

## ZGOMOTUL PRODUS DE VEHICULELE FERROVIARE ÎN CURBE

### THE RAILWAY WHEELS SQUEAL NOISE ON CURVES

Claudiu-Nicolae BADEA<sup>1</sup>, George MICU<sup>2</sup>, Gabriel POPA<sup>3</sup>,  
Crina BADEA<sup>4</sup>, Melania DUMITRU<sup>5</sup>, George DUMITRU<sup>6</sup>

<sup>1</sup>Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România  
e-mail autor: Claudiu-Nicolae BADEA, badeaclaudiu@gmail.com

<sup>2,6</sup>Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România  
e-mail autor: George MICU, micu.george@ofer.ro, George DUMITRU,  
george.dumitru.cfr@gmail.com,

<sup>3,4,5</sup>Universitatea Politehnica București, Splaiul Independenței nr. 313, București, România  
e-mail autor: Gabriel POPA: gabi21popa@yahoo.com, Crina BADEA,  
casagalbenas@yahoo.com, Melania DUMITRU: melania76dumitru@gmail.com

**Rezumat:** Prezenta lucrare face parte din cercetarea dinamicii căilor ferate. În cadrul acestei linii de cercetare au fost dezvoltate modele dinamice pentru setul de roți, calea și interacțiunea dintre ambele. Această interacțiune afectează diferite tipuri de uzură anormală, de exemplu uzura ondulatorie a șinelor sau a roților; precum și probleme de zgomot. Zgomotul apare ca unul dintre cele mai importante neajunsuri de mediu ale transportului feroviar. Deși nivelul sonor al acestuia este mai mic decât zgomotul provenit de la aeronave și de la traficul rutier și este mai puțin deranjant în ceea ce privește percepția la același nivel sonor, instalațiile feroviare aflate în vecinătatea zonelor urbane, sunt o sursă de disconfort considerabil pentru locuitori. Prin urmare, operatorii de trafic, administratorii de infrastructură, producătorii de trenuri și societatea în general au tot interesul de a reduce zgomotul roată - șină.

**Cuvinte cheie:** zgomotul, contact roată-șină, vibrație, alunecare laterală, dinamica.

**Abstract:** This paper is part of the research of the dynamics of railways. Within this line of research, dynamic models for the wheelset, the track and the interaction between both of them have been developed. This interaction affects different types of abnormal wear, e.g. rail corrugation or wheel flats, as well as noise problems. Noise appears as one of the more important environmental drawbacks of the railway transportation. Although its sound levels are lower than noise from aircraft and road traffic and less annoying in perception at the same sound level, railway facilities use to be located in the vicinity of urban zones being a source of considerable annoyance for residents. Hence, traffic operators, IM's, train manufacturers and society in general all have an interest in the reduction of wheel/rail noise.

**Keywords:** squeal, wheel-rail contact, vibration, lateral creepage, dynamics.

### 1. INTRODUCERE

Scârțâitul în curbe este un zgomot de înaltă frecvență și cu un ton puternic care apare frecvent atunci când vehiculele feroviare atacă curbele ascuțite sau chiar în linii drepte la vehicule cu roți independente rotative. Termenul de scârțâit al curbei poate fi folosit pentru a include mai multe fenomene diferite cu o gamă largă de frecvențe dominante și potențial cu

mecanisme de excitație diferite. Unii autori au făcut o distincție între „scârțâitul curbei” și cel frecvent intermitent, frecvența mai mare și zgomotul mai puțin tonal (caracterul de bandă largă), denumit uneori „zgomotul buzei de ghidare”, asociat cu contactul buzei de ghidare a roții.

Scârțâitul este mai probabil să apară în condiții nefavorabile, cum ar fi în curbe cu raze mici. Potrivit lui *Rudd* [1] și *Remington* [2], raportul dintre raza curbei și ampatamentul boghiului poate fi folosit ca indicator dacă scârțâitul va avea loc sau nu. În general, dacă raportul este mai mic de 100, este de așteptat să apară zgomotul în curbă, deși scârțâitul poate fi întâlnit chiar și pentru rapoarte mai mari de 100. *Thompson* [3] extinde acest criteriu pentru apariția zgomotului în curbe cu o rază diferită: în majoritatea cazurilor nu există nici un zgomot pentru razele de curbura mai mari de 500 [m]; apariția sporadică între 200 și 500 [m]; apariția obișnuită pentru mai puțin de 200 [m]. Cu toate acestea, măsurătorile și testele experimentale arată că probabilitatea de apariție diferă foarte mult chiar și în condiții aparent similare [4], indicând un caracter imprevizibil al zgomotului. Unii autori au sugerat că nu numai curbele stricte, ci deteriorarea anumitor aspecte ale întreținerii instalațiilor feroviare sporesc probabilitatea de apariție a zgomotului [4]: lubrifierea insuficientă a buzelor bandajelor și a șinelor poate duce la uzură și zgomot; profilurile șinelor slabe care duc la solicitări mari; sau a materialului rulant care manipulat greșit, ceea ce duce la o uzură sporită și la un consum de carburant.

Acest tip de zgomot este de obicei generat în cea mai sensibilă bandă de frecvență a urechii umane între 2 și 8 [kHz] [3, 5] și uneori chiar până la 10 [kHz] [6], care domină sunetul radiat. *Thompson* [3], *Koch* [7], *Hsu* [8] și *Pieringer* [9] au arătat că frecvența tonală în timpul zgomotului corespunde frecvențelor proprii ale modurilor de rotație axiale cu cercuri nodale zero și armonice mai mari ale acestor moduri excitate. *Remington* [10] a observat un răspuns al vibrațiilor mai mare al roții comparativ cu cel al șinei, iar randamentul său la radiația sonoră este de asemenea mai mare decât cel corespunzător la șină [3, 11]. Aceste rezultate indică faptul că natura tonală a zgomotului este semnificativ legată de dinamica roții vehiculului de calea ferată. Combinația dintre volumul tonului și nivelul de presiune acustică de până la 130 [dB], la o înălțime de 0,9 [m] față de roată [1], face ca unul dintre cele mai puternice și mai deranjante tipuri de zgomot din calea ferată să scape. Zonele urbane sunt expuse în mod semnificativ la zgomotul tonal enervant al scârțâitului în curbe datorită numărului ridicat de curbe în orașe. Aceasta explică importanța studierii fundamentelor acestui fenomen pentru a-l înțelege și, după aceea, pentru a reduce riscul potențial pentru sănătatea publică.

