

SUBIECTE LICENȚĂ VTF+MRCF 2011

Disciplina LAMT:

1. Clasificarea, construcția și funcționarea transmisiei hidraulice

Răspuns: Transmisii hidraulice, în funcție de principiul de funcționare, se clasifică astfel:

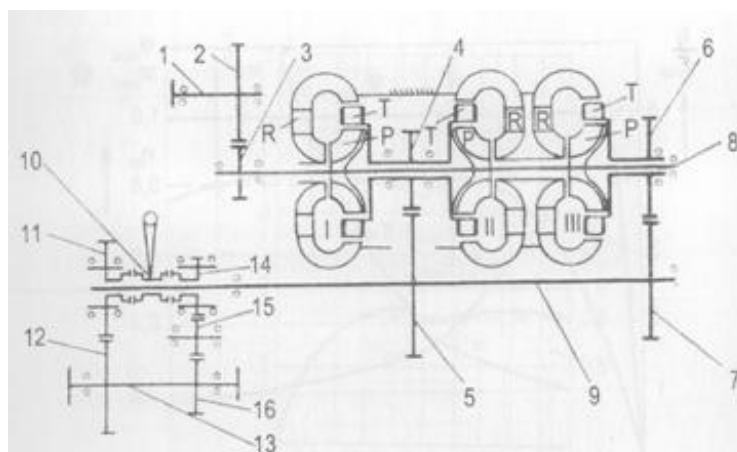
- transmisii hidrostatice, la care lucrul mecanic se transmite de la motorul termic la osia motoare prin intermediul unei pompe și a unui motor hidraulic;
- transmisii hidrodinamice, care sunt transformatoare în circuit închis care transmit lucrul mecanic variabil prin crearea unor viteze mari ale lichidului de lucru de către o pompă hidraulică antrenată de motorul termic. Energia hidraulică este introdusă într-o turbină și transformată în lucru mecanic.

Transmisii hidraulice pe vehicule feroviare cu motoare termice sunt numite acele transmisii care în ansamblul lor au cel puțin un agregat hidraulic având rolul de preluare a puterii de la motorul termic și cedarea acesteia osiilor motoare. Agregatele hidraulice folosite la transmisii sunt de mai multe tipuri:

- cuplaje hidraulice la care transmiterea puterii se face prin modificarea turației și menținerea constantă a momentului
- transformatoare hidraulice al căror principiu de funcționare permite ca la același moment și aceeași turație a motorului termic momentul și turația osiei motoare să se modifice;
- transformatoare hidraulice complexe, care pot să aibă caracteristici de transformator și de cuplaj;
- cuplaje sau transformatoare hidraulice cuplate cu cutii de viteze mecanice.

2. Funcționarea transmisiei hidraulice cu 3 transformatoare

Răspuns: În figura de mai jos se prezintă schema unei transmisii hidraulice cu 3 transformatoare utilizată pe locomotive. De la arborele 1 al motorului diesel, prin roțile dințate 2 și 3, care au rolul unui multiplicator de turații, momentul se transmite la arborele 8 (arborele de intrare în transmisia hidraulică) pe care sunt fixate rotoarele pompelor transformatoarelor I, II și III. De la rotorul turbinei transformatorului I sau II, prin perechea de roți dințate 4 și 5, momentul se transmite la arborele intermediar 9. De la rotorul turbinei transformatorului III momentul se transmite la arborele intermediar 9, prin perechea de roți 6 și 7. Primul și al doilea transformator au caracteristici diferite. Trecerea de la o treaptă de viteză la următoarea se face prin umplerea cu ulei a transformatorului care intră în funcțiune și golirea de ulei a celui care a lucrat. De la arborele intermediar 9 momentul se transmite, prin intermediul cuplajului cu gheare 10 și a roților dințate 11 și 12, la arborele de ieșire 13. Inversarea sensului de mers al locomotivei se face prin cuplajul cu gheare 10, iar momentul se transmite prin roțile dințate 14, 15 și 16 la arborele 13.



DISCIPLINA LTE

3. REGLAREA TENSIUNII PRIN GRADUATOR CU TRANSFORMATOR SUPLEMENTAR ȘI RUPTOR CU PATRU CONTACTOARE

Schema de principiu desfășurată a acestui sistem de reglare, utilizată și la locomotivele

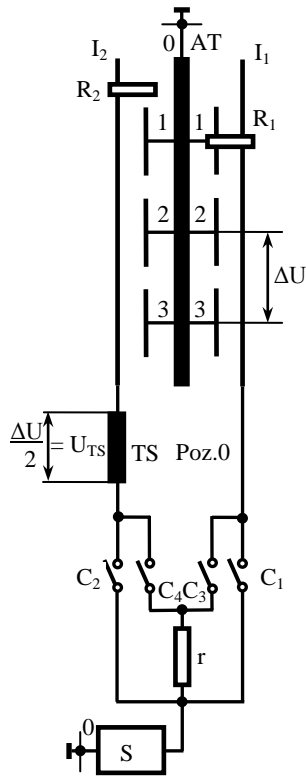


Fig. 1

Pe poziția 1 a controlerului culegătoarele de curent rămân în poziția din figura 1, dar se comandă închiderea contactoarelor C_1 și C_3 , în timp ce contactoarele C_2 și C_4 rămân deschise (figura 2.a). Circuitul de forță se realizează prin 0-1- R_1 - I_1 - C_1 -S-0, tensiunea pe sarcină fiind $U_s = U_1 = \Delta U$.

Mișcarea graduatorului începe când controlerul este pus pe poziția „ridică tensiunea”.

Operația de trecere de pe poziția de mers 1 pe 2 începe cu deschiderea contactorului C_3 , după care culegătorul R_2 se deplasează și ajunge pe plotul 1, dar fără curent, contactoarele C_2 și C_4 fiind deschise, apoi se închide contactorul C_4 , formându-se circuitul din figura 2.b. În această poziție curentul prin TS este limitat de rezistența r . Trecerea se continuă cu deschiderea contactorului C_1 , iar culegătorul R_1 părăsește plotul 1 (figura 2.c). În această situație tot curentul de sarcină trece prin culegătorul R_2 , contactorul C_4 și rezistența r . Trecerea se termină prin închiderea contactorului C_2 care scurtcircuitază rezistența r (figura 2.d). Circuitul de forță devine 0-1- R_2 - I_2 -TS- C_2 -S-0, tensiunea pe sarcină fiind $\bar{U}_s = \bar{U}_1 + \Delta U/2$.

Trecerea de la poziția 2 de mers la poziția 3 începe cu deschiderea contactorului C_4 . După ce culegătorul R_1 ajunge pe plotul 2, se închide contactorul C_3 (figura 2.e). În continuare se deschide contactorul C_2 și tot curentul va trece prin culegătorul R_1 și rezistența r , iar culegătorul R_2 părăsește

CFR-060-EA (tip ASEA) este reprezentată în figura 1. Fiecare priză a înfășurării de reglare AT se leagă la câte două bare (ploturi) ale selectorului. În circuitul unui culegător de curent se introduce un transformator suplimentar TS, care debitează o tensiune egală cu jumătate din diferența de potențial ΔU dintre două prize vecine ale autotransformatorului.

Când culegătorul de curent R_1 se găsește pe plotul k , tensiunea aplicată sarcinii este deci $k\Delta U$, iar când culegătorul R_2 ajunge în aceeași poziție, tensiunea aplicată sarcinii este $k\Delta U + \Delta U/2$. În acest mod cu un transformator având n prize, se realizează $2n$ trepte de tensiune, deci graduatorul este cu dublă treaptă.

Culegătoarele R_1 și R_2 se mișcă alternativ sacadat.

La poziția zero a controlerului (figura 1), culegătorul R_1 se găsește pe plotul 1, iar R_2 pe segmentul izolat și contactoarele $C_1 \dots C_4$ ale ruptorului sunt deschise.

plotul 1 (figura 2.f). Apoi se închide contactorul C_1 care scurtcircuitază rezistența r (figura 2.g), circuitul devenind 0-2- R_1 - I_1 - C_1 -S-0, cu tensiunea pe sarcină $\bar{U}_s = \bar{U}_1 + \Delta\bar{U}$.

