

VIBRAȚIILE DE TORSIUNE ALE UZURII ONDULATORII

TORSIONAL VIBRATIONS OF HACK WAVE

Claudiu-Nicolae BADEA¹, Ioan SEBEȘAN², Mihaela CARABINEANU³, Gabriel POPA⁴,
George DUMITRU⁵ Alexandru BADEA⁶

^{1,2,4}Universitatea Politehnica București.

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

^{3,5}Autoritatea Feroviară Română, - AFER, Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România

e-mail: Badea Claudiu-Nicolae, casagalbenas@yahoo.com,

e-mail: Sebeșan Ioan, ioan_sebesan@yahoo.com,

Carabineanu Mihaela, carabineanu@ofer.ro, Popa Gabriel, gabi21popa@yahoo.com,

Dumitru George, george.dumitru.cfr@gmail.com, Badea Alexandru, alexsinaia@yahoo.com

Rezumat. Când sunt îndeplinite anumite condiții de funcționare, forțele de frecare între roată și șină pot excita vibrații de torsiune pe o osie, care apoi sunt responsabile pentru fenomenul de pseudo-alunecare. În funcție de circumstanțe, aceste oscilații pot avea o frecvență de rezonanță a osiei, și chiar o anti-rezonanță verticală a sistemului vehicul-cale. În ambele cazuri, aceste vibrații pot duce la creșterea fenomenului de uzură ondulatorie. Vibrațiile de torsiune sunt principala cauză a dezvoltării uzurii ondulatorii a șinelor de cale ferată. În această lucrare este tratată eficiența amortizării dinamice a vibrațiilor în cazul rezonanței de torsiune osiei. Ideea de a utiliza amortizarea dinamică a vibrațiilor este sugerată în, dar nu a fost testată. Principalele avantaje ale soluției propuse în această lucrare facilitează asamblarea, fără nici o modificare a sistemului existent, costurile de producție și de întreținere fiind reduse, precum și pentru a reduce eficiența disipării energiei la contactul roată-șină, atunci când acestea rezultă din rezonanță de torsiune. Înainte de a preciza motivele unei astfel de soluții, condiții specifice pentru apariția acestui tip de uzură ondulatorie sunt explicate prin specificarea mecanismului de fixare a lungimii de undă a uzurii ondulatorii. Apoi, capacitatea amortizării dinamice a vibrațiilor pentru a reduce creșterea acestui tip de uzură ondulatorie este evaluată prin intermediul teoriei frecvenței. În final, eficiența amortizării dinamice a vibrațiilor calibrată pe două moduri de torsiune ale osiei este discutat de asemenea cu ajutorul unui model multicorp care simulează trecerea unui vehicul într-o curbă.

Cuvinte cheie: amortizare, vibrație, oscilații, rezonanță, pseudo-alunecare, lungime de undă

Abstract. When certain operating conditions are done, the frictional forces between wheel and rail can excite torsional vibrations on an axle, which are then responsible for the phenomenon of pseudo-slip. Depending on the circumstances, these oscillations may have a resonant frequency of the axle, and even an vertical anti-resonant of vehicle-path system. In both cases, these vibrations can lead to increase the undulation wear phenomenon. Torsional vibrations are the main cause of the development of railway track wave wear. This paper work treats dynamic damping efficiency of vibrations for torsion axle resonance. The idea of using dynamic vibration damping is suggested, but has not been tested. The main advantages of the solution proposed in this paper work facilitates assembly without any modification to the existing system, production and maintenance costs are reduced, and also to reduce the efficiency of energy dissipation at the wheel-rail contact, when they result from resonant torsional. Before giving any reason for such a solution, specific conditions for the emergence of this type of wave wear are explained by specifying the fixing mechanism for the wavelength of the wave wear. Then, the dynamic vibration damping ability to reduce the growth of this type of wave is evaluated through attrition rate theory. Finally, the dynamic vibration efficiency depreciation calibrated in two ways torsion of the axle is also discussed using a multi-body model which simulates the passage of a vehicle in a curve.

Keyword: damping, vibration, oscillations, resonance, pseudo-slip, wavelength.

1. INTRODUCERE

În anii anteriori [1], s-a demonstrat experimental că rigiditatea de contact între două discuri de metal aflate în rulare unul peste celălalt ar putea fi implicate într-un mecanism de formare uzurii ondulatorii. Baza teoretică necesară pentru a înțelege în detaliu fizica acestor observații experimentale și ipotezele cu privire la mecanismul specific responsabil pentru uzura ondulatorie au fost publicate în [2] și [3]. Modul de vibrație a fost numit "modul de contact". Modelul matematic care a fost dezvoltat la acel moment a fost însă prea simplu, deoarece a luat în considerare dinamica verticală.

Un model matematic mai complet a fost dezvoltat în [4] pentru a descrie uzura ondulatorie a șinelor de cale ferată, urmare a unui mecanism care rezultă din combinarea vibrațiilor de torsiune ale osiilor motoare și vibrațiile longitudinale ale șinelor. Cu ajutorul acestui model simplu, o expresie analitică a puterii disipate în contact prin frecare a fost stabilit pentru a studia forma (nonsinusoidală) a suprafeței șinei.

Un model în care vibrațiile de torsiune ale osiei sunt principala cauză a dezvoltării uzurii ondulatorii a fost dezvoltat în [5]. Acest tip de uzură ondulatorie a fost definitiv denumit ca ondularea de canelurare în [6]. Mai recent, un alt mecanism de fixare a lungimii de undă a mecanismului de fixare care implică vibrații de torsiune a osiei a fost propus în [7]. În acest caz, frecvența de disipare este guvernată de vibrațiile verticale ale maselor nesuspendate asupra rigidității contactului.

2. LUNGIMEA DE UNDĂ A MECANISMULUI DE FIXARE

Geometria profilelor roții și a șinei impune vehiculul feroviar calea pe care acesta trebuie să o urmeze. Forțele de mișcare generează eforturi semnificative de frecare între roată și șină, care la rândul lor, induce tensiuni în vehicul și cale. Aceste constrângeri pot fi de diferite tipuri, în funcție de condițiile de funcționare și geometria sistemului. În această lucrare s-a studiat doar tensiunile de torsiune în osie. Mai multe tipuri de fenomene sunt la originea acestui tip de constrângeri, cum ar fi: diferența de lungime a șinelor în curbe, uzura profilurilor roților și a șinei, neadaptarea vitezei vehiculului sau cuplurile impuse de motor la cutia de osie.

Dincolo de limita de aderență între roată și șină (definită de produsul dintre coeficientul de frecare și sarcina pe roată), alunecarea a indus o forță constantă între cele două corpuri aflate în contact. În timpul trecerii vehiculului, rugozitatea suprafețelor impune la fiecare punct de contact o deplasare relativă a roții în raport cu șina, care excită forțele dinamice verticale în contact.

