

## CALCULUL FORȚEI DE FRÂNARE RAPIDĂ NECESARA OPRIRII TRENULUI DE MARE VITEZĂ SERIA 401 - ERSTE ICE

### CALCULATING THE QUICKLY BRACKING FORCE NECESSARY TO STOP THE HIGH SPEED TRAINS 401 SERIES - ERSTE ICE

Simone ANDAMAN<sup>1</sup>, Alexandru BADEA<sup>2</sup>, Marius BOLÂNU<sup>3</sup>, Dragoș Marian BALINT<sup>4</sup>,  
Claudiu-Nicolae BADEA<sup>5</sup>, George DUMITRU<sup>6</sup>

<sup>1</sup> NSA - Fr, Valanciennes, Saint-Didier-sur-Chalaronne, Franța

<sup>2,5</sup> Universitatea Politehnica București. Facultatea de Transporturi, Splaiul Independenței,  
Nr. 313, sector 6, 77206, București, România

<sup>3,4,6</sup> Autoritatea Feroviară Română, - AFER, Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București,  
România

*e-mail: Simone Andaman* anomis.andaman.1975@gmail.com

*Badea Alexandru*, alexsinaia@yahoo.com

*Marius Bolânu* bolanumarius@afer.ro

*Dragoș Marian Balint* balint\_dragos@gmail.com

*Claudiu-Nicolae Badea*, casagalbenas@yahoo.com

*George Dumitru*, george.dumitru.cfr@gmail.com

**Rezumat.** O dată cu creșterea importantă a vitezelor de circulație la trenurile de călători, se impun studii aprofundate privind posibilitățile de frânare ale acestora, ca o componentă de bază pentru asigurarea siguranței circulației. Scopul acțiunii de frânare este acela de reducere a vitezei de circulație a trenului fie până la o viteză inferioară, fie pentru oprire. În cazul vitezelor mari de circulație, lucrul mecanic al forțelor de frânare este foarte mare, fapt care are implicații profunde asupra a cel puțin doi factori importanți: cantitatea de energie care trebuie disipată și, în legătură directă, lungimea drumului de frânare. În scopul asigurării unor drumuri de frânare cât mai scurte, este necesar ca energia trenului să fie disipată cât mai rapid, ceea ce impune utilizarea unor forțe de frânare cât mai mari. Acestea din urmă sunt însă limitate atât de posibilitatea sistemului de a disipa căldura, cât și de decelerațiile imprimare care, în primul rând din condiții de confort ale călătorilor, sunt limitate la valori cuprinse între  $0,6^{-1} \text{ m/s}^2$ , cu eventuala acceptare, în cazul frânărilor de urgență, a unor decelerații instantanee maxime de  $2,2 \text{ m/s}^2$ .

**Cuvinte cheie:** drum de frânare, rezistență la înaintare, aderență, aliniament, palier

**Abstract.** With the significant increase in driving speed passenger trains, the necessary braking depth studies of their possibilities as a basic component for ensuring traffic safety. The purpose of braking action is to reduce the velocity of the train either to a lower speed or stop. If a high-speed movement, the work of braking forces is very high, which has profound implications on at least two important factors: the amount of energy that must be dissipated and the direct link path lengths braking. In order to ensure roads as short braking, it is necessary to train energy dissipated as quickly, which requires the use of braking force bigger. The latter, however, are so limited ability of the system to dissipate heat and the decelerations printed, primarily in terms of passenger comfort, they are limited to between  $0,6^{-1} \text{ m/s}^2$ , with eventual acceptance, if emergency braking, deceleration instant of maximum  $2,2 \text{ m/s}^2$ .

**Keyword:** road braking, drag, adhesion, alignment, bearings

## 1. INTRODUCERE

Frânarea este procesul prin care se reduce parțial sau total viteza vehiculului feroviar. Frânarea trenurilor se realizează prin generarea în mecanismele de frânare ale roților, a unui moment de frânare rezistent care determină apariția unei forțe rezistente la roți, îndreptată după direcția vitezei vehiculului (trenului) dar de sens opus ei [1].

Aprecierea și compararea capacității de frânare a vehiculului de cale ferată se face cu ajutorul decelerației maxime absolute ( $a_f$  - care are valoarea maximă admisibilă de 1,8 [m/s<sup>2</sup>] și respectiv de 2,2 [m/s<sup>2</sup>] pentru decelerația maximă de scurtă durată) [2] sau a celei relative ( $d_f$ ), a timpului de frânare ( $t_f$ ) precum și a drumului de frânare minim ( $S_f$ ), în funcție de viteza inițială a vehiculului considerat.

## 2. CRITERII UTILIZATE PENTRU STABILIREA FORȚEI DE FRÂNARE NECESARE

Pentru prezentarea criteriilor adoptate în vederea determinării forței necesare de frânare, s-a luat în considerare cazul unui vehicul feroviar pe patru osii (figura 1) [3].

