

## STUDII DE OPTIMIZARE CINEMATICO-DINAMICA A PATRULATERULUI DE SUSPENSIE DIN CONSIDERENTE DE RULIU

Petre ALEXANDRU, Gabriel ANDREICA

Universitatea Transilvania Brasov, Catedra DPR, e-mail: alex.p@unitbv.ro

**Abstract:** Consider four variants of quadrangle mechanisms for passenger cars suspension, on the basis of ADAMS-View programs, are realized a serie of dynamics analyses with target making evident the influence of the position and centroid forms of the kinematic rooling on the parameters of the automobile frame rooling movement. There are seeked: rooling angle, rooling angle velocity, rooling angle acceleration, lateral displacement of the centre of gravity of the automobile frame, active load transfer on wheels.

### 1. CENTRUL SI CENTROIDELE DE RULIU

Miscarea de rului a caroseriei în jurul unei axe aproximativ longitudinale este o componenta importanta a dinamicii si confortului automobilului. Aceasta miscare este definita în mare parte de caracteristicile geometrice si elastice ale suspensiei.

Definind centrul de rului ( $C_r$ ) ca punctul din planul longitudinal de rotatie al caroseriei fata de sol ( $I_{CO}$ ), în cazul suspensiei uzuale cu mecanism patrulater centrul de rului se afla la intersectia liniei  $I_{20} I_{2C}$  cu planul longitudinal (teorema coliniaritatii a 3 centre de rotatie relative - fig. 1).

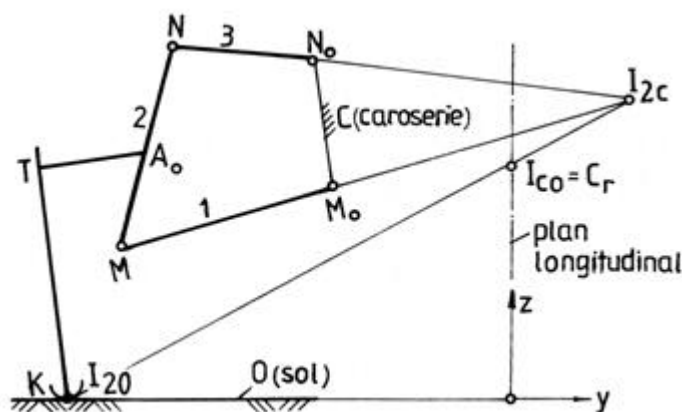


Fig. 1. Definirea centrului de rului

În cazul dezbatelor inegale ale rotilor, liniile  $I_{20}^s I_{2C}^s$  de la roata din stânga si  $I_{20}^d I_{2C}^d$  de la roata din dreapta nu se vor mai întâlni în planul longitudinal-vertical, astfel ca centrul de rului  $C_r$  va descrie o centroida mobila (m) si una fixa (f) (fig. 2).

Varianta spatiala de patrulater are axele bratelor la caroserie înclinate fata de axa x longitudinala cu unghiurile  $\varphi_{01}/\varphi_{03}$  în plan orizontal si/sau  $\varphi_{01}/\varphi_{03}$  în plan longitudinal (fig. 3), astfel ca aplicarea teoremei coliniaritatii implica complicatii; ca atare, în acest caz, se recomanda apelarea la metoda vitezelor pentru localizarea centrului de rului: centrul de rului  $I_{CO}=C_r$  se afla la intersectia perpendiculararelor duse la vitezele punctului K în planul vertical - transversal  $yOz$ .

