

MODELAREA INTERACȚIUNII DINTRE ROATĂ ȘI SOL

Ion Preda, conf. dr. ing.
Gheorghe Ciolan, conf. dr. ing.
Universitatea Transilvania Brașov

Lucrarea reprezintă o analiză critică a câtorva modele matematice clasice, cu complexități moderate. În prima parte sunt prezentate modele care permit obținerea componentelor forței de aderență (tangențială și transversală), iar în partea a doua sunt prezentate modele pentru determinarea forței normale pe planul de sprijin al roții.

Toate modelele prezentate aici au fost utilizate de autorii prezentei lucrări în studii care au avut drept scop simularea comportamentului dinamic al autovehiculelor, unele dintre acestea fiind propuse de ei sau adaptate pentru a corespunde mai bine cerințelor.

ROAD-WHEEL INTERACTION MODELLING

The paper represents a critical analysis of some classical mathematical models, with medium complexity. In the first part are presented models that permit to obtain the adherence force' components (tangential and transversal), and in the second part are showed models for the normal force on the road surface.

All presented models were used, by the authors of this work, in studies concerning the simulation of motor vehicle dynamic behaviour, some of mathematical models being proposed by they or adapted for requirements better corresponding.

Interacțiunea dintre roată și sol are un rol hotărâtor asupra comportamentului dinamic al vehiculului. Interesul principal îl prezintă obținerea forțelor și momentelor care acționează după cele trei direcții (normală z , tangențială x și laterală y). Modelele utilizate pot avea complexități diferite, în concordanță cu scopurile urmărite.

1. Forțele aflate în planul de sprijin

Cercetările experimentale [1], [2] demonstrează că cele două componente ale forței de aderență, forțele tangențială X și laterală Y , depind în principal de următorii patru parametri: forța normală Z cu care este încărcată roata, coeficientul de aderență μ , alunecarea tangențială s și unghiul de deviere laterală α . Studiile teoretice care au urmărit punerea în evidență a acestor dependențe au fost dezvoltate în principal pe două direcții.

Una dintre acestea încearcă stabilirea relațiilor pornind de la fenomenele fizice care au loc la

contactul dintre roată și sol [10]. Deși lăudabile, pentru că permit o mai bună înțelegere a procesului analizat, aceste eforturi nu sunt întotdeauna încununate de succes din cauza complexității și diversității fenomenelor de care trebuie să se țină seama. În această situație, fie se obțin rezultate care diferă mult de cele experimentale, fie sunt necesare eforturi foarte mari (de exemplu, firma Michelin a recurs la rezolvarea a 300000 de ecuații pentru a descrie cu precizie suficientă starea de solicitare a unui pneu care rulează).

A doua modalitate, necesitând un efort teoretic mult mai mic, constă în utilizarea rezultatelor experimentale (destul de puțin numeroase, de altfel) pentru obținerea unor relații a căror valabilitate este presupusă apoi pentru mai multe condiții de exploatare. Se poate recurge astfel la funcții de interpolare, de regresie sau pot fi căutate relații semiempirice.

Unghiul de deviere laterală se măsoară în planul drumului fiind unghiul dintre vectorul viteză reală al centrului petei de contact al roții și direcția planului median vertical al roții.

Alunecarea tangențială relativă dintre pneu și cale este o mărime adimensională, definită în mod diferit în funcție de regimul de tracțiune sau de frânare

$$s = \begin{cases} 1 - \frac{v}{r_d \cdot \omega_R}, & \text{dacă } v \leq r_d \cdot \omega_R \text{ (tracțiune),} \\ -1 + \frac{r_d \cdot \omega_R}{v}, & \text{dacă } v > r_d \cdot \omega_R \text{ (frânare),} \end{cases} \quad (1)$$

unde v reprezintă viteza pe direcție tangențială a centrului roții; r_d - raza dinamică a roții; ω_R - viteza unghiulară a roții. Așadar, alunecarea va lua valori în intervalul 0...1 în cazul tracțiunii și în intervalul 0...-1 în cazul frânării și rulării libere.

În lucrarea [12] se propune următoarea expresie analitică a forței tangențiale specifice în funcție de alunecare:

$$\mu = \mu_m \cdot [1,07 \cdot (1 - e^{-15 \cdot s}) - 0,285 \cdot s] \quad (2)$$

în care μ reprezintă forța tangențială specifică; μ_m - coeficientul de aderență.

