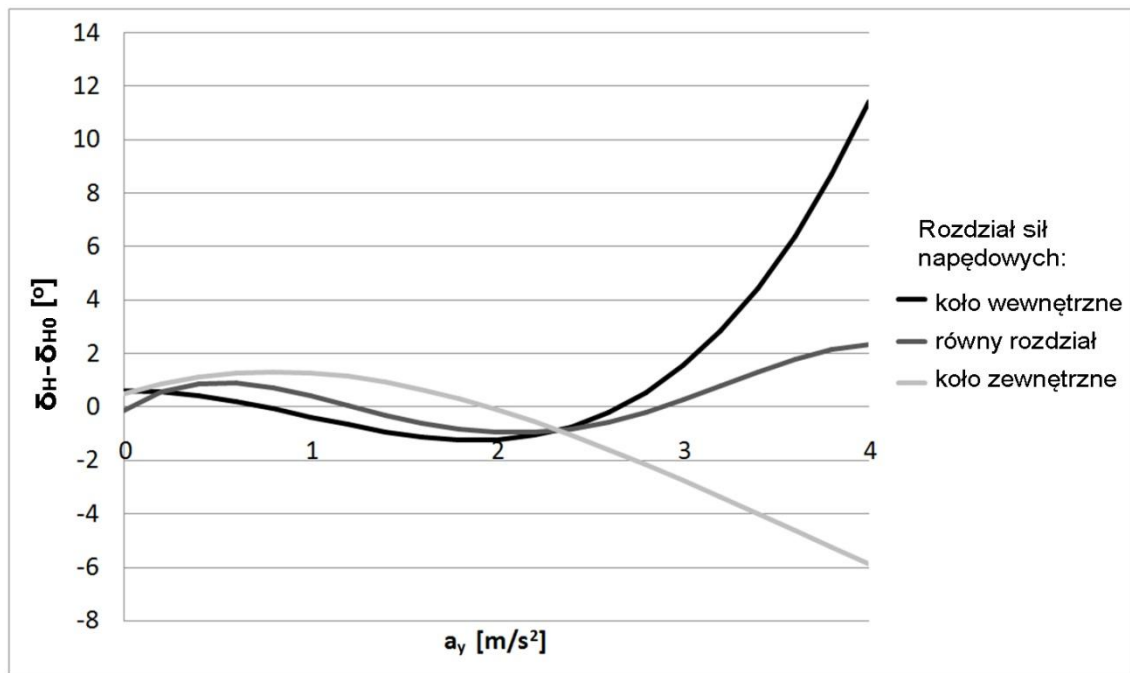
Rys. 44 Tor ruchu pojazdu - próba ze stałym kątem obrotu kierownicy, równy rozdział sił napędowych



Rys. 45 Promień skrętu i przyrost kąta obrotu kierownicy jako funkcje przyspieszenia poprzecznego - próba ze stałym kątem obrotu kierownicy, napęd na koło zewnętrzne



Rys. 46 Tor ruchu pojazdu - próba ze stałym kątem obrotu kierownicy, napęd na koło zewnętrzne



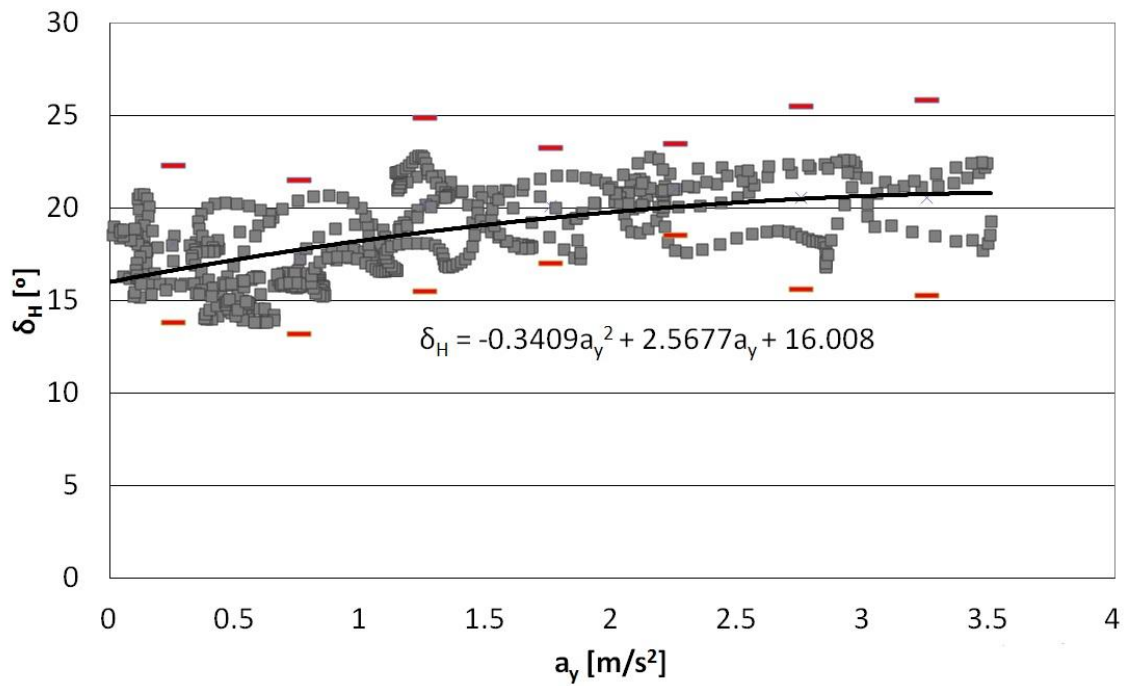
Rys. 47 Przyrost kąta obrotu kierownicy jako funkcja przyspieszenia poprzecznego

7.4.3. Próby jazdy po torze o stałym okręgu

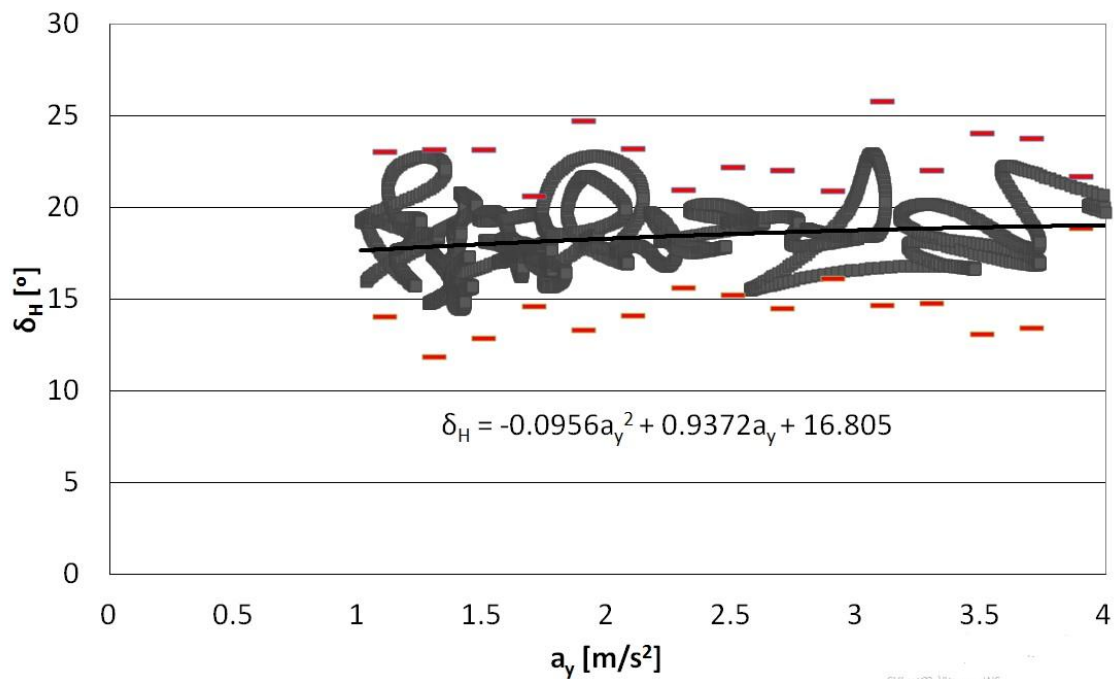
Przeprowadzono testy przy jeździe po torze o stałym okręgu ($R = \text{const}$) dla następujących rozdziałów siły napędowej:

- siła napędowa rozwijana tylko pod kołem wewnętrznym do łuku;
- siła napędowa rozwijana tylko pod kołem zewnętrznym do łuku;
- równy rozdział sił napędowych pomiędzy kołami.

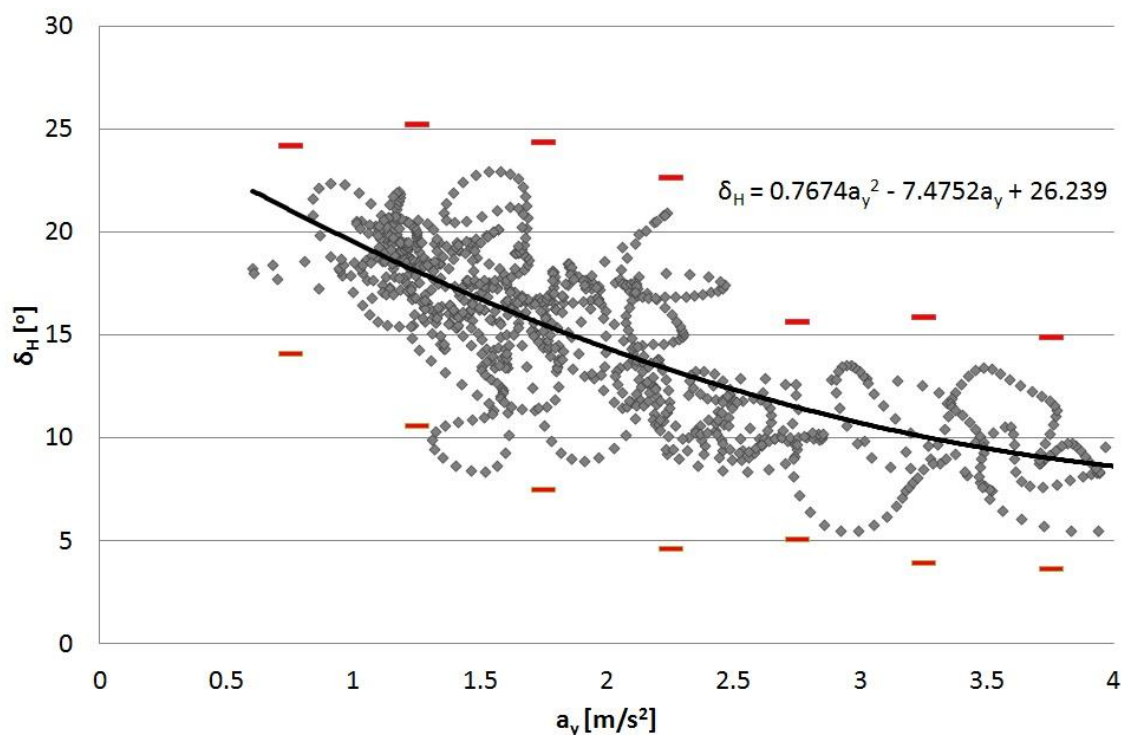
Badania również potwierdziły wpływ rozdziału sił napędowych na charakterystyki sterowności pojazdu. Jako wynik badań otrzymano kąt obrotu kierownicy w funkcji przyspieszenia poprzecznego. Kąt obrotu koła kierownicy przy dostarczaniu mocy jedynie do silnika koła wewnętrznego do łuku rośnie wraz ze wzrostem przyspieszenia poprzecznego (rys. 48). Równy rozkład sił napędowych powoduje, że kąt obrotu kierownicy praktycznie nie zmienia się w całym zakresie wartości przyspieszenia poprzecznego działającego na pojazd (rys. 49). Natomiast przy próbach z dostarczaniem mocy jedynie do silnika koła zewnętrznego do łuku kąt obrotu kierownicy maleje wraz ze wzrostem wartości przyspieszenia poprzecznego (ryc. 50).



Rys. 48 Kąta obrotu kierownicy jako funkcja przyspieszenia poprzecznego - napęd na koło wewnętrzne do łuku



Rys. 49 Kąta obrotu kierownicy jako funkcja przyspieszenia poprzecznego - równy rozdział sił napędowych



Rys. 50 Kąta obrotu kierownicy jako funkcja przyspieszenia poprzecznego - napęd na koło wewnętrzne do łuku

Dla powyższych prób w celu oszacowania błędu pomiaru wyznaczono wartości odchylenia standardowego według:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n (\mu - \bar{\mu})^2}{n - 1}} \quad (91)$$

gdzie:

n – liczba pomiarów w danym zakresie przyspieszenia poprzecznego

μ – wynik pomiar

$\bar{\mu}$ – średnia z pomiarów w danym zakresie

Wartości odchylenia wyznaczono w przedziałach dziedziny funkcji kąta obrotu kierownicy, czyli w przedziałach przyspieszenia poprzecznego. Na wykresach na rys. 48., 49., 50. czerwonym kolorem zaznaczono granice przedziału $[\mu - 3\sigma; \mu + 3\sigma]$. W przedstawionym przedziale mieści się około 99,7% wszystkich zebranych danych. Szerokość tego przedziału jest niewielka - kilka, kilkanaście stopni kąta obrotu kierownicą dla wszystkich przeprowadzonych prób. Uwzględniając przełożenie

kinematyczne układu kierowniczego $i=2,28$ przekłada się to na kąt skrętu kół osi przedniej około $2^\circ - 5^\circ$. Należy uznać, że wyniki pomiarów są wiarygodne, nie obserwuje się nadmiernej szerokości przedziału $[\mu - 3\sigma; \mu + 3\sigma]$, ani miejscowych rozszerzeń przedziału.

Przeprowadzone próby wykazały, że rozdział sił napędowych ma duży wpływ na charakterystyki sterowności. Szeroki zakres charakterystyk kierowności od podsterowności do nadsterowności oraz doświadczane odrywanie wewnętrznych kół od nawierzchni drogi wskazuje, że możliwe i pożądane jest zbudowanie systemu ograniczania przechyłu w oparciu o rozdział sił napędowych.

8. Jednośladowy model pojazdu

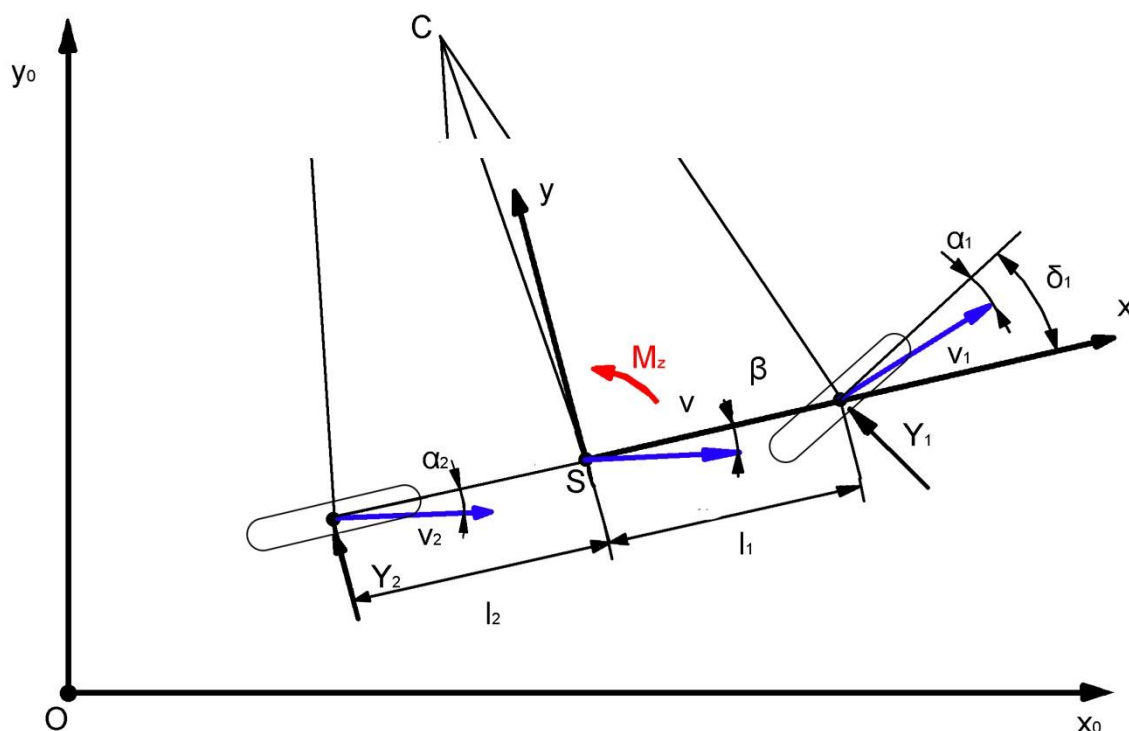
Do opisu ruchu pojazdu zdecydowano się wykorzystać jeden z prostszych modeli pojazdu opisujący dynamikę - jednośladowy model pojazdu. Model ten dzięki małemu skomplikowaniu może być wykorzystany do przeprowadzania symulacji w czasie rzeczywistym przez maszyny o niewielkiej mocy obliczeniowej. Jest to płaski model o trzech stopniach swobody. W celu symulacji działania różnicowania sił napędowych pojazdu do modelu wprowadzono dodatkowy moment odchyłający tor ruchu pojazdu. Moment ten w zależności od wybranego rozdziału sił jest zgodny lub przeciwny do zwrotu prędkości odchylenia $\dot{\psi}$.

Ponieważ zakładamy, że ruch odbywa się ze stałą prędkością ($v_x = \text{const}$), równania sił i momentów działających na pojazd mają postać:

$$\begin{cases} \sum F_y = m\dot{y} \\ \sum M_z = I_z\ddot{\psi} \end{cases} \quad (92)$$

$$\begin{cases} -F_{b_y} + Y_1 \cos \delta_1 + Y_2 \cos \delta_2 + F_{zew_y} = 0 \\ -M_{b_z} + Y_1 \cos \delta_1 l_1 - Y_2 \cos \delta_2 l_2 + M_{zew_z} = 0 \end{cases} \quad (93)$$

Schemat przyjętego modelu przedstawia rys. 51.



Rys. 51 Model pojazdu poruszającego się ruchem krzywoliniowym

Kąt znoszenia pojazdu można wyznaczyć jako:

$$\beta = \arctan\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (94)$$

Pozostałe założenia i uproszczenia:

$$\delta_2 = 0; \cos \delta_1 \approx 1; \cos \beta \approx 1 \quad \text{oraz} \quad \beta = \frac{\dot{y}}{\dot{x}} \quad (95)$$

Powyższe pozwalają na zapis równań ruchu w następującej formie:

$$m\dot{y} = K_1\delta_1 - \frac{K_1 + K_2}{v}\dot{y} - \frac{K_1l_1 - K_2l_2 + mv^2}{v}\dot{\psi} \quad (96)$$

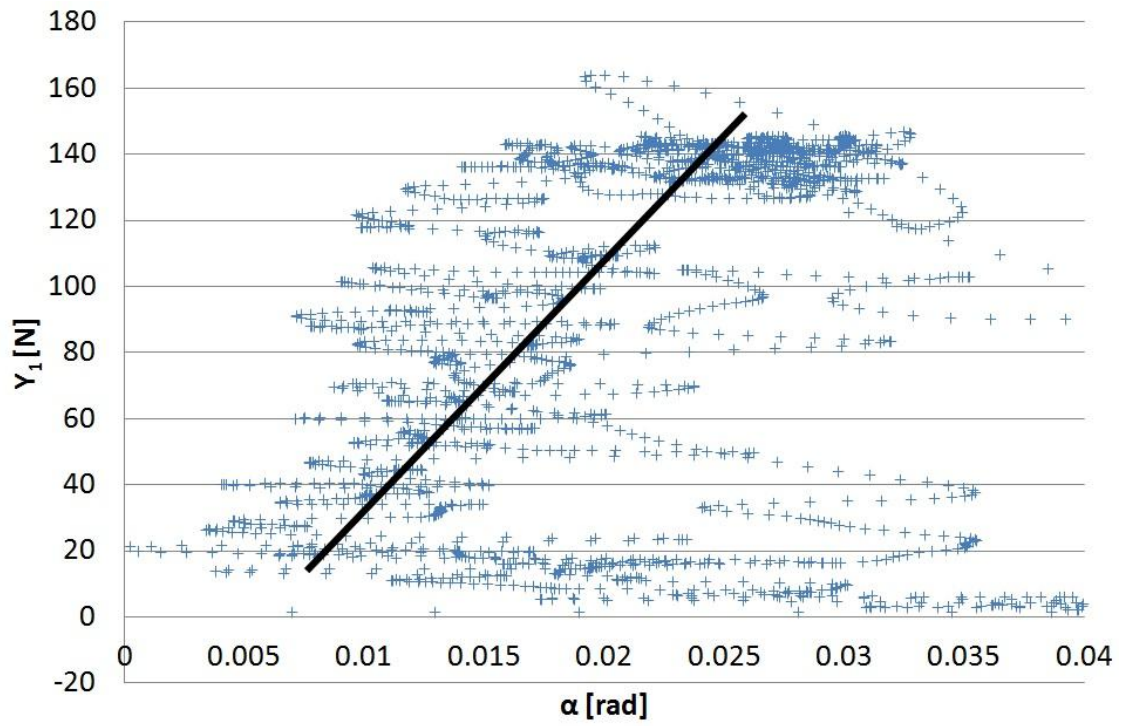
$$I_z\ddot{\psi} = K_1l_1\delta_1 - \frac{K_1l_1 - K_2l_2}{v}\dot{y} - \frac{K_1l_1^2 + K_2l_2^2}{v}\dot{\psi} + M_{zewz} \quad (97)$$

Do symulacji ruchu za pomocą ww. modelu należy wprowadzić wartości odporności na znoszenie osi przedniej i tylnej. Ponieważ zakładano, że:

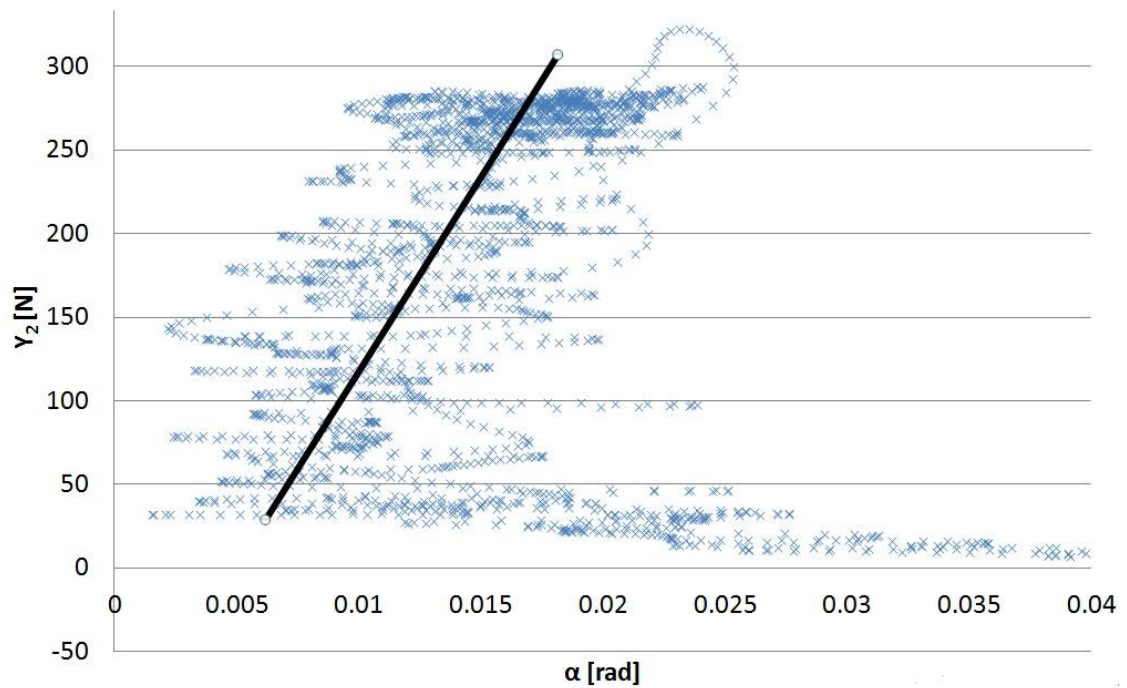
$$Y_1 = K_1\alpha_1 \quad (98)$$

$$Y_2 = K_2\alpha_2 \quad (99)$$

z badań drogowych można określić siły działające w osiach pojazdu i kąty znoszenia poszczególnych osi [80]. Z zebranych danych utworzono funkcję siły bocznej od kąta znoszenia. Tangens kąta nachylenia linii średniej określa odporność na znoszenie poszczególnych osi (rys. 52 i 53).



