

UZURA ONDULATORIE A ȘINELOR DE CALE FERATĂ

UNDULATING WEAR OF A RAILROAD TRACKS

Ioan SEBEȘAN¹, Claudiu-Nicolae BADEA², Liviu-Victor PĂDURARU³, Alexandru BADEA⁴,
Gabriel POPA⁵

¹Universitatea Politehnica București.

Facultatea de Transporturi, Splaiul Independenței, Nr. 313, sector 6, 77206, București, România

e-mail: ¹ioan_sebesan@yahoo.com

²Centru Zonal Marfă București și Universitatea Politehnica București

Strada Piața Gării de Nord nr. 13, sector 1, București, România și Facultatea de Transporturi, Splaiul Independenței, Nr. 313, sector 6, 77206, București, România

e-mail: ²casagalbenas@yahoo.com, ³liviu.paduraru@buc.cfr.ro, ⁴alexsinaia@yahoo.com,

⁵gabi21popa@yahoo.com,

Rezumat. Uzura ondulatorie unei șine asociate cu vibrații de torsiune a osiilor au fost evidențiate cu aproape o jumătate de secol. Folosirea amortizoarelor dinamice a fost sugerată o soluție potențială pentru a rezolva aceste tipuri de probleme prima dată în Statele Unite în 1998. În această lucrare este studiată influența asupra reducerii uzurii legate de vibrațiile de torsiune. O parte a acestor fenomene și alte tipuri de uzură ondulatorie, au fost de asemenea tratate prin amortizări dinamice.

Cuvinte cheie: oscilații laterale, lungime de undă, rezonanță, curbura, pseudo-alunecare.

Abstract. Undulating wear of a rails associated with torsional vibration of the axles were highlighted by nearly half a century. Using dynamic absorbers as a potential solution was suggested to solve these types of problems the first time in the US in 1998. In this paper work is studied the influence on reducing wear wave related of a torsional vibrations. Part of this thing, other types of undulatory wear, were also treated by the dynamic absorbers.

Keywords: lateral oscillations, wavelength, resonance, curvature, pseudo-slip.

1. INTRODUCERE

Uzura ondulatorie este un fenomen care afectează toate tipurile de vehicule care circulă pe calea ferată. În figura 1 este prezentată o șină de cale ferată care prezintă o astfel de uzură ondulatorie. După mai mult de un secol de cercetare cele mai multe dintre cauzele acestui fenomen vibratoriu au fost puse în evidență (de exemplu, rezonanța căii de rulare sau a vehiculului) [1]. Eforturile de modelare au ajutat în explicarea multor cazuri de uzură ondulatorie și au implementat soluții pentru a rezolva aceste probleme de uzură excesivă. În această lucrare sunt tratate mecanismele care stau la originea a uzurii ondulatorii, diferitele tipuri de uzură ondulatorie, precum și modalitățile actuale de tratare a acestora. Unele caracteristici dinamice ale sistemelor feroviare sunt necesare pentru înțelegerea mecanismelor responsabile ale uzurii ondulatorii. Se începe cu o descriere a forțelor care acționează în contactul dintre roată și șină. La final se stabilesc ecuațiile care descriu dinamica dintre vehicul și cale.

2. UZURA ONDULATORIE

Uzura ondulatorie este rezultatul combinării a două mecanisme: mecanismul de fixare a lungimi de undă și mecanismul de deteriorare, care acționează așa cum este ilustrat în figura 2 [2]. Șina de cale ferată, care inițial nu a fost utilizată, are o anumită rugozitate. Aceste lucruri, schimbările combinate de alunecări și tracțiunea variabilă în timp, excită sarcinile dinamice ale vehiculului și ale căii de rulare, creând o schimbare în profilul șinei. Având în vedere că vehiculele sunt aproape identice și parcurg aceeași distanță cu aceeași viteză, lungimile de undă la care aceste sarcini dinamice variază sunt aceleași de la un vehicul la altul, acestea formează mecanismul de stabilire a lungimii de undă. Mecanismul de deteriorare al comportamentului pe termen lung al interacțiunii roată - șină, este studiat de un model de uzură [3].

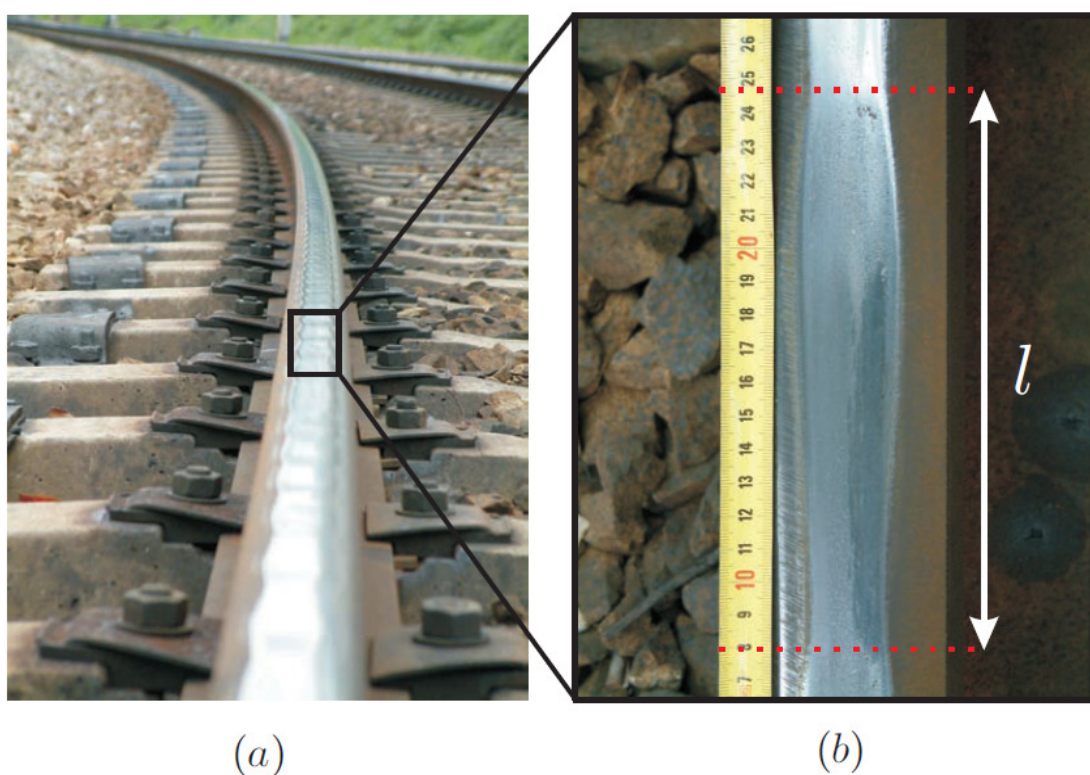


Fig. 1. a) Șină cu uzură ondulatorie; b) Lungimea uzurii ondulatorii

Cele două mecanisme principale sunt deteriorarea de uzură (de detașare a materialului feros) și deformarea plastică a capului de șină. La început, uzura ondulatorie, se dezvoltă în general, exponențial, prin înălțimea suprafeței șinei. Prin urmare, este deosebit de importantă pentru a fi detectată cât mai curând posibil.