Pentru modelarea forței laterale a pneului, în lucrarea [22] este utilizată relația

$$Y = c_{AT1} \cdot \arctg(c_{AT2} \cdot \alpha), \quad (3)$$

în care Y reprezintă forța laterală; α - unghiul de derivă laterală; c_{AT1} - rigiditatea laterală la unghiuri mici de derivă; c_{AT2} - forța laterală maximă dependentă de încărcarea verticală. Pe baza acestei relații s-a stabilit expresia rigidității laterale a pneului

$$c_s = \frac{dY}{d\alpha} = \frac{c_1 + c_p \cdot Z}{1 + (c_{nl} \cdot \alpha)^2}, \quad (4)$$

unde c_1 este rigiditatea laterală la unghiuri de derivă mai mici de 4°; c_p - variația rigidității cu sarcina verticală; c_{nl} - modificarea rigidității laterale la unghiuri mari de derivă.

O abordare mai generală a forțelor care acționează asupra pneurilor este prezentată în lucrarea [9], forța laterală fiind considerată ca o funcție de reacțiunea normală Z , de forța tangențială X și de unghiul de deviere laterală α :

$$Y = F_Z(Z, \alpha) \cdot F_X(Z, \alpha, X), \quad (5)$$

unde

$$F_Z = \text{sign}(\alpha) \cdot \mu_{my} \cdot Z \cdot \sum_j a_j \cdot \sin(j \cdot x \cdot \frac{\pi}{2}), \quad j = 1, 3, 5$$

$$x = \begin{cases} \left| \frac{\alpha}{\alpha_{0m}} \right|, & \text{daca } |\alpha| \leq \alpha_{0m}, \\ 1, & \text{daca } |\alpha| > \alpha_{0m}, \end{cases}$$

$$F_X = \frac{k_1 + \sqrt{1 - \left| \frac{X}{\mu_{mx} \cdot Z \cdot (1 - k_3 \cdot x)} \right|^k}}{1 + k_1},$$

și în care μ_{mx} , μ_{mv} reprezintă respectiv coeficienții de aderență pe direcțiile tangențială și laterală; α_{0m} - valoarea maximă a unghiului de deviere laterală (funcție de reacțiunea normală Z); k , k_1 , k_3 , a_j - constante.

Un alt model complex (modelul Sakai) este prezentat în lucrarea [5]. Relațiile de calcul diferă în funcție de regimul de deplasare (tracțiune sau frânare) pentru a se obține ușoarele asimetriei constatate și de către alți cercetători [16], [23] (la unghiuri egale de derivă, forța laterală ia valori ceva mai mari la frânare decât la tracțiune, în vreme ce se întâmplă fenomenul invers cu forța tangențială).

Notând cu K_x rigiditatea tangențială la frânare (derivata forței tangențiale în raport cu alunecarea la alunecări mici și la unghiuri de derivă nule) și cu μ_m coeficientul de aderență (considerat că nu se modifică cu unghiul de derivă), se definesc mai întâi câteva funcții ajutătoare:

$$\begin{aligned} g(s, \alpha) &= \sqrt{s^2 + \text{tg}^2 \alpha}, \quad c = \frac{K_x}{3 \cdot \mu_m \cdot Z}, \\ h(s, \alpha) &= 1/g(s, \alpha), \quad f(s, \alpha) = c \cdot g(s, \alpha), \quad (6) \\ c_1(s, \alpha) &= \begin{cases} \cos(\alpha), & \text{dacă } s \leq 0, \\ 1, & \text{dacă } s > 0, \end{cases} \\ c_2(s) &= \begin{cases} 1 - s, & \text{dacă } s \leq 0, \\ 1 - s^2, & \text{dacă } s > 0. \end{cases} \end{aligned}$$