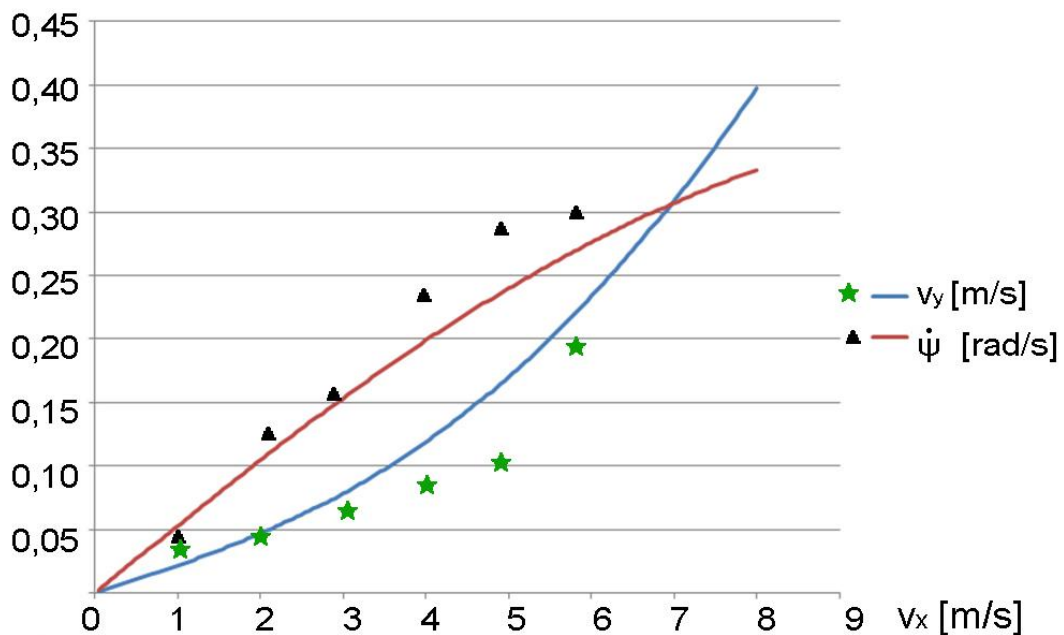
Rys. 52 Odporność na znoszenie osi przedniej jako pochylenie linii $Y_1(\alpha)$



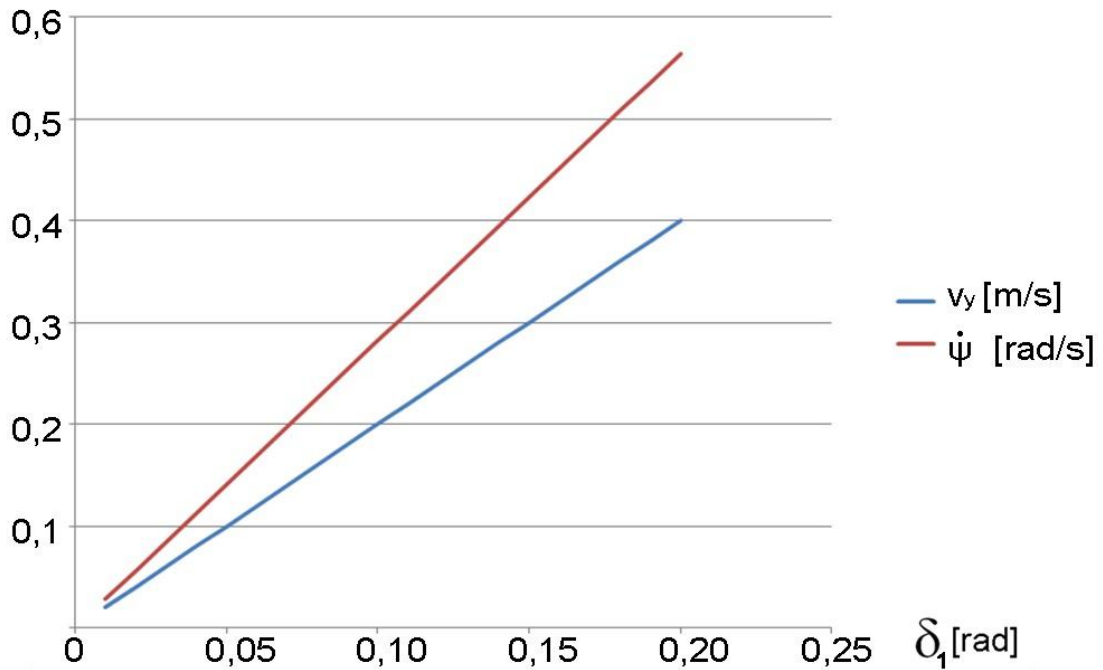
Rys. 53 Odporność na znoszenie osi tylnej jako pochylenie linii $Y_2(\alpha)$

Walidacja modelu

Po uzyskaniu wszystkich parametrów modelu matematycznego wyznaczono wartości prędkości poprzecznej v_y i prędkości odchylenia $\dot{\psi}$ w funkcji prędkości jazdy v_x (rys. 54) dla różnych kątów obrotu kierownicy δ_H i funkcję prędkości poprzecznej v_y i prędkości odchylenia $\dot{\psi}$ od kąta obrotu kierownicy δ_H (rys. 55) dla różnych prędkości jazdy v_x , a także przeprowadzono kolejną serię badań drogowych i symulacje w celu walidacji modelu. Wartości prędkości poprzecznej v_y i prędkości odchylenia $\dot{\psi}$ wyliczone z modelu zostały porównane z rzeczywistymi zmierzonymi w czasie badań drogowych. Rys. 54 przedstawia przebiegi wyznaczonych funkcji z naniesionymi, w postaci punktów, wartościami zmierzonymi w badaniach drogowych. Z przedstawionych przykładowych danych wynika, że wyniki symulacji nie odbiegają od wyników uzyskanych podczas testów drogowych. Zauważalna jest korelacja pomiędzy wynikami. Taka wstępna weryfikacja modelu i parametrów pojazdu pozwala na próbę symulacji ruchu przy użyciu powyższego modelu rowerowego.



Rys. 54 Prędkość poprzeczna i prędkość odchylenia dla kąta skrętu kół
 $\delta_1 = 0,085 \text{ rad}$

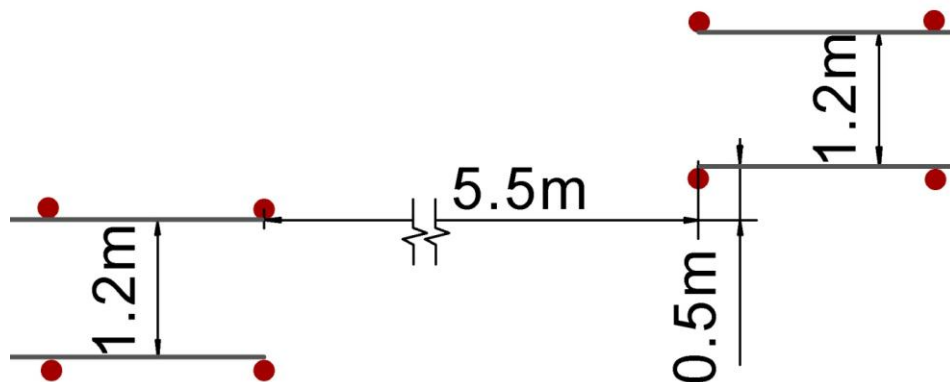


Rys. 55 Prędkość poprzeczna i prędkość odchylenia dla prędkości wzdłużnej
 $v_x = 5 \text{ m/s}$

Testy drogowe i symulacje obejmowały manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu, wykonywany przy różnych prędkościach jazdy i dla różnych rozdziałów sił napędowych. Uwzględniono trzy stany rozkładu momentu obrotowego:

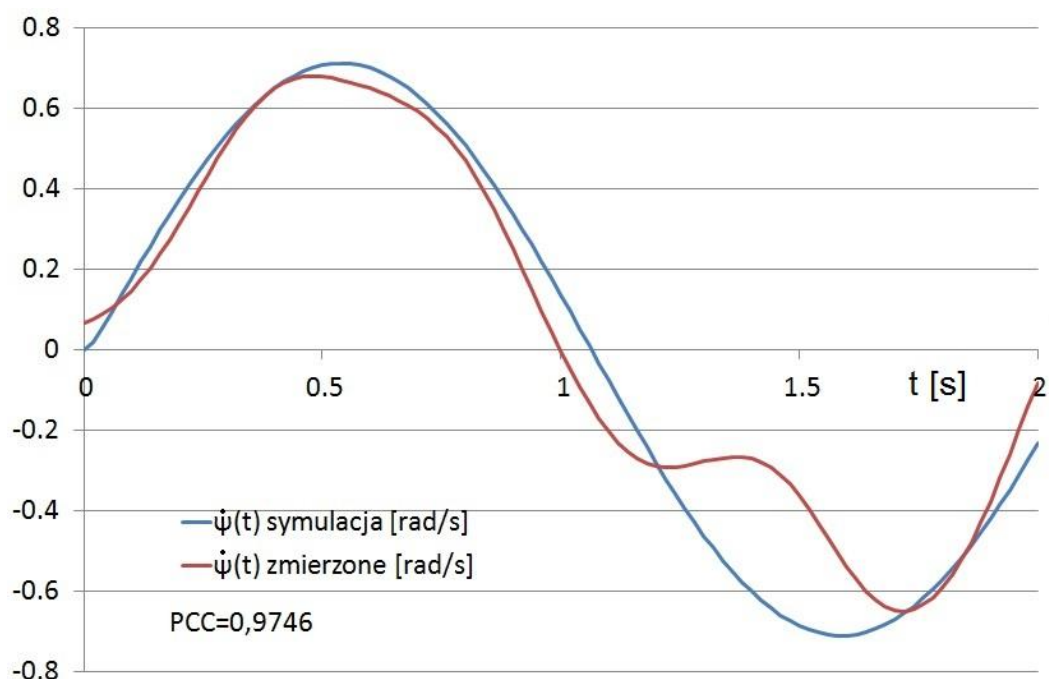
- siła napędowa rozwijana tylko pod kołem wewnętrznym do pierwszego łuku toru;
- siła napędowa rozwijana tylko pod kołem zewnętrznym do pierwszego łuku toru;
- równy rozdział sił napędowych pomiędzy kołami.

Tor pojedynczej zmiany pasa ruchu został dostosowany do wymiarów i prędkości uzyskiwanych przez pojazd. Badania drogowe przeprowadzono na dobrej i suchej nawierzchni asfaltowej. Tor pojedynczej zmiany pasa ruchu i jego wymiary pokazano na rys. 56.



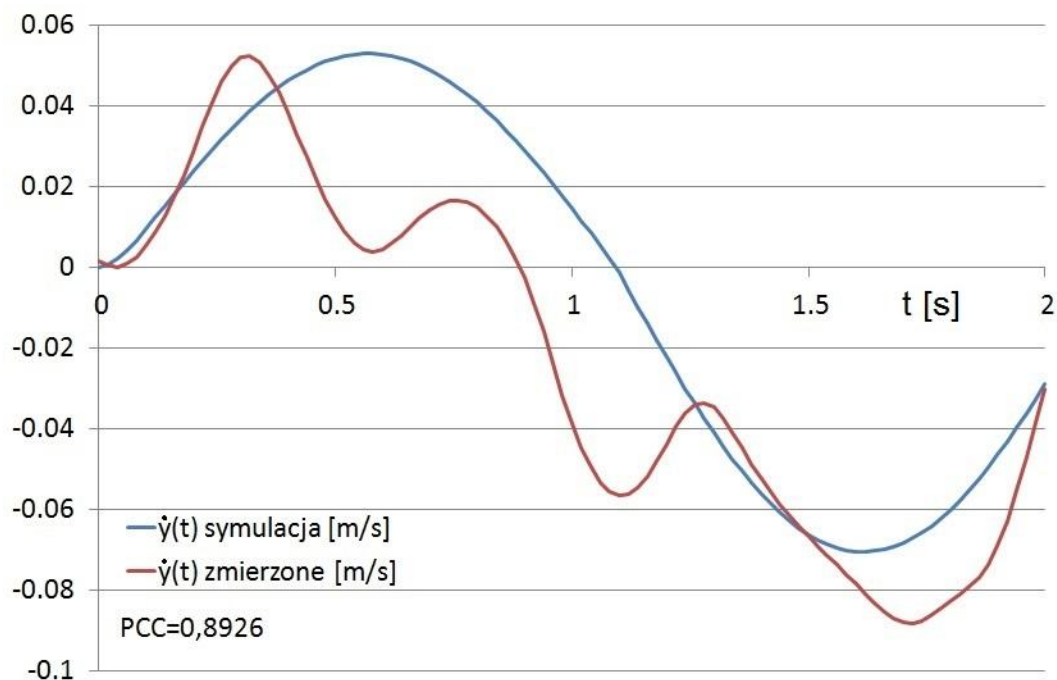
Rys. 56 Tor pojedynczej zmiany pasa ruchu

Do symulacji ruchu wybrano oprogramowanie Matlab R2014. Danymi wejściowymi do modelu był kąt obrotu kierownicy w funkcji czasu $\delta_H(t)$ i prędkość wzdłużna pojazdu v_x . Wpływ rozkładu sił napędowych na zachowanie pojazdu został osiągnięty poprzez wprowadzenie dodatkowego momentu odchylającego tor ruchu. Wartości kąta obrotu kierownicy zostały pobrane z testów drogowych. Wynikiem symulacji jest przemieszczenie boczne pojazdu $y(t)$, prędkość poprzeczna $\dot{y}(t)$ w lokalnym układzie współrzędnych, kąt odchylenia $\psi(t)$ i prędkość odchylenia $\dot{\psi}(t)$. Wszystkie powyższe zapisywane są jako funkcja czasu. Uzyskane z symulacji prędkości odchylenia i prędkości poprzecznej pojazdu porównano z wartościami uzyskanymi podczas testów. Do określenia przydatności modelu rowerowego do opisu ruchu pojazdu określono współczynnik korelacji (PCC - współczynnik korelacji Pearsona). Rys. 57, 58, 59, 60, 61, 62 pokazują przykłady wyników symulacji.



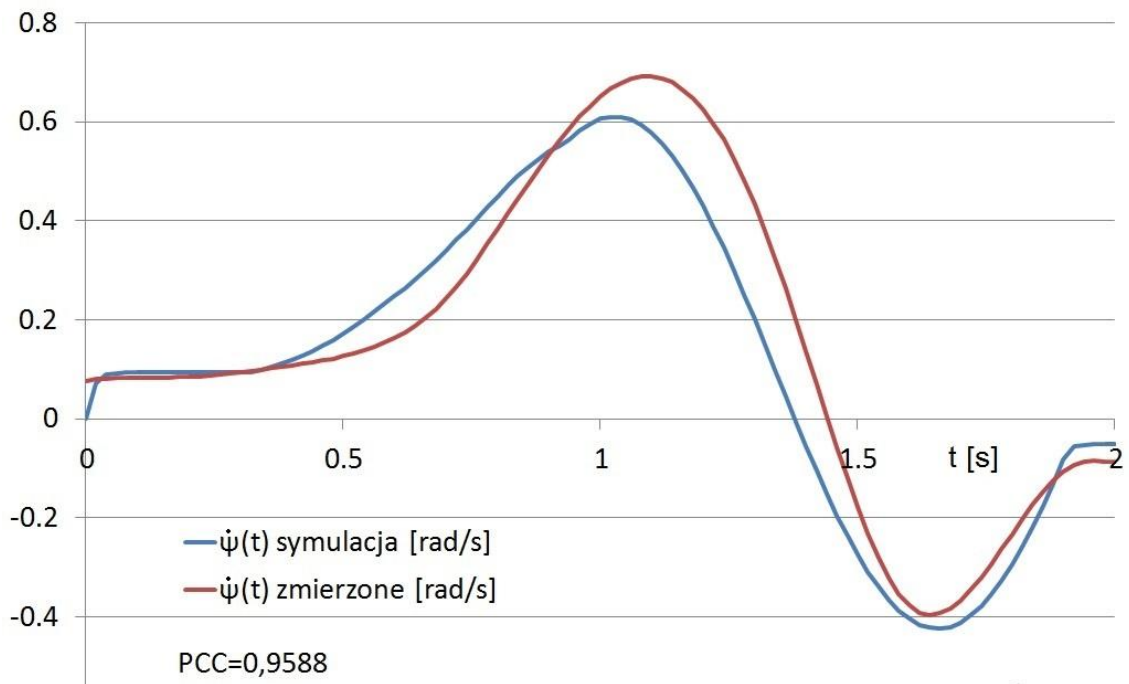
Rys. 57 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość odchylenia - próba z równym rozdziałem sił napędowych; zakłócenia około 1,2 s spowodowane uszkodzeniem czujnika kąta obrotu kierownicy.

Prędkość wzdłużna pojazdu $v_x = 5 \text{ m/s}$

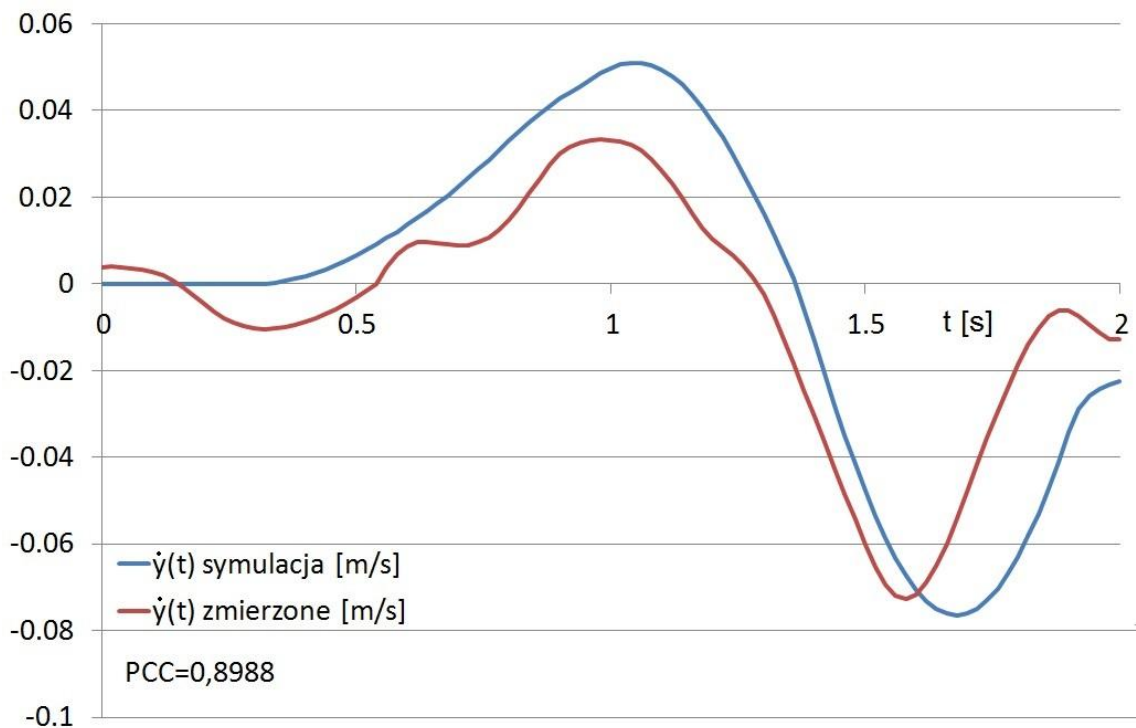


Rys. 58 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość poprzeczna - próba z równym rozdziałem sił napędowych; zakłócenia około 1,2 s spowodowane uszkodzeniem czujnika kąta obrotu kierownicy.

