

ANALIZA SIGURANȚEI CONTRA DERAIERII ÎN CAZUL LOCOMOTIVEI DIESEL BR 232 LUDMILA

ANALYSIS OF SAFETY RAILWAY AGAINST DERAILMENT IN CASE OF LUDMILA BR 232 DIESEL LOCOMOTIVE

Alexandru BADEA¹, Gabriel Angheluș BADEA², Marius BOLĂNU³, Gabriel POPA⁴,
Claudiu Nicolae BADEA⁵, George DUMITRU⁶

¹Universitatea „Politehnica” București, Splaiul Independenței nr. 313, sect. 6,
e-mail autor: Alexandru BADEA: alexsinaia@yahoo.com

^{1,4,5}Universitatea „Politehnica” București, Splaiul Independenței nr. 313, sect. 6, București, Romania.

^{2,3,6}Autoritatea Feroviară Română, Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România.

e-mail autor: Alexandru BADEA: alexsinaia@yahoo.com, Gabriel Angheluș BADEA:
gbadea@afer.ro, Marius BOLĂNU: bolanumarius@gmail.com, Claudiu-Nicolae BADEA:
casagalbenas@yahoo.com, George DUMITRU: george.dumitru.cfr@gmail.com,

Rezumat: Șocul de atac se produce la circulația unui vehicul feroviar într-o curbă, în care apare un cot discontinuu, matematic reprezentat de un punct unghiular, unghiul de șoc din acest punct produce o schimbare bruscă de direcție a vehiculului respectiv o forță dinamică de șoc. În lucrare se prezintă modelul matematic pe baza căruia se determină forța dinamică de șoc și influența acesteia asupra siguranței ghidării vehiculului de cale ferată. Studiul s-a exemplificat pentru cazul unei locomotive diesel clasa BR 232 pe două boghiuri a câte trei osii, pentru transportul trenurilor grele de marfă dar și cu posibilitatea remorcării trenurilor de călători, deoarece vehiculele feroviare motoare cu boghiuri pe trei osii în general la circulația în curbe, înscrierea este mai pretențioasă comparativ cu boghiurile motoare pe două osii și pentru că în cazul în care în mod accidental apar coturi discontinue, riscul apariției fenomenului de escaladare a ciupercii șinei de cale de către roata atacantă, este mai pronunțat. De asemenea, în lucrare se mai arată și că forța dinamică poate conduce la creșterea inacceptabilă a forței de ghidare Y a osiei conducătoare a vehiculului și deci la depășirea raportului $(Y/Q)_{lim}$ care definește limita la deraiere, Q fiind sarcina pe roata atacantă. În concluzii se indică măsurile constructive ce trebuiesc adoptate pentru asigurarea siguranței ghidării vehiculului la circulația în curbe.

Cuvinte cheie: deraiere, deripare, alunecări, ghidare, unghi de atac.

Abstract: The shock attack occurs in the movement of a railway vehicle in a curve, in which it occurs an elbow discontinuously, mathematically represented by an angular angle produces a shock of this sudden change in direction of the vehicle that a dynamic force shock. The paper presents mathematical model based on the dynamic force that determines the shock and its influence on vehicle safety guidance. The study was exemplified by the case of a locomotive on two bogies of three axles, as is the case of diesel locomotives class BR 232, to identify the conduct dynamic of it in circulation in curve where the accident occurred elbows staple affecting the safety movement against derailment. Furthermore, the paper also shows that the dynamic action of overloads transverse horizontal may increase unacceptable force guiding Y axle driving the vehicle and thus overcome ratio $(Y/Q)_{lim}$ defining limit derailment, Q being the load on the attack wheel. The conclusions indicate constructive measures that must be taken to ensure the safety of the vehicle to guide in the movement of in curves.

Keywords: derailment, trackslides, slips, guiding, angle of attack.

1. INTRODUCERE

În zona de contact roată - șină, respectiv în centrul acesteia, acționează, din partea șinei, forța normală de rezemare N_i perpendicular pe planul tangent de contact și conținută în

planul vertical normal pe cele două fire de cale și forța de frecare T_i perpendiculară pe forța normală și deci conținută în planul tangențial de contact [1]. Orientarea spațială a forțelor de contact, ca de altfel și a vitezelor de alunecare, depinde de poziția osiei în cale, care este caracterizată prin unghiul de atac α și prin decalajul y_c față de poziția sa mediană. Înclinarea planului tangent de contact față de planul orizontal este dată de unghiul δ_i care este unghiul dintre dreptele de intersecție a planului vertical pe firele căii cu planul tangent de contact și cu planul orizontal care trece prin punctul de contact.

Orientarea spațială a forței normale N_i este determinată exclusiv de condiții geometrice. Din cauza unghiurilor de atac mici, obișnuite în exploatare, componenta longitudinală a forței normale poate fi neglijată, forța normală fiind considerată că acționează în planul vertical - transversal (YZ), acolo unde au loc cu precădere și transferurile de sarcină (figura 1).