Pentru valori ale alunecării și unghiului de derivă care îndeplinesc condiția $g \cdot c \leq 1$, forțele tangențială și laterală se calculează cu relațiile:

$$X(s, \alpha) = (K_x \cdot (1 - f)^2 \cdot c_1 + \mu_m \cdot Z \cdot f \cdot (3 - 2 \cdot f) \cdot c) \cdot s, \quad (7)$$

$$Y(s, \alpha) = (c_2 \cdot K_x \cdot (1 - f)^2 \cdot c_1 + \mu_m \cdot Z \cdot f \cdot (3 - 2 \cdot f) \cdot c) \cdot \text{tg}(\alpha),$$

iar în caz contrar cu relațiile

$$X(s, \alpha) = \mu_m \cdot Z \cdot s / g \quad (8)$$

$$Y(s, \alpha) = \sqrt{(\mu_m \cdot Z)^2 - X^2}.$$

În figura 1 se prezintă rezultate obținute prin utilizarea modelului Sakai, la care autorii lucrării de față au modificat valoarea constantă μ_m din relația (8) cu valoarea μ_d obținută cu relațiile (9):

$$\mu_0 = (\mu_m + \mu_b) / 2; \quad \mu_a = (\mu_m - \mu_b) / 2;$$

$$\mu_d(s) = \mu_0 - \mu_a \cdot \sin\left(\pi \cdot \left(\frac{s - s_{\mu}}{1 - s_{\mu}} - \frac{1}{2}\right)\right). \quad (9)$$

Graficele au fost trasate considerând $Z = 1$ și unghiuri de derivă constante.

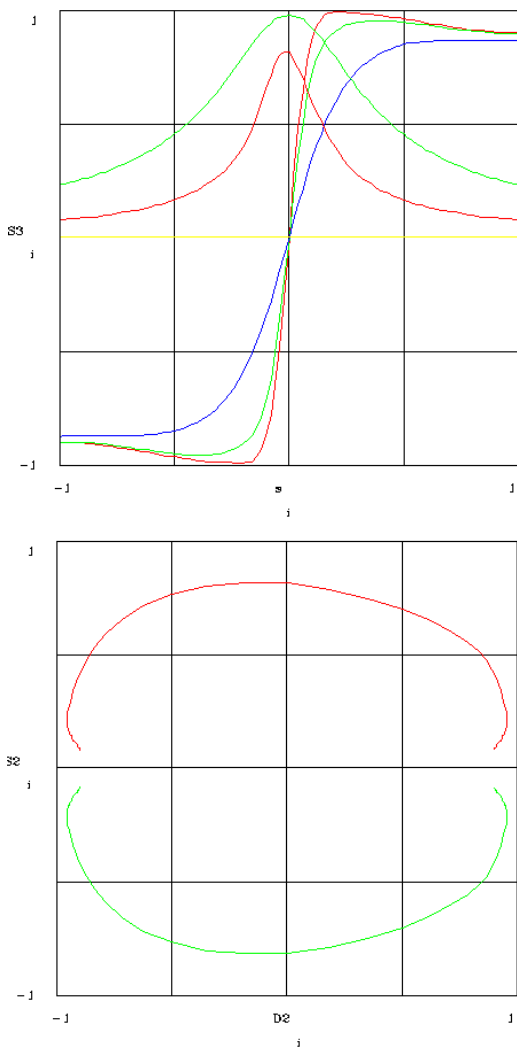


Fig. 1 Dependența forțelor tangențială și laterală de alunecare (stânga); forța laterală în funcție de forța tangențială (dreapta)

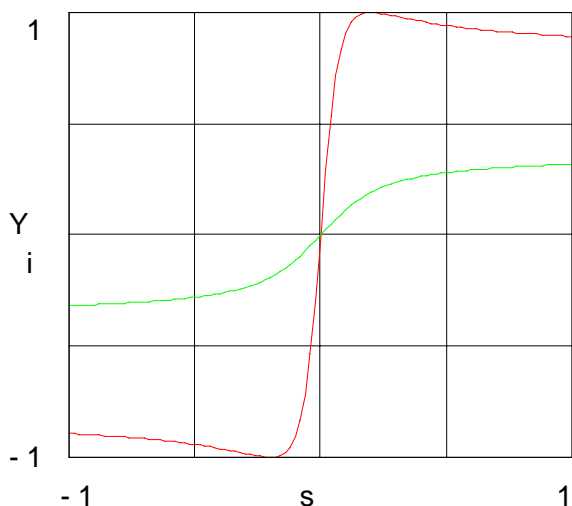


Fig. 2 Forțele tangențială și laterală obținute cu formule semiempirice

Căutările unei "formule magice" empirice, care să fie valabilă atât pentru forțele tangențiale, cât și pentru forțele laterale, se pare că au fost