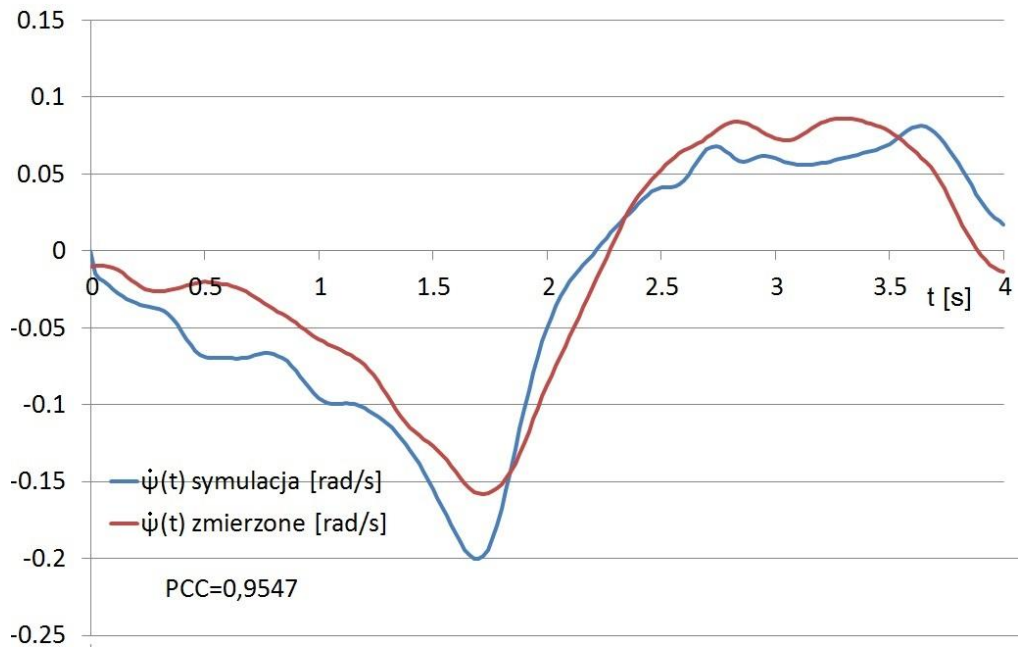
Prędkość wzdłużna pojazdu $v_x = 5 \text{ m/s}$



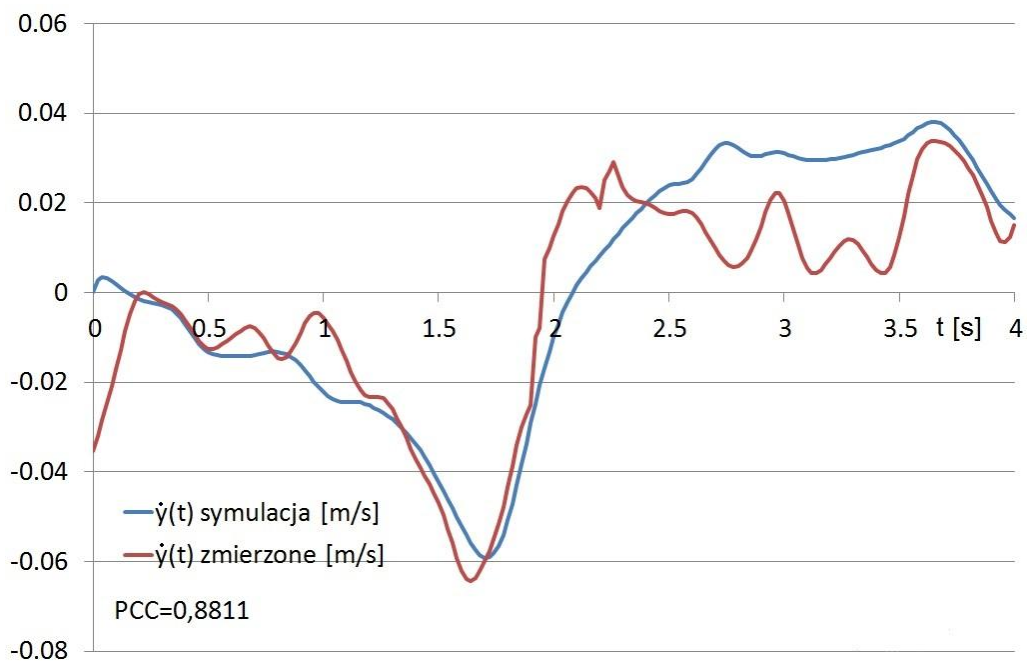
Rys. 59 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość odchylenia - próba z napędem na koło zewnętrzne do pierwszego łuku. Prędkość wzdłużna pojazdu $v_x = 4 \text{ m/s}$



Rys. 60 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość poprzeczna - próba z napędem na koło zewnętrzne do pierwszego łuku. Prędkość wzdłużna pojazdu $v_x = 4 \text{ m/s}$



Rys. 61 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość odchylenia - próba z napędem na koło wewnętrzne do pierwszego łuku. Prędkość wzdłużna pojazdu $v_x = 4 \text{ m/s}$



Rys. 62 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość poprzeczna - próba z napędem na koło wewnętrzne do pierwszego łuku. Prędkość wzdłużna pojazdu $v_x = 4 \text{ m/s}$

Otrzymane wyniki wskazują, że model jednośladowy może służyć do symulowania nietypowego - wąskiego pojazdu [81]. Ponadto odpowiednio zmodyfikowany model może uwzględniać wpływ rozdziału sił napędowych na zachowanie pojazdu. W wąskim pojeździe w czasie pokonywania łuków następuje znaczna zmiana sił normalnych działających na styku opony i jezdni. Zmiana nacisków normalnych powoduje zmianę zdolności przenoszenia sił stycznych. Biorąc pod uwagę, że podczas symulacji rzeczywiste wymuszenie kątem obrotu kierownicy zostało zastąpione funkcją, a nadto, że przyjęto stałą wartość przełożenia kinematycznego w układzie kierowniczym, należy stwierdzić, iż uzyskane wyniki symulacji wykazują zadawalającą zbieżność z wynikami badań drogowych. Założony liniowy model opony w zadanych warunkach drogowych jest wystarczający do opisu ruchu pojazdu.

9. Model o trzech stopniach swobody

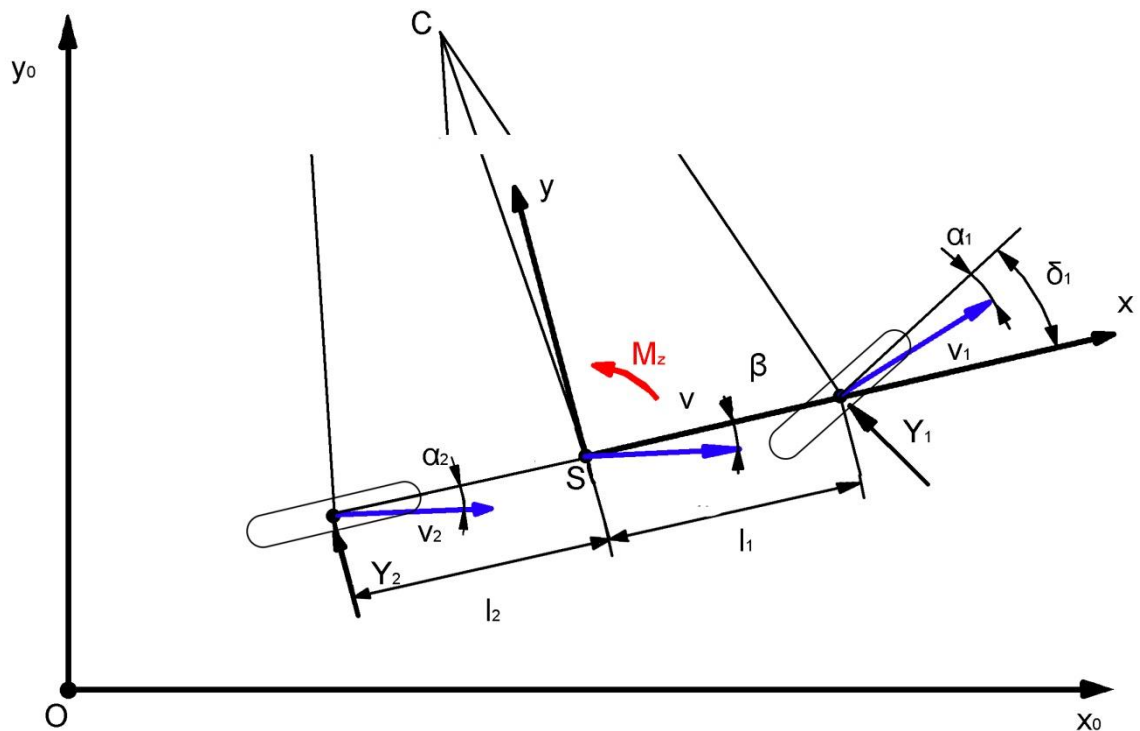
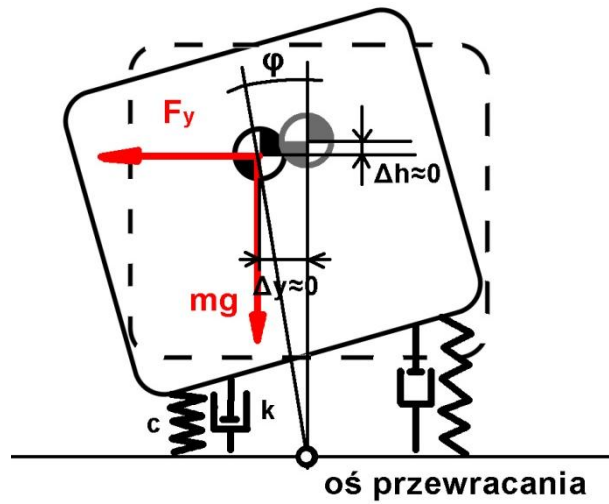
Odpowiednio zmodyfikowany model jednośladowy pojazdu uwzględnia wpływ rozkładu siły napędowej pomiędzy koła poprzez wprowadzenie dodatkowego momentu obrotowego działającego w płaszczyźnie drogi. Nie jest on jednak wystarczający do wykorzystania w aktywnych systemach bezpieczeństwa wąskiego pojazdu. Jak podano w pkt. 2. wąskie pojazdy mają znaczną tendencję do przewracania się z powodu małego rozstawu kół i wysoko położonego środka masy. Dlatego w systemach ograniczających skłonności do wywracania dla wąskich pojazdów podejście oparte jedynie na przewidywaniu wartości przyspieszenia poprzecznego jest niewystarczające. Krótkotrwałe występowanie wysokich wartości przyspieszenia bocznego może nie powodować wywrócenia się pojazdu. Dlatego, w celu opracowania aktywnego systemu ograniczania przechyłu konieczne jest zastosowanie modelu o trzech stopniach swobody (3DOF) obejmującego odchylenie, przechył (wokół osi wywracania) i przemieszczenie boczne pojazdu. Model taki powinien uwzględnić sztywność i tłumienie zawieszenia. Ponieważ ruch wzdłużny pojazdu odbywa się ze stałą prędkością ($v_x = const$), przemieszczenie pojazdu w kierunku osi x nie jest brane pod uwagę. Rys. 63. pokazuje schemat modelu w dwóch prostopadłych płaszczyznach. Siły i momenty działające na pojazd można przedstawić jako:

$$\begin{cases} \sum F_y = m\ddot{y} \\ \sum M_z = I_z\ddot{\psi} \\ \sum M_\varphi = I_\varphi\ddot{\varphi} \end{cases} \quad (100)$$

$$-F_{by} + Y_1 \cos \delta_1 + Y_2 \cos \delta_2 + F_{zew_y} = 0 \quad (101)$$

$$-M_{bz} + Y_1 \cos \delta_1 l_1 - Y_2 \cos \delta_2 l_2 + M_{zew_z} = 0 \quad (102)$$

$$-M_{b\varphi} + F_y h \cos \varphi + mgh \sin \varphi - c\varphi - k\dot{\varphi} + M_{zew_\varphi} = 0 \quad (103)$$



Rys. 63 Schemat modelu o trzech stopniach swobody

Co po uwzględnieniu poprzednich założeń i uproszczeń oraz dodatkowego:

$$I_{\varphi} = I_x + mh^2 \quad (104)$$

pozwała na sformułowanie następujących równań ruchu:

$$m\ddot{y} = K_1\delta_1 - \frac{K_1 + K_2}{v}\dot{y} - \frac{K_1l_1 - K_2l_2 + mv^2}{v}\dot{\psi} \quad (105)$$

$$I\ddot{\psi} = K_1l_1\delta_1 - \frac{K_1l_1 - K_2l_2}{v}\dot{y} - \frac{K_1l_1^2 + K_2l_2^2}{v}\dot{\psi} + M_{zewz} \quad (106)$$

$$I\ddot{\varphi} = F_y h \cos \varphi + mgh \sin \varphi - c\varphi - k\dot{\varphi} \quad (107)$$

Walidacja modelu 3DOF

Aby przeprowadzić symulacje, konieczne było uzyskanie kolejnych parametrów pojazdu. Przeprowadzono następujące pomiary:

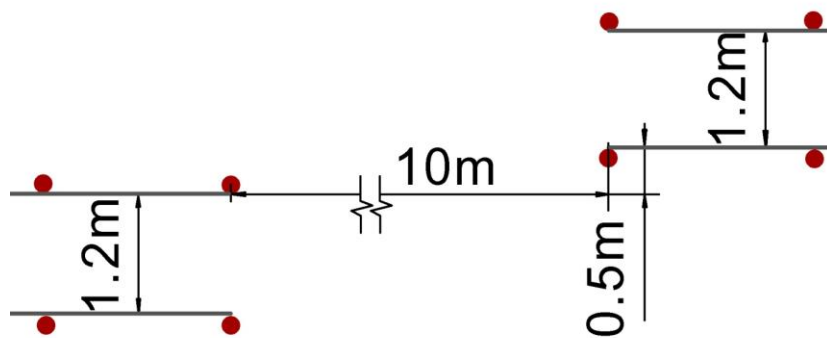
- sztywności przechyłowej pojazdu wokół osi przewracania,
- współczynnika tłumienia przechyłu poprzecznego.

Pomiar sztywności przechyłowej pozwolił ustalić maksymalny bezpieczny kąt przechyłu nadwozia pojazdu. Po osiągnięciu kąta przechyłu $\varphi = 14^\circ \approx 0,25 \text{ rad}$, wewnętrzne koło pojazdu zostaje oderwane od nawierzchni drogi, co można uważać za utratę stabilności przechyłowej.

Następnie przeprowadzone zostały badania drogowe. Testy drogowe i symulacje obejmowały ponownie manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu, wykonywany przy różnych prędkościach jazdy i dla różnych rozdziałów sił napędowych. Uwzględniono trzy stany rozdziału siły napędowej:

- siła napędowa rozwijana tylko pod kołem wewnętrznym do łuku;
- siła napędowa rozwijana tylko pod kołem zewnętrznym do łuku;
- równy rozdział sił napędowych pomiędzy kołami.

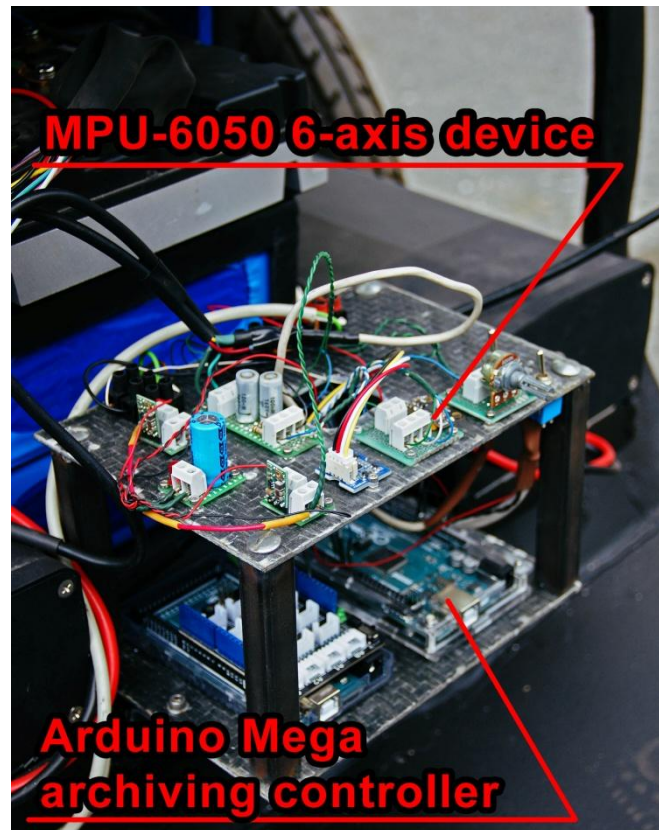
Doświadczenia poprzednich badań drogowych i zaobserwowane znaczne ograniczenie prędkości jazdy wynikające ze zbyt gwałtownych manewrów skutkowały korektą wymiarów toru pojedynczej zmiany pasa ruchu. Został on dostosowany do wymiarów pojazdu i wyższych prędkości jazdy. Badania drogowe przeprowadzono na dobrej i suchej nawierzchni asfaltowej. Tor pojedynczej zmiany pasa ruchu i jego wymiary pokazano na rys. 64, a pojazd wyposażony w aparaturę pomiarową przedstawia rys. 65. Na rys. 66 przedstawiono rozmieszczenie urządzeń pomiarowych. Rys. 67. i 68. przedstawiają pojazd w czasie badań drogowych.



Rys. 64 Tor badań pojedynczej zmiany pasa ruchu



Rys. 65 Pojazd wyposażony w aparaturę pomiarową



Rys. 66 Urządzenia rejestrujące



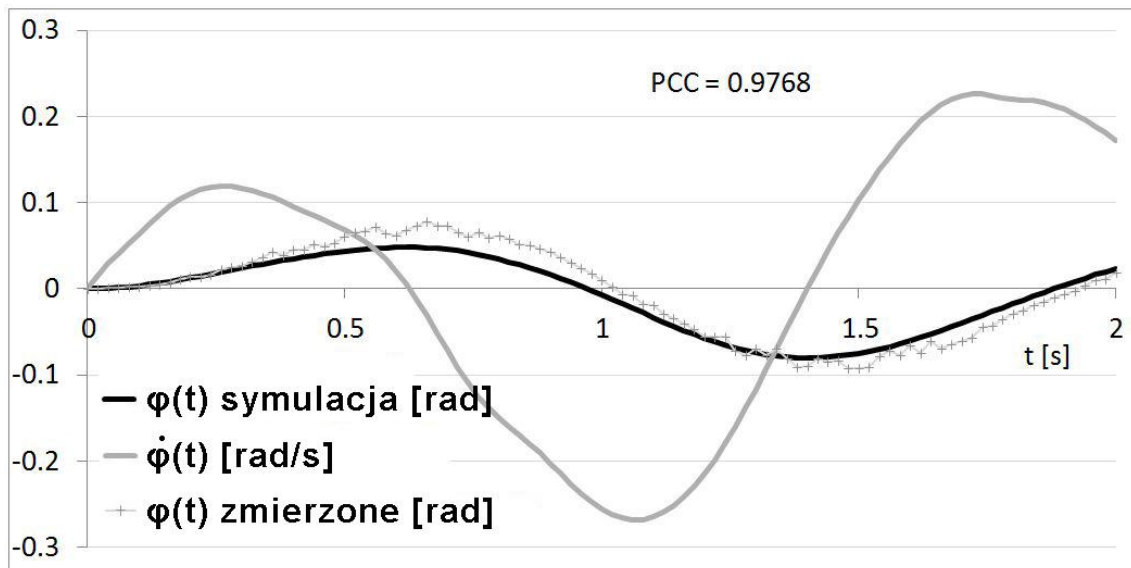
Rys. 67 Pojazd w czasie badań drogowych - pojazd opuszcza tor po manewrze



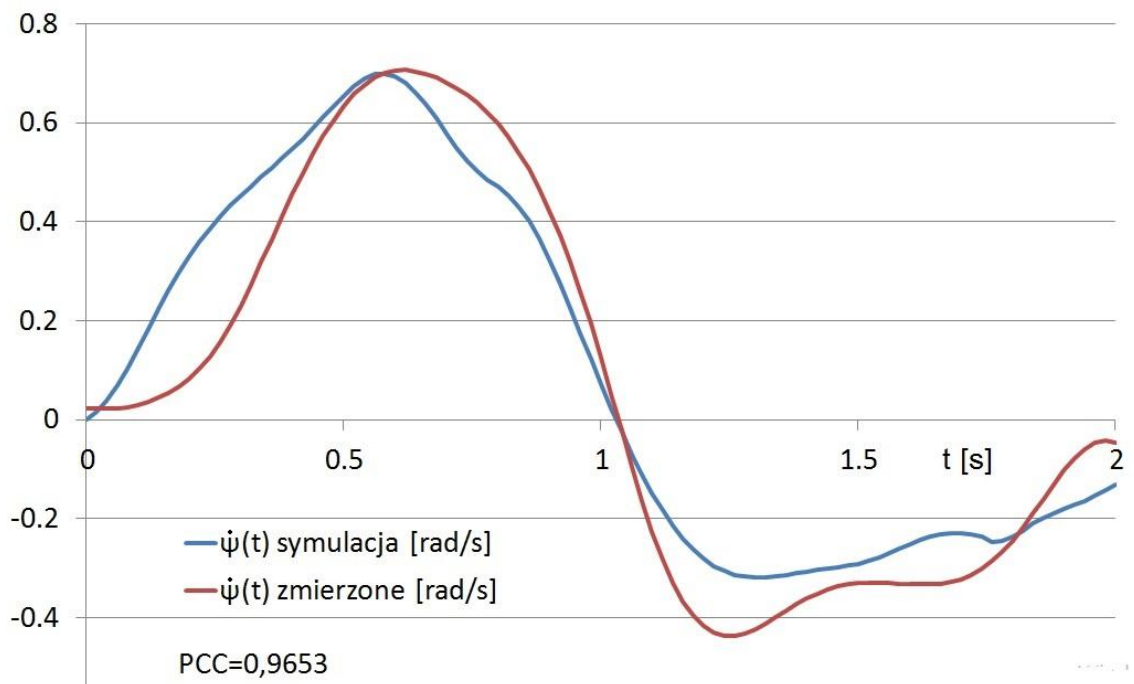
Rys. 68 Pojazd w czasie badań drogowych - widoczny najazd na tor

Symulacje ruchu przeprowadzono przy wykorzystaniu oprogramowania Matlab R2015b. Zastosowano wyznaczone poprzednio wartości parametrów geometrycznych i masowych pojazdu. Danymi wejściowymi do modelu był kąt obrotu kierownicy w funkcji czasu $\delta_H(t)$ i prędkość wzdłużna pojazdu v_x . Wprowadzono wartości zebrane w czasie wyników badań drogowych. Wynikiem symulacji jest przemieszczenie boczne pojazdu $y(t)$, prędkość poprzeczna pojazdu $\dot{y}(t)$ w lokalnym układzie współrzędnych, kąt odchylenia $\psi(t)$, prędkość odchylenia $\dot{\psi}(t)$, kąt przechyłu $\varphi(t)$ i prędkość przechyłu $\dot{\varphi}(t)$ jako funkcja czasu.

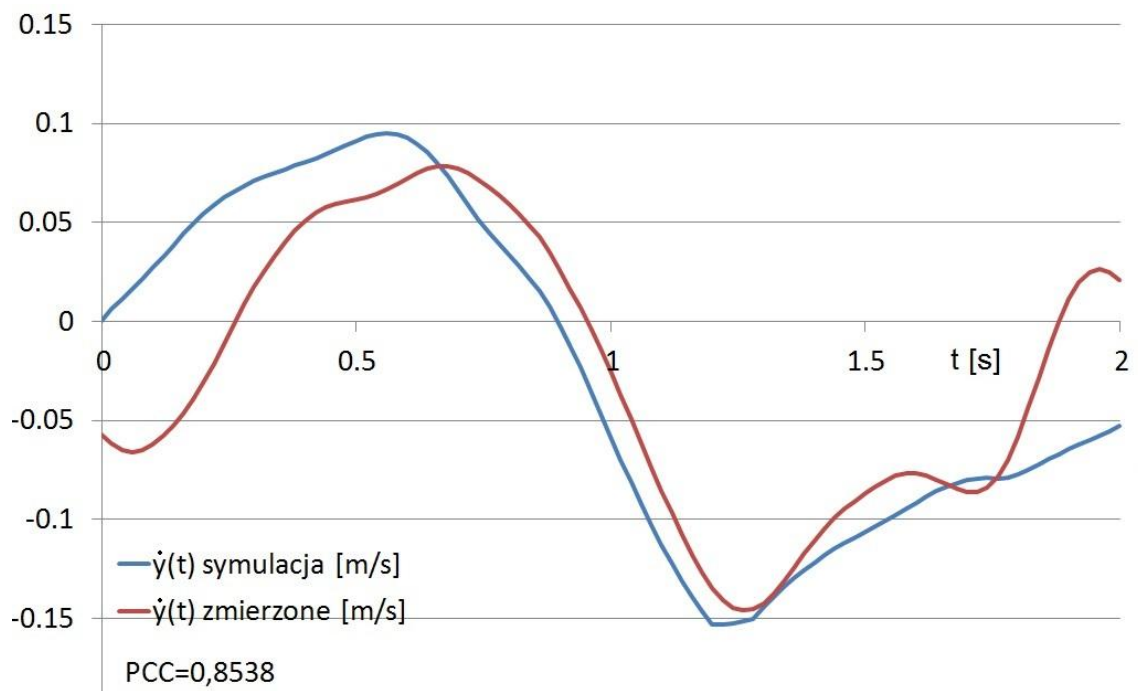
Uzyskane wyniki porównano z wartościami zmierzonymi podczas testów. W celu określenia zgodności modelu określono współczynnik korelacji (PCC - współczynnik korelacji Pearsona). Rys. 69, 70, 71, 72, 73, 74 pokazują przykłady wyników symulacji porównane z danymi zebranymi w czasie prób drogowych.



