

## CONSIDERAȚII PRIVIND EFECTELE DE IZOLARE A VIBRAȚIILOR LA ROȚILE ELASTICE ALE VEHICULELOR DE METROU

### CONSIDERATIONS ON VIBRATION INSULATION EFFECTS ON THE ELASTIC WHEELS OF METRO VEHICLES

prof. univ. dr. ing. Ioan SEBEȘAN – Politehnica București,  
drd. ing. Vlad GHIORGHICĂ – Metrorex SA,  
drd. ing. Mircea Radu SEBEȘAN – Metrorex SA

**Rezumatul lucrării:** În lucrare se prezintă principalele condiții funcționale și constructive impuse suspensiei unui vehicul feroviar și vibrațiile maselor nesuspendate ale vehiculului, cu evidențierea influenței sistemului elastic asupra vibrațiilor generate prin rularea pe cale. De asemenea se prezintă caracteristicile generale ale elementelor elastice din cauciuc și o serie de soluții constructive aplicate la roțile elastice ale vehiculelor de metrou.

**Cuvinte cheie:** suspensie, vibrații, roți elastice, vehicul feroviar

**Abstract:** The paper presents the main functional and constructive conditions imposed on the suspension of a railway vehicle and the vibrations of the unsuspended masses of the vehicle, highlighting the influence of the elastic system on the vibrations generated by running on the track. It also presents the general characteristics of the elastic elements of rubber and a series of constructive solutions applied to the elastic wheels of subway vehicles.

**Keywords:** suspension, vibrations, elastic wheels, railway vehicle

#### 1. Condiții funcționale și constructive impuse suspensiei vehiculului

În timpul mersului vehiculul este supus acțiunii unor impulsuri generatoare de vibrații cu efecte defavorabile asupra calității mersului. Vehiculul răspunde la impulsurile generate în procesul de rulare prin intermediul suspensiei, care are rolul de a reduce efectul la valori acceptabile.

O sursă de vibrații la vehiculele pe șine este reprezentată de neuniformitățile verticale și transversale ale căii și de discontinuitățile de la joante. Calarea fixă a celor două roți pe aceeași osie și conicitățile inversate ale suprafețelor de rulare produc mișcarea de șerpuire a osiei care se transmite maselor suspendate ale vehiculului. Defecte ale roților, ca excentricitatea și planeitățile de pe suprafețele de rulare, reprezintă de asemenea surse importante de vibrații.

Asigurarea confortului la vibrații pentru călători, a integrității mărfurilor transportate și a construcției vehiculului depind în mod esențial de calitatea suspensiei vehiculului.

Confortul depinde de capacitatea suspensiei de a izola vehiculul față de impulsurile perturbatorii care iau naștere în procesul de rulare al osiilor pe cale, atât în direcție verticală, cât și în direcție transversală.

Suspensia vehiculului trebuie să asigure o comportare dinamică stabilă, la mersul în linie dreaptă, și o comportare dinamică stabilă, cu forțe de ghidare mici, la trecerea prin curbe.

Suspensia trebuie să contribuie la micșorarea forțelor reciproce dintre vehicul și cale menționându-le în limitele determinate de siguranța circulației și de necesitatea asigurării protecției atâta aparatului de rulare, cât și a căii.

Pe lângă cele menționate, suspensia trebuie să atenueze șocurile și vibrațiile longitudinale cauzate de variația vitezei de mers, la demarare, frânare și manevră.

La vehiculele cu încărcare variabilă suspensia trebuie să asigure o săgeată sub sarcină în limitele admise de înălțimea tampoanelor. Dacă însă suspensia nu este de tip progresiv, atunci variația de săgeată statică conduce la diminuarea posibilităților de izolare față de vibrații și, deci, la înrăutățirea calității de mers.

La vehiculele de transport în comun urban suspensia trebuie să asigure o înălțime aproximativ constantă a podelei. Această condiție poate fi realizată de suspensia pneumatică fără să fie afectată calitatea de mers a vehiculului.

Suspensia vehiculelor pe șine mai trebuie să îndeplinească o serie de cerințe tehnico-economice, ca de exemplu: siguranța sporită în exploatare, greutate și volum reduse, cost scăzut, ușurință de amplasare pe vehicul și accesibilitate ușoară la organele care necesită îngrijire permanentă, etc.

