

VIBRAȚIILE VERTICALE DE SĂLTARE ȘI GALOP CARACTERISTICE LOCOMOTIVEI CLASA BB 25500

THE VERTICAL VIBRATIONS BOUNCING AND GALLOP FEATURES THE ELECTRIC LOCOMOTIVE BB 25500 CLASS

Lucian BLAGA¹, Dragoș FLOROIU², George MICU³, Daniela Elena GEORGESCU⁴,
Dragoș Marian BALINT⁵, George DUMITRU⁶

¹Autoritatea Feroviară Română, Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România.
e-mail autor: Lucian BLAGA: blaga@afcr.ro

^{2,3,4,5,6}Autoritatea Feroviară Română, Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România.
e-mail autor: Dragoș Floroiu: dragos.floroiu@afcr.ro, George Micu: micu.george@afcr.ro,
Daniela Elena Georgescu, danageorgescu79@yahoo.com, Dragoș Marian Balint,
balint_dragos@yahoo.com, George Dumitru, george.dumitru.cfr@gmail.com

Rezumat: *Trecerea unui vehicul peste neregularitățile sau discontinuitățile căii de rulare (joante, uzuri ondulatorii, locuri de îmbinare prin sudură a două cupoane de șină, etc) induce vibrații mecanice care se transmit căii de rulare și vehiculului, accelerând fenomenul de uzură. Forțele dinamice care apar împreună cu aceste vibrații, prin adăugarea lor la valorile statice pot afecta siguranța circulației dacă sunt depășite anumite limite, de aceea este importantă cunoașterea lor. O suspensie primară bine echilibrată, face ca accelerațiile primite de boghiuri din partea căii, să fie atenuate în mare parte.*

Cuvinte cheie: *uzură ondulatorie, accelerații verticale, boghiu, galop, săltare.*

Abstract: *A vehicle passing over irregularities or discontinuities tread (joints, wear undulating places welding connection of two rail coupons, etc.) induces mechanical vibrations that are transmitted and vehicle runway, accelerating the phenomenon of wear. The dynamic forces occurring with these vibrations by adding them to the static values may affect traffic safety if limits are exceeded, so it is important to know their. A well-balanced primary suspension makes accelerations received by bogies from the track to be smoothed largely.*

Keywords: *wear undulating, vertical acceleration, bogie, gallop, saltation.*

1. INTRODUCERE

Calea de rulare este un sistem mecanic ale cărui elemente se deformează elastic sub acțiunea unor solicitări exterioare variabile în timp, care iau naștere prin interacțiunea cu vehiculele aflate în mișcare. Aceste elemente (șină, traverse, sisteme de prindere, balast, substructură etc.) se deformează elastic și se deplasează relativ unele față de celelalte în timpul circulației vehiculelor, inducând oscilații la nivelul contactului roată - șină care se transmit atât structurii vehiculului cât și căii. Amorsarea vibrațiilor în sistemul roată-șină se produce cu precădere la trecerea vehiculelor peste discontinuități ale căii și la rularea pe șine care prezintă diferite defecte ale capercii (rugină, uzură ondulatorie, etc).

În prezenta lucrare se vor studia suprasarcinile dinamice verticale care apar la nivelul boghiurilor locomotivei clasa BB 25500 atunci când vehiculul rulează pe o cale cu uzuri ondulatorii, amplitudinile și accelerațiile fiind amortizate, utilizând metoda deterministă.

2. STUDIUL VIBRAȚIILOR DE SĂLTARE ALE BOGHIULUI

Se consideră boghiul motor al locomotivei clasa BB 25500 al cărui model mecanic echivalent este prezentat în figura 1, având masa suspendată a boghiului [1] notată cu m^+ și care trece cu viteza v peste defecte de nivelment ale căii.