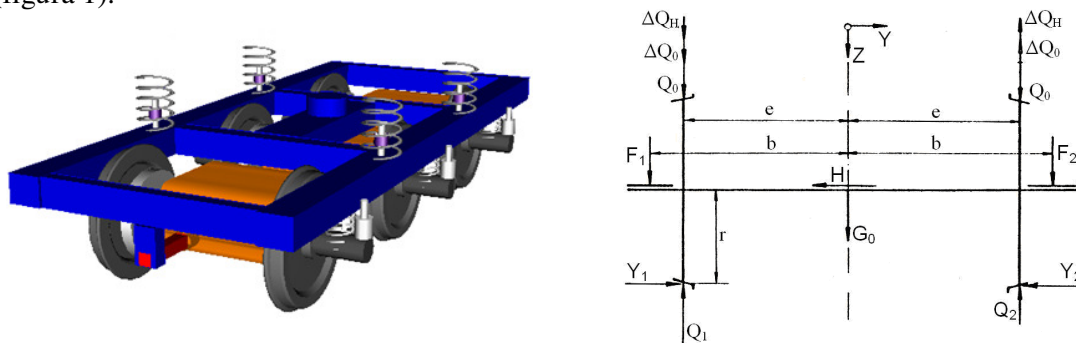


Fig. 1. Transferurile de sarcină pe osia locomotivei BR 232 [1]

Orientarea spațială a forței de frecare T_i este determinată în primul rând de condițiile geometrice, deoarece aceasta este conținută în planul tangent de contact, dar fiindcă, conform legilor generale ale frecării, are aceeași direcție cu viteza de alunecare și orientată în sens opus acesteia, este determinată și de alunecările care se produc în punctele de contact, adică de condițiile cinematice.

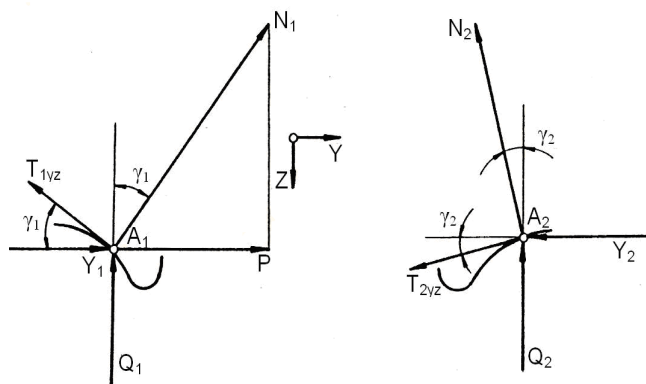


Fig. 2. Forțele de contact roată - șină în planul orizontal și vertical - transversal

Mărimea care definește orientarea spațială în planul tangent de contact al forței de frecare T_i , datorită condițiilor cinematice este un unghi de alunecare ξ_i , care în punctele de contact de pe suprafața de rulare are tangenta aproximativ egală cu raportul dintre alunecările longitudinale și cele transversale. De regulă, alunecările transversale sunt determinate de unghiul de atac α și, ca urmare, componentele transversale ale forțelor de frecare vor avea același sens pe ambele roți. Alunecările longitudinale, în cazul când osia rulează liber, sunt

determinate de diferențele de raze ale cercurilor efective de rulare, care depind de decalajul y_c , fiind de regulă de sens contrar pe cele două roți (figura 2).

Valoarea lui termenului $\cos \zeta_i$ în acest caz, indiferent de unghiul de atac α , este aproximativ unitar. În regim de tracțiune sau frânare, creșterea vitezelor de alunecare longitudinale face ca valoarea $\cos \zeta_i$ să scadă mult sub valoarea unitară, scădere care este influențată și de unghiul de atac α . Mărimea forței de frecare $T_i = \tau_i N_i$ este dependentă de coeficientul de frecare τ_i , care are o variație neliniară cu viteza de alunecare, respectiv cu pseudo-alunecarea.

