

## CONSIDERAȚII PRIVIND CALCULUL DINAMICII RULĂRII MATERIALULUI RULANT ȘI A REZISTENȚEI CĂII

### REGARDING THE CALCULATION OF ROLLING STOCK DYNAMICS AND THE RAILWAY RESISTANCE

George MICU<sup>1</sup>, Marian Mihail CĂLIN<sup>2</sup>, Gelu DAE<sup>3</sup>,  
Cristian Ionuț BOBE<sup>4</sup>, Marius Ion BRÎNZAN<sup>5</sup>, George DUMITRU<sup>6</sup>

<sup>1</sup>Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România  
e-mail autori: George MICU: [micu.george@afer.ro](mailto:micu.george@afer.ro),

<sup>2,4,5,6</sup>Autoritatea Feroviară Română - Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România  
e-mail autori: Marian Mihail CĂLIN, [calin.marian@afer.ro](mailto:calin.marian@afer.ro), Gelu DAE: [dae\\_gelu@afer.ro](mailto:dae_gelu@afer.ro),  
Cristian Ionuț BOBE: [bobe@afer.ro](mailto:bobe@afer.ro), Marius Ion BRÎNZAN: [brinzan.marius@afer.ro](mailto:brinzan.marius@afer.ro),  
George DUMITRU: [george.dumitru.cfr@gmail.com](mailto:george.dumitru.cfr@gmail.com)

**Rezumat:** *Lucrarea prezintă un studiu de calcul și caracteristicile dinamicii rulării unui tren de locomotive pe șase osii din clasa 62, seria DA în situații complexe privite din perspectiva caracteristicilor liniei. Astfel, au fost prezentate succint modalitățile de determinare a rezistențelor la înaintare în cazul circulației trenului pe porțiuni de linie curbă având coturi continue și cu variațiuni de succesivitate ale curbelor, alternând cu porțiuni de declivitate. Calculele fac referire și la rezistența la încovoiere a șinelor căii de rulare ca urmare a acțiunii sarcinilor dinamice verticale induse în șine de roțile (osiile) materialului rulant aflat în mișcare, osii și respectiv sarcini verticale care s-au considerat apropiate. S-a mai considerat de asemenea că, pe linia de cale ferată pe care circulă cele șase locomotive, racordarea a două porțiuni succesive de linie curbă circulară, au același sens, fără racordări parabolice, cu sau fără supraînălțări. Racordarea se face printr-un aliniament de cel puțin 20 [m] sau fără aliniament dar cu tangentă comună în punctul de contact. Studiul mai propune și modalități de determinare a vitezei maxime de circulație a unui tren pe linia de cale ferată analizată, precum și a rezistențelor la înaintare ale trenurilor de călători. Ulterior, a fost făcută o analiză în cazul circulației trenului format din șase locomotive diesel electrice pe o porțiune de linie în aliniament, asamblată demontabil cu joante și montate pe tablierul metalic al unui pod de cale ferată.*

**Cuvinte cheie:** *rulare, coturi, șerpuire, încovoiere, eforturi.*

**Abstract:** *The paper presents a computational study and the performance characteristics of a six-axles class 62, DA series locomotive in complex situations from the perspective of line characteristics. Thus, succinctly, the modalities of determination of the forward resistances in the case of the train movement on curved line portions having continuous elbows and successive variations of the curves alternating with sloping portions. The calculations also refer to the bending strength of the track rails as a result of the action of the vertical dynamic loads placed on the rails by the moving wheels (axles) of the rolling stock, the axles and the vertical loads considered to be close. It has also been considered that, on the railway line on which the six locomotives circulate, the connection of two successive portions of a circular curved line have the same meaning, with no parabolic connections, with or without cradles. The connection is made by a line of at least 20 [m] or without alignment but with a common tangent at the point of contact. The study also proposes ways to determine the maximum train speed on the track of the railway track analyzed, the resistances of passenger trains. Subsequently, an analysis was made in the case of the train movement made up of six electric diesel locomotives on a line of line in alignment.*

**Keywords:** *rolling, elbows, hunting, bending, efforts.*

## 1. DINAMICA RULĂRII MATERIALULUI RULANT

Pentru început, a fost analizată situația unei porțiuni de linie compusă dintr-o succesiune de curbe circulare de sens contrar fără racordări parabolice [1] a căror racordare se face printr-un aliniament de 20[m] dacă supraînălțările  $h_1$  [mm] și  $h_2$  [mm] sunt nule sau printr-un aliniament cu lungimea  $l_{\min} = 20 + 0,4 \cdot (h_1 + h_2)$  [m] dacă supraînălțările  $h_1$  [mm] și  $h_2$  [mm] sunt diferite de zero sau printr-un aliniament cu lungimea minimă  $l_{\min} = 0,4 \cdot (h_1 + h_2)$  [m] în condiții speciale ori racordare fără aliniament dacă supraînălțările sunt nule și cu tangentă comună în punctul de contact. Viteza maximă pe care un tren aflat în mișcare nu trebuie să o depășească în cazul circulației pe o linie formată dintr-un ansamblu de curbe circulare (precum cele analizate) este cea corespunzătoare curbei cu raza cea mai mică exceptând ultimul caz, caracteristic căii de rulare formată din curbe succesive de sens contrar

fără aliniament între ele [2] pentru care:  $v_{r_{\max}} = 2,54 \sqrt{\frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}}$  [km/h]. Variația maximă a supraînălțării căii de rulare este  $\Delta s_{\max} = 2$  [mm/m], iar supraînălțarea are pe toată lungimea

curbei valoarea  $h = 8 \frac{v_{\max}^2}{R}$  [mm]. Coeficientul dinamic  $\rho$  este adimensional și depinde în

principal de viteza trenului, starea suprafețelor de rulare ale șinelor de cale dar și a roților vehiculelor feroviare aflate în compunerea trenului supus analizei, de tipul de infrastructură, de specificul linei [3] etc. dacă viteza trenului este  $v_t$  [km/h], atunci dacă:  $v_t \leq 100$  [km/h]