Figura 1 prezintă forțele verticale apărute în contactul roată-șină în timpul trecerii vehiculului pe neregularitatea șinei. Vârfurile acestui spectru corespund celor mai importante oscilații ale forței pe verticală, care impun relaxarea stresului acumulat în osie.

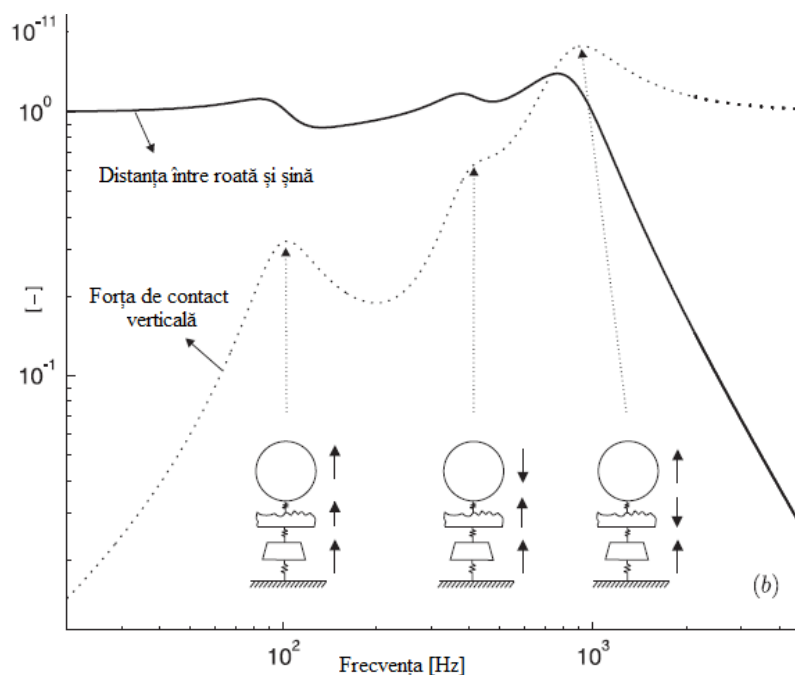


Fig. 1. Distanța între roată și șină; forța verticală în contactul roată-șină..

Prin urmare, o mișcare de rulare-alunecare a roții apare la aceste frecvențe. Primul vârf corespunde cu rezonanța maselor nesuspendate privind rigiditatea șinei, a doua corespunde cu rezonanța traversei, a treia corespunde cu rezonanța contactului. Sub acest ultimă rezonanță, deplasarea între roată și șină corespunde în principal înălțimii neregularității; pe când la celelalte, neregularitatea este compensată printr-o deformare locală a roții în raport cu șina.

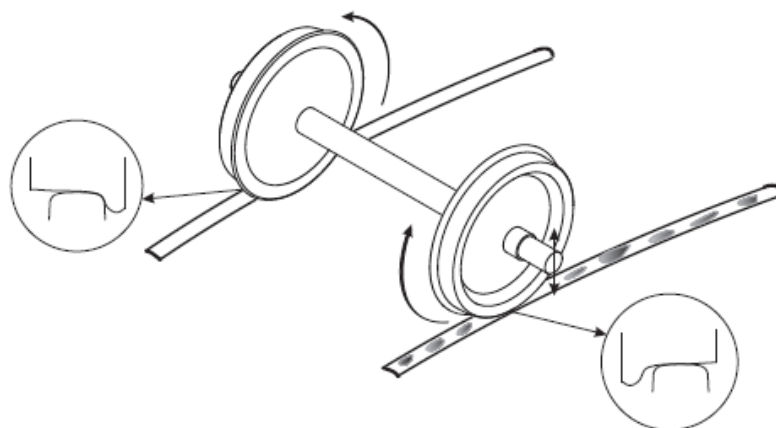


Fig. 2. Uzura ondulatorie cauzată de interacțiunea dintre vibrația de torsiune a osiei și variația periodică a sarcinii verticale pe roata puțin încărcată.

Fără a fi o condiție necesară a apariției, fenomenul este mult amplificat atunci când o frecvență de rezonanță de torsiune a osiei corespunde aproximativ cu frecvențele de rezonanță verticală.

Figura 2 prezintă o diagramă de fixare a lungimii de undă a mecanismului. Uzura ondulatorie apărută [8] pe șină este cel mai puțin importantă. De exemplu, în cazul unei căi în curbă, apare de obicei pe șina interioară, așa cum se arată în figura 2.

3. MOTIVAȚII

Dacă șinele sunt deteriorate, rectificarea este singura modalitate de a elimina uzura ondulatorie, deși nu se împiedică reapariția acesteia mai târziu. În prezent, patru tipuri de măsuri pot fi aplicate pentru a reduce creșterea uzurii ondulatorii: (a) reducerea forțelor verticale (folosind tălpi flexibile [9, 10, 11]); (b) utilizarea de șine dure [6]; (c) reducerea forțelor de frecare longitudinale (prin îmbunătățirea capacităților de înscriere ale boghiului în curbă [6]); (d) modificarea coeficientului de frecare între roată și șină cu ajutorul lubrifianților [12] sau agenți pentru modificarea frecării [13]. Soluțiile primelor trei tipuri acționează asupra cauzelor fenomenului, dar necesită modificări ale sistemului existent. Cea de a patra soluție este eficientă, dar nu acționează într-adevăr asupra cauzelor fenomenului. Soluția dezvoltată în această lucrare se bazează pe utilizarea amortizării dinamice a vibrațiilor pentru reducerea amplitudinii rezonanțelor de torsiune ale osiei. Ideea a fost propusă în [14, 15].

Soluția dezvoltată se bazează pe conceptul de amortizare dinamică a vibrațiilor [16] și se aplică vibrația de torsiune a osiei. Există aplicații ale amortizării dinamice a vibrațiilor în sectorul feroviar în [17]. Se pot cita două exemple de amortizării dinamice a vibrațiilor fixate pe roțile vehiculului (figura 3.(b)), pentru a amortiza modurile de flexiune ale roților. Aceste soluții sunt eficiente în tratarea problemelor de zgomot în banda de frecvență de peste 500 Hz. [18]