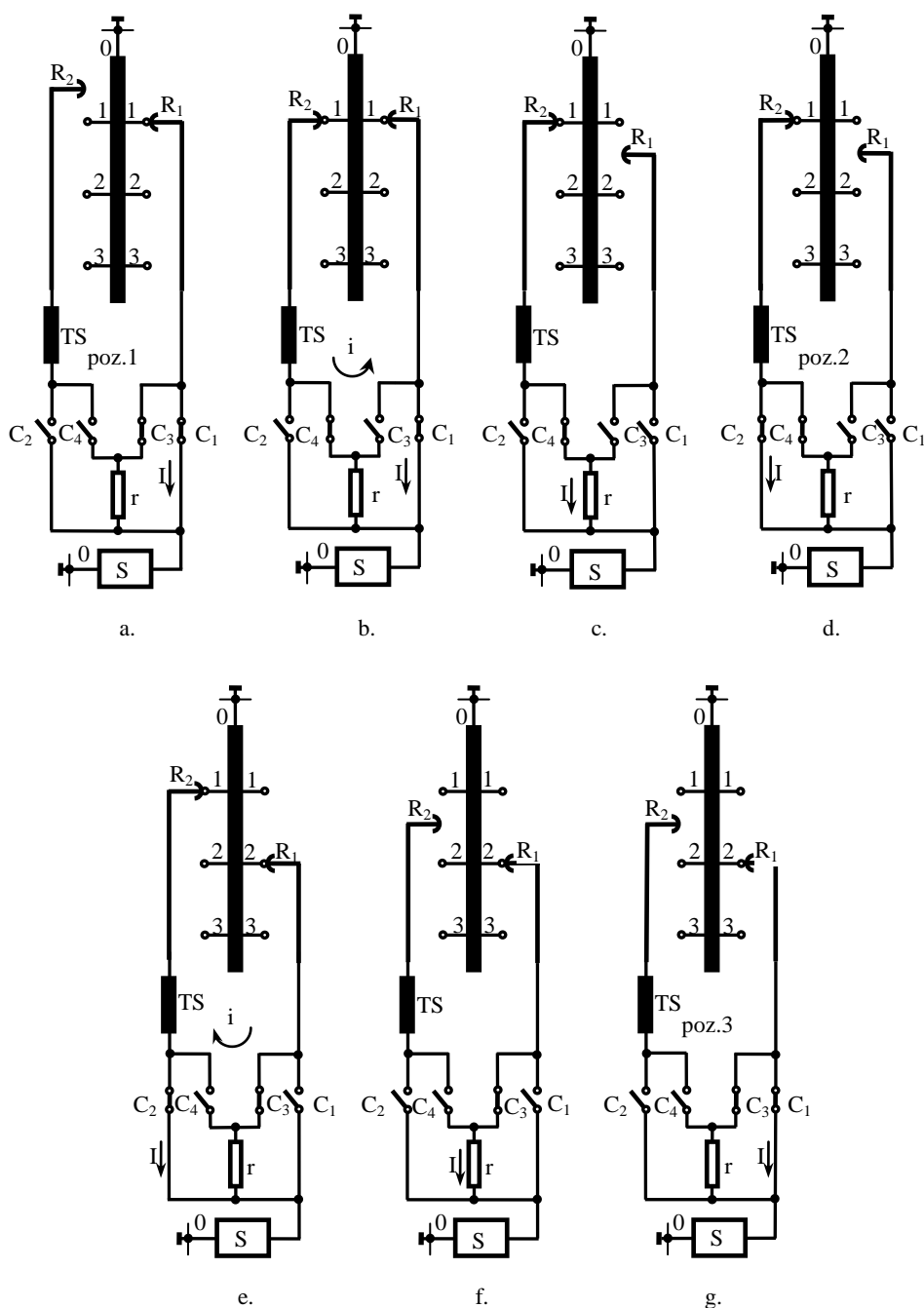


Fig. 2

Locomotiva CFR-060-EA are un graduator tip CKKJA, cu tensiunea nominală de 25 kV și curentul de 600 A, montat lângă transformatorul principal. Cu cele 20 de prize ale transformatorului de reglaj realizează 40 de trepte de tensiune, indicate de un disc gradat. Graduatorul este acționat de către un motor electric de curent continuu, comandat prin releu de la controlerul mecanicului. Timpul de comutare a unei trepte este de 0,4 s, iar parcurgerea automată a celor 40 de trepte durează 16 ... 17 s.

Selectorul, de tip URELA, funcționează în ulei, este compus din două plăci izolatoare legate prin 21 de bare de cupru echidistante, în formă de colivie. În interiorul coliviei se găsesc cele două culegătoare de curent, antrenate prin câte o manivelă de la doi arbori acționați prin angrenaje cu roți dințate eliptice, care transformă mișcarea uniformă a arborelui de intrare (i) în mișcare neuniformă a arborilor (e) de acționare a culegătoarelor (figura 3.a).

La o rotație completă a arborelui (i), culegătorul se deplasează de la o bară a selectorului la alta. În timp ce un culegător se deplasează cu viteză mare (de la o bară la alta), celălalt se mișcă foarte încet, păstrând contactul cu o bară a selectorului (figura 3.b).

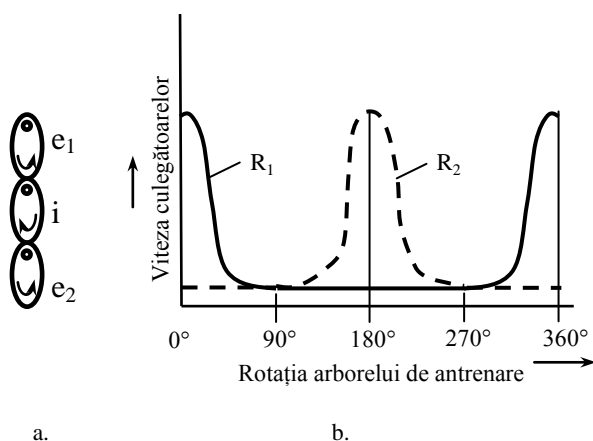


Fig. 3

Pentru asigurarea unui contact bun, piesa de contact a culegătorului este apăsată pe bară cu ajutorul unui arc. Când graduatorul s-a oprit pe treapta de tensiune aleasă, unul din culegătoare stă în contact cu o bară a selectorului și conduce curentul de sarcină, în timp ce celălalt stă între două bare.

Controlerul mecanicului tip CBM 60, cu came, acționat de un volan are o poziție de „0”, opt poziții de mers în regim de tracțiune și trei poziții de frânare.

Pozițiile de tracțiune sunt:

- de manevră 1, 2, 3 (pozițiile 1, 3 și 5 ale graduatorului);
- M - de menținere;
- A - pentru comanda automată de creștere a tensiunii;
- SC₁, SC₂, SC₃ - pentru comanda slăbirii câmpului.

La manevrarea volanului de pe M pe A și imediat înapoi, se comandă creșterea tensiunii cu o treaptă a graduatorului. Manevrarea de pe M pe 3 și înapoi comandă reducerea tensiunii cu o treaptă. Aducerea volanului în A comandă creșterea automată a tensiunii până la treapta 40 (sau unde dorim), iar aducerea din M în 3, 2, 1 sau 0 comandă reducerea automată a tensiunii până la poziția comandată (5, 3, 1, sau 0). Manevrarea volanului pe pozițiile de slăbire a câmpului „SC” comandă coeficientul de slăbire $\alpha_1 = 80\%$, $\alpha_2 = 60\%$, respectiv $\alpha_3 = 50\%$.

Pentru regimul de frânare s-au prevăzut:

- D - pentru comanda ventilatoarelor rezistențelor de frânare și reducerea tensiunii aplicate excitației generatoarelor de frânare, deci ca poziție de întoarcere de pe treptele superioare de frânare;
- M - poziție de menținere;
- F - pentru comanda creșterii continue a tensiunii de excitație.

La manevrarea volanului de pe M pe F și imediat înapoi se comandă creșterea cu o treaptă a curentului de frânare. Prin manevrarea din M pe D și imediat înapoi se comandă scăderea gradată a curentului de frânare (prin reducerea tensiunii U_{ex}). Readucerea volanului din M în „0” comandă scăderea automată a curentului de frânare până la încetarea frânării.

Volanul controlerului se poate manevra numai când maneta inversorului este pe poziția „înainte” sau „înapoi” și este blocat dacă maneta este pe poziția „0” sau „blocare”.

La rândul său inversorul poate fi manevrat numai pe poziția „0” a volanului controlerului. Această blocare reciprocă a celor două elemente de comandă servește la evitarea unor manevre eronate.

4. REGLAREA VITEZEI PRIN TREPTE DE TENSIUNE LA VEHICULELE ELECTRICE AVÂND REDRESOARE CU DIODE

a. Efectul redresorului asupra motorului de c.c.

a.1. Tensiunea la bornele motorului

Schema de principiu și cea echivalentă a circuitului de forță a locomotivei la alimentarea motorului electric de tracțiune de la un redresor cu diode este reprezentată în figura 1 (a –schema bloc; b –schema de calcul , funcțională).

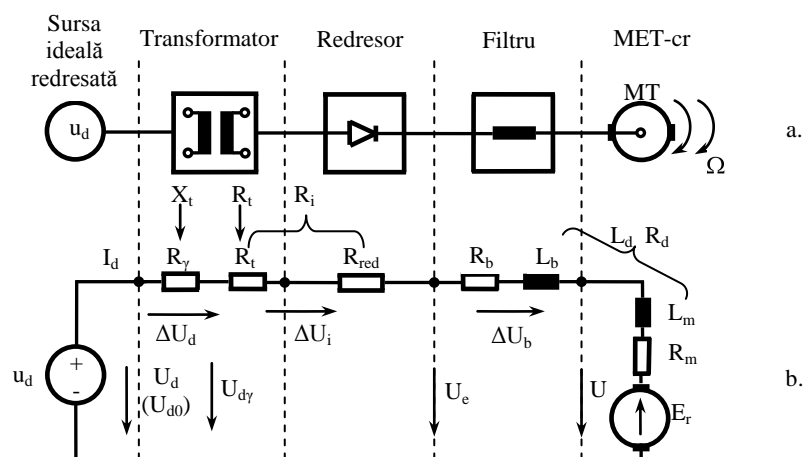


Fig. 1

În schemă s-a considerat o sursă ideală, care dă o tensiune redresată compusă din cele două alternanțe de sinusoidale (u_d). Această undă ideală se deformează datorită fenomenului de comutație, determinat de inductivitatea de dispersie a transformatorului ($L_{\sigma t}$) redus la secundar.

Tensiunea la bornele motorului este:

$$U = U_{d0} - (R_\gamma + R_i + R_b)I_d = \frac{2\sqrt{2}}{\pi} \cdot U_2 - (R_\gamma + R_i + R_b)I_d, \quad (1)$$

unde: R_b este rezistența bobinei de netezire;

R_γ - o rezistență fictivă datorată fenomenului de comutație;

R_i - rezistența internă a sursei compusă din transformator și redresor;

U_{d0} - tensiunea medie redresată ideală;

U_2 - valoarea efectivă a tensiunii de mers în gol a transformatorului;

I_d - curentul mediu redresat.

Valoarea acestei tensiuni în funcție de curentul I_d este reprezentată în figura 2.

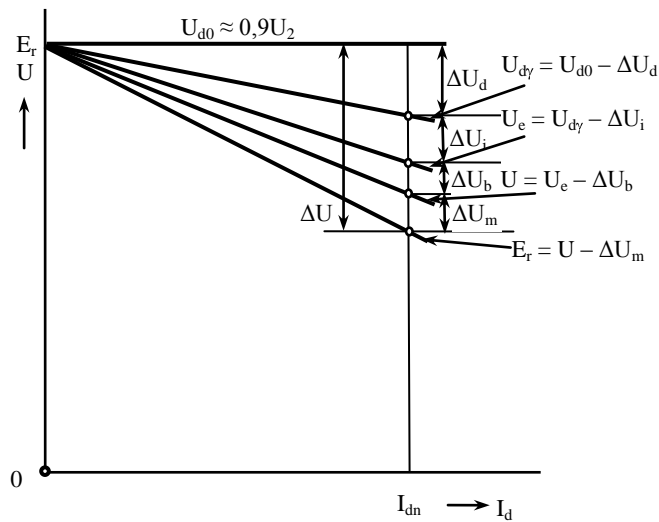


Fig. 2

a2. Caracteristica vitezei unghiulare

Ecuția de tensiuni a motorului electric de tracțiune este:

$$U = E_r + R_m I_d, \quad (2)$$

din care rezultă valoarea medie a t.e.m. de rotire:

$$E_r = U - R_m I_d = U - \Delta U_m = U_{d0} - \Delta U, \quad (3)$$

reprezentată tot în figura 2 .