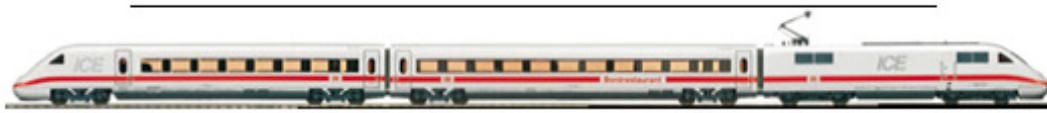


Fig. 1. Trenul electric de mare viteză clasa 401 - Erste ICE.

Decelerația maximă, în cazul în care la nivelul unui boghiu frânează ambele osii, se obține atunci când decelerația maximă obținută ascultă de legea de variație:

$$(d_f)_{\max p} = \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max p} = g \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha \pm \sin \alpha) \quad [\text{m/s}^2] \quad (1),$$

unde:  $g = 9,81$  [m/s<sup>2</sup>] este accelerația în camp gravitațional,  $j$  este coeficientul de aderență dintre roată și șină iar  $a$  reprezintă unghiul de înclinare al declivității căii de rulare (pentru cale de rulare în palier,  $a = 0$ ) în tabelul 1.

Tabelul 1. Parametrii de calcul ai locomotivei de capăt clasa 401

$m_o$	$\frac{e}{L}$	$\frac{b}{L}$	$\frac{hg}{L}$	$m_a$	$m_1$	$m_2$		$d_f$	
[Kg]	-	-	-	[kg]	[kg]	[kg]	-	-	[°]
2500	0,04	0,55	-0,26	1625	894	731	1,89	1,08	0

Decelerația maximă, în cazul în care frânează doar osia din față a boghiului (raportat la sensul de mers), se obține atunci când osia frânată ajunge la limita de aderență în timp ce osia din spate a boghiului locomotivei continuă să ruleze liber [4]. Decelerația maximă obținută în aceste condiții se exprimă prin relația:

$$(d_f)_{\max f} = \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max f} = g \cdot \left( \varphi \cdot \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \cos \alpha \pm \sin \alpha \right) \quad [\text{m/s}^2] \quad (2),$$

unde:  $b$ ,  $h_g$  sunt coordonate ale centrului de greutate al vehiculului iar  $L$  este ampatamentul total al vehiculului de cale ferată.

Decelerația maximă, în cazul în care se frânează numai osia din spate a boghiului, se obține atunci când osia frânată ajunge la limita de aderență în timp ce osia din față rulează în continuare liber [5]. Decelerația maximă obținută în aceste condiții se exprimă prin relația:

$$(d_f)_{\max s} = \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max s} = g \cdot \left( \varphi \cdot \frac{\frac{a}{L}}{1 + \varphi \cdot \frac{h_g}{L}} \cos \alpha \pm \sin \alpha \right) \quad [\text{m/s}^2] \quad (3),$$

unde:  $a$  și  $h_g$  sunt coordonatele centrului de greutate al vehiculului (locomotivă) [6].

### 3. CRITERIUL CAPACITĂȚII DE FRÂNARE, PROCENT DE MASĂ FRÂNATĂ, IMPUNERI, DRUMUL MAXIM DE FRÂNARE, CALCULUL ANALITIC AL DRUMULUI DE FRÂNARE

Unul dintre parametrii determinanți ai capacității de frânare ai unui vehicul de cale ferată, este reprezentat de drumul de frânare care determină în modul cel mai direct calitățile de frânare al unui vehicul feroviar în strânsă legătură cu siguranța circulației. La momentul inițial al frânării, drumul minim de frânare obținut atunci când reacțiunile tangențiale ajung simultan la limita de aderență, drumul de frânare (care poartă numele de drum minim posibil de frânare), se determină (în cazul frânării între vitezele  $V_1 > V_2$ ) cu relația:

$$D_{f \min p} = 1,80 \cdot \frac{(V_1^2 - V_2^2)}{g \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha \mp \sin \alpha)} \quad [\text{m}] \quad (4),$$

sau, în cazul frânării până la oprire ( $V_2=0$ ), pe cale în palier cu relația:

$$D_{f \min p} = 1,80 \cdot \frac{V_1^2}{\varphi \cdot g} \quad [\text{m}] \quad (5),$$

în care viteza este exprimată în [km/h]. Din relația (5) pentru calculul drumului minim de frânare până la oprirea vehiculului (trenului), rezultă că lungimea drumului de frânare este proporțională cu pătratul vitezei inițiale de deplasare a vehiculului.

În cazul în care viteza de circulație crește cu 22,5%, drumul minim de frânare crește cu aproximativ 50%. De asemenea, asupra drumului minim de frânare, o influență mare o are și coeficientul de aderență roată – șină [7]. Astfel, în cazul căii de rulare aflată în aliniament și palier, scaderea coeficientului de aderență cu 30% poate determina lungirea drumului maxim de frânare cu până la 43% [8].