încununare de succes. Astfel, în lucrarea [16] se dă următoarea funcție:

$$y(x)=A+D.\sin(C.\arctg(B.x-E.(B.x-\arctg(B.x))))), \quad (10)$$

în care A , B , C , D și E sunt constante care trebuie determinate. Aceste cinci necunoscute se pot obține prin metoda regresiei, preferabil prin eliminare succesivă și ținând cont de aspectul derivatei care dă panta graficului. Corelarea valorilor constantelor, pentru a fi obținute rezultate acceptabile atunci când se schimbă atât alunecarea cât și unghiul de deviere, presupune însă o bună pregătire teoretică și o experiență bogată din partea cercetătorului. În figura 2 se prezintă aspectul curbelor obținute cu relația (10) în cazul utilizării următoarelor valori: $A = 0$; $B = 11$; $C = 1.4$; $D = 1$; $E = 0$ pentru forța tangențială X și $A = 0$; $B = 5$; $C = 0.5$; $D = 0.5$; $E = 0$ pentru forța laterală Y .

Formula poate fi utilizată și pentru surprinderea unor asimetrii între regimurile de tracțiune și frânare, caz în care constantele A și E vor fi diferite de zero.

Pentru o încărcare normală și un anumit coeficient de aderență constante, reprezentarea grafică a forțelor specifice tangențială și laterală în funcție de alunecare și de unghiul de derivă conduce la o suprafață în spațiu și poate fi realizată în două moduri. Primul mod este exemplificat în figura 3.

Definind o "alunecare totală" [5], [15], cu ajutorul relației

$$s^* = \sqrt{\sin^2 \alpha + s^2 \cdot \cos^2 \alpha}, \quad (11)$$

se poate trece la reprezentarea forțelor tangențială și laterală în funcție de două noi argumente, $\sin \alpha$ și $s \cdot \cos \alpha$, care nu mai definesc un domeniu de lucru al pneului de formă dreptunghiulară, ci unul în formă de cerc. Atât în acest caz, cât și în cazul anterior, unde se utilizau ca argumente alunecarea s și unghiul de deviere laterală α , se poate obține mărimea forței de interacțiune dintre roată și sol care acționează în planul de sprijin, F , așa cum se poate observa în figura 4. Astfel, pentru punctul de coordonate polare s^* și $\varphi = \arctg \frac{\operatorname{tg} \alpha}{s}$, care definește un regim de lucru oarecare al pneului, corespunde o forță F având componentele tangențială $X = F \cdot \cos \alpha$ și laterală $Y = F \cdot \sin \alpha$.

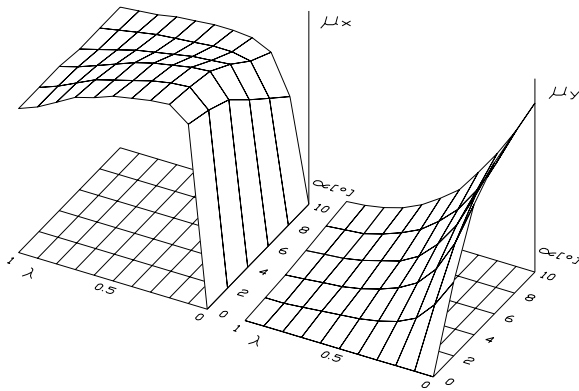


Fig. 3 Forța tangențială (stânga) și forța laterală (dreapta) în funcție de alunecare și unghi de deviere

