

Model pojazdu zastosowany w programie V-SIM do symulacji ruchu i zderzeń pojazdów samochodowych

Dariusz BULKA¹, Piotr ŚWIDER²

STRESZCZENIE

W artykule przybliżono model pojazdu o 10 stopniach swobody, zastosowany w nowym programie V-SIM przeznaczonym do wspomagania rekonstrukcji wypadków drogowych. Przedstawiono także sposób opisu zagadnień cząstkowych takich jak: model opony, model zawieszenia, układ hamulcowy, silnik, układ przeniesienia napędu czy układ kierowniczy. Zwrócono uwagę na uproszczenia dostosowane do skali zagadnienia, z jakim spotykają się biegli analizujący wypadki drogowe.

Słowa kluczowe: model pojazdu, symulacja, program komputerowy, V-SIM, rekonstrukcja wypadków drogowych

WPROWADZENIE

Program V-SIM jest nowym, opracowanym w Polsce, programem komputerowym przeznaczonym głównie do wspomagania rekonstrukcji wypadków drogowych. Program wykonuje symulację ruchu przed- i pozderzeniowego pojazdów samochodowych, a także analizę zderzeń pomiędzy pojazdami, oraz pojazdów z innymi uczestnikami ruchu drogowego. Program powstał w krakowskiej firmie CYBORG IDEA s.c. przy współpracy pracowników Instytutu Ekspertyz Sądowych w Krakowie i Politechniki Krakowskiej. W obecnej wersji programu ograniczono się do symulacji pojazdów samochodowych kategorii M₁ (samochody osobowe) oraz N₁ (lekkie samochody ciężarowe). Analizowane są pojazdy jednoczłonowe.

W przemyśle samochodowym rozpowszechnione jest obecnie modelowanie ruchu pojazdów za pomocą komputerowych symulacji. Zastosowane tam modele

¹ mgr inż. Dariusz Bułka – CYBORG IDEA s.c., ul. Kuźnicy Kołtająowskiej 15c, PL - 31 234 Kraków

² dr inż. Piotr Świder – Politechnika Krakowska, Instytut Pojazdów Samochodowych i Silników Spalinowych, al. Jana Pawła II 37, PL - 31 864 Kraków

opierają się jednak na bardzo szczegółowym opisie budowy pojazdu, a symulacja odbywa się przy bardzo dobrze określonych warunkach początkowych i granicznych. W rezultacie wymagają one bardzo dużej liczby parametrów wejściowych. Szczególnie istotne są w tym przypadku dane określające budowę zawieszenia, parametry opon, parametry oraz ułożenie nawierzchni oraz reakcje kierującego pojazdem. W zagadnieniu rekonstrukcji wypadków drogowych, w większości przypadków, takie dane nie są dostępne.

Dodatkowym ograniczeniem jest kwestia złożoności obliczeniowej. Model zaimplementowany w programie powinien być używany na zwykłych komputerach biurowych, które są wykorzystywane przez jego potencjalnych użytkowników. Jest to o tyle istotne, że przy analizie typowego przypadku wymagane jest wykonanie kilkunastu lub kilkudziesięciu przebiegów symulacji, której uczestnikami są dwa lub więcej pojazdów.

1. PRZYJĘTE OZNACZENIA

A_x	Pole powierzchni czołowej pojazdu.
A_y	Pole powierzchni bocznej pojazdu.
C_{1i}	Zredukowany współczynnik sztywności zawieszenia i-tego koła.
C_{3i}	Współczynnik progresji sztywności zawieszenia i-tego koła.
C_x	Współczynnik czołowego oporu powietrza.
C_y	Współczynnik bocznego oporu powietrza.
D_{ci}	Zredukowany współczynnik tłumienia dla fazy dobiecia zawieszenia i-tego koła.
D_{ri}	Zredukowany współczynnik tłumienia dla fazy odbicia zawieszenia i-tego koła.
\vec{F}'	Suma sił zewnętrznych działających na pojazd w układzie związanym z pojazdem.
F'_{0i}	Siła (normalna) reakcji zawieszenia i-tego koła w położeniu neutralnym.
\vec{F}'_{ax}	Siła czołowego oporu aerodynamicznego.
\vec{F}'_{bx}	Siła bocznego oporu aerodynamicznego.
\vec{F}'_g	Siła grawitacji działająca na pojazd.
\vec{F}'_i	Siła reakcji zawieszenia i-tego koła pojazdu.
$F'_{xi} \dots$	Składowe siły reakcji zawieszenia w układzie związanym z pojazdem.
$F''_{xi} \dots$	Składowe siły reakcji opony w układzie związanym z punktem styku opony z nawierzchnią.

