

PARAMETRII ELECTRODINAMICI ȘI CONSIDERAȚII PRIVIND RANDAMENTUL MECANIC AI LOCOMOTIVELOR DIESEL ELECTRICE PE ȘASE OSII

SPECIFIC CALCULATIONS FOR DESIGNING THE PARAMETERS OF ELECTRIC DIRECT CURRENT LOCOMOTIVES

George DUMITRU¹, Mihaela Mirela MĂNTESCU AMROLLAHI², Elisabeta CRĂCIUN
BOJE³, Mirel UNGUREANU⁴, Radu Teodor COSTACHE⁵, Silviu BĂDĂRĂU⁶

¹Autoritatea de Siguranță Feroviară Română - ASFR, Calea Griviței nr. 393, sectorul 1, București, România, e_mail autor: George DUMITRU: george.dumitru.cfr@gmail.com;

²Autoritatea Feroviară Română - AFER, str. „Calea Griviței”, nr. 393, sectorul 1, București, România, e_mail autor: Mihaela Mirela MĂNTESCU AMROLLAHI: mirelamantescu@yahoo.com.

³Autoritatea de Siguranță Feroviară Română - ASFR, str. „Calea Griviței”, nr. 393, sectorul 1, București, România, e_mail autor: Elisabeta CRĂCIUN BOJE: elisabetacraciunboje@gmail.com.

⁴Deutsche Bahn Cargo România SRL, str. „Sergent Nuțu Ion”, nr. 44, clădirea „One Cotroceni Park Office”, corpul A, etajul 6, CP 050762, sectorul 5, București, România, e_mail autor: Mirel UNGUREANU: Mirel.Ungureanu@deutschebahn.com;

⁵Rail Cargo Carrier România SRL, str. „Calea Plevnei”, nr. 159, sectorul 6, București, România, e_mail Radu Teodor COSTACHE: radu.teodor.costache@gmail.com;

⁶Autoritatea Feroviară Română - AFER, str. „Calea Griviței”, nr. 393, sectorul 1, București, România, e_mail autor: Silviu BĂDĂRĂU: silviu.badarau95@gmail.com.

Rezumat: În prezentul studiu, am considerat locomotiva diesel electrică britanică din clasa 69, construită în parteneriat de uzinele Electroputere Craiova din România și de consorțiul britanic BREL în șantierul din Doncaster și Crewe, în perioada 1976 - 1984, iar din anul 2020 până în prezent, această clasă de locomotive fiind reconstruită și modernizată în număr de 16 unități (aflate încă în serviciu, pentru căile ferate din Regatul Unit al Marii Britanii și Irlandei de Nord), la uzinele britanice Progress Rail, Longport, această clasă de locomotive diesel electrice fiind deținută până în prezent de operatorul britanic de transport feroviar GB Railfreight în număr de 15 unități. Lucrarea tratează caracteristicile electrodinamice de funcționare la nivelul motoarelor electrice de tracțiune de curent continuu specifice acestei clase de locomotive, aflată în remorcarea unui tren de marfă pe o porțiune de linie cu gradient de declivitate alternativ și considerațiile prin performanța dinamică atinsă în exploatare în funcție de randamentul mecanic în exploatare.

Cuvinte cheie: flux magnetic, excitație electrică serie, obadă, tensiune contraelectromecanică, aderență, randament mecanic, gradient de declivitate, rezistență la înaintare.

Abstract: In this study, we considered the British Class 69 diesel-electric locomotive, built in partnership by the Electroputere Craiova plants in Romania and the British consortium BREL in the Doncaster and Crewe yards, between 1976 and 1984, and from 2020 to the present, this class of locomotives has been rebuilt and modernized in a number of 16 units (still in service, for the railways of the United Kingdom of Great Britain and Northern Ireland), at the British Progress Rail plants, Longport, this class of diesel-electric locomotives being owned to date by the British railway operator GB Railfreight in a number of 15 units. The paper deals with the electrodynamic operating characteristics of the direct current electric traction motors specific

to this class of locomotives, which are towing a freight train on a section of line with an alternating gradient and the considerations through the dynamic performance achieved in operation depending on the mechanical efficiency in operation.

Keywords: magnetic flux, series electrical excitation, axle housing, counterelectromechanical voltage, adhesion, mechanic yield, slope gradient, rolling resistance.

1. INTRODUCERE

Locomotiva diesel electrică britanică seria 69, are o sursă de alimentare definită de un motor termic de tracțiune cu turbo alimentare tip diesel, model: EMD 12N-710G3B-EC-T2, cu puterea instalată de 2390 [kW]. Cilindreea: 1396 [cm³]. Generator principal model English Electric. Generator auxiliar model English Electric, tip: EE911/5C. Alternator model: tip: EMD AR8/CA6. Numărul cilindrilor 12 V. Frânare pneumatică cu instalație de frână model Davies and Metcalfe E70. Formulă osii: Co'Co' (cu aranjament asimetric, distanța între osiile 1-2 și 5-6 fiind de 1950 [mm], iar între osiile 2-3 și 4-5 distanța fiind de 2150 [mm]). Ecartament: 1435 [mm]. Diametrul roților pe cercul nominal de rulare: 1143 [mm]. Raza minimă de înscriere în curbe: 80 [m]. Ampatamentul boghiului: 4100 [mm]. Ampatamentul cutiei (distanța între lagărele pivoți): 14580 [mm]. Viteza maximă: 130 [km/h]. Lungimea locomotivei peste tamponane: 19355 [mm]. Lățimea: 2792 [mm]. Înălțimea: 3960 [mm]. Capacitatea maximă de încărcare a rezervoarelor pentru: Combustibil: 5200 [l]. Locomotiva este dotată cu sisteme de supraveghere și monitorizare de siguranță și vigilență tip: AAR system, AWS și TPWS. Dintre caracteristicile electrodinamice ale acestei clase de locomotive se rețin lungimea de variație Φ_g a fluxului magnetic de excitație a generatorului principal (GP), care este realizată prin construcția transmisiei și prin sistemele de reglare.



Fig. 1.1. Schema simplificată a locomotivei diesel electrice britanice clasa 69.

2. CARACTERISTICI ELECTRODINAMICE ALE LOCOMOTIVEI

Forma generală a ecuației fluxului magnetic de excitație al generatorului principal al locomotivei date, cu respectarea condițiilor de funcționare impuse transmisiei electrice, cunoaște forma următoare:

$$\Phi_g = \frac{\lambda_g * (F_{mi1} - w_{eg} * I_g)}{1 - \lambda_g * k_g * \frac{w_d}{r_{cd}} * n_g} \quad (1)$$

unde: Φ_g [Wb] reprezintă fluxul magnetic de excitație al generatorului principal (GP); k_g este constanta generatorului principal raportată la tensiunea electromotoare; λ_g este permeanța magnetică a circuitului magnetic al GP; n_g este turația GP; F_{mi1} este forța magnetizată a înfășurărilor de excitație independente ale GP; w_{eg} este numărul de spire echivalent al circuitelor paralele din GP; w_d este numărul de spire al înfășurării excitație - derivație al generatorului principal (GP); r_{cd} este rezistența ohmică a circuitului excitație - derivație al GP; I_g reprezintă intensitatea curentului de sarcină al GP.

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

Caracteristicile de mers în sarcină totală a motoarelor electrice de tracțiune ale locomotivei, se determină în funcție de expresia următoare:

$$\frac{E}{V} = k_{re} * \Phi \quad (2)$$

unde: $I \in (0; I_n)$; V [km/h] reprezintă viteza de circulație a vehiculului feroviar motor; Φ [Wb] reprezintă fluxul magnetic de excitație al motoarelor electrice de tracțiune (met); I este intensitatea curentului electric de sarcină pe motor; k_{re} este constanta met raportată la tensiunea electromotoare și la obada osiei motoare; m_e reprezintă numărul de met aflate în construcția locomotivei; m_p este numărul de ramuri de motoare electrice de tracțiune montate în paralel; m_s reprezintă numărul met legate în serie pe fiecare ramură; α_i este coeficientul de slăbire a fluxului magnetic de excitație; $i=(1;n)$; n reprezintă numărul total de trepte de slăbire a câmpului magnetic (șuntările); w_e este numărul de spiure de înfășurare de excitație ale met; r_r reprezintă valorile rezistențelor ohmice ale înfășurării rotorice a mașinii electrice rotative; r_e reprezintă valorile rezistențelor ohmice ale înfășurării de excitație; D [mm] este diametrul roților locomotivei pe cercul nominal de rulare; G_a [N] este greutatea aderentă a locomotivei considerate.

Pentru trasarea curbei caracteristice de tracțiune, care se determină din calcule și este diferită de caracteristica de tracțiune a locomotivei care se obține prin încercări experimentale succesive, pentru orice tip și pentru orice prototip de vehicul feroviar motor în parte, pentru a se verifica măsura în care s-au obținut rezultatele previzionate în faza de proiectare, comparativ cu perioada post fabricație și respectiv au fost atinse performanțele stabilite în urma finalizării procesului de producție a vehiculului considerat. În această privință, de reținut este faptul că aceste caracteristici de tracțiune trebuie să conțină un număr de curbe $F(V)$ determinat de numărul pozițiilor de tracțiune ale controlerului de comandă al vehiculului, adică familia de curbe $(F_c(V))_k$, unde $k=(1;n)$, iar n este numărul de poziție maximă al controlerului. De asemenea, aceste caracteristici de tracțiune trebuie să conțină și curba $F_a(V)$ determinată de aderența dintre roțile motoare ale vehiculului și șinele căii de rulare. Totodată, aceste caracteristici de tracțiune trebuie să conțină și curbele $F_{0lmax}(V)$, $F_{0lh}(V)$ și $F_{0ld}(V)$, care sunt curbele de limitare ale forței de tracțiune, de curentul de sarcină I_{max} pe motor, de curentul uniorar I_h și de curentul de durată I_d .

Fiecare din curbele $F_0(V)$ pentru oricare din pozițiile controlerului de comandă se determina mai întâi prin calculul curbelor $V(I)$, unde V reprezintă viteza de circulație a locomotivei considerate și ale curbelor $F_0(I)$, unde F_0 [N] este forța de tracțiune dezvoltată de locomotivă la obada osiei, I [A] este intensitatea curentului de sarcină pe fiecare MET în parte. Fiecare din aceste curbe se calculează pe domeniile corespunzătoare funcționării MET în câmp complet, în câmp redus α_1 , în câmp redus α_2 și dacă este cazul, și în câmp redus α_3 , unde $\alpha_1 < 1$, $\alpha_2 < \alpha_1$ și $\alpha_3 < \alpha_2$.

