

CARACTERISTICI DINAMICE ALE LOCOMOTIVELOR CU TRACȚIUNE ELECTRICĂ

DYNAMIC CHARACTERISTICS OF ELECTRIC TRACTION LOCOMOTIVES

**Gabriel POPA¹, Constantin BIBIRE², Monica VĂLU³,
Adrian Ioan MUNTEAN⁴, Felicia Elena BIBIRE⁵, Claudiu-Nicolae BADEA⁶**

¹Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România
e-mail: Gabriel POPA: gabi21popa@yahoo.com;

^{2,5}Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România
e-mail: Constantin BIBIRE: constantin.bibire@yahoo.com; Felicia Elena BIBIRE:
felicia.bibire@yahoo.com;

^{3,4,6}Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București,
România, Monica VĂLU: mmonicavalu@yahoo.com; Adrian Ioan MUNTEAN:
adrianmuntean67@yahoo.com; Claudiu-Nicolae Badea: badeaclaudiun@gmail.com.

Rezumat: În această lucrare s-a luat în considerare caracteristica efectului proiectării mecanismului de antrenare a tracțiunii locomotivei asupra principalelor forme de auto-oscilații în timpul rotirii. În majoritatea cazurilor, s-a stabilit că, este necesar să se efectueze o simulare pentru câteva moduri de auto-oscilație care sunt predominante, care simplifică analiza rezultatelor și selectează cea mai bună variantă a unității de tracțiune.

Cuvinte cheie: amortizare, tracțiune, vibrații auto-oscilați, aderență, viteză, rezonanță, șoc.

Abstract: In this paper, the characteristic of the dynamic effect of the locomotive traction drive mechanism on the main forms of self-oscillations during rotation was taken into account. In most cases, it has been established that it is necessary to perform a simulation for several modes of self-oscillation that are predominant, in order to simplify the analytical calculations and select the best results, respectively the best variant of the traction unit.

Keywords: damping, traction, self-oscillating vibration, grip, speed, resonance, shock.

1. INTRODUCERE

Concurența modurilor de suprimare a unor vibrații de către alții în sistemele auto-oscilante se datorează faptului că modurile concurente atrag energie pentru a acoperi costurile disipative dintr-o sursă comună [1]. Unele moduri creează o amortizare neliniară suplimentară pentru altele. Fenomenul se manifestă prin auto-oscilații de frecare ale tracțiunii locomotivei iar amplitudinea maximă a acestora este atinsă când predomină una dintre formele de sollicitare, iar o creștere a vitezei de alunecare a roții de-a lungul șinei conduce la schimbarea unei forme predominante de oscilație la alta [2]. Predominanta formelor de oscilație se datorează combinației de condiții aleatorii de la început: dezvoltarea rotirii, efectele vibrațiilor șocului în unitate, prezența rezonanțelor și perturbației externe. Formele acestor oscilații pot fi monitorizate prin sisteme informatice dotate cu aplicații software pentru monitorizarea sistemelor complexe tehnice [3-6].

2. MATERIALE ȘI METODE

Efectul amortizării vibrațiilor unei auto-oscilații a unei perechi de roți într-un

angrenaj de tracțiune cu o roată dințată amplasată direct pe axa perechii de roți poate fi estimat printr-un parametru condițional, reprezentând raportul dintre energia pierdută pe ciclu și energia maximă posibilă stocată în sistem în absența amortizării [7-8]:

$$K_b = (1-R)^2 \cdot \frac{D}{2} \cdot \left(\frac{V}{V_s}\right)^2 \cdot \frac{J_b}{J_k + J_b} \quad (1)$$

unde: J_k reprezintă momentul de inerție al centrului roții; J_b reprezintă momentul de inerție al angrenajului de antrenare și al arborelui de intrare cu jumătatea de cuplare, adusă pe axa perechii de roți; V este viteza relativă a corpurilor în momentul coliziunii; V_s este viteza de alunecare; D este diametrul centrului roții; R - coeficientul de recuperare la impact.