Pentru o anumită treaptă de tensiune:

$$\Delta U = \Delta U_d + \Delta U_i + \Delta U_b + \Delta U_m = R_{tot} I_d, \quad (4)$$

unde :

$$R_{tot} = R_\gamma + R_i + R_d$$

este rezistența echivalentă care produce căderea de tensiune ΔU egală cu suma căderii inductive ΔU_d și a căderilor ohmice ΔU_i , ΔU_b și ΔU_m (s-a notat $R_d = R_b + R_m$).

Deoarece t.e.m. de rotire:

$$E_r = k\phi\Omega, \quad (5)$$

după relațiile (3) , (4) și (5) rezultă că viteza unghiulară :

$$\Omega = \frac{U_{d0} - \Delta U}{k\phi} = \frac{0,9U_2 - R_{tot}I_d}{k\phi} . \quad (6)$$

Din relația (6) rezultă, că la vehiculele electrice de curent alternativ monofazat, având redresoare cu diode, viteza unghiulară a motorului de tracțiune se poate regla în limitele largi numai prin reglarea tensiunii de mers în gol U_2 a secundarului transformatorului, de la valoarea minimă și până la valoarea ei nominală, prin prizele de tensiune ale înfășurării de reglare. Pentru lărgirea domeniului de reglare, la ultima treaptă de tensiune se mai utilizează și câteva trepte de slăbire a câmpului. Nu se folosește reglarea reostatică neeconomică și nici slăbirea câmpului la fiecare treaptă de tensiune.

Din cele de mai sus rezultă și faptul că la o valoare constantă a tensiunii la linia de contact, în timp ce tensiunea la bornele motorului de curent continuu rămâne constantă (de exemplu U_n), în cazul motoarelor de curent redresat această tensiune scade la creșterea curentului de sarcină I_d .

Caracteristicile $\Omega(I_d)$ ale motorului de curent redresat, pentru diferite trepte de tensiune, sunt reprezentate cu linie continuă în figura 3.a pentru motorul serie, iar în figura 3.b pentru motorul cu excitație separată. Caracteristicile motoarelor corespunzătoare de curent continuu sunt reprezentate cu linie întreruptă în ipoteza identității tensiunii la borne și a curentului în regim nominal.

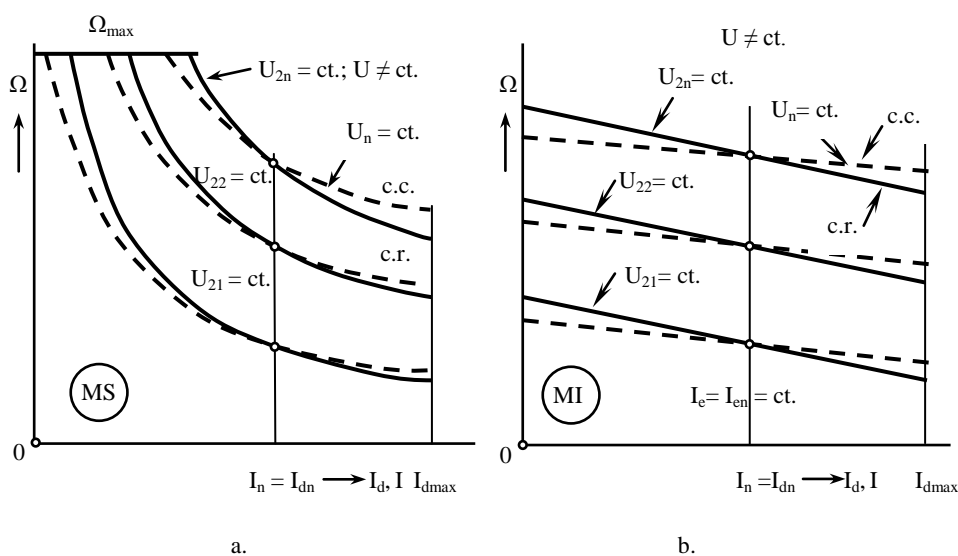


Fig. 3

Datorită căderii suplimentare de tensiune ($\Delta U_d + \Delta U_i + \Delta U_b$), caracteristicile $\Omega(I_d)$ ale motoarelor de curent redresat sunt mai căzătoare decât ale motoarelor de curent continuu.

a3. Caracteristica randamentului

Valorile momentane ale intensității curentului prin motor și ale tensiunii la bornele motorului se pot scrie sub forma:

$$\begin{aligned} i &= I_c + I_{am} \sin 2\omega t \\ u &= U_c + U_{am} \sin(\omega t + \varphi_a), \end{aligned} \quad (7)$$

unde: U_c și I_c sunt componentele continue (valorile medii);

U_{am} și I_{am} - amplitudinile armonicilor de pulsație 2ω ale tensiunii, respectiv curentului;

$\varphi_a \approx \arctg \frac{X_d}{R_{tot}}$ - defazajul dintre componentele alternative ale tensiunii și curentului.

În urma calculelor obținem expresia puterii medii absorbite de motor:

$$P_m = U_c I_c + \frac{U_{am} I_{am}}{2} \cdot \cos \varphi_a \quad \text{sau} \quad P_m = U_c I_c + U_a I_a \cdot \cos \varphi_a \quad (8)$$

unde: U_a , I_a sunt valorile efective ale componentelor alternative ale tensiunii și curentului.

Deoarece componentele alternative ale tensiunii și curentului contribuie numai cu (0,2 ... 0,3) % la valoarea puterii medii absorbite ($U_a I_a \cos \varphi_a / U_c I_c \approx 0,002 \dots 0,003$), aceasta se poate neglija și expresia randamentului motorului de curent redresat se poate scrie ca la motorul de curent continuu:

$$\eta \approx 1 - \frac{R I_c}{U_c} - \frac{p}{U_c I_c}, \quad (9)$$

unde R reprezintă rezistența circuitului rotor al motorului. Datorită creșterii pierderilor p (în special a celor magnetice și a celor suplimentare), randamentul motorului de curent redresat (ondulat) scade cu 0,2 ... 0,4 % față de a motorului de curent continuu.

a4. Caracteristica momentului motor

Componenta alternativă a fluxului se poate considera în fază cu a curentului, deci valoarea instantanee a fluxului se poate exprima sub forma:

$$\phi = \phi_c + \phi_{am} \sin 2\omega t, \quad (10)$$

unde ϕ_c reprezintă componenta continuă a fluxului (produsă de I_c sau I_{ec}), iar ϕ_{am} amplitudinea componentei alternative (produsă de I_{am} sau I_{eam}).

Valoarea medie a momentului electromagnetic rezultate este:

$$M_e = \frac{1}{\pi} \cdot \int_0^\pi m_e d\omega t = k \phi_c I_c + \frac{k \phi_{am} I_{am}}{2}. \quad (11)$$

Momentul util se determină din relația :

$$M_u = M_e - M_p = M_e - \frac{p}{\Omega}, \quad (12)$$

unde M_p este momentul pierdut datorită pierderilor în fier, suplimentare și mecanice, sau cu relația:

$$M_u = \frac{U_c I_c}{\Omega} \cdot \eta_c. \quad (13)$$

b. Determinarea treptelor de tensiune

Pentru asigurarea unei variații line a vitezei de mers, trebuie determinate treptele de tensiune la secundarul transformatorului de tracțiune sau la autotransformator, respectiv rapoartele de transformare echivalente corespunzătoare.

În regimul nominal caracterizat prin curentul $I_n = I_{dn}$ și valoarea efectivă U_{2n} a tensiunii de mers în gol a secundarului transformatorului de tracțiune, viteza unghiulară a motorului electric, după relația (6) particularizată pentru curentul I_n , este:

$$\Omega_n = \frac{U_{d0} - \Delta U_n}{k\phi_n} = \frac{0,9U_{2n} - R_{tot}I_{dn}}{k\phi_n}. \quad (14)$$

Dacă se menține valoarea curentului la $I_{dn} = \text{constant}$ (deci și $\phi_n = \text{constant}$) și se modifică tensiunea la secundarul transformatorului la U_{2x} , viteza unghiulară a motorului devine:

$$\Omega_x = \frac{0,9U_{2x} - R_{tot}I_{dn}}{k\phi_n}. \quad (15)$$

Din relațiile (14) și (15) eliminând expresia $k\phi_n$ se obține expresia:

$$\Omega_x = \frac{0,9U_{2x} - R_{tot}I_{dn}}{0,9U_{2n} - R_{tot}I_{dn}} \cdot \Omega_n, \quad (16)$$

din care se constată că la $I_{dn} = \text{constant}$, $\Omega_x(U_{2x})$ este o dependență liniară (dreapta de demaraj).

Pentru a asigura funcționarea motorului electric la $I_n = I_{dn} = \text{constant}$, la modificarea vitezei unghiulare, rezultă că tensiunea U_{2x} de mers în gol a secundarului transformatorului trebuie să varieze liniar cu viteza unghiulară.

La pornire, adică la $\Omega_x = 0$, pentru a realiza curentul de demaraj $I = I_{dn}$, după relația (16) tensiunea de mers în gol a transformatorului trebuie să fie de valoarea $U_{2A} = R_{tot}I_{dn}/0,9$, adică cea corespunzătoare punctului A din figura 4.

La regimul nominal, definit prin U_{2n} și I_{dn} la Ω_n , dreapta de demaraj trece prin punctul B(U_{2n}, Ω_n). Dacă tensiunea U_2 crește continuu, de la U_{2A} la U_{2n} în timp ce $I_n = I_{dn} = \text{constant}$, atunci viteza unghiulară crește tot continuu, de la $\Omega_A = 0$ și până la Ω_n după dreapta AB.

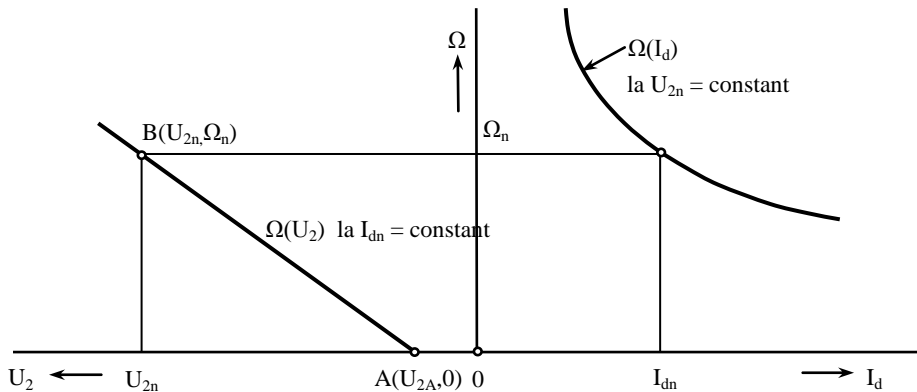


Fig. 4

Reglarea continuă a tensiunii U_2 presupune însă existența unui număr infinit de prize de tensiune la înfășurarea de reglaj a transformatorului, ceea ce este practic imposibil. De aceea la un număr limitat de prize se admit limite de variație ale curentului motorului, în așa fel ca variația forței de tracțiune să nu prezinte șocuri mari la trecerea de la o treaptă la alta. Practic, în general, se admite ca variația curentului să fie în limitele de circa $\pm 0,1I_{dn}$.