Uzura ondulatorie a șinelor de cale ferată

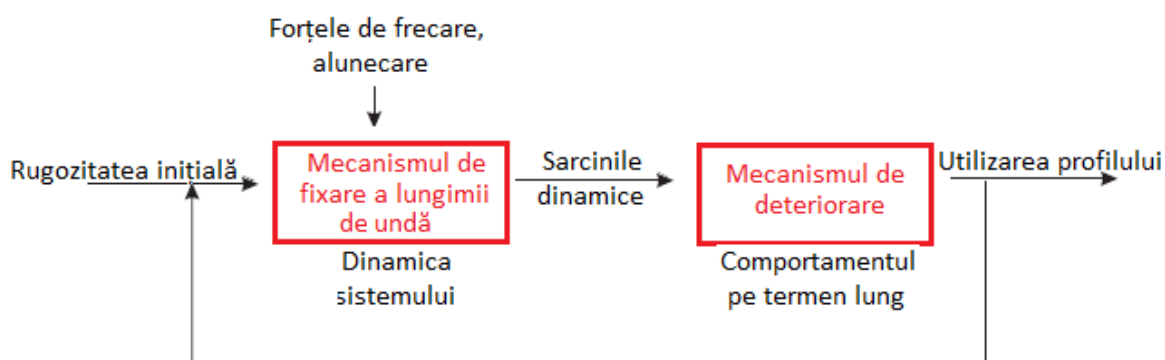


Fig. 2. Elementele generale ale mecanismului de formare a uzurii ondulatorii. [2]

Pentru prima dată clasificarea pentru diferite tipuri de uzură ondulatorie a fost făcută de Grassie și Kalousek [2] și a fost modificată foarte puțin de atunci [4, 5]. În tabelul 1 este prezentată o versiune acestei clasificări a acestor autori [5]. Acesta sintetizează principalele caracteristici ale cinci tipuri de uzuri ondulatorii enumerate: intervalul de lungime de undă se referă la raportarea mecanismului de fixarea lungimii de undă și a mecanismului de deteriorare. Lungimea de undă l de uzura corespunde raportului dintre viteza lineară a vehiculului v și frecvenței caracteristice vibrației f .

$$l = \frac{v}{f} \quad (1)$$

Tabelul 1. Clasificarea uzurii ondulatorii a șinelor [5]

| | Lungimea undei [mm] ^a | Mecanismul de stabilire a lungimii de undă | Mecanismul de deteriorare |
|---|----------------------------------|--|------------------------------|
| 1 | 200 - 1500 | Rezonanța P2 | Curgere plastică la oboseală |
| 2 | 50 - 200 | Torsiunea osiei | Uzură longitudinală |
| 3 | 40 - 60 | Metode de flexiune | Uzură laterală |
| 4 | 40 - 60 | Rezonanța de trecere | Uzură laterală |
| 5 | 25 - 80 | Rezonanța PP | Uzură longitudinală |

^aLungimile de undă sunt date doar ca o indicație, din moment ce unele tipuri de uzuri ondulatorii pot implica vehiculele care circulă la viteze diferite, să dea naștere la fenomene de lungimi de undă diferite conform relației (1).

Principale sunt mecanismele care stabilesc lungimea de undă.

Pentru primul tip de uzură ondulatorie, mecanismul de stabilire a lungimea de undă este o rezonanță a maselor nesuspendate (inclusiv axul, roțile, discul de frână și cutia de viteze) cu privire la rigiditatea liniei, numită rezonanță *P2* (vezi fig. 3).

Uzura de tip 2 este asociată cu vibrațiile de torsiune a osiilor: în curbe, diferența de lungime a șinelor este primul mod de torsiune; în zonele de accelerare și frânare a vehiculului, și cuplul motor este doilea mod de torsiune [6, 7].

Uzura ondulatorie de tipul 3 este cauzată de modul de flexiune a osiei și a căii: în curba, calea impune forțele laterale (perpendicular pe axa căii) importante pentru vehicul, excitând unul sau mai multe moduri de flexiune a osiei și a căii.

Uzura ondulatorie de tipul 4 corespunde unei rezonanțe de trecere, de asemenea, excitată de către forțele laterale și verticale în curbe.

Uzura ondulatorie de tipul 5 provine de la rezonanța șinei care acționează ca un vârf de cuțit coarda la traversele de cale ferată ($PP = \text{prins-fixat}$) [8, 9, 10].

3. TRATAREA UZURILOR ONDULATORII

Singura modalitate de a remedia efectele uzurii ondulatorii este de a șlefui sau de a înlocui șinele [11, 12, 6, 13]. Șlefuirea șinelor este însă foarte costisitoare.

Tabelul 2 prezintă principalele tehnici care au fost dezvoltate pentru a trata diferite tipuri de uzuri ondulatorii, și prevede unele dintre ele un indicele de eficiență respectiv (presupus sau recunoscute) asupra dezvoltării pentru fiecare dintre cele cinci tipuri de uzuri ondulatorii. Acest tabel este derivat din [5], de asemenea, inclusiv din cercetări mai recente raportate în literatura de specialitate (de exemplu [14, 15]).

Șlefuirea poate fi de asemenea utilizată preventiv prin polizarea simetrică (sau asimetrică) a suprafețelor ambelor șine: o șlefuire simetrică a șinei reduce rugozitatea inițială, și astfel întârzie debutul uzurii ondulatorii [16]; o șlefuire asimetrică permite creșterea diferenței de rulare a razelor celor două roți ale osiei montate în curbă [17], și prin urmare reduce tensiunile de torsiune în osie indusă de cale din cauza diferenței de lungime dintre cele două șine).

Ungerea roților [11] și a căii [18, 17], de asemenea, ajută curba de creștere a uzurii ondulatorii. De exemplu, pentru a reduce forța de tracțiune pe osia conducătoare în curbe, șina interioară trebuie unsă [19]. Cu toate că este eficientă, în special pentru a reduce creșterea de lungime de undă a uzurii ondulatorii, ungerea ridică unele probleme pe rețele urbane: toate vehiculele fiind motoare, această metodă reduce considerabil calitățile de frânare și accelerarea, și mai mult de atât se ridică gradul de poluare a mediului [12]. Caracteristicile de frecare între roată și șină pot fi schimbate folosind lubrifianți *HPF* (cu grad fricțiune pozitiv ridicat) [20]. Lubrifiantul *HPF* poate fi solid (dacă este depus pe roata cu un stick) sau lichid (dacă este depus pe șină). Utilizarea de șine de oțel grele are un efect pozitiv pentru toate tipurile de uzuri ondulatorii, deoarece încetinește mecanismul de deteriorare). Eliminarea șinei de ghidare (șina care este paralelă cu șina de rulare și care împiedică deraierea) ar evita frecarea excesivă între roata și șina de ghidare, dar pune probleme de siguranță.

Prin creșterea razei de curbură a noilor căi sunt reduse riscurile legate de uzura ondulatorie a forțelor de frecare laterale dintre roți și șină. Folosirea unor tălpi mai flexibile și a elementelor de fixare poate reduce sau chiar elimina uzura de rezonanță datorată $P2$ [10, 5, 11, 12]. Într-adevăr, talpa de amortizare, ca întreaga cale, permite reducerea excitațiile verticale ale osiei în intervalul de frecvențe între 50 Hz și 100 Hz, și astfel, reduce uzura [21]. O modalitate de a micșora uzura ondulatorie este de a reduce distanța dintre traverse, care are efect de creștere a frecvenței de rezonanță a metodei PP [8]. Conform relației (1), lungimea de undă corespunzătoare devine comparabilă cu diametrul de contact și dispare. De exemplu, [9], distanța de 40 cm între traverse în loc de 60 cm, aduce modificări modului 1200-2000 Hz, astfel încât $l = 1: 7 \text{ cm}$ $v = 120 \text{ km}$, și uzura ondulatorie dispare corespunzător datorită dimensiunii contactului. Alternativa ar trebui să fie diminuarea vitezei vehiculului și evident va obține un rezultat similar fără costuri, dar nu este fezabil în practică, din cauza constrângerilor de respectare a programului. Un spațiu aleatoriu între traverse, teoretic ar trebui să schimbe forma de modul PP . Uzura ondulatorie de tip 2, care apare în principal în curbe și în locurile de accelerare și frânare, este legată în principal de primele două moduri de rezonanță de torsiune ale osiei. Prin urmare, acest tip de uzură ondulatorie poate fi redusă prin:

- a) schimbarea axului (de exemplu prin înlocuirea roților cu roți mai flexibile);
- b) prin amortizarea elastică a suspensiei [6], pentru a reduce forțele de torsiune;
- c) creșterea amortizării vibrațiilor de torsiune al osiei.

4. DINAMICA FERVIARĂ

Calculul eforturilor de contact este separat în două părți: normal, care a studiat deformări locale, având ca rezultat șlefuirea roților și a șinei; și tangențial care a studiat alunecarea relativă dintre roată și șină.

Considerăm o roată staționară pe o șină căreia i se aplică o forță de N (fig. 3). În ipoteza că un corp este nedeformabil, suprafața de contact între cele două va fi un punct de repaus (fig. 3.a). În realitate, în urma sarcinii verticalele, va avea loc o deformare locală ale roților și a șinei direct în zona contactului. În acest caz, suprafața de contact devine eliptică (fig. 3.b).