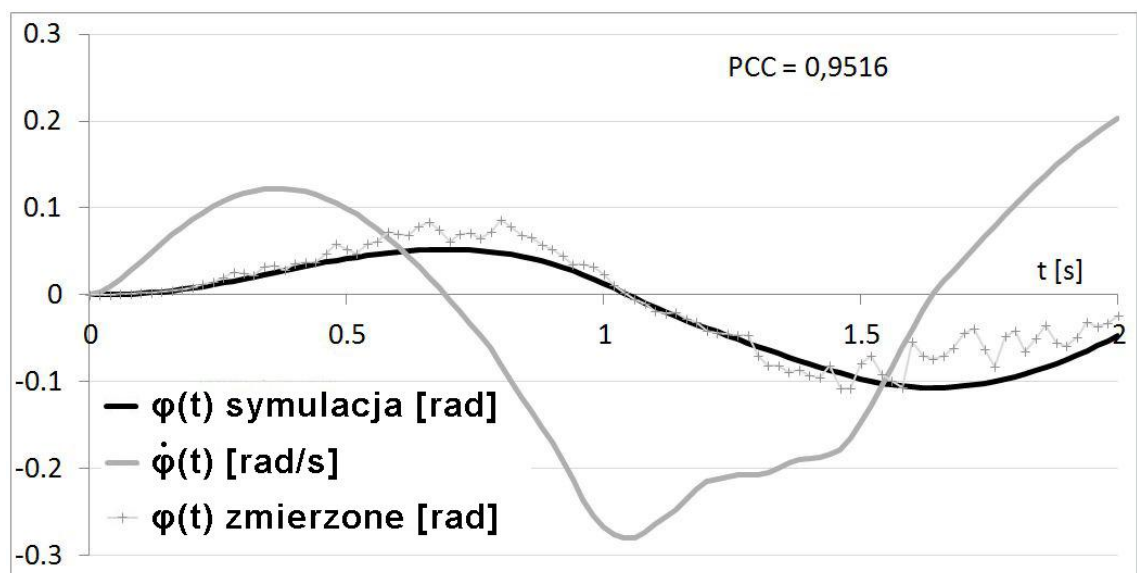
Rys. 69 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, kąt przechyłu poprzecznego - próba z napędem tylko na koło zewnętrzne do pierwszego łuku



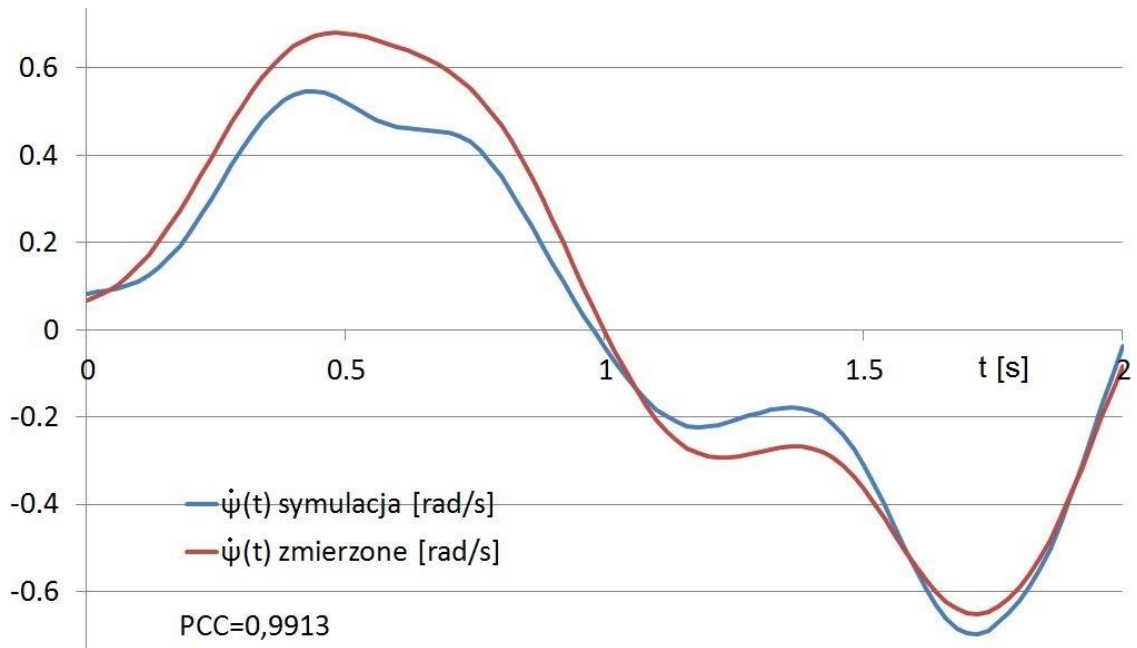
Rys. 70 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość odchylenia - próba z napędem tylko na koło zewnętrzne do pierwszego łuku



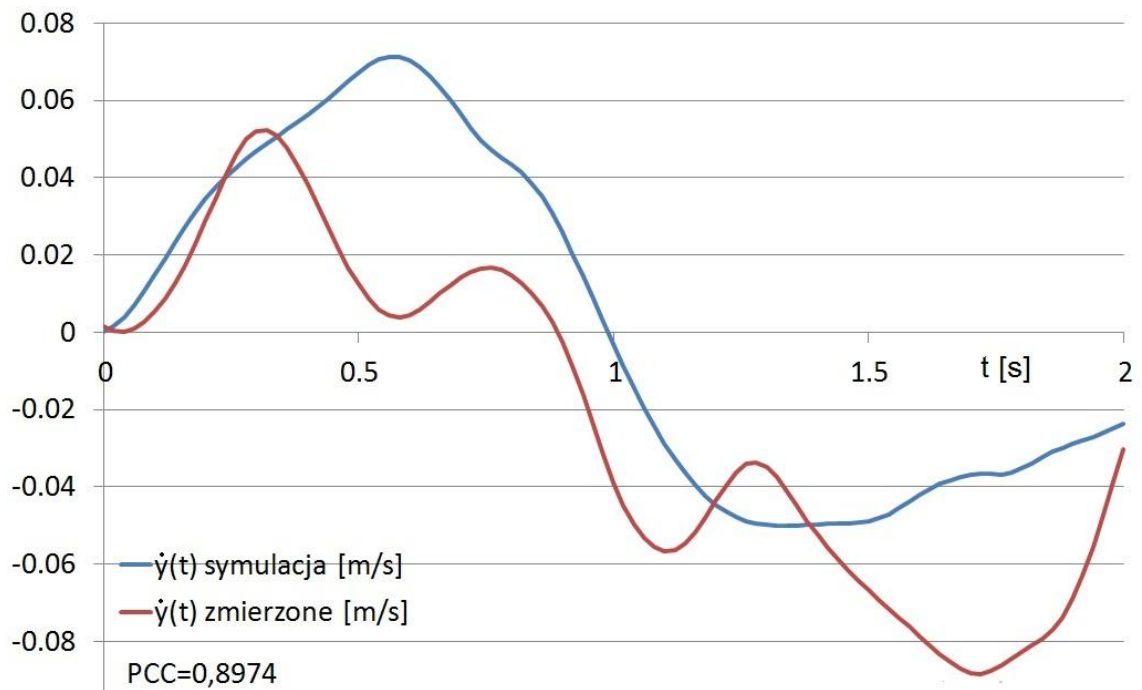
Rys. 71 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość poprzeczna - próba z napędem tylko na koło zewnętrzne do pierwszego łuku



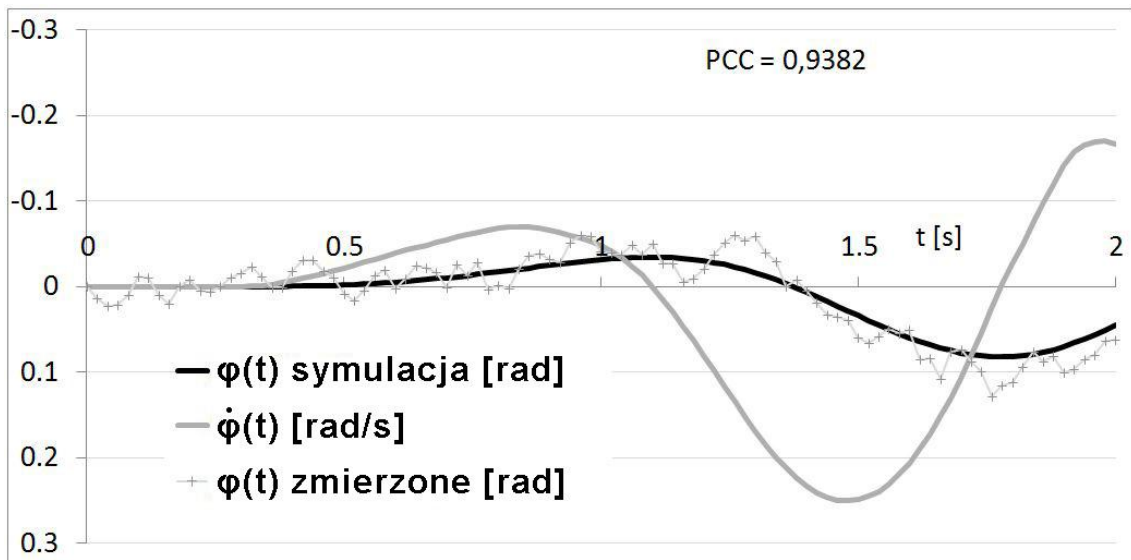
Rys. 72 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, kąt przechyłu poprzecznego - próba z równym rozdziałem sił napędowych



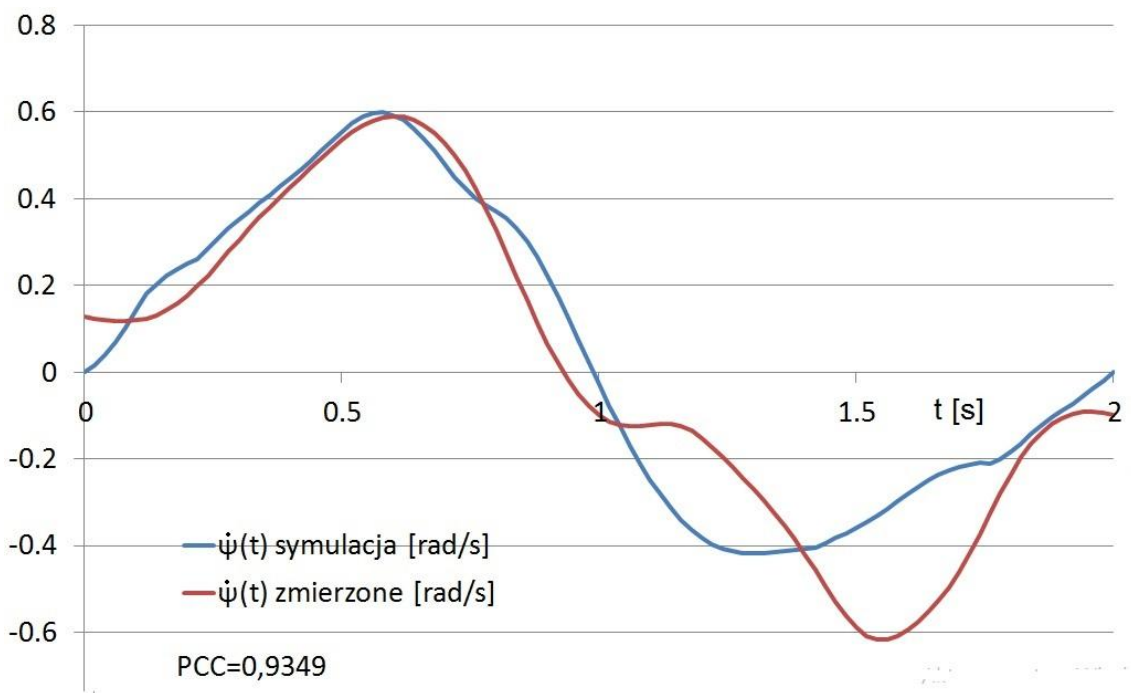
Rys. 73 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość odchylenia - próba z równym rozdziałem sił napędowych



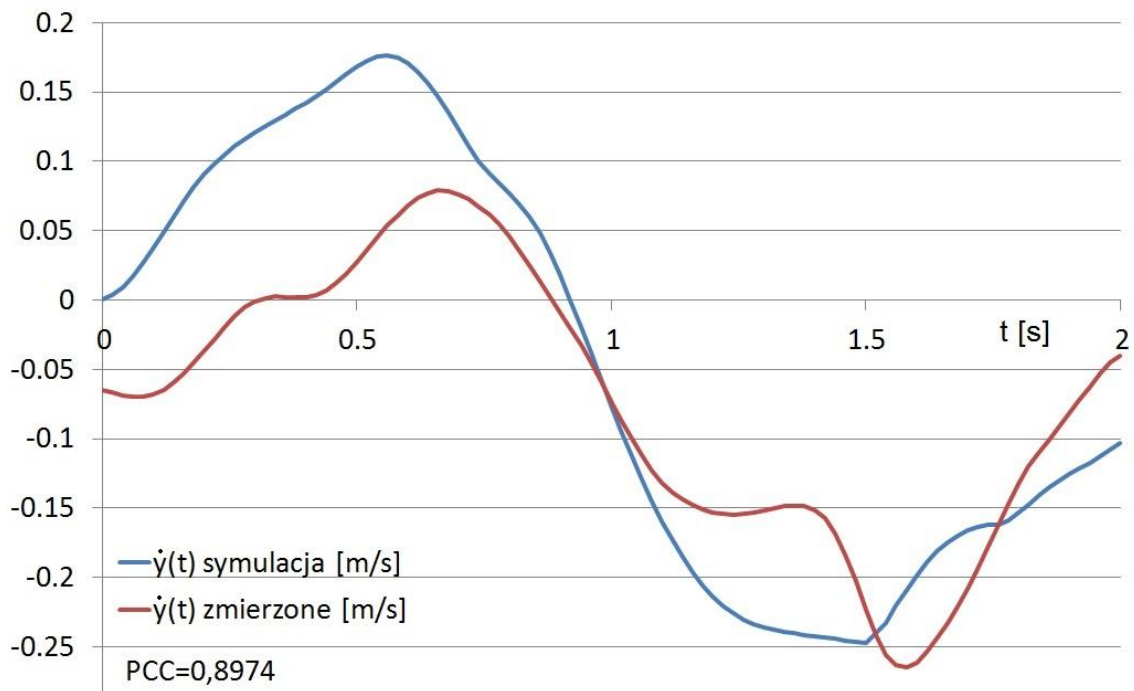
Rys. 74 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość poprzeczna - próba z równym rozdziałem sił napędowych



Rys. 75 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, kąt przechyłu poprzecznego - próba z napędem tylko na koło wewnętrzne do pierwszego łuku



Rys. 76 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość odchylenia - próba z napędem tylko na koło wewnętrzne do pierwszego łuku

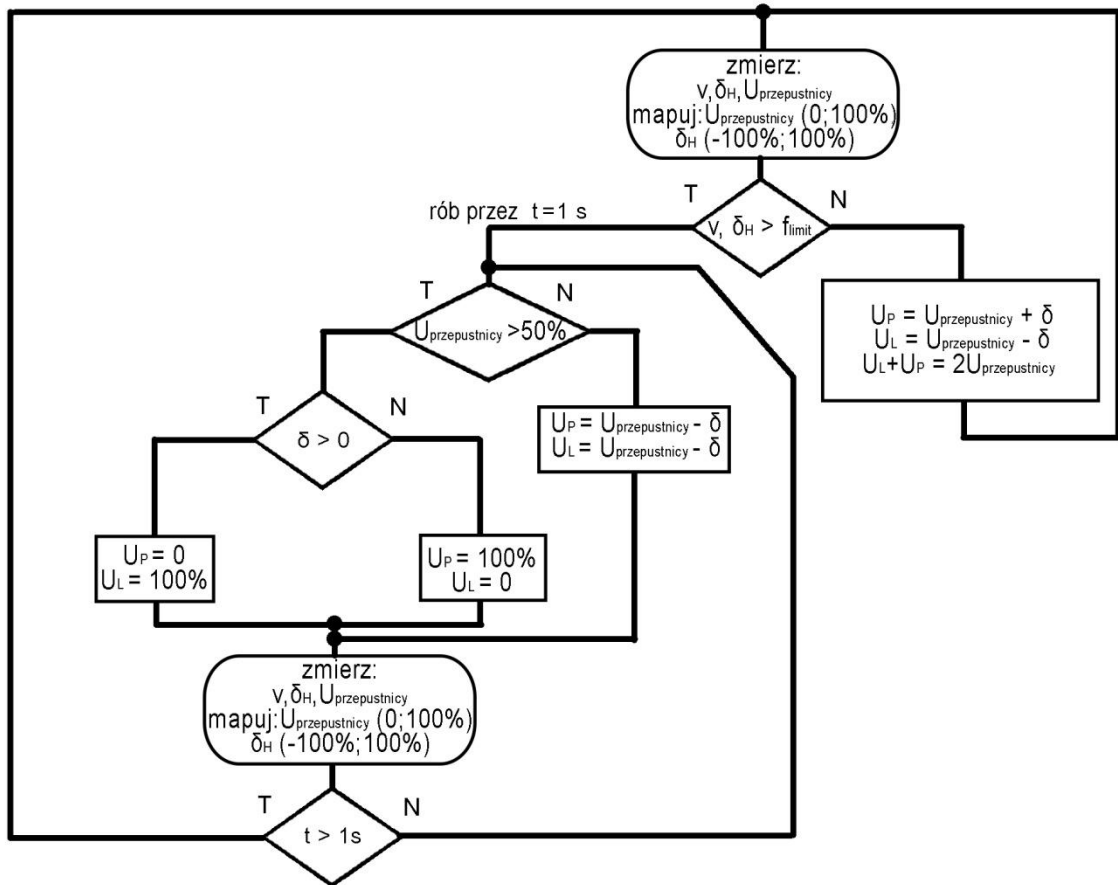


Rys. 77 Porównanie wyników symulacji i danych zebranych w czasie testów drogowych, prędkość poprzeczna - próba z napędem tylko na koło wewnętrzne do pierwszego łuku

Z powyższych wynika, że zgodność modelu jest na wystarczającym poziomie. Współczynnik korelacji Pearsona dla przedstawionych symulacji przekracza 0,93. Przeprowadzone próby wskazują, że model pojazdu o trzech stopniach swobody może być wykorzystany do opisanie ruchu wąskiego pojazdu z systemem rozdziału sił napędowych. Wyniki symulacji, czyli przewidywane wartości kąta przechyłu i prędkości przechyłu mogą stanowić podstawę działania i uruchomienia funkcji w aktywnym systemie ograniczania przechyłu.

10. Koncepcja sterowania

Niniejsza praca ma na celu, między innymi, opracowanie aktywnego systemu kontroli przechyłu poprzecznego. Opracowywany system ma poprawić stabilność przechyłową i kierowność wąskiego pojazdu. Jak opisano w pkt. 2. ingerencja w ruch pojazdu (np. poprzez wyłączenie zasilania silników lub uruchomienie hamulców pojazdu) na podstawie przewidywania maksymalnej wartości przyspieszenia poprzecznego jest dla wąskich pojazdów poważnym ograniczeniem. Zaproponowano zatem algorytm pozwalający na podjęcie działań zmniejszających ryzyko utraty stabilności poprzez zmianę charakterystyki sterowności w początkowej fazie niebezpiecznego manewru. Dopiero gdy działania te okazują się nieskuteczne algorytm podejmuje działania ograniczające ruch pojazdu. Algorytm sterowania rozdziałem sił napędowych przewiduje mogący wystąpić maksymalny przechył pojazdu w czasie niebezpiecznego manewru. Wzorcowym manewrem dla którego obliczone zostają wartości kąta przechyłu jest pojedyncza zmiana pasa ruchu. Manewr ten podejmowany jest często jako próba obrony przed uderzeniem w niespodziewaną przeszkodę pojawiającą się na drodze. Zaskoczony nagłą przeszkodą kierowca często podejmuje zbyt gwałtowną reakcję - zbyt gwałtownie skręca kierownicą. W przypadku wąskich pojazdów powoduje to często utratę stabilności poprzecznej. Zmiana charakterystyki sterowności w początkowej fazie manewru może zwiększyć stabilność przechyłową pojazdu bez ingerencji w moc zasilającą pojazd. W tym celu sterownik pobiera informacje o prędkości jazdy, kącie obrotu kierownicy, położeniu manetki przyspieszenia. Dla powyższych wartości wyznaczono funkcję graniczną, której przekroczenie prowadzi do utraty stabilności przechyłowej w dalszej części manewru pojedynczej zmiany pasa ruchu. Schemat blokowy sterownika pokazano na ryc. 78.