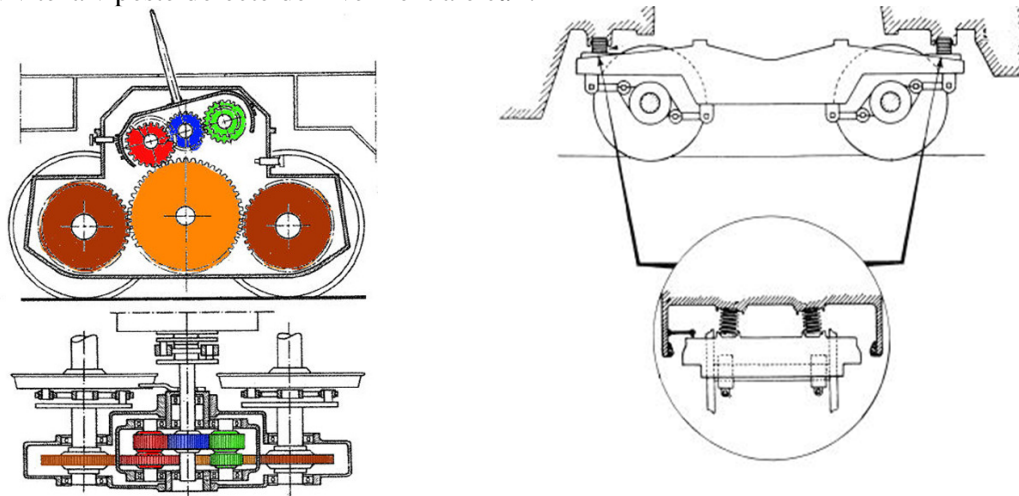


Fig. 1. Modele mecanice echivalente pentru studiul vibrațiilor de săltare ale boghiului locomotivei electrice clasa BB 25500.

Plecând de la ipoteza că defectele de nivelment longitudinal ale celor două fire de cale sunt simetrice în raport cu axa mediană a căii și considerând că η este o funcție armonică de forma $\eta = \eta_0 \sin \omega t$, corespunzător modelului mecanic echivalent reprezentat în figura 1, ecuațiile de mișcare pentru săltare vor fi redată în forma:

$$m^+ \ddot{z}^+ + 2\rho_z^+ (\dot{z}^+ - \dot{\eta}_1) + 2\rho_z^+ (\dot{z}^+ - \dot{\eta}_2) + 2k_z^+ (z^+ - \eta_1) + 2k_z^+ (z^+ - \eta_2) = 0 \quad (1)$$

în care perturbația pentru săltare are expresia:

$$\eta_s = \frac{\eta_1 + \eta_2}{2} \quad (2)$$

Ținând seama de faptul că vehiculele feroviare prezintă simetrie masică și elastică în planurile vertical - transversal și vertical - longitudinal [2], pentru studiul vibrațiilor forțate de săltare se poate folosi modelul redus corespunzător din figura 2.

Corespunzător modelului redus, ecuația mișcării de săltare, este redată în forma:

$$m_{rs} \ddot{q} + \rho_{rs} (\dot{q} - \dot{\eta}_s) + k_{rs} (q - \eta_s) = 0 \quad (3)$$

În figura 2, notațiile folosite reprezintă masa redusă a boghiului pentru săltare: $m_{rs} = m^+$, rigiditatea redusă a unui boghiu pentru săltare: $k_{rs} = 4k_z^+$, coeficientul de amortizare redus pentru un boghiu la săltare: $\rho_{rs} = 4\rho_z^+$ și respectiv deplasarea pe direcție verticală a masei reduse a boghiului q .

Datorită interacțiunii cu roțile vehiculelor feroviare calea de rulare se uzează, formele de uzură având o alură aproximativ periodică [3] cu lungimi de undă cuprinse între 30÷300 [mm] și amplitudini până la 0,015 [mm]. Dacă notăm cu h_l adâncimea denivelărilor de pe o porțiune de

șină de lungime L , ecuația profilului acestor neregularități [4] poate fi descrisă de relația:

$$\eta = h_1 \cos \frac{4\pi x}{L} = h_1 \cos 2\omega t \quad (4)$$

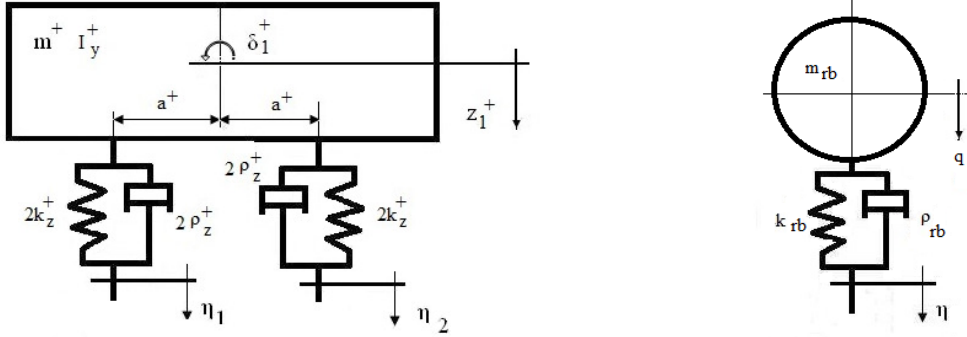


Fig. 2. Model mecanic echivalent pentru studiul vibrațiilor de săltare ale boghiului.