Zgomotul în curbe este asociat cu vibrațiile induse de frecare. *Rudd* [1] a sugerat trei mecanisme diferite de a energiza rotirea roții: alunecare longitudinală datorată alunecării diferențiale, frecare buzei de ghidare a roții și suprafața laterală interioară a șinei și curba laterală a roții pe partea superioară a șinei. Toate cele trei fenomene sunt strâns legate de comportamentul în curbă al vehiculului. Alunecarea longitudinală (1) are loc deoarece roata din exteriorul unei osii montate are o distanță de funcționare mai lungă prin curba decât roata interioară și conicitatea roților poate compensa doar parțial această diferență în distanța de rulare în curbe strânse. În plus, în curbe cu rază mică, roata exterioară a osiei montate într-un boghiu (și posibil roata de tracțiune interioară) va intra în contact cu suprafața interioară a șinei. Mai ales ansamblul de roți dintr-un boghiu se rotește cu un unghi mare de atac împotriva șinei în curbe strânse, ceea ce dă naștere unei mari alunecări laterale.

*Rudd* a eliminat în cele din urmă primele două mecanisme din observațiile conform cărora eliminarea alunecării longitudinale (prin roți în mod independent) și absența frecării

## ZGOMOTUL PRODUS DE VEHICULELE FERROVIARE ÎN CURBE

buzei de ghidare de interiorul șinei nu împiedică scârțâitul [1]. Alunecarea laterală la contactul roată - șină este în prezent acceptat pe scară largă ca fiind motivul cel mai probabil pentru a induce zgomotul în curbe [12]. Potrivit lui *Rudd*, vibrațiile instabile pot rezulta dintr-un comportament descrescător al coeficientului de frecare roată - șină, care arată dependența de viteza locală de alunecare în zona de contact [2, 3]. Aceste vibrații sunt asociate cu modurile roții și vor crește în amplitudine până când neliniaritățile din forțele de alunecare vor avea ca rezultat un ciclu de limită. Legea de frecare în scădere a fost interpretată de *Rudd* ca amortizare negativă, în care panta negativă a curbei de frecare este responsabilă pentru alimentarea energiei în sistem în fiecare perioadă de vibrație. Acestea duc la vibrații autocontrolate și autosusținute ale roții și ale căii ferate care persistă atâta timp cât există o sursă externă de energie (cum ar fi alunecarea laterală în timpul rulării în curbă). Modelul său a fost precedat de modele mai detaliate ale zgomotului în curbe bazate pe conceptul de „frecare în scădere”.

*Glocker* [5] și *Pieringer* [9] au prezentat recent un model de zgomot în curbe care prezintă oscilații de stick-slip. Mecanismul a fost denumit, cuplaj modular al roții, în literatura de specialitate [9, 13], a cărui caracteristică principală este să fie capabilă să reproducă zgomot cu un coeficient de frecare constant. *Glocker* și *Pieringer* au identificat un mod axial cu zero cercuri nodale și două moduri radiale ale roții, care au loc la frecvențe similare, ca fiind esențiale pentru mecanismul zgomotului. *Thompson* susține această cercetare [3] care propune ca scârțâitul în curbe provine din cauza vibrațiilor induse de frecare la frecvențele corespunzătoare modurilor axiale ale roților vehiculelor feroviare; el subliniază faptul că mobilitatea roții depășește cea a șinei care face ca roata să devină dominantă sursa de zgomot la frecvențele mari. Prin folosirea unei roți nerotative încărcată de o forță de contact roată - șină care se deplasează la viteză constantă în jurul perimetrului roții, *Thompson* a reușit să țină seama de împărțirea vârfurilor de rezonanță, chiar dacă neglijează efectele de inerție datorate rotației [3].

*Pieringer* [14] a cercetat influența efectelor de inerție datorate rotației roților asupra predicțiilor zgomotului. Trei modele au fost comparate: roata staționară, roata staționară cu forța rotativă și modelul complet al rotației roților, inclusiv efectele giroscopice și centrifugare rigidizare. La 50 [km/h] nu s-a constatat nici o diferență între forța rotativă și modelele roților rotative. Deși rotația roții întârzie formarea oscilației stick - slip, modelul de roată staționară a fost considerat suficient pentru a capta tendința de zgomot. *Ding* [15] a inclus dinamica șinei într-un model de zgomot a curbei de la *Huang* [16] în ambele domenii de frecvență și de timp. Modelul domeniului de timp al lui *Huang* a fost actualizat pentru a include dinamica șinei în termeni de reprezentare a spațiului echivalent de stat în diferite direcții. Rezultatele lor au arătat un rol important al căii ferate în special în condiții de frecare constante, modificând frecvența instabilă de la 2 [kHz] fără șină până la 1,1 [kHz] atunci când este inclusă.

## 2. COMPORTAMENTUL ÎN CURBĂ

Zgomotul în curbe poate fi atribuit comportamentului „imperfect” al vehiculelor feroviare. Dintr-o abordare clasică, conicitatea roții și diferența ulterioară dintre vitezele roților interioare și exterioare direcționează în mod natural osia montată în curbă. Presupunând un model simplificat de roți cu geometrie conică a profilului roții care circulă pe marginea șinelor (figura 1) și adoptarea unei condiții de rulare antiderapantă, osia montată ar adopta o poziție radială care se deplasează lateral în afara curbei în conformitate cu următoarea expresie:

$$y^k = \frac{e_0 r_0}{\gamma_0 \rho} \quad (1)$$

unde:  $e_0$  este jumătatea distanței dintre punctele de contact (0,75 [m] pentru lățimea standard a căii),  $r_0$  raza roții,  $\rho$  raza curbei și  $\gamma_0$  conicitatea profilului roții.

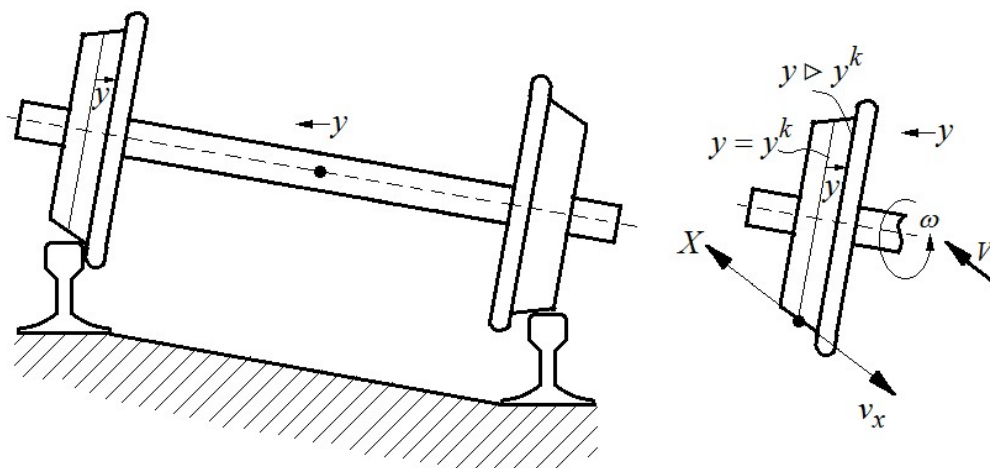


Fig. 1. Model geometric simplificat pentru osia montată

Această poziție, care va fi menționată ca poziție cinematică a osiei montate pe o curbă, este aproximativ poziția cvasi-statică pe care osia montată pe o curbă o adoptă, pe care nu se aplică forțe în planul de căii. Forțele transmise de suspensii conduc la deplasări ale osiei montate în raport cu poziția cinematică. Aceste deplasări induc forțele de contact roată - șină care echilibrează osia montată într-o curbă. Presupunând condiții staționare, forțele care acționează în contact sunt:

- Forțele normale de contact care în general, produc o componentă foarte mică în planul căii, cu excepția cazului contactului cu buza de ghidare a roții. În funcție de geometria profilelor, intervalul de deplasări laterale de la care este situat contactul în buza de ghidare variază între 5 și 10 [mm]. Cu excepția profilurilor de roată perfect conice, pe marginea șinelor, apare o forță normală în direcția laterală; crește progresiv cu deplasarea laterală și al cărui efect este cunoscut sub numele de rigiditate gravitațională.

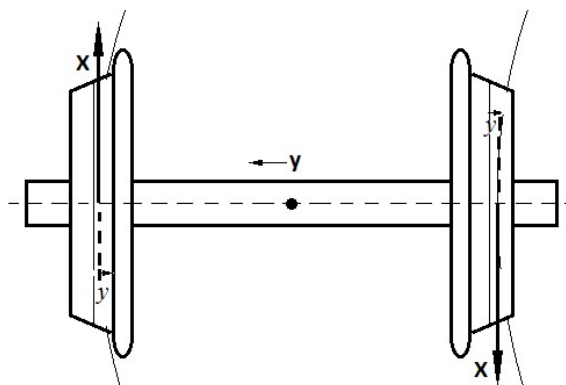


Fig. 2. Forțele longitudinale rezultate din deplasarea laterală a osiei în afara curbei în raport cu poziția cinematică.

## ZGOMOTUL PRODUS DE VEHICULELE FERROVIARE ÎN CURBE

- Forțele de contact longitudinale, care sunt forțele de mișcare ce apar în direcția de rulare. Datorită momentului de echilibru al axului osiilor montate, acestea trebuie să fie egale în modul și opuse în direcția roților interioare și exterioare. După cum se observă în figura 1, atunci când deplasarea laterală este mai mare decât cea cinematică, apare o viteză la punctul de contact cu o valoare aproximată la:

$$v_x = \frac{V\gamma_0}{r_0} \Delta_y \quad (2)$$

unde  $\Delta_y$  reprezintă creșterea razei în raport cu deplasarea cinematică. Ca o consecință a acestei viteze, forțele de opuse vitezei apar pe osia montată. Dacă direcția lui  $\Delta_y$  este în afara curbei, efectul net al forțelor de mișcare longitudinale este un cuplu în axa verticală care conduce la suprasolicitarea osiei montate

- Forțele de alunecare laterale, așa cum reiese și din schema prezentată în figura 3. Existența unui unghi de rotație în raport cu axa verticală (unghiul de înclinare  $\psi$ ) conduce la forțe laterale în contactul roată - șină. Viteza ansamblului osiei  $V$  este suma unei componente în direcția de rulare și viteza laterală de alunecare  $V \sin \psi \approx V\psi$ . Atunci când unghiul de înclinare este suprasolicitat, forțele sunt direcționate către centrul curbei.

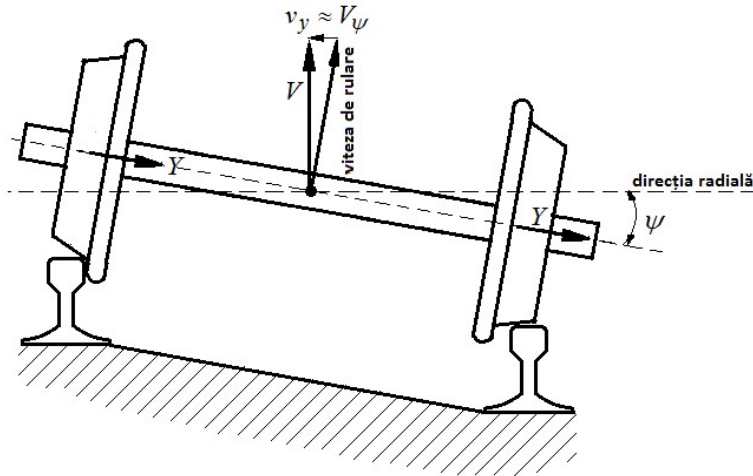


Fig. 3. Forțele de direcție laterale rezultate dintr-un unghi de înclinare a supraînălțării.

### 2.1. Introducerea unei osii libere într-o curbă

O osie cu roți în condiții de zero deficiență a supraînălțării, pe care nici o forță nu acționează în planul căii din cauza suspensiei primare, va adopta o poziție în care nu vor apărea forțele datorate contactului (care corespunde poziției cinematice a osiei montate pe o curbă). Dacă acțiunile laterale acționează asupra osiei libere în afara curbei (adică „forțele centrifugale“), ele vor împinge osia montată dincolo de deplasarea cinematică, ceea ce va conduce la forțe longitudinale. La rândul lor, aceste forțe longitudinale vor produce un cuplu care va conduce la un unghi de înclinare excesiv (mii de grade). Unghiul de înclinare va produce viteze de alunecare care duc la forțele laterale care compensează acțiunea externă. Figura 4 prezintă o schiță a forțelor de pe osie, în care se poate observa că nu există un moment de echilibru în direcția normală față de planul căii. Acest echilibru provine din forțele

transmise de suspensie și alte efecte de direcție care apar în modele mai realiste. Trebuie subliniat faptul că viteza critică a unei osii libere este aproape zero.

Deplasările relative în ceea ce privește poziția cinematică care poate echilibra osia montată sunt foarte mici.