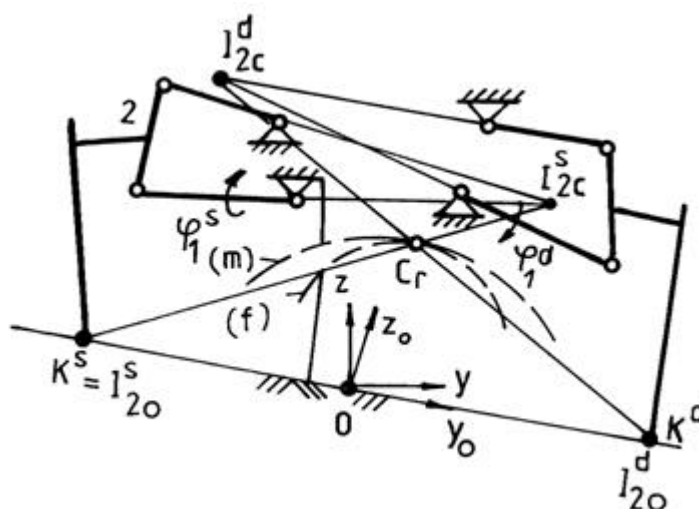


Fig. 2. Definirea centroidelor de ruliu

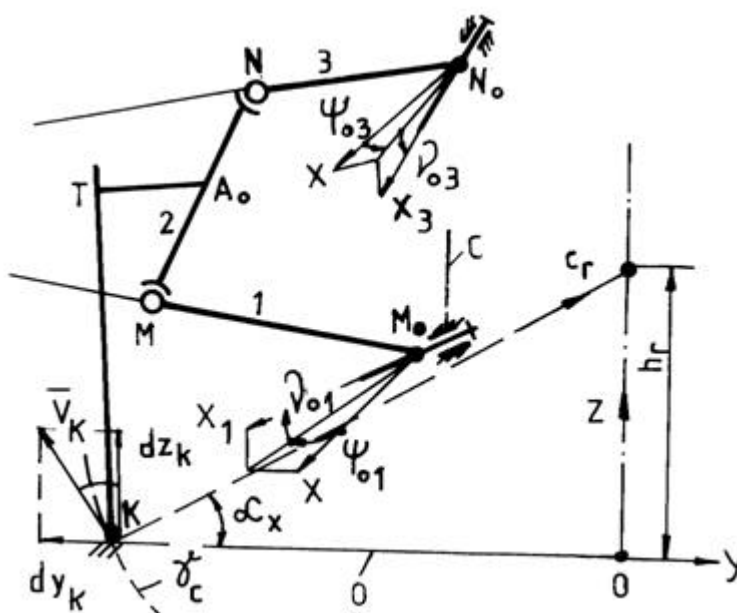


Fig. 3. Centrul de ruliu al suspensiei cu patrulater spatial

Metoda presupune aflarea coordonatelor punctului  $K$  ( $y_K, z_K$ ) din analiza cinematica a mecanismului, dupa care înaltimea centrului de ruliu fata de sol va fi

$$h_K = y_K \frac{dy_K}{dz_K}, \quad \alpha_K = \arctg \frac{dy_K}{dz_K}. \quad (1)$$

Metoda vitezelor prezinta o aplicabilitate generala, fiind necesara doar cunoasterea miscarii punctului  $K$  al pneului de la contactul cu solul, ceea ce este operabil atât prin programe "en house" cât si prin programe comerciale MBS (de ex. ADAMS Car).

Pentru analiza cinematica a patrulaterului de suspensie si trasarea centroidelor de ruliu, autorii au conceput programe scrise în Matlab, bazate pe analiza prin metoda MBS. Pentru simularea miscarii de ruliu sa folosit principiul inversiunii miscarii, prin "fixarea" caroseriei si înclinarea caii de rulare (rotile auto dezbatând în sens contrar).