$\Rightarrow \rho = 1 + \frac{v_t^2}{30000}$  iar dacă:  $v_t > 100$  [km/h]  $\Rightarrow \rho = \frac{v_t^2}{45000}$ . În calcule, în general se consideră

că:  $\rho = 2,4$ . Conform formulei empirice *Nadal*, forța orizontală / transversală  $H$  [kN] cunoaște valori maxim admisibile în circulația trenurilor cuprinse în intervalul [50; 55] [kN]:

$H = 10 + \frac{Q}{3}$  [kN], unde:  $Q$  reprezintă sarcina statică pe osia vehiculului. Forța de tracțiune

$F_t$  [kN] care se transmite tangențial de la osiile motoare prin intermediul petei de contact (contact roată-șină) la firele de cale în sens invers mișcării trenului [4], iar forța maximă de tracțiune are forma  $F_{t_{\max}} = \mu Q_m$  [kN], unde:  $\mu = [0,16; 0,33]$  reprezintă coeficientul (adimensional) de aderență roată - șină iar  $Q_m$  [kN] este sarcina verticală pe osiilor motoare.



Fig. 1. Schematizarea solicitărilor dinamice la care sunt supuse capetele cupoanelor de șină în urma acțiunii eforturilor cu percuție exercitate de roțile vehiculelor feroviare în zona ecliselor

În cazul liniilor de cale ferată cu șine asamblate demontabil prin intermediul ecliselor de prindere fixate cu șuruburi, în zona joantelor capetele cupoanelor de de șină sunt lovite de roțile vehiculelor feroviare aflate în mișcare. Forța de lovire este prezentată schematic în fig.1.

Considerații privind calculul dinamicii rulării materialului rulant  
și a rezistenței căii

Exceptând principalele tipuri de rezistențe la înaintare a trenului respectiv cea de rostogolire a roților vehiculului pe șine  $R_1$  [kN], de frecare în lagărele fusurilor de osie  $R_2$  [kN] și rezistența aerodinamică  $R_3$  [kN]. În lucrare s-au mai luat în considerare și rezistențele suplimentare  $R_4$  [kN] cauzate în principal de ne paralelismul osiilor vehiculului, a lonjeroanelor, ovalizarea roților în zona cercului nominal de rulare și locurile plane sau brocurile în suprafața de rulare a roților, la care se adaugă rosturile de dilatație etc [5]. În cazul solicitărilor dinamice verticale  $Q$  ale unei osii care se transmit de la roată la capătul cuponului de șină (din care este asamblată demontabil calea de rulare) în dreptul rostului de dilatație, apar solicitări dinamice între eclise și cupoanele de șină a căror valoare se determină cu ajutorul relației următoare:

$$Q_e = \frac{\left[ \left( 1 + \frac{a}{2b} \right) \cdot \gamma + \left( 2 + \frac{3a}{4b} \right) \cdot \frac{a}{4b} - \alpha \right] \cdot Q - \frac{2 \cdot \lambda \cdot B}{b^3 \cdot c \cdot b_0 \cdot a}}{4 \cdot \frac{I_e}{b} \cdot \left[ 1 + \gamma + \frac{3a}{4b} - \frac{I_e}{b} \cdot \left( 2 - \frac{I}{I_e} \right) \right]} \quad (1)$$

unde:  $Q$  [N] reprezintă sarcina dinamică verticală pe roata de material rulant,  $a$  [mm] este distanța dintre două traverse consecutive din zona joantei,  $b$  [mm] reprezintă distanța între traversele ajutoare,  $c$  [mm] este distanța între traversele de camp,  $Q_e$  este solicitarea dată de eclisă iar  $\gamma$  reprezintă caracteristica elastică a suprastructurii căii care se determină cu ecuația:

$$\gamma = \frac{B}{C \cdot b_0 \cdot a} \quad (2)$$

unde:  $B = \frac{4 \cdot E \cdot l}{b^2} \Rightarrow M_e = Q_e \cdot I_e \Rightarrow \sigma_e = \frac{M_e}{w_e}$ .

iar  $\alpha$  reprezintă unghiul de abatere,  $\lambda$  [mm] este mărimea rostului de dilatație,  $b_0$  [mm] reprezintă lățimea echivalentă a șinei,  $I$  [mm<sup>4</sup>] este momentul de inerție al șinei de cale,  $I_e$  este momentul de inerție al perechii de eclise,  $M_e$  [kNm] momentul echivalent cauzat de solicitarea la încovoiere a celor două eclise și  $w_e$  [mm<sup>3</sup>] este modulul de rezistență al celor două eclise.

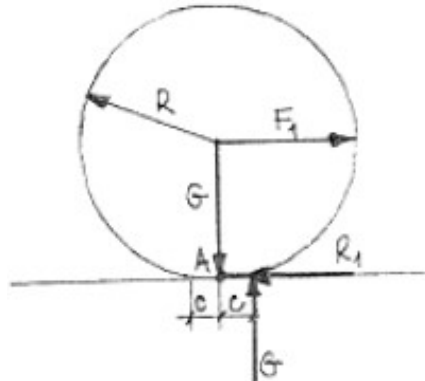


Fig. 2. Schematizarea mișcării de rostogolire cu alunecare a roții vehiculului feroviar  
S-a ținut cont de faptul că în realitate, la nivelul petei de contact, rezemarea roții pe