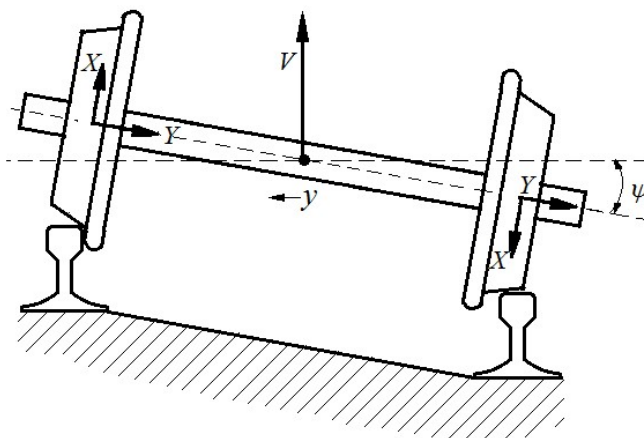


Fig. 4. Forțele care acționează asupra unei osii libere într-o curbă.

Această poziție nu poate fi atinsă dacă lățimea buzei de ghidare nu este suficientă, așa că în conformitate cu relația (1) este mai probabil să apară atunci când: raza curbei este foarte mică; conicitatea profilului roții este foarte mică; diametrul roții este foarte mare; lățimea căii este mare. În oricare dintre aceste situații, atunci când osia se deplasează lateral mai puțin față de valoarea cinematică corespunzătoare, apar forțe de alunecare care susțin osia. În consecință, forțele laterale de alunecare împing osia în direcția exterioară a curbei, astfel încât contactul roată - șină este produs în buza de ghidare a roții, producând o forță de alunecare care echilibrează osia (figura 5). În literatura de specialitate, unghiul roții  $\psi$  în raport cu direcția tangențială la curbă (în special în cazurile de subestimare a osiei) este cunoscută drept unghiul de atac.

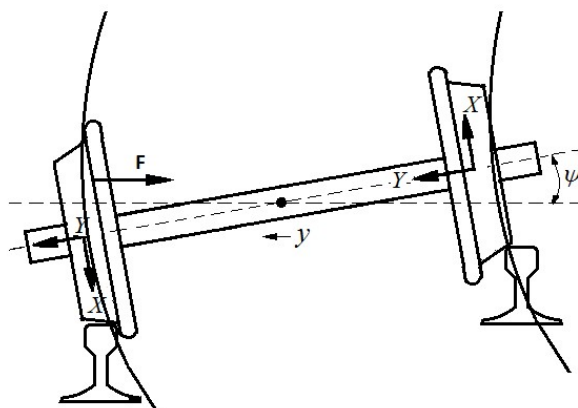


Fig. 5. Contactul la buzei de ghidare datorită deplasării osiei pe direcția exterioară a curbei într-un caz inadecvat al direcției, ( $F$  = forța de contact normală a buzei de ghidare care compensează forțele laterale de alunecare  $Y$ ).

2.2. Introducerea unui boghiu într-o curbă

O primă analiză a unui boghiu într-o curbă se realizează presupunând o suspensie primară infinit de rigidă (figura 6). În acest caz, unghiul de atac al osiei principale este de aproximativ  $w/2\rho$ , unde  $w$  este ampatamentul. Acest unghi este relativ mare, astfel încât osia din față va fi deplasată până când se va atinge buza de ghidare a roții. În acest caz unghiul de atac este foarte mare, fiind în unele cazuri în jur de 0,5 grade.

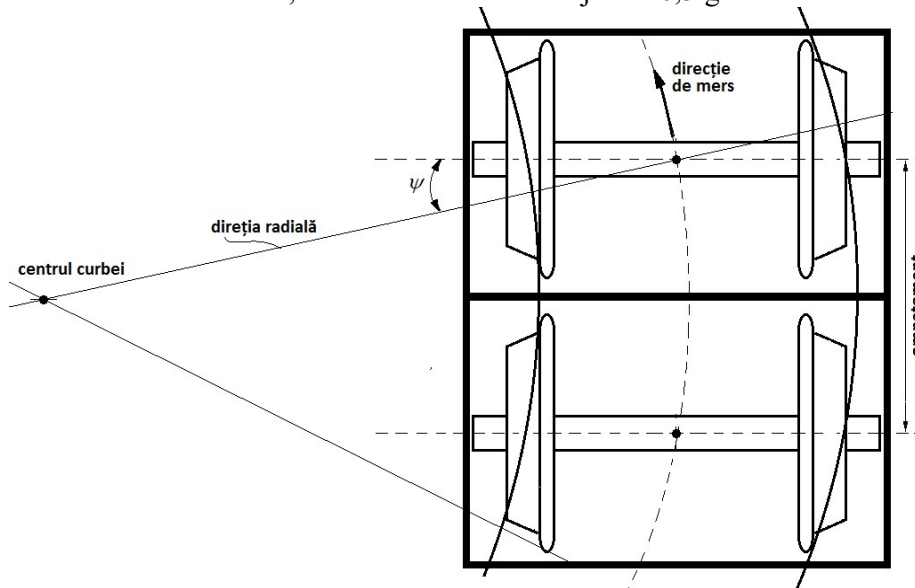


Fig. 6. Înscrierea boghiului în curbă.

În general, vehiculele feroviare au o suspensie primară foarte rigidă, dar finită; astfel încât osiile au posibilitatea de a reduce unghiul de atac sau chiar de a obține o înscriere bună în curbă printr-un unghi de atac negativ (figura 7). În ceea ce privește cea de-a doua osie, condițiile favorabile pentru înscriere sunt mult mai probabil să apară, deoarece unghiul de atac negativ este atins.

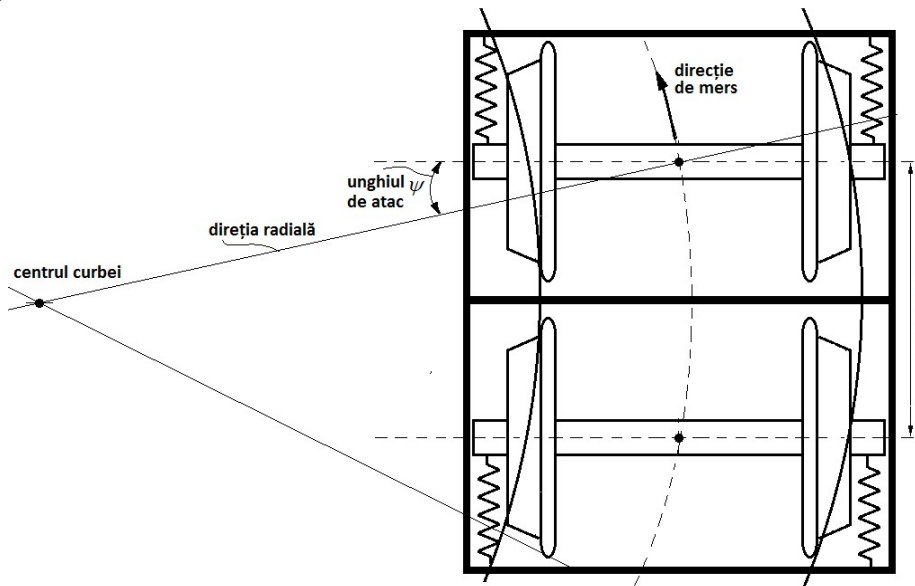


Fig. 7. Boghiu înscris în curbă cu unghiul de atac și suspensiile primare descrise.