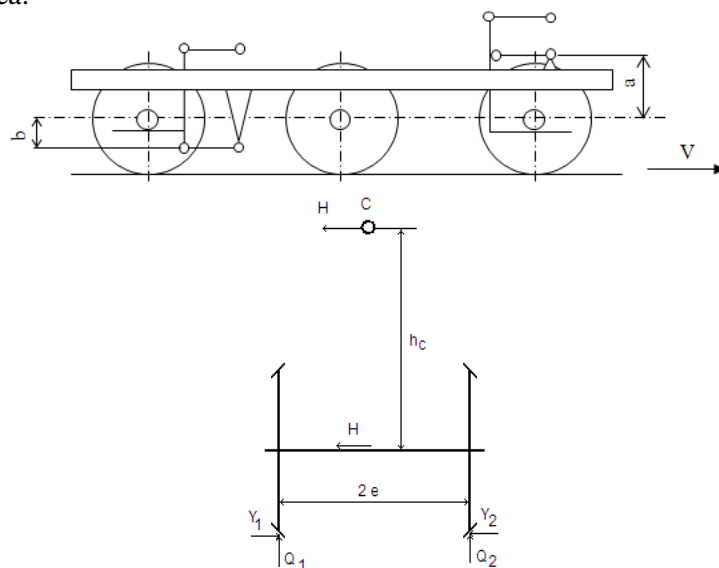


Fig. 3. Forțele de conducere pe roțile locomotivei BR 232

În cazul osiilor conducătoare, care realizează și ghidarea celorlalte osii din același șasiu, roata atacantă 1 poate rula în bicontact cu șina atacată (figura 2), situație care este proprie profilurilor conice în stare nouă [2]. În acest caz, pe lângă punctul de contact A_1 , mai apare al doilea punct A'_1 , care devine punct de ghidare.

În cazul bicontactului la roata atacantă unghiul de flanc γ'_1 este mic și atunci forța de conducere se poate considera $P = N_1 \sin \gamma_1$. La roata neatacantă a osiei, tot datorită unghiului de flanc mic în punctul de contact A_2 , forța de conducere este neglijabilă (figura 3).

Mărimea forței de ghidare Y_i rezultă pe fiecare roată, din însumarea verticală a componentei orizontale a forței normale cu componenta orizontal - transversală a forței de frecare. Valoarea maximală a lui Y_i apare pe roata atacantă a unei osii conducătoare, unde intervine și forța de conducere P [3].

2. DETERMINAREA LIMITEI DE DERAIERE ÎN CAZUL LOCOMOTIVEI DIESEL BR 232

Siguranța contra deraierii la o locomotivă diesel din clasa BR 232 de cale ferată este determinată de capacitatea de ghidare a osiei conducătoare, care reprezintă forța maximă de ghidare pe roata atacantă la limita de deraiere (figura 4) [4]. Capacitatea de ghidare a osiei conducătoare rezultă din condițiile de echilibru în plan vertical - transversal al forțelor care acționează asupra osiei.

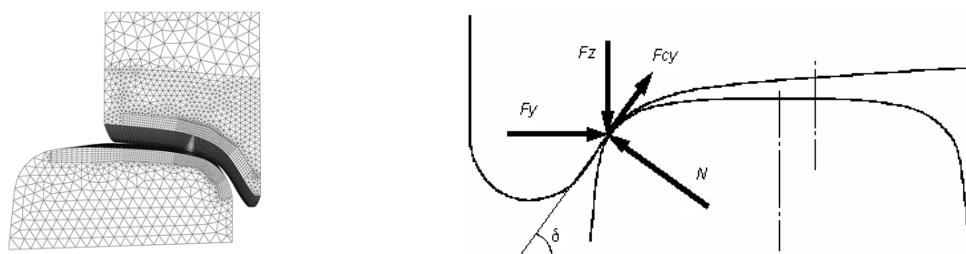


Fig. 4. Simularea fenomenului de exaladare a șinei de către roata atacantă

În cazul bicontactului roții atacante cu șina, creșterea forței de ghidare Y_1 face să crească în punctul de ghidare A_1 reacțiunea N_1 și, în consecință, va crește și acțiunea descărcătoare a componentei T_{1yz} a forței de frecare, din care cauză se micșorează reacțiunea N_1' din punctul de sprijin A_1' . Situație în care se ajunge la $N_1' = 0$, deci când punctul de sprijin A_1' este complet descărcat și sarcina Q_1 de pe roata atacantă trece în întregime pe buza de ghidare a roții în punctul A_1 , se ajunge la limita de deraiere.

Dacă față de această situație forța Y_1 va crește în continuare, buza roții conducătoare se va urca pe flancul interior al șinei, producându-se deraierea. În cazul monocontactului, se ajunge la limita de deraiere atunci când punctul unic de contact A_1 a ajuns pe buză la un unghi de flanc maxim.

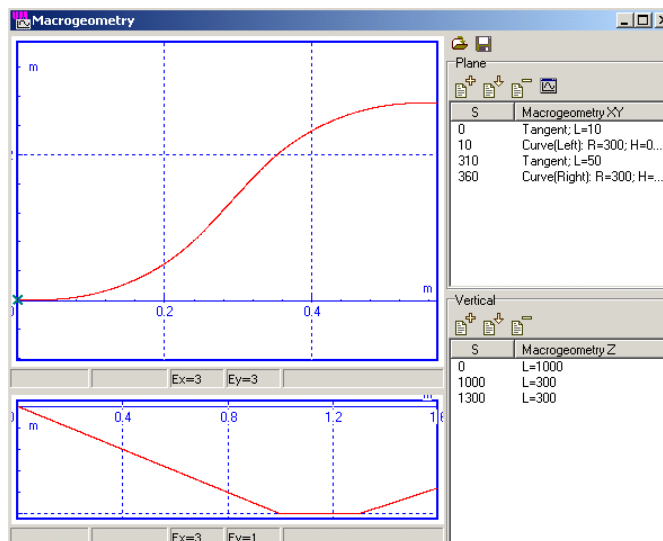


Fig. 5. Macroeometria comportamentului dinamic al roții atacante - măsurători în circulație [5]