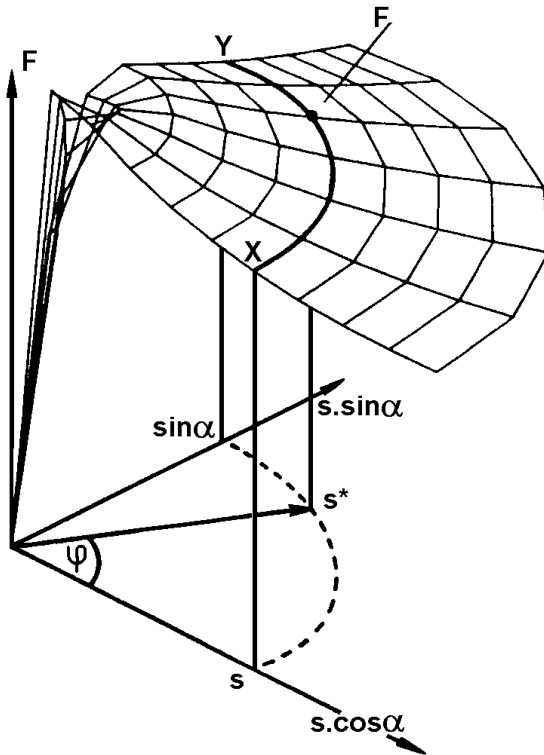


Fig. 4 Forța de aderență în coordonate polare

În cele prezentate până acum s-a considerat că pneul funcționează într-un regim staționar. În cazul unui regim nestaționar, la care atât alunecarea cât și unghiul de deviere ale roții pot suferi modificări, forțele tangențială și laterală tind asimptotic către valorile staționare corespunzătoare. Regimul nestaționar de lucru al pneurilor prezintă importanță mai ales pentru forța laterală. Forma cea mai cunoscută a ecuației care stabilește mărimea forței laterale în regim nestaționar a fost obținută de Schlippe și Dietrich [11], [15]:

$$\frac{dY}{dt} = \frac{Y_{st} - Y}{T}, \quad (12)$$

unde Y reprezintă valoarea curentă a forței laterale, iar

$$Y_{st} = \frac{c_{\alpha}}{v} \frac{dy_0}{dt}, \quad (13)$$

forța laterală care apare în condiții staționare de deplasare (viteză de deviere laterală constantă). Mărimea T are dimensiune de timp și este dată de relația

$$T = \frac{S_0}{v} = \frac{c_{\alpha}}{c_y \cdot v}, \quad (14)$$

în care v reprezintă viteza de deplasare, iar $S_0 = c_{\alpha}/c_y$ poartă numele de lungime de intrare și este aproximativ egală cu raza roții. Coeficientul $c_{\alpha} = F_v/\alpha$ este rigiditatea pneului în funcție de unghiul de deviere, iar $c_y = F_v/y_0$ este rigiditatea pneului la deformare laterală în condiții statice (la $v=0$). Deformarea laterală $y_0 = y_l + r \cdot \gamma_l$ se compune dintr-o mișcare laterală a centrului roții, y_l , și o deplasare datorată modificării unghiului de cădere al roții cu γ_l .

La o deviere transversală discontinuă (salt al roții) la viteză constantă, forța laterală Y se micșorează de-a lungul drumului parcurs x , tinzând asimptotic către zero, în conformitate cu relația

$$Y = y_0 \cdot c_y \cdot e^{-x/S_0}, \quad (15)$$

ceea ce înseamnă că forța nu este dependentă de timp, ci de drumul parcurs.

Dacă devierea laterală este o funcție sinusoidală $y_0 = y_a \cdot \sin(\Omega \cdot x)$, rezultă o forță laterală $Y = Y_a \cdot \sin(\Omega \cdot x + \eta)$ cu raportul de amplificarea

$$\frac{Y_a}{y_a} = \frac{c_{\alpha} \cdot \Omega}{\sqrt{1 + \left(\frac{c_{\alpha}}{c_y} \cdot \Omega\right)^2}} \quad (16)$$

și unghiul de fază

$$\eta = \frac{\pi}{2} - \arctg\left(\frac{c_{\alpha}}{c_y} \cdot \Omega\right). \quad (17)$$

2. Forța normală pe planul de sprijin

Cele mai simple modele nu țin cont de masa roții și consideră că pneul înseriat cu suspensia reprezintă un arc cu rigiditate constantă, având unul din capete fixat de masa vehiculului, iar celălalt urmărind profilul drumului [24].

Alte modele utilizează caracteristici statice neliniare pentru rigiditate sau amortizare [13], [21]. În practică se constată că aceste caracteristici sunt puternic influențate nu numai de amplitudinea oscilației (caracteristicile sunt neliniare), dar și de alți factori cum sunt

frecvența și temperatura [20]. Pentru a surprinde și astfel de aspecte sunt necesare modele complicate, plane [3], [6] sau spațiale [17], care recurg sau nu la elemente finite.