#### 3.1. CAPACITATEA DE FRÂNARE

La frânarea trenurilor, timpul de frânare cunoscut în literatură de specialitate și ca timpul minim posibil de frânare și se determină, în cazul frânării între vitezele  $V_1 > V_2$ , cu relația:

$$t_{f \min p} = \frac{(V_1 - V_2)}{3,6 \cdot g \cdot (\varphi \cdot \cos \alpha \mp \sin \alpha)} \text{ [s]} \quad (6),$$

sau, în cazul frânării până la oprire respectiv ( $V_2 = 0$ ), pe direcție orizontală respectiv pe o cale de rulare în palier cu ajutorul relației:

$$t_f = 1,64 \cdot \frac{V_1}{\varphi \cdot g} \quad (7),$$

în care viteza este exprimată în [km/h]. Timpul de frânare prezintă importanță mai ales în analiza proceselor de lucru ale dispozitivelor de frânare și mai puțin este utilizat pentru aprecierea capacității de frânare a vehiculelor

Considerând vehiculul feroviar se află în mișcare uniform decelerată, dacă începând cu momentul începerii acțiunii de frânare sunt îndeplinite condițiile ca forțele de frânare la nivelul osiilor să se manifeste simultan până la limita aderenței, atunci reacțiunile normale în roțile osiilor boghiului (vehiculului) [9] au expresiile următoare:

- pentru prima osie față de sensul de mers, ecuația:

$$Z_1 = G_1 + G_a \cdot \frac{h_g}{L} \cdot \varphi \quad (8)$$

- pentru a doua osie a boghiului, reacțiunile normale la nivelul contactului dintre roțile osiei și aparatul de frânare vor fi redată în forma relației:

$$Z_2 = G_1 - G_a \cdot \frac{h_g}{L} \cdot \varphi \quad (9),$$

unde:  $G_a$ ,  $G_1$ ,  $G_2$  sunt greutatea boghiului și greutatea statică repartizate primei și respectiv celei de-a doua osii a boghiului;  $h_g$  reprezintă înălțimea centrului de greutate al boghiului;  $L$  este ampatamentul boghiului iar  $\varphi$  este coeficientul de aderență roată – șină [10].

În cazul în care performanța de frânare a vehiculului respectiv a boghiului în cauză, impune realizarea unei anumite decelerații relative ( $d_f$ ), relațiile anterioare se rescriu în formele:

- pentru prima osie față de sensul de mers, ecuația:

$$Z_1 = G_1 + G_a \cdot \frac{h_g}{L} \cdot d_f \quad (10).$$

- pentru a doua osie a boghiului, reacțiunile normale la nivelul contactului dintre roțile osiei și aparatul de frânare vor fi redată în forma relației:

$$Z_2 = G_1 - G_a \cdot \frac{h_g}{L} \cdot d_f \quad (11).$$

Corespunzător relațiilor (7, 8) și respectiv (9), precum și în cazul relațiilor (10) și (11), se vor obține reacțiunile tangențiale maxime la acțiunea forțelor de frânare sub formele:

$$F_{f1} = \varphi \cdot Z_1 \quad (12)$$

$$F_{f2} = \varphi \cdot Z_2 \quad (13).$$

În acest caz forța tangențială specifică de frânare sau coeficientul de utilizare a aderenței este:

- pentru prima osie față de sensul de mers, ecuația:

$$\zeta_1 = \frac{F_{f1}}{Z_1} = \frac{F_{f1}}{G_1 + G_a \cdot \frac{h_g}{L} \cdot d_f} \quad (14).$$

- pentru a doua osie a boghiului, reacțiunile normale la nivelul contactului dintre roțile osiei și aparatul de frânare vor fi redată în forma relației:

$$\zeta_2 = \frac{F_{f2}}{Z_2} = \frac{F_{f2}}{G_1 - G_a \cdot \frac{h_g}{L} \cdot d_f} \quad (15).$$

Notând cu  $i_F$  raportul de repartizare a forței de frânare pentru prima osie  $i_F = \frac{F_n}{F_f}$  și respectiv cu  $i_S$ , raportul de repartizare a sarcinii statice pe cea de-a doua osie a vehiculului unde  $i_S = \frac{G_1}{G_a}$ , definiți ca fiind coeficienții de utilizare a aderenței osiilor în calea de reluare pe parcursul frânării vehiculului, atunci rezultă relațiile:

- pentru prima osie față de sensul de mers, ecuația:

$$\zeta_1 = \frac{\frac{F_{f1}}{G_a \cdot d_f}}{\frac{G_1}{G_a \cdot d_f} + \frac{h_g}{L} \cdot d_f} = \frac{i_F}{\frac{i_S}{d_f} + \frac{h_g}{L}} \quad (16)$$

- pentru a doua osie a boghiului, reacțiunile normale la nivelul contactului dintre roțile osiei și aparatul de frânare vor fi redată în forma relației:

$$\zeta_2 = \frac{\frac{F_{f2}}{G_a \cdot d_f}}{\frac{G_{21}}{G_a \cdot d_f} - \frac{h_g}{L} \cdot d_f} = \frac{1 - i_F}{\frac{1 - i_S}{d_f} - \frac{h_g}{L}} \quad (17).$$

Din expresiile celor doi coeficienți de utilizare a aderenței la frânare se constată următoarele:

- dacă  $\zeta_1 > \zeta_2$  atunci la frânare, prima osie atinge limita aderenței înaintea celei de-a doua osii respectiv la frânare.
- dacă  $\zeta_1 = \zeta_2$  atunci la frânare, ambele osii ale boghiului ating simultan limita aderenței la nivelul contactului roată - șină.
- dacă  $\zeta_1 < \zeta_2$  la frânare, prima osie atinge limita aderenței după (mai târziu) cea de-a doua osii respectiv la frânare.