Forma generală a ecuației de calcul pentru curbele vitezei de circulație a vehiculului feroviar motor considerat se poate reduce la următoarea expresie simplificată:

$$V = \frac{U(I) - \Delta U_p - I * \sum r}{k_{1e} * \Phi(I)} \Rightarrow V = \frac{E(I)}{k_{1e} * \Phi(I)} \quad (3)$$

$$\text{unde: } U = \frac{U_g}{m_s} \quad \text{și} \quad E = U - \Delta U_p - I * \sum r \quad (4)$$

De asemenea, U [V] reprezintă tensiunea electrică de alimentare a unui met; U_g [V] este tensiunea la bornele GP; m_s reprezintă numărul de met înseriate pe aceeași ramură de motoare conectate la bornele GP; E [V] este tensiunea electromotoare a met; $\sum r$ [Ω] reprezintă rezistențele totale a circuitului electric al met, care se determină cu formulele următoare:

Dacă met lucrează în câmp complet, atunci:

$$\sum r = r_r + r_c + r_{pa} \quad (5)$$

Dacă met lucrează în câmp redus α , atunci:

$$\sum r = r_r + \alpha r_c + r_{pa} \quad (6)$$

unde: ΔU_p [V] reprezintă căderea de tensiune la contactul dintre perii și colectorul met; Φ este fluxul magnetic de excitație al met; k_{1e} reprezintă constanta met raportată la tensiunea electromotoare și la periferia roților motoare.

$$k_{1e} = \frac{i_{ae}}{0,1885 * D} * k_e \Rightarrow k_{1e} = \frac{i_{ae}}{0,1885 * D} * \frac{p * N}{60 * a} \quad (7)$$

unde: i_{ae} reprezintă raportul de transmitere al atacului de osie; D [m] este diametrul roților motoare pe cercul nominal de rulare; p este numărul de perechi de poli de excitație al met; a numărul de conductori de curent legați în paralel ai met; N este numărul de spire al înfășurării rotorice a met;

Curbele $F_0(I)$ se calculează cu ecuația generală de dependență dintre putere, forța de tracțiune și viteza locomotivei respectiv:

$$P_{om} = \frac{F_{om} * V}{3600 * \eta_0} \quad (8)$$

unde: P_{om} [kW] este puterea dezvoltată de met la obada osiei; F_{om} [N] este forța de tracțiune dezvoltată de met la obadă; V [km/h] reprezintă viteza de circulație a locomotivei; η_0 este randamentul met raportat la obadă, raport care poate fi luat cu valoarea sa medie de 0,95.

$$F_{om}(I) = 3,6 * \eta_0 * \frac{E(I) + \Delta U_p + I * \sum r}{V(I)} \Rightarrow F_{om}(I) = 3,6 * \eta_0 * \frac{E(I)}{V(I)} * I \Rightarrow \quad (9)$$

$$\Rightarrow F_{om}(I) = 3,6 * \eta_0 * k_{1e} * \Phi(I) \quad (10)$$

Ultima expresie se determină ținând cont de caracteristica de mers în sarcină totală a met, iar forța de tracțiune totală dezvoltată de locomotivă la obadă se determină cu formula următoare:

$$F_0 = m_e * F_{om} \quad (11)$$

3. RANDAMENTUL MECANIC AL LOCOMOTIVEI AFLATĂ ÎN REMORCAREA UNUI TREN DE MĂRFA DE MASĂ m , PE O SECȚIE DE CIRCULAȚIE CU DECLIVITATE ALTERNATIVĂ

Pentru determinarea randamentului este necesar în prealabil efectuarea calculului variației coeficientului de aderență dintre roți și șine:

$$F_a(V) = 1000 * \psi(V) * G_a \quad (12)$$

Se reține că instalația de agregare a curentului electric servește la transformarea curentului alternativ trifazat în curent redresat (denumit în continuare curent electric pseudocontinuu), iar calitățile constructive motorului electric de tracțiune se apreciază cu ajutorul unor parametri precum consumul specific de material activ (c_{Cu} și c_{Fe}), masele specifice (g_{Cu} și g_{Fe}), ale materialelor active (cupru și fier), coeficientul constructiv $k = M/M_a$, randamentul η de funcționare și capacitatea de supraîncărcare, parametri care se determină cu ajutorul unor formule empirice de calcul precum:

$$c_{Cu} = \frac{M_{Cu}}{P} \left[\frac{kg * Cu}{kW} \right] \text{ și } c_{Fe} = \frac{M_{Fe}}{P} \left[\frac{kg * Fe}{kW} \right] \quad (13)$$

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR
LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

$$\text{De asemenea: } g_{Cu} = \frac{M_{Cu}}{(975 \cdot \frac{P}{n})^{3/4}} \left[\frac{kg \cdot Cu}{Nm} \right] \quad \text{și} \quad g_{Fe} = \frac{M_{Fe}}{(975 \cdot \frac{P}{n})^{3/4}} \left[\frac{kg \cdot Fe}{Nm} \right] \quad (14)$$

unde: M_{Cu} [kg], M_{Fe} [kg] reprezintă masa totală a cuprului, și masa totală a fierului activ, care sunt încorporate în construcția motorului electric de tracțiune al locomotivei, iar M [kg] și $M_a = M_{Cu} + M_{Fe}$ [kg] reprezintă masa totală și masa totală de material activ din construcția MET; P [kg] reprezintă puterea nominală a MET, iar n [rot/min] este turația nominală a MET.

Caracteristicile electromecanice ale motoarelor electrice de tracțiune montate în serie, de curent continuu, raportate la arborele motorului termic de tracțiune al locomotivei diesel considerate, sunt funcții dependente de parametri precum turația n [rot/min] a MET; cuplul mecanic M [N·m] dezvoltat de MET raportat la arborele mașinii termice; randamentul $\eta\%$ raportat la arborele motorului termic de tracțiune al MET; intensitatea I [A] a curentului electric de sarcină al MET (care este o variabilă independentă); tensiunea electrică U [V] aplicată la bornele MET.

Ecuția de calcul pentru determinarea turației $n(I)$ a m.e.t., este de forma următoare:

$$n = \frac{E_c}{k_e \Phi} = \frac{U - I \Sigma r}{k_e \Phi} \quad [\text{rot/min}] \quad (15)$$

unde: U [V] reprezintă tensiunea de alimentare, E_c [V] este tensiunea contraelectromecanică a acestuia; I [A] reprezintă curentul de sarcină al met; Φ [Wb] este fluxul magnetic de excitație pe un pol, al met; $\Sigma r = r_p + r_a$ [Ω] reprezintă rezistența ohmică internă a met; r_p [Ω] este rezistența ohmică a înfășurării de excitație, r_a [Ω] reprezintă suma dintre rezistența înfășurării rotorului r_r și rezistența polilor auxiliari r_{pa} , la care se adaugă rezistența înfășurării de compensație r_c (dacă există); k_e reprezintă constanta raportată la tensiunea U [V] și la arborele motorului termic de tracțiune al locomotivei considerate, iar p este numărul perechilor de poli principali de excitație ai met; N este numărul total de spire al înfășurării rotorice al met; a reprezintă numărul de perechi de căi de curent legate în paralel ale aceiași înfășurării.

$$k_e = \frac{pN}{60 \cdot a} \quad (16)$$

Din expresia de calcul a turației met, rezultă că forma caracteristică a diagramei de variație a turației $n(I)$ în funcție de intensitatea curentului electric la bornele met în condițiile în care valoarea tensiunii de alimentare este constantă ($U = \text{const.}$), depinde de forma caracteristică de magnetizare a met, iar această caracteristică se determină prin calcul pentru un circuit magnetic nesaturat cu expresia următoare:

$$\Phi = K_\Phi \cdot I \quad (17)$$

De asemenea, pentru un circuit magnetic saturat, caracteristica a diagramei de variație a turației $n(I)$ în funcție de intensitatea curentului electric la bornele met, se determină cu următoarea expresie:

$$\Phi = k \cdot I / (k_1 + k_2 \cdot I) \quad (18)$$

Din acest motiv diagramei de variație a turației $n(I)$ în funcție de intensitatea curentului electric la bornele met la tensiune constantă ($U = \text{const.}$) cunoaște formă de curbă cu alură de hiperbolă, echilibrată în zona curenților electrici de sarcină și o variație lineară în zona curenților maximi:

$$M = \frac{P}{\omega} \Rightarrow M = \frac{60 \cdot UI}{2\pi \cdot n} \eta \Rightarrow M = \frac{UI}{k_e \cdot \Phi} \eta \Rightarrow \quad (19)$$

$$\Rightarrow M = k_m \Phi I \eta_{mmg} \quad [\text{Nm}] \quad (20)$$

$$\text{unde: } k_m = \frac{pN}{2\pi \cdot a} \quad \text{și} \quad \eta_{mmg} = \frac{\eta}{1 - \frac{I\epsilon r}{U}} \quad (21)$$

De asemenea, P [W] reprezintă puterea dezvoltată de motorul termic de tracțiune la arbore; Ω [rad/s] reprezintă viteza unghiulară; n [rot/min] este turația met; U [V] este tensiunea electrică, I [A] este intensitatea curentului electric de sarcină pe met; η este randamentul raportat la arborele mașinii electrice rotative descrisă de met al locomotivei date. De reținut este faptul că reprezentată grafic, curba $M(I)$ la tensiune electrică constantă ($U=ct.$), care denotă faptul că la intensități mici ale curenților electrici de sarcină, cuplul mecanic M variază descriind o curbă de variație de forma unei parabole pătratice, în condițiile în care, met dezvoltă cuplul mecanic util de ardere de la o valoare I_0 în sus, unde I_0 reprezintă intensitatea curentului electric caracteristică la mersul în gol al met.