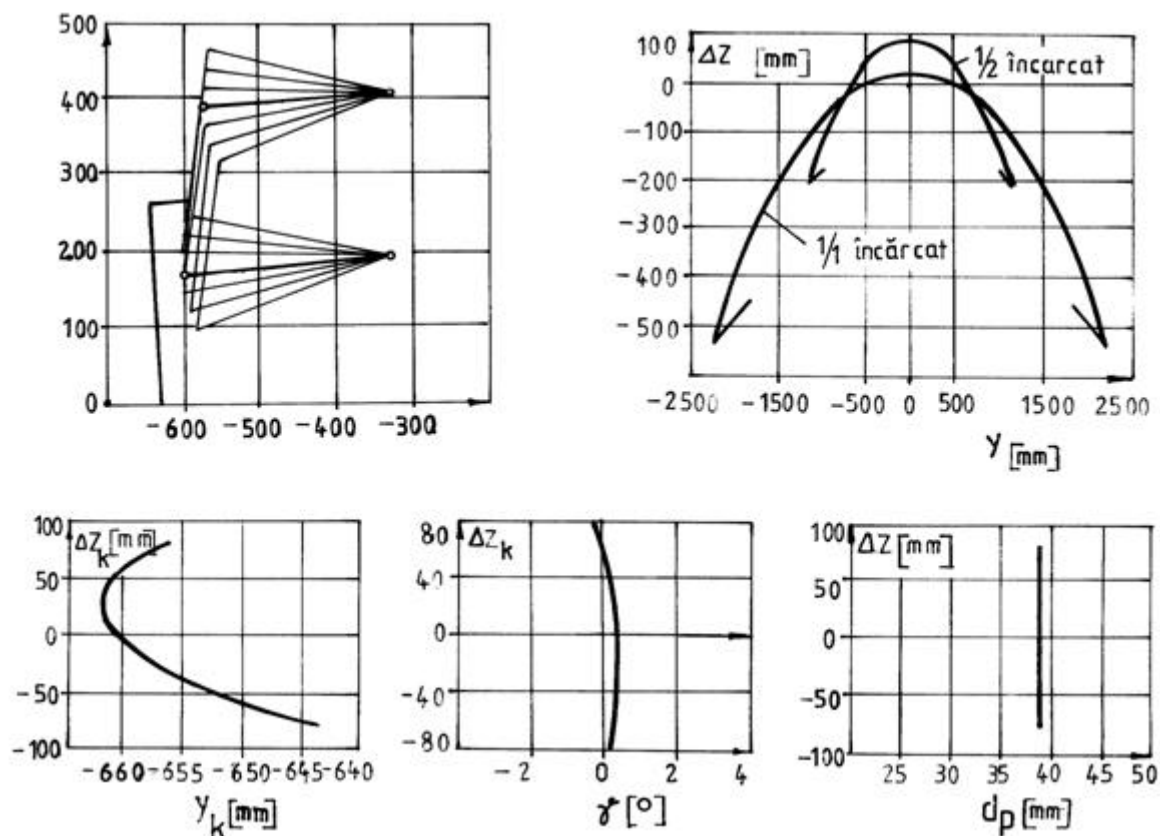


Fig. 4. Funcțiile cinematice și centrițele de ruliu ale unor aplicații

Pentru o mai ușoară comparație a diferitelor mecanisme sub aspectul centroidelor de ruliu, s-a considerat ca deplasările pe verticală (dezbaterile) ale celor două roți sunt egale și de sens contrar (dezbaterile roților s-au considerat ca fiind variabilele independente). Centroida mobilă se exprimă prin coordonatele centrului  $C_r$  în sistemul caroseriei  $xyz$ , iar centroida fixă în sistemul solului  $x_0y_0z_0$  ( $x_0=x$ ). Programul scrie și rezolvă sistemele neliniare ale ecuațiilor de restricție, calculul centroidelor și reprezentarea grafică a mecanismului, cu parametrii cinematici care definesc funcționalitatea. În figura 4 se da un exemplu de simulare a mecanismului, funcțiile cinematice privind variația ecartamentului și unghiului de cadere, centrițele pentru două cazuri de încărcare (nominal și maxim).

## 2. ELEMENTE DE OPTIMIZARE PRIVIND CENTROIDELE CINEMATICE DE RULIU

Se impune precizarea că în literatura de specialitate nu se evidențiază o optimizare a mecanismului de suspensie pornind de la criteriul mișcării de ruliu, aceasta datorându-se caracterului foarte personalizat al optimizării unui sistem complex cum este cel de suspensie. De asemenea programele cunoscute pe plan mondial pentru analiza și simularea automobilelor nu oferă un algoritm specializat de proiectare-optimizare a mecanismelor de suspensie pornind de la poziția centrelor de ruliu, acest aspect fiind privit ca un parametru de ieșire sau unul care trebuie modificat în funcție de mai multe criterii.

Pentru evidențierea criteriului ruliului se consideră patru variante reprezentative de patrulater de suspensie, reprezentate în poziția inițială (fig. 5):

\* În această lucrare nu se prezintă baza matematică a programului.

- fig. 5,a. - bratele de suspensie sunt paralele ( $f_{01}=f_{03}$ ),
- fig. 5,b. - bratul inferior este pronuntat înclinat ( $f_{01}>f_{03}$ ),  $\overline{C_r C_g}$  relativ mic,
- fig. 5,c. - bratul superior este pronuntat înclinat ( $f_{03}>f_{01}$ ),  $C_r C_g$  relativ mare,
- fig. 5,d. - bratele au înclinari opuse.