## 2. Considerații generale privind vibrațiile maselor nesuspendate (osie – cale de rulare)

Pentru studiul mișcărilor verticale ale ansamblului osie – cale de rulare se consideră ecuația de mișcare a osiei:

$$m_0\ddot{z} + \rho_c\dot{z} + c_c z = \rho_c\dot{\eta} + c_c\eta \quad (1)$$

în care:

$m_0$  reprezintă masa osiei, inclusiv masa redusă a căii (masa redusă a căii putând fi neglijată față de masa osiei);

$c_c$  reprezintă rigiditatea căii;

$\rho_c$  – amortizarea dată de suprastructura căii;

$\eta$  – excitația provenită de la cale (dată de denivelările căii).

Se consideră că  $\eta$  este o funcție armonică de forma  $\eta = \eta_0 \sin \omega t$ , de amplitudine  $\eta_0$  și pulsație  $\omega$ .

Folosind notațiile complexe:

$$\bar{\eta} = \eta_0 e^{j\omega t} \quad \bar{z} = z_0 e^{j(\omega t + \alpha)} \quad (2)$$

unde  $z_0$  reprezintă amplitudinea deplasării masei și  $\alpha$  defazajul între excitația  $\eta$  și deplasarea  $z$  a osiei.

Cu aceste notații, din (1) se obține factorul de răspuns complex:

$$\bar{H}_z = \frac{\bar{z}}{\bar{\eta}} = \frac{c_c + j\rho_0\omega}{c_c - m_0\omega^2 + j\rho_0\omega} \quad (3)$$

al cărei modul  $H_z(\omega) = \bar{H}_z(\omega)$  permite să se treacă de la  $\omega$  la  $z$ .

În funcție de pulsația proprie  $\omega_c = c_c/m_0$  și gradul de amortizare al căii

Considerații privind efectele de izolare a vibrațiilor la roțile elastice ale vehiculelor de metrou

$D_c = \rho_c / (2m_0\omega_0) = \rho_c / (2\sqrt{c_c m_0})$ , se obține:

$$H_z^2(\omega) = \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right)^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (4)$$

Factorul de răspuns al accelerației  $H_{\Delta q}$  va fi:

$$H_{\Delta q}(\omega) = \omega^2 H_z(\omega) \quad (5)$$

Din cauza vibrațiilor verticale ale osiei, la contactul dintre roți și șine apar suprasarcini dinamice notate cu  $\Delta q$ . Factorul de răspuns al suprasarcinii dinamice fiind:

$$H_{\Delta q}(\omega) = m_0 H_M(\omega) = m_0 \omega^2 H_z(\omega) \quad (6)$$

Ecuțiile  $\eta(t)$  produse de defectele de nivelment longitudinal al căii au un caracter aleatoriu, media lor pătratică fiind dată de relația:

$$\sigma_D^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G(\omega) d\omega \quad (7)$$

în care  $G(\omega)$  reprezintă dimensiunea spectrală de putere.

Din cercetările efectuate în cadrul SNFC, care au avut ca obiectiv analiza defectelor căii și influenței acestora asupra vehiculelor, a rezultat că  $G(\omega)$  poate fi exprimat cu suficientă precizie printr-o relație de forma:

$$G(\omega) = Av^2 / (Bv + \omega)^2 \quad (8)$$

în care  $A$  și  $B$  sunt constante care depind de calitatea căii. Astfel, înlocuind expresia  $G(\omega)$  în relația (7), se obține:

$$\sigma_\eta^2 = A / (2\pi B^2) \quad (9)$$

care de fapt reprezintă și media pătratică a defectelor căii.

S-a constatat că pentru defectele căii cu lungimi de unde  $L$  mici, sub 3 metri, termenul  $B$  din relația (8) se poate neglija și deci:

$$G(\omega) = Av^2 / \omega^3 \quad (10)$$

În acest caz

$$\sigma_{\eta}^2 = \frac{1}{\pi} \int_{\omega_1}^{\infty} \frac{Av^2}{\omega^3} d\omega = \frac{Av^2}{2\pi\omega_1^2} \quad (11)$$

unde  $\omega_1 = 2\pi v / L_1$ , pentru  $L_1 = 3$  m.