Pentru determinarea treptelor de tensiune se scriu ecuațiile de demaraj pentru curenții limită admiși, de $I_{d1} = 1,1I_n$ care definește dreapta A_1B_1 și de $I_{d2} = 0,9I_n$ care definește dreapta A_2B_2 din figura 5:

$$\Omega_1(U_2) = \frac{0,9U_2 - R_{tot} I_{d1}}{k\phi_1} \quad \text{și} \quad \Omega_2(U_2) = \frac{0,9U_2 - R_{tot} I_{d2}}{k\phi_2}. \quad (17)$$

La tensiunea U_{2n} valorile vitezei unghiulare corespunzătoare curenților I_{d1} , respectiv I_{d2} sunt:

$$\Omega_1 = \frac{0,9U_{2n} - R_{tot} I_{d1}}{k\phi_1} \quad \text{și} \quad \Omega_2 = \frac{0,9U_{2n} - R_{tot} I_{d2}}{k\phi_2}. \quad (18)$$

definind punctele $B_1(U_{2n}, \Omega_1)$ și $B_2(U_{2n}, \Omega_2)$.

Tensiunea corespunzătoare punctelor $A_1(U_{2A1}, 0)$ și $A_2(U_{2A2}, 0)$ la pornire (la $\Omega = 0$) sunt:

$$U_{2A1} = \frac{R_{tot} \cdot I_{d1}}{0,9} \quad \text{și} \quad U_{2A2} = \frac{R_{tot} \cdot I_{d2}}{0,9}. \quad (19)$$

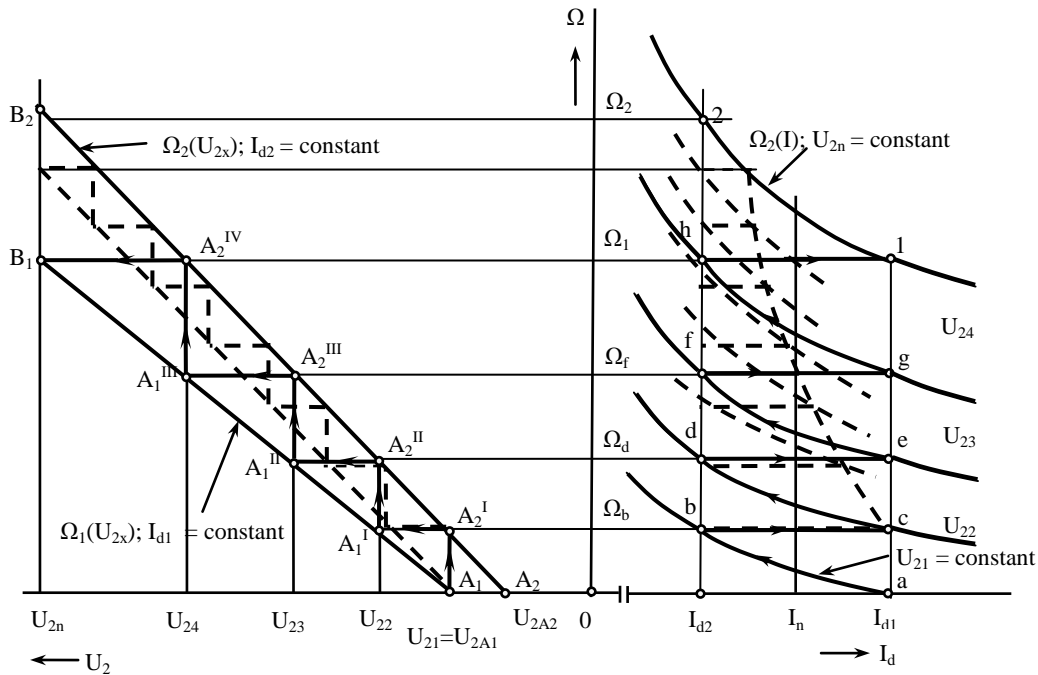


Fig. 5

În momentul luării din loc $\Omega = 0$, pentru a limita curentul de demaraj la $I \leq I_{d1}$, este necesar ca tensiunea să fie egală cu cea determinată de punctul A_1 , adică $U_{21} = U_{2A1}$. Menținând constantă această tensiune vehiculul pornește, viteza unghiulară crescând după porțiunea ab a caracteristicii $\Omega(I)$ la $U_{21} = \text{constant}$, în timp ce curentul scade. În planul $U_2 - \Omega$, în acest timp punctul de funcționare s-a deplasat pe verticală de la punctul A_1^I până la A_2^I . În punctul b, la $\Omega = \Omega_b$, curentul ajunge la $I = I_{d2}$.

Pentru a evita scăderea în continuare a curentului și a forței de tracțiune, trebuie mărită tensiunea U_2 . Deoarece această operație are loc în timp scurt se poate considera că viteza unghiulară nu se schimbă. La $\Omega = \Omega_b$ se modifică tensiunea în așa fel, că la a doua treaptă de tensiune (U_{22}) curentul să devină din nou I_{d1} , ceea ce se obține prelungind orizontala care trece prin punctul b ($\Omega = \Omega_b = \text{constant}$) până la intersecția cu dreapta de demaraj A_1B_1 corespunzătoare curentului I_{d1} , obținându-se punctul A_1^I care determină tensiunea U_{22} . Pe această treaptă de tensiune, odată cu creșterea vitezei unghiulare după porțiunea cd a caracteristicii $\Omega(I_d)$ pentru $U_{22} = \text{constant}$, curentul scade din nou spre I_{d2} , iar în planul $U_2 - \Omega$ punctul de funcționare se deplasează de la punctul A_1^I spre A_2^{II} , ș.a.m.d.

Treptele de tensiune U_{2x} se determină deci grafic, prin trasarea liniei în zig-zag $A_1 - A_2^I - A_1^I - A_2^{II} \dots$ între dreptele de demaraj A_1B_1 și A_2B_2 . Verticala B_1B_2 corespunde valorii nominale U_{2n} a tensiunii secundarului transformatorului.

Datorită convergenței dreptelor la demaraj la $\Omega \rightarrow 0$, rezultă că diferența de tensiune ce rezultă între două trepte consecutive nu este aceeași, ci scade cu scăderea tensiunii înfășurării de reglare a transformatorului, ceea ce este dificil de realizat practic. Din motive constructive prizele de tensiune ale înfășurării de reglaj se scot în așa fel, ca între ele să fie un număr egal de spire, deci rezultă și $\Delta U_2 = \text{constant}$. Metoda descrisă deci indică numărul minim de trepte necesare pentru a respecta limitele prescrise de variație a curentului prin motor $I_d \in [I_{d2}, I_{d1}]$.

Pentru a nu depăși curentul maxim de demaraj I_{d1} , prima treaptă de tensiune trebuie să fie $U_{21} = U_{2A1}$, iar rația tensiuni trebuie să fie diferența minimă găsită din diagramă, deci:

$$\Delta U_2 = U_{22} - U_{21}. \quad (20)$$

Numărul z de trepte de tensiune necesare se poate determina din relația:

$$z \geq \frac{U_{2n} - U_{21}}{\Delta U_2} + 1. \quad (21)$$

Dacă diferența de tensiune între două trepte consecutive ale înfășurării de reglaj este aceeași, așa cum s-a reprezentat cu linie întreruptă în figura 5, atunci oscilația curentului la demaraj nu va mai fi constantă, ci scade la creșterea vitezei unghiulare, având valoarea maximă la pornire.

Tensiunea necesară la primarul transformatorului de tracțiune în cazul utilizării pentru reglaj a unui autotransformator (cu graduator) este de:

$$U_1 = k_t U_2, \quad (22)$$

unde k_t este raportul de transformare a transformatorului de tracțiune.

Aplicarea tensiunii U_{2A1} , la $\Omega = 0$, necesară realizării curentului I_{d1} , conduce la apariția bruscă a unei forțe de tracțiune de valoare mare, care dă naștere la șocuri mecanice periculoase, după cum s-a arătat și la determinarea treptelor de comandă la locomotivele electrice de curent continuu. De asemenea, această forță de tracțiune nu este necesară în cazul deplasării locomotivei izolate sau cu tonaj redus. Se impune deci și la aceste locomotive necesitatea realizării unor caracteristici suplimentare (poziții de manevră). Aceste poziții trebuie să asigure apropierea treptată a curentului de

valoarea I_{d1} , creșterile de curent la trecerea de la o treaptă la alta fiind aproximativ egale cu valoarea oscilației admise la stabilirea treptelor de tensiune pentru demarajul stabilizat, adică cu $\Delta I = I_{d1} - I_{d2} = 0,2I_n$.

Cu aceasta se determină treptele de curenți:

$$I'_{d2} = I_{d2} - \Delta I; \quad I''_{d2} = I'_{d2} - \Delta I = I_{d2} - 2\Delta I \quad \text{etc.},$$

cu care se obțin tensiunile necesare la $\Omega = 0$:

$$U'_2 = \frac{R_{\text{tot}} \cdot I'_{d2}}{0,9}; \quad U''_2 = \frac{R_{\text{tot}} \cdot I''_{d2}}{0,9} \quad \text{etc.}$$

Intensitatea curentului pentru prima treaptă de manevră se determină din forța de tracțiune pe care trebuie să o realizeze motoarele electrice de tracțiune, ca locomotiva izolată să demareze cu o accelerație $a_{dl} = 0,3 \dots 0,6 \text{ m/s}^2$.

Forța de tracțiune necesară deplasării locomotivei cu accelerația a_{dl} este:

$$F_{oL} = G_L \left(\epsilon_L + r_a \right), \quad (21)$$

în care: G_L este greutatea locomotivei;

r_L - rezistența specifică la rulare a locomotivei;

r_a - rezistența specifică datorită accelerației.