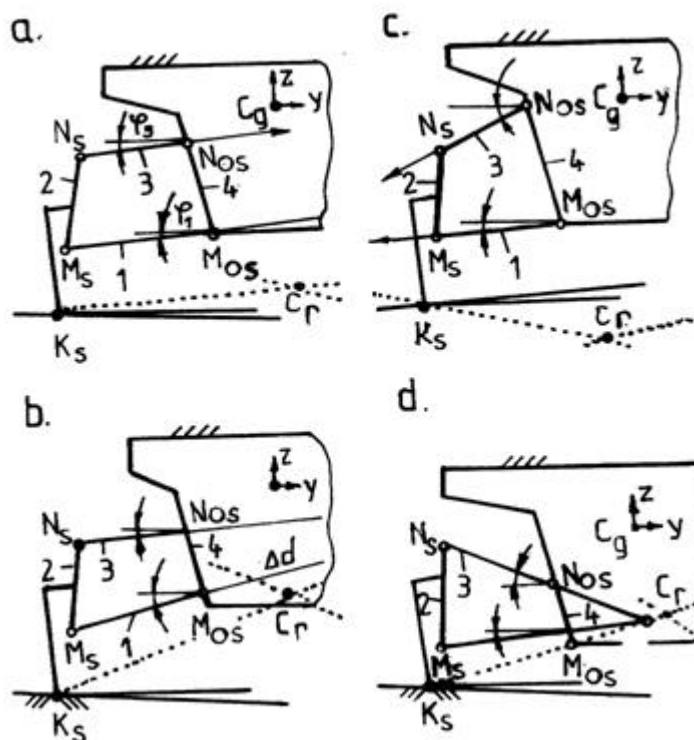


Fig. 5. Variante reprezentative de patrulater de suspensie

Pentru a se putea compara rezultatele, cele patru variante au fost definite de aceleasi valori ale parametrilor geometrici:  $y_{MO} = -360$ ;  $z_{MO} = 213,5$ ;  $y_{NO} = -328$ ;  $z_{NO} = 427$ ;  $l_1 = 247,7$ ;  $l_3 = 243$ ;  $f = A_0 T = 74,3$ ;  $r_f = \overline{TK} = 260$  mm;  $\varphi = 1,5^\circ$ .

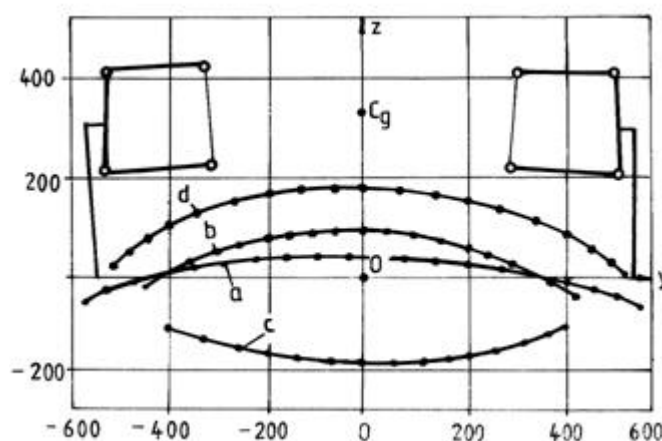


Fig. 6. Centroidele de ruliu ale patrulaterelor reprezentative

În figura 6 sunt prezentate cele patru centroide obtinute prin rularea programului, în varianta a) a bratelor paralele initial, centul de ruliu fiind cel mai departat de axa de simetrie a automobilului, în varianta c) centroida aflându-se sub nivelul solului, iar în

variante d) centroida aflându-se la înaltimea cea mai mare fata de sol. Dispersia centroidelor indica posibilitatea corelarii geometriei mecanismelor cu un raspuns privind unghiul si momentul de rului.

### 3. Elemente de optimizare privind comportamentul dinamic la rului

**Modelul dinamic** construit în ADAMS/Car a completat modelul cinematic cu pneul, arcul - amortizorul si bara antirului, prin considerarea coeficientilor de rigiditate  $k_p$ ,  $k_a$ , si  $k_b$ , si coeficientilor de amortizare  $c_a$  si  $c_p$ . Miscarea de rului fiind puternic determinata de fortele laterale, este importanta nu numai pozitia centrului de rului  $C_r$ , ci si pozitia centrului de greutate  $C_g$ , înaltimea sa fata de sol  $h_g$ , masa caroseriei  $m_c$  si momentul de inertie  $J_x$ .