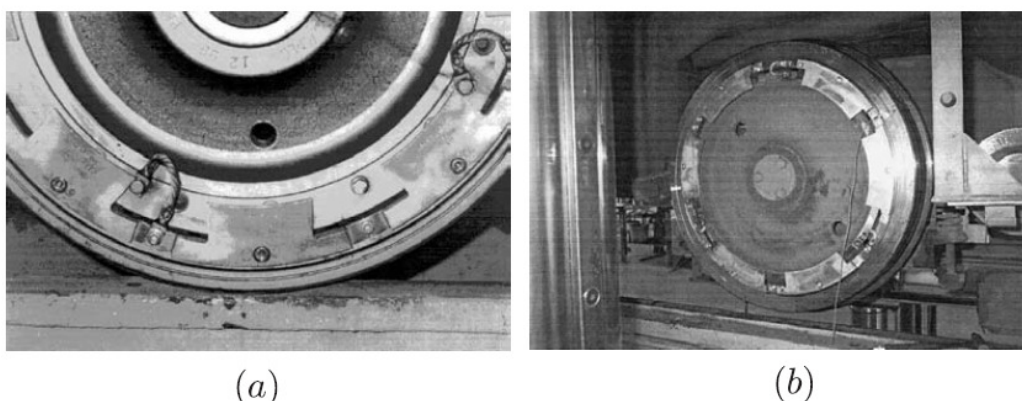


Fig. 3. (a) Amortizare dinamică a vibrațiilor montată pe o roată flexibilă de tip NJT Bochum 84 [18];
(b) Amortizare dinamică a vibrațiilor montată pe o roată de tip Bochum 54 [18].

Un sistem montat pe roată a fost dezvoltat în [19], pentru a reduce uzura ondulatorie (figura 4) prezintă două realizări posibile: (a) montarea elastică a discului de frână pentru utilizare ca amortizare dinamică a vibrațiilor; (b) montarea elastică a bandajului roții (inelul exterior, similar cu pneul unei mașini), pentru utilizarea bandajului ca amortizor dinamic al vibrațiilor. Cu toate acestea, realizările prezentate în figura 4 posedă două dezavantaje majore: (1) este necesar să se facă modificări ale sistemului existent și (2) acestea ridică probleme de securitate prin încălcarea reglementărilor. Din aceste două motive, o soluție mai simplă, direct montată pe osie a fost dezvoltat ca parte a acestei lucrări.

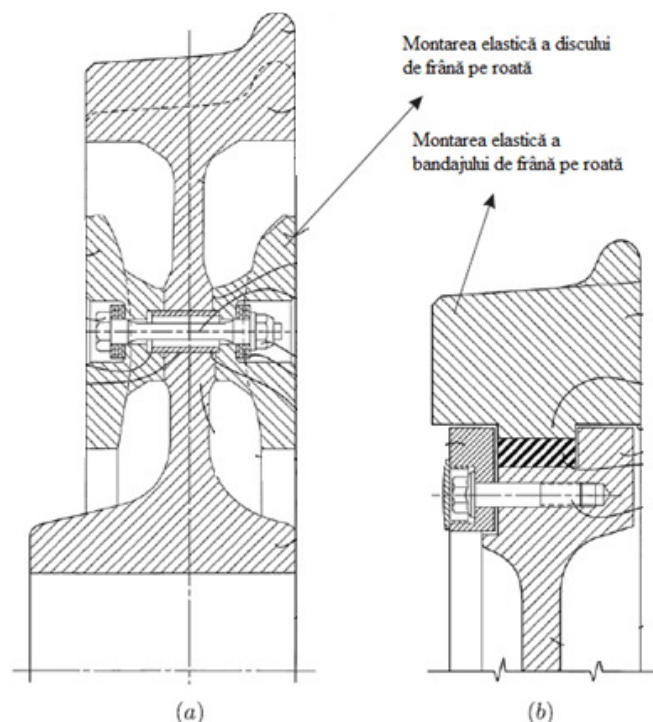


Fig. 4. Amortizor dinamic al vibrațiilor montat pe roată, pentru a reduce uzura ondulatorie [20]:
(a) montarea elastică a discului de frână; (b) montarea elastică a bandajului.

Amortizorul dinamic al vibrațiilor trebuie să fie fixat în locul în care amplitudinea modului țintă este cât mai mare posibil, de exemplu, cât mai aproape posibil roți pentru primul mod de torsiune (figura 5.(a)) și este aproape de o roată sau în apropierea discului de frână la al doilea mod de torsiune (fig. 5.(b)).

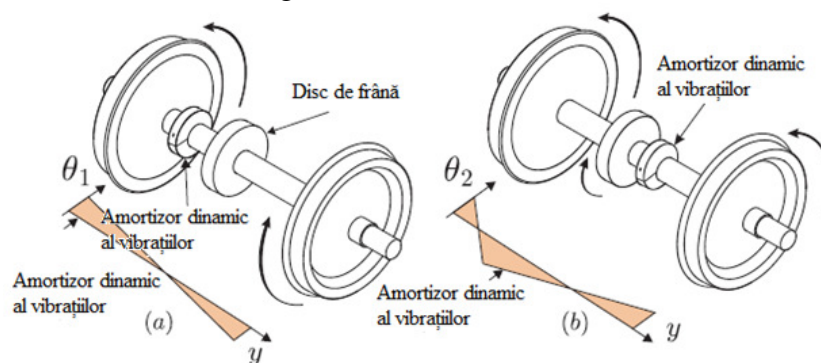


Fig. 5. Amortizor dinamic al vibrațiilor montat pe osie:
(a) calibrarea primului mod de torsiune; (b) calibrarea modului doi de torsiune

Amplitudinea primului mod și celui de al doilea mod este, de asemenea, reprezentată în figură, și locația sau amortizorul dinamic al vibrațiilor trebuie să fie stabilită.

4. EFICIENȚĂ TEORETICĂ

Considerând doar dinamica longitudinală a vehiculului și a căii, ecuația:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ -k_c & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{zz}(\omega) & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & R_{zz}(\omega) \\ 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & R_{xx}(\omega) & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & i\omega/V & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_x & 0 & 0 & \beta_x & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{yz}(\omega) & 0 & 1 & 0 & 0 & -1 & 0 & R_{yy}(\omega) \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & i\omega/V & -1 & 0 \\ 0 & \alpha_y & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & \beta_y & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta d \\ \Delta N \\ \Delta u_z \\ \Delta u_x \\ \Delta v_x \\ \Delta F_x \\ \Delta u_y \\ \Delta v_y \\ \Delta F_y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Delta z \quad (1)$$

se reduce la:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ -k_c & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & R_{zz}(\omega) & -1 & 0 & 0 & R_{zx}(\omega) \\ 0 & R_{zx}(\omega) & 0 & 1 & 0 & R_{xx}(\omega) \\ 0 & 0 & 0 & i\omega/V & -1 & 0 \\ 0 & \alpha & 0 & 0 & \beta & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta d \\ \Delta N \\ \Delta u_z \\ \Delta u_x \\ \Delta v_x \\ \Delta F_x \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \Delta z \quad (2)$$

sau $\alpha = \partial F_x / \partial N$ și $\beta = \partial F_x / \partial v_x$.

