

ZBIGNIEW LOZIA*

MODELE SYMULACYJNE RUCHU I DYNAMIKI
DWÓCH POJAZDÓW UPRZYWILEJOWANYCHVEHICLE DYNAMICS SIMULATION MODELS
OF TWO EMERGENCY VEHICLES

Streszczenie

W artykule przedstawiono dwa modele symulacyjne ruchu dwuosiowych pojazdów wykorzystywanych przez polską policję: samochodu osobowego i samochodu towarowo-osobowego o dopuszczalnej masie całkowitej nie większej niż 3,5 tony. Modele te będą wykorzystane w budowanym przez ETC-PZL AI symulatorze jazdy samochodem. Będą pracowały w czasie rzeczywistym. Nie mogą zatem być zbyt skomplikowane, gdyż wraz ze wzrostem złożoności modelu rośnie czas obliczeń oraz liczba niezbędnych danych charakteryzujących modelowany obiekt rzeczywisty. Z drugiej strony, zbyt proste modele mogą nie odzwierciedlać wszystkich własności obiektów rzeczywistych, istotnych dla zastosowań budowanego symulatora.

Słowa kluczowe: model, symulator jazdy samochodem, symulacja

Abstract

This paper presents two vehicle dynamics simulation models of biaxial vehicles used by Polish Police: car and cargo-passenger car with a weight of not more than 3.5 tons. These models will be used in built by ETC-PZL AI driving simulator. It will work in real time. They can't, therefore, be too complex, because the increase in the complexity of the model increases the computation time and the number of necessary data characterizing the actual object modeled. On the other hand, too simple models may not reflect all the properties of real objects, essential for applications of built simulator.

Keywords: model, driving simulator, simulation

* Prof. dr hab. inż. Zbigniew Lozia, Zakład Eksploatacji i Utrzymania Pojazdów, Wydział Transportu, Politechnika Warszawska.

1. Wstęp

Prezentowane w pracy dwa modele ruchu i dynamiki dwuosioowych pojazdów odpowiadają wykorzystywanym przez polską policję samochodom: osobowej KIA Ceed SW i towarowo-osobowemu Fiatowi Ducato. Modele te będą wykorzystane w budowanym przez zleceniodawcę (ETC-PZL AI) symulatorze jazdy samochodem. Będą pracowały w czasie rzeczywistym, co, uwzględnivszy czas konieczny na wymianę danych między blokami całego programu symulacyjnego oraz czas synchronizacji symulowanych procesów równoległych, oznacza faktycznie wymóg pracy w czasie krótszym (i to nawet wielokrotnie) niż czas rzeczywisty. Budowane modele nie mogą zatem być zbyt skomplikowane, gdyż ze wzrostem złożoności modelu rośnie czas obliczeń oraz liczba niezbędnych danych charakteryzujących modelowany obiekt rzeczywisty. Z drugiej strony, zbyt proste modele mogą nie odzwierciedlać wszystkich własności obiektów rzeczywistych, istotnych dla zastosowań budowanego symulatora. Trudno dla nich uzyskać zgodność z wynikami badań eksperymentalnych, charakteryzujących zachowanie się obiektów rzeczywistych w typowych sytuacjach – testach zalecanych przez ISO.

Autor wykorzystał swe wieloletnie doświadczenie w budowie modeli i programów symulacyjnych ruchu i dynamiki pojazdów kołowych, starając się już na wstępie prac przyjąć stosowne założenia upraszczające oraz zaproponować strukturę modeli fizycznych (fizykalnych), które spełnią przedstawione powyżej dwa przeciwstawne wymogi. Wykorzystał modele częściowe opisujące ruch podstawowy pojazdu, jego zaburzenia oraz model współpracy koła ogumionego z nawierzchnią drogi.

2. Modele fizyczne pojazdów i stosowane zestawy układów współrzędnych

2.1. Założenia upraszczające

Poniżej wymieniono główne założenia upraszczające, przyjęte w trakcie budowy modeli fizycznych ruchu pojazdów dwuosioowych.

1. Analizowany jest przede wszystkim ruch podstawowy pojazdu, reprezentowany przez współrzędne położenia bryły nadwozia i ich pochodne.
2. Rozpatrywane są także wybrane zaburzenia związane z ruchem samochodu po nierównej nawierzchni drogi i zjawiskami zachodzącymi w kontakcie kierowanych kół ogumionych z podłożem.
3. Zakres częstotliwości zmian wielkości charakteryzujących wspomniane wyżej ruchy ogranicza się do przedziału 0–20 Hz.
4. Pojazd traktowany jest jako zbiór brył sztywnych i punktów materialnych połączonych elementami wodzącymi, sprężystymi i tłumiącymi. Pomijane są względne ruchy pasażerów, kierowcy, ładunku i zespołu napędowego z silnikiem. Elementy te wchodzą w skład bryły sztywnej obrazującej kadłub pojazdu – nadwozie.
5. Nadwozie ma podłużną płaszczyznę symetrii.
6. Główne wymuszenia pochodzą od kierowcy, oddziaływującego na mechanizmy sterowania pojazdem i w ten sposób zmieniającego kąt obrotu kierownicy, siłę nacisku na pedał hamulca, stopień otwarcia przepustnicy, czy też ogólniej: mechanizm sterowania układem zasilania silnika.

7. Nawierzchnia drogi jest nieodkształcalna. Dopuszcza się pochylenie wzdłużne i boczne drogi oraz jej nierówności.
8. Pojazd oddziałuje na podłoże przez podatne koła ogumione (pneumatyki).

2.2. Modele fizyczne pojazdów

Samochód KIA Ceed SW (rys. 1) ma przednie zawieszenie typu McPherson ze stabilizatorem przechyłu bocznego. Jest ono (wraz z elementami układu kierowniczego) mocowane do ramy pomocniczej, a razem z nią do bryły nadwozia pojazdu. Zawieszenia koła lewego i prawego tylnego są niezależne od siebie (poza sprzężeniem przez stabilizator przechyłu bocznego). Składają się z elementu sprężystego (sprężyny śrubowej), amortyzatora, dwóch wahaczy poprzecznych, wahacza wzdłużnego i pomocniczego. Obie strony zawieszenia są w części mocowane do wytłoczki stalowej pełniącej rolę ramy pomocniczej.