Defectele cu lungimi de unde sub 3 metri sunt în general date de uzura ondulatorie a șinelor. Având în vedere că frecvențele propria ale sistemului vibrant masa nesuspendată – cale sunt cuprinse între valorile de 30 și 40 Hz, defectele cu lungimi de undă mici produc suprasarcini dinamice importante, îndeosebi la viteze mari de circulație.

Densitatea de putere a deplasării verticale a osiei, deci a excitației sistemului vibrant al vehiculului, va fi

$$G_z(\omega) = H_z^2(\omega)G(\omega) = \frac{Av^2}{(Bv + \omega)^3} \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right)^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (12)$$

iar a suprasarcinii dinamice  $\Delta q$

$$G_{\Delta q}(\omega) = H_{\Delta q}^2(\omega)G(\omega) = m_0 Av^2 \omega \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right)^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2} \quad (13)$$

Media pătratică a suprasarcinilor dinamice  $\Delta q$  este:

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} G_{\Delta q}(\omega) d\omega = \frac{1}{\pi} \int_0^{\infty} H_{\Delta q}^2(\omega) G(\omega) d\omega \quad (14)$$

Lungimile de undă cele mai mici sunt chiar cele date de deformațiile elastice ale suprafețelor în contact. Dacă  $2a$  este lungimea elipsei de contact, pulsația cea mai mare posibilă este  $\omega = \pi v/a$ . Ținând seama de această observație,

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \frac{m_0 Av^2}{\pi} \int_0^{\frac{\pi v}{a}} \frac{1 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2}{\left(\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right)^2 + 4D_c^2 \left(\frac{\omega}{\omega_c}\right)^2\right)} \omega d\omega \quad (15)$$

Pentru  $m_0 = 2 * 10^3$  kg,  $c_c = 10^3$  N/m,  $D_c = 0.3$ ,  $2a = 6 * 10^{-3}$  m, în urma efectuării integralei, Prud' Homme ajunge la următoarea relație aproximativă:

Considerații privind efectele de izolare a vibrațiilor la roțile elastice ale vehiculelor de metrou

$$\sigma_{\Delta q}^2 = \left(\frac{4}{\pi}\right) Am_0^2 \omega_c^2 v^2 \approx 1.3Ac_c m_0 v^2 \quad (16)$$

de unde, considerând  $A = 2 \cdot 10^6$ , se obține:

$$\sigma_{\Delta q}^2 = 1.6 \cdot 10^{-3} \sqrt{c_c m_0} v \text{ [N]} \quad (17)$$

Care arată că suprasarcinile dinamice, datorită defectelor cu lungimi mici de undă variază proporțional cu viteza vehiculului, putând ajunge la valori considerabile în cazul circulației cu viteze mari. Pentru reducerea acestora, este necesar ca masele nesuspendate ale vehiculului să fie cât mai mici posibil. Prin construcția lor, roțile elastice îndeplinesc aceste criterii.

### 3. Roata elastică ca element de suspensie la vehiculele de metrou

Dintre caracteristicile roților elastice, menționăm rigiditatea și efectul de amortizare al cauciucului din componența roții.

Idea întreruperii lanțului metalic, care transmite șocurile, vibrațiile și zgomotul de rulare de la roată la caroseria vehiculului prin interpunerea unui element elastic cât și mai aproape de sursa excitatoare, a fost susținută de avantajele deosebite pe care le oferă.

Reducerea cât mai pronunțată a maselor vehiculului care nu beneficiază de o suspensie elastică face ca influența perturbatoare neregularităților căii să se resimtă numai asupra acestor mase mici și să se transmită atenuat la restul construcției vehiculului.