Forma generală pentru calculul randamentului este $\eta(I)$ la tensiune constantă ($U=ct.$), cunoaște următoarea expresie:

$$\eta = \frac{UI - \Sigma \Delta p}{UI} \quad (22)$$

$$\text{unde: } \Delta p = \Delta P_e + \Delta P_m + \Delta P_{mg} + \Delta P_s \quad (23)$$

Totodată, Δp reprezintă pierderile totale de putere din met; ΔP_e reprezintă pierderile de putere electrică în înfășurarea met; ΔP_m reprezintă pierderile de putere mecanică introduse de frecările din palierul met, din cauza frecărilor produse între perii și colector, dintre rotor și aerul înconjurător din motor, precum și din cauza pierderilor din instalația de ventilație a MET (dacă există); ΔP_{mg} = pierderile de putere magnetică cauzate de fenomenul de histerezis și de curenții turbionari de tip *Foucault*; ΔP_s = pierderile de putere suplimentare cauzate de curenții turbionari din detaliile met și de repartizarea neuniformă a curenților din mașina electrică rotativă. La efectuarea calculului caracteristicilor electromecanice raportate la obada osiilor motoare antrenate de met de curent continuu legate în serie, este necesară determinarea în prealabil a variațiilor vitezei $V(I)$ de circulație a locomotivei, a randamentului η_0 și ale forței de tracțiune la obada osiei F_{om} în funcție de intensitatea curentului pe met la tensiune constantă, se determină cu expresiile următoare:

$$V = 3,6 \frac{D}{2} \omega_0 \Rightarrow V = 3,6 \frac{D}{2} \frac{\pi n}{30 i_a} \Rightarrow V = 0,1885 \frac{D \cdot n}{i_a} \Rightarrow \quad (24)$$

$$\Rightarrow V = 0,1885 \frac{D}{i_a} \frac{U - I\epsilon r}{k_e \phi} \Rightarrow V = \frac{U - I\epsilon r}{k_{1e} \phi} [\text{km/h}] \quad (25)$$

$$\text{unde: } k_{1e} = \frac{i_a}{0,1885 D} k_e \quad (26)$$

De asemenea, k_{1e} reprezintă constanta met raportată la tensiunea electromotoare și la obada osiei motoare; ω_0 [rad/s] este viteza unghiulară a osiei motoare; D [m] este diametrul roților motoare măsurat pe cercul nominal de rulare; i_a este raportul de transmitere al atacului de osie. Pentru determinarea randamentului met raportat la obada osiei motoare, prin comparație cu formula de calcul a factorului ΔP reprezentând pierderile totale de putere din met, pentru calculul pierderilor totale de putere trebuie să se țină seama și de factorul ΔP_a care reprezintă pierderile de putere din atacul de osie η_a , respectiv:

$$\eta_a = \frac{UI\eta - \Delta P_a}{UI\eta} \Rightarrow \eta_a = \frac{UI - (\Delta P + \Delta P_a)}{UI} \Rightarrow \eta_a = \eta \eta_a \quad (27)$$

Dacă asupra met se aplică o tensiune U_K , atunci caracteristica de viteză a locomotivei $V_K(I)_{V=ct}$ și forța de tracțiune dezvoltată de met la obada osiei motoare pentru aceeași tensiune, se determină conform următoarelor expresii:

$$V_K = \frac{U_K - I\epsilon r}{U_n - I\epsilon r} V_n \quad \text{și} \quad F_{omk} = 3,6 \frac{U_K I}{V_K} \eta_{0K} \Rightarrow F_0 = m_e * F_{amk} \quad (28)$$

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

Coeficientul de aderență Ψ se determină în funcție de viteza v [km/h] de circulație a locomotivei, astfel: atunci:

$$\text{Dacă } v=0-40 \text{ [km/h]} \Rightarrow \Psi=0,228+\frac{7}{53+3*v} \quad (29)$$

$$\text{Dacă } v=40-150 \text{ [km/h]} \Rightarrow \Psi=0,09+\frac{95}{413+3*v} \quad (30)$$

Ecuția de mișcare a trenului stabilește legătura dintre forța specifică rezultantă care acționează asupra trenului pe direcția de deplasare a acestuia și accelerația ori decelerația trenului la un moment dat de timp, iar dacă m reprezintă masa totală a trenului, atunci această masă include masa totală a vehiculelor remorcate, aflate în compunerea trenului la care este legată locomotiva la tren și frână, precum și masa echivalentă a momentului de inerție polar al tuturor subansamblurilor din vehiculele aflate în mișcare de rotație din locomotivă, care sunt preluate mecanic de osiile locomotivei, atunci masa m se determină cu expresia următoare:

$$m=(1+r_t) \cdot m_t \quad (31)$$

unde: m_t reprezintă suma dintre masa în stare de serviciu a locomotivei și masa totală a vehiculelor remorcate din corpul trenului; $1+r_t=1,4-1,17$ reprezintă coeficientul supraunitar care ține seama și de masa echivalentă ale momentelor de inerție polare ale tuturor subansamblurilor din vehiculele aflate în mișcare de rotație din locomotivă; coeficientul $1+r_t$ variază conform încercărilor experimentale în funcție de tipul vehiculului remorcat (vagon de marfă încărcat la capacitatea maximă, vagon de marfă gol, vagon de călători gol, vagon de călători încărcat la capacitatea maximă etc). În prezent, în calculele de tracțiune efectuate se consideră că $1+r=1,059$, iar dacă se introduce în ecuația de mișcare coeficientul de masă $1+r$, atunci expresia ecuației de mișcare a trenului capătă forma următoare:

$$a=\frac{dv}{dt} \Rightarrow a=\frac{3,6*3,6*g}{1+r_t} \times \frac{F(V)}{G_l+G_v} \quad (32)$$

unde: g [m/s²] reprezintă accelerația gravitațională în câmp terestru; F este valoarea curentă a forței exterioare care acționează asupra trenului care este o funcție dependentă de variația vitezei a circulației a trenului; G_l [N] este greutatea locomotivei; G_v [N] reprezintă greutatea tuturor vagoanelor remorcate, aflate în compunerea trenului considerat.

Dar $a_s=3,6 \cdot g \cdot 1/(1+r_t)$ reprezintă accelerația specifică și dacă:

$$1+r_t=1,051 \Rightarrow a_s=120 \frac{km(h*s)}{N \setminus kN} \Rightarrow a_s=2 \frac{km(h*min)}{N \setminus km} \Rightarrow \quad (33)$$

$$\Rightarrow a_s=1/30 \frac{km \setminus h*s}{N \setminus kN} \quad (34)$$

$$\text{Dar: } \frac{F(v)}{G_l+G_v}=f(v) \Rightarrow \frac{dV}{dT}=a_s * f(V) \quad (35)$$

Dacă $F(v)>0 \Rightarrow f(v)>0 \Rightarrow dv/dt>0$, atunci mișcarea trenului remorcat de locomotiva considerată se află într-un proces de mișcare accelerată. De asemenea, dacă $F(v)=0 \Rightarrow f(v)=0 \Rightarrow dv/dt=0$, atunci mișcarea trenului remorcat de locomotiva considerată se află într-un proces de mișcare uniformă. Totodată, dacă $F(v)<0 \Rightarrow f(v)<0 \Rightarrow dv/dt<0$, atunci mișcarea trenului remorcat de locomotiva considerată se află într-un proces de mișcare decelerată. De reținut este și faptul că forța totală rezultantă se exprimă în [N] și acționează asupra trenului pe direcția sa de deplasare, iar forța specifică rezultantă în se exprimă în [N/kN] și acționează asupra unității de greutate a trenului pe direcția acestuia de deplasare. De asemenea, ecuația generală a forței totale generalizate care acționează asupra trenului are expresia următoare:

$$F(V)=F_0(V,k)-(R_t(V)+R_t'(V)+F_f(V,k_1,k_2)+F_i(s)) \quad (36)$$

Totdată, expresia forței totale generalizate care acționează asupra trenului în regim de frânare este de forma următoare:

$$F(V)=\{F_1(V), F_2(V), F_3(V)\} \quad (37)$$

unde: $F_0(V,k)$ [N] reprezintă forța de tracțiune dezvoltată de locomotivă la periferia roților (la obadă) în funcție de viteza de circulație și de poziția controlerului locomotivei (atât timp cât locomotiva activă a trenului circulă în regim de tracțiune); $R_t(V)$ [N] este rezistența totală la mersul trenului în aliniament și palier și în regim de tracțiune (această rezistență acționând asupra trenului numai în intervalele de timp cât locomotiva/trenul circulă în regim de tracțiune); $R_t'(V)$ [N] este rezistența totală la mersul trenului în aliniament și palier și în regim fără tracțiune și/sau cu frânare; $F_f(V,k_1,k_2)$ [N] reprezintă forța totală de frânare cu care instalația de frână a vehiculului (vehiculelor) din tren acționează în intervalele de timp în care trenul circulă în regim de frânare pentru reducerea vitezei de deplasare sau în vederea opririi; $F_i(s)$ [N] reprezintă forța de natură gravitațională cu care calea de rulare acționează asupra trenului în intervalele de timp cât acesta circulă pe porțiuni de linie cu declivități diferite de 0 (gradient nenul).

Totdată, vectorii componenți ai forței de tracțiune dezvoltată de locomotivă la periferia roților (la obadă) în funcție de viteza de circulație și de poziția controlerului locomotivei, au următoarele expresii:

În regim de tracțiune:

$$F_1(V)=F_0(V,k)-(R_t(V)+F_i(s)) \quad (38)$$

În regim de funcționare al MET fără tracțiune:

$$F_2(V)=-(R_t'(V)+F_i(s)) \quad (39)$$

În regim de frânare:

$$F_3(V)=-(R_t'(V)+F_f(V,k_1,k_2)+F_i(s)) \quad (40)$$

Valoarea forței specifice rezultante generalizate se determină cu expresia următoare:

$$f(V)=\frac{F(V)}{G_t}=f_0(V,k)-(r_t(V)+r_t'(V)+f_f(V,k_1,k_2)+f_i(s)) \quad (41)$$

unde: $f_0(V,k)$ [N/kN] reprezintă forța specifică de tracțiune care acționează asupra trenului în intervalele de timp în care trenul merge în regim de tracțiune; $r_t(V)$ este rezistența specifică la mersul trenului în aliniament și palier în regim de tracțiune, $r_t'(V)$ este rezistența specifică la mersul trenului în aliniament și palier în regim fără tracțiune sau în regim de frânare; aliniament în regim de tracțiune, respectiv în regim fără tracțiune sau regim de frânare; $f_f(V,k_1,k_2)$ [N/kN] reprezintă forța specifică a trenului cu care instalațiile de frânare acționează asupra unității de greutate a trenului; $f_i(s)$ [N/kN] este forța specifică indusă de declivitățile elementelor de profil simplificat atunci când trenul circulă peste elementele de declivitate, forță având aceeași valoare cu valoarea declivității elementelor de profil simplificat, cu diferența că declivitatea se măsoară în [mm/m], iar forța se măsoară în [N/kN], simbolul acestei forțe incluzând și semnul declivității.