Deoarece excitația sistemului poate fi aproximată ca fiind sinusoidală atunci, și mișcarea pe verticală a sistemului va fi sinusoidală, sub formă complexă aceste mișcări putând fi scrise în forma redată în relația:

$$\bar{\eta}_s = h_{0s} e^{j\omega t} \quad \text{și} \quad \bar{q}_0 = h_{0s} e^{j(\omega t + \alpha)} \quad (5)$$

unde η_{0s} reprezintă amplitudinea mișcării perturbatoare care produce săltarea, ω pulsația acesteia, q_0 este amplitudinea deplasării verticale a masei suspendate a boghiului și α - defazajul între excitația η_s și deplasarea q . După derivarea expresiilor anterioare și înlocuirea lor în relația (3), vom obține relația:

$$q_0(-m_{rs} + j\rho_{rs}\omega + k_{rs}) = \eta_{0s}(k_{rs} + i\rho_{rs}\omega) \quad (6)$$

Considerând boghiul un obiect orientat, funcția de transfer atașată relației (6) este dată de raportul între funcția de ieșire \bar{q} și cea de intrare $\bar{\eta}_s$, rezultând relația:

$$\bar{H}_q(\omega) = \frac{\bar{q}}{\bar{\eta}_s} = \frac{k_{rs} + j\rho_{rs}\omega}{k_{rs} - m_{rs}\omega^2 + j\rho_{rs}\omega} \quad (7)$$

Dacă în ecuația (7) se fac următoarele notații și anume pulsația proprie a boghiului $\omega_{0s} = \sqrt{\frac{k_{rs}}{m_{rs}}}$, dezacordul între pulsația excitației și pulsația proprie a boghiului $\lambda_s = \frac{\omega}{\omega_{0s}}$,

gradul de amortizare al boghiului $D_s = \frac{\rho_{rs}}{2m_{rs}\omega_{0s}} = \frac{\rho_{rs}}{2\sqrt{k_{rs}m_{rs}}}$, se obține expresia modului

funcției de transfer:

$$H_{qs}(\omega) = \sqrt{\frac{1 + 4D_s^2\lambda_s^2}{(1 - \lambda_s^2)^2 + 4D_s^2\lambda_s^2}} \quad (8)$$

prin care se permite trecerea de la q la ω . Corespunzător, defazajul între perturbația η și răspunsul q al sistemului vibrant va fi în forma:

$$\alpha_s = \tan^{-1} \frac{2D_s^2 \lambda_s^2}{1 + (4D_s^2 - 1)\lambda_s^2} \quad (9)$$

Similar modului în care s-a obținut relația (8), se determină relația factorului de răspuns pentru accelerația \ddot{q} , a cărei expresie va fi redată în forma:

$$H_{\ddot{q}_s} = \frac{\ddot{q}_{0s}}{\eta_{0s}} = \omega^2 H_{q_s} = \omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4D_s^2 \lambda_s^2}{(1 - \lambda_s^2)^2 + 4D_s^2 \lambda_s^2}} \quad (10)$$

Pentru determinarea amplitudinii η_{0s} a mișcării perturbatoare la un boghiu cu două osii [5], trebuie să se țină seama că pulsațiile η_1 , și η_2 care acționează asupra celor două osii, sunt defazate [6]. Dacă ampatamentul boghiului este $2a^+$, viteza de circulație este v , pentru o armonică de amplitudine η_{0k} și pulsație ω vom avea relația:

$$\eta_1 = \eta_{0k} \sin \omega t \quad \text{și} \quad \eta_2 = \eta_{0k} \sin \omega \left(t - \frac{\omega \alpha^+}{v} \right) \quad (11)$$

Înlocuind relațiile (11) în relația (2), rezultă relația:

$$\eta_{0s} = \eta_{0k} \cos \left(\frac{\omega \alpha^+}{v} \right) \quad (12)$$

a amplitudinii perturbației η pentru mișcarea de săltare. Corespunzător relației (12), amplitudinea perturbației mișcării de săltare depinde de amplitudinea armonicii considerate și de cosinusul raportului dintre produsul pulsației dată de defect cu semi-ampatamentul boghiului și viteza cu care acesta trece peste defect.