șina de cale se face pe o suprafață cu arie variabilă, funcție de coeficienții de elasticitate ai oțelurilor din care sunt confecționate șinele de cale și respectiv roțile materialului rulant [6]. La nivelul pragului astfel format își face apariția o rezistență la înaintare a vehiculului feroviar din cauza modificării punctului de aplicație  $A$  al reacțiunii care produce un moment de întârziere  $Gc$ . În figura 2 a fost sintetizată schema de reducere a greutății  $G$  a unei roți a vehiculului care în calucule a fost simplificată fiind aproximată cu greutatea vehiculului redus la o roată, unde  $R$  este raza roții la nivelul cercului nominal de rulare,  $F_1$  este forța de tracțiune care asigură rostogolirea roților vehiculului, iar  $R_1$  este forța de rezistență la mișcarea de rostogolire a roții. În cazul atingerii pragului limită respectiv atunci când  $R_1 = F_1$ , sunt adevărate relațiile următoare:

$$G \cdot c = R_1 \cdot R \Rightarrow R_1 = G \cdot \frac{c}{R} \quad (3)$$

$$r_1 = 1000 \cdot \frac{R_1}{G} = 1000 \cdot \frac{c}{R}$$

De asemenea, experimental s-a dovedit că  $c = [0,3; 0,7]$  [mm]. la nivelul lagărelor din fusul de osie, forța de rezistență  $R_2$  [kN] este generată de forța de frecare  $H$  [kN] [7]. Notând cu  $G_1$  [kN] forța de greutate proprie a unei roți, cu  $\psi$ , coeficientul de frecare adimensional dintre fusul de osie și lagăre,  $r$  [mm] fiind raza fusului osiei montate atunci, momentul întârziator  $H' r$  raportat la periferia roții este determinat astfel:

$$H' r = R_2 \cdot R \Rightarrow R_2 = H' \cdot \frac{r}{R} = \psi(G - G_1) \cdot \frac{r}{R} \quad (4)$$

$$r_2 = \frac{1000}{G} \cdot R_2 = 1000 \cdot \frac{r}{R} \cdot \left(1 - \frac{G_1}{G}\right)$$

Pentru determinarea expresiei presiunii  $p$  a aerului asupra suprafeței frontale de arie  $A$  [mm<sup>2</sup>] a locomotivei de remorcă a trenului, s-a considerat că suprafața de arie  $A$  [mm<sup>2</sup>] este fixă neaflându-se în mișcare decât aerul care circulă cu viteza constantă  $v$  [m/s] și se va egaliza lucrul mecanic necesar pentru a mișca suprafața de arie  $A$  supusă presiunii  $p$  a aerului pe lungimea  $l$  cu energia cinetică a aerului care se mișcă cu viteza  $V = \frac{v_{aer}}{3.6}$  [km/h]:

$$p \cdot A \cdot l = \frac{1}{g} \cdot A \cdot l \cdot v_{aer} \cdot \frac{v^2}{2} \quad (5)$$

S-a considerat în calcule că:  $v_{aer} = 1,23$  [daN/m<sup>3</sup>]  $\Rightarrow p = 0,5 \cdot \left(\frac{v}{10}\right)^2 = \frac{v^2}{200}$  [daN/m<sup>2</sup>].

Forța de rezistență  $R_3$  [kN] la înaintare raportată la aria  $A = [10; 12]$  [m<sup>2</sup>] a suprafeței frontale a locomotivei se determină cu relația  $R_3 = p \cdot A \cdot \rho$  [daN], unde  $\rho$  este coeficientul adimensional subunitar corespunzător reducerii rezistenței frontale cauzată de forma aerodinamică a suprafeței frontale a locomotivei din capul trenului. Se deduce astfel forma finală a expresiei rezistenței la înaintare a trenului cu relația:

$$R_3 \cong \rho \cdot \frac{v^2}{20} [daN]. \quad (6)$$

Considerații privind calculul dinamicii rulării materialului rulant  
și a rezistenței căii

Din relațiile anterioare reiese faptul că rezistența  $R_3$  [kN] la înaintare a trenului depinde de pătratul vitezei materialului rulant, iar multitudinea celorlalte factori de natură să o influențeze, conduc la determinarea acestui tip de rezistență la înaintare a trenului doar pe baza unor relații de calcul empirice, chiar în condițiile în care acest tip de rezistență la înaintare, nu depinde de masa implicit de sarcina verticală a vehiculului feroviar. În lucrare s-a definit  $R_0 = R_1 + R_2 + R_3 + R_4$  [kN] ca fiind rezistența de rulare la mers și respectiv rezistența specifică  $r_0$  de mers (de rulare) la înaintare:

$$r_0 = 1000 \cdot \frac{R_0}{G} \Rightarrow r_0 = r_1 + r_2 + r_3 + r_4 [N / kN]. \quad (7)$$

Trebuie menționat faptul că rezistența la înaintare  $R_0$  și rezistența specifică  $r_0$  la înaintare apar în aliniament și palier atunci când trenul circulă cu viteză constantă. În funcție de tipul vehiculelor din care este compus trenul, considerând că aria  $A$  a suprafețelor frontale ale vehiculelor aflate în compunerea trenurilor de călători astfel:

- Pentru locomotive diesel electrice (LDE):

$$r_{0L} = 3,5 + 0,04 \cdot \left( \frac{V + \Delta V}{10} \right) [N / kN] \quad (8)$$

- Pentru locomotive electrice (LE):

$$r_{0L} = 1,2 + 0,025 \cdot (V + \Delta V) + 16 \mp \cdot 10^{-5} \cdot (V + \Delta V)^2 [N / kN] \quad (9)$$

- Pentru automotoare (AM):

$$r_{0L} = 296 + 7,068 \cdot \left( \frac{V + \Delta V}{10} \right)^2 [daN] \quad (10)$$

- Pentru vagoane de călători pe patru osii ( $n = 3200 \Rightarrow R_{0V} = 2 + \frac{V^2}{n} [N / kN]$ ):

$$r_{0L} = 1,8 \cdot G_a + 0,225 \cdot A \cdot \left( \frac{V + \Delta V}{10} \right)^2 [daN] \quad (11)$$