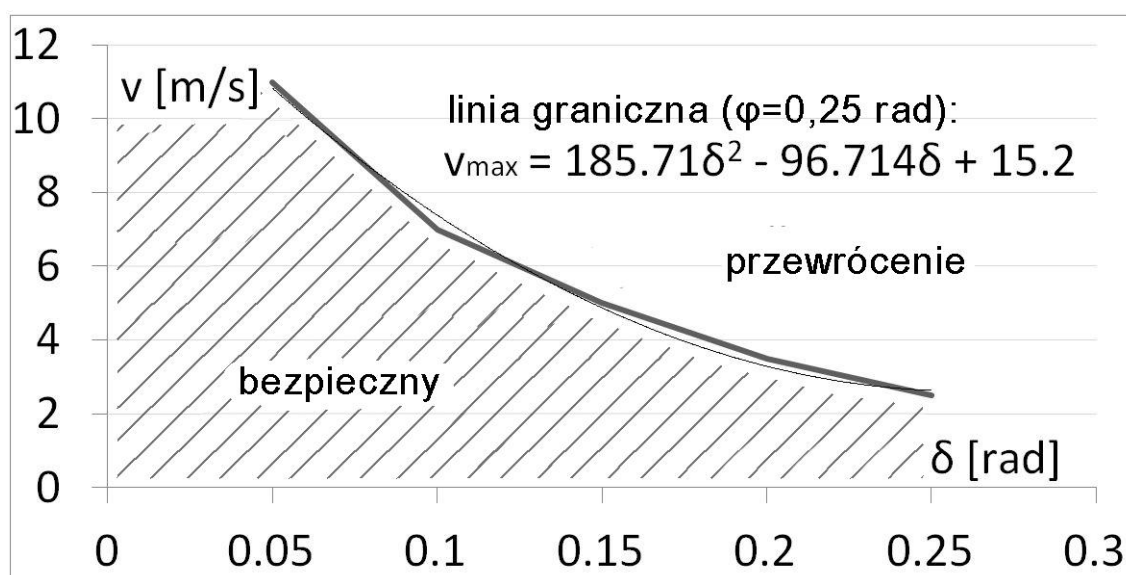


Rys. 78 Schemat blokowy sterownika

Ze względu na ograniczenia dotyczące części wykonawczej sterownika, która powinna być niewielkich rozmiarów, być prosta w obsłudze i korzystać z dostępnych na rynku sterowników - urządzeń opartych na prostych mikrokontrolerach oraz części modelowej, zaproponowany model pojazdu nie może być stosowany w aktywnym systemie bezpieczeństwa przeprowadzającym obliczenia w czasie rzeczywistym. Dlatego zaproponowano stworzenie uproszczonego warunku możliwego do sprawdzania przy niewielkim zapotrzebowaniu na moc obliczeniową. Stworzenie swoistej mapy aktywowania systemu zmiany charakterystyki sterowności pozwoli na korzystanie z efektów symulacji przeprowadzonych poza pojazdem. Ponieważ na mapie prędkości i kąta obrotu kierownicy funkcja $f_{limit}(v, \delta_H)$ przyjmuje jedynie dwie wartości - zakres bezpieczny i niebezpieczeństwo przewrócenia, warunek może zostać sprowadzony do porównywania funkcji jednej zmiennej z drugim parametrem.

10.1. Funkcja limitu prędkości i kąta obrotu kierownicy

W symulacjach określono maksymalne wartości pary parametrów: prędkości i kąta skrętu kół osi przedniej δ_1 , których przekroczenie przy manewrze pojedynczej zmiany pasa ruchu powoduje utratę stabilności przechyłowej przez oderwanie jednego z kół od nawierzchni. Z obliczonych wartości granicznych utworzono funkcję łączącą prędkość i kąt skrętu kół. Ze względów bezpieczeństwa wartości graniczne prędkości i kąta skrętu kół oparto wyłącznie na symulacji. Maksymalny bezpieczny zakres kąta przechyłu nadwozia samochodu wynosi $\varphi = 14^\circ \approx 0,25 \text{ rad}$. Funkcja łącząca prędkość i kąt skrętu kół została przedstawiona na rys. 79.



Rys. 79 Zakresy bezpiecznych i niebezpiecznych kątów skrętu kół i prędkości jazdy

Podczas jazdy bez ryzyka wywrócenia pojazdu sterownik pełni funkcje elektronicznego mechanizmu różnicowego - dobór prądów zasilających silniki jest zależny od kąta obrotu kierownicy. Napęd przekazywany jest proporcjonalnie do prędkości obrotowych kół wynikających z różnych dróg pokonywanych przez koła. Podczas jazdy po łuku koło wewnętrzne obraca się z mniejszą prędkością niż koło zewnętrzne pojazdu. Wcześniejsze badania wykazały, że działanie to zmniejsza podsterowność pojazdu, nawet do neutralnej charakterystyki kierowania, co zwiększa jego zwrotność, a reakcja pojazdu na ruch kierownicy staje się szybsza.

Po przekroczeniu funkcji limitu program odwraca znak rozkładu momentu napędowego elektronicznego mechanizmu różnicowego na doświadczalnie dobrany

okres czasu $t = 1s$. Większa siła napędowa powstaje pod wewnętrznym kołem do łuku. Pojazd zmienia charakterystykę sterowności na silnie podsterowną.

Ponadto sterownik stale monitoruje kąt przechyłu pojazdu. Jeżeli wartość kąta przechyłu przekracza ustawioną wartość maksymalną, sterownik odcina zasilanie obu silników napędowych.

10.2. Projekt sterownika

Do zbudowania członu wykonawczego systemu wybrano platformę Arduino. Jest to platforma stworzona dla systemów wbudowanych opartych na Open Hardware. Język programowania używany przez Arduino oparty jest na środowisku Wiring i wykazuje znaczne podobieństwa do języka C / C ++.

Sterownik wykorzystuje sygnały z następujących czujników zainstalowanych w pojeździe:

- Potencjometryczny czujnik położenia przepustnicy
- Honeywell RTY 270HVNAX czujnik kąta obrotu wykorzystujący efekt Halla mierzący kąt skrętu (rys.80),
- Zintegrowane 6-osiowe urządzenie MotionTracking MPU-6050, które łączy 3-osiowy żyroskop, 3-osiowy akcelerometr oraz Digital Motion Processor™ (DMP) mierzący przyspieszenie poprzeczne, wzdłużne i przechylenie. Urządzenie służy do obliczania kąta przechyłu pojazdu (rys.81).
- Transoptor szczelinowy do pomiaru prędkości jazdy. Tarcza przesłony znajduje się przy prawej przedniej tarczy hamulcowej (miejsce mocowania zaznaczone na rys. 82).

W czasie pracy sterownik prowadzi również archiwizację danych odczytanych z czujników i sygnałów napięciowych elektronicznych przepustnic silników napędowych na karcie microSD.



Rys. 80 Czujnik obrotu koła kierownicy połączony przekładnią z paskiem zębatym



Rys. 81 Sześciooosiowe urządzenie MPU-6050



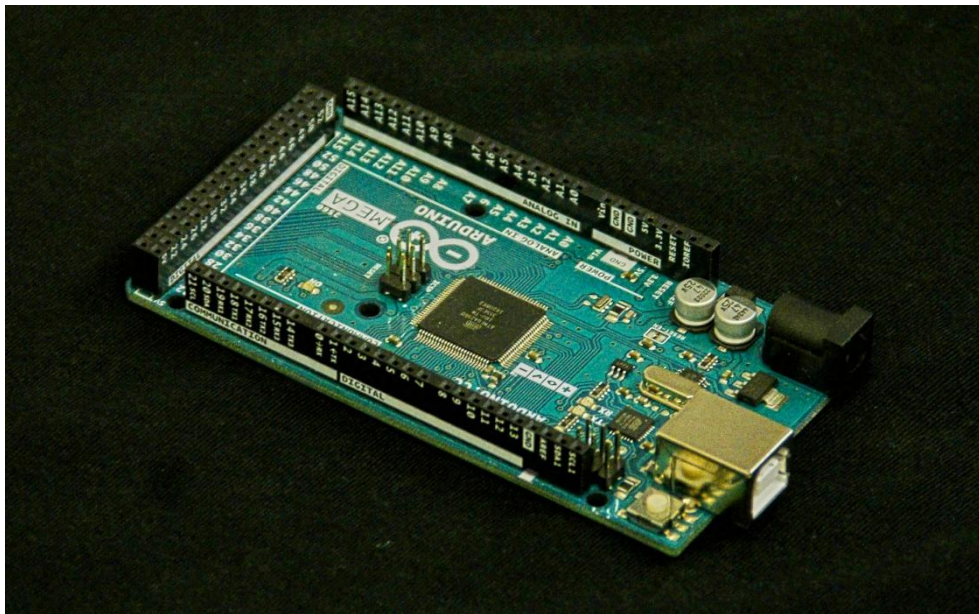
Rys. 82 Transoptor do pomiaru prędkości jazdy

Wykorzystana płyta Arduino Mega składa się z 8-bitowego mikrokontrolera Atmel AVR z uzupełniającymi elementami. Ważnym aspektem sterownika jest standardowy sposób, w jaki wyprowadzone są złącza, pozwalające na podłączenie płyty z mikrokontrolerem do różnych wymiennych modułów dodatkowych. Płyta sterownika zawiera 5V regulator napięcia, 16 MHz rezonator kwarcowy. Mikrokontroler Arduino jest wstępnie zaprogramowany z wykorzystaniem programu rozruchowego, co znacznie upraszcza przesyłanie programu do pamięci flash układu – nie jest potrzebny zewnętrzny programator mikrokontrolera. Na płycie sterownika Arduino większość pinów wejścia/wyjścia mikrokontrolera jest wyprowadzona do wykorzystania przez inne układy.

Do programowania sterownika wykorzystywana jest aplikacja Arduino IDE. Jest to wieloplatformowa aplikacja napisana w języku Java. Środowisko jest zaprojektowane w taki sposób, aby było przyjazne dla osób niezajmujących się na co

dzielnikiem tworzeniem oprogramowania. IDE zawiera edytor kodu oraz pozwala na kompilację i wysłanie programu do płyty Arduino. Zazwyczaj nie ma potrzeby uruchamiania programów z linii poleceń. Standardowo IDE Arduino zawiera bibliotekę C/C++, a programy są napisane w języku przypominającym C/C++. Wykorzystana płyta Arduino Mega 2560 przedstawiona jest na rys. 83.

Cały układ sterownika i czujników zasilany jest z tego samego źródła co sterowniki mocy silników - baterie trakcyjne. Rozwiązanie to pozwoliło na połączenie sterowników wspólnym biegunem obwodu, przez co możliwe było bezpośrednie sterowanie sygnałami napięciowymi. Do zasilania sterownika rozdziału momentu i urządzeń peryferyjnych: czujników i czytnika kart rejestrującego dane wykorzystano elektroniczną przetwornicę napięcia DC/DC.



Rys. 83 Płyta Arduino Mega 2560

11. Schemat budowy sterownika

Zgodnie z założeniami do budowy sterownika wyróżniono następujące stany działania systemu rozdziału sił napędowych:

1. Jazda na wprost
2. Jazda po torze krzywoliniowym niezagrażona przewróceniem pojazdu
3. Jazda po torze krzywoliniowym; predykcja kąta przechyłu wskazuje możliwość wywrócenia pojazdu.
4. Zmierzony kąt przechyłu nadwozia przekroczył granicę bezpieczeństwa
5. Pełne otwarcie elektronicznej przepustnicy.

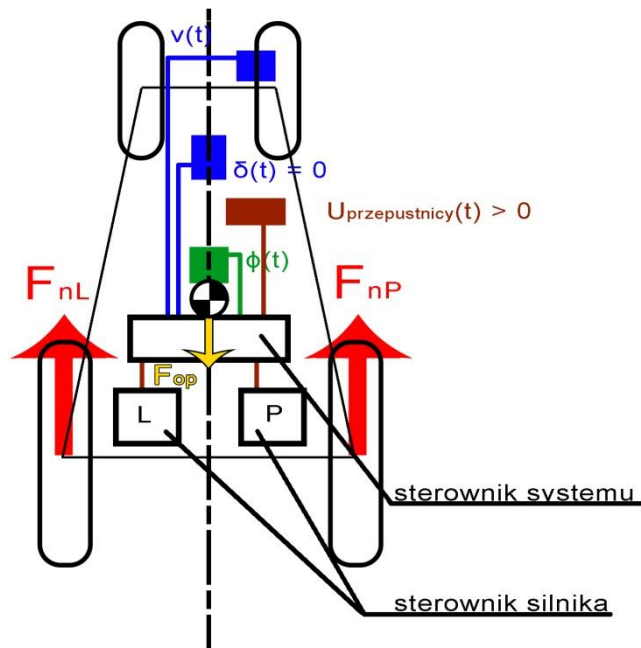
Ad. 1.

Pojazd porusza się po torze zbliżonym do prostoliniowego $v > 0$ lub stoi w miejscu $v = 0$ z kierownicą ustawioną na wprost. Nie występuje zagrożenie przewróceniem. Siły napędowe rozwijane pod kołami pojazdu są równe i zależą jedynie od sygnału elektronicznej przepustnicy.

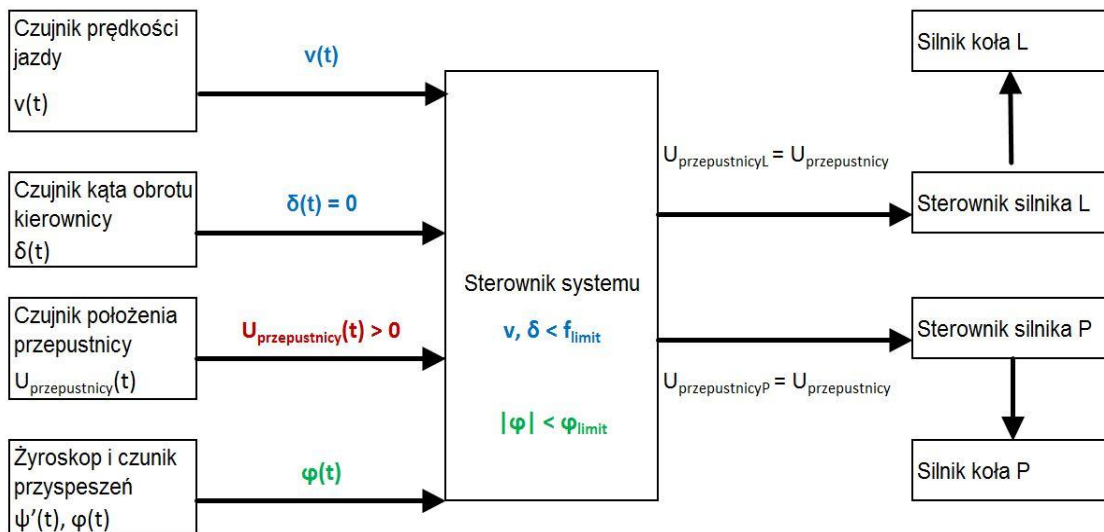
$$U_{przepustnicy} = U_{przepustnicy_L} = U_{przepustnicy_P} \quad (108)$$

$$U_{przepustnicy_L} + U_{przepustnicy_P} = 2 \cdot U_{przepustnicy} \quad (109)$$

Aby minimalne obroty kierownicy lub drgania mechaniczne lub zakłócenia elektryczne nie wywoływały uruchomienia układu różnicującego siły napędowe w module odczytu sygnału czujnika kąta obrotu kierownicy zastosowano martwe pole o szerokości $\pm 0,02$ rad $\approx \pm 1^\circ$. Model rozwijanych sił przedstawiono na rys. 84. Rys. 85 przedstawia sygnały wejściowe i wyjściowe sterownika przy jeździe na wprost.



Rys. 84 Schemat rozdziału sił napędowych przy jeździe na wprost



Rys. 85 Schemat sygnałów decyzyjnych sterownika aktywnego rozdziału sił napędowych przy jeździe na wprost

Ad. 2.

W czasie jazdy niezagrażonej przewróceniem pojazdu - niewielkie skręty lub poruszanie się z małą prędkością sterownik powinien tak dobierać rozdział sił napędowych aby zmniejszyć podsterowność pojazdu i posiadać funkcje elektronicznego mechanizmu różnicowego. Elektroniczny mechanizm różnicowy

pozwole osiągnąć lepszą kierowalność pojazdu, a także zmniejszy jego opory ruchu w czasie jazdy po łuku. Ponieważ wykorzystane do napędu silniki elektryczne są maszynami synchronicznymi elektroniczny komutator samoczynnie dobiera momenty przełączania zasilania poszczególnych cewek. Projektowany sterownik może jedynie zmieniać prąd zasilający silniki. Prąd zasilający silniki powinien być dostosowany do drogi jaką pokonuje koło wewnętrzne i zewnętrzne na łuku o promieniu R zgodnie z ($\delta = \delta_1$):

$$s_z^k \approx 2\pi \left(R + \frac{b}{2} \right) \quad (110)$$

$$s_w^k \approx 2\pi \left(R - \frac{b}{2} \right) \quad (111)$$

$$R = \frac{l}{\tan \delta} \quad (112)$$

zatem

$$\frac{s_z^k}{s_w^k} = \frac{2\pi \left(R + \frac{b}{2} \right)}{2\pi \left(R - \frac{b}{2} \right)} = \frac{\frac{l}{\tan \delta} + \frac{b}{2}}{\frac{l}{\tan \delta} - \frac{b}{2}} = \frac{2l + b \tan \delta}{2l - b \tan \delta} \quad (113)$$

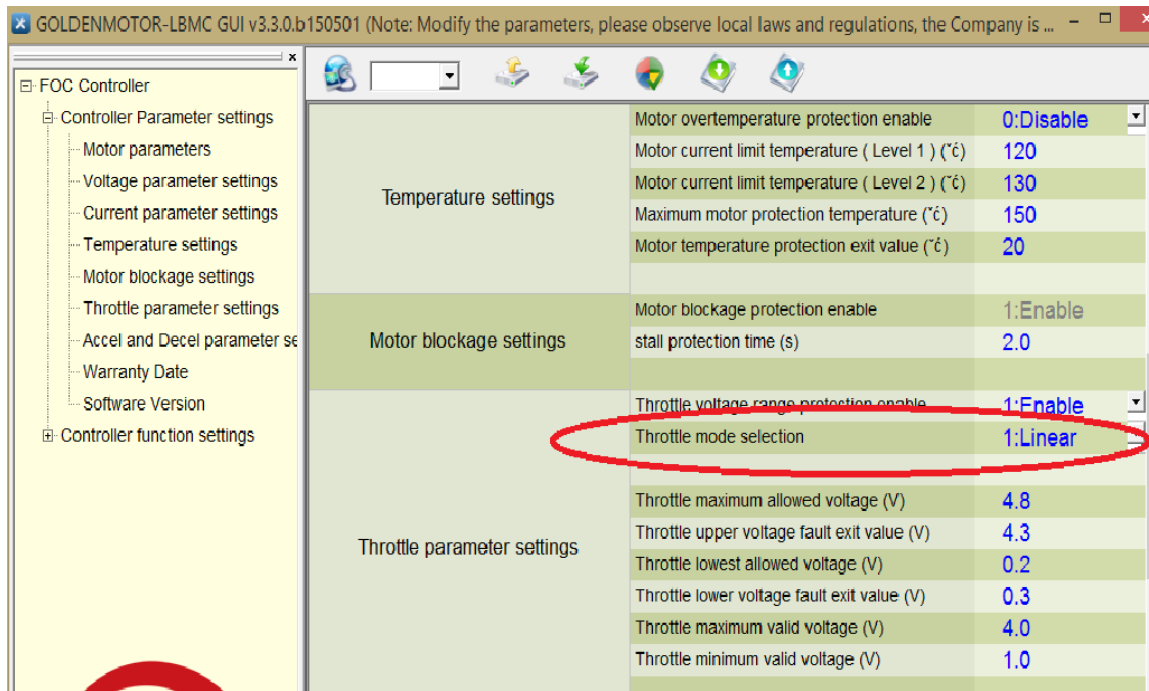
Ze względu na ograniczenie skrętu kół, kąt skrętu kół będzie zawierał się w zakresie:

$$\delta \in \left\langle -\frac{\pi}{4}; \frac{\pi}{4} \right\rangle \quad (114)$$

Zatem przyjmując wartości parametrów geometrycznych MIST:

$$\frac{s_z^k}{s_w^k} = \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} \quad (115)$$

Sterowniki VEC-300 silników elektrycznych mogą zostać zaprogramowane do liniowej zależności pomiędzy napięciem sygnału przepustnicy elektronicznej i momentu obrotowego generowanego przez silnik (rys. 86).



Rys. 86 Ekran programu do komunikacji ze sterownikami VEC do silników BLDC

Zatem stosunek sygnału przepustnicy elektronicznej dla zewnętrznego i wewnętrznego silnika:

$$\frac{U_{przepustnicy_z}}{U_{przepustnicy_w}} = \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} \quad (116)$$

Siły napędowe rozwijane pod kołami pojazdu nie są równe i zależą od sygnału elektronicznej przepustnicy i kąta obrotu kierownicy. Przy każdym przejściu pętli programu sprawdzany jest warunek funkcji limitu prędkości i kąta obrotu kierownicy.

Jednak dla algorytmu nadrzędnym warunkiem do spełnienia jest zapewnienie siły napędowej zgodnie z intencją kierowcy:

$$U_{przepustnicy_L} + U_{przepustnicy_p} = 2 \cdot U_{przepustnicy} \quad (117)$$

Jeżeli różnicowanie sił napędowych wg powyższego schematu spowodowałoby złamanie powyższego warunku poprzez wyliczone zasilanie jednego z silników > 100%, to sygnały przepustnic poszczególnych silników przyjmą wartości:

$$U_{przepustnicy_{zew}} = 5V \quad (118)$$

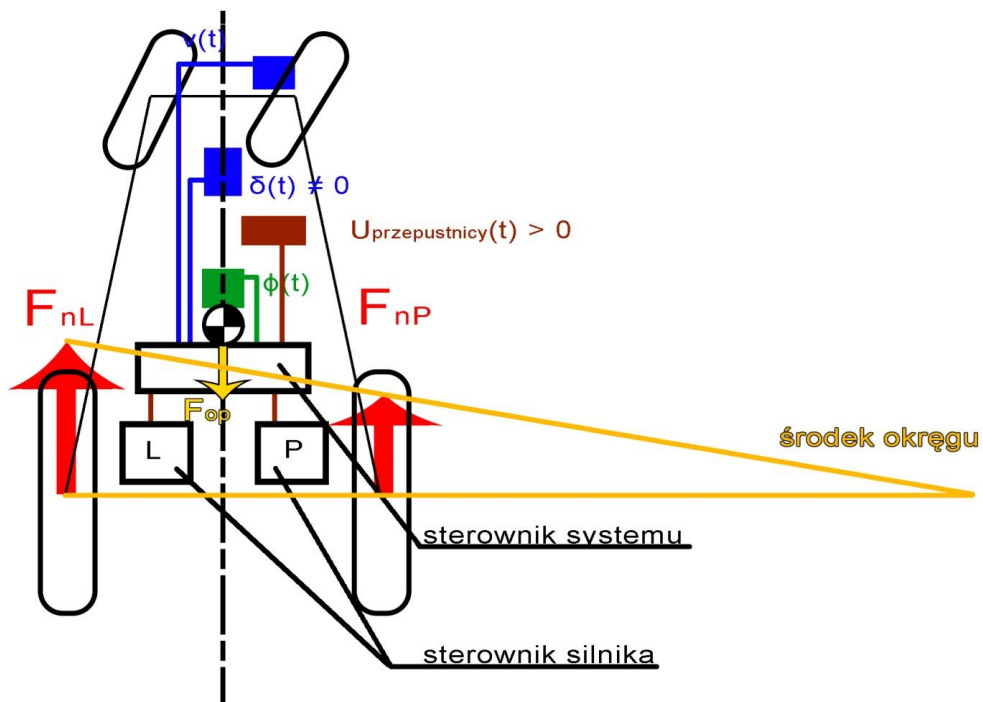
$$U_{przepustnicy_{wew}} = 2 \cdot U_{przepustnicy} - 5V \quad (119)$$

Model rozwijanych sił dla tego przypadku przedstawiono na rys. 87. Rys. 88 przedstawia sygnały wejściowe i wyjściowe sterownika przy rozdziale sił napędowych

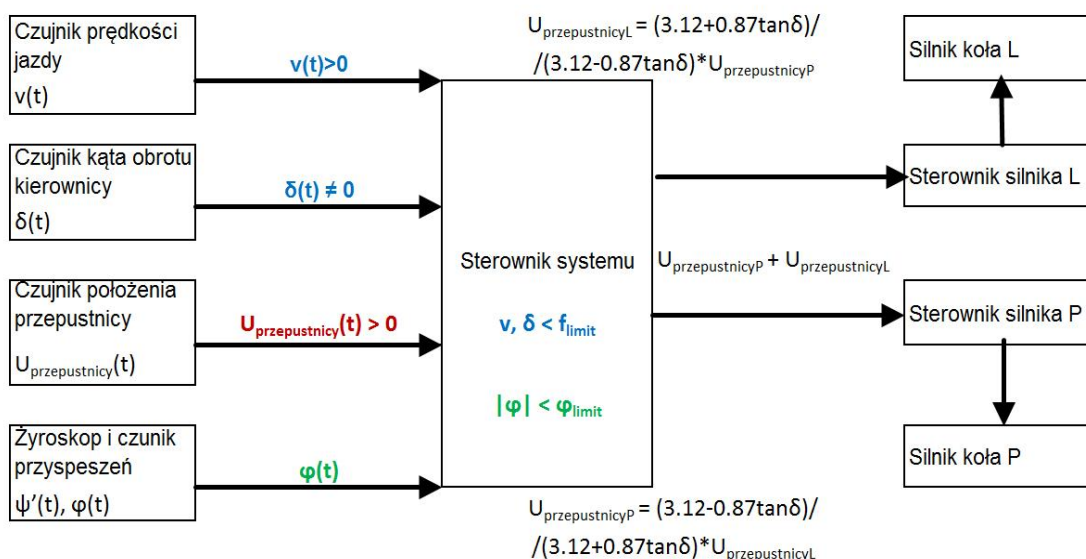
w czasie jazdy po łuku, niezagrażonej przewróceniem pojazdu dla dużego sygnału elektronicznej przepustnicy.