Samochód Fiat Ducato (rys. 2) ma przednie zawieszenie typu McPherson ze stabilizatorem przechyłu bocznego. Zawieszenie przednie wraz z elementami układu kierowniczego jest mocowane do ramy pomocniczej i z nią do bryły nadwozia pojazdu. Zawieszenie tylne jest zależnym z elementami sprężystymi w postaci resorów piórowych i podatnych ograniczników ruchu uginania. Zastosowano w nim także amortyzatory i stabilizator przechyłu bocznego. Cechą charakterystyczną tego zawieszenia zależnego jest długa i lekka belka osi tylnej, co w znacznym stopniu ogranicza sprzężenie ruchów roboczych lewej i prawej strony. Główną rolę sprzegającą odgrywa stabilizator przechyłu bocznego.



Rys. 1. Samochód KIA Ceed SW wykorzystywany przez policję [35]

Fig. 1. Car KIA Ceed SW used by the Police [35]

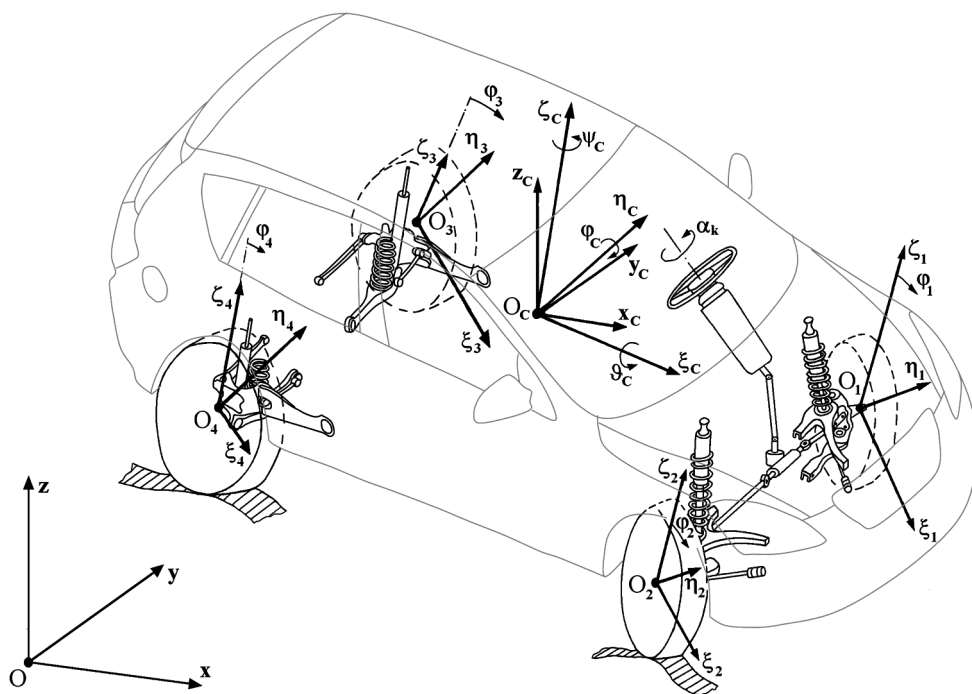


Rys. 2. Samochód Fiat Ducato wykorzystywany przez policję [36]

Fig. 2. Car Fiat Ducato used by the Police [36]

Na podstawie przedstawionego opisu zawiesznień obu modelowanych pojazdów można zauważyć pewne podobieństwo ich własności. Zawieszenia przednie są zawieszeniami niezależnymi typu McPherson ze stabilizatorami przechyłu bocznego. Zawieszenie tylne samochodu osobowego jest niezależne a samochodu towarowo-osobowego zależne.

Na rysunku 3 przedstawiono model fizyczny samochodu dwuosobowego z niezależnym zawieszeniem przednim i tylnym, wraz z przyjętymi układami współrzędnych. Na rys. 4 pokazano analogiczny model fizyczny samochodu dwuosobowego z niezależnym zawieszeniem przednim i zależnym tylnym. Aby nie komplikować zbytnio obu rysunków, nie zaznaczono na nich stabilizatorów przechyłów bocznych zawieszenia przedniego i tylnego oraz sposobu realizacji napędu kół jezdnych. Rysunki te są podstawą definiowania układów współrzędnych oraz obrazuje sens fizyczny wielkości (współrzędnych uogólnionych) przyjętych do opisu ruchu modeli.



Rys. 3. Model fizyczny samochodu dwuosowego z niezależnym zawieszeniem przednim i tylnym, wraz z przyjętymi układami współrzędnych

Fig. 3. Physical model of a biaxial car with independent front and rear suspension along with assumed coordinate systems

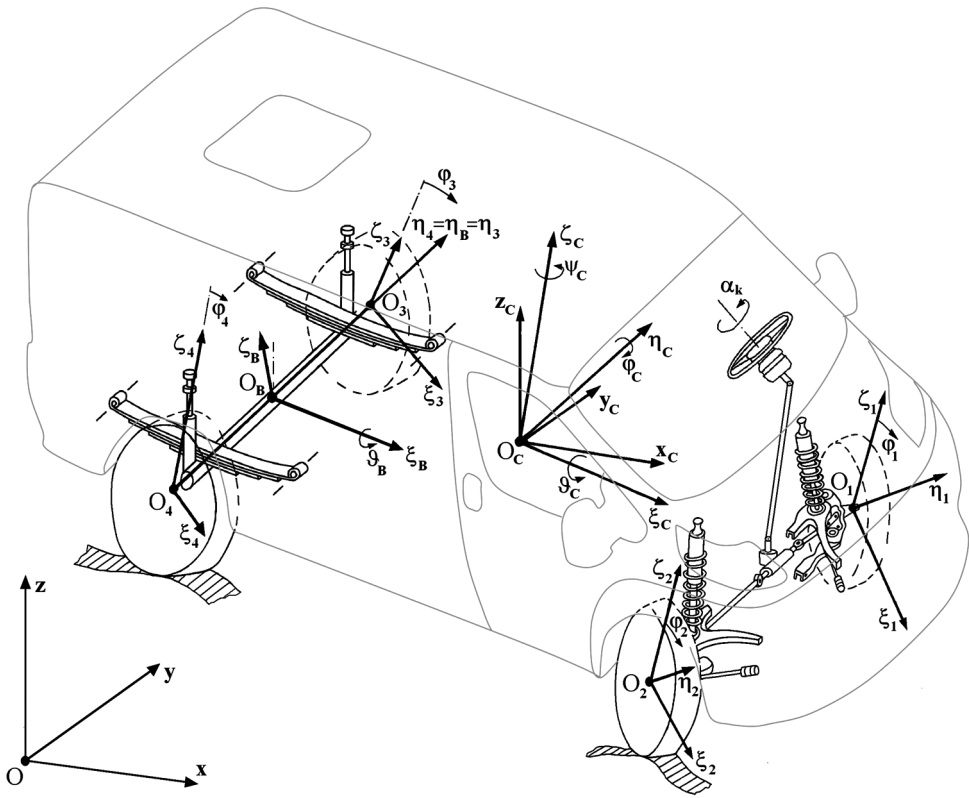
2.3. Własności inercyjne modelowanych pojazdów

Model dwuosowego samochodu osobowego przedstawiony na rys. 3 składa się z 9 elementów masowych:

- bryły nadwozia (traktowanej jako bryła sztywna),
- 4 punktów materialnych: O_1 , O_2 , O_3 i O_4 , w których skupiono tzw. masy nieresorowane pojazdu, w tym koła jezdne w ruchu postępowym,
- 4 wirujących kół jezdnych (wyłącznie ruch obrotowy).