Simularile s-au efectuat folosind ca marime de intrare o forta laterala de **tip impuls**, urmarindu-se la iesire urmatorii parametri: unghiul de rului  $f_r$ , viteza unghiulara de rului  $\dot{\varphi}_r$ , acceleratia unghiulara de rului  $\ddot{\varphi}_r$ , deplasarea laterala a centrului de greutatea  $s_y$ . S-a avut în vedere ca forta laterala sa aiba o valoare maxima care sa nu impuna intrarea în actiune a tampoanelor limitatoare de cursa, care ar introduce un punct de frângere (necontinuitate) si o rigiditate variabila. Analizele dinamice au urmarit evidentierea influentei pozitiei si formei centroidelor cinematice ale celor patru variante reprezentative de patruleter date în figurile 5 - 6 asupra parametrilor ce caracterizeaza miscarea de rului ( $f_r$ ,  $\dot{\varphi}_r$ ,  $\ddot{\varphi}_r$ ,  $s_y$ ) a caroseriei. Pentru aceasta s-au pastrat valorile geometrice la toate variantele:  $l_1=403$ ;  $l_3=304$ ;  $r_r=285$ ;  $y_{MO}=-250$ ;  $z_{MO}=250$ ;  $y_{NO}=-300$ ;  $z_{NO}=450$  [mm];  $\varphi_0=1,5^\circ$ ,  $E_0=1700$  mm, modificându-se numai  $f_1=0^\circ$ ;  $7^\circ$  si  $f_3=0^\circ$ ;  $7^\circ$ ;  $8,8^\circ$ ;  $-9,7^\circ$ . De asemenea s-a considerat  $m_c=430$  kg,  $k_a=16$  N/mm,  $c_a=3,5$  Ns/mm,  $k_p=400$  N/mm,  $c_p=1$  Ns/mm,  $k_b=20000$  Nmm/grad,  $c_b=1$  Nmms/grad. Rezultatele simularilor sunt date în figurile 7, 8,9 si 10, privind, respectiv: unghiul  $f_r$ , viteza  $\dot{\varphi}_r$ , acceleratia  $\ddot{\varphi}_r$  si deplasarea laterala  $s_y$  pentru automobilul echipat cu fiecare din tipurile reprezentative de patruleter de suspensie.

Se constata ca la tipul c) - cu centroida sub planul caii de rulare - valorile  $f_r$ ,  $\dot{\varphi}_r$  si  $\ddot{\varphi}_r$  sunt cele mai mari, unghiul de rului ajungând la  $16,5^\circ$ , ce denota un început de rasturnare. Tipurile b) si d) dau valori  $f_r$  cele mai bune, de  $8,4^\circ$ , respectiv  $8,7^\circ$ .