Pentru calculul forțelor specifice sunt utilizate următoarele formule empirice:

$$f_0(V,k)=\frac{F_0(V,k)}{G_t} \quad \text{și} \quad r_t(V)=\frac{R_t(V)}{G_t} \quad \text{respectiv} \quad r_t'(V)=\frac{R_t'(V)}{G_t} \quad (42)$$

$$\text{De asemenea: } f_f(V,k_1,k_2)=\frac{F_f(V,k_1,k_2)}{G_t} \quad \text{și} \quad G_t=G_l+G_v \quad (43)$$

Particularizând pentru fiecare regim de funcționare al met, expresiile vectorilor componentelor forței de tracțiune capătă expresiile canonice următoare:

$$f(V)=\{f_1(V), f_2(V), f_3(V)\} \quad (45)$$

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR
LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

În regim de tracțiune:

$$f_1(V) = f_0(V, k) - (r_t(V) + f_i(s)) \quad (46)$$

În regim de funcționare al met fără tracțiune:

$$f_2(V) = -(r_t'(V) + f_i(s)) \quad (47)$$

În regim de frânare:

$$f_3(V) = -(r_t'(V) + f_f(V, k_1, k_2) + f_i(s)) \quad (48)$$

$$\text{Dacă: } f_p(V) = \{f_{p1}(V), f_{p2}(V), f_{p3}(V)\} \quad \text{și} \quad f_{p1}(V) = f_0(V, k) - r_t(V) \quad \text{respectiv:} \quad (49)$$

$$f_{p2}(V) = -r_t'(V) \quad \text{și} \quad f_{p3}(V) = -f_f(V, k_1, k_2) \quad (50)$$

unde: $f_{p1}(V)$ reprezintă forța specifică ce acționează asupra trenului la mersul în regim de tracțiune; $f_{p2}(V)$ reprezintă forța specifică ce acționează asupra trenului la mersul în regim fără tracțiune; $f_{p3}(V)$ reprezintă forța specifică ce acționează asupra trenului la mersul în regim de frânare.

Calculul forțelor specifice se efectuează cu formulele următoare:

$$r_t' = \frac{r_{t'} * G_l + r_{v'} * G_v}{G_l + G_v} \quad [\text{N/kN}] \quad \text{și} \quad r_t = \frac{r_l * G_l + r_v * G_v}{G_l + G_v} \quad [\text{N/kN}] \quad \Rightarrow \quad (51)$$

$$\text{Dar: } dt = \frac{1}{a_s} * \frac{dV}{f(V)} \quad \Rightarrow \quad \int_{t_k}^{t_{k+1}} dt = \frac{1}{a_s} * \int_{v_k}^{v_{k+1}} \frac{dV}{f(V)} \quad (52)$$

$$\text{De asemenea: } \Delta t_{k+1,k} = t_{k+1} - t_k \quad \Rightarrow \quad \Delta t_{k+1,k} = \frac{1}{a_s} * \int_{v_k}^{v_{k+1}} \frac{dV}{f(V)} \quad (53)$$

$$\text{Totodată: } ds = V * dt \quad \Rightarrow \quad ds = V * \frac{1}{a_s} * \frac{dV}{f(V)} \quad \Rightarrow \quad (54)$$

$$\Rightarrow \quad \int_{s_k}^{s_{k+1}} ds = \frac{1}{a_s} * \int_{v_k}^{v_{k+1}} \frac{V * dV}{f(V)} \quad (55)$$

$$\text{Dar: } \Delta s_{k+1,k} = s_{k+1} - s_k \quad \Rightarrow \quad \Delta s_{k+1,k} = \frac{1}{a_s} * \int_{v_k}^{v_{k+1}} \frac{V * dV}{f(V)} \quad (56)$$

unde: k reprezintă momentul, timpul, poziția trenului la începutul integrării; $k+1$ este momentul, timpul, poziția trenului la sfârșitul integrării; $f(V)$ reprezintă valoarea momentană a forței specifice rezultante care acționează asupra trenului, în condițiile în care este cunoscut faptul că forța de acțiune depinde de tonajul trenului, de poziția controlerului de comandă a locomotivei, de tipul și de valoarea declivității efective pe care circulă trenul, precum și că regimul de mers al trenului poate fi regim de tracțiune, regim fără tracțiune, regim de frânare și că forța de frânare poate fi dependentă de viteza de circulație, de tipul instalației de frână, de poziția robinetului mecanic pentru comanda frânei pneumatice / electrodinamice.

Pentru a fi posibilă integrarea ecuației de mișcare a trenului în vederea determinării curbilor $V(s)$ și $t(s)$, variațiile infinitezimale dt , dV și ds se înlocuiesc cu parametrii Δt , ΔV și Δs , iar valoarea curentă efectivă, momentană a forței specifice rezultante, care acționează asupra trenului se înlocuiește cu valoarea sa medie de pe pasul de integrare respectiv, pas căruia îi corespund parametrii Δt , ΔV și Δs și astfel:

$$\frac{\Delta V_{k,k+1}}{\Delta t_{k,k+1}} = a_s * f_{k,k+1} \quad (57)$$

unde: k reprezintă $\Delta V_{k,k+1}$ reprezintă variația de viteză a trenului de la momentul de început al pasului de integrare la momentul de sfârșit al pasului de integrare iar $\Delta t_{k,k+1}$ reprezintă variația de timp de la momentul de început al pasului de integrare până la momentul de sfârșit al pasului de integrare.

De reținut este faptul că în cadrul metodei de integrare aproximativă, se poate recomanda ca valoarea intervalelor de viteză care pot fi utilizate să nu depășească intervale de viteză superioare valorii de 10 [km/h], neputând cuprinde puncte din caracteristica forței specifice $f_{p1}(V)$ în care curba forței specifice își modifică variația, iar pentru mersul trenului în

regim fără tracțiune, valoarea vitezei de circulație a trenului ar trebui să fie de maxim 10 [km/h], iar pentru regim de frânare de maxim 5 [km/h].

$$\Delta t_{k,k+1} = t_{k+1} - t_k \Rightarrow \Delta t_{k,k+1} = \frac{1}{a_s} * \frac{1}{f_{k,k+1}} \int_{v_k}^{v_{k+1}} dv \Rightarrow \quad (58)$$

$$\Rightarrow \Delta t_{k,k+1} = \frac{1}{a_s} * \frac{V_{k+1} - V_k}{f_{k,k+1}} \quad (59)$$

$$\text{Dar: } t = t_0 + \sum_{k=0}^n \Delta t_{k,k+1} \Rightarrow \quad (60)$$

$$\Rightarrow \Delta t_{k,k+1} = \frac{1}{2} * \frac{V_{k+1} - V_k}{(f_0 - r_t)_{k,k+1} - f_i} \quad \text{pentru regimul de tracțiune, în [minute]} \quad (61)$$

$$\Delta t_{k,k+1} = \frac{1}{2} * \frac{V_{k+1} - V_k}{-(r'_t)_{k,k+1} - f_i} \quad \text{pentru regimul fără tracțiune, în [minute]} \quad (62)$$

$$\Delta t_{k,k+1} = \frac{1}{2} * \frac{V_{k+1} - V_k}{-(f_f + r'_t)_{k,k+1} - f_i} \quad \text{pentru regimul de frânare, în [minute]} \quad (63)$$

$$\text{De asemenea: } s = s_0 + \sum_{k=0}^n \Delta s_{k,k+1} \Rightarrow \quad (64)$$

$$\Rightarrow \Delta s_{k,k+1} = 4,17 * \frac{V_{k+1}^2 - V_k^2}{(f_0 - r_t)_{k,k+1} - f_i} \quad \text{pentru regimul de tracțiune, în [m]} \quad (65)$$

$$\Delta s_{k,k+1} = 4,17 * \frac{V_{k+1}^2 - V_k^2}{-(r'_t)_{k,k+1} - f_i} \quad \text{pentru regimul fără tracțiune, în [m]} \quad (66)$$

$$\Delta s_{k,k+1} = 4,17 * \frac{V_{k+1}^2 - V_k^2}{-(f_f + r'_t)_{k,k+1} - f_i} \quad \text{pentru regimul de frânare, în [m]} \quad (67)$$

unde: t [minute] reprezintă timpul; s [m] reprezintă distanța totală parcursă de tren; t_0 este baza timpului de mers iar s_0 este poziția de referință a trenului considerat.

Deplasarea trenului în intervalele de timp în care acesta circulă în regim fără tracțiune se desfășoară în conformitate cu următoarea ecuație de mișcare:

$$\frac{dv}{dt} = a_s * f \Rightarrow \frac{dv}{dt} = a_s * (r'_t + f_i) \quad (68)$$

unde: dv/dt reprezintă accelerația trenului; a_s [km/h²] este accelerația specifică a trenului; f este forța specifică rezultantă care acționează asupra trenului la mersul în regim fără tracțiune; r'_t este rezistența specifică la circulația trenului în aliniament și palier în regim fără tracțiune; f_i este forța specifică de natură gravitațională introdusă de declivitatea elementului de profil pe care circulă trenul.

Dacă $f=0$, atunci trenul are o mișcare uniformă. Dacă din calcule a rezultat faptul că $f < 0$ adică are o valoare negativă, atunci $dv/dt < 0$ și mișcarea trenului considerat este una decelerată. De reținut mai este și faptul că și în situația în care mișcarea trenului în regim fără tracțiune este decelerată, acest gen de remorcare nu poate fi utilizat pentru reducerea vitezei de circulație a trenului în scopul respectării vitezei din livretul de mers sau BAR-ul decadic și nici pentru oprirea trenului la punct fix (semnale care ordonă oprirea fără a fi depășite ori în punctele de secționare precum stațiile CF ori haltele de mișcare în care trenul are oprire itinerară în conformitate cu graficul de circulație), dar nici pentru menținerea vitezei de circulație dacă trenul intra pe o porțiune de linie cu declivitate având un gradient mare, a cărui valoare depășește valoarea rezistenței specifice r'_t .

Calculul drumului de frânare s_f (cunoscut în literatura de specialitate din România și sub titulatura de spațiu de frânare) se face în regimurile de frânare totală sau în regimurile de frânare de rapidă ori de urgență.