Model dwuosowego samochodu towarowo-osobowego przedstawiony na rys. 4 składa się z 8 elementów masowych:

- bryły nadwozia (traktowanej jako bryła sztywna),
- 2 punktów materialnych: O_1 i O_2 , w których skupiono tzw. masy nieresorowane przednie, w tym koła jezdne w ruchu postępowym,
- belki osi tylnej wraz z kołami jezdными (traktowanej jako bryła sztywna; jest ona wykorzystywana w opisie ruchu postępowego wzdłuż osi $O_c \zeta_c$ i kątownego wokół osi $O_{B \rightarrow B}$),
- 4 wirujących kół jezdnych (wyłącznie ruch obrotowy).



Rys. 4. Model fizyczny samochodu dwuosowego z niezależnym zawieszeniem przednim i zależnym tylnym, wraz z przyjętymi układami współrzędnych

Fig. 4. Physical model of a biaxial car with independent front suspension and dependent rear suspension, along with assumed co-ordinate systems

2.4. Przyjęte układy współrzędnych i transformacje między nimi

W celu jednoznacznego określenia położenia bryły sztywnej w przestrzeni należy podać sześć odpowiednich współrzędnych, ma ona bowiem sześć stopni swobody. Ogólny ruch bryły jest złożeniem (superpozycją) dwóch szczególnych przypadków: ruchu postępowego wybranego punktu (bieguna) i kulistego, w którym biegun jest jego środkiem. Jeżeli model składa się z kilku brył, to należy przyjąć taki zbiór układów współrzędnych, aby możliwy był opis ruchu postępowego i kulistego każdej z brył oddzielnie. Jeden z układów jest traktowany jako reprezentatywny dla całego modelu. Ułatwia to opis podstawowego ruchu obiektu. Jeżeli model składa się ze zróżnicowanych co do masy i gabarytów brył sztywnych, to niekiedy wygodnie jest przyjąć ruch największej bryły jako charakteryzujący cały obiekt. Do opisu zaburzeń ruchu podstawowego można wykorzystywać położenie mniejszych brył względem większych.

Przyjęto następujące układy współrzędnych (rys. 3 i 4) [12–14, 21]:

- $Oxyz$ – układ inercjalny, związany z drogą; osie Ox i Oy są poziome, pionowa oś Oz jest skierowana do góry;
- $O_c x_c y_c z_c$ – układ nieinercjalny o osiach równoległych odpowiednio do osi Ox , Oy i Oz oraz początku w środku masy bryły nadwozia O_c ;
- układy sztywno związane z bryłami sztywnymi modelu: bryłą nadwozia ($O_c \xi_c \eta_c \zeta_c$), bryłą belki osi tylnej ($O_B \xi_B \eta_B \zeta_B$) i czterema kołami jezdnyymi ($O_1 \xi_1 \eta_1 \zeta_1$, $O_2 \xi_2 \eta_2 \zeta_2$, $O_3 \xi_3 \eta_3 \zeta_3$, $O_4 \xi_4 \eta_4 \zeta_4$);
- układy pomocnicze, ułatwiające określenie macierzy transformacyjnych.

Do opisu ruchu postępowego brył i punktów materialnych modelu wykorzystywane jest położenie środków mas wymienionych brył (O_c , O_B , O_1 , O_2 , O_3 , O_4).

Osie $O_i \xi_i$, $O_i \eta_i$, $O_i \zeta_i$ ($i = C, B, 1, 2, 3, 4$) są traktowane jako główne centralne osie bezwładności odpowiednich brył sztywnych.

Ruch kulisty bryły nadwozia względem bieguna O_c opisano, wykorzystując „kąty samolotowe” [12–14, 21], zwane też „quasi-Eulerowskimi” [12–14, 21], „okrętowymi” [28], „Cardana” lub „Bryanta” [1]. Nazwy kątów przyjęto za autorami prac [12, 21]:

- kąt odchylenia ψ_c (obrót wokół osi $O_c \zeta_c$),
- kąt przechyłu wzdłużnego (pochylenia) φ_c (obrót wokół osi $O_c \eta_c$),
- kąt przechyłu bocznego ϑ_c (obrót wokół osi $O_c \xi_c$).

Kolejność obrotów przyjęto zgodnie z kolejnością ich wymieniania.

Osie kolejnych obrotów są traktowane jako główne centralne osie bezwładności bryły nadwozia. Odchodzi się zatem od koncepcji opisu, wykorzystującego pojęcie osi przechyłu bocznego pojazdu (np. [10, 24]). Podobne podejście można znaleźć w pracach [19, 22, 23, 31, 33]. W przypadku zawiesznień zależnych przyjmuje się, że przechył boczny bryły tylnego mostu następuje wokół wzdłużnej głównej centralnej osi bezwładności tej bryły $O_B \xi_B$. Pomija się zatem niewielkie ruchy poprzeczne tej bryły wynikające z faktu, że rzeczywista oś przechyłu bocznego jest położona w kierunku $O_1 \xi_1$, pomiędzy punktami mocowania elementu sprężystego [12].