Urmare a analizării procesului de deraiere, am remarcat faptul că formula lui Nadal s-a dedus numai din forțele de contact de pe roata atacantă, fără a se ține seama de dependența care există între sarcina pe o roată și forța de ghidare și nici de influența efectului de spin în punctul de contact de pe buză asupra coeficientului de frecare (figura 5).

Ca urmare a experiențelor efectuate în cadrul Comitetelor ORE B 55 și ORE B 136, s-a recomandat adoptarea valorii coeficientului de frecare $\mu = 0,36$, considerată ca acoperitoare în cazul aplicării în calculele de siguranță contra deraierii a formulei lui Nadal, care arată și influența favorabilă a creșterii unghiului de flanc al buzei γ_1 asupra capacității de

ghidare. Totodată, a reieșit din calcule și experimente, avantajul unghiului de flanc de 70° al suprafeței exterioare de ghidare a buzei roții pentru sporirea capacității de ghidare a osiei. Lucrările Comitetului ORE B 55 au arătat că, pentru a se evita deraierea vehiculului în linie curentă, raportul Y_1/Q_1 trebuie să fie inferior valorii limită $(Y_1/Q_1)_{lim} = 1,2$.

La circulația peste aparatele de cale, experiențele efectuate în cadrul Comitetelor C 9 și C 70 au permis să se tragă concluzia că la macazuri $(Y/Q)_{lim} = 0,8$ iar la contactul vârfului buzei cu vârful inimii de la încrucișări trebuie să se asigure un raport $(Y/Q)_{lim} = 0,4$.

3. SIGURANȚA CONTRA DERAIERII SUB INFLUENȚA FORTELOR EXTERIOARE

Raportul $(Y_1/Q_1)_{lim}$ nu poate constitui un criteriu corect de apreciere a siguranței contra deraierii decât numai în cazul când sarcina pe roata atacantă Q_1 reprezintă componenta verticală a reacțiunii efective a șinei la limita de deraiere (figura 6), ținând seama de faptul că aceasta este dependentă de forța de ghidare Y_1 [6].

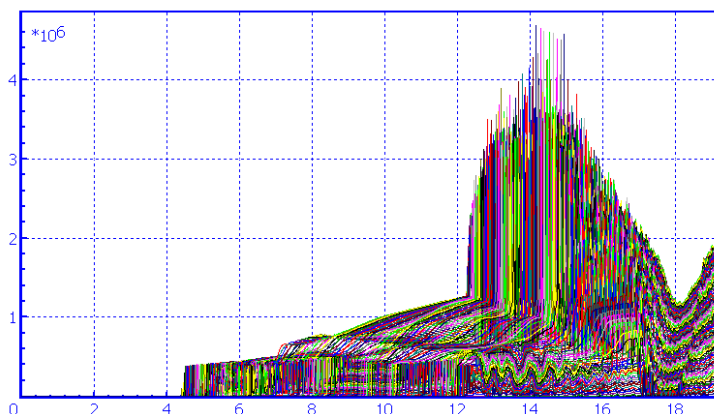


Fig. 6. Diagrama de efort a tensiunilor în zona de contact în cazul simulării deraierii [7]

Unghiul de flanc γ_2 depinde de forma profilului roții și al șinei, precum și de ecartamentul căii (la profilurile conice $tg \gamma_2 = 0,05$). În general, termenul $tg (\gamma_2 + \delta_2)$ este propriu fiecărui vehicul și organelor respective de rulare, fiind influențat de unghiul de atac α . La limita de deraiere, în conformitate cu formula lui Nadal, Y_1 trebuie să satisfacă condiția $Y_1 = Q_1 \cdot tg(\gamma_1 - \delta_1)$ în care $tg(\gamma_1 - \delta_1)$ are valorile limită bine determinate în funcție de unghiul de flanc al buzei.

4. INFLUENȚA ȘOCULUI DE ATAC ASUPRA SIGURANȚEI CONTRA DERAIERII

În curbele căii ferate pot apărea abateri de la dimensiunile nominale, care pot fi sub formă de coturi continue sau discontinue, ce produc forțe dinamice de interacțiune dintre vehicul și calea de rulare în direcție transversală și înrăutățesc calitatea mersului și pot periclita siguranța ghidării vehiculelor [6]. Coturile continue ale căii sunt caracterizate prin abaterile de curbură cu variație continuă care, suprapunându-se peste torsionările căii, duc la variația atât a insuficienței de supraînălțare, cât și a accelerației transversale a vehiculului. În țara noastră, coturile continue sunt limitate prin toleranțele admise la săgețile măsurate.