Mărima forței normale la suprafața de contact dintre roată și sol Z oscilează în jurul valorii corespunzătoare condițiilor statice. Pentru obținerea ei trebuie cunoscute proprietățile elastice și de amortizare ale pneurilor și suspensiei, profilul drumului și poziția masei suspendate a vehiculului față de acesta. Sarcina normală pe pneu este preluată pe de o parte de aerul comprimat din interiorul pneului și pe de altă parte de materialul pneului, astfel încât se poate scrie:

$$Z = Z_a + Z_c \quad (18)$$

Experimente efectuate asupra unor pneuri pentru autoturisme, autohtone și străine, au arătat [19] că materialul pneului preia, în condiții de exploatare obișnuite, circa 20...30% din efortul global.

Componenta corespunzătoare presiunii aerului din interiorul anvelopei poate fi determinată folosind ipotezele din lucrarea [13]: presiunea aerului din pneu p și lățimea petei de contact b nu se modifică în timpul deplasării; pata de contact are forma dreptunghiulară; raza dinamică nu depinde de viteza de deplasare și de momentul la roată. În aceste condiții, semilungimea petei de contact este

$$a = \sqrt{r_0^2 - r_d^2} = \sqrt{x \cdot (2 \cdot r_0 - x)}, \quad (19)$$

în care r_0 și r_d reprezintă razele liberă și dinamică ale pneului, iar $x = r_0 - r_d$ deformația radială a pneului, și apoi

$$Z_a = p \cdot A = p \cdot b \cdot 2 \cdot a = 2 \cdot p \cdot b \cdot \sqrt{x \cdot (2 \cdot r_0 - x)}. \quad (20)$$

În ceea ce privește componenta corespunzătoare deformării materialului, se pornește de la modul de comportare al cauciucului care își micșorează rigiditatea la creșterea frecvenței și amplitudinii oscilației. Lucrări recente [21], [20] au demonstrat ca modelul Maxwell (element elastic și element amortizor ideale, care lucrează în paralel) nu corespunde simulării acestui material, rezultate net superioare fiind obținute cu modelul Burgers: cuplarea unui model Maxwell în paralel cu un model Voigt-Kelvin (element elastic și element amortizor ideale, care lucrează în serie). Pentru frecvențe de lucru nu prea ridicate (sub 10 Hz), modelul care descrie comportamentul cauciucului poate fi simplificat

prin renunțarea la amortizorul modelului Maxwell [4], [3]. Se ajunge astfel la o ecuație diferențială similară cu (12):

$$Z_c + \frac{c}{k_{st}} \frac{dZ_c}{dt} = k_{st} \cdot x + c \cdot \left(1 + \frac{k_{din}}{k_{st}}\right) \cdot \frac{dx}{dt} \quad (21)$$

unde k_{st} , k_{din} sunt rigidități, iar c coeficient de amortizare, toate având valori constante. În regim de deplasare staționar ($dx/dt=0$, $dZ_c/dt=0$), relația anterioară devine

$$Z_{cst} = k_{st} \cdot x. \quad (22)$$

Această relație, împreună cu relațiile (18) și (20), permite determinarea rigidității radiale statice a pneului

$$k_{st} = \frac{Z_{std} - 2 \cdot p_{std} \cdot b \cdot \sqrt{r_0^2 - r_{dst}^2}}{r_0 - r_{dst}}, \quad (23)$$

unde cu indicele *std* s-au desemnat valorile indicate în standardul pneului respectiv.

Celelalte necunoscute, k_{din} și c , se pot determina dacă se dispune de date experimentale cu privire la comportarea pneului la diferite frecvențe de lucru.

Pentru obținerea valorilor rigidităților pneurilor s-a procedat la derivarea relației (18) în raport cu deformația pneului Δr_d

$$k_p = \frac{dZ_a}{d\Delta r_d} = \frac{2 \cdot p \cdot b \cdot (r_0 - \Delta r_d)}{\sqrt{x \cdot (2 \cdot r_0 - \Delta r_d)}} + k_{st}. \quad (24)$$

Rigiditatea cvasistatică a pneului astfel determinată s-a dovedit a fi în foarte bună concordanță cu valorile prezentate în lucrările [18], [3] și [7].