3. STUDIUL VIBRAȚIILOR DE GALOPALE BOGHIULUI

Mișcările de galop ale boghiurilor datorate excitației primite de la sistemul roată-cale, se pot suprapune peste vibrațiile de încovoierea cutiei vehiculului și dacă frecvențele de oscilație ale celor două mișcări sunt apropiate, în anumite condiții mișcarea rezultată poate duce la rezonanță [7]. Pentru evitarea acestor situații, trebuie determinate valorile principalilor parametri care influențează mișcarea vehiculului dat și stabilite condițiile în care apare rezonanța. Menținând ipoteza că boghiul este simetric (atât din punct de vedere geometric cât și din punct de vedere al repartizării a maselor, rigidităților și amortizărilor) față de planurile longitudinal și transversal care trec vertical prin centrul de masă al boghiului, vom avea o decuplare între mișcarea verticală de săltare a ramei boghiului și mișcarea de galop a acestuia.

Considerând în continuare că defectele de nivelment longitudinal ale celor două fire de cale sunt simetrice în raport cu axa mediană a căii și că η este o funcție armonică de forma $\eta = \eta_0 \sin \omega t$, corespunzător modelului mecanic echivalent redus reprezentat în figura 2, ecuațiile de mișcare pentru galop vor fi redată în forma:

$$\begin{aligned} I_y^+ \ddot{\delta}_1^+ + 2\rho_z^+ \alpha^+ (\alpha^+ \delta_1^+ - \eta_1) + 2\rho_z^+ \alpha^+ (\alpha^+ \delta_1^+ - \eta_2) + \\ + 2k_z^+ \alpha^+ (\alpha^+ \delta_1^+ - \eta_1) + 2k_z^+ \alpha^+ (\alpha^+ \delta_1^+ + \eta_2) = 0 \end{aligned} \quad (13)$$

Înlocuind în relația (13) momentul de inerție I_y al părților suspendate ale boghiului în raport cu axa y , cu raza de girație corespunzătoare determinată cu relația:

$$\frac{m^+}{2} \left(\frac{i_y^+}{\alpha} \right)^2 (\alpha \delta)^+ + 2\rho_z^+ \left[(\alpha \delta)^- - \frac{\eta_1 - \eta_2}{2} \right] + 2k_z^+ \left[(\alpha \delta)^- - \frac{\eta_1 - \eta_2}{2} \right] = 0 \quad (14)$$

Din relația (14) rezultă că și pentru studiul vibrațiilor forțate de galop [8] se poate folosi modelul redus din figura 2, în care prin identificare, vom avea perturbația căii [9] care produce mișcarea

de galop: $\eta_g = \frac{\eta_1 - \eta_2}{2}$, masa redusă a boghiului pentru mișcarea de galop: $m_{rg} = \frac{m^+}{2} \left(\frac{i_y^+}{\alpha} \right)^2$,

rigiditatea redusă a unui boghiu: $k_{rg} = 2k_z^+$, coeficientul de amortizare redus pentru un boghiu:

$\rho_{rg} = 2\rho_z^+$, deplasarea pe direcție verticală a masei reduse a boghiului la mișcarea de galop: $q = \alpha^+ \delta$. Cu aceste notații, ecuația (14) se poate scrie în forma:

$$m_{rg} \ddot{q} + \rho_{rg} (\dot{q} - \dot{\eta}_g) + k_{rg} (q - \eta_g) = 0 \quad (15)$$

respectiv:

$$\ddot{q} + 2D_g \omega_{0g} \dot{q} + \omega_{0g}^2 q = 2D_g \omega_{0g} \dot{\eta}_g + \omega_{0g}^2 \eta_g \quad (16)$$

fiind folosite următoarele notații pentru pulsația proprie a boghiului pentru mișcarea de galop:

$\omega_{0g} = \sqrt{\frac{k_{rg}}{m_{rg}}}$, dezacordul între pulsația excitației care produce mișcarea de galop și pulsația

proprie a boghiului: $\lambda_g = \frac{\omega}{\omega_{0g}}$ și respectiv gradul de amortizare al boghiului pentru mișcarea de

galop: $D_g = \frac{\rho_{rg}}{2m_{rg}} = \frac{\rho_{rg}}{2\sqrt{k_{rg}m_{rg}}}$.