Dacă vehiculul circulă cu viteză constantă într-o curbă lipsită de abateri cu insuficiența de supraînălțare I , cutia sa de masă m_c va fi supusă unei accelerații transversale cvasistatice γ_{T0} , respectiv unei forțe centrifuge necompensate F_n . Ca urmare, pe fiecare osie va acționa o forță de conducere cvasistatică a șasiului H . Concomitent cu apariția forței H are loc și o comprimare elastică a elementelor suprastructurii căii și a vehiculului. Considerând că rigiditatea totală a acestora este c_y , deformația lor statică va fi $y_c = H/c_y$. Prin urmare, vehiculul va putea fi considerat ca un oscilator armonic simplu [8], adică un sistem masă - arc, în care y_c reprezintă deformația statică a arcului. În momentul în care vehiculul atinge cu roata exterioară a primei osii vârful unui cot discontinuu, șina va fi atacată cu o viteză de atac $v \sin \delta \approx v\delta$, având o direcție perpendiculară pe șina atacantă. Se produce astfel o forță dinamică $H_d = c_y \cdot y_d$ de conducere a șasiului numită și forță de șoc sau forță de atac, în care y_d reprezintă deformația dinamică a arcului cu rigiditatea cumulată c_y . În procesul de șoc nu participă întreaga masă a vehiculului, ci numai o parte din aceasta, respectiv o masă "redușă", notată cu m_r iar expresia forței dinamice maxime H_{dmax} poate fi dedusă aplicând teorema conservării energiei. Componenta vitezei de atac $v \cdot \sin \delta$ este perpendiculară pe șină și va da masei m_r în această direcție, o energie cinetică având valoarea $(1/2) \cdot m_r \cdot (v \cdot \sin \delta)^2$ care este preluată elastic de arcul de rigiditate c_y dintre masă și șine. În momentul în care comprimarea arcului este maximă y_{dmax} , energia cinetică devine nulă, transformându-se în întregime în energie potențială. Dacă se va asocia unui cot discontinuu, un alt cot care este continuu, atunci datorită variației ΔI [mm] a insuficienței de supraînălțare, în momentul atacului, vehiculul va avea o accelerație suplimentară $\Delta \gamma_{T0}$ și va efectua un lucru mecanic suplimentar pe distanța y_{dmax} . Forța maximă de șoc se produce când termenul $\sin(\omega t - \varphi) = 1$, deci pe firul exterior al căii, după timpul socotit din momentul atingerii vârfului de cot iar pe firul interior după $t_i = 3t_e$, unde t este definit de relația:

$$H_{dmax} = c_y y_{dmax} = m_r \Delta \gamma_{T0} + \sqrt{(m_r \Delta \gamma_{T0})^2 + c_y m_r (v \sin \delta)^2} \quad (1)$$

Frecările din sistemul vibratoriu produc amortizarea fenomenului până la dispariția sa completă [9], aceasta dacă forțele mari de conducere nu au provocat între timp deraierea vehiculului. Rezultă că valorile maxime ale forțelor care se transmit căii, solicitând-o la deripare, sunt $H_{max} = H + H_{dmax}$ pentru firul exterior al căii de rulare și respectiv $H_{max} = H_{dmax} - H$ pe firul interior [10]. Deraierea vehiculului, prin depășirea raportului $(H/Q_0)_{lim}$, are loc de regulă pe firul interior al căii, care este mai descărcat decât cel exterior [11]. Știind că valoarea coeficientului de aderență poate fi în plaja (0,2...0,8) în funcție de calitatea contactului roată - șină vom avea valorile din tabelul 1.

Tabelul 1

Tensiunile în zona contactului roată - șină funcție de variația suprasarcinilor dinamice

Suprasarcina verticală pe osie	N	MPa	MPa	MPa
119,3		220,9	-611,1	159,8
226,4		274,3	-678,8	206,4
495,1		284,4	-692,7	215,1
660,0		334,4	-828,5	251,6
873,0		414,8	-1358,1	279,0

5. REZULTATE ȘI MĂSURĂTORI EXPERIMENTALE

În această lucrare s-a prezentat exemplul de calcul efectuat pentru un vehicul pe boghiuri cu două osii, fără suspensie centrală, care circulă cu viteza V [km/h] într-o curbă de rază R [m] cu supraînălțarea h [mm]. Acestei curbe, pentru coarda de lungime C [m], îi corespunde o săgeată $f = C^2/(8R)$ [m]. Existența unui cot continuu peste curba de bază s-a pus în evidență prin măsurarea unei săgeți f_1 , ceea ce conduce la o rază de curbura $R_1 = C^2/(8f_1)$. Un astfel de cot în cale, cu variația continuă a razei de curbura de la R la R_1 , și păstrarea supraînălțării h , duce la variația insuficienței de supraînălțare $\Delta I = 11,8 \cdot V^2 \cdot [(1/R_1) - (1/R)]$ [mm] și la o accelerație transversală suplimentară $\Delta \gamma_{TO} = \Delta I/153$ [m/s²]. De asemenea, s-a considerat că pe curba de rază R_1 apare un cot discontinuu, care s-a pus în evidență prin măsurarea unei diferențe de săgeți $f_d - f_1$, unghiul δ fiind dat de relația:

$$m_r = \frac{m_{rc} + m_b}{1 + (x_b / i_{bz})^2 + (z_b / i_{bx})^2} \quad (2)$$

și s-a considerat în studiul de calcul că pivotul (crapodina) este situat în centrul de masă al boghiului, determinând ulterior în acest punct valoarea masei reduse m_{rc} a cutiei locomotivei.

Masa redusă m_r a întregului vehicul a fost determinată cu relația (2), unde m_b reprezintă masa suspendată a boghiului, iar i_{bx} și i_{bz} sunt razele de inerție ale boghiului. Cunoscând rigiditatea transversală a suspensiei osiei c_y , cu relația (1) se determină forța dinamică maximă H_{dmax} . Forța cvasistatică H care acționează asupra osiei va fi dată de relația:

$$H = \left(\frac{2Q_0}{g} - m_0 \right) \gamma_{TO} = (2Q_0 - m_0 \cdot g) \frac{I}{1500} \quad (3)$$

unde m_0 reprezintă masa nesuspendată corespunzătoare unei osii, $2Q_0$ - sarcina pe osie și I insuficiența de supraînălțare pe curba de rază R . Pentru a face verificarea la deripare a căii trebuie să se țină seama de faptul că aceasta este solicitată atât de forța H_{max} , dată de relația:

$$H_{max} = H + H_{dmax}, \quad H_{max} = H_{dmax} - H \quad (4)$$

cât și de forța de inerție a osiei, precum și de expresia forței de inerție a osiei, care este redată în forma relației:

$$\Delta Q_0 = H \cdot (h_c / 2 \cdot e) \quad (5)$$

Siguranța la deraiere a vehiculului se verifică pentru cele două fire ale căii impunându-se condiția $H_{max} / Q_0 \leq (H / Q_0)_{lim}$, după ce în prealabil s-a determinat transferul de sarcină ΔQ_0 . Pentru boghiul locomotivei diesel BR 232 este valabilă relația (5) cu sarcina pe osie considerată $2Q_0 = 20 \cdot 10^3 \cdot 10 = 200$ [kN], accelerația gravitațională s-a aproximat $g=10$ [m/s²]. Limitările pentru menajarea organelor de rulare ale vehiculului sunt pentru forța din axa osiei H , conform cu relația (3) la locomotiva analizată este dată de relația (4) (pentru firul exterior și firul interior al căii de rulare), unde cu E s-a notat excesul de supraînălțare a căii care s-a considerat în conformitate cu [12], $E = 60$ [mm]. De asemenea, la locomotiva analizată, s-a mai considerat și faptul că forța de ghidare $Y = \sum Y_{max} = 65,17$ [kN] atinge valoarea maximă posibilă $Y / Q_0 = 65,17 / 100 = 0,65$. Totodată, se observă și că $Y / Q_0 < (Y / Q_0)_{lim} = 1,2$ adică, vehiculul circulă în siguranță în linie curentă și la macazuri. La trecerea peste încrucișări din inecuația $Y / Q_0 > 0,4$ se concluzionează asigurarea siguranței contra deraierii deoarece în realitate, forța de ghidare este inferioară valorii $\sum Y_{max}$.

Având în vedere că apare un transfer ΔQ_0 datorită forței centrifuge necompensate și $H \cdot h_c = \Delta Q_0 \cdot 2e$ unde cu h_c s-a notat înălțimea centrului de masă C al vagonului față de axa osiei (figura 3). Pentru $h_c \approx 2050 \text{ mm}$:

$$\Delta Q_0 = H \cdot (h_c / 2 \cdot e) = 11,8 \cdot 2050 / 1500 = 16,13 \text{ [kN]} \quad (6)$$

Cu această din urmă valoare, se încarcă roata atacantă și se descarcă de pe firul interior al căii. Pe de altă parte apare transferul se sarcină $\Delta Q_H = \lambda \cdot (H \cdot r / 2 \cdot e) = 3,08 \text{ kN}$ și astfel rezultă sarcinile pe osii Q_1 și Q_2 care sunt date de relațiile (7) și (8) pentru

$H = 9,33 \text{ [kN]}$:

$$\Delta Q_0 = 9,33 \cdot (2050 / 1500) = 12,75 \text{ [kN]} \quad (7)$$

$$\Delta Q_H = (0,85 \cdot 9,33 \cdot 460) / 1500 = 2,43 \text{ [kN]} \quad (8)$$