Având z_m motoare de tracțiune, forța ce revine pe un motor este $F_o = F_{oL}/z_m$, din care se determină momentul util M_u necesar, iar din caracteristica $M_u(I)$ rezultă curentul I_{dmin} necesar.

Tensiunea de mers în gol a secundarului transformatorului, corespunzătoare primei trepte de manevră este:

$$U_{2min} = \frac{R_{\text{tot}} \cdot I_{dmin}}{0,9}. \quad (22)$$

Pentru aceste tensiuni apoi se trasează caracteristicile $\Omega(I)$, așa cum s-a reprezentat în figura 6, unde cu linie groasă s-a indicat modul de desfășurare a procesului luări din loc a locomotivei până la atingerea valorii I_{d1} a curentului.

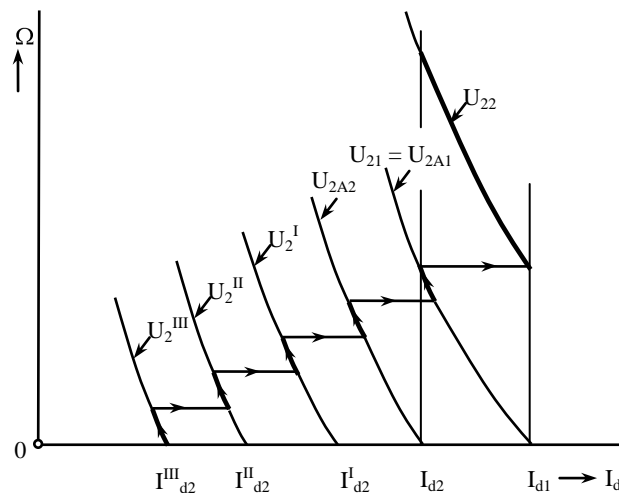


Fig. 6

Dacă tonajul remorcat este mare, locomotiva nu poate să pornească trenul pe prima treaptă de manevră, dar această poziție este utilă și în acest caz, deoarece dacă trenul este comprimat înainte de demaraj va porni numai locomotiva, întinzând arcurile din aparatele de tracțiune ale primelor vagoane, iar apoi pe pozițiile următoare va lua din loc, în mod treptat și lin, tot convoiul.

Disciplina DVF

5. Înscrierea geometrică a vehiculelor în curbe. Particularitățile circulației prin curbe

Circulația prin curbe a vehiculelor feroviare se deosebește esențial de cea a vehiculelor rutiere, la care construcția și modul de fixare a roților permite dispunerea radială a lor în curbă, ceea ce diminuează alunecarea între roată și cale.

La vehiculele feroviare roțile sunt fixate rigid pe osie iar osiile, în majoritatea cazurilor, sunt ghidate rigid în șasiul vehiculului sau al boghiului, ceea ce nu permite așezarea radială în curbă. Mai recent au apărut și construcții cu ghidarea elastică a osiilor, cu posibilitatea apropierei acestora de poziția radială, sau chiar și roți independente.

Mișcarea osiei prin curbă nu este însă o rostogolire pură nici dacă se mișcă liber, deci se poate orienta radial. Pentru determinarea condiției de rostogolire pură se consideră o osie care se deplasează liber într-o curbă de rază R (figura 4.1), osia rotindu-se cu unghiul „ ψ ” față de centrul curbei și cu unghiul „ φ ” față de axa proprie.

Dacă raza de rulare medie a roții este „ r ”, atunci spațiul parcurs de o roată care trece din poziția I în poziția II pe cercul cu rază R se poate exprima prin:

$$r \cdot \varphi = R \cdot \psi \quad (1)$$

Cele două roți rulând pe cercuri cu raze diferite ale căii: $R+s$ și $R-s$, condiția (1) ar fi satisfăcută numai dacă razele roților ar fi diferite: $r_e \neq r_i$. În acest scop suprafețele de rulare ale bandajelor sunt conice, având înclinația „ i ” (de 1/20 sau 1/40).

Dacă roata conducătoare este cu buza bandajului în contact cu firul exterior al căii (deplasată cu „ j ”), atunci are raza de rulare:

$$r_e = r + i \cdot j \quad (2)$$

unde:

$$j = \frac{j_1 + j_2}{2} \quad (3)$$

j - jocul dintre buza bandajului și șină în poziția medie a osiei.

Raza de rulare a roții interioare în acest caz este:

$$r_i = r - i \cdot j \quad (4)$$

Scriind condiția (1) pentru ambele roți, rezultă:

$$\begin{aligned} (R+s) \cdot \psi &= (r+i \cdot j) \cdot \varphi \\ (R-s) \cdot \varphi &= (r-i \cdot j) \cdot \psi \end{aligned} \quad (5)$$

de unde rezultă:

$$\frac{R+s}{R-s} = \frac{r+i \cdot j}{r-i \cdot j},$$

respectiv raza minimă a curbei prin care osia montată circulă fără alunecare este:

$$R = \frac{r \cdot s}{i \cdot j} \quad (6)$$

La $i=0$ (roți cilindrice) sau $j=0$ (fără joc) rezultă $R \rightarrow \infty$, deci osia poate circula fără alunecare numai în aliniament. La un ecartament dat diametrul roților ($2r$) este elementul de bază care influențează raza minimă a curbei prin care se poate trece fără alunecare.

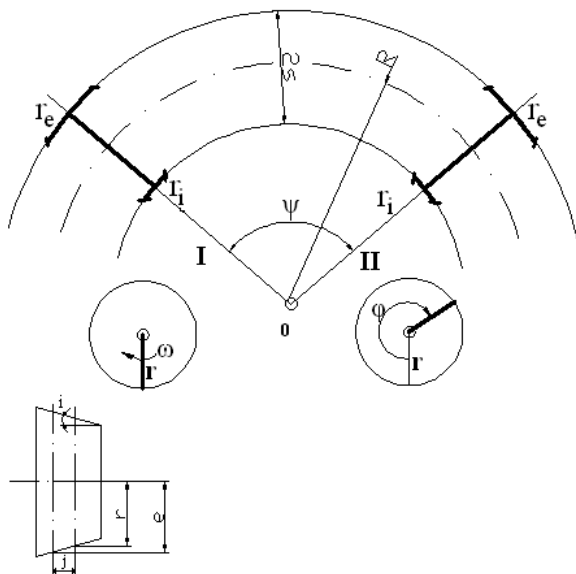


Fig. 1

Practic, din cauza jocurilor utilizate în funcție de raza R , între roată și cale va fi întotdeauna alunecare dacă $R < 1500\text{m}$ și numai la $R \geq 1500\text{m}$ apare rostogolire.

6. Capacitatea de ghidare a vehiculelor. Criterii de apreciere a siguranței contra deraierii

În timpul rulării osiei montate pe șină, în punctele de contact se dezvoltă un sistem de forțe, care în anumite situații produce urcarea buzei bandajului pe șină și deraierea osiei.

La studiul siguranței circulației este necesar să se determine raportul dintre forțele care tind să producă deraierea și cele care se opun, raport care nu trebuie să depășească o anumită limită.

Din studiile efectuate s-a stabilit că deraierea este influențată de următorii factori:

- sarcina efectivă pe roată, „ Q ”, creșterea căreia mărește stabilitatea;
- unghiul de înclinație al buzei bandajului „ β ”, creșterea căreia mărește stabilitatea;
- coeficientul de frecare dintre buza bandajului și șină „ μ_b ”, creșterea căreia reduce stabilitatea, favorizează deraierea, iar ungerea buzei bandajului reduce pericolul deraierii și uzura;
- unghiul de atac „ α ”, la $\alpha > 1^\circ$ crește pericolul deraierii;
- diametrul roților „ D ”, la creșterea căreia deraiază mai ușor roata interioară;
- raza curbei „ R ”, $i = \tan \gamma$ – conicitatea bandajelor, viteza „ v ”, etc.

În cazul conducerii în două puncte, cu creșterea forței directoare „ P ” scade forța verticală pe șină, $Q = V_i$, (figura 1) iar la un moment dat roata se descarcă complet în punctul A, când se atinge valoarea limită a forței de ghidare și sarcina verticală se transmite numai prin punctul B.

Dacă roata nu mai rămâne în echilibru din cauză că domină forțele orientate în sus, în scurt timp se produce deraierea, fenomen ce limitează viteza maximă admisibilă în curbă.

Fenomenul de deraiere a fost studiat de unii cercetători ca : Nadal, Wagner, Heumann și alții, admitând diferite ipoteze de calcul. Ceea ce este comun în toate ipotezele este faptul că forțele orizontale favorizează deraierea, iar cele verticale orientate în jos o împiedică.

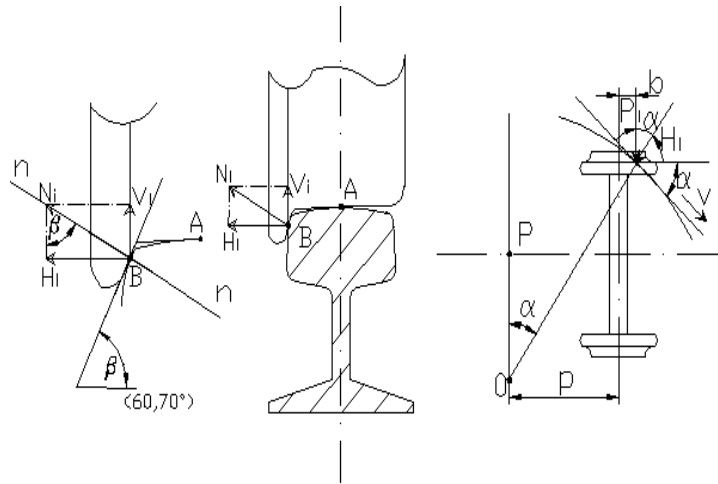


Fig.1

După Nadal se presupune că roata conducătoare atacă șina sub un unghi oarecare „ α ” destul de mic ca să nu influențeze procesul de deraiere, iar contactul dintre șină și roată se realizează numai în punctul de conducere B, când roata are tendința de a deraia. În acest caz asupra roții acționează forțele „Q” și „Y” din partea vehiculului și forța normală „N” din partea șinei ca în figura 2. Pentru a evita deraierea, roata trebuie să coboare din această poziție înapoi la contactul în două puncte.