Mișcarea de galop a boghiului fiind sinusoidală, poate fi scrisă sub formă complexă:

$$\bar{\eta}_g = \eta_{0g} e^{j\omega t} \quad \text{și} \quad \bar{q} = q_0 e^{j(\omega t + \alpha)} \quad (17)$$

unde η_{0g} este amplitudinea mișcării perturbatoare care produce galopul, ω pulsația acestei mișcări, q_0 reprezintă amplitudinea deplasării verticale a masei suspendate a boghiului și α - defazajul între excitația η_g și deplasarea q . După derivarea expresiilor (17) și înlocuirea lor în relația (16), se obține factorul de răspuns:

$$\bar{H}_{qg}(\omega) = \frac{\bar{q}}{\bar{\eta}_g} = \frac{1 + j2D_g \lambda_g}{1 - \lambda_g^2 + j2D_g \lambda_g} \quad (18)$$

al mișcării de galop. Modulul funcției de transfer, prin care se permite trecerea de la q la ω , se determină cu relația:

Vibrațiile verticale de săltare și galop caracteristice locomotivei clasa BB 25500

$$H_{qg}(\omega) = \sqrt{\frac{1 + 4D_g^2 \lambda_g^2}{(1 - \lambda_g^2)^2 + 4D_g^2 \lambda_g^2}} \quad (19)$$

Corespunzător, defazajul între perturbația η_g și răspunsul q al sistemului vibrant va fi redat în forma:

$$\alpha_g = \tan^{-1} \frac{2D_g \lambda_g^3}{1 + (4D_g^2 - 1)\lambda_g^2} \quad (20)$$

Similar modului în care s-a obținut relația (19), se determină modulul factorului de răspuns pentru accelerația dată de galop, care va avea expresia:

$$H_{\ddot{q}g} = \frac{q_{0g}}{\eta_{0g}} = \omega^2 H_{qg} = \omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4D_g^2 \lambda_g^2}{(1 - \lambda_g^2)^2 + 4D_g^2 \lambda_g^2}} \quad (21)$$

Amplitudinea η_{0g} a perturbației care produce galopul, se determină ținând seama că pulsațiile η_1 , și η_2 ale celor două osii sunt defazate, la un vehicul cu ampatamentul $2a^+$ care înaintează cu viteza v , pentru o armonică de amplitudine η_{0k} și pulsație ω , se poate scrie în forma:

$$\eta_1 = \eta_{0k} \sin \omega t \quad \text{și} \quad \eta_2 = \eta_{0k} \sin \left(t - \frac{2\alpha^+}{v} \right) \quad (22)$$

După înlocuire în relația perturbației pentru galop, rezultă relația:

$$H_{\ddot{q}g} = \frac{q_{0g}}{\eta_{0g}} = \omega^2 H_{qg} = \omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4D_g^2 \lambda_g^2}{(1 - \lambda_g^2)^2 + 4D_g^2 \lambda_g^2}} \quad (23)$$

Ca și în cazul săltării, amplitudinea perturbației mișcării de galop depinde de amplitudinea armonicilor considerate și de sinusul raportului dintre produsul pulsației dată de defect cu semiampatamentul boghiului și viteza cu care acesta trece peste defect [10].

4. DETERMINAREA ACCELERĂȚILOR PĂRȚILOR SUSPENDATE ALE BOGHIULUI, PRODUSE DE VIBRAȚIILE DE SĂLTARE ȘI GALOP

Amplitudinea accelerației părților suspendate ale boghiului produsă de mișcarea de săltarea unui boghiu cu amortizare vâscoasă, poate fi determinată din relația (10), care prin înlocuire de variabile se poate reda în forma:

$$\ddot{q}_{0s} = \eta_{0s} \omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4D_s^2 \lambda_s^2}{(1 - \lambda_s^2)^2 + 4D_s^2 \lambda_s^2}} \quad (24)$$