În cazul unei garnituri de tren formată din vagoane de marfă aflate în compunere amestecată de diferite tipuri și cu încărcături diferite, calculele empirice s-au făcut ținând cont de recomandarea anterioară:

$$r_{0V} = \frac{\sum_{i=1}^j (r_{0V_i} \cdot G_{V_i})}{\sum_{i=1}^j G_{V_i}} [N / kN] \quad (12)$$

unde:  $r_{V_i}$  [N/kN] reprezintă rezistența specifică la mers pentru un vagon care are greutatea

$G_{V_i}$  iar  $G_V = \sum_{i=1}^j G_{V_i}$  reprezintă forța de greutate a întregii garnituri de vagoane. Pe cale de

consecință, calculul rezistenței de mers la înaintare pentru un tren întreg (inclusiv locomotiva de remorcare, legată mecanic, pneumatic și electric la garnitura de vagoane de marfă) se determină cu ajutorul relației empirice următoare:

$$R_0 = r_{0V} \cdot G_L + r_{0V} \cdot G_V \Rightarrow r_0 = \frac{R_0}{G_L + G_V} \Rightarrow r_0 = \frac{r_{0V} \cdot G_L + r_{0V} \cdot G_V}{G_T} \quad (13)$$

$$\Rightarrow r_0 = 2,4 + \frac{V^2}{1300} [N/kN].$$

Rezistența de mers la înaintare a unui tren provocată de declivitățile căii de rulare  $R_5$  [daN] se calculează cu relație empirică din care se desprinde concluzia că fiecare vehicul care circulă pe o porțiune de linie aflată în rampă, trebuie să învingă suplimentar și rezistența  $R_0$  [daN] egală cu valoarea declivității exprimată în procente [%] după cum urmează:

$$R_5 = R_d \Rightarrow R_5 = G \cdot \sin \alpha \Rightarrow r_5 = r_d \Rightarrow r_5 = 1000 \cdot \frac{G \cdot \sin \alpha}{G} \Rightarrow r_5 = 1000 \cdot \sin \alpha$$

$$\Rightarrow r_5 = 1000 \cdot \tan \alpha \Rightarrow r_5 = 1000 \cdot i [N/kN].$$

Se admite că în cazul circulației în pantă a materialului rulant, rezistența specifică  $r_5$  devine forță de tracțiune specifică. Rezistența specifică  $r_6 = r_{cb}$  [N/kN] la circulația vehiculelor feroviare pe porțiuni de linie aflate în curbe este cauzată de forțele de frecare care apar suplimentar, calculându-se empiric cu ajutorul ecuației:

$$r_6 = r_{cb} = \frac{800}{R}$$

unde:  $R$  [mm] reprezintă raza curbei de cale ferată. Forțele suplimentare de frecare existente în cazul circulației unui vehicul pe o porțiune de linie curbă sunt cauzate de alunecările și de patinările produse care au menirea să împiedice rostogolirea pură a roților pe firele căii de rulare. Mișcarea roții în curbă poate fi descompusă în două componente principale și anume într-o mișcare de translație (rostogolirea roții) și într-o mișcare de rotație în jurul unui centru denumit arbitrar "centru de frecare" la care se adaugă forța de inerție a vehiculului la atacarea porțiunii de curbă a liniei de cale ferată. Dacă lungimea trenului  $l_{tr}$  este mai mare decât lungimea curbei  $l_c$  atunci, în calcule se va lua în considerare doar rezistența aferentă lungimii porțiunii de linie curbă aflată sub tren respectiv:

$$r_6 = \frac{800}{R} \cdot \frac{l_c}{l_{tr}} \Rightarrow r_6 = \frac{12 - 7 \cdot (m + n)}{43 - (m + n)} \cdot \frac{Q \cdot \alpha}{4} \Rightarrow r_6 = \frac{800}{R} \cdot \frac{\pi \cdot R \cdot \alpha}{l_{tr}} \Rightarrow r_6 = \frac{14 \cdot \alpha}{l_{tr}} \quad (14)$$

unde: unghiul  $\alpha$  reprezintă unghiul de abatere. Dacă trenul circulă pe o porțiune cu un număr supraunitar natural de curbe consecutive, atunci calculul empiric pleacă de la premisa că:

$$l_c = \frac{\pi \cdot R \cdot \alpha}{180} \Rightarrow R = \frac{14 \cdot \alpha}{l_c} \Leftarrow r_6 = \frac{14 \cdot \sum_{i=1}^j \alpha_i}{l_{tr}} \quad (15)$$

Dar:

$$r_6 = \frac{800}{R} \Rightarrow r_6 = \frac{14 \cdot \alpha}{l_c} \Rightarrow r_6 \cdot l_c = 14 \cdot \alpha \Rightarrow r_c = r_d + r_{cb} \Rightarrow r_5 = r_6$$

Rezistența la accelerație  $R_7$  reprezintă o sumă a rezistențelor vehiculului de cale ferată care sunt cauzate de forțele de inerție ale acestuia și care se opun creșterii vitezei de circulație a materialului rulant aflat în mișcare pe porțiunea de linie de lungime  $l_a$  de la viteza inițială  $v_i$  la viteza finală  $v_f$  după cum urmează:

Considerații privind calculul dinamicii rulării materialului rulant  
și a rezistenței căii

$$R_7 = R_S = R_{ia} \Rightarrow R_S = m \cdot a \Rightarrow R_S = \frac{G}{g} \cdot \frac{dv}{dt} \Rightarrow R_S = \frac{G}{g} \cdot \frac{V_f - V_i}{3,6 \cdot t} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow l_a = \frac{v_i + v_f}{2} \cdot t \Rightarrow t = \frac{2 \cdot l_a}{v_i + v_f} \Rightarrow t = \frac{7,2 \cdot l_a}{v_i + v_f} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow R_S = R_{ia} \Rightarrow R_S = \frac{G}{g} \cdot \frac{v_f^2 + v_i^2}{3,6 \cdot 7,2 \cdot l_a} \Rightarrow R_S \cong \frac{G}{254 \cdot l_a} \cdot \frac{(v_f^2 + v_i^2)}{l_a} \Rightarrow R_7 = \frac{G}{254 \cdot l_a} \cdot \frac{(v_f^2 + v_i^2)}{l_a} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow r_S = r_{ia} \Rightarrow r_S = 1000 \cdot \frac{R_S}{G} \Rightarrow r_S \cong \frac{4 \cdot (v_f^2 + v_i^2)}{l_a} \Rightarrow r_S = \frac{1000}{G} \cdot \frac{G}{g} \cdot a \Rightarrow r_S \cong 102 \cdot a$$

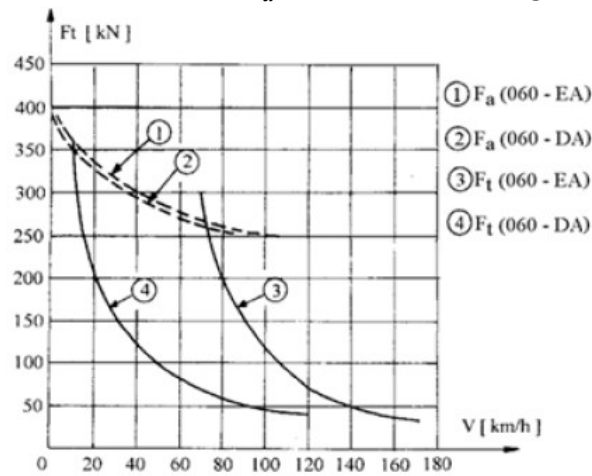


Fig. 3. Caracteristicile forțelor de tracțiune și diagramele forțelor de aderență pentru locomotive pe 6 osii din clasele 62 DA și 41 EA

Dacă trenul circulă pe o porțiune de linie al cărei profil este și în rampă, atunci la rezistența totală de înaintare a trenului se ia în calcul și rezistența la înaintare  $r_{10} = -r_{ia}$  [N/kN] la parcurgerea rampelor cu avânt:

$$r_{10} = -r_{ia} = \frac{4 \cdot (v_f^2 + v_i^2)}{l_r} \text{ [N/kN]}, \quad (16)$$

unde:  $l_r$  reprezintă lungimea rampei. Forța de tracțiune  $F_t$  [N] a unei locomotive este determinată de puterea instalată a motorului locomotivei  $P$  [kW], de condițiile transmiterii puterii instalate de la motor la osiile motoare precum și de condițiile de aderență [8]. În cazul locomotivelor electrice și a celor diesel electrice, forța de tracțiune se determină la periferia roților motoare. Această forță are direcție tangențială la obada roții și se explicitează cu ajutorul ecuației:

$$F_t = \frac{270N}{V \cdot \eta} \quad (17)$$

unde:  $N$  reprezintă puterea instalată a motorului locomotivei,  $V$  este viteza locomotivei (sau a trenului remorcat de locomotiva în cauză), iar  $\eta$  este randamentul motorului locomotivei. Caracteristicile forțelor de tracțiune pentru o locomotivă diesel electrică pe șase osii, din

clasa 62, seria DA (cu motor termic cu supra-alimentare), având masa  $G_L = 116$  [tone] și viteza maximă de circulație  $V_{\max} = 120$  [km/h] și pentru o locomotivă electrică pe șase osii din clasa 41 seria EA având masa  $G_L = 120$  [tone] și viteza maximă de circulație  $V_{\max} = 160$  [km/h] sunt prezentate în figura 3, în care au fost trasate și diagramele forțelor de aderență  $F_a$  care limitează superior forțele de tracțiune  $F_t$ . Forța de tracțiune specifică  $f_t$  [N/kN] este cea disponibilă pentru fiecare kN din sarcina verticală  $G_t = G_L + G_V$  și este dată de ecuația:

$$f_t = G_L + G_V \Rightarrow f_t = \frac{1000 \cdot F_t}{G_L + G_V} \Rightarrow R = \frac{G \cdot \sum_{i=1}^n r_i}{1000} \quad (18)$$

unde  $G$  este sarcina verticală a materialului rulant, iar  $\sum_{i=1}^n r_i$  reprezintă suma rezistențelor specifice care se opun înaintării trenului.

## 2. CALCULUL DE REZISTENȚĂ ALE ȘINEI DE CALE FERATĂ

S-a considerat că șina de cale poate fi aproximată cu o grindă continuă pentru care reazemele au făcut obiectul traverselor de cale, burate în patul de balast al prismeii căii de rulare. De asemenea, în calcul s-a considerat că traversele sunt situate la distanțe egale a una față de celalaltă iar sarcinile dinamice verticale induse șinei de către materialul rulant aflat în mișcare au valoarea  $Q$ , pentru care a fost determinat momentul încovoietor maxim  $M_{\max} = \frac{12mm - 7(m+n)}{43mm - (m+n)} \cdot \frac{Q \cdot a}{4}$  (figura 4). Aplicația a fost rezolvată cu ajutorul metodei Winkler:.