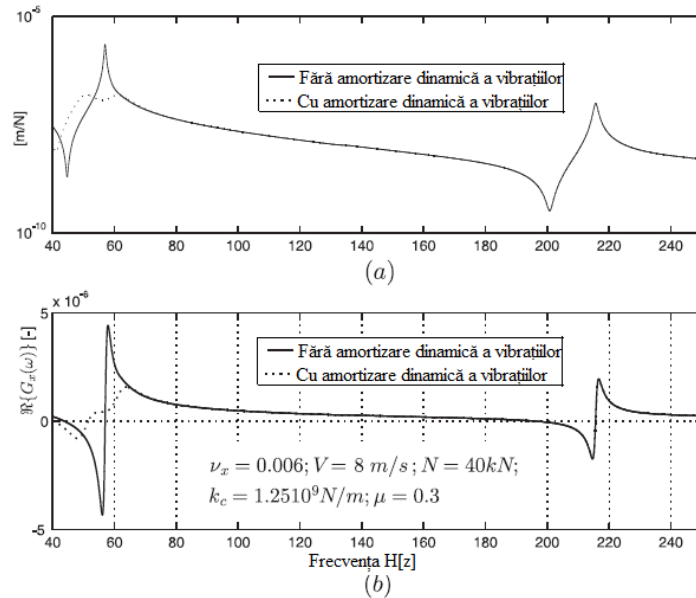


Fig. 6. Efectul amortizării dinamice a vibrațiilor acordat primului mod de torsiune asupra ratei de creștere a uzurii ondulatorii la aplicarea teoriei de frecvențiale [20]: (a) receptarea unei osii în direcție longitudinală; (b) rata de creștere uzurii ondulatorii în direcția longitudinală.

Efectul unui amortizor dinamic de vibrații asupra ratei de creștere a uzurii ondulatorii în direcția longitudinală calculate cu ecuația:

$$G_x(\omega) = -\frac{k_0}{2\rho bV} \cdot \frac{\alpha_x(Vv_x - j\omega F_x R_{xx})}{\left[R_{zz} + \frac{1}{k_c} + R_{yz} \left(\frac{\alpha_y V - j\omega \beta_y R_{yz}}{V + j\omega \beta_y R_{yy}} \right) \right] \left(1 + V \frac{\beta_x}{j\omega \beta_y R_{xx}} \right)} \quad (3)$$

este prezentată în figura 6.(a) în cazul unui vehicul care rulează pe o cale cu balast (vezi fig. 7 și [21]). Se observă că, în condițiile de funcționare descrise în figura 6.(b), contribuția primului mod de torsiune la rata de creștere uzurii ondulatorii este de aproximativ împărțită la doi când amortizor dinamic de vibrații calibrat pe acest mod este montat pe axa osiei.

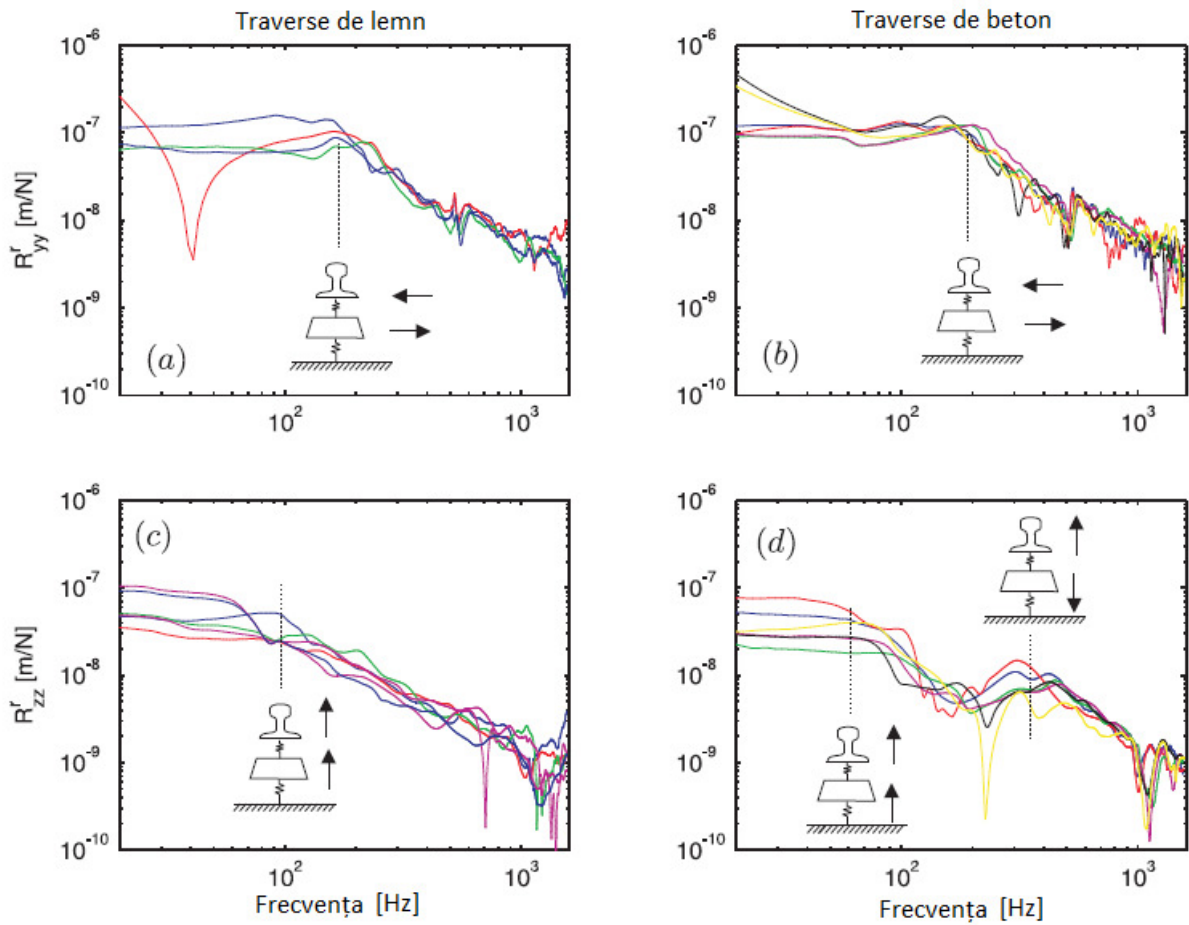


Fig.7. Recepții laterale (a) traverse de lemn ; (b) traversele de beton) și recepții verticale ; (c) traverse de lemn ; (d) traverse de beton) [22].

În secțiunea următoare, eficiența unui amortizor dinamic de vibrații pentru a amortiza vibrațiile de torsiune este evaluat cu ajutorul unui model multi-corp al sistemului vehicul-cale complet.