Cu valorile obținute rezultă forțele de ghidare pe roți respectiv, pentru roata atacantă Y_1 și Y_2 pentru roata de pe firul interior al căii, ale căror valori se regăsesc în expresiile relațiilor :

$$Q_1 = Q_0 - \Delta Q_0 - \Delta Q_H = 100 - 12,75 - 2,43 = 84,82 \text{ [kN]} \quad (9)$$

$$Q_2 = Q_0 + \Delta Q_0 + \Delta Q_H = 100 + 12,75 + 2,43 = 115,18 \text{ [kN]} \quad (10)$$

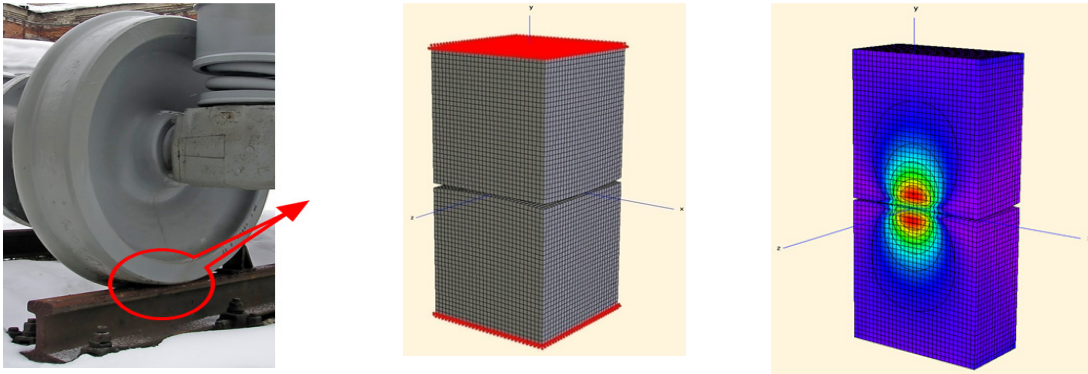


Fig. 8. Diagrama curbelor izocline de simulare a stresului dinamic și a tensiunilor în zona de contact roată - șină, datorate variației suprasarcinilor dinamice verticale pe osie a locomotivei BR 232

Prin urmare, la locomotiva BR 232 analizată, nu apare pericolul deraierii cu excepția trecerii peste vârfurile inimilor de la traversări când suntem în jurul limitei admise [12]. Considerăm astfel că, nici în această situație nu sunt probleme care să afecteze siguranța contra deraierii deoarece calculul este absolut acoperitor prin valoarea insuficienței de supraînălțare I adoptată. Dacă se circulă cu exces de supraînălțare E , forța H va fi orientată spre centrul curbei producându-se astfel o descărcare a roții de pe firul exterior și o încărcare a roții de pe firul interior al căii de rulare. În acest caz, pentru roata descărcată, forțele de ghidare vor fi:

$$Y_1 = Q_1 \cdot tg(\gamma_1 + \delta_1) = 84,82 \cdot 0,45 = 38,17 \text{ [kN]} \quad (11)$$

$$Y_2 = H + Q_1 \cdot tg(\gamma_1 + \delta_1) = 9,33 + 38,17 = 47,5 \text{ [kN]} \quad (12)$$

$$Q_1 = Q_0 + \Delta Q_0 + \Delta Q_H = 100 + 16,13 + 0,08 = 119,21 \text{ [kN]} \quad (13)$$

$$Q_2 = Q_0 - \Delta Q_0 - \Delta Q_H = 100 - 16,13 - 0,08 = 80,79 \text{ [kN]} \quad (14)$$

iar pentru roata încărcată, forțele de ghidare vor fi:

$$Y_1 = H + Q_2 \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) = 11,8 + (80,79 \cdot 0,45) = 48,16 \text{ [kN]} \quad (15)$$

$$Y_2 = Q_2 \operatorname{tg}(\gamma_2 + \delta_2) = 80,79 \cdot 0,45 = 36,36 \text{ [kN]} \quad (16)$$

La roata de pe firul interior consumându-se jocul dintre buză și șină $Y_2 / Q_2 = 47,5 / 115,18 = 0,412 < 1,2$ avem asigurată siguranța ghidării.