Drumul de frânare $s_f=400$ [m] pe căile ferate înguste (cu ecartamente $e=760$ [mm] sau

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR
LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

$e=1000$ [mm]) în cazul trenurilor care sunt echipate cu frână pneumatică automată cu acțiune rapidă și apte să circule cu viteza maximă $V_{fmax}=45$ [km/h], ca și pentru trenuri echipate cu frână pneumatică automată cu acțiune înceatăă și $V_{fmax}=45$ [km/h].

Drumul de frânare $s_f=700$ [m] pe căile ferate cu ecartament normal ($e=1435$ [mm]) pentru trenuri echipate cu frână automată utilizată în regim R (rapid), caracteristic trenurilor de călători care circulă cu viteza maximă $V_{fmax}=120$ [km/h], precum și în cazul trenurilor echipate cu frână automată utilizată în regim G (greu), caracteristic trenurilor de marfă care circulă cu viteza maximă $V_{fmax}=90$ [km/h].

Drumul de frânare $s_f=1000$ [m] pe căile ferate cu ecartament normal ($e=1435$ [mm]) pentru trenuri echipate cu frână automată utilizată în regim R (rapid), caracteristic trenurilor de călători care circulă cu viteza maximă $V_{fmax}=140$ [km/h], precum și în cazul trenurilor echipate cu frână automată utilizată în regim G (greu), caracteristic trenurilor de marfă care circulă cu viteza maximă $V_{fmax}=100$ [km/h].

Drumul de frânare $s_f=1200$ [m] pe căile ferate cu ecartament normal ($e=1435$ [mm]) pentru trenuri echipate cu frână automată utilizată în regim R (rapid), caracteristic trenurilor de călători care circulă cu viteza maximă $V_{fmax}=160$ [km/h], precum și în cazul trenurilor echipate cu frână automată utilizată în regim G (greu), caracteristic trenurilor de marfă care circulă cu viteza maximă $V_{fmax}=120$ [km/h].

Forța specifică de frânare f_f [N/kN] care acționează asupra trenului, se determină cu ecuația de mișcare a trenului pentru mersul trenului în regim de frânare:

$$f_f=1000*\beta*\mu(P_s,V)*\frac{b}{k} \text{ [N/kN]} \quad (69)$$

unde: β este un coeficient care e desemnează intensitatea medie a procesului de frânare comandat de la începutul până la sfârșitul acestuia, $\beta=0,25\div 0,75 \Rightarrow \beta \approx 0,5$; μ este coeficientul mediu de frânare a saboților de frânare pe suprafața de rulare a roților (în cazul roților cu bandaje sau a placuțelor de frână în cazul frânei cu disc și de viteza de circulație, $\mu(P_s,V)$; b (%) reprezintă procentul de masă franată a trenului și este un coeficient introdus în formulele de calcul sub formă de fracție zecimală; k este coeficientul de calitate a frânei a cărui valoare este: $k=10/7$ pentru regimul de frânare greu de marfă tip G și $k=10/8$ în cazul regimului de frânare la trenurile de călători tip P (persoane).

În timpul circulației trenului în general, regimurile de frânare sunt hotărâte și comandate de mecanicul de locomotivă în funcție de necesități, de configurația și tipul trenului, de regimul de viteză de circulație, precum și de situația efectivă din momentul care determină folosirea regimului de frânare. Chiar și pentru oprirea trenului la punct fix (la semnale care ordonă oprirea fără a fi depășite sau în punctele de secționare în care trenul are oprire itinerară în conformitate cu graficul în stații CF și/sau halte de mișcare), se folosesc frânări ordinare în trepte și din acest motiv, valoarea coeficientului β din formula de calculul pentru parametrul f este subunitară. În cazul frânărilor în trepte ordinare, valoarea medie a coeficientului de intensitate medie a procesului de frânare, este cuprinsă în intervalul $\beta=0,25\div 0,75$. În calculele de tracțiune, în situațiile/cazurile medii sau neprecizate, valoarea coeficientului se adoptă a fi $\beta=0,5$. Pentru cazul în care trenul circulă în regim de frânare, intervalul de spațiu realizat (distanța parcursă) pe durata unui pas de integrare de la valoarea k la valoarea $k+1$, se determină utilizând metoda de integrare analitică:

$$\Delta s_{k,k+1}=4,17*(V_{k+1}^2-V_k^2)/\{-(f_r+r'_t)_{k,k+1}+f_i\} \quad \Rightarrow \quad (70)$$

$$\Rightarrow \quad \Delta s_{k,k+1}=4,17*(V_{k+1}^2-V_k^2)/[-(f_{p3})_{k,k+1}+f_i] \text{ [m]} \quad (71)$$

unde: $(f_{p3})_{k,k+1}$ [N/kN] reprezintă valoarea medie a forței specifice f_s rezultante în cazul

circulației în aliniament și palier a trenului frânat, din intervalul de timp corespunzător pasului de frânare de la valoarea k , până la valoarea $k+1$; f_i este forța specifică de natură gravitațională introdusă de declivitatea elementului de profil pe care se face frânarea pe durata aceluiași pas de integrare.

Drumul de frânare se determină cu formula următoare:

$$s_f = s_p + s_e \quad [\text{m}] \quad (72)$$

unde: s_p [m] reprezintă spațiul de pregătire (distanța necesară de parcurs) în vederea frânării a frânării; s_e [m] este spațiul (distanța) efectiv de frânare; s_p este distanța parcursă de tren din momentul în care mecanicul de locomotivă a sesizat semnalul de oprire, până în momentul în care în cilindrii de frânare presiunea aerului comprimat (fluidul de lucru) atinge valoarea p_{cf} , respectiv până când forța de apăsare pe roți a saboților de frânare atinge valoarea P_s .

În calculele de frânare se considera că pe durata timpului de pregătire a frânării viteza este constantă și va avea o valoare constantă corespunzătoare, iar ecuația de determinare a spațiului de pregătire a frânării cunoaște următoarea expresie:

$$s_p = \frac{V_f}{3,6} \cdot t_p \quad \text{și} \quad s_p = 0,278 \cdot V_f \cdot t_p \quad \text{iar} \quad t_p = \frac{t_1 + t_2}{2} \quad (73)$$

unde: t_p reprezintă timpul necesar pregătirii frânării trenului; p_{cfmax} reprezintă presiunea maximă comandată în cilindrii de frânare ai trenului P_{smax} este forța de apăsare matematică pe saboți; t_1 [s] reprezintă timpul scurs din momentul observării semnalului de oprire până când încep să fie presați pe roți saboții din mijlocul trenului, t_2 [s] este timpul în care presiunea pe aceeași saboți crește de la 0 la P_{smax} .

La Căile Ferate Române se considera că $t_p = 6$ [s] pentru frânele tip călători (regimurile P și R) și $t_p = 12$ [s] pentru frânele tip marfă (respectiv regimul G), iar curba $f(V) = f_f + r_i'$ de dependență dintre spațiul de pregătire a frânării și viteza de început de frânare este o dreaptă și pentru trasarea acesteia se adoptă încă o valoare pozitivă pentru viteza V_f , după care se împarte domeniul de viteză $V = 0 \div V_f$ și se determină viteza medie de circulație pentru fiecare interval de viteză ales, iar curba f_{p3} stabilește valoarea medie a forței specifice $f_s = f_f + r_i'$, corespunzătoare vitezelor medii anterior stabilite. Ulterior se calculează intervalele de distanță parcurse de trenul considerat, în timpul modificării vitezei de circulație de la valoarea V_k , până la valoarea V_{k+1} , corespunzător fiecărui pas de calcul, pentru n intervale de viteză adoptate între V_f și 0, obținându-se în final n intervale de spațiu efectiv de frânare astfel:

$$s_e = \sum_{i=1}^n s_i \quad \Rightarrow \quad \Delta s_i = 4,17 \cdot \Sigma (V_{2i}^2 - V_{1i}^2) / [-(f_f + r_i')_{12/i}] \quad (74)$$

$$\text{Dar:} \quad s_f = s_p + s_e \quad \Rightarrow \quad s_f = 0,278 \cdot V_f \cdot t_p + 4,17 \cdot \Sigma (V_{2i}^2 - V_{1i}^2) / [-(f_f + r_i')_{12/i} - f_i] \quad (75)$$

unde: V_{1i} este viteza la începutul pasului de integrare i ; V_{2i} este viteza la sfârșitul pasului de integrare i ; $(f_f)_{12/i}$ este valoarea medie a forței specifice f_{p3} pe pasul de integrare i ; iar f_i reprezintă o forță de natură gravitațională.

Pentru determinarea procentului minim necesar de masă franată a trenului considerat, se pleacă de la ipoteza că sunt cunoscute variabilele s_f , V_f și $i = (f_i)$, iar ulterior se calculează și se reprezintă grafic curbele $f(V) = f_f + r_i'$ pentru diverse valori ale procentului de masă franată $b = \{b_1, b_2, \dots\}$, cu $b_1 > b_2 > \dots$ în continuare, pentru aceeași valoare a parametrului f_i dat, se calculează și se trasează diagrama grafică la frânare pentru $b = \{b_1, b_2, \dots\}$, iar pe extremitatea stângă a drumului de frânare s_f se plasează sistemul de coordonate $O'V_f s_p$, care are axa $O'V_f$ perpendiculară pe dreapta Os iar segmentul $O's_p$ se poziționează în lungul axei Os , după care se trasează segmentul de dreaptă $s_p(V_f)$, adoptându-se o valoare oarecare (arbitrară) pentru V_f , diferită de 0 (adică nenulă: $V_f \neq 0$). Punctele de intersecție k_1 , k_2 , k_3 determină viteza de început

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR
LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

de frânare V_{f1}, V_{f2}, V_{f3} , precum și valorile spațiilor de pregătire a frânării s_{p1}, s_{p2}, s_{p3} dar și spațiile efective de frânare s_{e1}, s_{e2}, s_{e3} , iar cu ajutorul perechilor de valori $V_{fb1}, V_{fb2}, V_{fb3}$, se trasează diagram grafică reprezentând curba de variație a vitezei V_f .