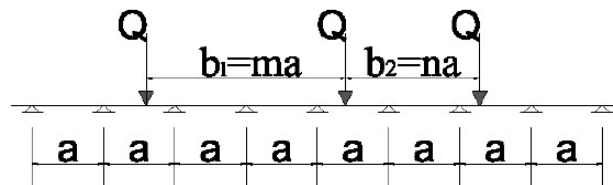


Fig. 4. Schema de încărcare (model UIC) a șinei de cale de către roțile materialului rulant

Utilizând conceptul ipotezei *Zimmermann* a reazemelor elastice, s-a considerat că deformația  $y$  este proporțională cu presiunea  $p$ , pentru care coeficientul de proporționalitate de balast  $c$ , are valoarea:

$$c = \frac{p}{y} \Rightarrow c = \frac{Q}{4 \cdot L \cdot y} \cdot \sqrt[3]{\frac{EQ}{E \cdot I_y}} \quad (19)$$

$$\frac{dT}{dx} = U; \quad \frac{dM}{dx} = T \Rightarrow \frac{d^4 M}{dx^4} + \frac{M \cdot U}{EI} = 0. \quad (20)$$

$$L = \sqrt[4]{\frac{4 \cdot EI}{U}}. \quad (21)$$

Notând:



Considerații privind calculul dinamicii rulării materialului rulant  
și a rezistenței căii

$$L = \frac{1}{L} \Rightarrow M = \frac{Q \cdot L}{4} \cdot e^{-K \cdot x} \cdot (\cos Kx - \sin Kx) = \frac{Q \cdot L}{4} \eta_M. \quad (22)$$

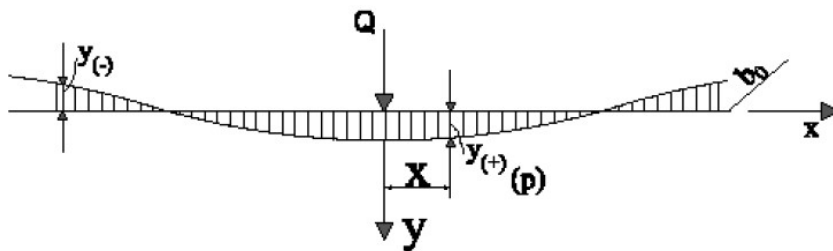


Fig. 5. Modelul de încărcare a șinei rezemate continuu pe mediu elastic

Este cunoscut faptul că atât în cazul liniilor de cale ferată construite în zone montane cu temperaturii medii anuale ce pot atinge pragul înghețului cât și în cazul prismelor căii trasate pe sol stâncos, coeficientul de balast  $c$  sporește, cea mai utilizată valoare în calcule fiind:  $c = 14,6$  [daN/cm<sup>3</sup>]. Totodată, în calcule s-au efectuat și determinări ale modulului de deformație  $w$  al rezemării căii de rulare și al caracteristicii elastice  $D$  a reazemelor din traverse care exprimă valoarea  $y = 1$  [cm] a tasării traversei de către șina supusă solicitării dinamice verticale  $Q$  (figura 5) având forma [9]:

$$Q' = D \cdot y \Rightarrow D = \frac{Q'}{y}. \quad (23)$$

Dar:

$$D = c \cdot b_0 \cdot a \Rightarrow D = w \cdot a \Rightarrow w = c \cdot b_0 \Rightarrow w = \frac{c \cdot l_t \cdot b_t}{2 \cdot a} \text{ [daN/cm}^2\text{]}. \quad (24)$$

unde:  $E \cdot I = E \cdot l \cdot x$  reprezintă rigiditatea șinei,  $E$  este modulul de elasticitate longitudinală Young al oțelului,  $w$  este modulul de deformație,  $M$  este momentul încovoietor maxim-maximorum, rezultat în urma acțiunii suprasarcinilor dinamice vertical induse șinei de cale de către materialul rulant aflat în mișcare,  $T$  reprezintă forța tăietoare cauzată de sarcinile verticale statice induse șinei de cale de forța de greutate a materialului rulant și  $Q$  este sarcina vertical transmisă șinei de către o roată a unui vehicul feroviar [10]. De asemenea:

$$T = \frac{dM}{dx} = \frac{Q}{2} \cdot e^{-Kx} \cdot \cos Kx = \frac{Q}{2} \cdot \eta_T;$$

$$y = \frac{1}{U} \cdot \frac{d^2 M}{dx^2} = \frac{Q}{2 \cdot L \cdot U} \cdot e^{-Kx} (\cos Kx + \sin Kx) = \frac{Q}{2 \cdot L \cdot U} \cdot \eta_y; \quad (25)$$

$$\varphi = \frac{1}{U} \cdot \frac{d^3 M}{dx^3} = -\frac{Q}{L \cdot U} \cdot e^{-Kx} \sin Kx = \frac{Q}{L \cdot U} \cdot \eta_\varphi;$$

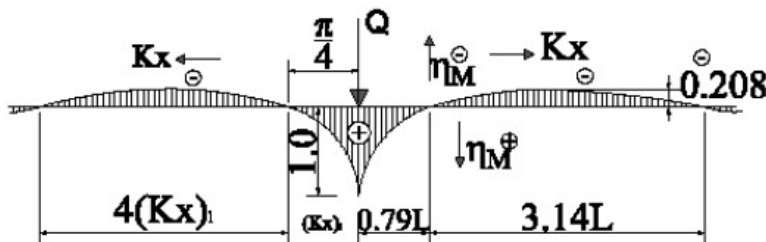


Fig. 6. Influența asupra  $\eta_M$  liniei

Momentul maxim-maximorum  $M_{\max}$  și suprasarcinile dinamice verticale induse șinei montate pe tablierul metalic al unui pod de cale ferată se mai pot obține și utilizând principiul suprapunerii efectelor și al proprietăților liniilor de influență (figura 7).