5. EXPERIENȚĂ NUMERICĂ

5.1. MODELUL MULTI-CORP

Figura 8.(a) prezintă o secțiune de cale aleasă pentru cazul încercare. Calea este formată dintr-o curbă cu raza de 175 m. Figura 8.(a) specifică, de asemenea, diferite lungimi de undă ale uzurii ondulatorii, care s-au găsit pe șina interioară și exterioară, precum și datele de măsurare. De exemplu, fig. 8.(b) prezintă o imagine a uzurii ondulatorii de 6 cm, înregistrată la ieșire din curbă pe interiorul șinei.

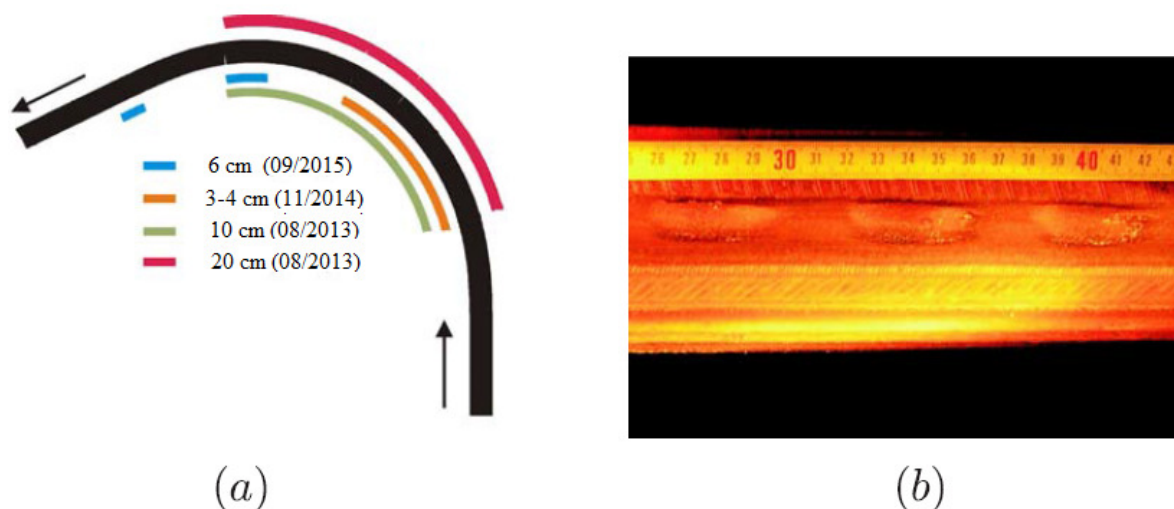


Fig. 8. (a) Măsurătorile uzurii ondulatorii pe secțiunea de cale (geometria secțiunii și lungimea de undă observate); Fotografie a uzurii ondulatorii – 6 cm.

Modelul căii analizate în acest studiu este o cale are două straturi: cele două șine sunt considerate ca fiind un singur corp rigid format din traverse legate de talpa șinei, reprezentate printr-un model Kelvin (arc, în paralel cu un amortizor) [23] în direcție verticală și laterală. Traversa este ea însăși legată la sol cu o altă rigiditate care reprezintă balastul. Vehiculul este alcătuit din două boghiuri, cu suspensii secundare. Pe fiecare boghiu, cele două osii sunt fixate prin suspensii primare. Figura 9 prezintă un model de design. Flexibilitatea osiei este reprezentată printr-un model de elemente finite al axei osiei. Frecvențele de rezonanță și forme de modul ale osiei sunt calculate cu ajutorul modulului FEMBS [24]. Doar primele două moduri de flexiune și torsiune sunt eficiente, având în vedere faptul că în alte cazuri sunt frecvențe superioare, în afara benzii de frecvențe de interes. Trunchierile generează o eroare pe estimarea de anti-rezonanțe verticale ale osiei. Cu toate acestea, având în vedere că șina este mai flexibilă decât vehiculul, dinamica verticală a sistemului de cuplu este dominată în mare măsură de cea a căii. Coordonatele modurilor sunt apoi integrate în sectorul variabilelor diferențiale ale ecuație care guvernează mișcarea [25]. În tabelul 1 se compară primele frecvențele de rezonanță a osiei măsurate cu frecvențele calculate. Măsurătorile au fost efectuate pe un boghiu suspendat așa cum se arată în figura 11.

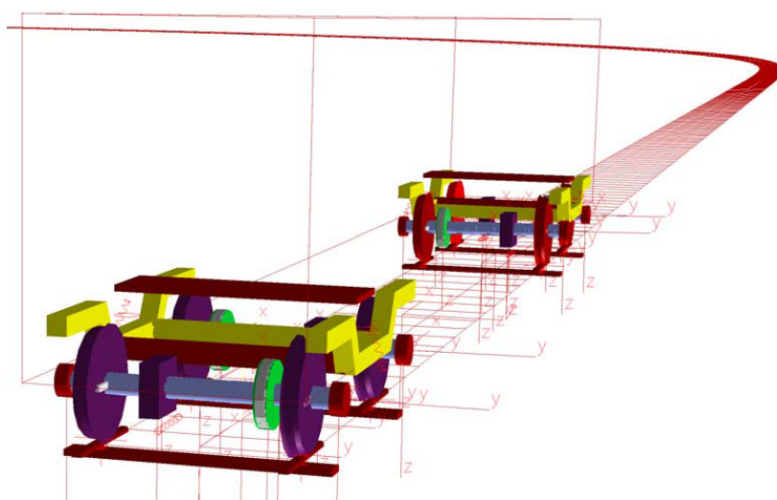


Fig. 9. Modelul multi-corp a sistemului vehicul-cale dezvoltat în SIM-PACK;

Forțele de frecare între roată și șină sunt calculate prin teoria simplificată Kalker [26], care a fost pusă în aplicare în algoritm FASTSIM [27] folosind un singur punct de contact între roată și șină. Neregularitățile (verticală, laterală și de spin) sunt introduse prin densitatea lor spectrală [28]. Profilele de roată și șină sunt acele roți și șine noi STIB. Fazele de accelerare și de frânare sunt reprezentate printr-un cuplu variabil în timp, aplicat între cutia de osie și axă (figura 10): valori pozitive (respectiv negative) reprezintă accelerațiile (respectiv frânare). Viteza rezultată este de asemenea prezentată în figura 10.