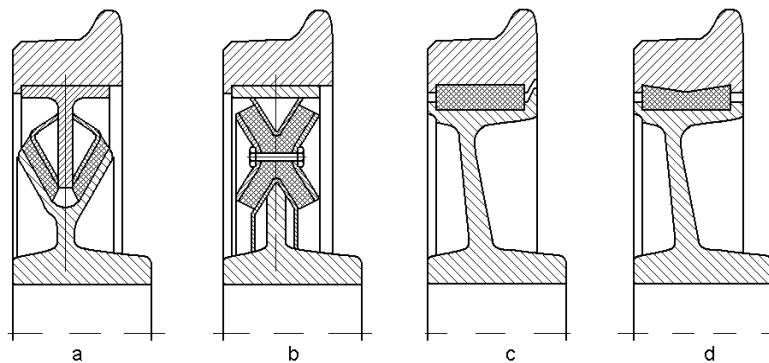


Fig. 1 - Roți de rulare elastice cu cauciucul solicitat, în principal, la compresiune

În figura 1 sunt prezentate construcțiile unor roți care sunt utilizate mai extins, atât în domeniul materialului rulant ușor (tramvaie și metrouri), cât și la calea ferată propriu-zisă. La tipurile de roți din figura respectivă se utilizează cauciucul cu solicitare la compresiune și forfecare sau numai la compresiune.

Roata din fig. 1a comportă două inele de cauciuc cu armături metalice, care se presează la montaj prin îndoirea aripilor metalice ale centrului de roată.

La roata din fig. 1b se utilizează de asemenea două inele de cauciuc, dar fără armături metalice. Precomprimarea cauciucului se realizează prin strângerea cu șuruburi, între două flanșe, a Inelelor de cauciuc. Particularitatea acestui tip de roată este dată de faptul că permite montarea

sau demontarea unor elemente de transmisie, ca de pildă, a coroanei de angrenaj, fără deplasarea butucului roții de rulare. În acest scop, flanșa interioară de strângere este formată din două jumătăți.

Roțile din figura 1c și 1d, patente ale firmei germane Krupp-Bochum, au o foarte mare răspândire și sunt denumite roți cu inel elastic de cauciuc. Se apreciază că în Europa rulează astăzi peste 70.000 de asemenea roți la tramvaie, metrouri, locomotive ușoare.

Roata Bochum 54 constă dintr-un bandaj de oțel la care suprafața interioară este prelucrată ca un locaș pentru montarea inelului de cauciuc, un centru de roată de asemenea din oțel (sunt și construcții de centru de roată din aluminiu bușat cu oțel la partea de presare pe osie) și un inel de cauciuc care se montează presat între bandaj și centrul de roată. Inelul de cauciuc este format dintr-un număr mare de calupuri (în general 24) fără armături metalice vulcanizate, executate dintr-un cauciuc natural cu înalte calități de rezistență și cu o duritate Shore riguros controlată, admițându-se o diferență de numai 2 grade Shore pentru elementele unei roți.

În unele variante constructive, inelul de cauciuc este profilat în “V” pentru o siguranță mai mare față de eforturile transversale. Se utilizează în general la tramvaie (fig. 1c).

Varianta din figura 1d comportă gulere de sprijin atât pe bandaj, cât și pe centrul de roată, care intră în contact la deformări axiale mai mari, limitându-le, conform normelor de siguranță a circulației, la maximum 4 mm.

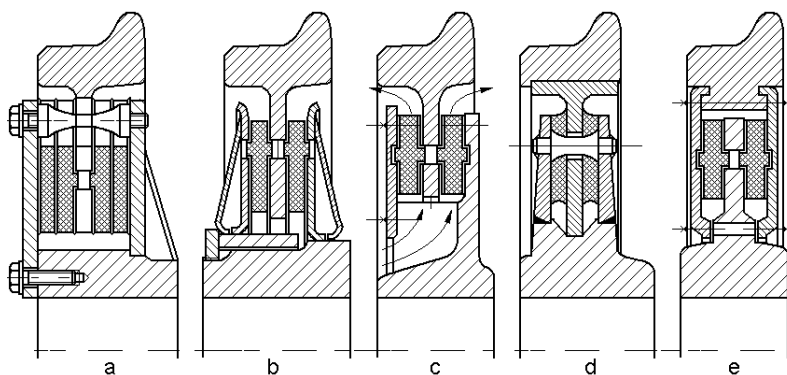


Fig. 2 - Roți de rulare elastice cu cauciucul solicitat la forfecare

În figura 2 sunt prezentate câteva din tipurile uzuale de roți elastice la care cauciucul este solicitat numai la forfecare. Este tipul de roată de concepție americană, cu foarte mare răspândire în America de Nord și Canada, unde se estimează că sunt în funcțiune circa 100.000 asemenea roți. Și în Europa, firmele care au preluat licențe americane utilizează roți de acest tip (Italia, Belgia, etc.). În principiu, bandajul special sau centrul de roată au forma unui disc care se presează între două discuri de cauciuc. Presarea se face între flanșe metalice, fixate pe butucul roții.