Caracteristica de amortizare a pneului, corespunzând disipării interne, se poate lua, cu o bună aproximație, de forma [10]

$$F_p(\Delta r_d) = \frac{0.1 \cdot k_p}{2 \cdot \pi \cdot f} \cdot \Delta r_d; \quad \Delta r_d = H \cdot \sin(2 \cdot \pi \cdot f), \quad (25)$$

unde H și f sunt amplitudinea și frecvența ciclului de încărcare, iar Δr_d reprezintă variația razei dinamice în raport cu timpul.

La deplasarea pe terenuri accidentate, în pneuri apare un consum suplimentar de energie [8]. Efectul global al acestui fenomen poate fi apreciat fie ca o rampă suplimentară pe care trebuie să o învingă autovehiculul [25], fie ca o rezistență la rulare suplimentară.

Analizând oscilațiile cuplului rezistent la parcurgerea unor zone cu denivelări, se pot scoate în evidență patru elemente care îl influențează. Dintre acestea, variația razei dinamice a roților din cauza modificărilor sarcinilor verticale are efect opus celorlalte trei: modificarea rezistenței

la rulare, modificarea forței de aderență și, respectiv, apariția unei forțe tangente la suprafața de sprijin.

Unghiul dintre orizontală și tangenta la suprafața drumului în centrul petei de contact depinde de rapiditatea cu care se schimbă înălțimea denivelărilor h în funcție de distanța parcursă x :

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{dh}{dx} \quad (26)$$

Considerând că suportul reacțiunii normale N trece prin centrul roții, componentele verticală și tangențială sunt $Z=N \cdot \cos \gamma$ și, respectiv, $T=N \cdot \operatorname{tg} \gamma$, astfel că forța tangențială variabilă este

$$T = \Delta Z \cdot \sin \gamma, \quad (27)$$

unde forța Z poate fi obținută în conformitate cu ecuațiile de mișcare pe verticală ale roții:

$$Z = k_p \cdot (h-z) + c_p \cdot (\dot{h}-z) = k_p \cdot (r_0 - r_d) - c_p \cdot \dot{r}_d \quad (28)$$

Momentul de aderență este proporțional cu sarcina normală pe roată Z , cu forța tangențială specifică μ și cu raza dinamică r_d . Dintre cele trei elemente, cea mai mare influență o are schimbarea sarcinii normale, deoarece raza dinamică și forța tangențială specifică se modifică mai lent în timp. Cu aceste precizări se obține variația momentului rezistent față de valoarea sa medie:

$$\Delta M_{\text{rez}} = (\mu + \Delta f + \sin \gamma) \cdot \Delta Z \cdot (r_d - \Delta r_d), \quad (29)$$

unde Δf reprezintă modificarea coeficientului de rezistență la rulare. Dacă se împarte relația anterioară la momentul rezistent mediu se obține

coeficientul de modificare a momentului rezistent în funcție de coeficienții similari ai rezistenței la rulare, forței verticale și razei dinamice

$$\chi_M = \frac{\mu + \Delta f + \sin(\operatorname{arctg} \frac{dh}{dx})}{\mu + f} \cdot \chi_Z \cdot (1 - \chi_r) \quad (30)$$

Se constată că variația relativă a cuplului rezistent total va crește la viteze ridicate (prin χ_Z), la străbaterea unor drumuri denivelate (prin χ_Z și dh/dx), precum și la scăderea rezistențelor la înaintare, prin $\mu + f$.

3. Concluzii

Deși la ora actuală există posibilitatea utilizării metodei elementelor finite pentru a obține comportamentul pneului la interacțiunea sa cu calea de rulare, pentru calcule obișnuite de simulare a deplasării autovehiculelor pot fi utilizate cu succes modele mai simple, care permit utilizarea unor resurse hardware mai modeste și o viteză de calcul mai mare.

La această concluzie au ajuns autorii, combinând studiul literaturii de specialitate cu strădaniile proprii. În acest sens, lucrarea reprezintă o sistematizare a experienței acumulate pe parcursul a mai multor ani de cercetări teoretice și experimentale și poate reprezenta un punct de plecare în realizarea de studii ale dinamicii de ansamblu a autovehiculelor pe roți.