### 3.2. METODE DE DETERMINARE ANALITICĂ A DRUMULUI DE FRÂNARE

În figura 2 se prezintă, în forma în care se regăsesc în normativele elaborate de CE, valorile admise pentru coeficienții de utilizare a aderenței  $\zeta_1$  și  $\zeta_2$  pentru vehicule feroviare (material rulant de cale ferată). Pentru vehiculele de cale ferată se impune încadrarea coeficienților de utilizare a aderenței în intervalul definit cu relația:

$$\left. \begin{array}{l} \zeta_1 \\ \zeta_2 \end{array} \right\} \leq \frac{d_f + 0,07}{0,085} \quad (18),$$

pentru  $0,2 \leq \zeta_{1,2} \leq 0,8$ .

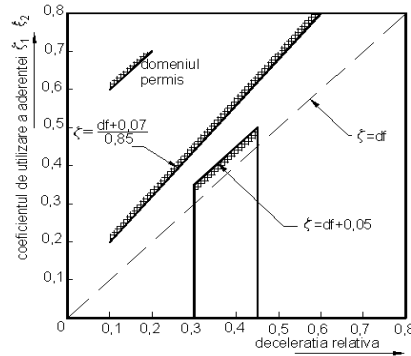


Fig. 2. Valorile admise pentru coeficienții de utilizare a aderenței la trenul de mare viteză clasa 401

Pentru toate stările de încărcare ale vagoanelor de marfă, curba de aderență utilizată, normativele europene admit o inversare a curbelor de aderență utilizată în zona  $0,3 \leq \zeta_{1,2} \leq 0,45$  cu condiția ca această curbă de aderență să nu depășească cu mai mult de 0,05 dreapta de ecuație  $\zeta = d_f$ , denumită dreapta de echiaderență [11]. În figura 3 se prezintă valorile admise pentru coeficienții de utilizare a aderenței pentru locomotive cu boghiuri pe două osii și respectiv pe trei osii.

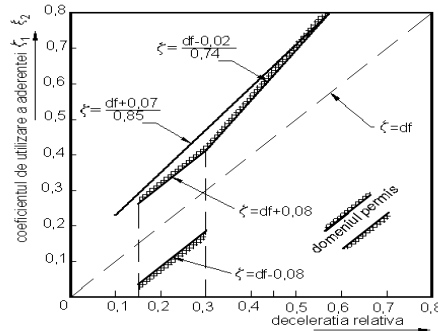


Fig. 3. Valorile admise pentru coeficienții de utilizare a aderenței la vehiculul motor de capăt clasa 401

Pentru valori  $d_f \geq 0,3$  curba de aderență utilizată la prima osie a boghiului trebuie să se găsească deasupra celei de-a doua osii, ambele curbe fiind situate sub dreapta de ecuație:

$$\left. \begin{matrix} \zeta_1 \\ \zeta_2 \end{matrix} \right\} \leq \frac{d_f + 0,02}{0,074} \quad (20).$$

De reținut este faptul că raționamentul anterior este similar pentru toate osiile vehiculului respectiv pentru toate osiile din compunerea unui tren (în cazul ideal).

#### 4. VALORIFICAREA REZULTATELOR DETERMINATE EXPERIMENTAL

Pentru calculele determinate în scopul stabilirii capacității de frânare, s-a considerat cazul unui vagon de călători (pe patru osii - cu boghiuri pe două osii) care circulă cu viteza de 85 km/h în momentul acțiunii frânării acestuia, pentru a fi identificate principalele mărimi în vederea stabilirii criteriilor de performanță ale sistemului de frânare al vehiculului [13]. Masa vagonului pentru care trebuie efectuate calculele este redată în relația:

Calculul forței de frânare rapidă necesară opririi trenului de mare viteză  
seria 401 - Erste Ice

$$m_v = 40 + (n - 1) = 52 \text{ [t]} \quad (21).$$

Pentru determinarea decelerației, am considerat cazul că ambele osii ale boghiului frânează la fel din toate punctele de vedere și atunci conform relației (1) se obține relația:

$$(d_f)_{\max p} = \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max p} = g \cdot \varphi = 1,80 [m/s^2] \quad (22).$$

Dacă din orice motiv, frânează doar prima osie a boghiului, atunci decelerația boghiului vagonului de călători se poate determina cu relația (2) și se obține relația:

$$(d_f)_{\max f} = \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max f} = g \cdot \varphi \frac{\frac{b}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_s}{L}} = 1,08 [m/s^2] \quad (23).$$

Analizând dinamica frânării pentru întregul vehicul feroviar [14], în situația că întră în acțiune doar frânele pentru al doilea boghiu în sensul de mers al vehiculului, atunci decelerația totală a vagonului de călători se poate determina cu relația (3) și se obține ecuația (23). Pentru determinarea drumului minim de frânare se folosește relația (5) care după înlocuirea variabilelor se poate scrie în forma:

$$(d_f)_{\max i} = \left( \frac{dv}{dt} \right)_{\max i} = g \cdot \varphi \frac{\frac{a}{L}}{1 - \varphi \cdot \frac{h_s}{L}} = 1,06 [m/s^2] \quad (24).$$