În figura 2a bandajul are și rol de centru de roată și ca urmare, în afara secțiunii și profilului de rulare, este executat ca un disc în partea centrală. Piesa este mai scumpă, dar elimină operațiunile de bandajare/debandajare care necesită utilaje speciale. Dacă grosimea părții exterioare, în formă de bandaj, este mai mare, se poate practica și rebandajarea la aceste roți, după atingerea limitei de uzare și prelucrarea ca centrul de roată ca în figura 2d.

Discurile de cauciuc pot fi construite dintr-o singură bucată sau din sectoare, dar în toate cazurile sunt prevăzute cu armături metalice vulcanizate. Strângerea pachetului de discuri de

cauciuc se face sub presă, iar menținerea în această poziție se face cu șuruburi (figura 2a), sau cu o piuliță centrală (figura 2b) pentru roți cu diametrul de rulare și sarcini radiale mai mici.

În general, aceste roți, denumite datorită alcătuirii lor roți cu două discuri de cauciuc, sunt demontabile pentru înlocuirea centrului de roată-bandaj sau al discurilor de cauciuc.

Sunt și roți de acest tip nedemontabile, ca de pildă un patent al firmei germane Klöcker (figura 2d). La aceste roți discurile de cauciuc sunt vulcanizate pe centrul de roată, iar flanșele de presare sunt sudate și întărite cu antretoaze, de asemenea sudate la montaj.

Este de remarcat roata elastică din figura 2c, patent al firmei suedează SAB, la care inelul elastic este alcătuit dintre un număr (în general 8-10) de sectoare în formă de disc, spațiile rămase libere între aceste discuri permițând o circulație aerului, care răcește cauciucul.

În figura 2e este prezentată roata elastică a firmei Pirelli, la care strângerea pachetului roții se face cu două flanșe bulonate, centrate pe bandajul roții, care are o prelucrare specială.

Deformațiile radiale și axiale ale roții sunt limitate între flanșele de strângere și butucul roții. Centrarea elementelor componente la toate aceste tipuri de roți se face prin proeminențele cilindrice din armăturile metalice ale elementelor elastice, proeminențe care pătrund în găuri corespunzătoare ale flanșelor de strângere. Centrarea realizată este foarte bună, bandajul sau centrul de roată-bandaj, strunjite în prealabil, nu mai au nevoie, după asamblarea roții, decât de o mică corectură, care se face în general numai prin polizarea suprafeței de rulare.

Roțile elastice cu două discuri de cauciuc au în general o rigiditate mai mică în direcție radială (sunt mai elastice), comparativ cu roțile cu un inel de cauciuc descrise anterior, dar au dezavantajul (la cele strânse cu șuruburi) unei tehnologii mai laborioase de întreținere.

Roțile elastice asigură o elasticitate după trei direcții, și anume în sens vertical (axa Z), în sens transversal (axa Y) și în sens tangențial, la eforturile de accelerare sau decelerare a rotației roții.

În figura 3 sunt indicate caracteristicile de rigiditate, ca valori medii, pentru aceste trei direcții, la roțile cu un inel de cauciuc (Bochum) și la roțile cu două discuri de cauciuc (Presidents Conference Committee).