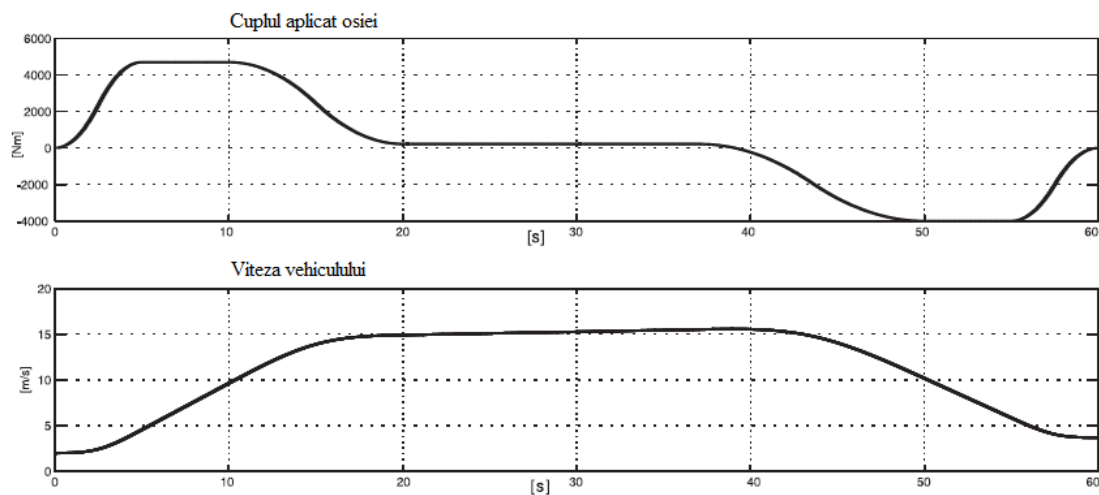


Fig. 10. Cuplul motor (se aplică între cutia de osie și axa) și viteza rezultată

Tabelul 1. Compararea frecvențelor de rezonanță calculate și măsurate la o osie

Frecvența [Hz]	Sim-pack (FEMBS)	Măsurarea (25.09.2015)
Flexiunea 1	63	67
Flexiunea 2	156	178
Torsiunea 1	70	73
Torsiunea 2	310	318

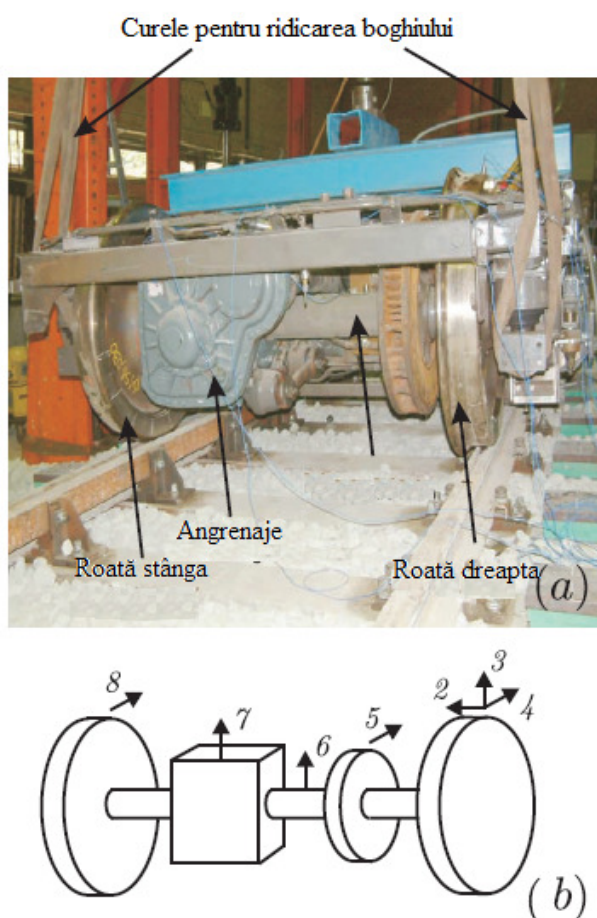


Fig. 11. (a) Dispozitiv experimental de măsurare a modurilor osiei; (b) Poziția accelerometrelor (de la 2 până la 8), montați pe osie. Frecvențele testate în tabelul 1 au fost obținute prin înregistrarea semnalului următorilor senzori din excitațiile de impact asupra punctelor 2, 3 și 4.

5.2. REZULTATE NUMERICE

S-a folosit maniera de a detecta originea forțelor de contact la fiecare punct de trecere a vehiculului în curbă, densitatea spectrală este calculată din puterea disipată în fiecare frecare de contact roată-șină într-o fereastră de timp mică, care alunecă de-a lungul căii, numită spectrogramă. Figura 12.(a) arată spectrogramele de densitate a puterii de frecare disipate în stânga în contactul roată-șină (extern) și dreapta (intern) al osiei din spate a boghiului din față.

Vârfurile spectrogramelor (regiunile întunecate ale diagramei) au două origini:

- modurile căii (liniile fine au frecvențe joase); frecvența lor crește (respectiv scade) cu accelerațiile (respectiv decelerațiile) vehiculului, deoarece sistemul de coordonate în care se calculează forțele este atașat la vehicul.
- modurile de rezonanță ale osiei (razele au întinderi mari ale frecvențelor, vezi tabelul 1). În particular, vârful la aproximativ 300 Hz vizibil în timp ce vehiculul se află în curbă este asociat cu al doilea mod de torsiune.