Zatem równania doboru sygnału elektronicznej przepustnicy przedstawiają się następująco:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 U_{przepustnicy_z} + U_{przepustnicy_w} = 2 \cdot U_{przepustnicy} \\
 U_{przepustnicy_z} = \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_w} \\
 \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_w} < 5V \\
 U_{przepustnicy_z} = 5V \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_w} \geq 5V \\
 U_{przepustnicy_w} = \frac{3,12 - 0,87 \tan \delta}{3,12 + 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_z} \\
 \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_w} < 5V \\
 U_{przepustnicy_w} = 2 \cdot U_{przepustnicy} - 5V \\
 \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_w} \geq 5V
 \end{array} \right. \quad (120)$$



Rys. 87 Schemat rozdziału sił napędowych przy jeździe po łuku bez zagrożenia przewróceniem



Rys. 88 Schemat sygnałów decyzyjnych sterownika aktywnego rozdziału sił napędowych przy jeździe po łuku bez zagrożenia przewróceniem

Ad.3.

W tym przypadku, gdy sterownik wykryje niebezpieczeństwo przewrócenia pojazdu – przekroczony warunek funkcji limitu prędkości i kąta obrotu kierownicy sterownik powinien zmienić charakterystykę sterowności pojazdu na bardziej podsterowną. W tym celu stosowany jest rozdział sił napędowych **odwrotny** do działania elektronicznego mechanizmu różnicowego. Prąd zasilający silniki koła wewnętrznego i zewnętrznego zależy od kąta obrotu kierownicy i sygnału elektronicznej przepustnicy zgodnie z:

$$\frac{U_{przepustnicy_z}}{U_{przepustnicy_w}} = \frac{3,12 - 0,87 \tan \delta}{3,12 + 0,87 \tan \delta} \quad (121)$$

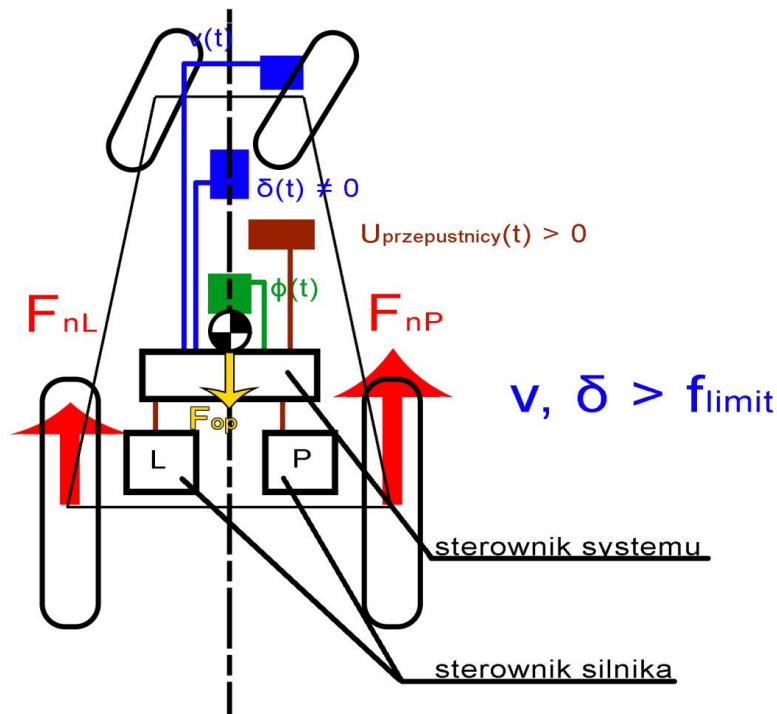
Tak jak w pkt. 2. dostarczenie siły napędowej zgodnej z oczekiwaniami kierowcy wymaga spełnienia warunku:

$$U_{przepustnicy_L} + U_{przepustnicy_P} = 2 \cdot U_{przepustnicy} \quad (122)$$

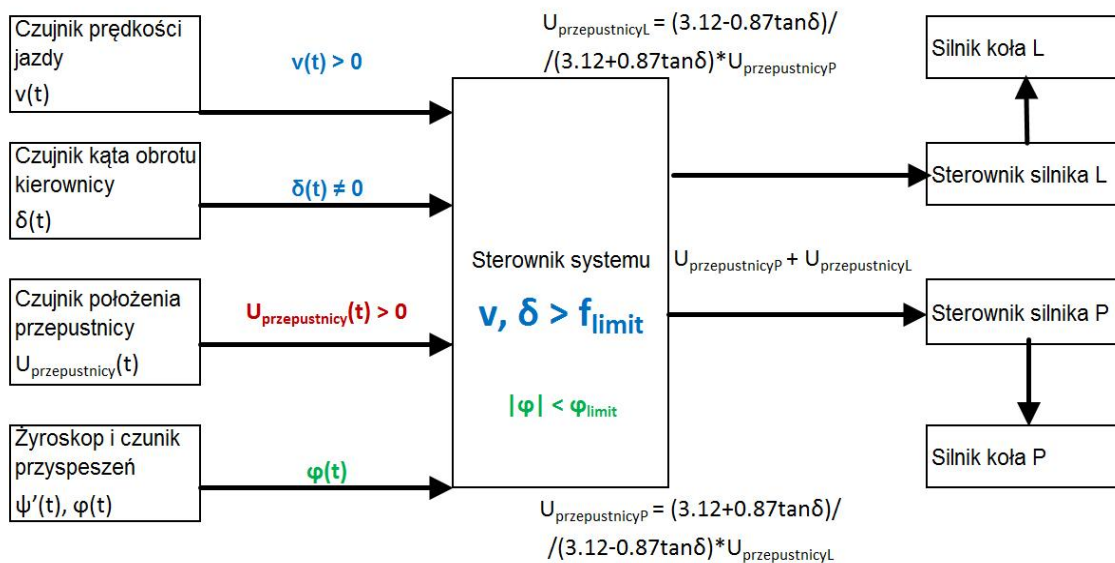
Zatem równania doboru sygnału elektronicznej przepustnicy przedstawiają się następująco:

$$\left\{ \begin{array}{l}
 U_{przepustnicy_z} + U_{przepustnicy_w} = 2 \cdot U_{przepustnicy} \\
 U_{przepustnicy_z} = \frac{3,12 - 0,87 \tan \delta}{3,12 + 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_w} \\
 \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_z} < 5V \\
 U_{przepustnicy_z} = 2 \cdot U_{przepustnicy} - 5V \\
 \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_z} \geq 5V \\
 U_{przepustnicy_w} = \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_z} \\
 \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_z} < 5V \\
 U_{przepustnicy_w} = 5V \\
 \quad \text{dla } \frac{3,12 + 0,87 \tan \delta}{3,12 - 0,87 \tan \delta} U_{przepustnicy_z} \geq 5V
 \end{array} \right. \quad (123)$$

Model rozwijanych sił przedstawiono na rys. 89. Rys. 90 przedstawia sygnały wejściowe i wyjściowe sterownika przy rozdziale sił napędowych w czasie jazdy po łuku w prawo gdy sterownik wykryje zagrożenie przewróceniem pojazdu.



Rys. 89 Schemat rozdziału sił napędowych przy jeździe po łuku po wykryciu zagrożenia przewróceniem



Rys. 90 Schemat sygnałów decyzyjnych sterownika aktywnego rozdziału sił napędowych przy jeździe po łuku po wykryciu zagrożenia przewróceniem

Ad.4

Działanie programu gdy przechył nadwozia przekroczy ustalony limit:

$$\theta < -0,2 \text{ rad} \quad \vee \quad \theta > 0,2 \text{ rad} \quad (124)$$

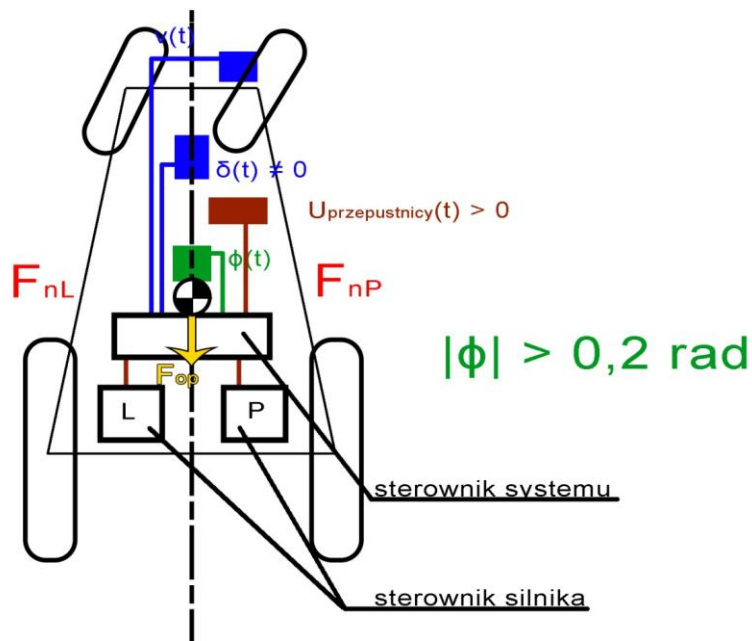
przechył pojazdu niebezpiecznie zbliży się do granicy utraty stateczności, sterownik wyłącza zasilanie silników w celu zmniejszenia prędkości pojazdu. Zmniejszenie prędkości powoduje zmniejszenie przyspieszenia poprzecznego działającego na pojazd w czasie jazdy po łuku.

$$a_y = \frac{v^2}{r} \quad (125)$$

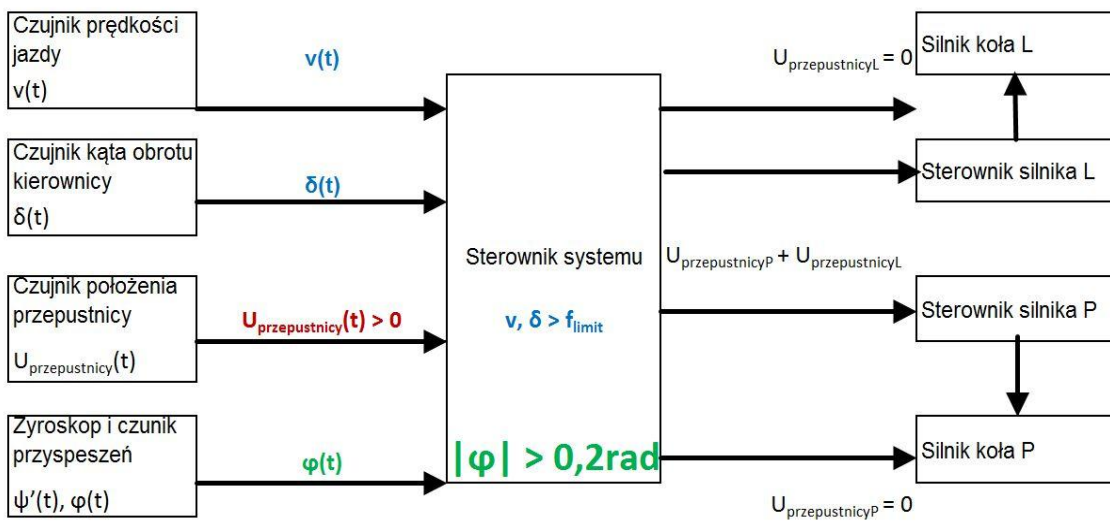
Takie działanie zwiększa szanse na uniknięcie przewrócenia. Rozpoczęcie działania tej funkcji systemu uruchamia licznik czasu, aby po zadany czasie przejść na pozostałe tryby sterowania.

$$U_{przepustnicyL} = U_{przepustnicyP} = 0 \text{ V} \text{ dla } T < 1s \quad (126)$$

Rys. 91 prezentuje działające na pojazd siły napędowe, a rys. 92 przedstawia sygnały wejściowe i wyjściowe sterownika w tym przypadku.



Rys. 91 Schemat rozdziału sił napędowych przy jeździe po łuku po przekroczeniu maksymalnej wartości przechyłu poprzecznego

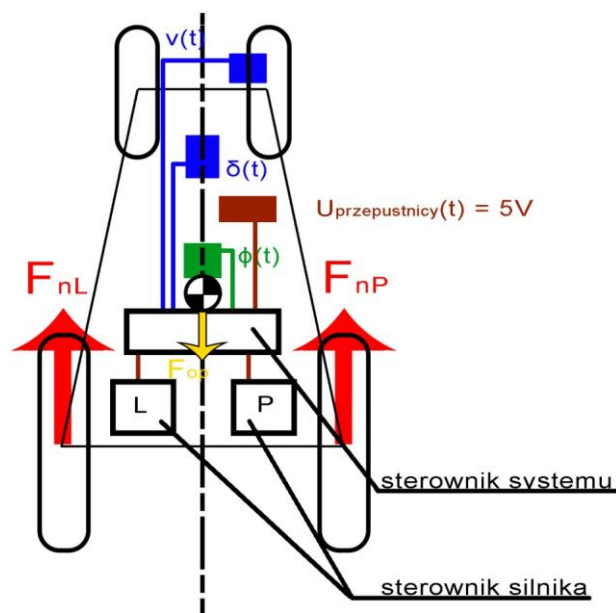


Rys. 92 Schemat sygnałów decyzyjnych sterownika aktywnego rozdziału sił napędowych przy jeździe po łuku po przekroczeniu maksymalnej wartości przechyłu poprzecznego

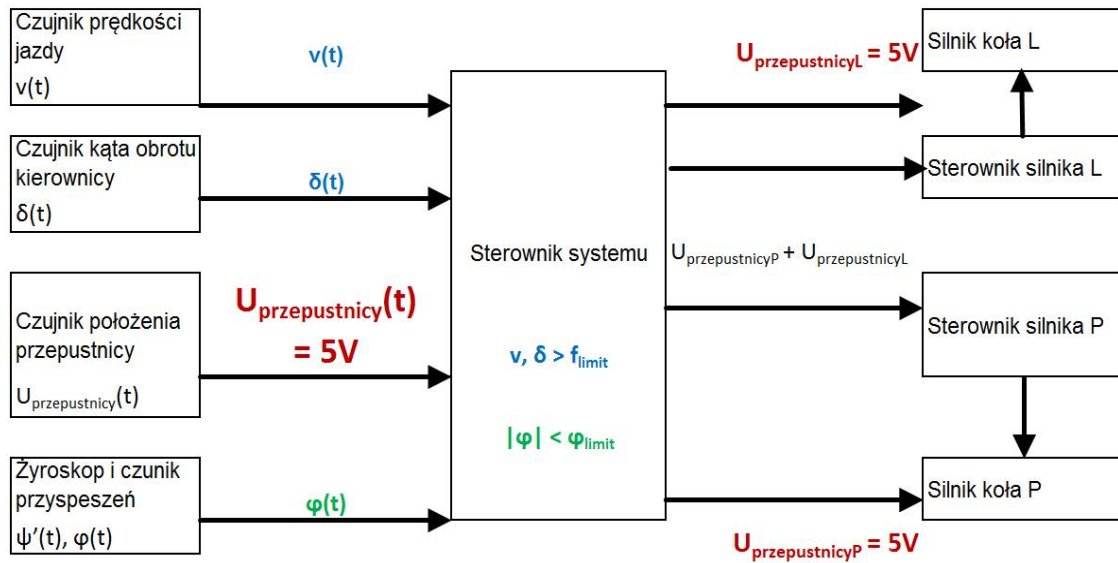
Ad. 5.

Jeżeli przepustnica elektroniczna jest w pełni otwarta sterownik podaje maksymalne sygnały przepustnic poszczególnych silników. Nie występuje zagrożenie przewróceniem. Siły napędowe rozwijane pod kołami pojazdu są równe. Model rozwijanych sił dla tego przypadku przedstawiono na rys. 93. Rys. 94 przedstawia sygnały wejściowe i wyjściowe sterownika przy pełnym otwarciu elektronicznej przepustnicy.

$$U_{przepustnicy_L} = U_{przepustnicy_P} = 5V \quad (127)$$



Rys. 93 Schemat rozdziału sił napędowych przy jeździe po łuku po przekroczeniu maksymalnej wartości przechyłu poprzecznego



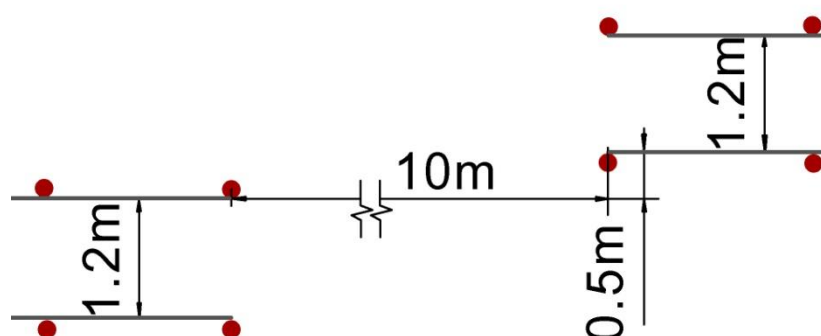
Rys. 94 Schemat sygnałów decyzyjnych sterownika aktywnego rozdziału sił napędowych przy jeździe z maksymalnie otwartą przepustnicą

Zrealizowany program aktywnego systemu ograniczania przechyłu załączono do niniejszej pracy.

12. Badania drogowe pojazdu z aktywnym systemem zmniejszania przechyłu poprzecznego

W celu określenia parametrów dynamicznych pojazdu wyposażonego w opracowany układ przeprowadzono szereg testów drogowych i symulacji:

- Pojedynczy skręt. Kąt obrotu kierownicy w funkcji czasu możliwie zbliżony do przebiegu funkcji skokowej $1(t)$.
- Pojedyncza zmiana pasa ruchu. Tor ruchu przedstawia rys. 95.



Rys. 95 Tor ruchu dla pojedynczej zmiany pasa ruchu

W czasie prób drogowych za zasilanie silników napędowych odpowiadał aktywny system kontroli przechyłu poprzecznego z elektronicznym mechanizmem różnicowym. Symulacje przeprowadzono dla różnych rozdziałów sił napędowych pojazdu:

- zamodelowane działanie systemu ograniczania przechyłu,
- równy rozdział sił napędowych
- samego działania elektronicznego mechanizmu różnicowego powodujące minimalizację podsterowności pojazdu.

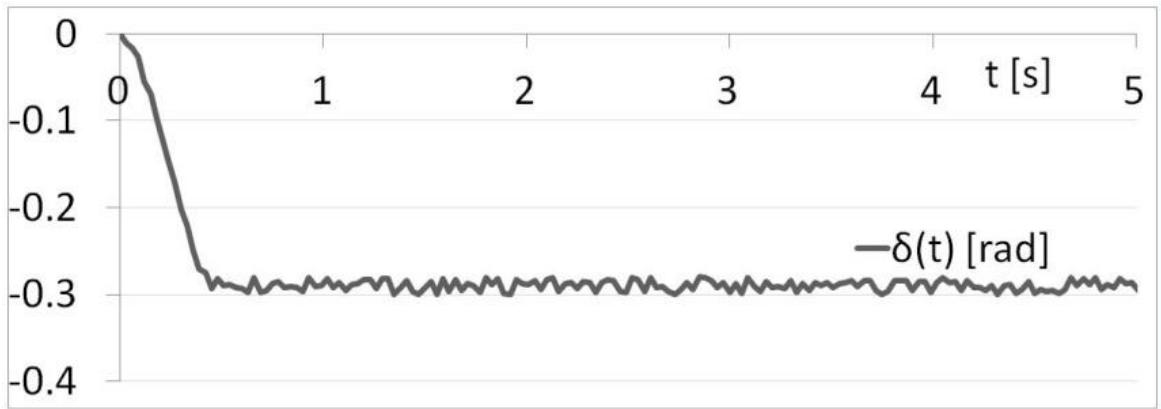
Wszystkie próby i symulacje zostały przeprowadzone dla różnych prędkości podłużnych pojazdu i kątów obrotu kierownicy. Działanie systemu ograniczania przechyłu powoduje zwiększenie podsterowności pojazdu. Większa podsterowność utrudnia utrzymanie pojazdu na zakładanym torze w czasie manewru zmiany pasa ruchu. Jednak w czasie przeważającej większości prób drogowych pojazd przejechał zakładany tor bez uderzenia w słupki ograniczające. Oznacza to, że w przypadku innych systemów

rozdziatu sił napędowych pojazd z całą pewnością może pokonać tor, jednak gwałtowny manewr skrętu w początkowej fazie ruchu może doprowadzić do utraty stabilności przechyłowej.