Bibliografie

- 1 Abe, M. *A Theoretical Analysis on Vehicle Cornering Behaviors in Acceleration and Braking*. IAVSD, p.1-14, Stockholm, 1987.
- 2 Appel, H., Essers, U., Göhring, E., Povel, R., von Glasner, Todorvic, J. *Analysis of the braking performance of commercial vehicles while cornering*. 925071 XXIV FISITA Congress, part 1, p.247-255, London, 1992.
- 3 Busshardt, J., Isermann, R. *Adaptive and semi-active shock absorbers based on real-time parameter estimation*. 925091 XXIV FISITA Congress, part 2, p.129-139, London, 1992.
- 4 Clark, M. *Hdraulic Engine Mount Isolation*. SAE 851650, p.6.1-6.7.
- 5 Ishikawa, H. *Computer Simulation of Automobile Collision - Reconstruction of Accidents*. SAE 851729, p.6.254-6.260.
- 6 Kisilowski, J., Lozia, Z. *Modelling and Simulating the Braking Process of Automotive Vehicle on Uneven Surface*. IAVSD, p.250-263, Stockholm, 1987.
- 7 Leuciuc, D., Costache, G. *Kinematic and dynamic theoretical analysis for guidance mechanism of steering wheels in cross-country cars*. Students' and Young Engineers' Event, FISITA, London, 1992.
- 8 Lu, X.P., Segel, L. *Vehicular Energy Losses Associated with the Traversal of an Uneven Road*. IAVSD, p.342-351, Stockholm, 1987.
- 9 Lugner, P. *Some investigations on computer aided steering*. IAVSD, p.353-366, Stockholm, 1987.
- 10 Mitsche, M. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Springer Verlag, Berlin, 1972.
- 11 Mitsche, M. *Dynamik der Kraftfahrzeuge*. Band B: Schwingungen. Springer Verlag, Berlin, 1984.
- 12 Nurhadi, I.s.a. *Computer simulation of vehicle performance*. The Sixth International Pacific Conference on Automotive Engineering, vol.II, Seoul, 1991.
- 13 Preda, I.s.a. *Quelques aspects de l'utilisation des modèles mathématiques a l'étude des sollicitations dans la transmission des voitures*. CONAT, Brasov, 1988.
- 14 Preda, I. *Studiul solicitărilor din transmisia autoturismelor de teren, în vederea optimizării acesteia*. Teză de doctorat, Universitatea din Brașov, 1993.
- 15 Schieschke, R. *Reifendynamik, Fahrzeugstabilität und Allradlenkung - eine Untersuchung mit IPG-TIRE*. In: Automobil Industrie 3/1991, p.237-244.
- 16 Sharpe, R.S. *Analysis in handling studies, development and selection of vehicle tyres*. In: Automotive Engineer nr.1/1992, p.42-44.

- 17 Sima, P. Poparad, H. Cursaru, M. *A tire model for simulated car-driver situations*. CONAT, vol.II, p.253-266, Brasov, 1993.
- 18 Sireteanu, T. Gundisch, O. Paraian, S. *Vibrațiile aleatoare ale automobilelor*. Editura Tehnica, Bucuresti, 1981.
- 19 Untaru, M. Poțincu, Gh. Stoicescu, A. Pereș, Gh. Tabacu, I. *Dinamica autovehiculelor pe roți*. Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
- 20 Verschoore, R. *Influence of tire characteristics on off road vehicle motions*. CONAT, vol.II, p.21-28, Brasov, 1993.
- 21 Willumeit, H.P. Tong, Z. *Investigation of the high frequency disturbance response of vehicle suspension*. 925106 XXIV FISITA Congress, part 2, p.319-327, London, 1992.
- 22 Willumeit, H.P. Neculau, M. Vikas, A. Wöhler, A. *Mathematical models for the computation of vehicle dynamic behaviour during development*. 925046 XXIV FISITA Congress, part 1, p.41- 48, London, 1992.
- 23 Yamazaki, T. Otake, K. Ito, M. *The development of a traction control system for a front-wheel drive vehicle*. 925079 XXIV FISITA Congress, part 2, p.19- 26, London, 1992.
- 24 Zhanqi, W. Cunzhen, S. Yanhong, P. Zhongkui, Z. *Research on the coupling power train torsional vibration with body fore-aft and vertical vibration of a 4x2 vehicle*. 925067 XXIV FISITA Congress, part 1, p.219-223, London, 1992.
- 25 * * * Truck Ability Prediction Procedure - SAE J688.