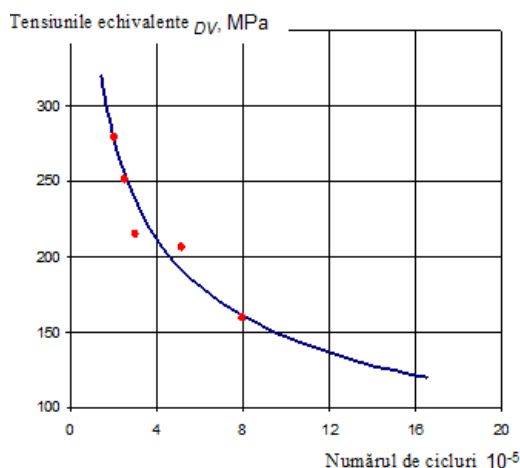


Fig. 8. Variația ciclurilor de uzură funcție de tensiunile verticale în zona de contact roată - șină

6. CONCLUZII

Siguranța contra deraierii este influențată atât de transferurile de sarcină cât și de raza roții și valoarea maximă a unghiului de flanc al buzei roții. Capacitatea de ghidare a osiei scade o dată cu micșorarea sarcinii pe roata atacantă, deci cu cât transferul de sarcină de pe roata atacantă pe cea neatacantă este mai mare. Situația limită pentru descărcarea roții atacante poate surveni la parcurgerea cu viteză mică a curbelor cu supraînălțarea maximă și cu torsionări maxime ale căii.

Transferurile de sarcină negative provin din înclinarea spre interiorul curbei a cutiei vehiculului, fiind amplificate de coeficientul de suplețe și de torsionările căii, care sunt preluate, în principal, de suspensia vehiculului iar la roțile cu diametru mic, pericolul de deraiere este mai mare. Creșterea unghiului maxim de flanc al buzei este favorabilă siguranței contra deraierii, deoarece duce la mărirea atât a capacității de ghidare minime, cât și maxime a osiei.

Situația cea mai defavorabilă apare la circulația vehiculului în condiții cvasistatice cu viteze mici (până la 40 [km/h]) în curbe cu raza de 150 [m] și cu torsionările maxime admise în cale. Transferurile de sarcină maxime admisibile în această situație trebuie să fie de cel mult $\Delta Q_0 / Q_0 \leq 0,6$ pentru roți cu unghiul de flanc al buzei de 70° , cu condiția ca forța transversală H să fie foarte aproape de zero. Aceasta se realizează de regulă numai la vehiculele cu osii orientabile.

Formulele stabilite pentru aprecierea siguranței contra deraierii pot fi aplicate pentru orice viteză de mers, cu condiția ca transferurile de sarcină să fie determinate în mod corect, ținându-se seama de acțiunile dinamice ale vehiculului în situațiile cele mai defavorabile. La

locomotive, din cauza transmiterii forței de tracțiune la șasiu, se practică rigidități longitudinale mari ale suspensiei osiilor și în consecință, osiile se pot considera ca fiind fixe în șasiul boghiului. La rotirea boghiului în curbe cu raze mici forțele antagoniste generează valori apreciabile ale forței H , ceea ce obligă la o micșorare a transferurilor de sarcină pentru evitarea deraierilor. Verificările pentru evitarea descărcării complete a roților neatacante se fac pentru cazul circulației în curbă la viteza maximă autorizată a acesteia.

Forțele de conducere a sașiului prezintă o importanță practică deosebită, fiindcă determină siguranța la deriparea căii, solicitarea organelor de rulare ale vehiculului, precum și siguranța la deraiere.

BIBLIOGRAFIE

- [1] **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.
- [2] **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.
- [3] **I. Sebeșan**, „Dinamica Vehiculelor Feroviare”, Editura MatrixRom 2011.
- [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] **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.
- [6] **I Sebeșan, G. Popa, C.N. Badea** „Dynamic Forces Generated By Attack” *Conferința Club Feroviar 9th Edition, 9-10 aprilie 2014, Alba Iulia -Concepte și Tehnologii pentru un Transport Durabil RAILWAY PRO magazine Science & Technology*, pp. 05-13, www.railwaypro.com.
- [7] **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.
- [8] **G. Popa, M. Litră, C.N. Badea, V. Ștefan, B.E. Crăciun, G. Dumitru** „The 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.
- [9] **G. Dumitru**, & others: „Dynamic Vibrations Characteristic To The ER 20 Locomotive Series”, in *The XVIIIth International Scientific Conference "Transport 2008"*, Todor Kableskov Higher School of Transport, Bulgaria, 07-08 November 2008.
- [10] **J.J. Kalker**, „Survey of wheel-rail contact theory”. *Vehicle System Dynamics*, 5 :317 - 358, 1979.
- [11] **G. Dumitru**, & others: „Dynamic Characteristics Of Interaction Between Railway Vehicles And Railway Track Path”, in *RailwayPRO Science & Technology - Official Magazine For Club Feroviar Conferences & Technical Colloquia*, ISSN 2284 - 7057, pp. 61 – 70, April 25 - 26, 2012, Constanța.
- [12] **G. Dumitru**, & others, „The Measuring of the Hunting Oscillations Amplitude for Electric Locomotive 060 EA Class to Speeds Between 120 And 210 [km/h]”, *The 11th Youth Symposium On Experimental Solid Mechanics*, CNCSIS, ISSN: ISBN 978-606-19-0079-4, pp. 197 - 204, 30th of May 2012 ÷ 2nd of June 2012, Brașov, Romania.