Pentru determinarea duratei procesului de frânare al vagonului până la oprirea totală a acestuia se va folosi relația de calcul nr. (7) care după înlocuirea variabilelor se poate transcrie în forma:

$$D_{f \min p} = \frac{V^2}{26 \cdot \varphi \cdot g} = 700 \text{ [m]} \quad (25)$$

pentru determinarea timpului minim necesar din momentul manipulării robinetului mecanic de frână automată indirectă KD2 de la viteza de 85 [km/h] până la oprirea totală conform relației:

$$D_{f \min p} = \frac{V^2}{26 \cdot \varphi \cdot g} = 7,54 \text{ [s]} \quad (26).$$

$$F_{f1} = \varphi \cdot Z_1 = 895,4 \text{ [kN]}$$

$$i_f = \frac{F_{f1}}{G_a \cdot d_f} = 0,70$$

Pentru determinarea coeficienților de utilizare a aderenței se va folosi relația (16) care prin înlocuirea de variabile se poate retranscrie în forma:

$$\left\{ \begin{array}{l} \zeta_1 = \frac{i_f}{\frac{i_s}{d_f} + \frac{h_s}{L}} = 0,78 \\ \zeta_2 = \frac{1 - i_f}{\frac{1 - i_s}{d_f} - \frac{h_s}{L}} = 0,73 \end{array} \right. \quad (27).$$

Din calcule a reieșit și faptul că este posibilă verificarea rezultatelor întrucât, deoarece din inegalitatea  $\zeta_1 = 0,78 \geq \zeta_2 = 0,73$ , ceea ce înseamnă că în momentul începerii acțiunii de frânare rapidă, prima osie față de sensul de mers a boghiului (vehiculului) atinge limita aderenței înaintea celei din spate. În vederea stabilirii forței medii necesare de frânare a frânei cu patină electromagnetică pentru un vagon de călători clasă, care circulă cu viteza maximă de 200 [km/h], cu respectarea condițiilor impuse de fișa UIC 544-1 și cu încadrarea într-un drum de frânare de 1200 [m], este necesar mai întâi să fie determinată forța de frânare necesară. Ținând cont de aceasta și de forța de aderență calculată se va stabili dacă frâna cu patină electromagnetică este necesară și dacă da, valoarea forței medii necesare de frânare a frânei cu patină electromagnetică.

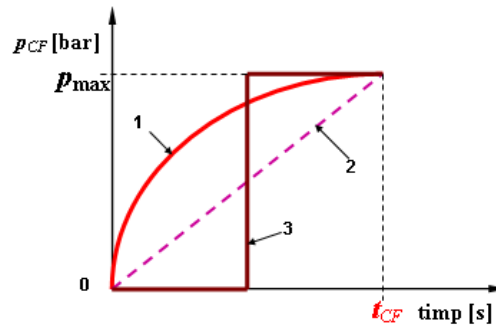


Fig. 4. Valorile admise pentru aproximarea diagramei de umplere a cilindrilor de frână

Pentru simplificarea calculelor, se poate adopta o curbă tip dreaptă pentru alimentare (figura 4 - curba 3), situație în care se consideră că vehiculul se deplasează cu viteza inițială maximă jumătate din timpul de umplere al cilindrilor de frână. În aceste condiții se poate calcula cu relația:

$$s_p = k \cdot v_{\max} \cdot t_{CF} = k \cdot \frac{V_{\max} \cdot t_{CF}}{3,6} = 120 \quad [m] \quad (28)$$

spațiul de pregătire a frânării, ținând cont și de timpul de propagare a undei de frânare, prin introducerea unui factor  $k$ . S-a ținut cont că valoarea lui  $k = 0,54 \dots 0,7$  iar timpul de umplere al cilindrilor de frână este de 4 [s].

Determinarea drumului de frânare efectiv se poate face pornind de la faptul că energia cinetică și cea potențială (la circulația pe pante) înmagazinate în masa trenului, se consumă prin lucrul mecanic al forțelor de frânare și al rezistențelor la înaintare:

$$E_c = E_{c,t} + E_{c,r} = \frac{m \cdot v^2}{2} \cdot \left( 1 + \frac{I}{m \cdot r^2} \right) \quad (29)$$

Energia cinetică înmagazinată în masa trenului se compune din cea determinată de mișcarea de translație cu viteza  $v$  (m/s) și cea datorată elementelor aflate în mișcare de rotație. În continuare este necesară definirea termenului explicitat în relația:

$$\frac{I}{m \cdot r^2} = \rho \quad (30).$$

Din relațiile (28) și (29) rezultă ecuația energiei cinetice:

$$E_c = (1 + \rho) \cdot \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (31).$$



Calculul forței de frânare rapidă necesară opririi trenului de mare viteză  
seria 401 - Erste Ice

Valoarea lui  $\rho$  este în funcție de tipul frânei (saboți, disc), diametrul roții și masa vehiculului. În calcule se va lua  $\rho = 0,06$ . Energia potențială a trenului este redată cu ajutorul relației:

$$E_p = m \cdot g \cdot s_{ef} \cdot \frac{i}{1000} = \int_0^{s_{ef}} F_f ds + \int_0^{s_{ef}} R ds \quad (32),$$