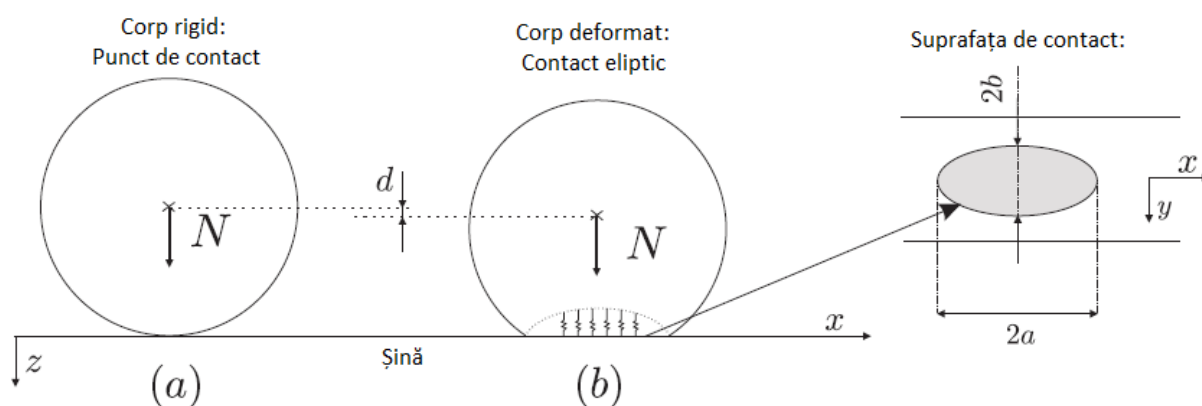


Fig.3. Teoria lui Hertz: (a) roată nedeformată pe o șină stabilă dimensional, suprafața de contact este un punct; (b) roată deformată pe suprafață deformată a șinei, contactul este eliptic.

Problema normală este de a determina suprafața de contact, distribuția de presiune în contact și deformarea elastică a roții și a șinei. Această problemă a fost rezolvată prin teoria lui Hertz, ale cărei rezultate sunt:

1. Suprafața de contact este o elipsă care este reprezentare figura 3.
2. Distribuția normală a presiunii în suprafața de contact este semi-elipsoidală:

$$p_z(x, y) = \frac{3N}{2\pi ab} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{a}\right)^2} \quad (2)$$

în care forța normală N este dată de:

$$N = \iint_C p_z dx dy \quad (3)$$

3. Valorile a , b și care astfel strivite, rezultă d (adică aproximativ la centrul de masă) sunt date de relația:

$$\left\{ \begin{array}{l} a = m \left(\frac{2N(1-v^2)}{2E(A+B)} \right)^{\frac{1}{3}} \\ b = n \left(\frac{2N(1-v^2)}{2E(A+B)} \right)^{\frac{1}{3}} \\ d = r \left(\left(\frac{3}{2} N \frac{1-v^2}{E} \right)^2 (A+B) \right)^{\frac{1}{3}} \end{array} \right. \quad (4)$$

în care E și ν sunt modulele lui Young și a lui Poisson, iar m , n , r , A , B , sunt coeficienți de care depind doar principalele raze de curbura ale celor două suprafețe aflate în contact. Prin urmare, forma elipsei (adică raportul a/b) depinde doar de poziția punctului de contact dintre roată și șină. Dimensiunea elipsei depinde de forța normală N .

Când două corpuri aluneca unul peste altul, forța de frecare se naște la interfața dintre cele două corpuri și este reglementată de legea lui Coulomb (fig. 4.a):

$$F_x = -\mu N \frac{\dot{x}}{|\dot{x}|} \quad (5)$$

în care μ este coeficientul de frecare iar \dot{x} este derivata de timp a deplasării relative x dintre cele două corpuri (de exemplu, viteza de alunecare). Dacă viteza de alunecare nu este zero, va rezulta toate punctele de pe suprafața corpului care alunecă pe șină (fig. 4. a). În ceea ce privește contactul dintre roată și șină, există o combinație între frecare și rulment. Deplasarea este definită distanța relativă în raport cu rularea fără alunecare (Fig. 4.b).

Curba de frecare rezultată din mișcare (fig.4.b) diferă de legea lui Coulomb: când roata rulează fără alunecare pe șină, toate punctele de roata situate pe suprafața de contact au aderente la șina (zona A , originea curbei fig. 4); pe măsură ce alunecarea între roată și șină crește (G) apare în partea din spate a suprafeței de contact, pentru a termina prin acoperirea completă a contactului când viteza relativă devine suficient de mare. Această viteză relativă, divizată de viteza liniară V , se numește pseudo-alunecare, sau alunecare rigidă, a cărei componente sunt definite după în cele ce urmează. În general, dacă roata se deplasează cu o viteză orizontală V de-a lungul axei x , componentele pseudo-alunecare sunt: (1) pseudo-alunecarea longitudinală v_x , definită ca diferența dintre componentele longitudinale ale vitezei de contact, divizată de viteza liniară V a roții; (2) pseudo-alunecarea laterală v_y , este definită similar, de asemenea, divizată de viteza liniară V ; (3) pseudo-alunecarea de spin v_ϕ este egală cu diferența vitezelor unghiulare de-a lungul axei normale de contact, divizată de viteza liniară V a roții.

Uzura ondulatorie a șinelor de cale ferată

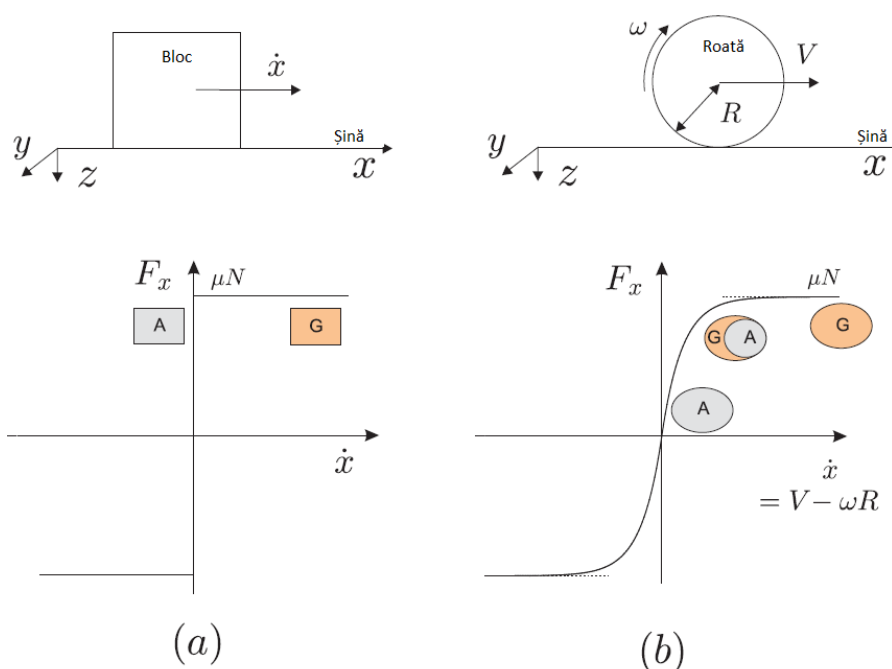


Fig. 4. Legea de frecare: (a) fără a avea frecare (legea lui Coulomb); (b), cu frecare.

Matematic:

$$\begin{cases} v_x = (e_x \cdot \Delta V) / V \\ v_y = (e_y \cdot \Delta V) / V \\ v_\phi = (n \cdot \Delta \Omega) / V \end{cases} \quad (6)$$

în care (e_x, e_y, n) este un sistem de coordonate atașat la centrul de contact, ΔV este diferența de viteză dintre roata și șină, $\Delta \Omega$ este diferența de viteză unghiulară și reprezintă produsul scalar; v_x și v_y sunt numere adimensionale, în timp ce v_ϕ are dimensiunile inversului unei lungimi. Pseudo-alunecările sunt cantitățile macroscopice care definesc cinematica roții în raport cu șina independent de locul în care este situată în zona de contact. În porțiunea liniară (aproape de origine) a curbei de frecare (fig.4.b), forțele de frecare asociate cu pseudo-alunecările sunt date de:

$$\begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{pmatrix} = -Gab \begin{pmatrix} C_{11} & 0 & 0 \\ 0 & C_{22} & \sqrt{ab}C_{23} \\ 0 & \sqrt{ab}C_{32} & abC_{33} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} v_x \\ v_y \\ v_\phi \end{pmatrix} \quad (7)$$

unde F_x, F_y, M_z sunt forțele și momentele totale exercitate pe roată, G este modul de forfecare și C_{ij} sunt coeficienții lui Kalker [22].