3. Równania ruchu

Równania ruchu wyprowadzono wykorzystując równania Lagrange’a II rodzaju (np. [11]). Wcześniej przyjęto 14 następujących współrzędnych uogólnionych:

a) dla modelu dwuosiowego samochodu osobowego przedstawionego na rys. 3

$q_1 = x_{O_c}$, $q_2 = y_{O_c}$, $q_3 = z_{O_c}$ – współrzędne określające położenie środka O_c masy bryły nadwozia w inercjalnym układzie odniesienia $Oxyz$;

$q_4 = \psi_c$, $q_5 = \varphi_c$, $q_6 = \vartheta_c$ – współrzędne opisujące ruch kulisty bryły nadwozia względem jej środka masy O_c ; są to kąty quasi-Eulerowskie (samolotowe) – kąt odchylenia, przechyłu wzdłużnego i bocznego;

$q_7 = \zeta_{CO1}$, $q_8 = \zeta_{CO2}$, $q_9 = \zeta_{CO3}$, $q_{10} = \zeta_{CO4}$ – współrzędne opisujące ruch punktów O_1 , O_2 , O_3 , O_4 względem bryły nadwozia w kierunku $O_c \xi_c$ układu $O_c \xi_c \eta_c \zeta_c$; do tych punktów redukowane są „masy nieresorowane” zawieszania;

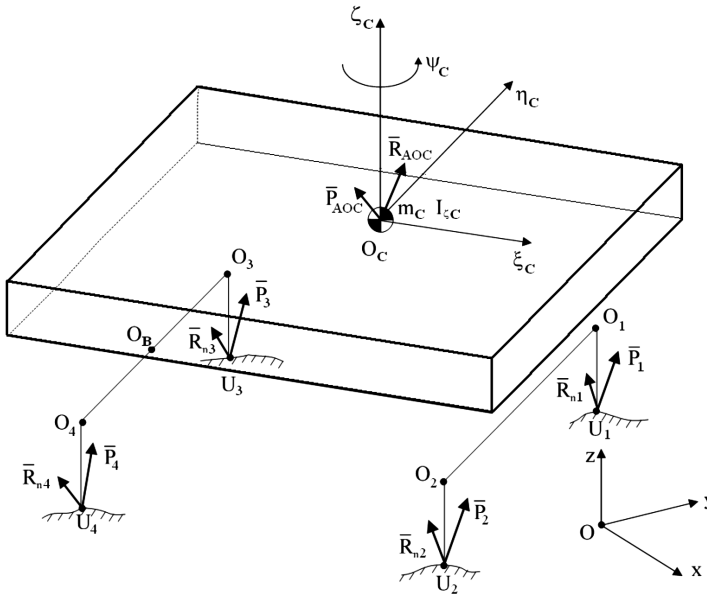
$q_{11} = \varphi_1$, $q_{12} = \varphi_2$, $q_{13} = \varphi_3$, $q_{14} = \varphi_4$ – kąty obrotu kół jezdnych (odpowiednio: przedniego lewego i prawego, tylnego lewego i prawego).

- b) dla modelu dwuosowego samochodu towarowo-osobowego przedstawionego na rys. 4
 $q_1 - q_8$ – jak dla przypadku a;
 $q_9 = \zeta_{COB}$ – współrzędna opisująca ruch środka O_B masy bryły belki osi tylnej względem bryły nadwozia, odbywa się on w kierunku $O_C \zeta_C$ układu $O_C \xi_C \eta_C \zeta_C$;
 $q_{10} = \vartheta_B$ – kąt przechyłu bocznej bryły belki osi tylnej względem bryły nadwozia;
 $q_{11} - q_{14}$ – jak dla przypadku a.

4. Wykorzystanie koncepcji modeli częściowych

Ważnym krokiem wpływającym na sposób budowy i wykorzystania modeli pojazdów jest podział na tzw. modele częściowe, z których komponuje się model pełny. Taki sposób podejścia do modelowania ułatwia ponadto wprowadzanie ewentualnych uproszczeń w strukturze modeli matematycznych. Wykorzystano wnioski i doświadczenia przedstawione w pracach [13, 14, 26, 27, 29, 34].

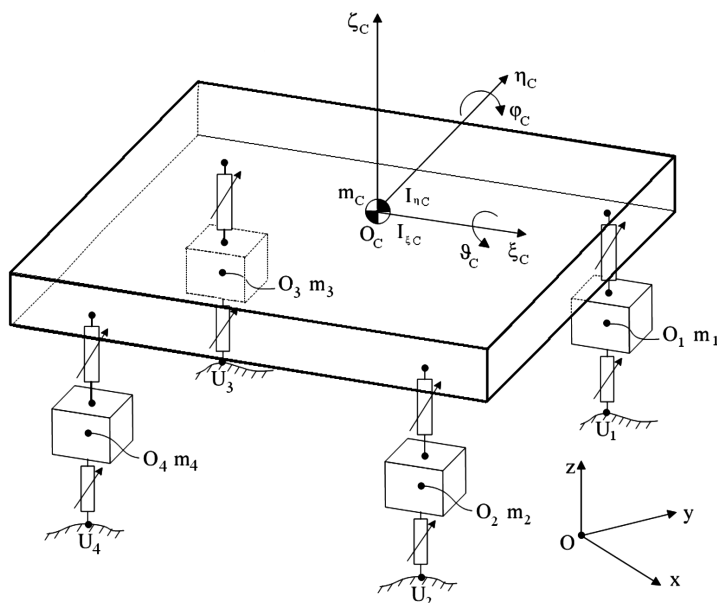
- Dla pojazdu dwuosowego wyróżniono trzy modele częściowe (patrz także [13, 14, 16–18]):
- **model częściowy 1** (rys. 5) opisuje podstawowy ruch pojazdu: trajektorię ruchu środka masy O_C bryły nadwozia na płaszczyźnie poziomej Oxy (współrzędne x_{OC}, y_{OC}) oraz kąt odchylenia (współrzędna ψ_C – obrót wokół osi $O_C \zeta_C$ układu $O_C \xi_C \eta_C \zeta_C$ sztywno związanej z bryłą nadwozia);



Rys. 5. Model częściowy 1, opisuje podstawowy ruch pojazdu – trajektorię środka masy bryły nadwozia O_C na płaszczyźnie poziomej Oxy oraz kąt odchylenia. Stopnie swobody: x_{OC}, y_{OC}, ψ_C

Fig. 5. Partial model 1. It describes principal motion of the vehicle – trajectory of the body centre of mass O_C on the horizontal plane Oxy and the yaw angle. Degrees of freedom: x_{OC}, y_{OC}, ψ_C

- **model częściowy 2** (rys. 6 i 7) opisuje ruch drgający bryły nadwozia oraz „mas nieresorowanych”; współrzędne: położenie z_{OC} punktu O_C wzdłuż osi Oz układu inercjalnego $Oxyz$, kąt przechyłu wzdłużnego bryły nadwozia φ_C , kąt przechyłu bocznego bryły nadwozia ϑ_C , położenia środków kół jezdnych wzdłuż osi $O_C\zeta_C$ układu $O_C\xi_C\eta_C\zeta_C$ sztywno związanego z bryłą nadwozia (dla zawieszenia niezależnego: z_{OC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{O1} , ζ_{O2} , ζ_{O3} , ζ_{O4} ; dla zawieszenia zależnego: z_{OC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{O1} , ζ_{O2} , ζ_{OB} , ϑ_B);
- **model częściowy 3** (rys. 8) opisuje ruch obrotowy każdego z czterech kół jezdnych (kąty $\varphi_j, j = 1, 2, 3, 4$).