în care:  $F_f = f(v)$  este forța de frânare iar  $R = f(v, v^2)$  este rezistența la înaintare a trenului. Cum calculul exact al integralelor este dificil, se va utiliza metoda aproximării cu ajutorul trapezelor. În continuare a fost adoptat un pas de scădere a vitezei de circulație  $\Delta V$  suficient de mic (în calcule 1 km/h) astfel încât ecuația (31) se va scrie în forma:

$$(1 + \rho) \cdot m \cdot \frac{V_{i+1}^2 - V_i^2}{2 \cdot 3,6^2} = (F_{f,med,i} - R_{med,i}) \cdot \Delta s_i \quad (33).$$

Ținând cont de diagramele trasate în figura 4 vor rezulta ecuațiile:

$$F_{f,med,i} = \frac{F_f(V_i) + F_f(V_{i+1})}{2}; R_{med,i} = \frac{R(V_i) + R(V_{i+1})}{2} \quad (34)$$

cu ajutorul cărora se poate scrie ecuația finală pentru determinarea drumului de frânare în forma canonică:

$$\Delta s_i = \frac{(1 + \rho) \cdot m \cdot (V_{i+1}^2 - V_i^2)}{3,6^2 \cdot [F_f(V_i) + F_f(V_{i+1}) + R(V_i) + R(V_{i+1})]} \quad [m] \quad (35),$$

necesară opririi la punct fix a trenului de mare viteză de tip ramă, seria 401 - ERSTE ICE. Drumul de frânare efectiv se obține prin însumarea spațiilor parcurse la fiecare pas de scădere a vitezei, începând de la viteza maximă până la oprire acest lucru fiind explicat analitic în relația:

$$s_{ef} = \sum_0^{V_{max}} \Delta s_i \quad [m] \quad (36).$$

Ținând cont de aceste relații și utilizând programul de calcul în care vom introduce diferite valori pentru forța de frânare necesară, urmărind să nu fie depășit drumul de frânare admis de 1200 [m], vom obține  $F_f = 77$  [kN], la un drum de frânare  $s = 1177,59$  [m]. Calculându-se acum valoarea forței de aderență, cu ajutorul căreia se va putea compara valoarea forței de frânare necesare reieșite din calcul, atunci va rezulta faptul că aceasta trebuie să fie mai mică, cel mult egală cu forța de aderență așa cum analitic s-a explicat în relația:

$$\mu_p \approx 5 \cdot 10^{-10} \cdot v^4 - 3 \cdot 10^{-7} \cdot v^3 + 7,1 \cdot 10^{-5} \cdot v^2 - 7,8 \cdot 10^{-3} \cdot v + 0,47 \quad (37)$$

respectiv  $F_a = \mu \cdot m \cdot g = 0,08 \cdot 52 \cdot 9,81 = 41,6$  [kN]. Cum aceasta este mai mică decât forța de frânare necesară reieșită din calcul, rezultă necesitatea utilizării unei frâne suplimentare și anume frâna cu patină electromagnetică. Ținând cont de valoarea forței de frânare pentru frâna cu disc care este de 41 [kN] și reintroducând datele în programul de calcul [15] va rezulta valoarea forței de frânare medii a frânei cu patină electromagnetică de 40 [kN], la un drum de frânare de 1189,17 [m]. Pentru a determina numărul necesar de elemente ale patinelor electromagnetice este necesar să se determine valoarea forței de apăsare a unei patine pe șină  $F_N$  [16]. Ca frână de fricțiune, forța realizată de frâna cu patină

electromagnetică depinde de numărul de patine  $n_p$  cu care este echipat vehiculul, de coeficientul de frecare dintre patină și șină  $\mu_p$  și de forța normală de apăsare a unei patine pe șină  $F_N$ . Ea se poate determina cu relația  $F_{fp} = n_p \cdot \mu_p \cdot F_N$ . Dificultatea de calcul constă în faptul că în mod uzual suprafața de frecare a patinelor se realizează din fontă iar coeficientul de frecare dintre patină și șină depinde descrescător de viteză. Pentru a permite un calcul matematic al forței de frânare suplimentare, a fost stabilită dependența coeficientului de frecare dintre patină și șină  $\mu_p$  de viteza de circulație  $v$  [km/h] cu ajutorul relației (37). Utilizarea relației (36) cu explicitarea coeficientului de frecare dintre patină și șină  $\mu_p$  prin relația (37) pe domeniul de viteze pe care este în acțiune și frâna cu patină electromagnetică permite, prin impunerea drumului de frânare, stabilirea forței normale de apăsare pe șină  $F_N$  [17]. Pentru stabilirea numărului de elemente ai patinei electromagnetice, uzual se utilizează piese polare unificate, cu dimensiunile prezentate în figura 5. Pentru un asemenea tip de electromagnet, forța de atracție față de șină (forța portantă) a elementului  $F_p$  este dată de relația:

$$F_p = \frac{B^2 \cdot s_c}{2 \cdot \mu_0} \quad [N] \quad (38),$$

unde:  $B$  [Tesla] este inducția magnetică în fier;  $s_c$  [m<sup>2</sup>] reprezintă suprafața de contact cu armătura,  $s_c = 2 \cdot k \cdot s_p$  în care 2 corespunde celor doi poli,  $k = 1,0 \dots 1,2$  este un coeficient care ține cont de dispersia liniilor de câmp magnetic în zona de contact a electromagnetului cu armătura iar  $s_p$  este mărimea suprafeței de capăt a miezului;  $\mu_0$  (H/m) reprezintă permeabilitatea vidului (aerului),  $\mu_0 = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$  [H/m].