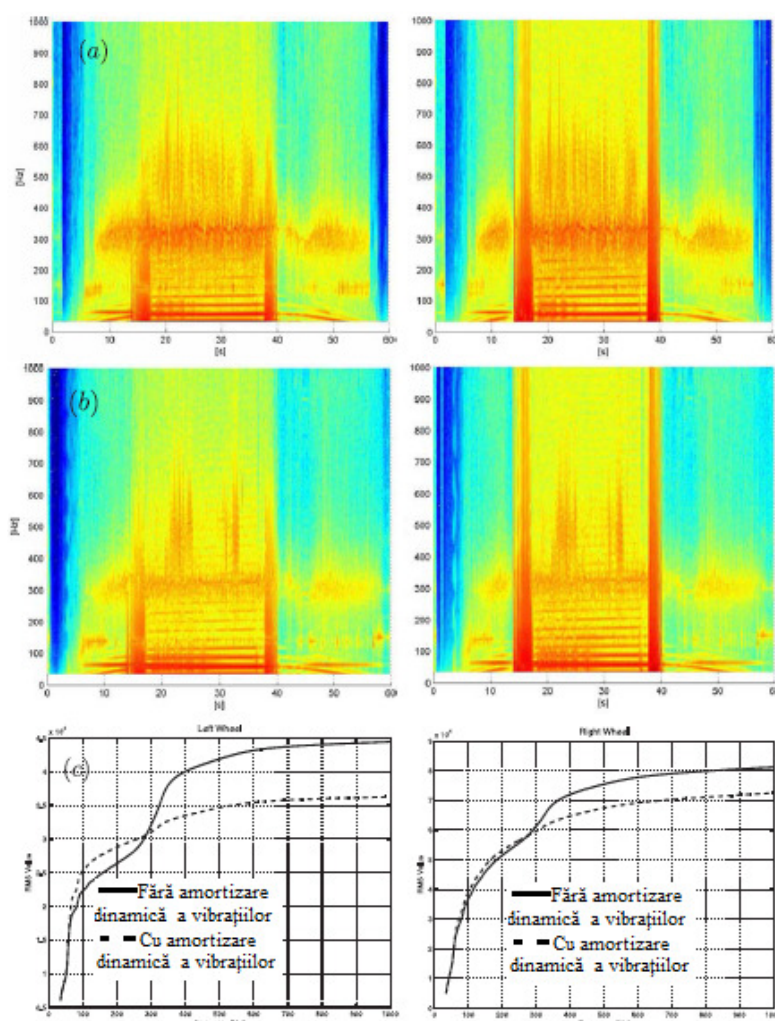


Fig. 12. Densitatea puterii disipate prin frecarea în contactul roată-șină a osiei din spate a boghiului din față: (a) Spectrogramele puterii disipate în contactul din stânga și dreapta, fără amortizare dinamică a vibrațiilor; (b) Spectrogramele puterii disipate cu amortizare dinamică a vibrațiilor; (c) valorile RMS (rădăcină medie pătrată) ale densităților de putere prin frecare cu și fără amortizare dinamică a vibrațiilor pentru roata din stânga și dreapta [27, 28].

Un studiu al parametrilor a fost, de asemenea, efectuat în aceleași cazuri de testare, în scopul de a clarifica influența formei profilului roții asupra dezvoltării uzurii ondulatorii. Într-adevăr, atunci când roțile și șinele sunt uzate, profilurile lor devin mai consistente (adică identice). De aceea, lățimea de contact crește și apar modificări semnificative ale forței de frecare (și de alunecare) în contact. Potrivit lui [29], alunecările, combinate cu o pantă descrescătoare a curbei frecare poate genera un fenomen de lucru rulare-alunecare care duce la uzura ondulatorie. În figura 13 sunt comparate posibilele puncte de contact între roată și șină ale unei roți noi (fig. 13.(a)) și cele ale unei roți uzate (fig. 13.(b)). Numeroase simulările au fost realizate folosind succesiv ambele profile, dar nu pe o pantă descrescătoare a forței de frecare. Acest studiu, în special, arată că forma profilelor are mai mare influență asupra fenomenelor de frecvență joasă (cum ar fi stabilitatea) și are mai puțină influență asupra fenomenului de frecvență înaltă (cum ar fi uzura ondulatorie).

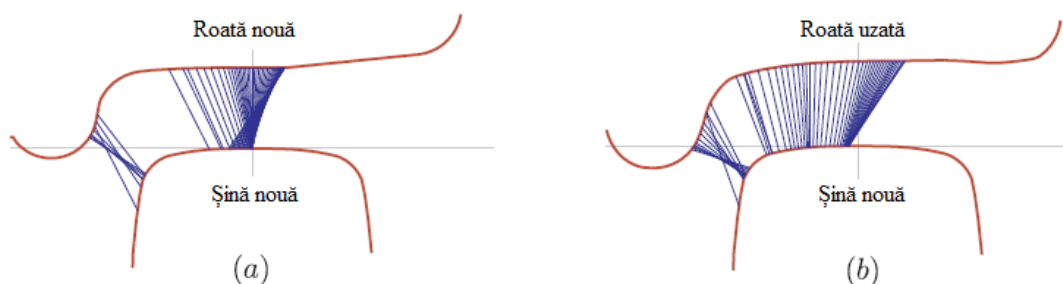


Fig. 13. Punctele posibile de contact pentru diferite deplasări laterale relative ale roții în raport cu șina
(a) roată nouă și șină nouă; (b) roată uzată și șină nouă.

5.3. EFECTUL AMORTIZĂRII DINAMICE A VIBRAȚIILOR ASUPRA UZURII ONDULATORII

Amortizarea dinamică a vibrațiilor dezvoltată în această lucrare este calibrată pe două moduri de torsiune a osiei. Amortizorul dinamic de vibrații este format dintr-un inel de oțel fixat pe osie, de lângă discul de frână de cu ajutorul unui strat de material vâsco-elastic (fig. 14.(a)).

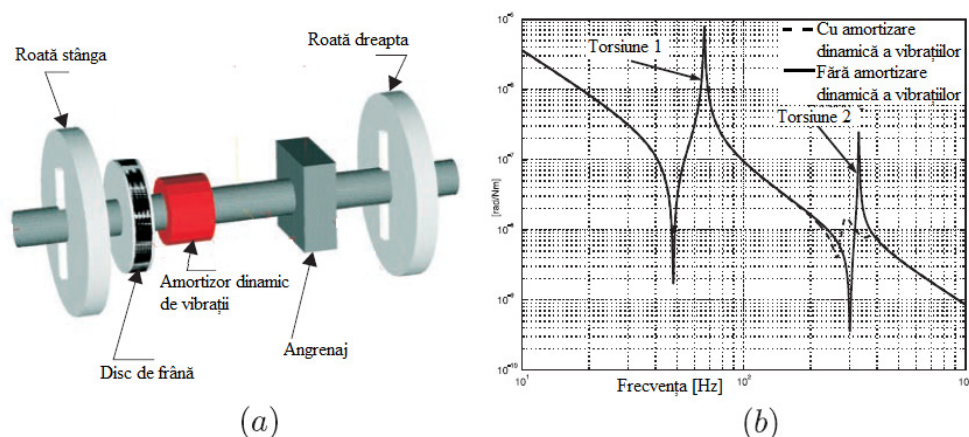


Fig. 14. (a) Amortizor dinamic de vibrații montat pe osie; (b) Efectul amortizării dinamice a vibrațiilor asupra receptării longitudinale calculată pe roata din dreapta.

Având în vedere constrângerile de mărime, au fost alese următoarele dimensiuni: raza exterioară $R_{ext} = 15$ cm, raza interioară $R_{int} = 8,5$ cm, lungime $h = 20$ cm, și inerția de rotație $J = 0,5787$ Kgm². În figura 14.(b) se arată receptarea roții din dreapta în direcție longitudinală. Vârful de 63 Hz corespunde primului mod de torsiune (ambele roți vibrează în opoziție de fază); vârful 310 Hz corespunde cu al doilea mod de torsiune (ambele roți vibrează în fază și în opoziție de fază cu discul de frână). În figura 14.(b) se arată că amortizorul dinamic al vibrațiilor reduce amplitudinea de vârf a receptării corespunzător celui de-al doilea mod de torsiune cu un factor de 10.