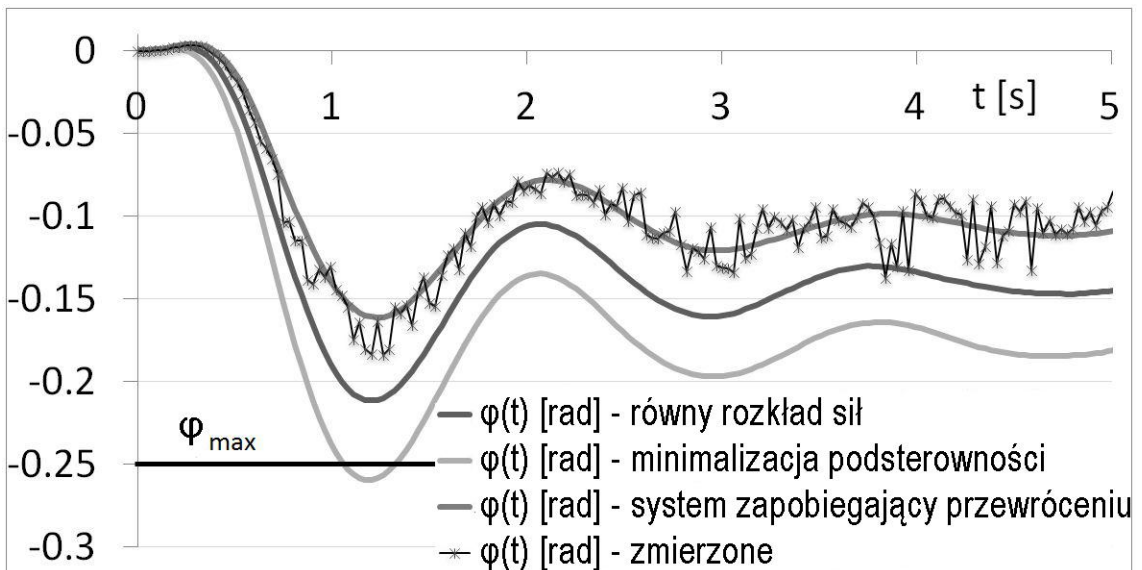
W testach oceniano maksymalne wartości kąta przechyłu bocznego pojazdu i uzyskane zmniejszenie kąta przechyłu bocznego w stosunku do innych sposobów zasilania silników napędowych. Uzyskane przebiegi przechyłu, prędkości odchylenia, i przyspieszeń przeanalizowano w celu wykrycia występowania niepożądanych form ruchu pojazdu. Tabela 4. zawiera niektóre wyniki badań drogowych i symulacyjnych przeprowadzonych dla tych samych prędkości i kąta skrętu kół osi przedniej. Przykładowe wyniki testów i symulacji przeprowadzone przy prędkości 4 m/s przedstawiono na rys. 96, 97, 98 i 99.

Tab. 4 Przykładowe wyniki badań

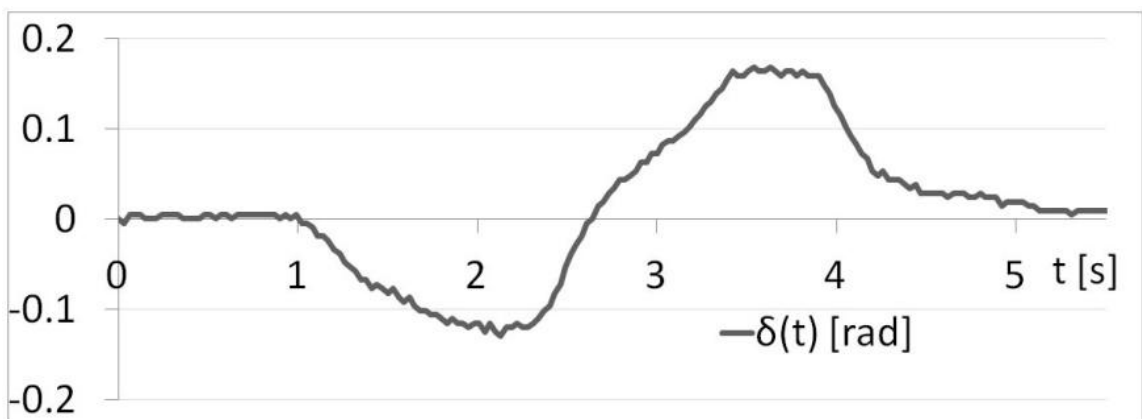
Prędkość v_x	manewr	maksymalny kąt przechyłu				$\Delta\varphi$	%
		badania drogowo	symulacje				
		zmierzony	ograniczanie przechyłu	równy rozdział	minimalizacja podsterowności		
3,5	Zmiana pasa	0,11	0,105	0,13	0,15	0,045	30
4	Zmiana pasa	0,195	0,185	0,215	0,27	0,085	31
5,5	Zmiana pasa	0,21	0,21	0,235	0,29	0,08	28
6	Zmiana pasa	0,24	0,23	0,25	0,315	0,085	27
6	Zmiana pasa	0,25	0,225	0,245	0,32	0,095	30
4	J-turn	0,18	0,165	0,21	0,26	0,075	29
5,5	J-turn	0,2	0,195	0,23	0,275	0,08	29



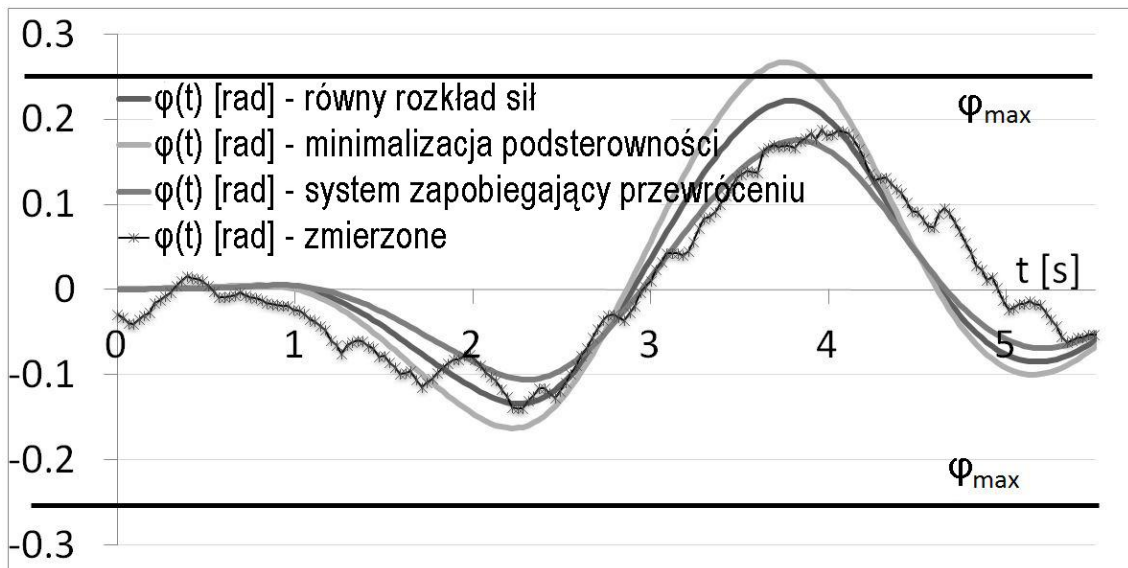
Rys. 96 Przebieg kąta obrotu kierownicy w czasie testu „J turn”



Rys. 97 Obliczone i zmierzone wartości kąta przechyłu $\varphi(t)$ dla różnych rozdziałów siły napędowej. Manewr „J turn”



Rys. 98 Przebieg kąta obrotu kierownicy w czasie pojedynczej zmiany pasa ruchu



Rys. 99 Obliczone i zmierzone wartości kąta przechyłu $\varphi(t)$ dla różnych rozdziałów siły napędowej. Manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu

Obliczone wartości kąta przechyłu charakteryzując się zbliżonym kształtem przebiegu, różnice występując w wartościach amplitud. Przebieg badawczy w niewielkim stopniu różni się od przebiegu wyznaczonego w wyniku symulacji pojazdu wyposażonego w aktywny system ograniczania przechyłu. Dla przedstawionych manewrów przy braku aktywnego systemu zmniejszania przechyłu kąt przechyłu pojazdu przekracza bezpieczną wartość. Jednak dla manewru J-turn zmiana charakterystyki sterowności spowodowała znaczne zwiększenie promienia łuku po którym poruszał się pojazd. W takim przypadku osiągnięcie zamierzonego toru ruchu wymaga zwiększenia kąta skrętu kół. Zaprojektowany system zmniejsza niebezpieczeństwo przewrócenia pojazdu w wypadku podjęcia manewrów obronnych przed niespodziewaną przeszkodą.

Subiektywne odczucia kierowców pojazdu wyposażonego w aktywny system ograniczania przechyłu są pozytywne. System ten przez proporcjonalny do zamiarów kierowcy (krzywizny łuku, którym chce poruszać się kierowca) rozdziału sił napędowych nie zaskakuje kierowcy w momencie zadziałania.

13. Wnioski

W wąskich pojazdach możliwe jest, i celowe, wykorzystanie różnicowania sił napędowych do stabilizacji ruchu pojazdu. Dzięki opracowanemu systemowi badany wąski pojazd osiągnął zmniejszenie kąta przechyłu o około 31%.

Cel pracy został całkowicie osiągnięty. W pracy przeprowadzono analizę wpływu rozdziału sił napędowych na charakterystyki sterowności. Potwierdzono tym samym zasadność budowy aktywnego systemu ograniczania przechyłu opartego na rozdziale sił napędowych. W pracy korzystano z ogólnie przyjętych kryteriów oceny kierowności (gradient podsterowności) i stabilności przechyłowej (przebieg kąta przechyłu w czasie manewru, ułamkowa (procentowa) ocena różnicy kąta przechyłu przy różnych programach rozdziału sił napędowych). Przeprowadzone testy są zgodne z testami przeprowadzonymi dla typowych samochodów osobowych. Praca zawiera opracowany model matematyczny pojazdu o zadowalającej zgodności i opracowany algorytm sterowania rozdziałem sił napędowych.

Przeprowadzone badania drogowe potwierdziły poprawę stabilności pojazdu wyposażonego w aktywny system ograniczania przechyłu w stosunku do pojazdu bez takiego systemu.

Opracowany aktywny system ograniczania przechyłu poprzez różnicowanie sił napędowych w pojazdach ma duże walory użyteczne. Pozwala na łatwą instalację w zbudowanych już pojazdach (bez zmian konstrukcyjnych pojazdu). Zastosowanie aktywnego systemu ograniczania przechyłu pozwoli na zwiększenie prędkości użytkowej wąskiego pojazdu oraz zwiększenie zasięgu pojazdu poprzez stabilizację ruchu bez wykorzystywania układu hamulcowego

14. Wnioski dotyczące przyszłych prac

Autor planuje w przyszłości zbadać wpływ zakłóceń np. od nierównej nawierzchni jezdni, czy pochylonej płaszczyźnie jezdni na działanie systemu. Celowe wydaje się dalsze rozwijanie opracowanego systemu np. przez powiększanie ilości zmiennych decydujących o rozdziale sił napędowych, jak współczynnik przyczepności opon do nawierzchni jezdni (w pojazdach wyposażonych w system ABS połączenie sterowników pozwalające na wymianę danych).

Autor w tej pracy zakładał maksymalną prędkość pojazdu 45km/h. W przyszłych pracach rozważa zwiększenie mocy silników napędowych i podniesienie prędkości maksymalnej pojazdu. Zabieg ten wymusza homologację pojazdu w kategorii L7, a na kierowcach posiadanie Prawa Jazdy kat. B.

Realizacja prób drogowych przy większych prędkościach wymaga przeprowadzenia, ze względów bezpieczeństwa, symulacji ruchu pojazdu oraz ponownego określenia ograniczeń. Rozważone zostanie wykonanie aktywnego, dynamicznego układu sterującego. Konieczne wydaje się w takim wypadku rozdzielenie zadań archiwizacji danych i obliczeń równań ruchu oraz zastosowanie innego procesora w sterowniku układu. Wybrany sposób archiwizacji na karcie SD jest najbardziej czasochłonną operacją i powoduje zmniejszenie częstotliwości wykonywania pętli programu o rząd wielkości (do około 30 Hz). Obecnie w czasie rzeczywistym porównywane są kąt obrotu kierownicy i prędkość jazdy z funkcją graniczną. Zastosowanie procesora o lepszych własnościach obliczeniowych umożliwi przeprowadzanie obliczeń równań ruchu wynikających z przyjętego modelu pojazdu do predykcji zachowania pojazdu w czasie rzeczywistym.

Niewątpliwa możliwość wykorzystania większych prędkości podniesie walory użytkowe pojazdu

Literatura

- [1] Rajamani R., Gohl J., Alexander L., Starr P., Dynamics of Narrow Tilting Vehicles, Math. Comput. Model. Dyn. Syst., vol.9, no. 2, ss.209-231 (2003)
- [2] Ivanov V., Augsburg K., Savitski D. Torque Vectoring for Improving the Mobility of All-Terrain Electric Vehicles, Proceedings of the European Regional Conference of the International Society for Terrain-Vehicle-Systems Pretoria South Africa, ss. 1–8 (2012)
- [3] Chiou J., Chen C., Modelling and Verification of a Diamond-Shape Narrow-Tilting Vehicle, IEEE/ASME Trans. Mechatronics, vol. 13, no. 6, ss. 678-691 (2008)
- [4] Michalek J., Papalambros P., Skerlos S., A Study of Fuel Efficiency and Emission Policy Impact on Optimal Vehicle Design Decisions, J. Mech. Des., vol. 126 no. 6 (2004)
- [5] Fiorello D., Martino A., Zani L., Christidis P., Navajas-Cawood E. Mobility Data across the EU 28 Member States: Results from an Extensive CAWI Survey Transportation Research Procedia (2016)
- [6] <https://trimis.ec.europa.eu/project/occupancy-rate-vehicles#tab-results> dostęp 04.2019
- [7] 2017 report U.S. Department of Transportation, Federal Highway Administration, National Household Travel Survey website, dostęp 05.2019
- [8] BP Statistical World Energy Review 2014, BP (2014)
- [9] <http://bergersondesign.com> dostęp 09.2019
- [10] Hollmotz L., Sohr S., Johannsen H., CLEVER – A THREE WHEEL VEHICLE WITH A PASSIVE SAFETY COMPARABLE TO CONVENTIONAL CARS, Proceedings 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (2005)
- [11] <http://www.commutercars.com/> dostęp 06.2019
- [12] <http://www.plugincars.com/one-seat-12000-ev-commuter-car-europe/> dostęp 01.2019
- [13] <https://europe.autonews.com/blogs/renault-twizy-gets-new-life-korea-motorcycle-replacement> dostęp 05.2019
- [14] <http://www.toyotanews> dostęp 06.2019

- [15] <https://www.designboom.com/technology/peugeot-three-wheeled-phev-tilting-scooter-12-21-2017/> dostęp 05.2019
- [16] Poelgeest A., The Dynamics and Control a Three Wheeled Tilting Vehicle PhD Thesis University of Bath Department of Mechanical Engineering (2011)
- [17] <http://www.gerku-emobility.de/> dostęp 09.2019
- [18] https://www.prestigeelectriccar.com/en/news/1411/E-Car_333_the_Belgian_tricycle dostęp 09.2019
- [19] <https://www.velometro.com/emerging-rocket-2019/> dostęp 09.2019
- [20] <https://www.arcimoto.com/vehicle/> dostęp 09.2019
- [21] <http://bmwmotorradclubcape.co.za/bmw-project-i-clever-concept> dostęp 09.2019
- [22] <https://carver.earth/> dostęp 09.2019
- [23] Ding F., Huang J., Wang Y., Matsuno T., Fukuda T., Sekiyamahes K., Modeling and control of a novel narrow vehicle, 2010 IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics (2010)
- [24] Castro A., Rill G., Weber H., Development of a Robust Integrated Control System to Improve the Stability of Road Vehicles. In: Carvalho J., Martins D., Simoni R., Simas H. (eds) Multibody Mechatronic Systems. MuSMe 2017. Mechanisms and Machine Science, vol 54. Springer, Cham (2018)
- [25] The Mathworks. Mathworks United Kingdom - products and services. 2012. : <http://www.mathworks.co.uk/products/> dostęp 01.2019
- [26] Mechanical Simulation Corporation. Mechanical simulation: home page. 2011. url: <http://www.carsim.com/> dostęp 01.2019
- [27] MSC Software. Adams the multibody dynamics simulation solution. 2014. <http://www.mscsoftware.com/product/adams> dostęp 01.2019
- [28] Kaiser G., Torque Vectoring Linear Parameter-Varying Control for an Electric Vehicle, praca doktorska Technischen Universität Hamburg-Harburg (2015)
- [29] <https://x-engineer.org/automotive-engineering/chassis/lateral-dynamics/why-braking-during-cornering-can-cause-vehicle-skid/> dostęp 09.2019
- [30] Robert Bosch GmbH, Bosch Automotive Handbook, 8th ed. Wiley (2007)
- [31] Pacejka H., Tyre and Vehicle Dynamics. Elsevier (2006)

- [32] Griffin J., Influences of drive torque distribution on road vehicle handling and efficiency, praca doktorska University of Nottingham (2015)
- [33] Dugoff H., Fancher P., Segel L., An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance, in SAE Technical Paper 700377. Society of Automotive Engineers, Inc. (1970)
- [34] Shiller Z., Optimization Tools for Automated Vehicle Systems, UC Berkeley: California Partners for Advanced Transit and Highways (PATH), ss. 1–29 (1995)
- [35] Huston J., Graves B., Johnson D., *Three wheeled vehicle dynamics*, SAE, Paper no.820139 (1982)
- [36] Karnopp D., Fang C., *Simple model of steering-controlled banking vehicles*, ASME Dynamics Systems and Control Division (DSC), 44, ss. 15-28 (1992).
- [37] Berote J., Dynamics and Control of a Tilting Three Wheeled Vehicle, praca doktorska University of Bath (2010)
- [38] Sindha J., Chakravarty D., Chakraborty B., Automatic stability control of three-wheeler vehicles – recent developments and concerns towards a sustainable technology, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering 232 issue: 3, ss. 418-434 (2018)
- [39] Jubin J, Jayabal K., Rollover Dynamics of a Narrow Tilting Three-Wheeled Vehicle MATEC Web of Conferences 51 01002 (2016)
- [40] Trends in the Static Stability Factor of Passenger Cars, Light Trucks, and Vans, NHTSA Technical Report 2005
- [41] Wong J., *Theory of Ground Vehicles*, 3rd Edition, John Wiley and Sons, Inc (2001)
- [42] Kidane S., Rajanami R., Alexander L., Starr P., Donath M., Experimental Investigation of a Narrow Leaning Vehicle Tilt Stability Control System, Proceedings of 2007 American Control Conference, ss. 1612-1618 (2007)
- [43] Ahangarnjead A., Integrated Control of Active Vehicle Chassis Control Systems, praca doktorska Politecnico di Milano (2017)
- [44] Yoon J., Yi K., A Rollover Mitigation Control Scheme Based on Rollover Index, Proceeding of the 2006 American Control Conference (2006)
- [45] Robertson J., Darling J., Plummer A., *Combined Steering and Direct Tilt Control for the Enhancement of Narrow Tilting Vehicle Stability* (2014)
- [46] Rajamani R., Vehicle dynamics and control, Springer New York (2006)

- [47] Kidane S., Alexander L., Rajamani R., Starr P., Donath M., A fundamental investigation of tilt control systems for narrow commuter vehicles *Vehicle System Dynamics* 46 no 4, ss. 295–322 (2008)
- [48] Azim R., Malik F., Haq Syed W., Rollover Mitigation Controller Development for Three-Wheeled Vehicle Using Active Front Steering, *Mathematical Problems in Engineering* Volume 2015, Article ID 918429 (2015)
- [49] FMVSS No. 126 Electronic Stability Control Systems NHTSA Report 2007
- [50] Piyabongkarn D., Lew J., Rajamani R., Grogg J., Active driveline torque-management systems, *IEEE control systems magazine*, 30(4):86–102 (2010)
- [51] Kiencke U., Nielsen L., *Drivetrain Control Automotive Control Systems - For Engine, Driveline and Vehicle*, Springer (2005)
- [52] Zanten A., Evolution of electronic control systems for improving the vehicle dynamic behavior, *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Hiroshima, Japan, ss. 1–9 (2009)
- [53] Schuring D., Pelz W., Pottinger M., A Model for Combined Tire Cornering and Braking Forces, SAE Technical Paper 960180. Society of Automotive Engineers, Inc. (1996)
- [54] De Novellis L., Sorniotti A., Gruber P., Shead L., Ivanov V., Hoepfing K., Torque Vectoring for Electric Vehicles with Individually Controlled Motors: State-of-the-Art and Future Developments, EVS26 Los Angeles, California (2012)
- [55] Braghin F., Sabbioni E., Development of a control strategy for improving vehicle safety in a hybrid vehicle with four independently driven in-wheel motors, *Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control*, Loughborough, UK, ss. 91–96 (2010)
- [56] Sawase K., Ushiroda Y., Miura T., Left-Right Torque Vectoring Technology as the Core of Super All Wheel Control (S-AWC), *Mitsubishi Motors Technical Review* (2006)
- [57] De Novellis L., Sorniotti A., Gruber P., Wheel Torque Distribution Criteria for Electric Vehicles With Torque-Vectoring Differentials, *IEEE Transactions on Vehicular Technology* vol. 63, no. 4, ss. 1593–1602 (2013)
- [58] Ivanov V., Augsburg K., Savitski D., Torque Vectoring for Improving the Mobility of All-Terrain Electric Vehicles, *Proceedings of the European Regional Conference of*

- the International Society for Terrain-Vehicle-Systems, Pretoria, South Africa, ss. 1–8 (2012)
- [59] Fallah S., Khajepour A., Fidan B., Chen S., Litkouhi B., Vehicle Optimal Torque Vectoring Using State-Derivative Feedback and Linear Matrix Inequality, *IEEE Transactions on Vehicular Technology*, vol. 62, no. 4, ss. 1540–1552 (2013)
- [60] Wang J., Wang Q., Song C., Chu L., Wang Y., Coordinated control of differential drive assisted steering system with vehicle stability enhancement system, *Proceedings of the Intelligent Vehicles Symposium*, Baden-Baden, Germany, ss. 1148–1155 (2011)
- [61] Strasser S., Bär M., Schwarz R., The All-wheel Drive in the Audi R8 and Audi TT Combination of Vehicle Dynamics and Efficiency, *ATZ worldwide* no. 12/2015
- [62] Rikiya K., Akihiro I., Yoshihiro A., Atsushi M., Development of SH-AWD (super handling-all wheel drive) system., *Honda R&D technical review*, 16(2):9–16 (2004)
- [63] Saeedi A., Kazemi R., Stability of Three-Wheeled Vehicles with and without Control System. *International Journal of AUTOMOTIVE ENGINEERING* ss. 343-355 (2012)
- [64] Eckstein L., Goebbels R., Wohlecker R., Benchmarking of the Electric Vehicle Mitsubishi I-Miev, *ATZautotechnology*, vol. 11, no. 6, ss. 26–33 (2011)
- [65] Murata S., Innovation by in-wheel-motor drive unit, *Vehicle System Dynamics*, 50:6, ss. 807-830 (2012)
- [66] <http://www.energoelektronika.pl/do/ShowNews?id=2469> dostęp 09.2019
- [67] Garcia-Valle R., *Electric Vehicle Integration into Modern Power Networks*, Springer, (2013)
- [68] Wang B., Li M., Xu M., Zhou J., Simulation-Based Energy Flow Study of Purely Electric-Drive Vehicles, *Proceedings of the FISITA 2012 World Automotive Congress*, Beijing, China, ss. 615–630 (2012)
- [69] Sawase K., Inoue K., Maximum acceptable differential speed ratio of lateral torque-vectoring differentials for vehicles *Journal of Automobile Engineering* vol. 223, no. 8, ss. 967–978 (2009)
- [70] Castro R., Araújo R., Tanelli M., Savaresi S., Freitas D., Torque blending and wheel slip control in EVs with in-wheel motors, *Vehicle System Dynamics*, 50:1, ss. 71-94 (2012)