La calculul rezistențelor provocate de rostogolirea roților pe șinele căii de rulare, se ține cont de faptul că roțile vehiculului feroviar motor acționează asupra șinelor de cale cu forțe Q_r ale căror valori sunt mari, precum și de faptul că oțelurile din care sunt confecționate atât roțile vehiculului, cât și șinele au o anumită elasticitate (nefiind perfect rigide), contactul roată - șină se realizează sub forma unei suprafețe eliptice ovale (denumită în continuare elipsă de contact). De asemenea, mărimea elipsei contact depinde de valoarea Q_r , de diametrul D al roții (măsurat pe cercul nominal de rulare), de tipul, natura și de starea prismeii căii de rulare (piatra de balast). Totodată, fiind cunoscut și faptul că în timpul deplasării vehiculului în calea de rulare, roțile osiilor au o tendință de împingere pe suprafața de rulare a șinelor de cale, precum și că elasticitatea de material este nesimetrică, iar suprafața de contact roată - șină este asimetric atunci, aceste aspecte fac posibilă deplasarea punctelor A (în care se aplică forțele rezultante de acționare ale șinelor asupra roților), spre sensul de mers față de direcția verticală care trece prin axa de simetrie a osiei, cu o distanță s denumită în continuare brațul frecării de rostogolire. Dacă se admite că reacțiunea N trece prin centrul O al roții, atunci cuplul M_r [Nm] (dat de forța Q_r în raport cu punctul A, se opune rotirii roții și se determină cu următoarea expresie:

$$M_r = 1000 \cdot Q_r \cdot s \quad (76)$$

unde: Q_r este forța de presare a roții pe șina de cale, iar s reprezintă brațul frecării de rostogolire.

Componenta R_r de la periferia roții a forței de reacțiune a șinei de cale este echilibrată de forța de aderență dintre roată și șina căii de rulare și atunci, din cele două componente rămâne neechilibrată forța de reacțiune R_r , care este plasată în axa osiei, pe direcție paralelă cu planul căii de rulare și este dirijată în sens invers sensului de deplasare al locomotivei (trenului), iar din cuplul determinat cu un cuplu echivalent de forțe de reacțiune (R_r și $-R_r$), rezultă valoarea forței R_r din expresia următoare:

$$R_r = M_r / R \Rightarrow M R_r = 1000 \cdot Q_r \cdot s / R \quad (77)$$

Ca urmare a rostogolirii roții pe șina de cale, se reduce rezistența R_r la înaintare, deoarece acționează asupra roții și osiei montate ca o forță exterioară. Această forță presează în plan orizontal asupra palierului prin intermediul cutiei de osie a vehiculului considerat și atunci, pentru un vehicul feroviar motor având un număr de n roți, componenta forței de reacțiune $R_{r/veh}$ de la periferia roții osiei motoare se determină cu expresia următoare:

$$R_{r/veh} = \sum_{i=1-r}^n R_{ri} \Rightarrow R_{r/veh} = 1000 \cdot \sum_{i=1-r}^n Q_{ri} \cdot s_i / R_i \Rightarrow \quad (78)$$

$$\text{Dar: } r_{r/veh} = \frac{R_{r/veh}}{G_{veh}} \Rightarrow R_{r/veh} = \frac{1000}{G_{veh}} \cdot \sum_{i=1-r}^n Q_{ri} \cdot s_i / R_i \quad (79)$$

De reținut este faptul că în condiții medii, componenta $r_{r/vh}$ a forței de rezistență mecanică la înaintare a locomotivei considerate are valoarea aproximativă $r_{r/vh} = 0,3$ [N/kN], iar calculul forțelor de rezistență mecanică la înaintare a locomotivei cauzate de frecarea la nivelul lagărelor palier din cutiile de osii se face ținând cont de faptul că în cazul vehiculelor feroviare motoare care au cutii de osie cu fus de osie de tip cuzinet de frecare cu ungere sub presiune (specifice majorității locomotivelor de mare putere), valoarea forței F_{fc} de frecare mecanică rezultantă se calculează cu expresia următoare:

$$F_{fc} = 1000 \cdot \mu \cdot Q_f \quad (80)$$

Această forță induce un cuplu rezistent M_{fc} asupra osiei motoare aflată în mișcare în mișcare de roto - translație, cauzat de componenta mișcării de rostogolire a osiei, a cărei valoare se determină prin calcul cu următoarea expresie:

$$M_{fc} = F_{fc} \cdot d_f / 2 \Rightarrow M_{fc} = 1000 \cdot \mu \cdot Q_f \cdot d_f / 2 \quad (81)$$

Pentru determinarea forței de rezistență mecanică indusă de procesul de frecare dintre lagărele cuzineți și fusurile de osii, se înlocuiește cuplul rezistent M_{fc} cu un cuplu echivalent în forțe de reacțiune (R_{fc} , $-R_{fc}$) în care componentele acestui cuplu echivalent au valori absolute astfel:

$$R_{fc} = \frac{M_{fc}}{D/2} \Rightarrow R_{fc} = 1000 \cdot \mu \cdot Q_f \cdot \frac{d_f}{D}, [N] \quad (82)$$

În eventualitatea că o componentă a cuplului echivalent care acționează la periferia osiei motare, este compensată și echilibrată de către forța de aderență dintre roți și șinele căii de rulare, atunci va rămâne neechilibrată doar componenta R_{fc} a forței de rezistență a la înaintare, care este plasată în axa osiei motoare a locomotivei, pe direcția de deplasare a acesteia, iar această componentă se comportă ca o forță exterioară care se opune înaintării locomotivei pe șine și în cazul când vehiculul feroviar motor are un număr de n osii motoare, forța totală indusă de frecarea dintre lagărele cuzineți și fusurile de osie, se determină cu expresia următoare:

$$R_{fc/vh} = \sum_{i=1}^n R_{fci} \Rightarrow R_{fc/vh} = 1000 \cdot \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot Q_{fi} \cdot \frac{d_{fi}}{D_i} \quad (83)$$

$$\text{Dar: } R_{fc/vh} = \frac{R_{fc/vh}}{G_{vh}} \Rightarrow R_{fc/vh} = \frac{1000}{G_{vh}} \cdot \sum_{i=1}^n \mu_i \cdot Q_{fi} \cdot \frac{d_{fi}}{D_i} \quad (84)$$

În condiții normale de construcție a vehiculelor și a cutiilor de osie și de ungere a suprafețelor de contact cuzineți - fus, rezistența specifică are valoarea aproximativă de 1 [N/kN]. În cazul cutiilor de osie cu rulment, inelul interior al rulmentului se presează prin fretare pe fusul de osie, iar cel exterior se fixează în corpul cutiei de osie. Inelul interior se învârtă împreună cu osia și pune în mișcare rolele rulmentului. Rolele rulmentului rulând pe fața interioară a inelului exterior execută o mișcare completă, care este formată din mișcarea de rotație în jurul centrului O și din mișcarea de rotație în jurul axelor proprii ale rolelor. În cazul real al rulmentului cu jocul între role și inele, în orice moment sarcina radială pe fus Q_r , măsurată în [kN], se distribuie pe rolele rulmentului din cutia de osie, iar în timpul unei rotații complete a osiei, forța de încărcare radială P_k a unei role k are următoarea evoluție: la intrarea rolei în diedru, forța radială P_k a unei role este nulă ($P_k=0$); odată cu deplasarea rolei în diedru I, forța P_k crește continuu de la valoarea 0, până la valoarea P_{kmax} , în timp ce rola trece prin diedrul II, forța P_k , descrește continuu de la valoarea P_{kmax} până la valoarea 0, iar de la intrarea rolei în diedrul III până la ieșirea rolei din diedrul IV, forța P_k rămâne nulă ($P_k=0$). De asemenea, pentru $\alpha_k \in (0^\circ; 180^\circ)$, sarcina $P_k = P_0 \cdot \cos \phi_k$, valoarea forței P_k se determină cu expresia următoare:

$$P_k = P_0 \cdot \cos \phi_k \quad (85)$$

unde: ϕ_k este unghiul de poziție al rolei k față de rola încărcată la la maxim; $P_0 = P_{kmax}$ reprezintă sarcina radială maximă pe rolă, măsurată în [N] și atunci, pentru un rulment cu z role, valoarea P_0 se calculează cu formula experimentală următoare:

$$\text{Dar: } P_0 = P_{kmax} \Rightarrow P_0 = 1000 \cdot 4,6 \cdot \frac{Q_f}{2} \Rightarrow P_0 = 4600 \cdot \frac{Q_f}{2} [N] \quad (86)$$

Totodată, rezistența specifică $r_{fr/v}$ se poate determina cu următoarea formulă:

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR
LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

$$r_{fr/v} = 3,85 * \sqrt{\eta * V} * \sqrt{\frac{M_V - 4,8}{M_V}} \quad (87)$$

unde: η [Poise] reprezintă vâscozitatea dinamică a unsorii din cutia de osie, măsurată în; V [m/s] este viteza de circulație a locomotivei considerate; M_V [t] reprezintă masa vehiculului.

Pe durata unei rotații complete a osiei locomotivei, alunecarea efectivă a punctelor din suprafața de contact a roții și cele din suprafața de contact a șinelor se produce pe o distanță $\pi * a = \pi * (D_1 - D)$, iar forța F_{fa} de frecare care acționează în timpul alunecării se determină cu expresia următoare:

$$F_{fa} = 1000 * \mu * Q_r \quad (88)$$

unde: Q_r reprezintă sarcina dinamică verticală exercitată pe roata la contactul roată - șină; μ este coeficientul de frecare din pata de contact.

Lucrul mecanic L_{fa} produs de forța F_{fa} printr-un cuplu echivalent de forțe care are valoarea ($F_{fa} - R_{fa}$) din care, forța F_{fa} are punctul de aplicație în centrul roții, iar reacțiunea R_{fa} este situată la periferia contactului roată - șină, adică la obada roții, induce o reacțiune R_{fa} care este echilibrată de forța de aderență F_{fa} , care rămâne neechilibrată, fiind o forță exterioară care se opune deplăsării locomotivei aflată în remorcarea trenului considerat.