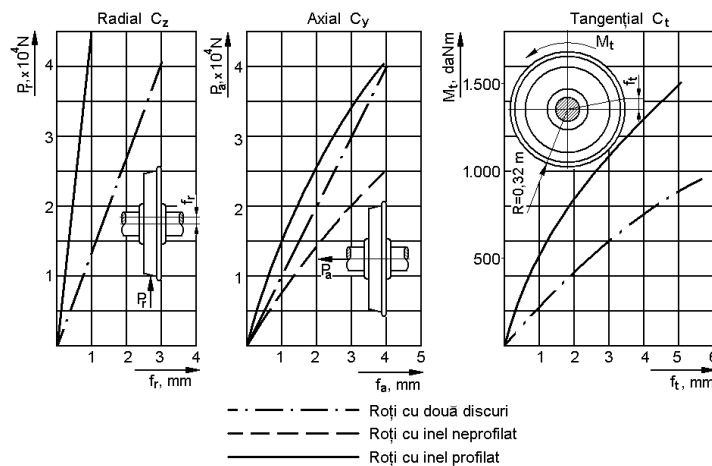


Fig. 3 – Rigiditatea roților de rulare elastice (valori medii)

În sens radial, roțile cu două discuri de cauciuc sunt mai elastice și, ca atare, amortizează mai bine șocurile și vibrațiile preluate din cale pe această direcție.

În sens axial-transversal, roata Bochum poate prezenta două caracteristici, după cum inelul de cauciuc este profilat (v. fig. 3c), sau cu secțiune dreptunghiulară (v. fig. 3d). În primul caz, rigiditatea axială este mai mare decât la roțile cu două discuri de cauciuc.

Dacă eforturile axiale (de înscriere sau ghidare în curbă) sunt mari și pot produce deformări axiale ale roții ( $f_a$ ) care să pericliteze siguranța circulației sau încriera corectă pe aparatele de cale, deformarea axială este limitată prin intervenția umerilor bandajului și a centrului de roată (v. fig. 3d). După normele germane, valoarea maximă admisă pentru deformarea axială  $f_a$  este de 4 mm.

În sens tangențial, roțile cu inel de cauciuc sunt mai rigide, ca de altfel și în cazul celorlalte două direcții.

Efectul elasticității roților de rulare se manifestă prin atenuarea șocurilor și vibrațiilor transmise masei suspendate.

În figura 4 se indică accelerațiile verticale măsurate pe carcasa lagărului de osie în cazul roților standard (metalice) și al roților elastice (Bochum) la vagoane de metrou și la vehiculele de cale ferată. Cu cât crește șocul primit de la calea de rulare de către bandajul roții, cu atât crește și factorul de atenuare a șocului transmis centrului de roată și trenului roți, ca și celorlalte organe ale vehiculului (transmisii, motoare, etc.).

În completarea imaginii calitative, se poate calcula forța care solicită fusul în ambele situații, de exemplu, pentru cazul unui metrou la viteza de 50 km/h.

Conform diagramei din fig. 4, factorul de amortizare este:

$$D = \frac{a_{z \text{ elastic}}}{a_{z \text{ rigid}}} = \frac{1.5g}{2.2g} = 0.68$$

respectiv forța dinamică transmisă fusului de osie este cu 32% mai mică decât în cazul roții elastice.

În general, se poate conta pe un factor de amortizare mediu de 25 – 30% pentru accelerațiile verticale (z).

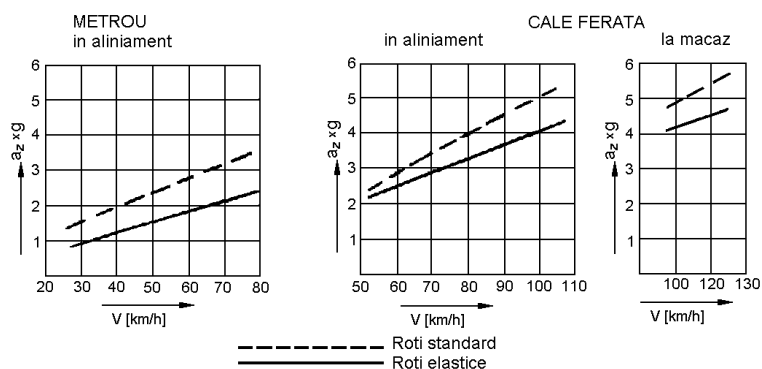


Fig. 4 - Efectul de amortizare al roților de rulare elastice – accelerații măsurate pe lagărul de osie ( $a_z$ ) la roți elastice și roți metalice.