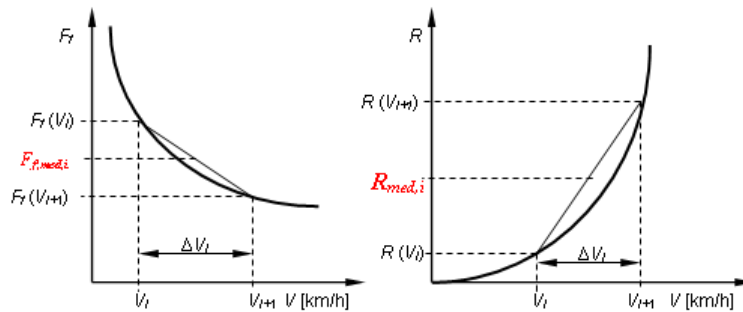


Fig. 5. Caracteristicile de frânare și rezistența la înaintare în funcție de viteza instantanee

Relația (38) devine:

$$F_p = k \cdot \frac{B^2 \cdot s_p}{1000 \cdot \mu_0} \quad [kN] \quad (39).$$

Cum în proiectare, pentru electromagneți care dezvoltă forțe mari se recomandă  $B = 1,9$  [T] și ținând cont de dimensiunile unificate prezentate în figura 5, rezultă că forța portantă a unui element al patinei electromagnetice este redată în relația:

$$F_p = 1,05 \cdot \frac{1,9^2 \cdot 2,1 \cdot 10^{-3}}{1000 \cdot 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}} \approx 6,334 \quad [kN] \quad (40).$$

Cunoscând forța normală de apăsare a unei patine pe șină se poate determina numărul de elemente necesar se face cu ajutorul relației:

$$n_{ep} = \frac{F_N}{F_p} \quad (41).$$

Ultima valoare care se rotunjește la un număr întreg. Având în vedere relația (10) în care vom lua numărul de patine pe vagon egal cu 4 și coeficientul de frecare dintre patină și șina din relația (11), dependentă de viteza de circulație și utilizând programul de calcul în care vom da diverse valori pentru forța normală de apăsare a unei patine pe șină, vom obține:  $F_N = 310$  [kN], cu asigurarea unui drum de frânare  $s = 1189,27$  [m]. Utilizând formula (41) rezultă un număr de 12,23 elemente. Această valoare se rotunjește la 13. Introducând în programul de calcul datele obținute până în prezent și anume:  $F_{f, disc} = 41$  [kN] și respectiv  $n_{ep} = 13$  și atunci se vor obține următoarele: drumul de frânare de la viteza de 315 [km/h] de efectuarea frânării rapide și până la oprirea totală este  $s = 2438$  [m]. Decelerația medie în cazul frânării de urgență egală cu 1,451 [m/s<sup>2</sup>]. Decelerația instantanee maximă egală cu 2,212 [m/s<sup>2</sup>].

Se poate observa că aceste valori depășesc valorile maxime admise și anume: 1,2...1,3 [m/s<sup>2</sup>] pentru decelerația medie în cazul frânării de urgență și respectiv, 2,2 [m/s<sup>2</sup>] pentru decelerația instantanee maximă.

Se poate observa că în cazul prezentat ne încadrăm într-un drum de frânare de 1200 [m] (1138 [m] reieșit din calcul) dar cu afectarea confortului pasagerilor în cazul apariției unor frânări de urgență. Dacă în foaia de calcul se introduc în loc de 13 elemente pentru o patină un număr de 12, atunci: drumul de frânare  $s = 1174$  [m]. Decelerația medie în cazul frânării de urgență egală cu 1,400 [m/s<sup>2</sup>]. Decelerația instantanee maximă egală cu 2,101 [m/s<sup>2</sup>].

Se poate observa că acum doar valoarea decelerației medii depășește valoarea maximă, în timp ce decelerația instantanee se încadrează în limitele impuse [18], în condițiile respectării drumului de frânare de 1200 [m] și a forței de frânare pentru frâna cu disc [19] de 41 [kN].

## 5. CONCLUZII

Este important ca sistemele de frânare utilizate să corespundă exigențelor specifice, asigurând îndeplinirea cerințelor multiple ale vehiculelor feroviare. În cazul frânelor care realizează cuplu rezistent direct asupra osiei montate, este necesară existența aderenței dintre roată și șină, fapt care impune ca în permanență forța de frânare să fie mai mică, cel mult egală cu cea permisă de aderență. În caz contrar, se produc alunecări suplimentare ale roții față de șină și apoi blocarea, ceea ce conduce la o scădere a eficacității frânării și la apariția locurilor plane, cu toate implicațiile defavorabile cunoscute. Studiile și cercetările au arătat că din acest punct de vedere este mai dificilă transmiterea corectă a forței de frânare la roată, decât obținerea acesteia. Dacă se dorește obținerea unei puteri de frânare maxime, trebuie ca forța de frânare să fie cât mai aproape posibil de cea permisă de aderență.