g	Przyspieszenie ziemskie.
I_i	Masowy moment bezwładności i-tego koła uwzględniający również zredukowany masowy moment bezwładności silnika i układu przeniesienia napędu.
$I_{x'} \dots$	Główne masowe momenty bezwładności pojazdu.
m	Masa pojazdu
\vec{M}'	Suma momentów sił zewnętrznych działających na pojazd w układzie związanym z pojazdem.
M_e	Moment napędowy silnika.
M_{ei}	Zredukowany moment hamujący silnika występujący na i-tym kole.
M_{hi}	Moment hamujący hamulca występujący na i-tym kole.
M_m	Moment maksymalny silnika.
M_{ni}	Zredukowany moment napędowy występujący na i-tym kole.
M_{ri}	Moment oporów własnych występujący na i-tym kole.
M_{ti}	Moment oporów tocznych podłoża występujący na i-tym kole.
$M_{x'} \dots$	Składowe momenty sił zewnętrznych działających na pojazd w układzie związanym z pojazdem.
N_n	Moc maksymalna silnika.
\vec{r}	Promień wodzący obiektu.
R_{di}	Promień toczny i-tego koła.
s_i	Zredukowana wielkość ugięcia zawieszenia i-tego koła w stosunku do pozycji neutralnej.
\vec{w}	Prędkość wiatru.
$w_{x'} \dots$	Składowe prędkości wiatru w układzie związanym z pojazdem.
x	Globalny, inercjalny układ odniesienia.
x'	Układ odniesienia związany z pojazdem.
x''	Układ odniesienia związany z punktem styku opony z nawierzchnią.
ρ	Gęstość powietrza.
$\vec{\omega}'$	Prędkość obrotowa pojazdu w układzie związanym z pojazdem.
ω_i	Prędkość obrotowa i-tego koła.
ω_e	Prędkość obrotowa silnika.
ω_m	Prędkość obrotowa dla momentu maksymalnego silnika.
ω_n	Prędkość obrotowa dla mocy maksymalnej silnika.
$\omega_{x'} \dots$	Składowe prędkości obrotowej pojazdu względem wybranych osi.

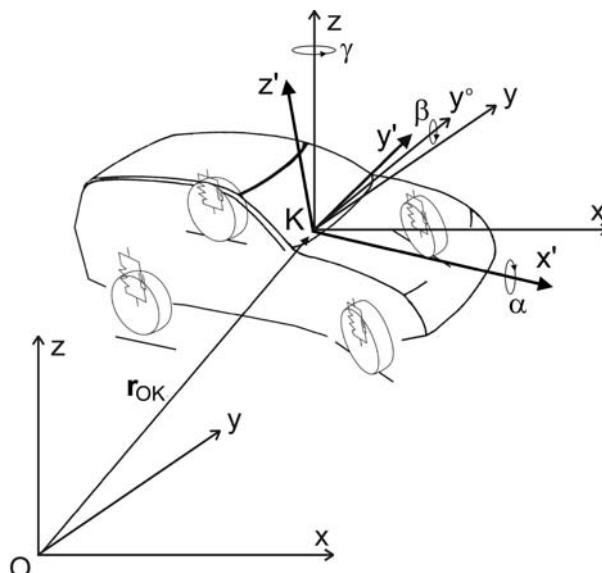
⊖_c Tensor masowego momentu bezwładności pojazdu.