### 3. FRECAREA MECANISMELOR DE EXCITARE

Zgomotul în curbă rămâne o problemă dificilă, fenomenul apărând mai degrabă la întâmplare decât determinist. Mecanismele de cădere și de frecare constante pot coexista în realitate, dar importanța lor relativă este încă controversată. Măsurătorile de frecare care sunt disponibile pe platformele de testare sunt cvasi-stactice [5]. Ce se întâmplă la amplitudini mici și la frecvențe înalte poate fi destul de diferit de acest comportament cvasi-static care poate fi măsurat și într-adevăr nu poate conține o pantă negativă deloc. Pentru a ilustra atât mecanismele, cât și fizica de bază din spatele ei, sistemele simple de oscilație cu frecare sunt considerate constând dintr-un singur mod de vibrație sau dintr-o pereche de moduri.

#### 3.1. Model de pantă de frecare negativă

Pentru a ilustra mecanismul de stick-slip, se poate utiliza un model simplu de masă pe o bandă care se deplasează la viteza  $V_0$  (figura 8). Masa  $m$  este atașată la o fundație rigidă de un arc de rigiditate  $k$  și de un amortizor  $c$  și este ținut pe bandă printr-o sarcină normală constantă  $N$ . Acest model poate fi utilizat pentru a reprezenta o vibrație a roții într-un singur mod natural. Viteza de alunecare dintre masă și bandă reprezintă viteza de mișcare laterală la starea de echilibru (nu viteza de rulare).

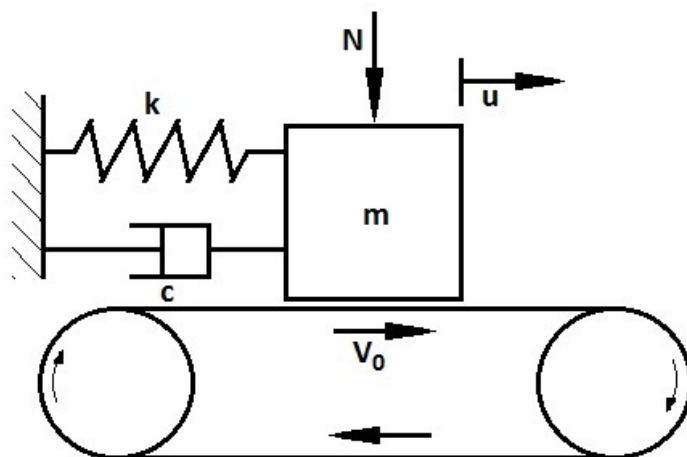


Fig. 8. Vibrația indusă de frecare a oscilatorului cu arc de masă.

Doi coeficienți de frecare sunt considerați a caracteriza comportamentul de frecare conform legii lui Coulomb: coeficientul static  $\mu_s$  (când nu există o mișcare relativă) și cel cinematic  $\mu_k$  (când există o alunecare), unde  $\mu_s \triangleright \mu_k$ . Faza de blocare apare atunci când masa se deplasează cu aceeași viteză ca și banda și forța de frecare  $T(v)$ , care depinde de viteza relativă  $v = V_0 - \dot{u}$ , și satisface  $|T(v)| < \mu_s N$ . Arcul este extins din moment ce masa se mișcă, până când forța arcului depășește limita de frecare și începe faza de alunecare. Prin urmare, sunt necesare două ecuații de mișcare pentru a caracteriza atât fazele de lipire, cât și cele de alunecare:

$$\begin{cases} m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = T(v) = \mu_k(v)N \sin(v) & \text{pentru } \dot{u} \neq 0 \\ \dot{u} = V_0 & \text{pentru } |ku \leq T(0) \end{cases} \quad (3)$$



## ZGOMOTUL PRODUS DE VEHICULELE FERROVIARE ÎN CURBE

unde  $u$  reprezintă deplasarea vibrațiilor și  $(v)$  reprezintă semnul vitezei relative  $v$ . Deoarece se presupune  $v = V_0 - \dot{u} > 0$ , funcția  $(v)$  poate fi eliminată din cele de mai sus. Prima ecuație se aplică ori de câte ori viteza relativă este diferită de zero  $\dot{u} \neq 0$  (condiția de alunecare), în timp ce a doua ecuație se aplică în cazul forței elastice  $ku$  este mai mică decât forța de frecare statică  $T(0)$  (condiția de lipire). Totuși, în cazul contactului, se observă o instabilitate a vitezei de alunecare diferită de zero, iar viteza de vibrație  $\dot{u}$  nu atinge niciodată viteza de alunecare  $V_0$  astfel încât  $|\dot{u}| < V_0$ . Conform primei ecuații, masa descrie o mișcare armonică cu frecvența naturală  $\omega_0 = k/m$ . Cu toate acestea, această frecvență este afectată de un parametru adimensional care cuantifică importanța relativă a fazelor de lipire și alunecare [11]:

$$\beta = (\mu_s - \mu_k) \frac{N}{V_0 m \omega_0} \quad (4)$$

Acest parametru este, de obicei, între 0,1 și 1 pentru situațiile de zgomot în curbă [3] și face perioada de oscilație mai lungă decât perioada naturală asociată sistemului. Pentru valori mici ale lui  $\beta$  faza de alunecare predomină și oscilația frecvența este aproape de  $\omega_0$ ; pentru valori mari de  $\beta$ , faza de lipire predomină și frecvența de oscilație este mai mică de  $\omega_0$  [3]. Mai mult, deoarece mișcarea nu este pur sinusoidală, spectrul acesteia va conține armonice mai înalte în plus față de frecvența fundamentală, o caracteristică adesea observată în măsurătorile zgomotului.