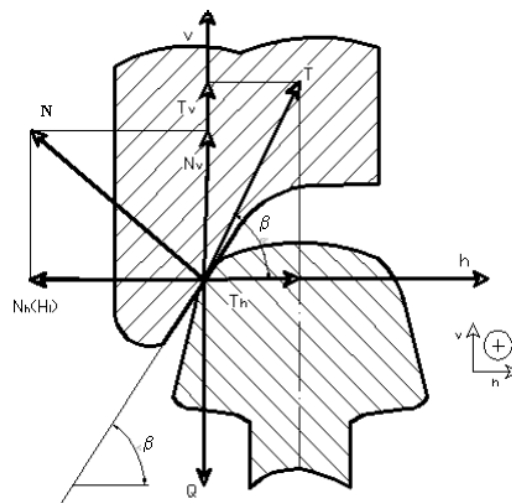


Fig. 2

În timpul coborârii roții apare forța de frecare de-a lungul buzei bandajului:

$$T = \mu_b N$$

unde: μ_b - coeficientul de frecare între șină și buza bandajului.

La o coborâre uniformă a roții (echilibru la limită) ecuațiile de echilibru ale forțelor pe orizontală și pe verticală sunt:

$$Y + T \cos \beta - N \sin \beta \leq 0$$

$$N \cos \beta + T \sin \beta - Q = 0$$

de unde:

$$Y \leq N \sin \beta - T \cos \beta = N(\sin \beta - \mu_b \cos \beta)$$

$$Q = N \cos \beta + T \sin \beta = N(\cos \beta + \mu_b \sin \beta)$$

cu care rezultă:

$$\frac{Y}{Q} \leq \frac{\operatorname{tg} \beta - \mu_b}{1 + \mu_b \operatorname{tg} \beta}$$

care reprezintă criteriul de siguranță împotriva deraierii după Nadal.

Cu $\mu_b = \operatorname{tg} \varphi$ rezultă și forma:

$$\frac{Y}{Q} \leq \operatorname{tg} (\beta - \varphi)$$

unde φ - unghiul de frecare.

Admițând că $\beta = 60^\circ$ și $\mu_b \approx 0,25$, din relația anterioară rezultă:

$$\frac{Y}{Q} \leq 1,0$$

care este criteriul Nadal propriu-zis, azi depășit, deoarece nu ține seama de valoarea reală a lui β și μ_b (de eventuala ungere a buzei bandajului).

Comitetele ORE B55 și B136 admit pentru buze uscate $\mu_b = 0,36$ (coeficientul de frecare fizic) și recomandă pentru raportul Y/Q valorile (Q - sarcina reală pe roata conducătoare) :

$\beta = 60^\circ$	respectiv	70°
$(Y/Q)_{\text{lim}} = 0,85$	respectiv	1,2

Se observă că la scăderea lui „ μ_b ” și creșterea lui „ β ” va crește valoarea limită pentru Y/Q ceea ce contribuie la evitarea deraierii.

Când locomotiva este prevăzută cu instalație de ungere a buzei bandajului se poate obține $\mu_b = 0,05 \dots 0,1$ și la $\beta = 60^\circ$ sau 70° se pot obține valori mai mari pentru Y/Q .

Disciplina TT

7. Limitările forței de tracțiune de către aderență și valoarea coeficientului de aderență

a) Limitarea forței de tracțiune

Forța de tracțiune ca forță exterioară se creează în condițiile existenței unei reacțiuni din partea șinei. Această reacțiune este condiționată de aderență.

În punctul A, numit și centru instantaneu de rotație, rezultă aderența necesară creării reacțiunii F_{o1}' din partea șinei (vezi figura 1).

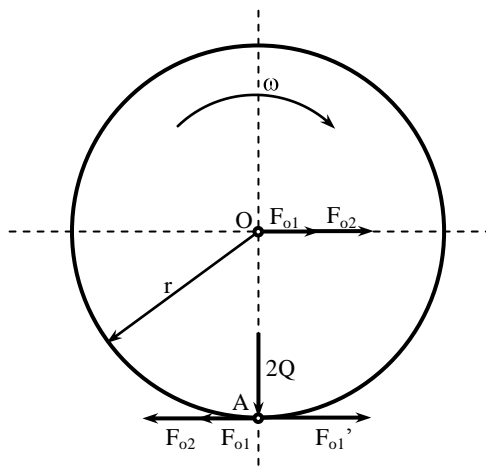


Fig. 1

Dacă mecanicul de locomotivă modifică forța de tracțiune F_{o1} rezultă că se modifică și forța de tracțiune F_{o1}' dar până la o limită determinată de aderență.

Condiția rostogolirii normale a roții pe șină este:

$$F_{o1}' \leq f_a \cdot 2Q, \quad (1)$$

unde: f_a este coeficientul de aderență;

$2Q$ – sarcina pe osie.

Dacă $F_{o1} > F_{o1}'$, atunci aderența roților la șina se strică și în punctul A apare mișcarea relativă, iar coeficientul de frecare f_a se transformă în coeficient de frecare de alunecare $\mu < f_a$. Deci, apare patinarea și mișcarea de accelerație a osiei montate și forța de tracțiune scade.

Dacă se notează $F_{o1} = F_{o1}' + F_{o2}$, dar $F_{o1} = F_{o1}'$ rămâne neechilibrată forța F_{o2} , dar care determină momentul $M_{o2} = r \cdot F_{o2}$ care produce accelerarea mișcării de rotație a roții motoare. Rezultă că o să existe rostogolire + alunecare și forța de tracțiune și viteza scad proporțional cu micșorarea coeficientului de frecare. Accelerând, F_{o1}' se micșorează și F_{o2} crește și dacă rezistența la înaintare a trenului este mare, rezultă că o să existe patinare pură și viteza trenului va fi: $V = 0$ km/h.

Patinarea roților duce la uzura acestora și a șinelor. De aceea se iau următoarele măsuri de contrapatinare:

- sporirea aderenței;
- micșorarea forței de tracțiune până la limita aderenței.

Dacă există deja patinare sporirea aderenței este interzisă deoarece creșterea bruscă a forței de tracțiune dă naștere la șocuri puternice care pot distruge transmisia de pe locomotivă.

Locomotivele moderne au dispozitive de antipatinaj, care în cazul patinării reduc forța de tracțiune sau frânează un timp scurt roțile care patinează până când $F_o \leq f_a \cdot 2Q$, iar $\sum 2Q = G_a$ care este greutatea aderentă a șinei. Rezultă:

$$F_{oL} = f_a \cdot G_a, \quad (2)$$

unde F_{oL} este forța de tracțiune a locomotivei.

Acest fenomen constituie limitarea forței de tracțiune de către aderență, adică la o greutate aderentă dată, forța de tracțiune depinde de coeficientul de aderență ce se poate realiza.

b) Valoarea coeficientului de aderență

În perioada rostogolirii roții pe șină valoarea reală a coeficientului de aderență diferă deoarece în timpul rostogolirii roți pe șină apar puncte de contact care execută o mișcare de rostogolire + alunecare și numai punctele de pe cercul de rulare al roții execută o rostogolire pură.

Datorită maselor suspendate (oscilațiilor acestora), sarcina roții pe șină variază continuu în timpul mersului, iar datorită factorilor perturbatori apare și o alunecare transversală a roții pe șină, rezultând faptul că osia este supusă torsionărilor alternative.

Toate acestea conduc la micșorarea coeficientului de aderență real față de cel fizic, adică:

$$f_a = \alpha \cdot f \quad (3)$$

relație în care: f_a este coeficientul real de aderență;

f – coeficientul fizic de aderență;

α – coeficient subunitar.

Valoarea maximă a coeficientului de aderență ce se poate realiza de o osie motoare fără alunecare este:

$$f_a = \frac{F_{o1max}}{2Q_{min}}, \quad (4)$$

unde: F_{o1max} este forța maximă de tracțiune dezvoltată de o osie;

$2Q_{min}$ – sarcina minimă a osiei pe șină.

F_{o1max} se poate scrie sub forma:

$$F_{ol\max} = (1 + u) \cdot F_{ol} , \quad (5)$$

iar:

$$2Q_{\min} = \gamma \cdot \delta \cdot 2Q_o , \quad (6)$$

în care F_{ol} este forța de tracțiune teoretică dezvoltată de o osie a locomotivei;

u – coeficient de uniformitate al forței de tracțiune;

γ – coeficientul variației dinamice a greutății aderente;

δ – coeficient de utilizare a greutății aderente;

$2Q_o$ – sarcina statică a osiei.

Notând cu: $G_a = \sum 2Q$ – greutatea aderentă a locomotivei și $F_{oL} = \sum F_{ol}$ – forța de tracțiune dezvoltată de locomotivă rezultă că:

$$F_{oL\max} \leq f_a \cdot G_{a\min} \quad (7)$$

adică:

$$(1 + u) \cdot F_{oL} \leq \alpha \cdot f \cdot \gamma \cdot \delta \cdot G_a , \quad (8)$$

rezultă:

$$f_a = \frac{^{(2)}F_{oL} \cdot ^{(8)}}{G_a} = f \cdot \frac{\alpha \cdot \gamma \cdot \delta}{1 + u} . \quad (9)$$

Relația (9) definește dependența matematică dintre factorii care influențează coeficientul de aderență. Această dependență se determină foarte greu prin relații matematice și atunci s-a determinat experimental sub formă de diagrame sau relații empirice pentru diferite tipuri de locomotive.

Astfel de experimente s-au făcut de mulți cercetători pe tipuri de locomotive și în condiții concrete de determinare. Experiențele făcute au arătat că la creșterea vitezei factorul limitativ nu este factorul de aderență, ci puterea motorului de tracțiune care poate fi aplicată pe una din osiile locomotivei.

În baza acestor experiențe s-au desprins o serie de concluzii:

- aderența pe șine curate și ude este la fel ca și pe șinele curate și uscate;
- pe timp de ploaie incipientă sau ceață aderența scade cu 30 %;
- pe șine unsuroase, sau în caz de polei, sau pe șine cu frunze pe ele aderența scade cu 60 %;
- la nisipare aderența crește cu 25 ÷ 30 %;
- aderența nu depinde de sarcina pe osie la creșterea vitezei;
- diametrul roților motoare nu influențează aderența ci suprafața de contact dintre roată și șină.

Iar, ca și concluzie generală se poate spune că coeficientul de aderență se micșorează odată cu creșterea vitezei de mers.

În cadrul experiențelor s-a încercat și curățirea suprafeței șinelor și a roților cu scânteie electrică sau mai recent cu jet de plasmă.