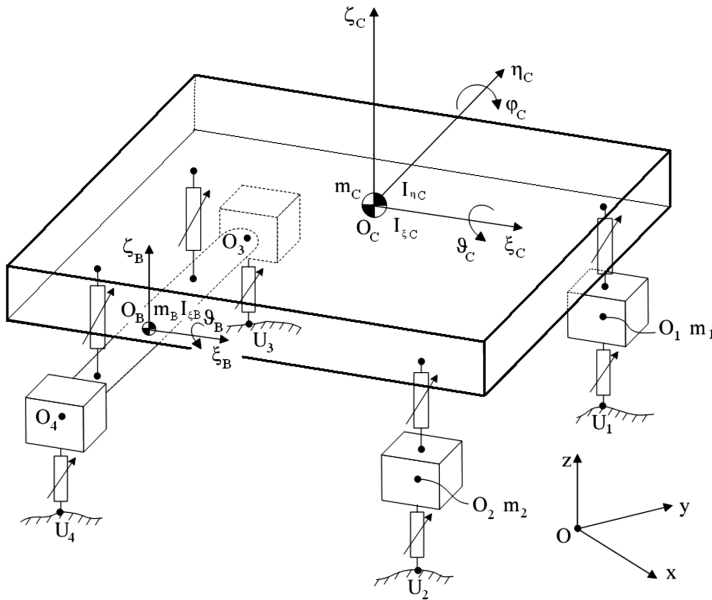


Rys. 6. Model częściowy 2, wersja dla zawieszenia tylnego niezależnego, opisuje ruch drgający bryły nadwozia oraz „mas nieresorowanych”. Stopnie swobody: z_{OC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{O1} , ζ_{O2} , ζ_{O3} , ζ_{O4}

Fig. 6. Partial model 2, version for independent rear suspension. It describes oscillating motion of the body and of the ‘unsprung masses’. Degrees of freedom: z_{OC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{O1} , ζ_{O2} , ζ_{O3} , ζ_{O4}

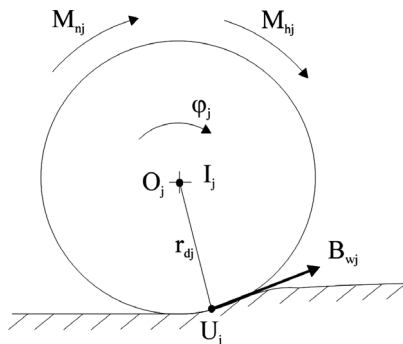
W modelu częściowym I efektem działania sił i momentów aerodynamicznych jest wektor \bar{P}_{AOC} i moment główny \bar{R}_{AOC} zredukowany do środka masy O_C bryły nadwozia. Wektor \bar{P}_j i moment główny \bar{R}_{nj} ($j = 1, 2, 3, 4$) sił w kontakcie koła jezdneho, zredukowany do środka śladu U_j , jest skutkiem działania wymuszeń wewnętrznych (momentu napędowego i hamowania, skreću koła jezdneho) oraz zewnętrznych (oporów toczenia, wymuszenia kinematycznego od nierównej nawierzchni drogi). Na rys. 5 zaznaczono masę bryły nadwozia m_C oraz jeden z jej głównych centralnych momentów bezwładności I_{ξ_C} względem osi $O_C\xi_C$ układu $O_C\xi_C\eta_C\zeta_C$. Na rys. 6 zaznaczono masę bryły nadwozia m_C , jej główne centralne momenty bezwładności I_{ξ_C} i I_{η_C} względem osi $O_C\xi_C$ i $O_C\eta_C$ układu $O_C\xi_C\eta_C\zeta_C$, masy m_i elementów „masa nieresorowana” ($j = 1, 2, 3, 4$ lub $j = 1, 2$) oraz środki U_j śladów kontaktów kół jezdnych z nawierzchnią drogi. Na rys. 7 zaznaczono masę m_B bryły tylnego mostu, jej moment bez-

władności I_{ζ_B} względem osi $O_B \xi_B$ układu $O_B \xi_B \eta_B \zeta_B$. Na koło jezdne o środku O_j i promieniu dynamicznym r_{dj} oddziałuje w ruchu obrotowym (kąt obrotu φ_j , moment bezwładności koła I_j) w punkcie U_j kontaktu z drogą siła styczna wzdłużna B_{wj} (element składowy obciążenia ze strony podłoża: \bar{P}_j i \bar{R}_{nj}). Ponadto na koło działa moment napędowy M_{nj} i hamowania M_{hj} .



Rys. 7. Model częściowy 2, wersja dla zawieszenia tylnego zależnego, opisuje ruch drgający bryły nadwozia oraz „mas niesesorowanych”. Stopnie swobody: z_{OC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{O1} , ζ_{O2} , ζ_{OB} , ϑ_B

Fig. 7. Partial model 2, version for dependent rear suspension. It describes oscillating motion of the body and of the ‘unsprung masses’. Degrees of freedom: z_{OC} , φ_C , ϑ_C , ζ_{O1} , ζ_{O2} , ζ_{OB} , ϑ_B



Rys. 8. Model częściowy 3, opisuje ruch obrotowy każdego z czterech kół jezdnych. Stopnie swobody $\varphi_j, j = 1, 2, 3, 4$

Fig. 8. Partial model 3. It describes rotational motion of each of four road wheels. Degrees of freedom $\varphi_j, j = 1, 2, 3, 4$

Parametrami każdego z tych modeli są, między innymi, wielkości charakteryzujące ruch pozostałych modeli częściowych. Przy rozwiązywaniu równania ruchu modelu częściowego przyjęte zostanie założenie, że znane są wartości wielkości charakteryzujących inne modele częściowe. Będą to rozwiązania równań tych modeli lub efekt założonego, szczególnego stanu ruchu. Zakłada się, że dla krótkiego kroku symulacji, stosowanego w praktyce obliczeń, takie postępowanie nie naruszy istoty uwzględnianych w modelu sprzężeń i w efekcie otrzymywane będą rozwiązania zbieżne, bliskie rzeczywistym, dla właściwie przyjętych parametrów modeli.

Przedstawiony wyżej sposób podejścia do modelowania ruchu złożonego obiektu, jakim jest pojazd dwuosiowy, umożliwi niezależne od siebie stosowanie modeli częściowych dla szczególnych przypadków ruchu. Poszerzony zatem zostanie obszar zastosowań budowanych modeli pojazdu.