Pe măsură ce pseudo-alunecarea crește, legea fenomenologică care leagă forțele de pseudo-alunecare și frecare devin neliniare (fig. 4.b). Mulți autori au propus o lege de legătură între zona liniară și zona de saturație [22, 23]. De exemplu, în [24, 25] legea exponențială:

$$F_i = \mu N \left[1 - \exp \frac{-C_o v_i}{\mu N^{1/3}} \right] \quad (8)$$

a stabilit un mod de a admite următoarele două limite:

$$\begin{aligned} F_i &= C_o N^{2/3} v_i && \text{pentru } v_i \ll \\ F_i &= \mu N && \text{pentru } v_i \gg \end{aligned}$$

unde C_o este o constantă dependentă de coeficientul lui Kalker definit de relația (7) și $i = x, y$. Relația (7) dă forța de frecare rezultantă între roată și șină, dar nu oferă informații cu privire la repartizarea eforturilor tangențiale în interiorul suprafeței de contact. Pentru a stabili această distribuție trebuie să se definească domeniul de aplicare al deformațiilor.

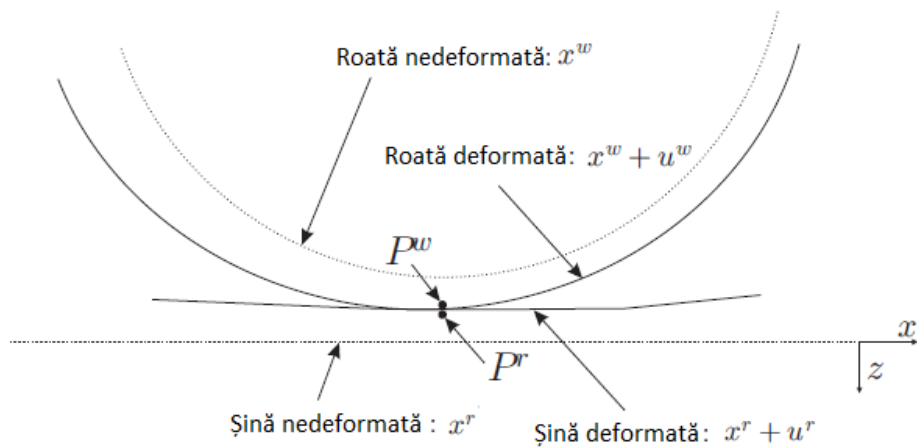


Fig.5. Deformările roții și a șinei

Coordonatele suprafeței punctului de contact sunt suma unei componente rigide x și o componente care rezultă din deformarea materialului u . Când o particulă a roții P^w vine în contact cu o particulă a șinei P^r într-un timp t (fig. 5), coordonatele celor două puncte sunt egale, adică:

$$x^w(t) + u^w(x^w, t) = x^r(t) + u^r(x^r, t) \quad (9)$$

și vitezele punctelor P^w și P^r sunt:

$$\begin{cases} v^w = \dot{x}^w(t) + \dot{u}^w(x^w, t) = \dot{x}^w(t) + \frac{\partial u^w}{\partial x^w} \dot{x} + \frac{\partial u^w}{\partial t} \\ v^r = \dot{x}^r(t) + \dot{u}^r(x^r, t) = \dot{x}^r(t) + \frac{\partial u^r}{\partial x^r} \dot{x} + \frac{\partial u^r}{\partial t} \end{cases} \quad (10)$$

sau punctele reprezintă derivatele totale de timp.

Apoi am definit alunecare reală între cele două suprafețe, s , ca diferențe de viteze cuprinse între roată și șină, sau:

$$s = v^w - v^r = \left[\dot{x}^w(t) - \dot{x}^r(t) \right] + \left[\dot{u}^w(x^w, t) - \dot{u}^r(x^r, t) \right] \quad (11)$$

Presupunând că domeniile de deformare sunt slabe, vom defini o medie x de coordonate, astfel încât:

$$x^r \approx x^w \approx x = \frac{(x^r + x^w)}{2} \quad (12)$$

Această apropiere permite să rescrie relația (11):

$$s = \dot{x}^w - \dot{x}^r + \left(\frac{\partial u^w}{\partial x} - \frac{\partial u^r}{\partial x} \right) \dot{x} + \frac{\partial u^w}{\partial t} - \frac{\partial u^r}{\partial t} \quad (13)$$

Primul termen este diferența dintre vitezele celor două corpuri considerate rigide numit c , a doua este variația deformațiilor de câmp în interiorul suprafeței de contact, iar al treilea reprezintă variația deformării în timp. Dintre domeniile de deformații u^w și u^r nu sunt mai mici în raport cu deplasările, aproximativ (12) nu mai este mare, dar primul termen devine mare în comparație cu al doilea. Prin urmare, alunecarea este încă dată de relația (13). Componentele vectorului c sunt exprimate în termeni de pseudo-alunecare:

$$c = (c_x, c_y) = V(v_x - v_\phi y, v_y + v_\phi x) \quad (14)$$

Dacă relația (13) se poate scrie în continuare:

$$s = c - \frac{\partial u}{\partial x} v + \frac{\partial u}{\partial t} \quad (15)$$

sau $u = u^w - u^r$. Domeniu deformațiilor se calculează prin integrarea ecuației (15). Forțele de contact sunt apoi calculate, datorită unei legi constitutive care leagă eforturile p la deformări. Legea constitutivă generală între u și p este o formă integrată a legii lui Hooke, numită legea Boussinesq-Cerruti. Acum se propune o legislație mai simplă, care să permită să se stabilească o expresie analitică. Această lege este subiectul teoriei simplificate propusă de Kalker [22]. În această teorie, Kalker folosește o relație lineară între tensiune de suprafață și diferențele de deplasare. Cu alte cuvinte:

$$(u_x, u_y) = L(p_x, p_y) \quad (16)$$

sau L este un parametru scalar numit flexibilitate. Flexibilitatea este comparabilă cu $1/E$, sau E este modulul lui Young. Cu toate acestea, spre deosebire de E care depinde numai de tipul materialului, L depinde și de forma corpului în contact și de încărcare. Pentru a determina această tensiune tangențială se introduce relația (14) în relația (15) iar expresia relativă de alunecare va fi:

$$\begin{cases} s_x = V \left(v_x - v_\phi y - \frac{\partial u_x}{\partial x} \right) + \frac{\partial u_x}{\partial t} \\ s_y = V \left(v_y - v_\phi x - \frac{\partial u_y}{\partial x} \right) + \frac{\partial u_y}{\partial t} \end{cases} \quad (17)$$

unde $\bar{a} = a\sqrt{1-(y/b)^2}$.