Pentru o anumită unitate, când viteza critică de alunecare în modul stabil este atinsă, iar valoarea raportului V/V_s este constantă, se poate lua:

$$K_b = C_k \cdot \frac{J_b}{J_k + J_b} \quad (2)$$

unde: C_k este o constantă, în funcție de parametrii de proiectare ai unității.

În acest caz, regimul vibro-impactului apare în următoarele condiții:

$$V_s \geq \frac{M_t \cdot D}{2 \cdot \omega \cdot J_b} \quad (3)$$

unde: M_t reprezintă cuplul motor al motorului redus la axa perechii de roți; iar ω reprezintă frecvența circulară a auto-oscilațiilor. Aceasta înseamnă că la acționările cu roți dințate axiale în care roata dințată este îndepărtată din unitatea de oscilație, este necesar să se mărească momentul de inerție al pieselor de pe partea de mare viteză a transmisiei (de exemplu, o flanșă cu jumătate de cuplare) la un nivel ridicat de solicitări tangențiale în axă.

Fenomenul rezonanțelor subarmonice a fost descoperit în timpul testării traversei din cauciuc-metal la Institutului de cercetare și proiectare a materialului rulant (VNIKTI) în timpul testării subansamblelor destinate locomotivei diesel 2TE116 [3-4, 9-10]. Dacă în intervalul de frecvență considerat al oscilațiilor de tracțiune, amortizarea elementului de cauciuc este ușor dependentă de frecvență, atunci pierderile de energie pe ciclu de oscilație vor fi cele arătate în [5-6, 11-13]:

$$T = C_r \sum_{i=1}^n \Delta_i \quad (4)$$

unde: C_r reprezintă pierderea de energie în elementul amortizor de cauciuc pentru un ciclu de oscilații cu o amplitudine de deformare egală cu unitatea, determinată experimental sau prin calcul; i este numărul oscilațiilor armonice; Δ_i este amplitudinea deformării elementului de cauciuc pentru oscilații la frecvența $f_i = f_0 / i$; iar n este numărul de frecvențe de vibrații parțiale considerate ale masei de amortizare.

Prezența unei perturbații externe cu o frecvență apropiată de frecvența uneia dintre formele de auto-oscilații crește amplitudinea auto-oscilațiilor și totodată crește și probabilitatea dezvoltării acestei forme particulare de auto-oscilație. În figura 1 sunt prezentate rezultatele simulării (obținute de unii autori) a efectului perturbației externe asupra auto-oscilațiilor unui sistem cu două mase dependentă de amplitudinea relativă a oscilațiilor A/a în funcție de cantitatea de detunare A/a (A este amplitudinea oscilației sub o acțiune de perturbare armonică, a este amplitudinea auto-oscilațiilor de

CARACTERISTICI DINAMICE ALE LOCOMOTIVELOR CU TRACȚIUNE ELECTRICĂ

frecare, ξ este cantitatea care determină apropierea frecvenței auto-oscilațiilor de frecvența perturbării armonice). Punctele $D - D'$ denotă tranziții de la zona de sincronizare a oscilațiilor auto-excite la regimul pulsatoriu).

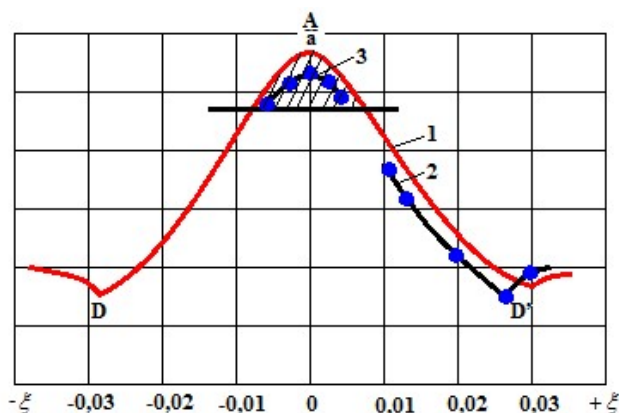


Fig. 1. Dependente de amplitudinea relativă a oscilațiilor A/a de detunare ξ :

1 - se calculează utilizând metoda analitică; 2 - se obține prin integrare numerică; 3 - luând în considerare partea ascendentă a coeficientului de aderență.