2. MODEL RUCHU

Zastosowany w programie V-SIM model ruchu pojazdu oparty jest na dyskretnej, kinetycznej, postępującej w czasie symulacji. Pojazd traktowany jest jako bryła sztywna poruszająca się w wyniku oddziaływujących na nią sił zewnętrznych.

Model ten wykorzystuje dwa rodzaje układów odniesienia:

- Jeden globalny, inercjalny układ współrzędnych, w którym opisane jest chwilowe położenie symulowanych obiektów oraz rozmieszczenie elementów środowiska, oznaczony jako \mathbf{X} . Oś z tego układu zorientowana jest przeciwnie do siły grawitacji (pionowo w górę w symulowanym środowisku). Położenie początku tego układu wybierane jest przez użytkownika dowolnie.
- Nieinercjalne układy współrzędnych związane z każdym z symulowanych pojazdów, oznaczone jako \mathbf{X}' . w układach tych wyznaczane są siły zewnętrzne działające na pojazd, wyprowadzane są równania ruchu oraz opisane są położenia elementów składowych poruszających się pojazdów. Środek tego układu znajduje się w środku masy analizowanego pojazdu. Oś x' (podłużna) zdefiniowana jest jako prosta leżąca na przecięciu podłużnej płaszczyzny symetrii pojazdu z poziomą płaszczyzną znajdującą się na poziomie środka masy nieobciążonego pojazdu. Jej zwrot wybrany jest w kierunku naturalnego ruchu pojazdu (do przodu). Oś z' (pionowa) skierowana jest pionowo w górę nieobciążonego pojazdu. Kierunek i zwrot osi z' (poprzecznej) wynika z ortogonalności i prawoskrętności układu.



Położenie środka masy pojazdu w układzie inercyjnym wyznaczone jest przez wektor \vec{r} . Położenie kątowe pojazdu zdefiniowane jest przez macierz obrotu, która może być interpretowana jako złożenie trzech kolejnych obrotów: pierwszy obrót (γ) wokół osi z, drugi obrót (α) wokół jednokrotnie obróconej osi x i trzeci obrót (β) wokół dwukrotnie obróconej osi y.

3. PODSTAWOWE RÓWNANIA RUCHU

Ruch pojazdu rozpatrywany jest jako swobodny ruch bryły sztywnej w przestrzeni 3D o 6 stopniach swobody. Równania ruchu pojazdu rozpatrywane są w, opisanym wcześniej, nieinercyjnym układzie związanym ze środkiem masy pojazdu (x'):

$$\vec{F}' = (\ddot{\vec{r}}' + \dot{\vec{r}}' \times \vec{\omega}') \cdot m \quad (1)$$

$$\vec{M}' = \Theta_c \cdot \dot{\vec{\omega}}' + \vec{\omega}' \times \Theta_c \cdot \vec{\omega}' \quad (2)$$

Biorąc pod uwagę specyfikę konstrukcji pojazdu samochodowego dla ruchu obrotowego przyjęto tensor masowego momentu bezwładności o zerowych masowych momentach bezwładności poza momentami głównymi:

$$\Theta_c = \begin{bmatrix} I_{x'} & 0 & 0 \\ 0 & I_{y'} & 0 \\ 0 & 0 & I_{z'} \end{bmatrix} \quad (3)$$

Przybliżenie to dało to następujący, prosty układ równań skalarnych opisujących ruch obrotowy:

$$\begin{cases} I_{x'} \dot{\omega}_{x'} = M_{x'} - I_{z'} \omega_{y'} \omega_{z'} + I_{y'} \omega_{y'} \omega_{z'} \\ I_{y'} \dot{\omega}_{y'} = M_{y'} + I_{z'} \omega_{x'} \omega_{z'} - I_{x'} \omega_{x'} \omega_{z'} \\ I_{z'} \dot{\omega}_{z'} = M_{z'} - I_{y'} \omega_{x'} \omega_{z'} + I_{x'} \omega_{x'} \omega_{y'} \end{cases} \quad (4)$$