Dacă în această relație înlocuim amplitudinea mișcării cu relația corespunzătoare dată de

ecuația (12) atunci, amplitudinea accelerațiilor verticale pentru mișcarea de săltare a boghiurilor, devine cea redată în forma:

$$\ddot{q}_{0s} = \omega^2 \left[\sqrt{\frac{1 + 4D_s^2 \lambda_s^2}{(1 - \lambda_s^2)^2 + 4D_s^2 \lambda_s^2}} \right] \eta_{0k} \cos\left(\frac{\omega \alpha^+}{v}\right) \quad (25)$$

Similar se obține relația pentru amplitudinea accelerației părților suspendate ale boghiului [11] produsă de mișcarea de galop redată în relația:

$$\ddot{q}_{0g} = \eta_{0g} \omega^2 \sqrt{\frac{1 + 4D_g^2 \lambda_g^2}{(1 - \lambda_g^2)^2 + 4D_g^2 \lambda_g^2}} \quad (26)$$

sau dacă înlocuim amplitudinea mișcării cu relația corespunzătoare dată de ecuația (23), vom obține forma finală:

$$\ddot{q}_{0g} = \omega^2 \left[\sqrt{\frac{1 + 4D_g^2 \lambda_g^2}{(1 - \lambda_g^2)^2 + 4D_g^2 \lambda_g^2}} \right] \eta_{0k} \sin\left(\frac{\omega \alpha^+}{v}\right) \quad (27)$$

pentru amplitudine. Din relațiile (25) și (26) rezultă că accelerațiile verticale de săltare și galop ale boghiului locomotivei BB 25500 depind atât de parametrii elastici ai suspensiei cât mai ales de parametrii de amortizare [12].

Rularea cu viteză mare a locomotivei BB 25500 pe boghiuri cu două osii peste defecte ale căii cu lungimi de undă mici și amplitudini mari, poate produce accelerații inacceptabile pentru sistem oscilant de amortizare a vibrațiilor din etajul primar de suspensie a vehiculului [13].

5. APLICAȚIE PRACTICĂ

Ecuatiile Se consideră sistemul elastic format dintr-un boghiu de vehicul feroviar motor, având suspensie primară și amortizare pe fiecare dintre cele două osii, excitat de denivelări verticale ale căii similare uzurilor ondulatorii [14].

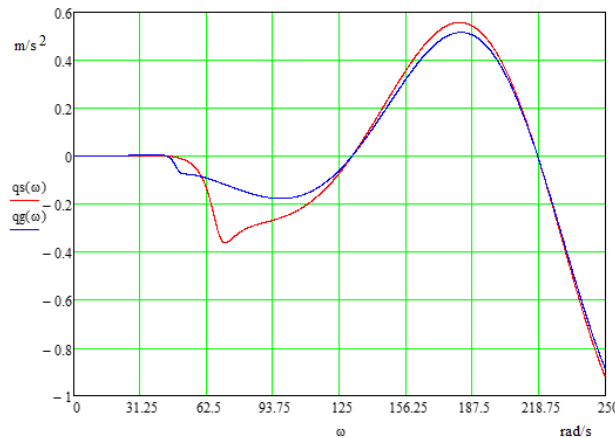


Fig. 3. Variația accelerației vibrației de săltare $q_s(\omega)$ și a accelerației vibrației de galop $q_g(\omega)$, funcție de excitația defectului căii [15]

Tabelul 1

Parametrii optimi de funcționare ai locomotivei clasa BB 25500

Denumire parametru	Simbol	Valoare	Unitate de măsură
Masa nesuspendată a osiei	m_0	1600	Kg
Rigiditatea verticală a suspensiei primare	k_z^+	$3,164 \times 10^6$	N/m
Coefficient de amortizare vertical al suspensiei primare	ρ_z^+	$7,8 \times 10^3$	Ns/m
Pulsația proprie a masei suspendate a boghiului la săltare	ω_{0s}	68,46	rad/s
Frecvența proprie a masei suspendate a boghiului la săltare	ν_{0s}	10,9	Hz
Masa suspendată a unui boghiu	m^+	2700	Kg
Masa redusă a unui boghiu la săltare	m_{rs}	1600	Kg
Raza de girație a boghiului față de axa y	l_y^+	1,4	m
Masa redusă a unui boghiu la galop	m_{rg}	2646	Kg
Semiampatamentul boghiului	a^+	1	m
Pulsația proprie a masei suspendate a boghiului pentru mișcarea de galop	ω_{0g}	48,9	rad/s
Frecvența proprie a masei suspendate a boghiului pentru galop	ν_{0g}	7,78	Hz
Viteza de înaintare a vehiculului	v	27,77	m/s
Amplitudinea denivelărilor	h_1	15×10^{-6}	m
Lungimea de undă a defectului	Λ	2	m
Gradul de amortizare al suspensiei primare pentru săltare	D_s	0,084	-
Gradul de amortizare al suspensiei primare pentru galop	D_g	0,06	-