Tipurile de auto-oscilații în unitățile de tracțiune [14] pot fi clasificate în funcție de forma și natura lor (figura 2).

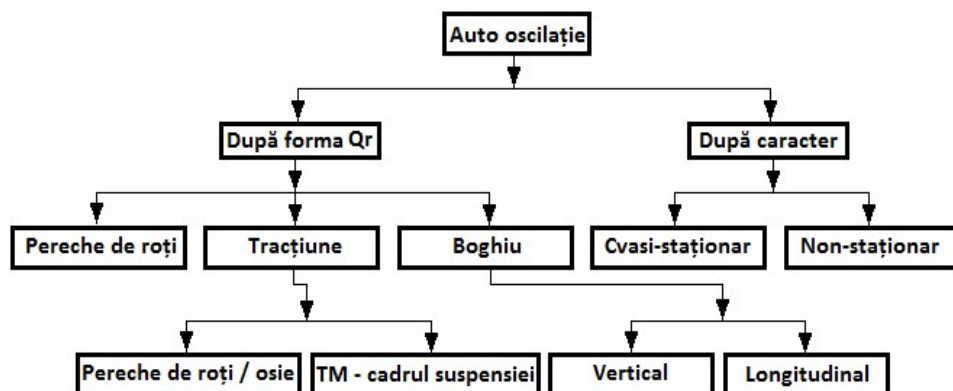


Fig. 2. Principalele tipuri de auto-oscilații prin frecare în tracțiunea.

Cel mai mare număr de forme de auto-oscilații poate fi detectat în timpul dezvoltării rotirii în momentul pornirii locomotivei din locul în care coeficientul de frecare scade cel mai rapid și, în consecință, în perioada de oscilații, energia care intră în oscilatorul sistemului prevalează asupra energiei împrăștiată în sistemul oscilator.

Auto-oscilațiile din sistemul de tracțiune și din partea de transport a locomotivei pot apărea oriunde există un sistem oscilator cu o singură sau mai multe mase, în care este posibil să se izoleze masa și legătura elastică, magnitudinea legăturii elastice, deformarea este strâns legată, pe lângă alți factori, de valoarea instantanee a forței de frecare a roții în contact cu o șină. Pe baza acestui fapt, blocul de analiză tehnică a auto-oscilațiilor din ICAD (CAD inteligent) ar trebui să conțină o procedură pentru căutarea posibilelor forme de auto-oscilații prin identificarea legăturilor elastice care se confruntă cu o deformare semnificativă atunci când se implementează forța de tracțiune calculată prin locomotivă și determinarea frecvențelor estimate ale acestor oscilații, pe baza experienței se poate presupune, în prima aproximare, că este egal cu frecvențele naturale ale oscilațiilor sistemelor luate în considerare în condițiile mobilității roții și a șinei de contact [3-6, 15-18].

În practică, pentru un anumit design al tracțiunii, majoritatea formelor de vibrații găsite nu sunt realizate. Pentru formele de oscilații obținute, este necesară o procedură pentru verificarea ulterioară bazată pe o descriere neparametrică a proiectării acționării de tracțiune. Se propune organizarea unei astfel de verificări pe baza unei grupări simplificate a celor mai comune scheme constructive în grupurile prezentate în figura 3 (a-d), selectând un sistem separat pentru suprasistem, pentru care sunt caracteristice două forme de auto-oscilații și anume oscilațiile verticale și longitudinale ale boghiului. Cărucioarele în care există o redistribuire semnificativă a sarcinii verticale de-a lungul axelor cu aplicarea forței de tracțiune tind să dezvolte auto-oscilații verticale ale boghiului, care pot fi verificate prin calcule. Boghiurile în care forța de tracțiune este transmisă corpului prin împingeri orizontale sau longitudinale cu amortizoare elastice tind să dezvolte auto-oscilații longitudinale.