8. Ecuația de mișcare a trenului. Rezistențe care apar la înaintarea trenului

Deplasarea unui tren pe cale se caracterizează prin trei regimuri de funcționare a locomotivei și anume:

- regimul de tracțiune – deplasare trenului se face sub acțiunea forței de tracțiune dezvoltată de locomotivă, forța de tracțiune care se consumă pentru învingerea rezistențelor la înaintare a trenului. Rezultanta forțelor care acționează asupra trenului este: $F_o - R_T$;
- regimul de mers lansat – deplasare trenului se face prin consumarea energiei cinetice acumulate anterior. Rezultanta este: $- R_T$;
- regimul de mers frânat – asupra trenului pe lângă rezistența la înaintare a trenului acționează și forța de frânare. Rezultanta este: $-(R_t + F_f)$.

Toate problemele tracțiunii trenurilor, cum ar fi: stabilirea tonajelor, determinarea vitezelor și a timpilor de mers, rezolvarea problemelor de frânare, alegerea tipului de locomotivă în funcție de caracteristicile secțiilor de remorcă, determinarea consumului de combustibil și de energie electrică etc. se rezolvă cu ușurință dacă se cunoaște relația matematică dintre forțele care acționează asupra trenului în mișcare și accelerația imprimată acestuia, relație numită ca ecuația de mișcare a trenului.

Trenul este compus din mai multe vehicule, de diferite mărimi și greutateți, legate elastic între ele, în compunerea căruia intră mase care execută numai mișcare de translație și mase care execută și mișcare de rotație (osii montate, atacuri de osie, rotoarele mașinilor electrice etc.). asupra trenului în mișcare acționează forța de tracțiune, rezistențele de mers, forțele de frânare și reacțiunile longitudinale dintre vehicule.

Ecuația de mișcare, considerând că forțele longitudinale de întindere și comprimare se anulează reciproc, se deduce din teorema energiei:

$$dE = dL. \quad (1)$$

Efectuând calculele rezultă forma generală a ecuației de mișcare a trenului:

$$\frac{dV}{dt} = \xi \cdot (f_o - r_T - f_f), \quad (2)$$

relație, care în particular are următoarele forme:

- la deplasarea trenului pe un profil oarecare de cale în regim de tracțiune:

$$\frac{dV}{dt} = \xi \cdot (f_o - r_T), \quad (3)$$

- la mers lansat pe un profil oarecare de cale:

$$\frac{dV}{dt} = -\xi \cdot r_T, \quad (4)$$

- la mers cu trenul frânat pe un profil oarecare:

$$\frac{dV}{dt} = -\xi \cdot (r_T + f_f), \quad (5)$$

în care: ξ este accelerația specifică imprimată trenului de către o forță de 1 N/kN în km/h²;

f_o – forța specifică de tracțiune în N/kN;

r_T – rezistența specifică la deplasarea trenului pe un profil oarecare în N/kN;

f_f – forța specifică de frânare în N/kN.

Rezistența specifică variază de la un element de profil al căii la altul, odată cu variația declivităților, a curbilor și a vitezei de circulație.

Pentru simplificarea calculelor de tracțiune se consideră că trenul circulă în aliniament și palier, folosind curbele: $(f_o - r_{ot})(V)$, $r_{ot}(V)$ și $(f_f + r_{ot})(V)$ la care se adaugă sau se scade rezistența specifică datorată declivităților, care nu depinde de viteză.

Rezistențele care intră în calculul ecuației de mișcare a trenului sunt de mai multe feluri și anume:

- rezistențe principale sunt rezistențele întâmpinate de tren la circulația cu viteză constantă în aliniament și palier, care sunt:
 - rezistența datorată frecărilor din lagăre;
 - rezistența datorită rostogolirii roții pe șină;
 - rezistența datorată alunecării roții pe șină;
 - rezistența produsă de șocuri și trepidații;
 - rezistența datorată aerului;
- rezistențele suplimentare - rezistențele întâmpinate de tren la circulația cu viteză constantă în curbe și pe declivități;
 - rezistența datorată declivităților;
 - rezistența datorată curbilor;
- rezistențele datorate inerției – apar în cazul circulației cu viteză variabilă;
 - rezistența datorată inerției;

- rezistența la demaraj.

Deoarece majoritatea rezistențelor întâmpinate de vehicul la deplasarea pe cale sunt proporționale cu greutatea se utilizează rezistențele specifice definite ca rezistență ce se opune la deplasarea unei unități din greutatea vehiculelor.

Rezistența totală a unui tren care circulă cu viteză constantă pe o linie oarecare se calculează cu relația:

$$R_T = (r_{oL} + r_{cL} \pm r_i) \cdot G_L + (r_{oV} + r_{cV} \pm r_i) \cdot G_V, \quad (6)$$

unde: R_T este rezistența totală a trenului pe un profil oarecare de cale în N;

r_{oL} , r_{oV} – rezistența specifică a locomotivei, respectiv a vagoanelor din tren în N/kN;

r_{cL} , r_{cV} – rezistența specifică introdusă de curbă asupra locomotivei, respectiv asupra vagoanelor din tren, în N/kN;

r_i – rezistența specifică a declivităților în N/kN (se utilizează semnul „+” pentru rampe și semnul „-” pentru pante);

G_L , G_V – greutatea locomotivei, respectiv a convoiului de vagoane în kN.

Observație: În calculele de tracțiune se folosește deseori profilul simplificat unde rezistența datorată curbilor se include ca rampă fictivă în rezistența datorată declivităților.

9. Limitarea forței de frânare de către aderență

Odată cu sporirea vitezelor de circulație și a tonajelor, frânarea devine o problemă tot mai importantă.

Forța de frânare este dată de valoarea maximă a forțelor exterioare care acționează asupra trenului, îndreptată în sens contrar mișcării lui.

Frânarea se utilizează fie pentru oprirea trenului în puncte dinainte stabilite, fie pentru reducerea și menținerea constantă a vitezelor pe pante, fie în cazuri de urgență pentru evitarea accidentelor.

Valoarea forței de frânare poate crește de la zero până la valoarea maximă limitată de aderența roții la șină.

Pentru o frânare normală, roata trebuie să se rostogolească pe șină fără alunecare și anume:

$$F_f \leq f_a \cdot G_r, \quad (1)$$

unde: F_f este forța de frânare dezvoltată de o roată;

f_a – coeficientul de aderență dintre roată și șină;

G_r – greutatea aderentă a roții.

Dacă $F_f > f_a \cdot G_r$ șina nu mai este capabilă să rețină roata în rostogolire, se produce blocarea roții, iar deplasarea în continuare se face prin alunecarea roții pe șină (roata merge sanie).

Legătura dintre forța de frânare și cea de aderență poate fi analizată calitativ din figura următoare (figura 1).

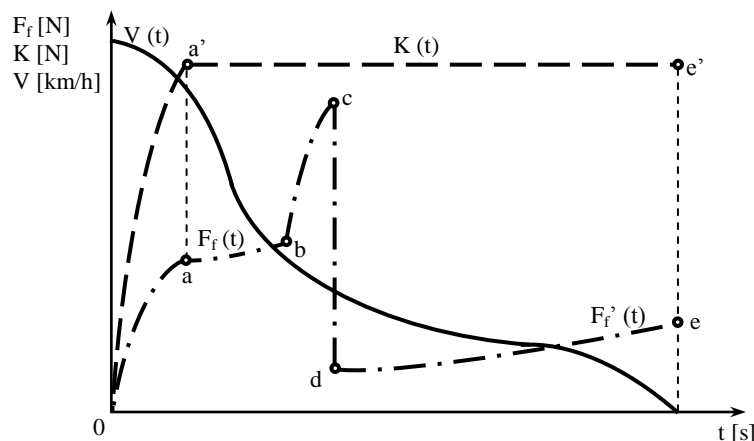


Fig. 1

Pe măsură ce crește forța K , de apăsare a sabotului pe bandaj, are loc o creștere a forței de frânare F_f care atinge valoarea maximă în punctul a, punct care corespunde valorii maxime a forței de apăsare în punctul a'. Deși pe intervalul a'e' forța de apăsare a sabotului rămâne constantă, forța de frânare crește până în punctul b deoarece odată cu scăderea vitezei coeficientul de frecare μ dintre sabot și bandaj crește. În apropierea punctului b forța de frânare este egală cu forța de aderență care începe să fie insuficientă. Prin micșorarea vitezei relative dintre sabot și roată, are loc o creștere a coeficientului de frecare, situație în care forța de frânare crește brusc, zona bc. În punctul c are loc blocarea roții iar frecarea dintre sabot și bandaj se anulează, iar forța de frânare este determinată de alunecarea roții pe șină și scade brusc până în punctul d, aceasta deoarece coeficientul de frecare de alunecare este mult mai mic decât coeficientul de frecare dintre sabot și bandaj.

Blocarea roților la frânare produce uzura anormală a roților și a șinei (apar locuri plane în bandaj). Deci, forța de apăsare a sabotilor pe bandaj nu trebuie să atingă asemenea valori. Pentru evitarea acestui lucru, în timpul frânării, trebuie să fie satisfăcută condiția:

$$\mu \cdot \sum K = f_a \cdot G_a \quad (2)$$

și rezultă ca:

$$\sum K = \frac{f_a}{\mu} \cdot G_a \quad (3)$$

Raportul dintre suma apăsărilor sabotilor pe bandaje și greutatea aderentă a vehiculului definește coeficientul de apăsare al sabotului pe bandaj:

$$\delta = \frac{\sum K}{G_a} \quad (4)$$

iar valoarea maximă a acestuia rezultă din relația:

$$\delta = \frac{f_a}{\mu} \quad (5)$$

Deoarece f_a și μ variază în limite largi în funcție de viteza de circulație, starea șinelor, a bandajelor și a sabotilor (vezi figura 2), valoarea coeficientului de apăsare nu este constantă.

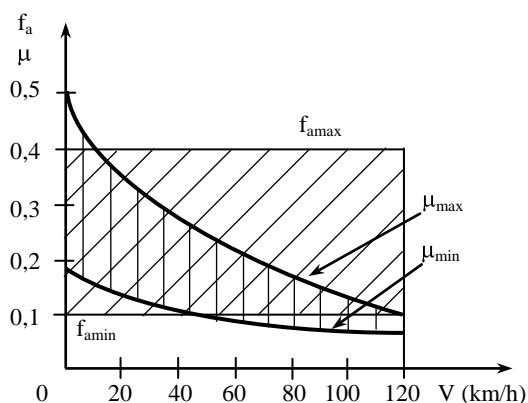


Fig. 2

Pentru a evita blocarea roților, la proiectarea instalațiilor de frână se folosesc valori medii ale coeficientului de apăsare. La vehiculele care circulă cu viteze mici: $\delta < 1$, iar la cele care circulă cu viteze mari: $\delta = 2 \div 2,5$.