- [71] Charters D., Watkinson M., Wykes D., Simpkin B., H4V - hybrid four wheel drive vehicle, Hybrid & Eco Friendly Vehicles Conference 2008 (HEVC 2008), s. 2 (2008)
- [72] Yang D., Idegren M., Jonasson M., Torque Vectoring Control, Advanced Vehicle Control Conference, AVEC'18, Beijing (2018)
- [73] Kawashima K., Uchida T., Hori Y., Rolling Stability Control Based on Electronic Stability Program for In-wheel-motor Electric Vehicle, World Electric Vehicle Journal. 3. 10.3390/wevj3010034 (2019)
- [74] Wang J., Wang Q., Song C., Chu L., Wang Y., Coordinated control of differential drive assisted steering system with vehicle stability enhancement system, Proceedings of the Intelligent Vehicles Symposium Baden-Baden Germany, ss. 1148 –1155 (2011)
- [75] Fajak A., Projekt studencki Akademia Sztuk Pięknych, prowadzący: Liskiewicz M. 2009
- [76] Reński A., Bezpieczeństwo czynne samochodu, Oficyna Wydawnicza Politechniki Warszawskiej, ss.247-268 (2011)
- [77] Panke D., Ambhore N., Marathe R., *Review on Handling Characteristics of Road Vehicle*, Int. Journal of Engineering Research and Applications, ISSN : 2248-9622, Vol. 4, Issue 7 (Version 4), ss. 178-182 (2014)
- [78] Kruger H., Neukum A., Schuller J., *A Workload Approach to the Evaluation of Vehicle Handling Characteristics*, SAE Technical Paper Series, SAE 2000 World Congress, Detroit (2000)
- [79] Grzegożek W., Weigel-Milleret K., Torque vectoring for improving stability of small electric vehicles, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (2016)
- [80] Grzegożek W., Weigel-Milleret K., Wheel torque distribution for narrow cars, 11th International Science and Technical Conference Automotive Safety, AUTOMOTIVE SAFETY 2018 (2018)
- [81] Grzegożek W., Weigel-Milleret K., Modelling and simulation of narrow car dynamic, IOP Conference Series: Materials Science and Engineering (2018)

Załącznik 1

```
function y=F(t,x)

global K1 K2 m vx l1 l2 Iz Iw l h deltaH Mz c k

y=zeros(6,1)
y(1)=x(2);
y(2)=(K1*fdelta(t)-(K1+K2)*y(1)/vx-(K1*l1-K2*l2)*y(3)/vx -
m*vx*y(3))/m
y(3)=x(4);
y(4)=(1/Iz)*(K1*l1*fdelta(t) - (K1*l1-K2*l2)*y(1)/vx -
(K1*(l1^2)+K2*(l2^2))*y(3)/vx)+fMz(t);
y(5)=x(6);
y(6)=(1/Iw)*(((K1*fdelta(t)-(K1+K2)*y(1)/vx-(K1*l1-K2*l2)*y(3)/vx -
m*vx*y(3))/m)*m*h*cos(y(5))+m*9.81*h*sin(y(5))-c*x(5)-k*y(5));
end
```

```
function deltamz=fMz(t)
global Mz
tH=[0:0.03:(length(Mz)-1)*0.03]';
deltamz=interp1(tH,Mz,t,'spline');
```

```
function delta=fdelta(t)
global deltaH
tH=[0:0.03:(length(deltaH)-1)*0.03]';
delta=interp1(tH,deltaH,t,'spline');
```

```

close all
clear all

global K1 K2 m vx l1 l2 Iz Iw l h deltaH Mz c k
c = 5000; %sztywność pręczy [Nm/rad]
k = 3000; %tłumienie [Nm/rad/s]
m=300; %masa [kg]
Iz=80; %moment bezwładności [kgm^2]
Iw=370; %moment bezwładności [kgm^2]
l1=1.03; %odl. przedniej osi od iM [m]
l2=0.537; %odl. tylnej osi od iM [m]
l=l1+l2; % rozstaw osi
h=0.83; % wysokość środka masy [m]
K1=15000; %wsp. odporności na znoszenie osi przedniej [N/rad]
K2=25000; %wsp. odporności na znoszenie osi tylnej [N/rad]
delta2=0; %kąt skrętu kół tylnych = 0 [rad]
deltaH=1/2.28*xlsread('01.xls','Arkusz1','n3:n203');%*1/2.28; kąt
skrętu kierownicy [rad]
%t=[0:0.02:length(deltaH)]; %t=0.02 %[0:0.02:6.46]; %krok czasu
%delta1=0.2; %*t; %kąt skrętu kół osi przedniej [rad]

Mz=-2.28*20*deltaH; %dodatkowy moment odchylający [N]
vx=5.5;%4; %prędkość wzdłużna początkowa [m/s]

[t,x]=ode45('F',[0:0.03:6],[0,0,0,0,0,0])

xlswrite('01_sym.xls',x(:,1),'y(t)');
xlswrite('01_sym.xls',x(:,2),'yp(t)');
xlswrite('01_sym.xls',x(:,3),'psi(t)');
xlswrite('01_sym.xls',x(:,4),'psip(t)');
xlswrite('01_sym.xls',x(:,5),'fi(t)');
xlswrite('01_sym.xls',x(:,6),'fip(t)');

z=xlsread('01.xls','Arkusz1','p3:p203');%psip [rad/s] zmierzone
figure(1)
%plot(t,x(:,5),'k',t,x(:,6),'c'),% t,z,'k')
plot(t,x(:,1),'b',t,x(:,2),'r',t,x(:,3),'g',t,x(:,4),'m',t,x(:,5),'k',
t,x(:,6),'c',t,z,'k')
title('y(t), yp(t), psi(t), psip(t), theta(t), thetap(t),
psip_zmierzone')
hold on

figure(3)
plot(t,deltaH)
title('deltaH')
hold on

```

Załącznik 2

```
// zasilanie sterowników niesymetryczne na podstawie sygnału z
potencjometru z rejestracją na karcie SD

#include <SPI.h> //dodaj bibliotekę
SPI.h
#include <SD.h> //dodaj bibliotekę
SD.h
#include <MPU6050_tockn.h>
#include <Wire.h>

MPU6050 mpu6050(Wire);

double accY=0;
double gyroX=0;
double gyroZ=0;
double angleX=0;

File plik;

#define lewyPIN 4 //wyjście na silnik L
#define prawyPIN 5 //wyjście na silnik P
#define przepustnicaPIN A0 // potencjometr przepustnicy
#define skretPIN A1 // czujnik skrętu
#define interruptPIN 3 // pin sygnału transoptora
//#define vPIN A2 //na razie nieaktywne

int przepustnica = 0;
int skret = 0;
float warunek = 0;
int impuls = 0; // licznik impulsów z koła
unsigned long lastmillis = 0; // do wyznaczenia okresu pomiaru
impulsów
unsigned long lm = 0;
int dzial = 0;
int val = 0; // zmienna do odczytu stanu z sygnału
transoptora
float v = 0; // prędkość [m/s]
int tarcza = 12; // liczba impulsów na 1 obrót
koła
float obwod = 1.47; // obwód koła w [m]
int czas = 1000; //czas próbkowania w [ms]

float wypL =0; //wypełnienie PWM na L
float wypP =0; //wypełnienie PWM na P
int szerPasma =10; //szerokość pasma martwego czujnika kąta
(0-125)

void inkrementacja(){
    impuls++;
}
void logger()
{
```

```

plik = SD.open("123.txt", FILE_WRITE);           //otwórz plik
123.txt
String tekst_do_zapisu = "";
  tekst_do_zapisu += String(millis());
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(skret);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(przepustnica);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(wypL);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(wypP);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(v);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(accY);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(gyroX);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(gyroZ);
  tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(angleX);
tekst_do_zapisu += ' ';
  tekst_do_zapisu += String(dzial);

  plik.println(tekst_do_zapisu);                 //zapisz wartość

plik.close();                                  //zamknij/zapisz plik

Serial.println(angleX);                         //poinformuj o zapisaniu
pliku

    }
void setup() {
pinMode(lewyPIN, OUTPUT);
pinMode(prawyPIN, OUTPUT);
pinMode(interruptPIN, INPUT);
pinMode(13, OUTPUT);
attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(interruptPIN), inkrementacja,
FALLING); // włączenie wykrycia zmiany stanu na spadanie -> wywołanie
funkcji inkrementacja

Serial.begin(9600);
Wire.begin();
  mpu6050.begin();
  mpu6050.calcGyroOffsets(true);

  Serial.println("Gotowy! (1/3)");
  Serial.println("Szukam karte... (2/3)");

  if (!SD.begin(12))                            //sprawdź czy nie ma karty na pinie
ChipSelect 4

```



```

    {
        Serial.println("Nie wykryto karty(ERR)");           //błąd wykrycia
karty
        return;                                           //przerwij
program
    }
    Serial.println("Karta Wykryta (3/3)");               //Karta wykryta

    if (SD.exists("123.txt")) //sprawdź czy istnieje plik o nazwie
123.csv
    {
        Serial.println("Plik o podanej nazwie istnieje !");
    }

    else //jeżeli nie istnieje
to
    {
        plik = SD.open("123.txt", FILE_WRITE);           //utwórz plik
        Serial.println("Utworzono plik o nazwie 123.csv");
    }
}

void loop() {
    mpu6050.update();
    accY=mpu6050.getAccY();
    gyroX=mpu6050.getGyroX();
    gyroZ=mpu6050.getGyroZ();
    angleX=mpu6050.getAngleX();
    przepustnica = analogRead(przepustnicaPIN);
    przepustnica = map(przepustnica, 0, 1023, 0, 255);
    skret = analogRead(skretPIN);
    skret = map(skret, 75, 785, 0, 255); // odczty sygnałów i mapowanie
na sygnał 8-bit (0-255)

    if(skret<130){
        warunek=(float) (128*(-0.0037*(float) skret+0.4708)^2-75*(-
0.0037*(float) skret+0.4708)+14.4);
    }else{
        warunek=(float) (128*(-0.0037*(float) skret+0.4708)^2+75*(-
0.0037*(float) skret+0.4708)+14.4);
    }

    if(przepustnica<127){ //działanie dla przepustnicy<50%
        if(v>warunek){ // działanie programu
            lm = millis();
            dzial = 1;
            while(millis()-lm<1000){
                if(skret<(127-szerPasma)){ //skręt w lewo
                    wypP=(float) skret/115*przepustnica;
                    wypL=(float) 2*przepustnica-
((float) skret/115*przepustnica);
                    analogWrite(lewyPIN, wypL); // !!!!!!!

```

```

        analogWrite(prawyPIN, wypP); // !!!!!!!
    } else{
        if(skret>(127+szerPasma)){ //skręt w prawo
            wypP=(float)przepustnica+(((float)skret-
140)/115*(float)przepustnica);
            wypL=(float)przepustnica-(((float)skret-
140)/115*(float)przepustnica);
            analogWrite(lewyPIN, wypL); // !!!!!!!
            analogWrite(prawyPIN, wypP); // !!!!!!!
        }else{ //jazda na wprost
            analogWrite(lewyPIN, przepustnica);
            analogWrite(prawyPIN, przepustnica);
        }
    }
    mpu6050.update();
    accY=mpu6050.getAccY();
    gyroX=mpu6050.getGyroX();
    gyroZ=mpu6050.getGyroZ();
    angleX=mpu6050.getAngleX();
    przepustnica = analogRead(przepustnicaPIN);
    przepustnica = map(przepustnica, 0, 1023, 0, 255);
    skret = analogRead(skretPIN);
    skret = map(skret, 75, 785, 0, 255); // odczty sygnałów i mapowanie
na sygnał 8-bit (0-255)
    if (millis() - lastmillis >= czas){ //wywoływanie co "czas",
częstotliwość 1000/czas
        detachInterrupt(2); //wylacz zliczanie impulsow przy obliczeniach
        v = (float)impuls*obwod/tarcza*1000/(millis() - lastmillis); //
liczenie predkosc w [m/s]
        impuls = 0; // zerowanie zliczania impulsow
        lastmillis = millis(); // Uptade lastmillis
        attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(interruptPIN),
inkrementacja, FALLING);
    }

    logger();
}
dzial = 0;
}else{
    if(skret<(127-szerPasma)){ //skręt w lewo
        wypL=(float)skret/115*przepustnica;
        wypP=(float)2*przepustnica-((float)skret/115*przepustnica);
        analogWrite(lewyPIN, wypL); // !!!!!!!
        analogWrite(prawyPIN, wypP); // !!!!!!!
    } else{
        if(skret>(127+szerPasma)){ //skręt w prawo
            wypL=(float)przepustnica+(((float)skret-
140)/115*(float)przepustnica);
            wypP=(float)przepustnica-(((float)skret-
140)/115*(float)przepustnica);
            analogWrite(lewyPIN, wypL); // !!!!!!!
            analogWrite(prawyPIN, wypP); // !!!!!!!
        }else{ //jazda na wprost
            analogWrite(lewyPIN, przepustnica);

```

```

        analogWrite(prawyPIN, przepustnica);
    }
}
}
}else{ // działanie z przepustnica>50%
if(v>warunek){
    lm = millis();
    dzial = 1;
    while(millis()-lm<1000){
        if(skret<(127-szerPasma)){ //skręt w lewo
            wypP=0;
            wypL=255;
            analogWrite(lewyPIN, wypL); // !!!!!!!
            analogWrite(prawyPIN, wypP); // !!!!!!!
        } else{
            if(skret>(127+szerPasma)){ //skręt w prawo
                wypP=255;
                wypL=0;
                analogWrite(lewyPIN, wypL); // !!!!!!!
                analogWrite(prawyPIN, wypP); // !!!!!!!
            }
        }
        mpu6050.update();
        accY=mpu6050.getAccY();
        gyroX=mpu6050.getGyroX();
        gyroZ=mpu6050.getGyroZ();
        angleX=mpu6050.getAngleX();
        przepustnica = analogRead(przepustnicaPIN);
        przepustnica = map(przepustnica, 0, 1023, 0, 255);
        skret = analogRead(skretPIN);
        skret = map(skret, 75, 785, 0, 255); // odczty sygnałów i mapowanie
na sygnał 8-bit (0-255)
        if (millis() - lastmillis >= czas){ //wywoływanie co "czas",
częstotliwość 1000/czas
            detachInterrupt(2); //wylacz zliczanie impulsow przy obliczeniach
            v = (float)impuls*obwod/tarcza*1000/(millis() - lastmillis); //
liczenie predkosc w [m/s]
            impuls = 0; // zerowanie zliczania impulsow
            lastmillis = millis(); // Uptade lasmillis
            attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(interruptPIN),
inkrementacja, FALLING);
        }

        logger();

    }
    dzial = 0;
}else{ //jazda na wprost
    analogWrite(lewyPIN, przepustnica);
    analogWrite(prawyPIN, przepustnica);
}
}
}

// val = digitalRead(interruptPIN); // odczyt z pinu sygnału

```

```

    //digitalWrite(13, val); // LED na płytce przyjmuje ten sam stan co
sygnal
    if (millis() - lastmillis >= czas){ //wywoływanie co "czas",
częstotliwość 1000/czas
        detachInterrupt(2); //wylacz zliczanie impulsow przy
obliczeniach
        v = (float)impuls*obwod/tarcza*1000/(millis() - lastmillis); //
liczenie predkosc w [m/s]
        impuls = 0; // zerowanie zliczania impulsow
        lastmillis = millis(); // Uptade lasmillis
        attachInterrupt(digitalPinToInterrupt(interruptPIN),
inkrementacja, FALLING);

    }
    logger();
}

```

Streszczenie

Niniejsza praca zawiera opis prac przygotowawczych i realizacyjnych aktywnego systemu ograniczania przechyłu poprzecznego wykorzystującego rozdział sił napędowych dla wąskiego pojazdu czterokołowego, a następnie badań pojazdu wyposażonego w opracowany system.

Pierwszy rozdział pracy porządkuje wiedzę na temat nowych trendów budowy pojazdów. Nowy typ pojazdu powinien łączyć bezpieczeństwo i komfort konwencjonalnego pojazdu z niskim kosztem wytworzenia i użytkowania. Rozwiązaniem wydają się być wąskie pojazdy. Jednak problemem stabilności ruchu wąskich pojazdów jest ich mała odporność na wywracanie. Omawiane są wskaźniki oceny stabilności wąskich pojazdów podawane w literaturze. Rozdział zawiera przegląd modeli matematycznych stosowanych do opisu ruchu pojazdów i modele opon pojazdów. W dalszej części opisane zostały systemy ograniczające wywracanie pojazdu.

Celem pracy jest opracowanie aktywnego systemu zapobiegającego przewracaniu wąskiego pojazdu poprzez różnicowanie sił napędowych. Różnicowanie momentu napędowego dostarczanego do kół pojazdu pozwala dynamicznie zmieniać charakterystyki sterowności tak, aby poprawić kierowalność oraz zwiększyć stabilność ruchu pojazdu przy wykonywaniu manewrów przy granicznych przyspieszeniach poprzecznych.

Kolejne rozdziały dotyczą konstrukcji oraz pomiarów parametrów geometrycznych i masowych pojazdu MIST. Uzyskane wartości parametrów pojazdu są następnie wykorzystane w badaniach symulacyjnych.

Następnie opisano przeprowadzane wstępne próby drogowe. W czasie badań wyznaczono prędkość maksymalną i charakterystyki sterowności pojazdu, dzięki którym potwierdzono zasadność budowy systemu ograniczania przechyłu opartego o różnicowanie sił napędowych.

Rozdział ósmy przedstawia budowę jednośladowego modelu pojazdu. W celu walidacji modelu przeprowadzono kolejną serię badań drogowych i symulacje. Testy drogowe i symulacje obejmowały manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu. Otrzymane wyniki potwierdziły, że model jednośladowy może służyć do symulowania ruchu wąskiego pojazdu, a modyfikacje modelu mogą uwzględniać wpływ rozdziału sił napędowych na zachowanie pojazdu.

W kolejnym rozdziale opisano budowę modelu o trzech stopniach swobody. W celu walidacji modelu przeprowadzone zostały badania drogowe i symulacje obejmujące manewr pojedynczej zmiany pasa ruchu. Przeprowadzone próby wskazały, że opracowany model może być wykorzystany do opisanie ruchu wąskiego pojazdu z systemem rozdziału sił napędowych, a przewidywane wartości kąta przechyłu mogą stanowić podstawę uruchomienia funkcji aktywnego systemu ograniczania przechyłu.

Rozdział dziesiąty zawiera opis algorytmu pozwalający na podjęcie działań zmniejszających ryzyko utraty stabilności. Ponadto gdy początkowe działania okazują się nieskuteczne algorytm rozpoczyna działania ograniczających ruch pojazdu. Przewidywany jest mogący wystąpić przechył pojazdu w czasie niebezpiecznego manewru. Wzorcowym manewrem jest pojedyncza zmiana pasa ruchu. Sterownik w czasie rzeczywistym porównuje wartości kąta obrotu kierownicy i prędkości jazdy z wyznaczoną funkcją graniczną, której przekroczenie doprowadzi do utraty stabilności przechyłowej.

W celu poprawy kierowności podczas jazdy bez ryzyka wywrócenia pojazdu sterownik pełni funkcje elektronicznego mechanizmu różnicowego, a jego działania minimalizują podsterowność pojazdu. Po przekroczeniu funkcji limitu program powoduje powstanie większej siły napędowej pod wewnętrznym kołem do łuku. Pojazd zmienia charakterystykę sterowności na silnie podsterowną. Ponadto sterownik stale monitoruje kąt przechyłu pojazdu. Jeżeli wartość kąta przechyłu przekracza dobraną wartość maksymalną, sterownik odcina zasilanie obu silników napędowych. Następnie opisana jest budowa i instalacja systemu w pojeździe. Podane są najważniejsze własności elementów wykorzystane do zbudowania członu wykonawczego systemu.

Rozdział jedenasty opisuje stany działania systemu rozdziału sił napędowych i operacje matematyczne, które wykonuje sterownik do obliczania napięć zasilania sterowników silników.

Rozdział dwunasty zawiera opis testów drogowych i symulacji pojazdu. Na podstawie badań stwierdzono, że w wąskich pojazdach możliwe i celowe jest wykorzystanie różnicowania sił napędowych do stabilizacji ruchu pojazdu.

Pracę podsumowują wnioski i plan dalszych prac rozwojowych dla opracowanego systemu.

Summary

The paper describes the preparatory and implementation of the active roll mitigation system using the torque vectoring for a narrow track four-wheeled vehicle. The dissertation consists description of vehicle equipped with the developed system road tests.

The first chapter presents new trends in vehicle construction. The new vehicle type should combine the safety and comfort of a conventional passenger car with low manufacturing and operating costs. Narrow vehicles seem to be the solution. However, the problem of narrow vehicles is their low roll resistance. The indicators for assessing the stability of narrow vehicles are discussed. This chapter provides an overview of mathematical models used to describe vehicle movement and vehicle tire models. Systems limiting the roll angle of the vehicle are described.

The aim of the PhD dissertation is to develop an active system preventing the narrow vehicle from tipping over by varying the driving forces. By using the torque vectoring the steering characteristics can be dynamically changed to improve maneuverability and stability of the vehicle, especially when performing maneuvers at maximum lateral acceleration.

The following chapters describe the construction of the MIST vehicle and the measurement of geometrical and mass parameters. The vehicle parameters are then used in simulation tests.

The preliminary road tests are described. During the tests, the maximum speed and steering characteristics are determined. The legitimacy of the roll reduction system based on the torque vectoring construction is confirmed.

Chapter eight presents the construction of a single track vehicle model. For model validation, series of road tests and simulations is carried out. Road tests and simulations included a single lane change maneuver. The obtained results confirmed that the two-wheel model can be used to simulate the movement of a narrow vehicle.

The next chapter describes the three degrees of freedom vehicle model. To validate the model, road tests and simulations are performed. The tests show that the developed model can be used to describe the narrow vehicle with a torque vectoring

system movement, and the anticipated roll angle values can be the basis for activating the function of the active roll reduction system.

Chapter ten contains an operation algorithm description. The algorithm reduce the risk of a stability loss. In addition, when the initial actions are ineffective, the algorithm begins to restrict the movement of the vehicle. The expected roll of the vehicle is calculated. The model maneuver is a single lane change. The controller compares the values of the steering angle and vehicle speed with the limit function, the exceeding of which will lead to loss of stability, in real time. To improve vehicle maneuverability the controller functions as an electronic differential and minimizes vehicle understeer, while driving without the risk of rolling over. After exceeding the limit function, the program generates a greater driving force under the inner wheel for the arc. The vehicle changes the steering characteristics into highly understeer. The controller constantly monitors the roll angle of the vehicle. If the value of the roll angle exceeds the selected maximum value, the controller cuts off the power supply to both drive motors. Next, the construction and installation of the system in the vehicle is described.

Chapter eleven describes the operating states of the drive force distribution system and mathematical operations that the controller performs to calculate the supply voltages for motor controllers.

Chapter Twelve describes the road tests and vehicle simulations. In narrow vehicles it is possible and expedient to use the torque vectoring to stabilize the movement of the vehicle.

The PhD thesis is summarized by conclusions and a plan of a further development works for the active roll mitigation system.