Toate grupurile de acționări, cu excepția acționării directe cu rotorul pe axă (figura 3d), sunt predispuse la dezvoltarea auto-oscilațiilor perechii de roți (oscilații antifazice ale roților pe conformitatea axei). Frecvența lor pentru locomotive cu ecartament larg este de obicei în intervalul de 50-100 Hz, iar amplitudinea maximă depinde de momentul de inerție al roților (adică, diametrul) și de atenuarea produsă de transmisia de tracțiune.

Această atenuare depinde de distanța punctului de aplicare a cuplului la axa perechii de roți de la unitatea vibratoare și de prezența legăturilor elastice între angrenaj și perechea de roți [19]. Astfel, la locomotivele utilizate în Federația Rusă, cu un diametru al roții de 1050 mm, o tracțiune pe osie și prezența unui USC cu o caracteristică de rigiditate progresivă, solicitările tangențiale din osie sunt de câteva ori mai mici decât limita de rezistență (40- 60 MPa), iar pentru cele cu un diametru al roții de 1250 mm și o transmisie unidirecțională a transmisiei, tensiunile tangențiale în osie pot atinge valori inacceptabile (160 MPa) [3, 10, 20]. Cu o transmisie rigidă a angrenajului și o transmisie axială de sprijin, nu există un nivel semnificativ de solicitări de forfecare în osie în timpul auto-oscilațiilor. În acționările cu angrenaje reductoare axiale și angrenaje rigide (inclusiv cele cu transmisie hidraulică), când roata dințată mare este situată aproape de perechea de roți, tensiunile nu depășesc valorile admise de 100 ... 115 MPa. În acțiunile de tracțiune ale cadrului de susținere (figura 3c), se pot dezvolta solicitări tangențiale ridicate pe axă (până la 160 MPa) la rigiditate torsională redusă a cuplajelor cu arbore cardanic gol, ceea ce implică faptul că algoritmul de proiectare ar trebui să țină cont de preferințele adică alegerea cuplajelor cu rigiditate la torsiune mai mare. Așa-numitele unități de tracțiune cu centru de susținere, în care motorul de tracțiune (MT) este sprijinit pe axă prin elemente elastice, poate fi considerat similar cu un cadru de susținere cu o transmisie de cuplu simetrică la ambele roți atunci când se examinează auto-oscilațiile cu o pereche de roți.

Unitățile de tracțiune directă cu un rotor situat pe osia perechii de roți nu sunt înclinate spre dezvoltarea acestei forme de auto-oscilații, datorită rigidității ridicate a axei cu rotorul. Unitățile de tracțiune directă cu suspensia motorului cadru de susținere sau suportul rotorului pe osie prin elementele elastice diferă de antrenările de tracțiune de suport cu angrenaje de tracțiune, deoarece nu există o disipare a energiei în dinții angrenajului. Cadrele de susținere, inclusiv acționările de tracțiune în grup (figura 3 b, c, d), pentru care rigiditatea la torsiune a arborilor de acționare a tracțiunii este apropiată de liniară, tind să dezvolte auto-oscilații ale acționării de tracțiune, în care roțile perechii de roți oscilează în fază. Nivelul cuplului dinamic din arbori atinge o magnitudine de două ori a momentului înainte de a pătrunde într-un ambreiaj.

În sistemele multimase ale acționărilor de grup (figura 2e), se dezvoltă

CARACTERISTICI DINAMICE ALE LOCOMOTIVELOR CU TRACȚIUNE ELECTRICĂ

predominant formele de auto-oscilații, pentru care transmisia hidraulică (sau reductorul care se conectează cu MT) este situat la nodul oscilațiilor. Dezvoltarea acestei forme de oscilație este posibilă în acțiunile de tracțiune directe cu suport MT sau o suspensie de cadru sau un suport elastic al MT pe osia perechii de roți. În acționările axiale de sprijin (figura 3a) cu o traversă cu arc, se pot dezvolta auto-oscilații ale miezului MT pe traversă.