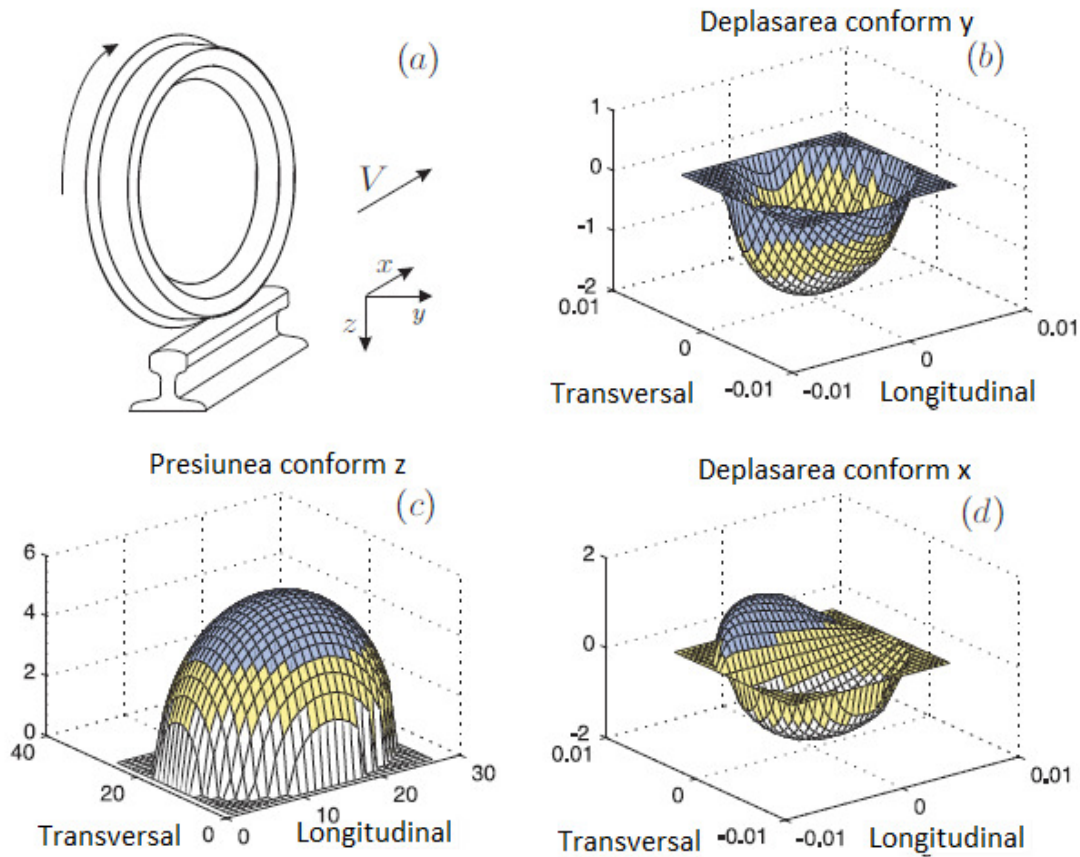


Fig. 6. (a) Rularea cu alunecare (b) Deplasarea laterală; (c) Presiunea verticală; (d) Deplasarea longitudinală.

Considerăm că suntem în staționare. Prin urmare, derivata parțială de timp (17) este neglijată. În zona de aderență, adică $\left| (p_x, p_y) \right| < \mu \left| p_z \right|$ alunecarea relativă între roată și șină este zero ($s = 0$). Domeniul de aplicare al deformări se obține prin integrarea sistemului de ecuații diferențiale (17) care admite ca soluții:

$$\begin{cases} u_x = v_x x - v_\phi xy + k(y) \\ u_y = v_y + v_\phi \frac{x^2}{2} + l(y) \end{cases} \quad (18)$$

unde k și l sunt două constante de integrare determinate de condițiile limită [26]. Relația constitutivă (16) în cele din urmă permite rezolvarea expresiilor analitice pentru câmpurile de stres din zona de aderență:

$$\begin{cases} p_x = \frac{1}{L}(v_x - v_\phi y)(x - \bar{a}) \\ p_y = \frac{v_y}{L}(x - \bar{a}) + \frac{v_\phi}{2L}(x^2 - \bar{a}^2) \end{cases} \quad (19)$$

unde $\bar{a} = a\sqrt{1 - (y/b)^2}$

Potrivit legii lui Coulomb, de inegalitatea $\sqrt{p_x^2 + p_y^2} \leq \mu|p_z|$, nu mai este verificată când se ajunge într-o regiune de alunecare. Deplasările tangențiale sunt apoi date de legea lui Coulomb:

$$\begin{cases} p_x = -\mu p_z \frac{s_x}{|(s_x, s_y)|} \\ p_y = -\mu p_z \frac{s_y}{|(s_x, s_y)|} \end{cases} \quad (20)$$

Figura 6 arată domeniul de stres calculat cu ajutorul relațiilor (2), (19) și (20). Constrângerile tangențiale total sunt prezentate în figura 7.

Această teorie a fost pusă în aplicare de Kalker într-un cod numit FASTSIM [27]. Acest cod este una dintre componentele standard pentru calcularea forțelor contactului roată-șină în software-ul comercial [28]. Cu toate acestea, valabilitatea acestuia este limitată la cazul pseudo-alunecării în ipoteza liniarității locale (relația (16)).

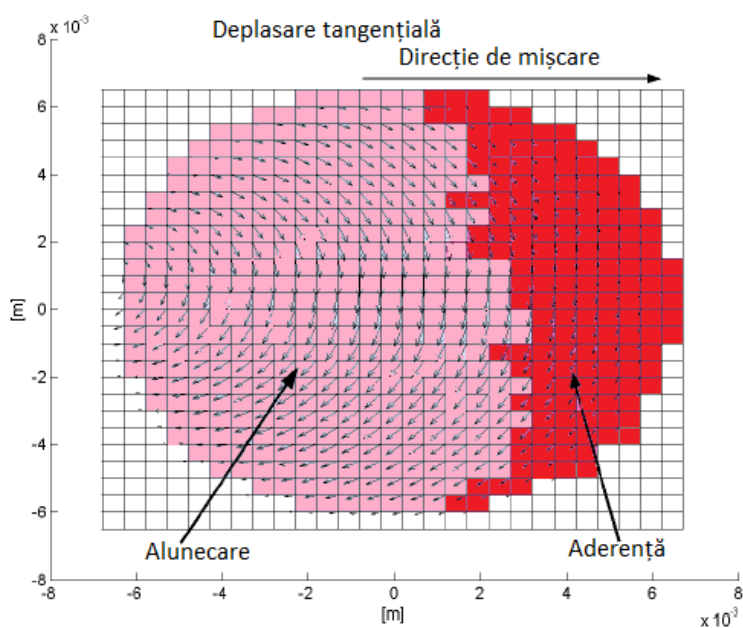


Fig. 7. Distribuția de tensiuni în contactul roată-șină (pentru roata din stânga).

Ilustrativ, în figura 8 se compară rezultatele obținute de o teorie numerică exactă și teoria liniară în cazul unei pseudo-alunecări longitudinale ($v_y = v_\phi = 0$).

În figura 8 vedem că teoria liniară este mai puțin valabilă pe măsură ce pseudo-alunecarea crește. În zona de aderență (în partea din față a contactului) - figura 8 (d), de asemenea, se arată că repartizarea eforturilor este neliniară.

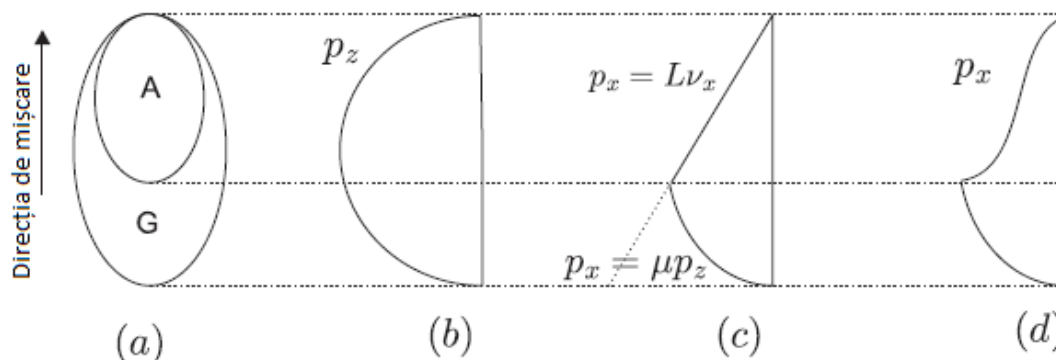


Fig.8. Distribuția contactului pentru pseudo-alunecarea longitudinală: (a) Zona de aderență și de alunecare la contact; (b) Presiunea de contact; (c) Solicitări longitudinale calculate cu teoria liniară; (d) Solicitări longitudinale calculate cu teoria exactă

Pentru ca un contact să poată fi considerat staționar, este necesar ca starea solicitărilor contactului să fie independentă de timp (de exemplu, în aliniament sau pe curbă constantă). În cazul uzurii ondulatorii lungimea unei variații armonice de neregularități ale capului șinei de cale ferată este în măsură să determine natura staționară de contact sau nu. Ca lungime de undă este mare, comparativ cu diametrul de contact în direcția rulare, o particulă care trece prin zona de contact nu se poate considera ca o schimbare a condițiilor de contact. Aceasta situație se numește cvasi-staționară. Dacă lungimea de undă este prea mică, particula se modifică iar situația este instabilă, în acest caz se ia în considerare derivata parțială în ceea ce privește timpul în relația (15) [29]. În practică, contactul este considerat ca staționar sau nu în funcție de următorul criteriu:

$$\frac{\text{Lungimea de unda a neregularitatilor}}{\text{Diametrul de contact}} \in \begin{cases} > 20: \text{ Stationar} \\ [5, 20]: \text{ Cvasi - static} \\ \leq 10: \text{ Instabil} \end{cases} \quad (21)$$

În cazul studiului uzurii ondulatorii, algoritmul de calcul al forțelor de contact este o etapă în rezolvarea sistemului vehiculului-cale. Prin urmare, este dificil de a utiliza algoritmi nestacionari. Cele mai multe modele care studiază uzura ondulatorie în funcție de timp utilizează metode staționare cum ar fi FASTSIM [9, 10, 30, 31] sau alte ca [7, 32, 33]. Cu toate acestea, în domeniul de frecvență, metodele care nu sunt stabile au fost utilizate în modele liniare [8].