Lucrul mecanic L_{fa} se determină cu următoarea expresie:

$$L_{fa} = F_{fa} * \pi * a \Rightarrow L_{fa} = 1000 * \mu * Q_r * \pi * a \quad (89)$$

Din cauza inegalității roților, formula generală utilizată pentru determinarea valorii acestei forțe de reacțiune cunoaște expresia următoare:

$$R_{fa/vh} = \sum_{i=1}^{n_a} R_{fai} \Rightarrow R_{fa/vh} = 1000 * \sum_{i=1}^{n_a} \mu_i * Q_{ri} * \frac{a_i}{D_i} \quad (90)$$

$$\text{Dar: } r_{fa/vh} = \frac{R_{fa/vh}}{Q_{vh}} \Rightarrow r_{fa/vh} = \frac{1000}{Q_{vh}} * \sum_{i=1}^{n_a} \mu_i * Q_{ri} * \frac{a_i}{D_i} \quad (91)$$

unde: i reprezintă indicele roții care aluneca în suprafața de contact; n_a reprezintă numărul total de osii montate ale locomotivei, în situația de inegalitate a diametrelor roților, măsurate pe cercurile nominale de rulare; a_i reprezintă diferența de diametru a roților osiei nr. 1; D_i este diametrul nominal al roților osiei i .

Valoarea medie a rezistenței specifice la înaintare a locomotivei cauzată de mișcarea de șerpuire este cuprinsă în intervalul de valori 0,1÷0,25 [N/kN], iar forța de rezistență la înaintare a locomotivei cauzată de masele de aer dislocuite de locomotivă în timpul circulației acesteia de către suprafața frontală și pereții laterali, se calculează cu formula următoare:

$$R_a = c_x * \rho * A * \frac{V^2}{2} \quad (92)$$

$$\text{Notând: } \alpha = c_x * \frac{\rho}{2} \Rightarrow R_a = \alpha * A * V^2 \Rightarrow r_a = \frac{R_a}{G_{vh}} \Rightarrow \quad (93)$$

$$\Rightarrow r_a = \frac{\alpha * A}{G_{vh}} * V^2 \quad (94)$$

unde: c_x reprezintă coeficientul adimensional de formă (aerodinamică) al locomotivei; densitatea maximă ρ [kg/m³] de aer admisă în care se deplasează locomotiva; A [m²] reprezintă aria maxim admisă a secțiunii transversale a locomotivei; V [km/h] este viteza de circulație a locomotivei considerate.

În cazul în care trenul se deplasează în condiții în care atmosfera mediului ambiant este deranjantă din cauza rafalelor de vânt puternic, atunci peste rezistența la înaintare cauzată de masele de aer dislocuite în timpul parcurșului se suprapune o forță suplimentară cauzată de rafalele de vânt, această forță poate să inducă mărirea valorii rezistenței la înaintare a trenului atunci când vântul bate din lateral spre înapoi și poate contribui printr-o forță la deplasarea

trenului, atunci când bate din spate sau din lateral spre înainte. Astfel, viteza de deplasare a trenului remorcat de locomotiva considerată se aproximează cu viteza relativă dintre masa de aer dislocuit de vehiculul feroviar considerat și acesta, luată în modul, obținându-se în final viteza rezultantă dintre aer și tren, cu o componentă pe direcția de deplasare a trenului. În ultimele două situații distincte posibile în circulația trenului, când vântul bate și din lateral, conduc la rezistențe totale la înaintare cauzate atât de dislocuirea maselor de aer cât și cauzate de rafalele de vânt, iar ecuația care exprimă analitic aceste rezistențe este de forma următoare:

$$R_{a+v} = \alpha \cdot A \cdot (V_r \cdot \cos \beta)^2 \quad \Rightarrow \quad R_{a+v} = \alpha \cdot A \cdot (V \pm V_v \cdot \cos \gamma)^2 \text{ [N]} \quad (95)$$

$$\text{unde: } r_{a+v} = \frac{R_{a+v}}{G_{vh}} \quad (96)$$

În cazul apariției forțelor de rezistență la înaintare a trenurilor cauzate de circulația acestora pe porțiunile de linii curbe, se produc deplasări și frecări suplimentare cauzate de alunecările care apar în aceste situații, atât în ansamblul vehiculului cât și în ansamblul vehiculului de cale ferată. Valoarea acestor rezistențe depinde de supralărgirea căii de rulare în curbe, de lărgimea căii, de ampatamentul vehiculului feroviar și al boghiurilor acestuia, de uzurile suprafețelor de rulare, de viteza de circulație a trenului, de gradul de tensionare al aparatului de tracțiune/legare, precum și de condițiilor atmosferice ale mediului ambiant. Astfel, dacă lungimea trenului este mai mică sau egală cu lungimea curbei, atunci rezistența specifică r_c la înaintare a trenului în curbă este egală cu rezistența specifică calculată r'_c , a cărei formulă cunoaște următoarea expresie:

$$r'_c = \frac{r_c \cdot l_c}{l_t} \quad (97)$$

unde: l_c [m] reprezintă lungimea curbei; l_t [m] este lungimea trenului; r_c este rezistența specifică calculată cu formula experimentală.

Pentru căile ferate din România, formula de calcul pentru rezistența specifică r_c la înaintare a trenului în curbă are expresia:

$$r_c = \frac{k}{R_c - k_1} \quad (98)$$

unde: $k = 800$, iar R_c reprezintă raza curbei căii de rulare.

În cazul care în elementele de profil al căii de rulare, intervin aspecte precum declivitate diferită de zero (adică la gradient nenul), atunci forța de greutate a vehiculului se descompune în două componente, din care una este perpendiculară pe planul căii de rulare, iar cealaltă componentă este paralelă cu planul căii de rulare și este de natură să inducă o forță suplimentară exterioară $F_{i/vh}$, care acționează în centrul de greutate al vehiculului (locomotivei considerate), care se determină cu următoarea expresie:

$$F_{i/vh} = 1000 \cdot G_{vh} \cdot \sin \alpha \quad (99)$$

unde: α reprezintă unghiul de înclinare al elementului de profil față de nivelul mării.

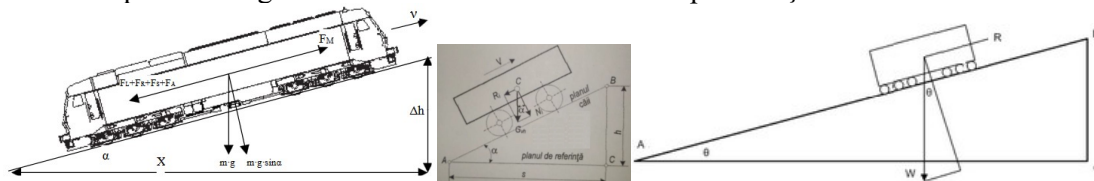


Fig. 1.2. Acțiunea forței de rezistență suplimentară la înaintarea vehiculului feroviar cauzată de gradientul declivității căii de rulare la circulația trenului în rampă.

De asemenea, expresia care definește declivitatea elementelor de profil ascultă de formula următoare:

CALCULE SPECIFICE DE PROIECTARE A PARAMETRILOR
LOCOMOTIVELOR ELECTRICE DE CURENT CONTINUU

$$i = 1000 * \frac{h_b - h_a}{s} \Rightarrow i = 1000 * \frac{h}{s} \Rightarrow F_{i/vh} = 1000 * G_{vh} * \sin \alpha \Rightarrow (100)$$

$$\Rightarrow F_{i/vh} = 1000 * G_{vh} * i \text{ [N]} \Rightarrow f_{i/vh} = \frac{F_{i/vh}}{G_{vh}} \Rightarrow (101)$$

$$\Rightarrow f_{i/vh} = \frac{G_{vh} * i}{G_{vh}} \Rightarrow f_{i/vh} = i (102)$$

unde: h reprezintă diferența de nivel între cele două puncte extreme; s reprezintă lungimea elementelor de profil măsurate pe direcție orizontală; unghiul α este foarte mic:

$$\alpha = [0^\circ \div 3^\circ] \Rightarrow \sin \alpha \approx \tan \alpha (103)$$

Forța de rezistență specifică suplimentară la circulația vehiculului feroviar pe porțiuni de linie cu declivități având gradient nenul este numeric egală cu declivitatea în sine, diferența constând în faptul că forța specifică se măsoară în [N/kN] iar declivitatea se măsoară în [mm/m]. Totodată, forța de rezistență suplimentară la înaintarea trenului cauzată de mișcarea accelerată a trenului, definită ca fiind forța de inerție R_{ac} a cărei expresie se determină cu următoarea formulă de calcul:

$$R_{ac} = 1000 * \frac{(1 + \gamma_t) * G_t * dv}{g} \Rightarrow r_{ac} = \frac{R_{ac}}{G_t} \Rightarrow (104)$$

$$\Rightarrow r_{ac} = \frac{1000 * (1 + \gamma_t) * dv}{g} \frac{dv}{dt} (105)$$

unde: G_t [N] reprezintă forța de greutate a trenului; g [m/s²] este accelerația gravitațională; parametrul $(1 + \gamma_t)$ reprezintă factorul de masă (adimensional); derivata de ordinul întâi a vitezei trenului în funcție de timp adică dv/dt [m/s] reprezintă accelerația trenului.

Pentru calculul forței de rezistență specifică la înaintarea trenului din cauza gerului cu temperaturi inferioare valorii de -10°C , se utilizează următoarea formulă:

$$r_g = 0,001 * \theta^2 (106)$$

unde: θ reprezintă temperatura mediului ambiant.

În eventualitatea că locomotiva aflată în remorcarea trenului (legată la tren și frână) este din punct de vedere constructiv dotată cu sisteme suplimentare și instalații care sunt de natură să antreneze osiile motoare cu o putere suplimentară P_{0aux} . (adițională față de puterea instalată din construcția mașinii), atunci:

$$P_{0aux} : R_{aux} = 3600 * \frac{P_{0aux}}{V} \text{ [N]} \Rightarrow r_{aux} = \frac{R_{aux}}{G_{vh}} \Rightarrow (107)$$

$$\Rightarrow r_{aux} = 3600 * \frac{1}{G_{vh}} * \frac{P_{0aux}}{V} \text{ [N/kN]} (108)$$

Dacă forța de greutate totală G_t a trenului este o forță compusă din greutatea unui număr finit de vehicule aflate în compunerea trenului și dacă rezistența specifică la înaintare a fiecărui vehicul feroviar din tren se determină cu o formulă specifică, $r_{vi}(V)$, atunci rezistența specifică la înaintare a trenului pe o linie de cale ferată aflată în aliniament și palier se calculează cu expresia următoare:

$$r_v(V) = \frac{\sum_{i=1}^n r_{vi} * G_{vi}}{\sum_{i=1}^n G_{vi}} \Rightarrow r_v(V) = \frac{\sum_{i=1}^n r_{vi} * G_{vi}}{G_v} \Rightarrow (109)$$

$$\Rightarrow r_v(V) = \sum_{i=1}^n r_{vi} * \alpha_i (110)$$

unde: G_{vi} [kN] reprezintă forța de greutate a vehiculului feroviar având numărul i de ordine în funcție de poziția pe care o ocupă în compunerea trenului; r_{vi} este rezistența specifică la înaintarea a trenului la circulația acestuia în aliniament și palier; $\alpha_i = G_{vi}/G_v$ reprezintă coeficientul adimensional i de pondere în raport cu forța de greutate a vehiculului feroviar din

tren, în ansamblul rezistențelor specifice de înaintare a trenului.