Figura 12.(b) arată aceleași spectrograme ca și figura 12.(a) care a fost obținută în urma simulării. Fie $S(f, t)$ spectrograma densității de putere prin frecare. La sfârșitul simulării, densitatea totală spectrală de energie se exprimă:

$$\Phi(f) = \int_0^T S(f, t) dt \quad (4)$$

unde T este durata simulării. Valoarea RMS a semnalului în intervalul de frecvență $[0; f]$ este dată de:

$$\sigma(f) = \left[\int_0^f \Phi(v) dv \right]^{1/2} \quad (5)$$

Diagrama $\sigma(f)$ permite evidențierea contribuției fiecărei frecvențe la energia totală a semnalului. În figura 12.(c) sunt comparate valorile RMS ale densității spectrale și ale puterilor de frecare din figura 12.(a) și 12.(b). Pentru fiecare punct de contact, observăm reducerea cantității de energie totală disipată în contact cu aproximativ 15%, din cauza amortizării doilea mod de torsiune.

6. CONCLUZII

În această lucrare a fost discutat lungimea de undă a mecanismului de fixare al uzurii ondulatorii. S-a arătat că o condiție necesară pentru uzura ondulatorie dezvoltată este aceea că trebuie impuse în contact variațiile semnificative ale forței verticale. Aceste forțe provin, în general, dintr-o rezonanță verticală a sistemului de vehicul-cale (o traversă sau mase nesuspendate ale vehiculului). Apoi, un amortizor dinamic de vibrații calibrat pe primul mod de rezonanță de torsiune a fost prezentat ca o soluție potențială pentru a reduce creșterea uzurii ondulatorii ținând cont de această rezonanță. Efectul unui amortizor dinamic de vibrații asupra ratei de creștere a uzurii ondulatorii a fost calculat prin teoria liniară. În final, eficiența unei amortizări dinamice a vibrațiilor, are vibrații de amortizare în al doilea mod de torsiune a osiei evaluate cu ajutorul unui sistem global multi-corp complet al unui model vehicul-cale, care simulează trecerea unui vehicul pe o porțiune de cale STIB; puterea de frecare este redusă cu aproximativ 15% datorită amortizării dinamice a vibrațiilor pentru cel de al doilea mod de torsiune.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **M.R. Carson and K.L. Johnson.** *Surface corrugations, spontaneously generated in a rolling contact disc machine.* Wear, 17 : 59 - 72, 1971.
- [2] **P. Ranganath Nayak.** *Contact vibrations.* Journal of Sound and Vibration, 22 : 297 - 322, 1972.
- [3] **G. Gray and K. Johnson.** *The dynamic response of elastic bodies in rolling contact to random roughness of their surfaces.* Journal of Sound and Vibration, 22 : 323 - 342, 1972.
- [4] **C.A. Brockley and P.L. Ko.** *An investigation of rail corrugation using friction-induced vibration theory.* Wear, 128 :99-106, 1988.
- [5] **W.F. Hayes and H.G. Tucker.** *Wheelset-track resonance as a possible source of corrugation wear.* Wear, 144 :211 - 226, 1991.
- [6] **S. L. Grassie and J. Kalousek.** *Rail corrugation : Characteristics, causes and treatments.* Journal of Rail and Rapid Transit, 207 : 57 - 68, 1993.
- [7] **A. Matsumoto, Y. Sato, M. Tanimoto, and Q. Kang.** *Study on the formation mechanism of rail corrugation on curved track.* Vehicle system dynamics supplement, 25 :450 - 465, 1996.
- [8] **I. Sebeșan, C. N. Badea, L.V. Păduraru, G. Popa,** *Uzura Ondulatorie a Șinelor de Cale Ferată, Sinteza de mecanică teoretică și aplicată, Volumul 7 (2016), numărul 1.*

- [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] **J.I. Egana, J. Vinolas, and M. Seco.** *Investigation of the influence of rail pad stiffness on rail corrugation on a transit system.* Wear, 261 :216 - 224, 2006.
- [12] **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.
- [13] **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.
- [14] **S.L. Grassie.** *Rail corrugation : Advances in measurement, understanding and treatment.* Wear, 258 :1224 - 1234, 2005.
- [15] *Transit Cooperative Research Program.* Rail Corrugation Mitigation in Transit, June 1998.
- [16] **I. Sebeșan, C. N. Badea, V. Ștefan. M. R. Sebeșan, A. Badea, M. Litră.** *Aspects of the Operation Shock Absorber on Freight Wagons.* Journal of the Balkan Tribological Association, Volume: 21 Issue: 3, pp.700-710 (2015).
- [17] **J. Maes and H. Sol.** *A double tuned rail damper-increased damping at the two first pinned-pinned frequencies.* Journal of Sound and Vibration, 267 :721 - 737, 2003.
- [18] *Transit Cooperative Research Programme.* Wheel and rail vibration absorber testing and demonstration. Technical Report 67, 2001.
- [19] *Bombardier.* Reduction of torsional vibration in rail vehicle wheel set. Patent N°WO2004/007217, 2004.
- [20] **A. Neacsa, D. B Stoica, N.N. Antonescu,** *Behaviour of Sintered Carbide Pins Under Simulated Work Conditions.* Experimental Study. In Journal of the Balkan Tribological Association Volume: 18 Issue: 4 Pages: 559-565 Published: 2012
- [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] **I. Sebeșan, G. Popa, C. N. Badea, M. A. Spiroiu, A. Badea,** *Study Concerning use of Leaf Springs Freight Wagons* in Journal of the Balkan Tribological Association, Volume. 21, Issue: 4, pp. 810-819 (2015).
- [24] **A. Neacșa., N.N. Antonescu, D .B. Stoica,** *Software Applications for Complex Technological Systems Reliability,* Journal of the Balkan Tribological, Volume: 15, Issue: 1, (2009).
- [25] **A. Neacșa, N. N. Antonescu, D. B. Stoica.** *Modern Solutions for Selecting the Corresponding Machinery Dedicated to Technological Applications.* Journal of the Balkan Tribological, Volume: 15, Issue: 4, (2009).
- [26] *SIMPACK Manual,* Release SIMPACK 8.6.
- [27] **C. Collette.** *Rail corrugation mitigation via a dynamic vibration absorber mounted on driven wheel sets of metro vehicles.* In Third International Conference on Advanced Computational Methods in Engineering, Ghent (Belgium), 30th May - 2nd June 2005.
- [28] **C. Collette, M. Horodincea, and I. Romanescu.** *Passive damping of driven wheel set as a solution against rail corrugation.* In SPRTS Ship Propulsion and Railway Traction Systems Conference, Bologna (Italy), pages 365 - 372, 4th-6th October 2005.
- [29] **E.E. Magel and J. Kalousek.** *The application of contact mechanics to rail profile design and rail grinding.* Wear, 253 :308 - 316, 2002.