5. DINAMICA CĂII DE RULARE

În figura 9 sunt indicate elementele din care este alcătuită calea de rulare [34]. Șinele sunt fixate pe traverse utilizând agrafe (acestea nu sunt reprezentate în figura). O placă din

Uzura ondulatorie a șinelor de cale ferată

cauciuc este plasată între șina și traversa de cale ferată pentru de a evita deteriorarea șinelor și ca să asigure izolarea electrică a acestora.

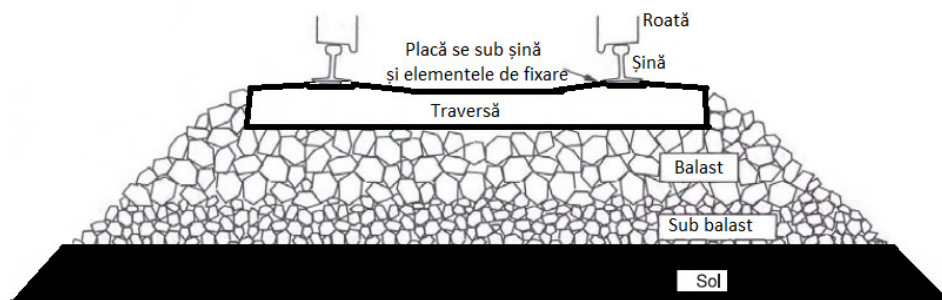


Fig. 9. Vedere în secțiune a unei căi cu balast [34].

Traversele transmit eforturile stratului de balast și oferă o izolare electrică între cele două șine.

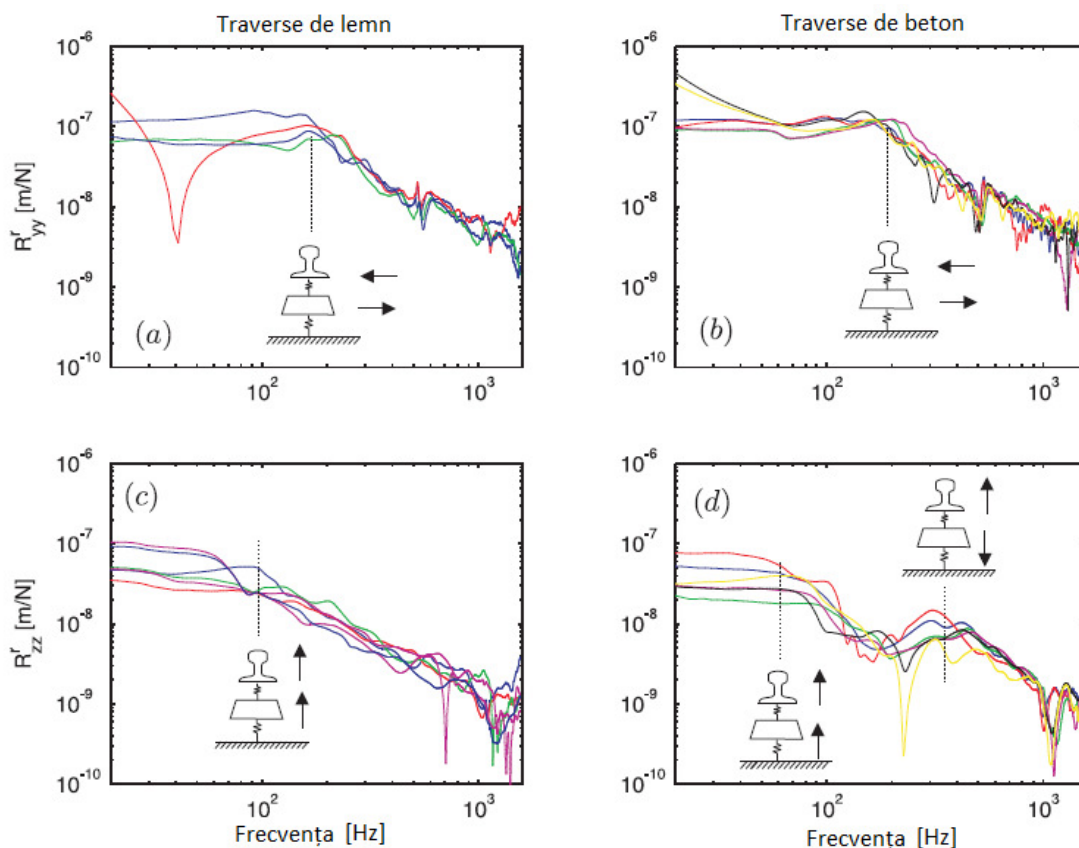


Fig. 10. Receptiile laterale (a) traverse de lemn (b) traversele de beton) și verticale (c) Traverse de lemn și (d) traverse de beton) [35].

Traversele de lemn utilizate de la începutul rețelele feroviare au fost masiv înlocuite cu traverse de beton, care sunt mai scumpe dar mai puțin poluante. Receptarea (raportul dintre deplasare și forțele aplicate) verticale și laterale pe cele două șine (pentru traverse din lemn și pentru traverse de beton) sunt prezentate în fig. 10 (a) - (d).

În fiecare figură, curbele sunt reprezentate pentru aceeași măsurătoare efectuată la diferite locuri din cale. Aceste curbe arată faptul că au același comportament peste tot cuprins între 50 Hz și 500 Hz, adică flexibilitate căii poate fi neglijată. Principala diferență între liniile dotate cu traverse de lemn și cele dotate cu traverse din beton este dinamica verticală. Frecvența primul mod este mai mare pentru o cale cu traverse de lemn. Al doilea mod este, de asemenea, mult mai mare, dar este invizibil din cauza masei reduse a traverselor de lemn și de amortizarea înaltă. În contrast, al doilea mod de rezonanță a căii cu traverse de beton este vizibil la aproximativ 300 Hz, și combate rezonanța (aproximativ 200 Hz) între primul și al doilea mod de rezonanță. Aceste recepții sunt calculate prin fixarea unor accelerometre pe suprafața șinei, care înregistrează mișcările de excitație rezultate. Vorbim de recepția directă (respectiv cuplată), atunci când excitația este aceeași (respectiv o altă) în direcția măsurată.

Într-un mod general, este o deplasare verticală a rezultatelor șinelor din aplicarea unei forțe verticale, sau o rezistență laterală, prin intermediul cuplajului a două direcții impuse formei profilelor (figura 11. b):

$$\Delta u_z^r = -R_{zz}^r \Delta N - R_{zy}^r \Delta F_y \quad (22)$$

unde Δu_z^r este deplasarea verticală a șinei, R_{zz}^r este receptarea directă a șinei și R_{zy}^r este recepția cuplată între direcția verticală și laterală.