Legea lui *Coulomb* stabilește o tranziție treptată între coeficienții de frecare statică  $\mu_s$  și cinematică  $\mu_k$ , deoarece  $\mu_s > \mu_k$ . Cu toate acestea, coeficientul de frecare scade odată cu creșterea vitezei de alunecare. Panta relației dintre forță și viteză poate fi echivalentă cu un amortizor deoarece stabilește o relație proporțională între forță și viteza relativă; astfel încât o forță care se încadrează în mărime cu creșterea vitezei relative corespunde unui amortizor negativ. Dacă există o amortizare negativă mai mare decât amortizarea pozitivă inerentă a oscilatorului, se produce o vibrație instabilă auto-excitată [1], iar amplitudinea sa ar crește exponențial. În realitate, efectele neliniare în forța de alunecare limitează amplitudinea, deoarece există o regiune cu panta pozitivă apropiată de originea forței de alunecare. *Le Rouzic* [17] a analizat problema de stabilitate pentru acest tip de fricțiune indusă auto-excite oscilatoarele printr-o bifurcare *Hopf* care duce la o soluție de ciclu, adică o vibrație periodică. Prin prima metodă *Lyapunov*, s-a concluzionat că intervalul de instabilitate pentru panta coeficientului de frecare este:

$$\frac{d\mu}{d\tilde{v}} \in ] -21(1 + \zeta) - 2\zeta[, | \quad (5)$$

Tehnici avansate pentru modelarea în timp a frecvențelor mari tren-cale interacțiune unde raportul de amortizare este  $\zeta = c/(2m\omega_0)$  și dimensiunile vitezei relative sunt definite astfel:  $\tilde{v} = kv/(\omega N)$ . Acest rezultat elimină orice instabilitate pentru un coeficient constant de frecare ( $\mu_s = \mu_k$ ) și prin urmare,  $d\mu/d\tilde{v} = 0$  datorită acestui mecanism.

Din formularea neliniară, introducerea fricțiunii care se încadrează în modelele de contacte nestaționare conduce la o problemă numerică în integrarea în timp a dinamicii complete a unui model de interacțiune pe calea ferată.

Pentru un model în timp bazat pe funcțiile lui *Green*, *Zenzerovic* [18] a introdus

frecarea care se încadrează nu ca un parametru local, ci ca o relație între forța laterală de încovoiere și alunecare, obținând cicluri de stick-slip în dinamica contactelor tangențiale.

### 3.2. Mecanismul de frecare constant

Există o creștere a interesului în direcția fenomenelor de cuplare a modului de abordare a zgomotului în curbă, care au fost explicate într-o formă simplificată de către *Hoffmann* [19, 20] și *Sinou* și *Jezequel* [21], prin intermediul modelelor cu domeniu de frecvență. Acest tip de instabilitate poate să apară chiar și având în vedere un coeficient constant de frecare, care rezultă din forțele dependente de deplasare non-conservatoare.

Figura 9 prezintă sistemul tipic adoptat pentru a ilustra acest mecanism, în care coeficientul de frecare  $\mu$  este constant. Aici masa are două grade de libertate și două arcuri. Pe măsură ce masa vibrează, apar variații ale sarcinii normale, ceea ce duce la variații ale forței de frecare. Modurile roții pot avea atât componente verticale, cât și laterale, iar unghiul de contact  $\alpha$  al roții cu șina poate varia. Cel puțin două moduri sunt necesare pentru inițierea acestui mecanism. Considerând oscilații mici în jurul echilibrului de alunecare la starea de echilibru, sistemul din figura 9 poate fi descris matematic ca:

$$\begin{pmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} k_{11} & k_{12} - \mu K_H \\ k_{21} & k_{22} \end{pmatrix} \begin{Bmatrix} x \\ y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (6)$$

unde termenii  $k_{ij}(\alpha_1, \alpha_2)$  din matricea de rigiditate depind de orientarea și rigiditatea arcurilor, care depind, în schimb, de unghiurile  $\alpha_1$  și  $\alpha_2$  [21].  $K_H$  reprezintă rigiditatea de contact *Hertz*-ian linearizată [22];  $x$  și  $y$  sunt deplasările de vibrații în direcții tangențiale și normale, respectiv, și  $F$  și  $N$  sunt forțele de frecare corespunzătoare și forțele normale. Cea mai importantă caracteristică a relației (6) este că matricea de rigiditate nu este simetrică. Se poate arăta [19] că dacă termenul diagonal superior al matricei de rigiditate  $k_{12} - \mu K_H < 0$ , datorită valorii coeficientului de frecare  $\mu$ , sistemul poate deveni instabil.

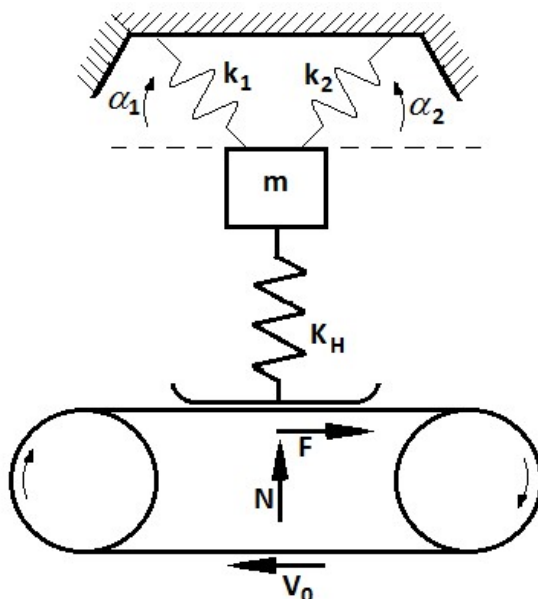


Fig. 9. Sistem cu două grade de libertate în mișcare.

## ZGOMOTUL PRODUS DE VEHICULELE FERROVIARE ÎN CURBE

*Hoffmann* [19] a investigat efectul înclinării planului de contact (sau a unghiului de contact) dintre roată și șină, analizând partea reală a valorilor proprii ale sistemului pentru diferite valori ale unghiului de contact și coeficientului de frecare. Pentru modelul cu două moduri ale roții propuse în [19], s-a constatat o instabilitate pentru unghiurile de contact între  $30^\circ$  și  $80^\circ$  pentru un coeficient de frecare de cel puțin 0,4, arătând că, pentru aceste două moduri, cuplarea modului poate apărea la un contact relativ ridicat pentru aceste unghiuri. Astfel de valori ale unghiului de contact se regăsesc de obicei pe roata exterioară a osiei atunci când punctul de contact se deplasează spre buza de ghidare. O altă caracteristică interesantă a răspunsului datorată cuplării modului este că efectul de amortizare în cazul cuplării modului nu este simplu [20, 21]; de fapt, o creștere a amortizării poate favoriza instabilitatea în anumite situații sau în alte situații poate îmbunătăți stabilitatea.