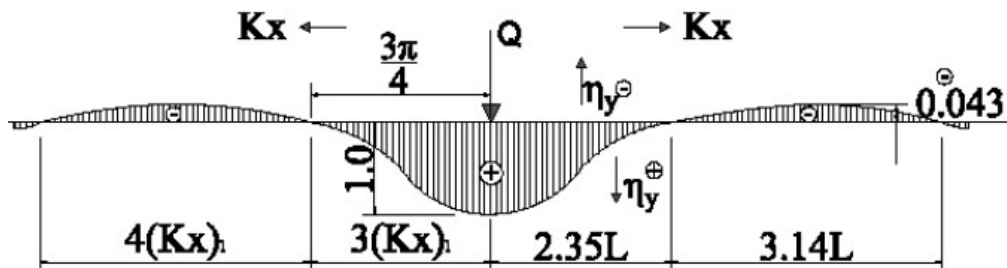


Fig. 7. Influența asupra liniei a factorului  $\eta_y$  cu linia de influență a momentului maxim-maximorum pe tablierul unui pod metalic urmare a acțiunii suprasarcinilor dinamice verticale induse șinei de cale de circulația unui tren format din șase locomotive a câte șase osii

Astfel,  $M_{\max}$  se poate obține aplicând o singură forță plasată în dreptul ordonatei maxime (1,0). Aplicând metoda suprapunerii eforturilor se vor obține următoarele valori:

$$M = \frac{L}{4} \cdot \sum Q_i \cdot \eta_{Mi} = \sqrt[4]{\frac{E \cdot I}{64 \cdot U}} \sum Q_i \cdot \eta_{Mi};$$

$$y = \frac{1}{2 \cdot L \cdot U} \cdot \sum Q_i \cdot \eta_{yi} = \frac{1}{\sqrt[4]{64 \cdot E \cdot I \cdot U^3}} \cdot \sum Q_i \cdot \eta_{yi};$$

$$p = c \cdot y = \frac{\sqrt[4]{U}}{\sqrt[4]{64 \cdot E \cdot I}} \cdot \sum Q_i \cdot \eta_{yi};$$

$$Q' = \frac{a}{2L} \cdot \sum Q_i \cdot \eta_{yi} = \frac{a \cdot \sqrt[4]{U}}{\sqrt[4]{64 \cdot E \cdot I}} \cdot \sum Q_i \cdot \eta_{yi}$$
(26)

În cazul boghiurilor cu sarcini verticale învecinate (așa cum este cazul locomotivei 060 DA), tasările verticale  $y$  și presiunile  $p$  vor cunoaște un spor de creștere din cauza faptului că zona centrală care are ordonate pozitive, cunoaște o tendință de extindere pe distanța  $L$ , concomitent cu o creștere a valorii momentului încovoietor  $M$  al șinei de cale pe fondul unei scăderi a modului  $w$  deoarece sarcina verticală  $Q$  se transmite simultan mai multor rezazeme din traverse succesive. În cazul osiilor apropiate, solicitarea la încovoiere a șinei cunoaște o tendință de diminuare deoarece pe bucla pozitivă a liniei  $\eta_M$  nu încap decât o singură roată (osie) de vehicul. În concluzie, caracterul dinamic al forțelor care acționează asupra căii de rulare montate pe tablierul metalic al unui pod de cale ferată, influențează supraîncărcarea explicitată cu ajutorul coeficientului dinamic  $\rho$  care depinde de viteza de circulație  $V$  a trenului și se exprimă cu ajutorul relației următoare:

$$\rho = 1 + \frac{15 \cdot V}{dr \cdot \sqrt{U}} \Rightarrow \rho = 1 + \frac{4,5 \cdot V^2}{10^5} - \frac{1,5 \cdot V^2}{10^7}$$

Dacă viteza de circulație a trenului format din șase locomotive clasa 62 (seria DA) este  $V = 120$  [km/h] și  $dr = 100$  [cm] respectiv  $\rho = 1,77$ , atunci sollicitarea șinelor de sarcinile

## Considerații privind calculul dinamicii rulării materialului rulant și a rezistenței căii

dinamice orizontal - transversale se ia în calcule prin sporirea coeficientului dinamic. Forțele orizontal - longitudinale cauzate de cele șase locomotive aflate în circulație pe tablierul podului metalic care se iau în considerație sunt forța de tracțiune  $F_t$  și forța de frânare  $F_f$ . Aceste două forțe au capacitatea de a provoca eforturi de întindere și de compresiune în șinele de cale (fig. 8).

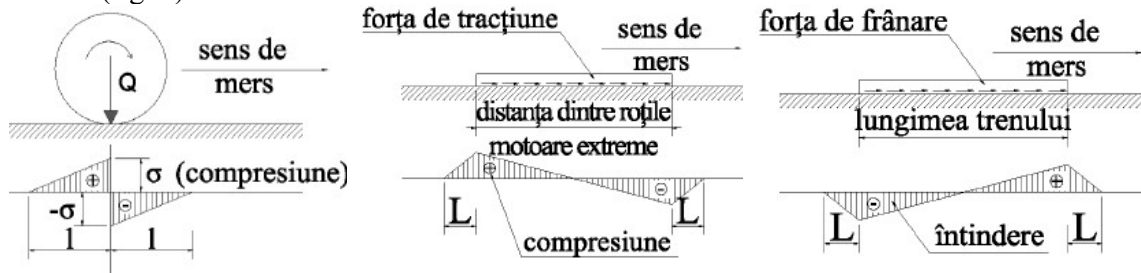


Fig. 8. Eforturile de tracțiune și de frânare induse șinei de cale de circulația unui tren format din șase locomotive a câte șase osii când rezistențele sunt mici