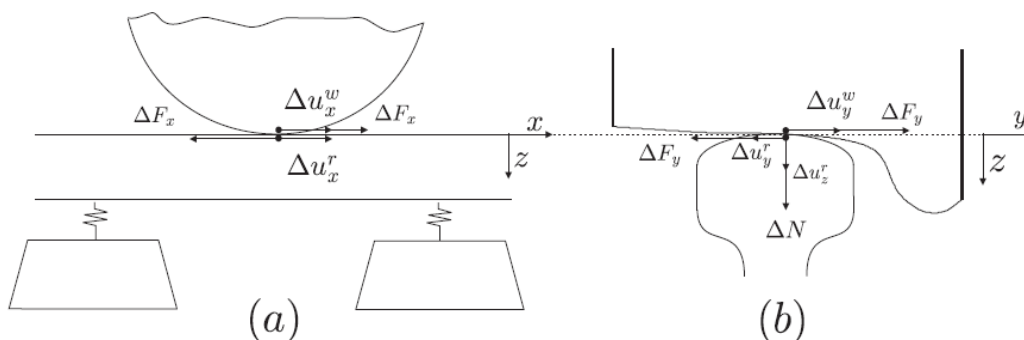


Fig. 11. Forțele (a) longitudinale și (b) laterale la contactul roată-șină

Reciproc, o deplasare laterală a șinei este fie produsă de o forță laterală sau de o forță verticală din aceleași motive cuplare:

$$\Delta u_y^r = -R_{yz}^r \Delta N - R_{yy}^r \Delta F_y \quad (23)$$

unde R_{yy}^r este receptarea directă pe direcție laterală.

Cu toate acestea, dacă unul neglijează raza de curbura în direcția longitudinală a unei deplasări longitudinale șina poate fi obținută prin aplicarea unei forțe în această direcție (figura 11.a)

$$\Delta u_x^r = -R_{xx}^r \Delta F_x \quad (24)$$

unde R_{xx}^r este receptarea directă pe direcție longitudinală.

În mod similar, pentru rotația

$$\Delta u_\phi^r = -R_{\phi\phi}^r \Delta M \quad (25)$$

$R_{\phi\phi}^r$ este receptarea directă a căii în rotația în jurul axei z.

6. DINAMICA VEHICULULUI

Peste 50 Hz, forțele exercitate de vehicul pe pista sunt larg dominate de comportamentul dinamic al osiei, izolat de restul vehiculului prin suspensii primare (figura 12).

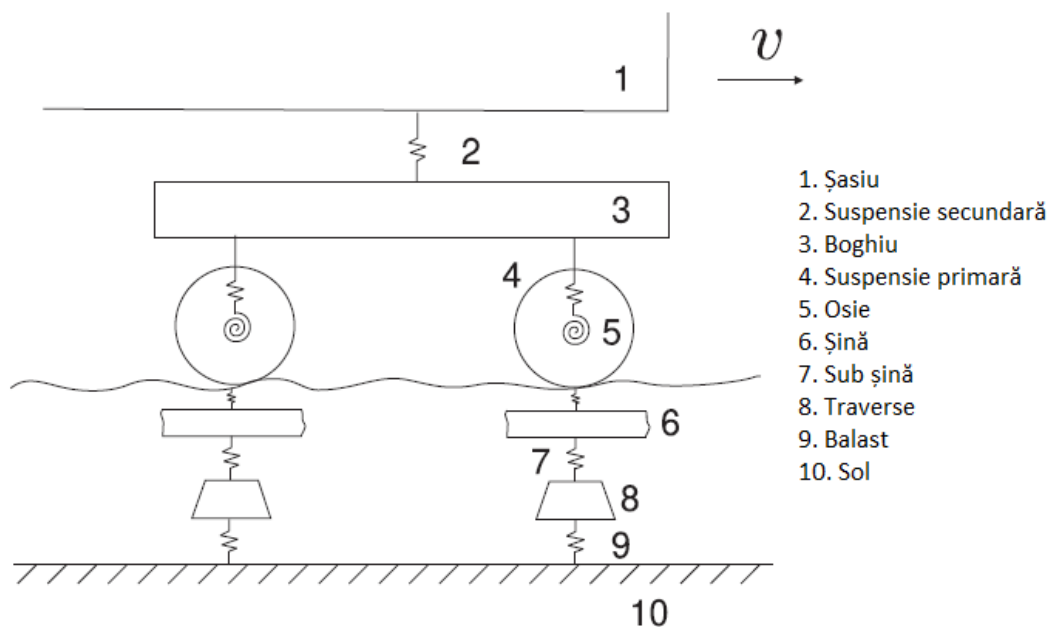


Fig. 12. Reprezentare schematică a unui vehicul feroviar pe șină.

În figura 11. (a) osia este condusă, pe direcție longitudinală, verticală și laterală, și este calculată la un capăt al roții așa cum este reprezentat în forma de figura 11. (a). Măsurătorile au fost efectuate pe un boghiu ridicat are ce fel nu este în contact cu [36] direcția. Ecuațiile (22) (23) (24) și (25) sunt direct transpuse în dinamica roții (vezi Figura 11):

$$\Delta u_z^w = R_{zz}^w \Delta N + R_{zy}^w \Delta F_y \quad (26)$$

$$\Delta u_y^w = R_{yz}^w \Delta N + R_{yy}^w \Delta F_y \quad (27)$$

$$\Delta u_x^w = R_{xx}^w \Delta F_x \quad (28)$$

$$\Delta u_\phi^r = R_{\phi\phi}^w \Delta M \quad (29)$$

unde exponentul ^w indică o mărime relativă la roată. Prin definirea variațiilor relative ale roții în raport cu șina, pe direcție longitudinală, laterală, verticală și de spin, rezultă

$$\left(\Delta u_x, \Delta u_y, \Delta u_z, \Delta u_\phi \right) = \left(\Delta_x^w - \Delta_x^r, \Delta_y^w - \Delta_y^r, \Delta_z^w - \Delta_z^r, \Delta_\phi^w - \Delta_\phi^r \right) \quad (30)$$

și împreună cu receptarea vehiculului cu calea de rulare, va rezulta:

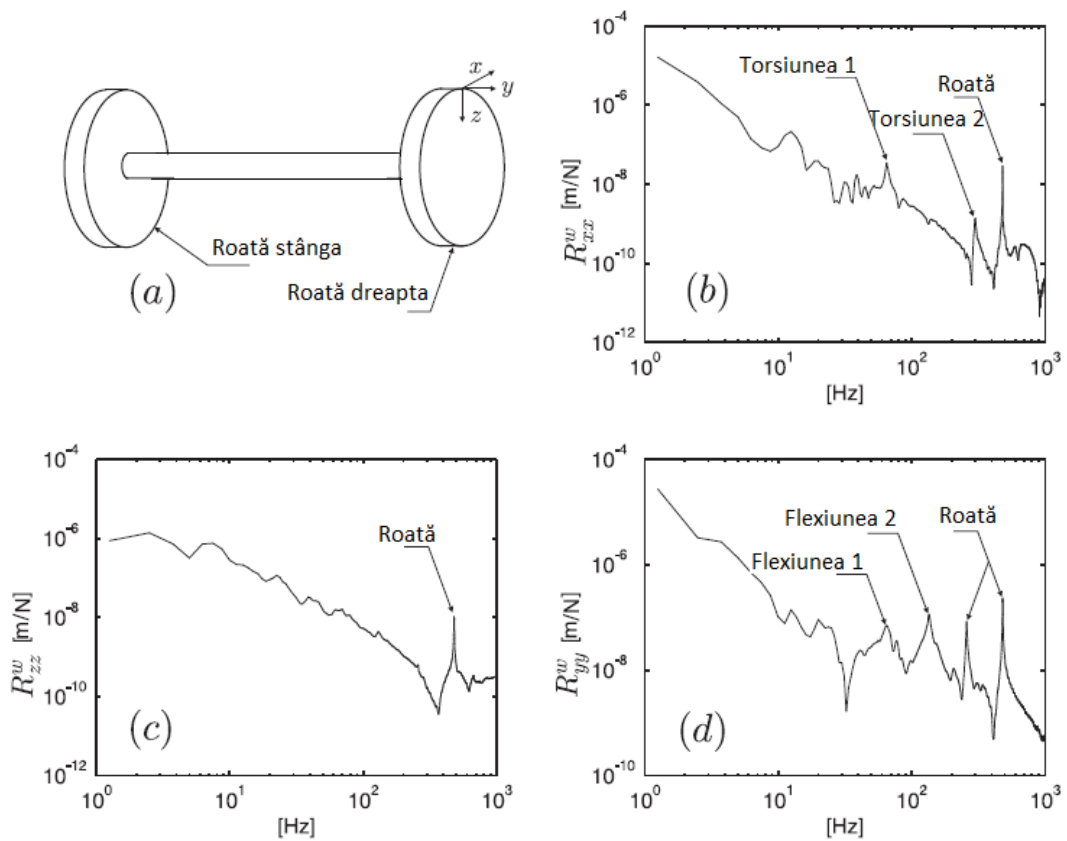


Fig.13. (a) Osia montată; (b) receptarea longitudinală directă; (c) receptarea verticală directă; (d) receptarea laterală directă [36].