Studiul își propune ca pentru parametrii sistemului din tabelul nr. 1 să determine accelerațiile care iau naștere la trecerea peste un defect de nivel a cărui ecuație a profilului este cunoscută [15].

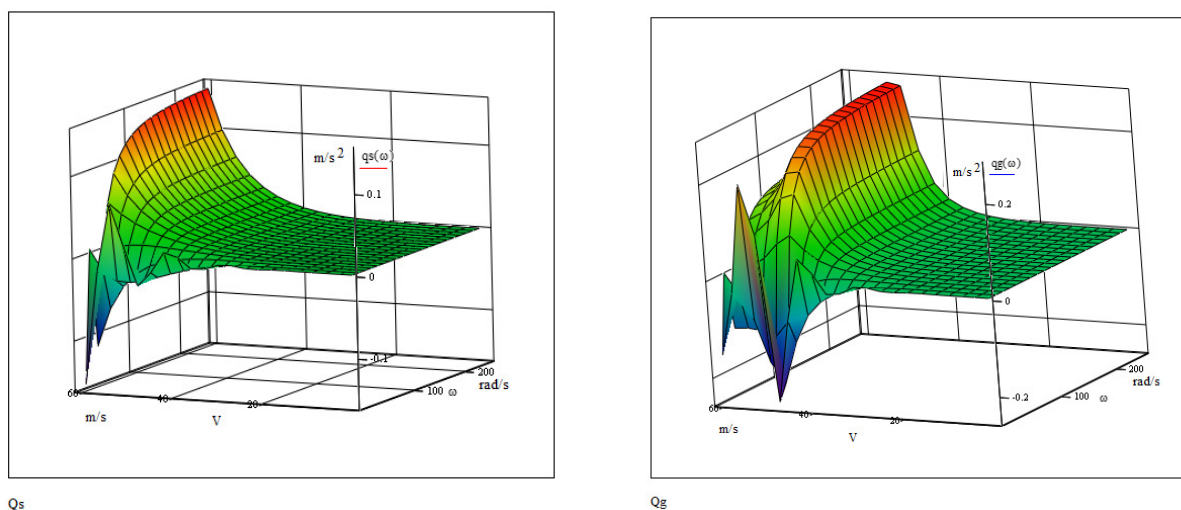


Fig. 4. Variația accelerațiilor vibrațiilor de săltare $q_s(\omega)$ și de galop $q_g(\omega)$, funcție de excitația defectului căii și viteza de circulație [16].

Graficul accelerațiilor datorate vibrației de săltare înregistrate de boghiu la circulația cu viteza de 27,77 [m/s] peste o zonă cu uzură ondulatorie a șinei (figura 3), arată că până la o

valoare a pulsației excitante de aproximativ 45 [rad/s], nu sunt valori semnificative.

În jurul frecvenței proprii de săltare a boghiului se înregistrează un maxim apoi accelerațiile își schimbă sensul și cresc periculos odată cu creșterea vitezei și / sau scăderea lungimii de undă a defectului.

Comparând graficele accelerațiilor datorate atât vibrației de săltare cât și vibrației de galop înregistrate de boghiu la circulația cu viteza de 27,77 [m/s] peste o zonă cu uzură ondulatorie a șinei (figura 4), arată că și pentru galop există o valoare a pulsației excitante de aproximativ 45 [rad/s], până la care accelerațiile nu au valori semnificative. Și în jurul frecvenței proprii de galop a boghiului se înregistrează un maxim apoi accelerațiile își schimbă sensul și au o evoluție asemănătoare cu cele ale săltării [17]. Circulația locomotivei BB 25500 peste acest defect, se poate face în siguranță până la viteza de 44,44 [m/s], aceasta fiind și viteza maximă admisă pentru circulația pe liniile ferate magistrale din țară.