Dacă rezistențele prinderii șinelor de traverse sau cele ale prismei căii de rulare la deplasarea  $\rho$  a căii în lung sunt mari, atunci lungimea  $l$  va avea o tendință de creștere însă numai pe lungimea unei distanțe egală cu cea dintre două traverse consecutive, iar dacă aceste rezistențe sunt mici, atunci solicitările se vor cumula în lungul șinei de cale [11]. Totodată, aceste eforturi au o influență considerabilă în calculele de rezistență din cauză că variația temperaturii în șină, apar solicitări dinamice suplimentare din cauza inerției termice în special în cazul șinelor asambalte nedemontabil (fără joante) și care sunt destinate liniilor de mare viteză. În cazul șinelor fără joante (șinele sudate), forța de compresiune sau forța de întindere provoacă eforturi suplimentare unitare din cauza variației temperaturilor față de temperatura de fixare:  $\sigma = \alpha \cdot E \cdot \Delta t \Rightarrow \sigma_{\max} = \alpha \cdot E \cdot \Delta t_{\max}$ , unde:  $\alpha$  este coeficientul de dilatare termică a oțelului în șine ( $1,15 \cdot 10^{-5} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$ ),  $E$  reprezintă modulul de elasticitate longitudinală Young ( $2,1 \cdot 10^6 \text{ [daN/cm}^2\text{])}$ , iar  $\Delta t$  este variația temperaturii în șinele de cale ( $^\circ\text{C}^{-1}$ ).

Din cercetări a rezultat faptul că suma eforturilor pentru o șină de cale ferată (indiferent de starea acesteia respectiv nouă sau uzată), depășește limita de curgere a oțelului [12]. În lucrare, s-a făcut referire pentru simplificarea calculelor la o singură fibră extremă din secțiunea transversală a șinei de cale. Din calcule a mai reieși faptul că doar o treime din capacitatea portantă a șinei este solicitată din partea solicitărilor dinamice la încovoiere, o altă treime pentru solicitările accidentale și, nu în ultimul rând, ultima treime fiind rezervată preluării solicitărilor externe precum presiunea de contact roată - șină, solicitarea la oboseală, altele [13].

## 6. CONCLUZII

Dinamica solicitărilor provocate de eforturile de încărcare exterioare verticale depind de caracterul oscilant al mișcărilor materialului rulant precum săltarea, tangajul, galopul, clătinarea, ruliul și șerpuirea. Asupra caracterului dinamic al eforturilor la care este supus materialul rulant aflat în mișcare, intervin forțele centrifuge necompensate a căror apariție la racordarea elementelor de profil ale căii de rulare pot fi amplificate în plan vertical din cauza denivelărilor longitudinale și / sau transversale la nivelul contactului roților (osiilor) cu șinele de cale. În cazul vitezelor de circulație a trenurilor mai mari de 200 [km/h] șina de cale nu are timp să sufere deformații de încovoiere între traverse, acesta fiind cazul în care componenta

verticală a forței centrifuge necompensate este nulă. Această componentă capătă și valori maxime însă și efecte considerabile pentru anumite valori ale vitezei de circulație. Forțele suplimentare de frecare existente în cazul circulației unui vehicul pe o porțiune de linie curbă sunt cauzate de alunecările și de patinările produse care au menirea să împiedice rostogolirea pură a roților pe firele căii de rulare. Mișcarea roții în curbă poate fi descompusă în două componente principale și anume într-o mișcare de translație (rostogolirea roții) și într-o mișcare de rotație în jurul unui centru denumit arbitrar “centru de frecare” la care se adaugă forța de inerție a vehiculului la atacarea porțiunii de curbă a liniei de cale ferată. Dacă lungimea trenului este mai mare decât lungimea curbei atunci, în calcule se va lua în considerare doar rezistența aferentă lungimii porțiunii de linie curbă aflată sub tren.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] **I. Sebeșan, C.N. Badea, G. Popa, G. Prodan.** “*Dinamica Vehiculelor Feroviare pe linia în curbă*”, Sinteze de Mecanică Teoretică și Aplicată, vol. VI (2015) nr.2, Editura MatrixRom.
- [2] **A.H. Wickens,** „*General aspects of the lateral dynamics of railway vehicles*”, Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Series B, Vol. 91, p. 869-878.2009, 1969
- [3] **I. Sebeșan,** „*Dinamica Vehiculelor Feroviare*”, Editura MatrixRom, București 2011. [4] **O. Polah, A. Vetter,** „*Methods for runing stability prediction and their sensitivity to weell/rail contact geometry*”, 6 th international conference on railway bogies and runninggears, 2004.
- [4] **O. Polah, A. Vetter,** „*Methods for runing stability prediction and their sensitivity to weell/rail contact geometry*”, 6 th international conference on railway bogies and runninggears, 2004.
- [5] **R. Joly,** “*Etude de la stabilité transversale d'un véhicule ferroviaire a deux essieux*”, Edition ORE, DT 30, Utrecht, 1974.
- [6] **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.
- [7] **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..
- [8] **I. Sebeșan, G. Dumitru,** „*Studiul influențelor vibrațiilor rotorului motorului electric de tracțiune complet suspendat asupra fenomenului de hunting (The study the influences of electric traction motor rotor vibration completely suspended on the phenomenon of hunting)*”, Revista Căilor Ferate Române (The Romanian Railway Magazine), nr. 2-4 / 2003.
- [9] **A. Neacsă, 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
- [10] **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).
- [11] **I. Sebeșan, C.N. Badea, L.V. Păduraru, V. Ștefan,** “*Mișcarea de șerpuire a vehiculelor feroviare*”, Simpozionul Material Rulant de Cale Ferată 27-28 noiembrie 2015.
- [12] **I. Sebesan Ioan, C.N. Badea, L.V. Paduraru, A. Badea, G. Popa,** “*Uzura Ondulatorie a Șinelor de Cale Ferată* “, Sinteze de Mecanică Teoretică si Aplicată; Bucharest Vol. 7, nr. 1, (2016): pp. 33-50.
- [13] **C.N. Badea, I. Sebeșan, M. Carabeanu, G. Popa, G. Dumitru, A. Badea** “*Vibrațiile de Torsiune ale Uzurii Ondulatorii* “, Sinteze de Mecanică Teoretică si Aplicată; Bucharest Vol. 7, nr. 3, (2016): pp. 255-268.