4. CONCLUZII

La demararea trenului, pot să apară forțe de rezistență suplimentară din cauza deformării mai pronunțate a suprafețelor de contact roată - șină, din cauza scăderii temperaturii cutiei de osie și a reducerii temperaturii lubrefiantului de ungere, iar dacă toate vehiculele feroviare aflate în compunerea trenului se pun simultan în mișcare, atunci rezistența poate atinge valori mari de până la 20÷30 [N/kN]. Astfel, forțele de rezistență specifice suplimentare, totale la demararea trenului r_{std} [N/kN] se determină cu ajutorul curbelor experimentale $r_{std}(i_d)$ [N/kN] în mod distinct pentru trenurile de marfă și pentru trenurile de călători.

Forța de rezistență specifică suplimentară la circulația vehiculului feroviar pe porțiuni de linie cu declivități având gradient nenul este numeric egală cu declivitatea în sine, diferența constând în faptul că forța specifică se măsoară în [N/kN] iar declivitatea se măsoară în [mm/m]. Totodată, forța de rezistență suplimentară la înaintarea trenului cauzată de mișcarea accelerată a trenului, definită ca fiind forța de inerție R_{ac} .

În cazul care în elementele de profil al căii de rulare, intervin aspecte precum declivitate diferită de zero (adică la gradient nenul), atunci forța de greutate a vehiculului se descompune în două componente, din care una este perpendiculară pe planul căii de rulare, iar cealaltă componentă este paralelă cu planul căii de rulare și este de natură să inducă o forță suplimentară exterioară $F_{i/vh}$, care acționează în centrul de greutate al vehiculului (locomotivei considerate).

Totodată, la apariția forțelor de rezistență la înaintare a trenului cauzate de circulația acestora pe porțiunile de linii curbe, se produc deplasări și frecări suplimentare cauzate de alunecările care apar în aceste situații, atât în ansamblul vehiculului cât și în ansamblul vehiculului de cale ferată. Valoarea acestor rezistențe depinde de supralărgirea căii de rulare în curbe, de lărgimea căii, de ampatamentul vehiculului feroviar și al boghiurilor acestuia, de uzurile suprafețelor de rulare, de viteza de circulație a trenului, de gradul de tensionare al aparatului de tracțiune/legare, precum și de condițiilor atmosferice ale mediului ambiant. Astfel, dacă lungimea trenului este mai mică sau egală cu lungimea curbei, atunci rezistența specifică r_c la înaintare a trenului în curbă este egală cu rezistența specifică calculată r_c' .

Dacă trenul se deplasează în condiții în care atmosfera mediului ambiant este deranjată din cauza rafalelor de vânt puternic, atunci peste rezistența la înaintare cauzată de masele de aer dislocuit în timpul parcursului se suprapune o forță suplimentară cauzată de rafalele de vânt, această forță poate să inducă mărirea valorii rezistenței la înaintare a trenului atunci când vântul bate din lateral spre înapoi și poate contribui printr-o forță la deplasarea trenului, atunci când bate din spate sau din lateral spre înainte. Astfel, viteza de deplasare a trenului remorcat de locomotiva considerată se aproximează cu viteza relativă dintre masa de aer dislocuit de vehiculul feroviar considerat și acesta, luată în modul, obținându-se în final viteza rezultantă dintre aer și tren, cu o componentă pe direcția de deplasare a trenului. În ultimele două situații distincte posibile în circulația trenului, când vântul bate și din lateral, conduc la rezistențe totale la înaintare cauzate atât de dislocuirea maselor de aer cât și cauzate de rafalele de vânt.

Valoarea medie a rezistenței specifice la înaintare a locomotivei cauzată de mișcarea de serpuire este cuprinsă în intervalul de valori 0,1÷0,25 [N/kN], iar forța de rezistență la înaintare a locomotivei cauzată de masele de aer dislocuite de locomotivă în timpul circulației acesteia de către suprafața frontală și pereții laterali. Totodată, Lucrul mecanic L_{fa} produs de

forța F_{fa} printr-un cuplu echivalent de forțe care are valoarea ($F_{fa}-R_{fa}$) din care, forța F_{fa} are punctul de aplicație în centrul roții, iar reacțiunea R_{fa} este situată la periferia contactului roată - șină, adică la obada roții, induce o reacțiune R_{fa} care este echilibrată de forța de aderență F_{fa} , care rămâne neechilibrată, fiind o forță exterioară care se opune deplasării locomotivei aflată în remorcarea trenului considerat.

În condiții normale de construcție a vehiculelor și a cutiilor de osie și de ungere a suprafețelor de contact cuzineți - fus, rezistența specifică are valoarea aproximativă de 1 [N/kN]. În cazul cutiilor de osie cu rulment, inelul interior al rulmentului se presează prin fretare pe fusul de osie, iar cel exterior se fixează în corpul cutiei de osie. Inelul interior se învâрте împreună cu osia și pune în mișcare rolele rulmentului. Rolele rulmentului rulând pe fața interioară a inelului exterior execută o mișcare completă, care este formată din mișcarea de rotație în jurul centrului O și din mișcarea de rotație în jurul axelor proprii ale rolelor. În cazul real al rulmentului cu jocul între role și inele, în orice moment sarcina radială pe fus Q_r , măsurată în [kN], se distribuie pe rolele rulmentului din cutia de osie, iar în timpul unei rotații complete a osiei, forța de încărcare radială P_k a unei role k se distribuie neuniform.

În eventualitatea că o componentă a cuplului echivalent care acționează la periferia osiei motare, este compensată și echilibrată de către forța de aderență dintre roți și șinele căii de rulare, atunci va rămâne neechilibrată doar componenta R_{fc} a forței de rezistență a la înaintare, care este plasată în axa osiei motoare a locomotivei, pe direcția de deplasare a acesteia, iar această componentă se comportă ca o forță exterioară care se opune înaintării locomotivei pe șine și pentru determinarea forței de rezistență mecanică indusă de procesul de frecare dintre lagărele cuzineți și fusurile de osii, se înlocuie cuplul rezistent M_{fc} cu un cuplu echivalent în forțe de reacțiune (R_{fc} , respectiv $-R_{fc}$) în care componentele acestui cuplu echivalent au valori absolute.

Se reține de asemenea și faptul că în condiții medii, componenta $r_{r/vh}$ a forței de rezistență mecanică la înaintare a locomotivei considerate are valoarea aproximativă $r_{r/vh}=0,3$ [N/kN], iar calculul forțelor de rezistență mecanică la înaintare a locomotivei cauzate de frecarea la nivelul lagărelor palier din cutiile de osii se face ținând cont de faptul că în cazul vehiculelor feroviare motoare care au cutii de osie cu fus de osie de tip cuzinet de frecare cu ungere sub presiune (specifice majorității locomotivelor de mare putere) și această forță induce un cuplu rezistent M_{fc} asupra osiei motoare aflată în mișcare în mișcare de roto - translație, cauzat de componenta mișcării de rostogolire a osiei, a cărei valoare se determină prin calcul.

BIBLIOGRAFIE

- [1] Voinea R., Voiculescu D., Ceaușu V., „Mecanică“, E.D.P., București 1975.
- [2] Sebeșan Ioan, Mazilu Traian, „Vibrațiile vehiculelor feroviare” („Vibrations Of The Railway Vehicles”), Editura Matrix Rom, București, 2010.
- [3] Gauss Johann Carl Friedrich, „Summatio serierum quarundam singularium”, Göttingen, 1811.
- [4] Germain Sophie, „Memoir on the Vibrations of Elastic Plate - Referat privind vibrațiile plăcilor elastice”, Paris, 1816.
- [5] Hamilton William Rowan, „Theory of Systems of Rays”, 1828.
- [6] Heumann H., „Grundzüge der Führung der Schienenfahrzeuge”, Olandenburg - Verlag, 1954.
- [7] Hilbert David, „Methoden der Mathematischen Physik” - Vol. 1, 1924 / Vol. 2, 1937.
- [8] Lagrange Joseph Louis, „Suite des réflexions sur la résolution algébrique des équations - Reflecții continue asupra rezoluției algebrice a ecuațiilor”, 1771.

- [9] **Riemann Georg Friedrich Bernhard**, „*Ueber die Anzahl der Primzahlen unter einer gegebenen Grösse - Funcții cu numere prime*”, Monatsberichte der Königlich Preussischen Akademie der Wissenschaften zu Berlin, 1859.
- [10] **Laplace Pierre Simon**, „*Philosophical Essay on Probabilities. Sources in the History of Mathematics and Physical Sciences*”, 1825.
- [11] **Dumitru George**, „*Mecanica Trenurilor*”, ISBN 978-606-25-0484-7, Editura MatrixRom, București, 2019.
- [12] **Dumitru George**, „*Dinamica Locomotivelor*”, ISBN 978-606-25-0770-1, Editura MatrixRom, București, 2022.
- [3] **Dumitru George**, „*Locomotive Electrice*”, ISBN 978-606-25-0769-1, Editura MatrixRom, București, 2022.
- [4] **Dumitru George**, „*Locomotive Diesel*”, ISBN 978-606-25-0768-1, Editura MatrixRom, București, 2022.
- [5] **Dumitru George**, „*Termodinamica Locomotivelor*”, ISBN 978-606-25-0922-4, Editura MatrixRom, București, 2024.
- [6] **Dumitru George**, „*Hidrodinamica Locomotivelor*”, ISBN 978-606-25-0949-1, Editura MatrixRom, București, 2024.
- [9] **Dumitru George et autres**, „*Caracteristiques dynamiques specifique des locomotives serie BR 182 Siemens 64 U2 ES 1116 Taurus*”, Proceedings Of The International Scientific Conference CIBv, Vol. 2, ISSN 1843-6617, pp. 269 - 275, 12-13 November, 2010.
- [10] **Dumitru George & 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, ISSN: 978-606-19-0079-4, pp. 197–204, 2012, Brașov, Romania.