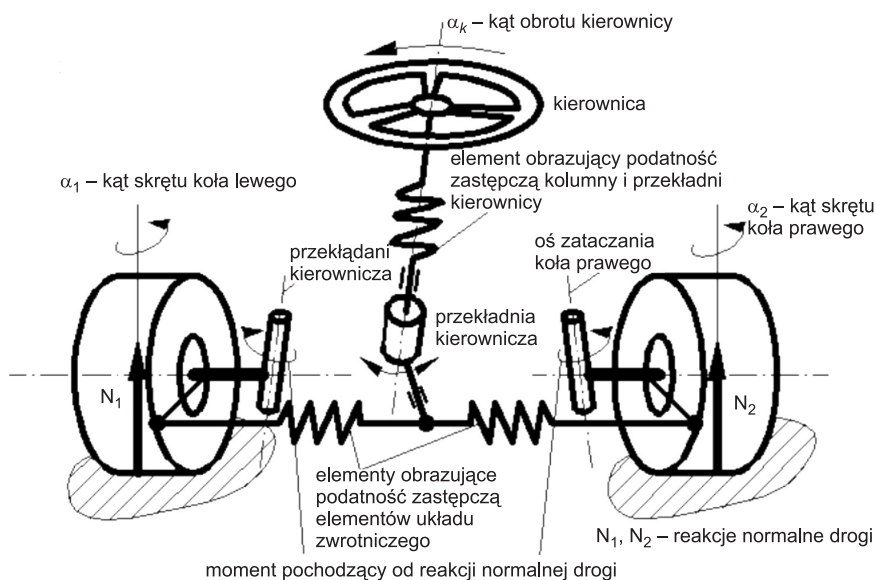
5. Własności geometryczne i sprężyste układu kierowniczego

Wprowadzono rzeczywistą charakterystykę kątów skrętu kół jako funkcję kąta obrotu kierownicy α_k dla układu nieobciążonego

$$\alpha_1 = \alpha_1(\alpha_k) \quad (1)$$

$$\alpha_2 = \alpha_2(\alpha_k) \quad (2)$$

Uwzględniono podatność układu kierowniczego (rys. 9).



Rys. 9. Model układu kierowniczego pojazdu (nie zaznaczono sił wzdłużnych i bocznych opon) [13]

Fig. 9. Model of vehicle steering system (longitudinal and lateral tyre forces are not marked) [13]

Dodatkowe kąty skrętu kół są funkcjami momentów stabilizujących oraz podatności skrętnej kolumny kierowniczej wraz z przekładnią oraz podatności lewej i prawej strony układu zwrotniczego. Należy zwrócić uwagę, że zależności typu (1) i (2) mogą być określone dla kół tylnych, co umożliwia w łatwy sposób modelowanie układów kierowniczych 4WS (o skręcanych wszystkich czterech kołach jezdnych).

6. Siły i momenty występujące w obszarze kontaktu koła z drogą

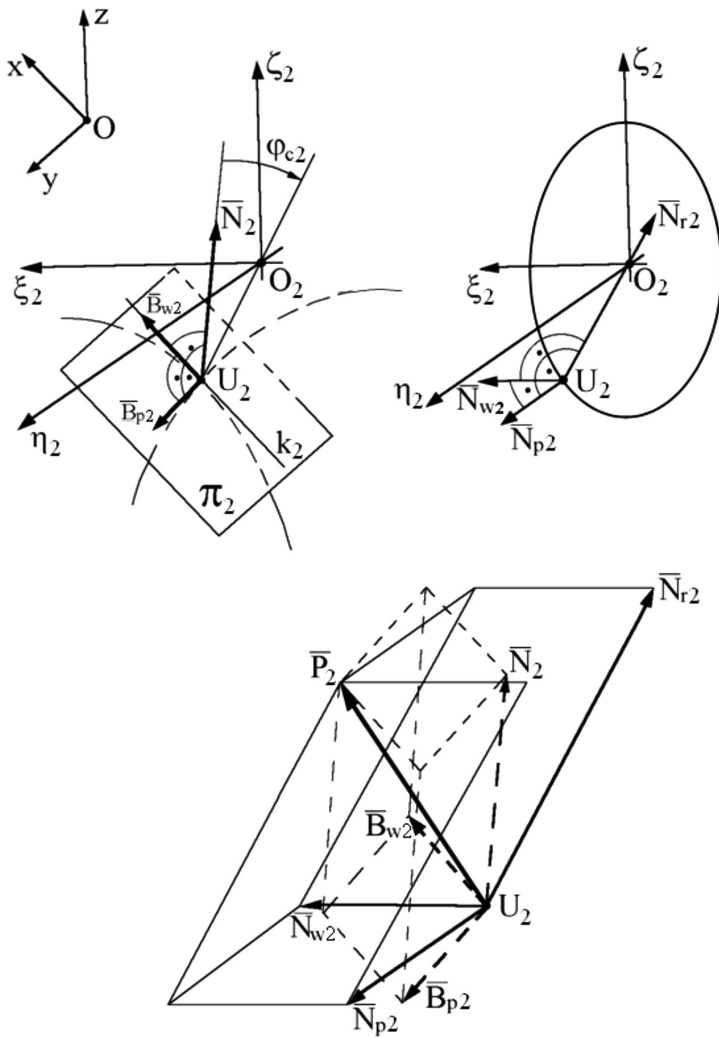
Opis przedstawiono na przykładzie koła przedniego prawego (rys. 3–5). W celu obliczenia sił przenoszonych przez koło ogumione należy określić współrzędne punktu kontaktu U_2 oraz współrzędne położenia i prędkości tego punktu względem środka koła O_2 . Z tego powodu obliczenia są prowadzone w układach ruchomych związanych z pojazdem. Ponadto, ze względu na fakt, że nierówności nawierzchni drogi (jeśli wystąpi potrzeba ich uwzględnienia) są zazwyczaj opisywane w inercyjnym układzie odniesienia $Oxyz$ [14], obliczenia muszą być prowadzone także w tym układzie.