6. CONCLUZII

Lucrarea Criteriul de confort vertical la vehiculele cu încărcare variabilă este esențial, coeficienții de amortizare corespunzători celor două etaje de suspendare fiind adoptați în marea majoritate a cazurilor după acest criteriu.

Studiul vibrațiilor de săltare și de galop ale boghiului, au pus în evidență dependența accelerațiilor verticale de doi parametri importanți ai sistemului elastic și anume gradul de amortizare din suspensia osiilor și pulsația excitației primite de la cale. Circulația cu viteze mai mari de 40 m/s pe șine cu uzuri ondulatorii care au amplitudini mari și lungimi de undă mici, pot produce accelerații nedorite în rama boghiului, care se transmit cutiei și care influențează negativ atât confortul cât și siguranța circulației.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **G. Popa, M. Litră, C.N. Badea, V. Ștefan, E. Crăciun Boje, G. Dumitru** „*Dynamic Oscillation Features Of the BR 185 Locomotive Series*” in *Journal of the Balkan Tribological Association*, Volume 22, Issue: 1, pages 48-55, Published: 2016.
- [2] **I. Sebeșan**, „*Dinamica Vehiculelor Feroviare*”, Editura MatrixRom 2011.
- [3] **A. Dósa, & V.V. Ungureanu**, “*Model Discret de Pierdere a Stabilității Căii Fără Joante*”, “Zilele Academice Timișene: ediția a X-a, Timișoara, România, 24-25 mai 2007 - Simpozion: Infrastructuri eficiente pentru transporturile terestre”, Editura Solness Timișoara, 2007, ISBN 978-973-729-101-1.
- [4] **G. Dumitru**, “*Considerații asupra unor aspecte legate de dinamica vehiculelor motoare de cale ferată*” (Observations on some aspects related to dynamic of railway vehicle engine), Revista MID-CF (Magazine), no. 1/2008.
- [5] **C.N. Badea**, *Teză de Doctorat*, “*Stabilitatea Mersului și Siguranța Ghidării pe Calea Ferată a Vagoanelor de Marfă*”, Universitatea Politehnica București, iulie 2015.
- [6] **G. Popa, I. Sebeșan, M.A. Spiroiu, C.N. Badea**, „*Safety Against Derailment for Railway Vehicles*” in *Advanced Concepts in Mechanical Engineering II* Volume 659, pp. 223-230.

- [7] **Y.C. Cheng, S.Y. Lee, H.H. Chen.**, „Modeling and nonlinear hunting stability analysis of high-speed railway vehicle moving on curved tracks”, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 324, 2009, pp. 139–160.
- [8] **H. Frahm.** „Improved means for the damping the vibrations of bodies”, patent no. GB190923828. 1909.
- [9] **I. Sebeșan, C.N. Badea, L.V. Păduraru, G. Popa**, „Uzura Ondulatorie a Șinelor de Cale Ferată”, în *Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată*, Vol. 7 (2016), nr. 1, pp. 33-50.
- [10] **T. Asami, O. Nishihara, and A.M. Baz.** “Analytical solutions to H_∞ and H_2 optimization of dynamic vibration absorbers attached to damped linear systems”. *Transactions of the ASME, Journal of vibrations and acoustics*, 124 :284-295, 2002.
- [11] **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).
- [12] **C.N. Badea, I. Sebeșan L.V. Păduraru, G. Popa**, „Parametrii Suspensiei Vehiculelor Feroviare la Mi;care de Șerpuire”, în *Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată*, Vol. 7 (2016), nr. 1, pp. 7-16.
- [13] **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).
- [14] **M.M. Călin, & G. Dumitru**, „Contact Dynamic Phenomenon Characteristic To Railway Traction Units”, *Railway PRO Magazine*, no. 1.1. (67), ISSN 1841-4672, pp. 52 – 54, year VI / 2011.
- [15] **A. Neacșa, N.N. Antonescu, D.B. Stoica** „Software Applications for Complex Technological Systems Reliability”, in *Journal of the Balkan Tribological Association*, Volume 15, Issue: 1, pages 45-51, Published: 2009.
- [16] **A. Neacșa, 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.
- [17] **A. Badea, G.Popa, S. Andaman, L. Blaga, C.N. Badea, G. Dumitru.** „Variația Sarcinilor Verticale pe Osiile Locomotivei seria 480 Transmontana”, în *Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată*, Vol. 7 (2016), nr. 4, pp. 287-296.