4. WYZNACZENIE SIŁ i MOMENTÓW ZEWNĘTRZNYCH

Na sumaryczną siłę działającą na pojazd składa się siła grawitacji, siły wnoszone przez zawieszenia poszczególnych kół oraz siły oporu aerodynamicznego czołowego i bocznego:

$$\vec{F}' = \vec{F}'_g + \sum \vec{F}'_i + \vec{F}'_{ax} + \vec{F}'_{ay} \quad (5)$$

Siła grawitacji \vec{F}_g wyznaczana jest poprzez transformację z globalnego układu odniesienia:

$$\vec{F}_g = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -m \cdot g \end{bmatrix} \xrightarrow{x \rightarrow x'} \vec{F}'_g \quad (6)$$

Siły reakcji zawieszenia opisane zostały dalej, w rozdziale 6.

Siły oporu aerodynamicznego stanowią istotny czynnik przy dużych prędkościach pojazdu lub przy dużej prędkości wiatru (w szczególności bocznego). Wyznaczane są one niezależnie dla powierzchni czołowej i bocznej pojazdu na podstawie względnej prędkości pojazdu względem otaczającego powietrza uwzględniając prędkość wiatru (\vec{w}). Pionowa, nośna siła aerodynamiczna została w tym modelu pominięta:

$$\vec{F}'_{ax} = \begin{bmatrix} \pm \rho / 2 \cdot C_x \cdot A_x \cdot (\dot{r}'_{x'} - w_{x'})^2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad \vec{F}'_{ay} = \begin{bmatrix} 0 \\ \pm \rho / 2 \cdot C_y \cdot A_y \cdot (\dot{r}'_{y'} - w_{y'})^2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (7)$$

Z wymienionych wcześniej sił i ramion ich działania wyznaczany jest sumaryczny moment sił zewnętrznych, pomijając siłę grawitacji, która przyłożona jest w środku masy.

5. RAKCJE ZAWIESZENIA

Program V-SIM posiada kinematyczny model niezależnego zawieszenia kół, uwzględniający pionowy ruch koła. Przyjęty model nie ogranicza liczby kół pojazdu. Niezależnie dla każdego koła, na podstawie położenia samochodu i lokalnej konfiguracji nawierzchni wyznaczane jest ugięcie zawieszenia (s_i). Na podstawie chwilowego ugięcia i prędkości jego zmian wyliczana jest siła normalna reakcji zawieszenia uwzględniając sprężystość o charakterystyce progresywnej oraz dwie wartości tłumienia (niezależnie dla fazy dobiecia i odbicia zawieszenia):

$$F'_{zi}(s_i, \dot{s}_i) = \max(\max(C_{3i} \cdot s_i^3 + C_{1i} \cdot s_i + F'_{0i}, 0) + \begin{cases} D_{ci} \cdot \dot{s}_i & \dot{s}_i \geq 0 \\ D_{ri} \cdot \dot{s}_i & \dot{s}_i < 0 \end{cases}, 0) \quad (8)$$

Pozostałe siły reakcji zawieszenia (F'_{xi} oraz F'_{yi}) przyjmowane są jako siły reakcji opony po odpowiedniej transformacji z układu odniesienia koła x'' do

układu pojazdu x' .

Punkt przyłożenia sił reakcji zawieszenia do nadwozia przyjęty jest jako punkt styku opony z nawierzchnią.

6. MODEL KOŁA OGUMIONEGO

Przy wyznaczaniu interakcji opona – nawierzchnia zastosowany został zaawansowany, nieliniowy model opracowany w Instytucie Bezpieczeństwa Drogowego Uniwersytetu Michigan (HSRI) przez zespół Dugoffa [2] z uwzględnieniem wprowadzonych później udoskonaleń [3]. Ze względu na ograniczony rozmiar niniejszej pracy nie jest on tu szczegółowo opisany.

Siły reakcji opony liczone są w układzie związanym z punktem styku opony z jezdnią (x''). Siła normalna opony (F_{zi}'') przyjmowana jest jako siła normalna reakcji zawieszenia (F_{zi}'). Na podstawie F_{zi}'' , prędkości obrotowej koła, względnej prędkości podłoża i parametrów podłoża wyznaczone są, według tego modelu siły reakcji opony F_{xi}'' oraz F_{yi}'' .