Timoneria de frână are ca principal rol să amplifice și să transmită forțele dezvoltate la nivelul tijei pistonului cilindrului de frână și la toți saboții vehiculului astfel realizându-se și egalizarea corespunzătoare pa acestia. Stabilirea raportului de amplificare al forțelor de frânare se face ținându-se cont de poziția levierelor timoneriilor de frână, pentru fiecare caz în

parte. Pentru transmiterea corectă și la valorile calculate a forțelor de la tija pistonului cilindrului de frână la saboți este necesar să se asigure condiția de paralelism și perpendicularitate a levierelor și barelor timoneriei, în caz contrar modificându-se randamentul mecanic de transmitere.

## BIBLIOGRAFIE

- [1] **C. CRUCEANU** - *Frâne*, Edituara MatrixRom, 2006.
- [2] **G. DUMITRU** - *High Speed Trains in Europe*, Rail Engineering International, England, vol. 34, no. 2, 2007, pp. 23-26, Rank-2214.
- [3] **L.S. BOCÎI** - *Contributions to high - speed passenger wagon braking*, Doctorate Thesis, Timișoara, December 1997.
- [4] **J.I. Egana, J. Vinolas, and M. Seco** - *Investigation of the influence of rail pad stiffness on rail corrugation on a transit system*. *Wear*, 261 :216 - 224, 2006.
- [5] **W.F. Hayes and H.G. Tucker** - *Wheelset-track resonance as a possible source of corrugation wear*. *Wear*, 144 :211 - 226, 1991.
- [6] **S. L. Grassie and J. Kalousek** - *Rail corrugation : Characteristics, causes and treatments*. *Journal of Rail and Rapid Transit*, 207 : 57 - 68, 1993.
- [7] **W.F. Hayes and H.G. Tucker** - *Wheelset-track resonance as a possible source of corrugation wear*. *Wear*, 144 :211 - 226, 1991.
- [8] **I. Sebeșan, C. N. Badea, L.V. Păduraru, G. Popa** - *Uzura Ondulatorie a Șinelor de Cale Ferată*, Sinteze de mecanică teoretică și aplicată, Volumul 1 (2016), numărul 1.
- [9] **G. Gray and K. Johnson** - *The dynamic response of elastic bodies in rolling contact to random roughness of their surfaces*. *Journal of Sound and Vibration*, 22 : 323 - 342, 1972.
- [10] **K. Hempelmann and K. Knothe** - *An extended linear model for the prediction of short pitch corrugation*. *Wear*, 191 :161 - 169, 1996.
- [11] **I. Sebeșan, C. N. Badea, V. Ștefan. M. R. Sebeșan, A. Badea, M. Litră** - *Aspects of the Operation Shock Absorber on Freight Wagons*. *Journal of the Balkan Tribological Association*, Volume: 21 Issue: 3, pp.700-710 (2015).
- [12] **Bombardier** - *Reduction of torsional vibration in rail vehicle wheel set*. Patent N°WO2004/007217, 2004.
- [13] **A. Neacșa, N. N. Antonescu, D. B. Stoica** - *Modern Solutions for Selecting the Corresponding Machinery Dedicated to Technological Applications*. *Journal of the Balkan Tribological*, Volume: 15, Issue: 4, (2009).
- [14] **J. J. Kalker** - *Survey of wheel-rail contact theory*. *Vehicle System Dynamics*, 5 :317 - 358, 1979.
- [15] **A. Neacșa., N.N. Antonescu, D .B. Stoica** - *Software Applications for Complex Technological Systems Reliability*, *Journal of the Balkan Tribological*, Volume: 15, Issue: 1, (2009).
- [16] **T.Matsudaira** - *Dynamics of High Speed Rolling Stock*, Japanese National Railways RTRI Quarterly Reports, Special Issue, 1963.
- [17] **DUMITRU, G. & others** -*Considerations on Tribological Phenomenons at the Wheel - Rail Contact Level, Specific to the BR 189 Class Locomotives*”, *Annals of Faculty Engineering Hunedoara - International Journal of Engineering*, Tome XI, 2013, Fascicule 4, ISSN 1584B2673, pp. 181B188.
- [18] **NADAL, M.J.** - *Locomotives a Vapeur, Collection Encyclopedie Scientifique*, Biblioteque de Mecanique Appliquee et Genie, Vol. 186, Paris, 1908.
- [19] **V.V. Ungureanu** - *On Elimination of Interior Rail Joints and the Including of Welded Railway Switches in Continuous Welded Rail Track* (2009), SUSTAINABILITY in SCIENCE ENGINEERING, Volume II, Proceedings of the 11th WSEAS International Conference on Sustainability in Science Engineering (SSE '09), Timisoara, Romania, May 27 - 29, 2009, ISSN: 1790-2769, ISBN: 978-960-474-080-2, WSEAS Press.