Pentru a modela acest mecanism prin intermediul modelelor de domeniu temporal, în studiile din literatura de specialitate se aplică în mod obișnuit o roată ne-rotativă modelată folosind metoda FE [9, 23]. Privită din contactul roată - șină, rotația face ca unele dintre vârfurile de rezonanță ale roții să se împartă corespunzător undelor care se deplasează în direcții opuse. Folosind o roată ne-rotativă încărcată de o forță de contact roată - șină care se deplasează la viteză constantă în jurul perimetrului roții, *Thompson* a fost capabil să țină seama de împărțirea vârfurilor de rezonanță, chiar dacă neglijează efectele de inerție datorate rotației [3]. Deși în majoritatea cazurilor raportate implică zero moduri axiale - nodale în cerc, excitate la roata interioară de conducere, au fost evidențiate unele evenimente neobișnuite în care sunt implicate diferite fenomene. Chiar și pentru modurile axiale de pe roata interioară principală, modul dominant poate varia într-o gamă largă de frecvențe, cu  $n$  valori de la 2 la 9. Motivele pentru acest lucru nu sunt clare.

### 4. ALTE TIPURI DE EXCITARE

Două alte mecanisme de excitație sunt descrise mai jos: excitația prin rugozitate și excitația prin neregularități discrete.

#### 4.1. Excitație prin rugozitate

Densitatea suprafețelor de rulare și a șinei este în general acceptată ca fiind cauza predominantă a apariției zgomotului de rulare [24].  $0,1 - 30 \mu m$  este intervalul pentru amplitudinile tipice de rugozitate, deși chiar și cele mai mari pot apărea pentru șinele ondulate severe. *Thompson* [24] a estimat că intervalul din lungimea de undă de  $300 \mu m - 10 mm$  este cea mai importantă pentru apariția zgomotului de rulare.

Majoritatea modelelor de interacțiune dintre roată și șină presupun că distribuția rugozității acționează într-un singur punct chiar dacă roata și șina fac contact într-o zonă mică menționată. Această presupunere împiedică rugozitatea să influențeze dimensiunea și forma semnalului; astfel, modelele cu ipoteza de contact într-un punct trebuie să includă efectele rugozității în pre-prelucrarea lor, care sunt:

- Efectul filtru de contact: lungimile de undă într-o măsură mai scurtă decât lungimea benzii de contact în direcția de rulare excită într-o măsură mai mică sistemul decât lungimile de undă mai lungi.

- Variațiile înălțimii profilului de rugozitate pe lățime afectează de asemenea excitația roții și a șinei. Cu cât coerența este mai mare între semnalul de contact, cu atât este mai mare această excitație.

*Remington* [25] a propus un model analitic pentru introducerea filtrului de contact ca o corecție în modelele de domeniu de frecvență pentru semnalul de contact circular. *Remington* și *Webb* [26] și-au prezentat modelul 3D-DPRS, care introduce un punct de tip *Winkler* în semnalul de contact, incluzând, prin urmare, ambele efecte menționate mai sus, fără adăugarea unei corecții. Acest model a permis lui *Thompson* [27] să concluzioneze că corecția analitică dă atenuare excesivă la lungimi de undă scurte și rezultate rezonabile pentru lungimile de undă mai mici decât lungimea semnalului de contact în comparație cu modelul 3D-DPRS.

Calculul unei rugozități echivalente ca etapă de pre-procesare [28] pentru fiecare poziție a roții pe șină (folosind, de exemplu, modelul 3D-DPRS) pare să fie o modalitate de a introduce acest efect. O altă posibilitate este utilizarea directă a unui model de contact mai realist (de exemplu, CONTACT [29]), care consideră dimensiunea finită a semnalului de contact la fiecare pas de timp.

#### 4.1. Excitare prin neregularități discrete

Apariția zgomotului de impact se datorează, în cea mai mare parte, celor două neregularități discreționare de pe suprafața roții și a șinei: bandajul roți și joantele șinei. O roată plată apare atunci când roata se blochează și se alunecă de-a lungul șinei datorită unei defecțiuni a frânelor sau lipsei de aderență între roată și șină; această glisare duce la aplatizarea roții [30]. Elementele de legătură ale șinei sunt prezente în cale pentru a compensa deplasările termice sau pentru a izola electric șinele.

Bandajele roților sunt introduse, în general, prin funcții simple de nereguli analitice. Cele mai utilizate în mod obișnuit sunt cele propuse de *Newton* și *Clark* [31] și *Wu* și *Thompson* [32], care includea funcții pătratice pentru a descrie șina îmbinată ca o joantă.

Aceste neregularități discrete nu pot fi „văzute” pentru modele cu un singur punct de contact; *Wu* și *Thompson* respectă această procedură pentru bandajul roților [33] și joantele șinei [29]. *Baeza* [34] a folosit aceeași formă de neregularitate echivalentă pentru bandajele roților, de asemenea, funcțiile de pre-calculare a rigidității pentru fiecare poziție unghiulară a roții plate, cu un model de contact 3D, pentru a include modificările în rigiditate.

## CONCLUZII

Zgomotul curbei rămâne o problemă controversată, deoarece apare mai degrabă ca o problemă aleatoare decât deterministă. Acest fenomen constă într-un zgomot tonal de înaltă frecvență, care apare mai ales în osiile montate pe osie ale unui boghiu care rulează într-o curbă strânsă.

Introducerea unei osii montate într-o curbă este un proces în care apar forțe de alunecare pentru a conduce osia. Mecanismul de direcție depinde de profilul și diametrul roții, de raza curburii, de lățimea șinei și de rigiditatea suspensiei primare. În condiții nefavorabile ale parametrilor anteriori, osia se deplasează în direcția exterioară a curbei, deplasând contactul pe buza de ghidare a roții care produce o forță de contact normală și care reechilibrează osia.

Majoritatea cazurilor analizate implică zero moduri axiale la roata interioară de conducere, dar unele evenimente neobișnuite au fost evidențiate acolo unde sunt implicate diferite fenomene.

Scăderea frecării, care acționează ca o amortizare negativă, a fost recunoscută ca cel

## ZGOMOTUL PRODUS DE VEHICULELE FERROVIARE ÎN CURBE

mai acceptat mecanism pentru generarea zgomotului. Lucrările recente indică faptul că instabilitățile asociate cu zgomotul pot apărea chiar și pentru modelele de contact cu coeficient constant de frecare.

Dificultatea de a măsura parametrilor locali de contact (alunecarea) pentru condiții instabile la frecvențe înalte, în loc de situații cvasi-stactice măsurate de platformele de testare, conduce la nevoia de a dezvolta modele care să permită diferențierea influenței ambelor mecanisme.