Rys. 10 przedstawia wektor główny sił kontaktowych \bar{P}_2 . Jest on wypadkową dla dwóch układów trzech wzajemnie prostopadłych wektorów:

- układu trzech sił związanych z drogą \bar{N}_2 , \bar{B}_{w2} , \bar{B}_{p2} (reakcji normalnej \bar{N}_2 do profilu drogi oraz dwóch reakcji stycznych, leżących w płaszczyźnie kontaktu π_2 : wzdłużnej \bar{B}_{w2} , leżącej równocześnie w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny koła oraz bocznej \bar{B}_{p2} , prostopadłej do krawędzi k_2 przecięcia podłoża π_2 przez płaszczyznę koła) siły te są określane za pomocą modelu współpracy stycznej pneumatyka – modelu HSRI-UMTRI (rys. 11) [7, 8] uzupełniony o model stanów nieustalonych ogumienia IPG-Tire [14].
- układu sił związanych z kołem \bar{N}_{r2} , \bar{N}_{w2} , \bar{N}_{p2} (siły promieniowej \bar{N}_{r2} i prostopadłej do niej siły wzdłużnej \bar{N}_{w2} leżącej w płaszczyźnie równoległej do płaszczyzny koła oraz siły poprzecznej \bar{N}_{p2} prostopadłej do płaszczyzny koła); siły te są określone za pomocą modelu własności sprężysto-tłumiących pneumatyka [13, 14].

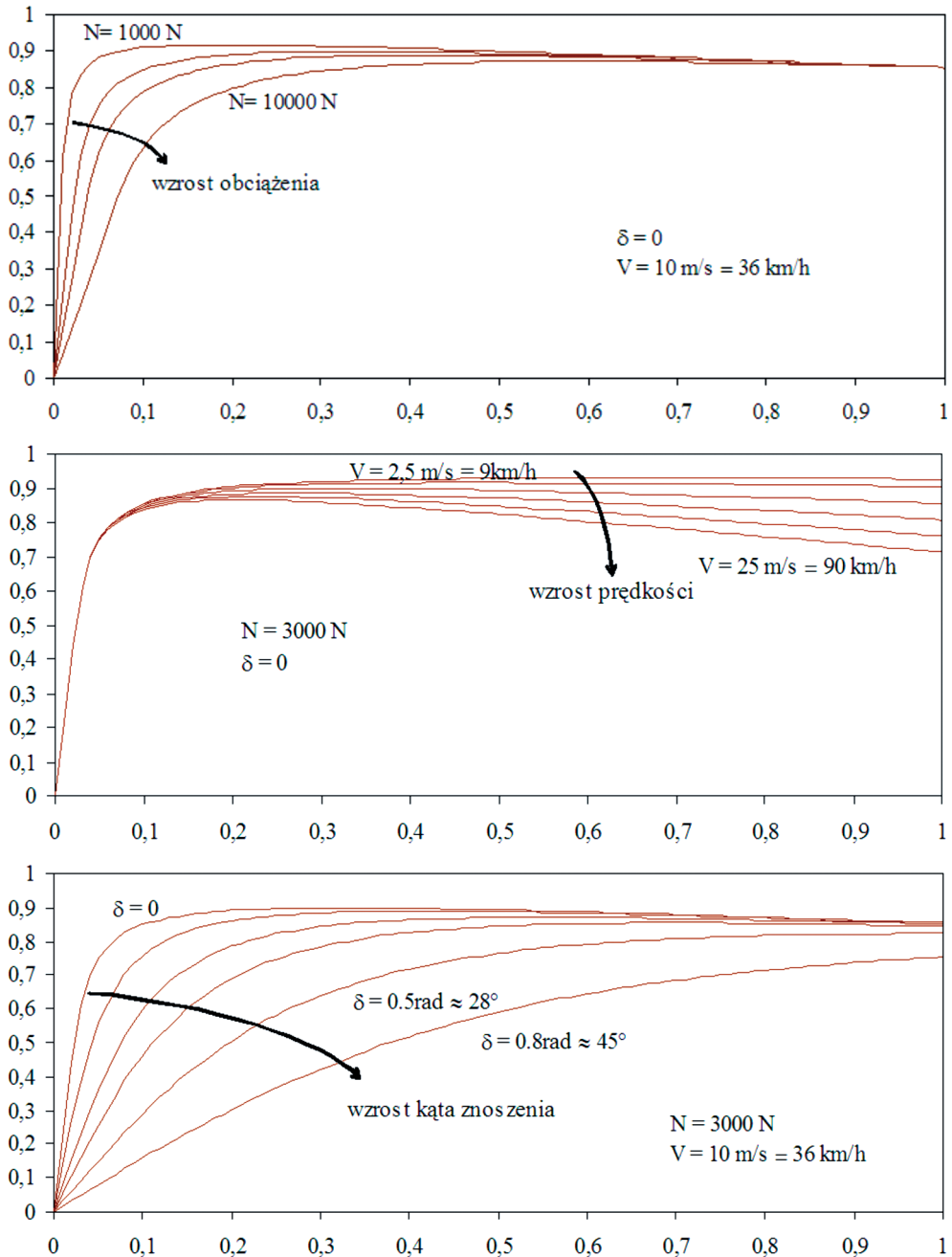
Układ sił przedstawiony na rys. 10 prowadzi do układu 6 równań z sześcioma niewiadomymi – wymienionymi składowymi siły \bar{P}_2 .

Siły powstające w kontakcie koło–droga są także efektem modelowania działania układów ABS (przeciwblokującego), ASR (przeciwpoślizgowego) i ESP (stabilizacji toru ruchu pojazdu), zgodnie z wytycznymi i algorytmami firmy Bosch [3, 4] oraz dostępną dokumentacją producentów modelowanych pojazdów.



Rys. 10. Dwa równoważne układy sił w śladzie współpracy koła ogumionego z drogą (na przykładzie koła prawego przedniego)

Fig. 10. Two equivalent force systems in the trace of the cooperation between the tyre and the road (using example of a right front wheel)



Rys. 11. Model HSRI-UMTRI [7, 8]. Jednostkowa siła wzdłużna μ_w w funkcji poślizgu wzdłużnego s_w , dla różnych wartości obciążenia N (reakcji normalnej podłoża), prędkości V i kąta znoszenia δ

Fig. 11. Model HSRI-UMTRI [7, 8]. Unitary longitudinal force μ_w versus longitudinal slip s_w , for different values of loading N (substrate normal reaction), speed V and drift angle δ

7. Wnioski

Przedstawione dwa modele ruchu i dynamiki samochodów dwuosioowych będą wykorzystane w budowanym przez zleceniodawcę, ETC-PZL AI, symulatorze kierowania pojazdami uprzywilejowanymi.

Publikacja powstała jako efekt projektu Nr O ROB 0011 01/ID/11/1 „Symulator kierowania pojazdami uprzywilejowanymi podczas działań typowych i ekstremalnych”, dotyczącego budowy symulatora kierowania pojazdami uprzywilejowanymi.