Dla każdego z kół niezależnie liczona jest dynamika ich ruchu obrotowego (dodatkowy stopień swobody), uwzględniając moment napędowy M_{ni} i opory ruchu: moment hamujący hamulca M_{hi} , moment hamujący silnika M_{ei} , moment oporów tocnych M_{ti} oraz moment oporów własnych M_{ri} :

$$I_i \cdot \dot{\omega}_i = M_{ni} - F_{xi}'' \cdot R_{di} \pm (M_{hi} + M_{ei} + M_{ti} + M_{ri}) \quad (9)$$

7. UKŁAD HAMULCOWY

Zastosowany model układu hamulcowego uwzględnia działanie korektora siły hamowania tylnej osi spełniającego wymagania załącznika nr X 13-go regulaminu ECE dla każdego stanu obciążenia z możliwością pracy regulatora liniowego. Parametry układu hamulcowego i rozdzielacza sił zadawane są parametrycznie.

Układ hamulcowy może opcjonalnie uwzględniać działanie układu przeciwblokującego (ABS) działającego poprzez modulację momentu hamującego kół w oparciu o ich względny poślizg.

8. SILNIK i UKŁAD PRZENIESIENIA NAPĘDU

Moment napędowy silnika wyznaczany jest z jego charakterystyki zewnętrznej, która to wyznaczana jest z formuły Hahna wymagającej jedynie ogólnie znanych parametrów silnika:

$$M_e(\omega_e) = M_m - \frac{M_m - \frac{N_n}{\omega_n}}{(\omega_n - \omega_m)^2} (\omega_e - \omega_m)^2 \quad (10)$$

W układzie przeniesienia napędu uwzględniane jest sprzęgło, wybrane przełożenie w skrzyni biegów, przełożenie końcowe oraz rozkład momentu napędowego na poszczególne osie. Sprzęgło może znajdować się w jednym z trzech stanów: wyłączone, częściowo włączone oraz całkowicie włączone. Uwzględniany jest masowy moment bezwładności silnika, układu przeniesienia napędu oraz sprawność układu przeniesienia napędu.

9. UKŁAD KIEROWNICZY

Układ kierowniczy realizowany jest przez prosty, kinematyczny model działający według zasad Ackermana. W modelu tym uwzględniona jest podatność rzeczywistego układu poprzez korektę poprzecznych sił reakcji opon osi kierowanej.

PODSUMOWANIE

Uważamy, że stopień skomplikowania przyjętego modelu pojazdu i ogumienia jest adekwatny dla potrzeb rekonstrukcji wypadków drogowych. Poprawność przyjętego modelu została pozytywnie zweryfikowana poprzez porównanie wyników działania programu z badaniami drogowymi przeprowadzonymi na rzeczywistych pojazdach przez Politechnikę Krakowską [4].

LITERATURA

1. Steffan H., Moser A., *The Collision and Trajectory Models of PC-CRASH*, SAE Paper 960886
2. Dugoff H., *An Analysis of Tire Traction Properties and Their Influence on Vehicle Dynamic Performance*, SAE Paper 700377
3. Uffelmann F., *Rechenmodell eines Reifens für Seiten und Umfangskraftübertragung*. Braunschweig 1989
4. Grzegózek W., Świder P., *Nowy program do symulacji ruchu pojazdów i zderzeń „V-SIM”*. Wstępna ocena przydatności do celów ekspertyzy sądowej. Paragraf na drodze 8/2003, s. 34-39

THE VEHICLE MODEL USED IN THE COMPUTER PROGRAM V-SIM FOR SIMULATION OF A VEHICLE MOVE AND CRASHES

SUMMARY

The paper presents a model of vehicle with 10 degrees of freedom used in new V-SIM computer program applied in road accident reconstruction. The trajectory model, tire, suspension, braking system, engine, power transmission and steering system models are described too. Simplifications adapted to the scale of problems court experts cope with in road accident analyses have been mentioned.

Key words: vehicle trajectory model, computer program, V-SIM, road accident reconstruction