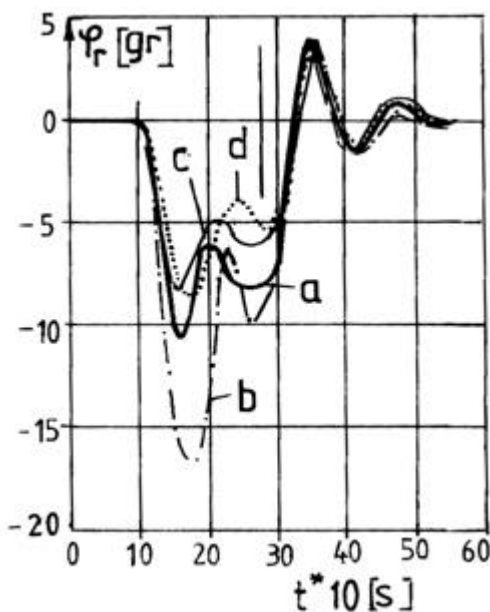


Fig.7. Unghiul de rului al aplicatiei

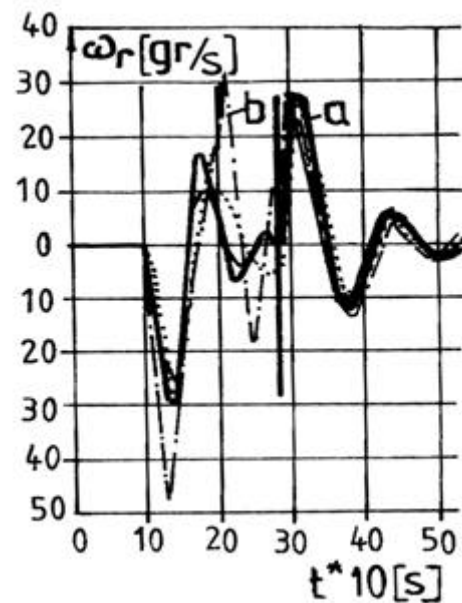


Fig.8. Viteza unghiulara de rului a aplicatiei

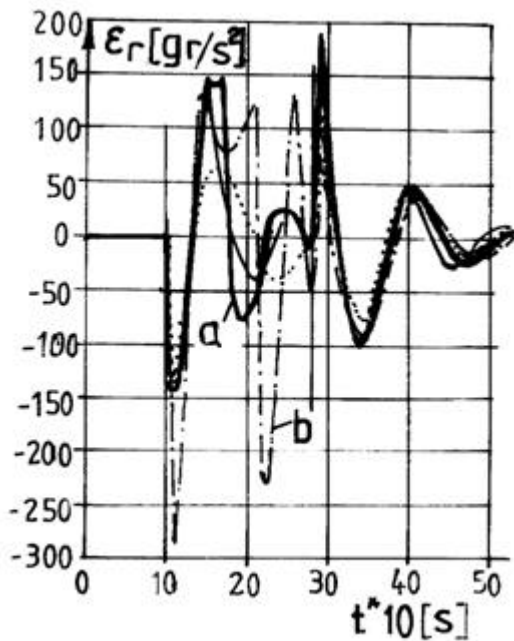


Fig.9. Acceleratia unghiulara de rulu a aplicatiei

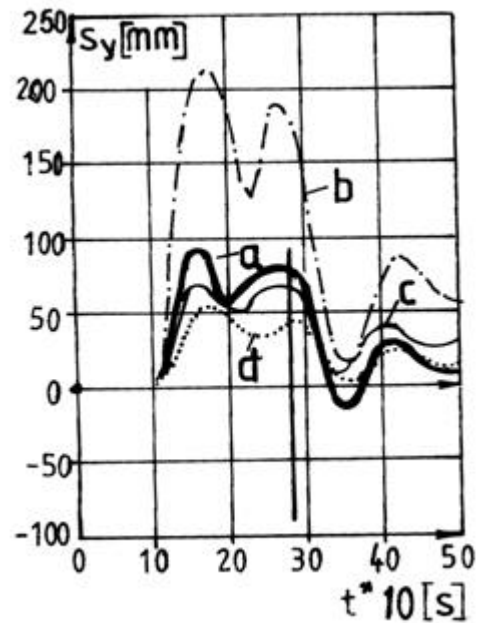


Fig.10. Deplasarea laterala a caroseriei

Maximele vitezelor si acceleratiilor de rulu, care caracterizeaza confortul, sunt de asemenea destul de diferite la cele patru tipuri, diferentele fiind de peste 10 gr/s la viteze si peste 150 gr/s<sup>2</sup> la acceleratii.

#### Bibliografie

- [1] Alexandru, P., Andreica, G. Sistematizarea structurala a mecanismelor de ghidare a rotilor sub aspectul miscarii de rulu. Simpozion SYROM'01, Bucuresti.
- [2] Andreica, G., Alexandru, P. Influenta caracteristicilor geometrice ale mecanismului patrulater de ghidare a rotilor asupra centroidelor de rulu. Conferinta AMMA'02 Cluj-Napoca.
- [3] Andreica, G., Alexandru, P., Deliu, Gh. The Kinematical Optimizatoion of a Planar Suspension Mechanism for an Imposed Roll Center Height. Conferinta CONAT '04, Brasov.
- [4] Andreica, G., Deliu, Gh. One Axle Car Model Analysis Regarding the Roll Motion of the Body. Simpozionul MTM'04 Cluj-Napoca.
- [5] Deliu, Gh., Tarnaveanu, C. Instantaneous Roll Motion of the Automobile Body. Conference Euromech Solid Mechanics '00, Metz.
- [6] Dixon, J.C., The roll-centre conception vehicule handling dynamics. Inst. Mech. Engl., vol. 201, 1987.
- [7] Goby, M, s.a. Optimal and Robust design of a Road Vehicle Suspension system. Dynamics of Vehicles Roads, vol. 33.
- [8] Reimpell, I., Fahrwerttechnik, Voge-Verlag.