Literatura

- [1] Arczewski K.P., *Kinematyka układów dyskretnych*, Oficyna Wydawnicza PW, Warszawa 1994.
- [2] Bakker E., Nyborg L., Pacejka H.B., *Tyre modelling for use in vehicle dynamics studies*, SAE Technical Paper 870421.
- [3] Bosch R., *Automotive handbook*, Robert Bosch GmbH, SAE International, 3rd–8th edition, 1993-2011.
- [4] Bosch R., Praca zbiorowa, *Układ stabilizacji toru jazdy ESP*, WKŁ, Warszawa 2000.
- [5] Captain K.M., Boghani A.B., Wormley D.N., *Analytical tire models for dynamic vehicle simulation*, Vehicle System Dynamics, Vol. 8 (1979), 1-32.
- [6] Chaczaturow A.A. (red.), *Doroga, szina, awtomobil, woditiel*, Maszynostrojenije, Moskwa 1976.
- [7] Dugoff H., Fancher P.S., Segel L., *An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance*, SAE Technical Paper 700377.
- [8] Fancher P.S. Jr., Bareket Z., *Including roadway and tread factors in semi-empirical model of truck tyres*, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 21, 1993, 92-107.
- [9] FIAT Ducato, Wydruk z bazy danych ASO FIAT.
- [10] Gillespie T.D., *Fundamentals of vehicle dynamics*, SAE, Inc. Warrendale 1994.
- [11] Gutowski R., *Mechanika analityczna*, PWN, Warszawa 1971.
- [12] Kamiński E., Pokorski J., *Teoria samochodu. Dynamika zawiesznień i układów napędowych pojazdów samochodowych*, WKŁ, Warszawa 1983.
- [13] Lozia Z., *Symulatory jazdy samochodem*, WKŁ, Warszawa 2008.
- [14] Lozia Z., *Analiza ruchu samochodu dwuosioowego na tle modelowania jego dynamiki*, Monografia, Prace Naukowe Politechniki Warszawskiej, Transport, Zeszyt 41, Warszawa 1998.
- [15] Lozia Z., *Wybrane zagadnienia symulacji cyfrowej procesu hamowania samochodu dwuosioowego na nierównej nawierzchni drogi*, rozprawa doktorska, Wydział SiMR PW, Warszawa 1985.
- [16] Lozia Z., *Badania symulacyjne ruchu samochodu*, Praca badawcza własna nr 503/163/408/1, Politechnika Warszawska, Wydział Transportu, Warszawa 1992.
- [17] Lozia Z., *Symulacja ruchu pojazdu dwuosioowego*. Międzynarodowa Konferencja Naukowo-Techniczna „Pojazdy samochodowe. Problemy rozwoju i eksploatacji. Autoprogres '95”, Jachranka 17–19 maja 1995, 39-49.

- [18] Lozia Z., *Vehicle dynamics and motion simulation versus experiment*, 1998 SAE International Congress and Exposition, Detroit, Michigan USA, February 23–26, 1998, SAE Technical Paper 980220 (Opublikowany także w Special Publication SP-1361 „Vehicle Dynamics and Simulation, 1998”).
- [19] Lugner P., Lorenz R., Schindler E., *The connexion of theoretical simulation and experiments in passenger car dynamics*, Proceedings of 8th IAVSD-Symposium held in MIT, Cambridge, USA, August 15–19, 1983, 317-330.
- [20] Maalej A.Y., Guenther D.A., Ellis J.R., *Experimental development of tyre force and moment models*, International Journal of Vehicle Design, Vol. 10, No 1, 1989, 34–51.
- [21] Maryniak J., *Dynamiczna teoria obiektów ruchomych*, Politechnika Warszawska, Prace Naukowe, Mechanika Nr 32, WPW, Warszawa 1976.
- [22] McHenry R.R., *Research in automobile dynamics – a computer simulation of general three-dimensional motions*, SAE Technical Paper 710361.
- [23] McHenry R.R., De Leys N.J., *Automobile dynamics – a computer simulation of three-dimensional motions for use in studies of braking systems and of driving tasks*, CAL Report No VJ-2251-V-7, Cornell Aeronautical Laboratory, Cornell University, Buffalo, August 1970.
- [24] Mitschke M., *Teoria samochodu. Dynamika samochodu*, WKŁ, Warszawa 1977, WKŁ, Warszawa 1987 (Tom 1: *Naped i hamowanie*), WKŁ Warszawa 1989 (Tom 2: *Drgania*).
- [25] Nejmank J.I., Fufajew N.A., *Dynamika układów nieholonomicznych*, PWN, Warszawa 1971.
- [26] Nordmark S., *VTI driving simulator. Mathematical model of a four-wheeled vehicle for simulation in real time*, VTI Report No 267A, 1984.
- [27] Osiecki J., *Elementy modelowania w dynamice maszyn*, rozdział w pracy zbiorowej „Dynamika maszyn”, Ossolineum PAN, Wrocław 1974, 12-48.
- [28] Osiecki J., *Podstawy analizy drgań mechanicznych*, Politechnika Świętokrzyska, Kielce 1979.
- [29] Osiecki J., Stańczyk T.L., *Metoda analizy złożonych układów dynamicznych za pomocą modeli częściowych*, Biuletyn WAT, Rok XL, nr 7 (467), lipiec 1991, 3-20.
- [30] Pacejka H.B., Bakker E., *The Magic Formula tyre model*, Supplement to Vehicle System Dynamics, Vol. 21, 1993, 1-18.
- [31] Rompe K., *A comparison between four computing models of different complexity describing the steering behaviour of two axled automobiles*, Proceedings of 5th VSD-2nd IUTAM Symposium held at the Technical University, Vienna, Austria, September 19-23, 1977, 49-56.
- [32] Rzeczoznawca Samochodowy, Miesięcznik szkoleniowo-inf. SRTSiRD, Nr 1/2008.
- [33] Sorgatz U., *Simulation of directional behaviour of road vehicles*, Vehicle System Dynamics, Vol. 5, 1975/76, 47-66.
- [34] Stańczyk T.L., *Metoda modeli częściowych jako podstawa tworzenia komputerowych systemów analizy dynamiki złożonych układów mechanicznych*. Politechnika Świętokrzyska. Zeszyty naukowe, Mechanika, Nr 52, Kielce 1994.
- [35] Autogaleria (<http://www.autogaleria.pl/news/index.php?id=1000>, dostęp: 10.02.2012).
- [36] Radiowozy (<http://www.radiowozy.cba.pl/data/media/4/t2711.jpg>, dostęp: 10.02.2012).