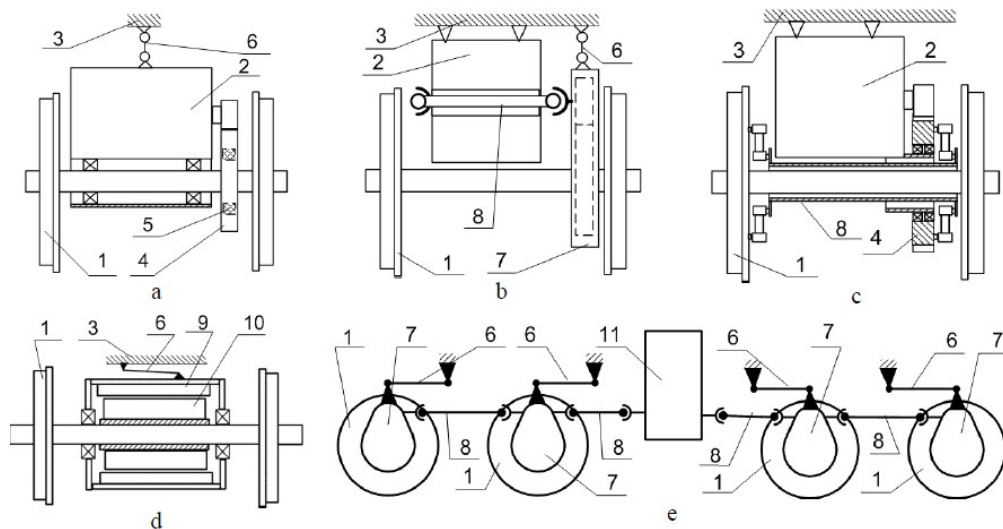


Fig. 3. Gruparea proiectelor de bază ale unităților de tracțiune:

a) – suport axial; b) - cadru de sprijin cu reductor de osie; c) - cadru de sprijin; d) - direct; e) - pentru locomotivele cu transmisie hidraulică; 1 - pereche de roți; 2 - motor de tracțiune (MT); 3 - cadru boghiu; 4 – angrenaj de tracțiune; 5 - element elastic în roata dințată; 6 - suspensie; 7 - reductor axial; 8 - arbore de antrenare; 9 - stator; 10 - rotor; 11 - transmisie hidraulică.

Momentele dinamice pot fi de 2,5 ori mai mari decât momentul de proiectare pentru condițiile de aderență. Aproape aceleași momente dinamice pot apărea în acțiunile de susținere-axiale cu o roată dințată rigidă cu auto-oscilații ale structurii de suprasorbire.

CONCLUZII

Dezvoltarea acestei sau a acelei forme de auto-oscilații în cazul rotirii unității de tracțiune este afectată de o combinație de condiții aleatorii de la început și dezvoltarea rotirii, efectele vibrațiilor șocului în acționare, prezența rezonanțelor subarmonice și perturbări externe la frecvențe apropiate de frecvențele auto-oscilațiilor.