$$\begin{cases} R_{xx} = R_{xx}^w + R_{xx}^r \\ R_{yy} = R_{yy}^w + R_{yy}^r \\ R_{xy} = R_{xy}^w + R_{xy}^r \\ R_{yz} = R_{yz}^w + R_{yz}^r \\ R_{xz} = R_{xz}^w + R_{xz}^r \\ R_{zz} = R_{zz}^w + R_{zz}^r \\ R_{\phi\phi} = R_{\phi\phi}^w + R_{\phi\phi}^r \end{cases} \quad (31)$$

ecuațiile de acest tip pot fi scrise ca mai multe matrice compacte:

$$\begin{bmatrix} \Delta u_x \\ \Delta u_y \\ \Delta u_z \\ \Delta u_\phi \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{xx} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{yy} & R_{yz} & 0 \\ 0 & R_{zy} & R_{zz} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & R_{\phi\phi} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \\ \Delta N \\ \Delta M \end{bmatrix} \quad (32)$$

CONCLUZII

În această lucrare, au fost prezentate unele caracteristici dinamice ale sistemelor feroviare, necesare pentru înțelegerea fenomenelor responsabile pentru dezvoltarea uzurii ondulatorii, și pentru modelarea lor. Prima parte a fost dedicată contactului roată-șină iar apoi, au fost descrise ecuațiile dinamice ale vehiculului și ale căii.

Acknowledgement

This work was partially supported by the strategic grant POSDRU/159/1.5/S/137070 (2014) of the Ministry of National Education, Romania, co-financed by the European Social Fund – Investing in People, within the Sectoral Operational Programme Human Resources Development 2007-2013”

REFERINȚE

- [1] *J. Alias*. Le Rail. Eyrolles, 1984.
- [2] *S. L. Grassie and J. Kalousek*. Rail corrugation : Characteristics, causes and treatments. Journal of Rail and Rapid Transit, 207 :57{68, 1993.
- [3] *G. Dumitru, V. Ștefan, E. Crăciun-Boje, G.M. Dragne, C.N. Badea*, “Caracteristici ale fenomenelor de uzură a căii de rulare”, Simpozionul Național de Material Rulant de Cale Ferată / Ediția a X - a, UPB, ISSN 1843-9888, pp. 249 – 258, 23-24 Noiembrie, 2012
- [4] *J. Kalousek and S. Grassie*. Rail corrugation : Causes and cures. International Railway Journal, pages 24{26, July 2000.
- [5] *Transit Cooperative Research Program*. Rail Corrugation Mitigation in Transit, June 1998.
- [6] *J.A. Grassie, S.L. Elkins*. Rail corrugation on north american transit systems. Vehicle System Dynamics Supplement, 28 :5{17, 1998.
- [7] *J.C.O. Hiensch, M. Neilsen and E. Verheijden*. Rail corrugation in the netherlands - measurements and simulations. Wear, 9139 :1{10, 2002.
- [8] *K. Hempelmann, F. Hiss, and B. Ripke*. The formation of wear patterns on rail tread. Wear, 144 :179{195, 1991.
- [9] *B. Ripke and K. Hempelmann*. Model prediction of track loads and rail corrugaion. Railway Gazette, pages 447{450, July 1994.
- [10] *K. Hempelmann and K. Knothe*. An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation. Wear, 191 :161{169, 1996.
- [11] *D. R. Ahlbeck and L. E. Daniels*. Investigation of rail corrugations on the baltimore metro. Wear, 144 :197{210, 1991.
- [12] *G. Diana, F. Cheli, S. Bruni, and A Collina*. Experimental and numerical investigation on subway short pitch corrugation. Vehicle System Dynamics Supplement, 28 :234{245, 1998.
- [13] *C. Collette, P. Vanhonacker, R. Bastaits, and D. Levy*. Comparison between time and frequency studies of a corrugated curve of RER paris network. In Proceedings of the 7th International Conference on Contact Mechanics and Wear of Wheel/Rail Systems, September 24-26 CM2006.
- [14] *Y. Sato, A. Matsumoto, and K Knothe*. Review on rail corrugation studies. Wear, 9138 :1{10, 2002.
- [15] *S.L. Grassie*. Rail corrugation : Advances in measurement, understanding and treatment. Wear, 258 :1224{1234, 2005.
- [16] *S. L. Grassie*. Short wavelength corrugation : Field trials and measuring technology. Wear, 191 :149{160, 1996.

- [17] *A. Matsumoto, Y. Sato, O. Hiroyuki, M. Tanimoto, Y. Oka, and E. Miyauchi.* Formation mechanism and countermeasures of rail corrugation on curved track. *Wear*, 253 :178{184, 2002.
- [18] *M. Tomeoka, N. Kabe, M. Tanimoto, E. Miyauchi, and M. Nakata.* Friction control between wheel and rail by means of on-board lubrication. *Wear*, 9137 :1{6, 2002.
- [19] *Y. Suda, M. Hanawa, M. Okumura, and T. Iwasa.* Study on rail corrugation in sharp curves of commuter line. *Wear*, 253 :162{171, 2002.
- [20] *D.T. Eadie, J. Kalousek, and K.C. Chiddick.* The role of high positive friction (HPF) modifier in the control of short pitch corrugations and related phenomena. *Wear*, 253 :185{192, 2002.
- [21] *E. Tassilly and N. Vincent.* Rail corrugations : Analytical model and field tests. *Wear*, 144 :163{178, 1991.
- [22] *J. J. Kalker.* Survey of wheel-rail contact theory. *Vehicle System Dynamics*, 5 :317{358, 1979.
- [23] *H. Chollet.* Etude En Similitude Mecanique Des Efforts Tangents Au Contact Roue-Rail. PhD thesis, Universite Paris 6, 1991.
- [24] *E. Tassilly and N. Vincent.* Rail corrugations : Analytical model and field tests. *Wear*, 144 :163{178, 1991.
- [25] *E. Tassilly and N. Vincent.* A linear model for the corrugation of rails. *Journal of Sound and Vibration*, 150 :25{45, 1991.
- [26] *J.J. Kalker.* Rolling Contact Phenomena, chapter Rolling Contact Phenomena, pages 1{84. Springer-Verlag, 2000.
- [27] *J. J. Kalker.* A fast algorithm for simplified theory of rolling contact. *Vehicle System Dynamics*, 11 :1{13, 1982.
- [28] *A. Neacsu., N.N. Antonescu, D.B. Stoica,* Software Applications for Complex Technological Systems Reliability, *Journal of the Balkan Tribological*, Volume: 15, Issue: 1, (2009).
- [29] *Z. Shen and Z. Li.* A fast non-steady state creep force model based on the simplified theory. *Wear*, 191 :242{244, 1996.
- [30] *W. X. Wu, B. V. Brickle, J. H. Smith, and R. K. Ludo.* An investigation into stick slip vibrations on vehicle-track systems. *Vehicle System Dynamics*, 30 :229{236, 1998.
- [31] *T. Meinders and P. Meinke.* Rotor dynamics and irregular wear of elastic wheelsets. In *System Dynamics and Long Term Behaviour of Railway Vehicles, Track and Subgrade*, volume 6, pages 133{152, 2002.
- [32] *A. Igeland and H. Ilias.* Rail head corrugation growth based on non-linear high frequency vehicle-track interaction. *Wear*, 213 :90{97, 1997.
- [33] *O. Polach.* Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit. *Wear*, 258 :992{1000, 2005.
- [34] *T. Dahlberg.* Handbook of Railway Vehicle Dynamics, chapter Track Issues, pages 143{179. Taylor & Francis, 2006.
- [35] *EU project CORRUGATION.* Technical report, D2S, 2005.
- [36] *EU project CORRUGATION.* Technical report, ULB, 2004. d'un Vehicule Ferroviaire Circulant a Grande Vitesse, Rail International, 12, 1971