Pentru direcția transversală (y) sunt indicate, în fig. 5, accelerațiile măsurate tot pe carcasa lagărului de osie, atât în cazul roților rigide, cât și a celor elastice.



Considerații privind efectele de izolare a vibrațiilor la roțile elastice ale vehiculelor de metrou

Și aici este evident efectul de amortizare pe care îl au roțile elastice. În cazul metrourilor, efectul este și mai pregnant, deoarece pe rețelele de metrou curbele au raze mici, eforturile transversale de ghidare în cale fiind ridicate.

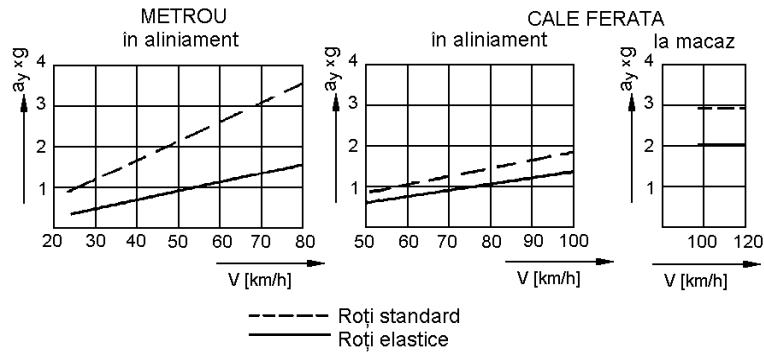


Fig. 5 - Efectul de amortizare al roților elastice în sens transversal – accelerații pe lagărul de osie ( $a_y$ ) la roți elastice și roți metalice

Un efect imediat al elasticității transversale a roților elastice este îndulcirea contactului între buza bandajului și suprafața de ghidare a căii, fapt care se concretizează prin reducerea uzurilor, la buza bandajului și la șină, și prin menajarea fundației, a căii și a organelor de fixare a șinelor.

În ceea ce privește elasticitatea tangențială a roților elastice, aceasta completează elasticitatea generală a mecanismelor de transmisie. De remarcat că, în orice sistem de transmisie a cuplului motor sau de frânare la osie, posibilitatea intercalării unor elemente elastice este redusă, pe de o parte de gabaritele mari, nedisponibile, pe care le necesită amortizoarele de torsiune eficiente, iar pe de altă parte de pericolul apariției vibrațiilor sau oscilațiilor de torsiune nedorite.

Pe lângă cele menționate, amintim și efectul important de insonorizare al roților elastice.

#### 4. Concluzii

Roțile elastice sunt utilizate la vehiculele urbane cu sarcini reduse pe osii, îndeosebi la vehiculele de metrou. Acestea trebuie să satisfacă cele două cerințe de bază specifice vehiculelor feroviare, respectiv să asigure siguranța ghidării și calitatea mersului cu atât mai mult cu cât astfel de vehicule se încadrează în regimul de exploatare „greu”.

Din cele prezentate în lucrare, se arată necesitatea reducerii maselor nesuspendate ale vehiculului. Astfel, se micșorează forțele dinamice de interacțiune roată – șină, îmbunătățindu-se siguranța ghidării, dar și o calitate de mers oferită a întregului vehicul.

La roțile elastice, ca masă nesuspendată, se poate considera masa coroanei roții, aceasta rulând pe șine în contact direct. Elementele din cauciuc ale roții asigură preluarea elastică a forțelor de interacțiune pe direcțiile verticale, transversale și longitudinale. Mărimea accelerațiilor măsurate la osii arată o reducere importantă a acestora la roțile elastice față de accelerațiile măsurate în cazul roților metalice, convenționale.

**Bibliografie**

1. Sebeșan I, Tratat de dinamica vehiculelor feroviare, Ed. Academiei Române, 2021
2. Sebeșan I, Băiașu D, Modele mecanice în dinamica vehiculelor feroviare, Ed. Academiei Române, 2014.
3. Anderson C, Oscarson J, Dynamics trail – truck interaction including sate dependent truck properties and flexible vehicle components, Vehicle system Dynamics, 33, 1999.
4. Sebeșan I, Proiectarea suspensiilor la vehiculele pe șine, Ed. Tehnică 1993.