În legătură cu faptul că auto-oscilațiile unei perechi de roți sunt cea mai tipică formă de auto-oscilație pentru structurile de antrenare cunoscute, pentru a reduce auto-oscilațiile la un nivel sigur, se propune utilizarea disipării energiei la impacturi în angrenajul transmisiei.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **T. Mazilu**, „*Vibrații*”, Editura Matrixrom, București, 2012.
- [2] **I. Sebeșan**, „*Dinamica Vehiculelor Feroviare*”, Editura MatrixRom, București 2011.
- [3] **A. Neacșă, N.N. Antonescu, D.B. Stoica**, „*Software Applications for Complex Technological Systems Reliability*”, Journal of the Balkan Tribological Association 2009, 15(1), pages 45-51.
- [4] **A. Neacșă, N.N. Antonescu, D.B. Stoica**, „*Modern Solutions for Selecting the Corresponding Machinery Dedicated to Technological Applications*”, Journal of the Balkan Tribological Association 2009, 15(4), pages 474-479.
- [5] **A. Neacșă, N.N. Antonescu, D.B. Stoica**, „*Studies on the Use of Implemented Databases on Web Platforms in Order to Verify Machines Compatibility with Working Conditions*”, Journal of the Balkan Tribological Association 2014, 18(4).
- [6] **A. Neacșă, D.B. Stoica**, „*Theoretical methods used for predicting reliability of the three-cone drill bits*”, Journal of the Balkan Tribological Association 2016, 22(2), pages 1534-1543.
- [7] **Y. Yuan, Z. Hong-jun, L. Ye-ming, L. Shi-hui**, „*The dynamic study of locomotives under saturated adhesion*”, International Journal of Vehicle Mechanics and Mobility Volume 49, 2011, Issue 8, pages 1321-1338.
- [8] **O. Polach**, „*Creep forces in simulations of traction vehicles running on adhesion limit*”, 2005 Wear, Volume 258, Issues 7–8, March 2005, pages 992-1000.
- [9] **V. Zemana, Z. Hlavac**, „*Dynamic wheelset drive load of the railway vehicle caused by short-circuit motor moment*”, Applied and Computational Mechanics 3 pages 423-434, 2009.
- [10] **C.N. Eparu, S. Neacșu, A. Neacșă, A.P. Prundurel**, „*The comparative thermodynamic analysis of compressor's energetic performance*”, Mathematical Modelling of Engineering Problems, 2019, 6(1), pages 152-155.
- [11] **V. Grag, R. Dukkupati**, „*Dynamics of railway vehicle systems*”, 1984 London Academic Press.
- [12] **S. Bruni, J. Vinolas, M. Berg, O. Polach, S. Stichel**, „*Modelling of suspension components in a rail vehicle dynamics context*”, Vehicle System Dynamics, Volume 49, 2011, Issue 7, pages 1021-1072.
- [13] **L. Liudvinavičius, L.P. Lingaitis, G. Bureika**, „*Investigation on wheel-sets slip and slide control problems of locomotives with AC traction motors*”, Maintenance and reliability, Eksploatacja i niezawodność Lublin: Polish Maintenance Society 4 (2011), pages 21–28.
- [14] **T.R. Velieva, D.S. Kulyabov, A.V. Korolkova, I.S. Zaryadov**, „*The approach to investigation of the the regions of self-oscillations*”, Journal of Physics, volume 937, Issue 1, article id. 012057.
- [15] **V. Zeman, Z. Hlaváč**, „*Modelling and modal properties of nuclear fuel assembly*”, Applied and Computational Mechanics 5, 2011, pages 253–266.
- [16] **M. Lata**, „*The modern wheelset drive system and possibilities of modelling the torsion dynamics*”, Transport, 2008, 23(2), pages 172–181.
- [17] **S. Duda**, „*Numerical modeling and simulating the dynamic interactions within the drive system of electric rail vehicles, Eksploatacja i Niezawodnosc*”, Maintenance and Reliability, 15(4), 2013, pages 343–348.
- [18] **G.J. Stein, P. Můčka, T.P. Gunston**, „*A study of locomotive driver's seat vertical suspension system with adjustable damper*”, Vehicle System Dynamics, Volume 47, 2009, Issue 3, pages 363-386.
- [19] **I. Sebeșan, A.M. Mitu, T. Sireteanu**, „*On the stick-slip phenomena in traction railway vehicles*”, Proceedings of the Romanian Academy, series A, volume 16, number 2/2015, pages 209–216.
- [20] **E.V. Slivinsky, V.I. Kiselev, S.Y. Radin**, „*Increase of Reliability of Wheel-Motor Blocks of Locomotives*”, International Journal of Traffic and Transportation Engineering 2013, 2(5), pages 91–100.