### BIBLIOGRAFIE

- [1] **M.J. Rudd**, „*Wheel/rail noise – Part II: Wheel squeal*”, *Journal of Sound and Vibration*, 46(3):381–394, 1976.
- [2] **P.J. Remington**, „*Wheel/rail squeal and impact noise: What do we know? What we don't know? Where do we go from here?*”, *Journal of Sound and Vibration*, 46(3):381–353, 1985.
- [3] **D.J. Thompson**, „*Railway Noise and Vibration: Mechanisms, Modelling and Means of Control* Elsevier”, Oxford, UK, 2009.
- [4] **D. Hanson, J. Jiang, B. Dowdell, R. Dwight**. „*Curve squeal: causes, treatments and results*”, INTER-NOISE and NOISE-CON Congress and Conference Proceedings, 249:6316–6323, Melbourne, Australia, 2014
- [5] **Ch. Glocker, E. Cataldi-Spinola, R.I. Leine**, „*Curve squealing of trains: Measurement, modelling and simulation*”, *Journal of Sound and Vibration*, 324:365–386, 2009.
- [6] **N. Vicent, J.R. Koch, H. Chollet, J.Y. Guerder**, „*Curve squeal of urban rolling stock – Part 1: State of the art and field measurements*”, *Journal of Sound and Vibration*, 293:691–700, 2006.
- [7] **J.R. Koch, N. Vincent, H. Chollet, O. Chiello**, „*Curve squeal of urban rolling stock – Part 2: Parametric study on a 1/4 scale test rig*”, *Journal of Sound and Vibration*, 293:701–709, 2006.
- [8] **S.S. Hsu, Z. Huang, S.D. Iwnicki, D.J. Thompson, C.J.C. Jones, G. Xie, P.D. Allen**, „*Experimental and theoretical investigation of railway wheel squeal*”, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part F: Journal of Rail and Rapid Transit*, 221:59–73, 2007.
- [9] **A. Pieringer**, „*A numerical investigation of curve squeal in the case of constant wheel/rail friction*”. *Journal of Sound and Vibration*, 333(18):4295–4313, 2014.
- [10] **P.J. Remington**. „*Wheel/rail noise – Part IV: Rolling noise*. *Journal of Sound and Vibration*”, 46(3):419–436, 1976.
- [11] **D.J. Thompson, C.J.C. Jones**, „*Sound radiation from a vibrating railway wheel*”, *Journal of Sound and Vibration*, 253(2):401–419, 2002.
- [12] **I. Sebeșan**, „*Dinamica Vehiculelor Feroviare*”, Editura MatrixRom, București 2011.
- [13] **B.E. Croft**, „*The Development of Rail-head Acoustic Roughness*”, PhD thesis, Institute of Sound and Vibration Research, University of Southampton, Southampton, United Kingdom, October 2009.
- [14] **A. Pieringer, L. Baeza, W. Kropp**, „*Modelling of railway curve squeal including effects of wheel rotation*”, In *Noise and Vibration Mitigation for Rail Transportation Systems*, Berlin Heidelberg, 2015.
- [15] **B. Ding, G. Squicciarini, D.J. Thompson**, „*Effects of rail dynamics and friction characteristics on curve squeal*”, XIII International Conference on Motion and Vibration Control and XII International Conference on Recent Advances in Structural Dynamics (MoViC/RASD), Southampton, 2016.
- [16] **Z.Y. Huang**, „*Theoretical Modelling of Railway Curve Squeal*”, PhD thesis, University of Southampton, UK, 2007.
- [17] **J. Le Rouzic, A. Le Bot, J. Perret-Liaudet, M. Guibert, A. Rusanov, L. Douminge, F. Bretagnol, D. Mazuyer**, „*Friction-induced vibration by Stribeck's law: application to wiper blade squeal noise*”, *Tribology Letters*, 49:563–572, 2013.

- [18] **I. Zenzerovic**, „*Engineering model for curve squeal formulated in the time domain*”, Thesis for the Degree of Licentiate of Engineering, Department of Civil and Environmental Engineering, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 2014.
- [19] **N. Hoffmann, M. Fischer, R. Allgaier, L. Gaul**, „*A minimal model for studying properties of the mode-coupling type instability in friction induced oscillations*”, *Mechanics Research Communications*, 29(4):197–205, 2002.
- [20] **N. Hoffmann, L. Gaul**, „*Effects of damping on mode-coupling instability in friction induced oscillations*”, *Journal of Applied Mathematics and Mechanics*, 83(8):524–534, 2003.
- [21] **J.J. Sinou, L. Jezequel**, „*Mode coupling instability in friction-induced vibrations and its dependency on system parameters including damping*”, *European Journal of Mechanics-A/Solids*, 26(1):106–122, 2007.
- [22] **K.L. Johnson**, „*Contact Mechanics*”, Cambridge University Press, 1987.
- [23] **U. Fingberg**, „*A model of wheel/rail squealing noise*”, *Journal of Sound and Vibration*, 143(3):365–377, 1990.
- [24] **D.J. Thompson, C.J.C. Jones**, „*A review of the modelling of wheel/rail noise generation*”, *Journal of Sound and Vibration*, 231(3):519–536, 2000.
- [25] **P.J. Remington**, „*Wheel/rail noise, I: Theoretical analysis*”, *Journal of the Acoustical Society of America*, 81(6):1824–1832, 1987.
- [26] **P. Remington, J. Webb**, „*Estimation of wheel/rail interaction forces in the contact area due to roughness*”, *Journal of Sound and Vibration*, 193(1):83–102, 1996.
- [27] **D.J. Thompson**, „*The influence of the contact zone on the excitation of wheel/rail noise*”. *Journal of Sound and Vibration*, 267:523–535, 2003.
- [28] **A. Neacsu, 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.
- [29] **E. Vollebregt**, „*User Guide for CONTACT, Vollebregt & Kalker's Rolling and Sliding Contact Model (Technical Report TR09-03)*” Version 12.2, VORtech, 2012.
- [30] **J. Jergéus**, „*Railway Wheel Flats – Martensite Formation, Residual Stresses, and Crack Propagation*”, PhD Thesis, Division of Solid Mechanics, Chalmers University of Technology, Gothenburg, Sweden, 1998.
- [31] **S.G. Newton, R.A. Clark**, „*An investigation into the dynamic effects on the track of wheel flats on railway vehicles*”, *Journal of Mechanical Engineering Science*, 21(4):287–297, 1979.
- [32] **T.X. Wu, D.J. Thompson**, „*On the impact noise generation due to a wheel passing over rail joints*”, *Journal of Sound and Vibration*, 267:485–496, 2003.
- [33] **T.X. Wu, D.J. Thompson**, „*A hybrid model for the noise generation due to railway wheel flats*”, *Journal of Sound and Vibration*, 251(1):115–139, 2002.
- [34] **L. Baeza, A. Roda, J. Carballeira, E. Giner**, „*Railway train/track dynamics for wheel flats with improved contact models*”, *Nonlinear Dynamics*, 45:385–397, 2006.