Ca să se frâneze eficient vagoanele sunt dotate cu dispozitive pentru frânarea în trepte sau continuă a încărcăturii.

Disciplina MDTF

10. Principiile funcționale ale motoarelor diesel

Întrebare: Care sunt pierderile ce însoțesc arderea combustibilului în motoarele diesel?

Răspuns:

Motorul Diesel este mult mai robust decât motoarele cu explozie și are avantajul că folosește combustibil ieftin: motorina, țigăni sau chiar praf de cărbune.

Transformarea, prin ardere, a energiei chimice a combustibilului E_{comb} în energie termică și mai departe în lucru mecanic (energie mecanică) este însoțită de o serie de pierderi. Prin pierderi se înțelege cota parte din energia eliberată, ca urmare a arderii combustibilului, care nu ajunge la arborele cotit și care astfel nu este transformată în lucru mecanic util.

Considerând 100% energia eliberată prin arderea combustibilului (fig. 1), din aceasta doar 25-40% ajunge la arborele cotit sub forma energiei mecanice utile E_{mecu} (efective), restul fiind necesară pentru acoperirea pierderilor prin:

- gazele de evacuare P_{ev} ;
- fluidul de răcire P_{flr} ;
- frecare P_{fr} ;
- pentru antrenarea organelor auxiliare P_{ma} etc.

Pierderile prin gazele de evacuare și prin fluidul de răcire, cauzate de modul inevitabil în care căldura poate fi transformată în energie mecanică, pot fi reduse prin aplicarea unor soluții constructive și de exploatare optime.

Pierderile prin frecare, la care se adaugă energia mecanică consumată pentru antrenarea organelor auxiliare, sunt pierderi proprii motorului care pot fi reduse prin exploatarea rațională a acestuia.

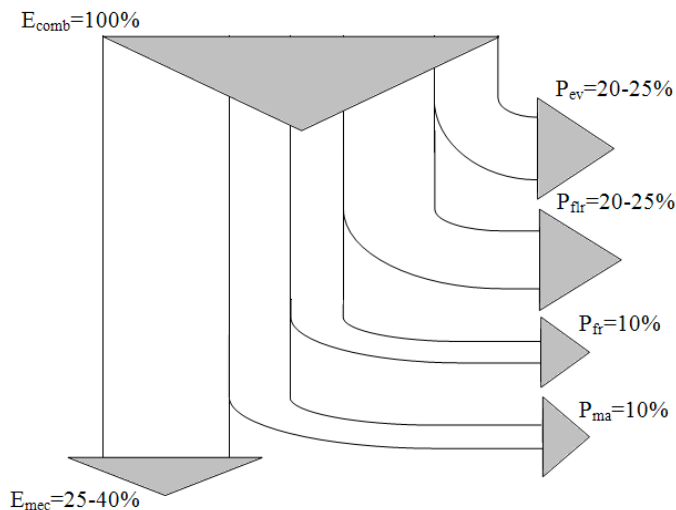


Fig. 1. Schema principală a fluxului de energie într-un motor termic cu piston

11. Componentele motorului diesel

Întrebare: Care sunt cele opt categorii în care sunt grupate componentele motorului diesel?

Răspuns:

În funcție de rolul lor funcțional, componentele motorului diesel sunt grupate în opt categorii:

- *Grupa 1*, ambielajul, cuprinde piesele ce realizează mișcarea de translație și rotație:
 - piston;
 - bolț;
 - segmenti;
 - bielă;
 - arbore cotit;
 - cuplă;
 - transmisie;
 - amortizor.
- *Grupa 2* cuprinde părțile fixe ale motorului:
 - carterul;
 - blocul cilindrilor;
 - chiulasele.
- *Grupa 3* conține elementele distribuției:
 - camele;
 - tacheții;
 - tijele de acționare a tacheților;
 - axul cu came;
 - supapele.
- *Grupa 4* include organele de alimentare cu combustibil:
 - injectorul cu diuzele de injecție;
 - pompa de injecție;
 - mecanismul de injecție.
- *Grupa 5* cuprinde organele de reglare, reprezentate de aparatele necesare pentru comanda unică a motorului ce fac corelarea consumator-producător, asigurând funcționarea motorului în condițiile cerute de exploatare feroviară;
- *Grupa 6* conține sistemul de aspirație;
- *Grupa 7* conține organele de evacuare;
- *Grupa 8* cuprinde instalațiile auxiliare:
 - instalația de alimentare cu combustibil
 - instalația de ungere
 - instalația de răcire
 - instalația de supraalimentare

12. Supraalimentarea motoarelor

Întrebare: *Care sunt sistemele de sporire a puterii motorului după valoarea coeficientului de supraalimentare λ_s ?*

Răspuns:

Sporirea capacității de aer introdus în motor la o presiune de alimentare forțată p_s numită presiune de supraalimentare mai mare decât presiunea atmosferică p_{atm} poartă denumirea de *supraalimentare*.

Criteriul de apreciere a sporirii puterii prin supraalimentare este coeficientul de supraalimentare λ_s exprimat prin raportul:

$$\lambda_s = p_{es}/p_e$$

unde: p_{es} – presiunea medie efectivă la motorul supraalimentat;

p_e – presiunea medie efectivă la aspirația naturală a aceluiași motor.

După valoarea lui λ_s sistemele de sporire a puterii motorului se clasifică în mai multe categorii (fig.2.):

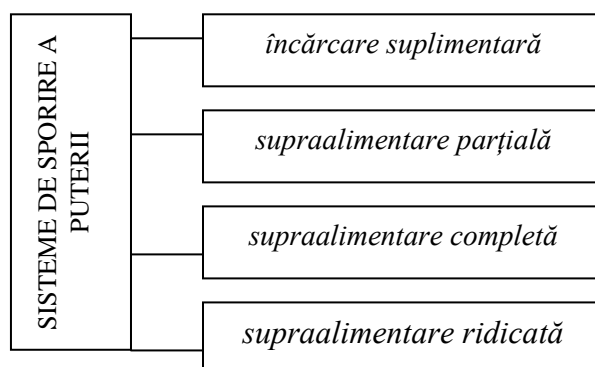


Fig. 2. Sisteme de sporire a puterii motorului

- *încărcare suplimentară* la presiunea atmosferică, realizată printr-un baleiaj cu spălare a camerei de ardere și cu care se va obține:

$$\lambda_s = 1,05 \dots 1,1$$

- *supraalimentare parțială* la care, înafara aerului aspirat din atmosferă, în cilindru se mai introduce și aer la presiunea $p_s = 0,12 \dots 0,14$ Mpa într-un anumit moment al cursei pistonului, obținându-se:

$$\lambda_s = 1,2 \dots 1,4$$

- *supraalimentare completă*, când motorul se alimentează cu aer având presiunea $p_s = 0,13 \dots 0,2$ Mpa, cu care se obține:

$$\lambda_s = 1,3 \dots 2$$

- *supraalimentare ridicată* cu $p_s = 0,2 \dots 0,4$ Mpa, caz în care aerul este comprimat în două trepte și este răcit înainte de introducerea în cilindru, avînd:

$$\lambda_s = 2 \dots 4$$

Se realizează: $p_{es} = 1,2 \dots 2,5$ MPa

Disciplina SMTM

13. Mijloace de transport

Întrebare: Definiția mijloacelor de transport

Răspuns:

Mijloacele de transport sau de circulație sunt mijloace mobile, cu sau fără propulsie, concepute, proiectate, construite și amenajate pentru transportul de persoane sau de bunuri, special destinate să se deplaseze pe o cale de comunicație terestră, navală sau aeriană.

Ele sunt realizate într-o varietate tipodimensională deosebit de mare, în funcție de o serie de factori, cei mai importanți fiind:

- scopul transportului;
- gradul de dezvoltare tehnică și tehnologică;

- posibilitatea aplicării noilor descoperiri din domeniul mecanizării și automatizării;
- impactul asupra mediului etc.

14. Baza tehnico-materială a transporturilor feroviare

Întrebare: *Care sunt componentele bazei tehnico-materiale a transportului feroviar?*

Răspuns:

Baza materială a transportului feroviar cuprinde elementele necesare asigurării deplasării bunurilor și persoanelor, respectiv mijloacele de transport și infrastructura feroviară, în sensul larg al cuvântului.

Mijloacele de transport cuprind mijloacele de tracțiune, locomotive și automotoare, precum și mijloacele tractate, vagoane de marfă și călători.

Elementele ansamblului care formează infrastructura căilor ferate române sunt:

- liniile ferate deschise circulației publice, terenul aferent pe care acestea sunt efectiv construite și terenurile situate de o parte și de alta a axei căilor ferate, necesare exploatarei, în limitele concrete stabilite prin standarde și prin hotărâri ale Guvernului;
- lucrările de artă, poduri, tunele, viaducte și altele asemenea, aferente liniilor ferate deschise circulației publice;
- lucrările geotehnice de protecție și de consolidare, plantațiile de protecție a liniilor ferate și terenurile aferente pe care sunt amplasate;
- instalațiile de siguranță și de conducere operativă a circulației feroviare;
- triajele de rețea ale căii ferate și terenurile aferente acestora;
- instalațiile de electricitate, stațiile de transformare și terenurile aferente acestora;
- instalațiile de telecomunicații care asigură transmiterea informației pentru siguranța și conducerea operativă a circulației;
- clădirile care conțin numai instalații de centralizare, electrificare și telecomunicații feroviare, inclusiv construcțiile de orice fel afectate lor și terenurile aferente;
- dotările care sunt utilizate pentru întreținerea, repararea și modernizarea infrastructurii căilor ferate române.

15. Sistemul de transport feroviar

Întrebare: *Definirea transportului feroviar*

Răspuns:

Transportul feroviar reprezintă orice deplasare de persoane și de bunuri realizată cu vehicule feroviare de către operatorii de transport pe infrastructura feroviară.

Principalele activități de transport sunt:

- întreținerea și repararea infrastructurii feroviare;
- operarea comercială a transportului de marfă și de călători;
- exploatarea comercială a patrimoniului auxiliar.

În majoritatea țărilor, transporturile feroviare de călători au un caracter de serviciu public social. Pentru activitatea prestată, transportul public de călători primește de la bugetul statului sau de la bugetele locale o subvenție conform reglementărilor locale, guvernamentale sau prevederilor contractuale economice. Există o interferență evidentă între sistemele de transport și mediul socio-economic, iar calea ferată este un element vital pentru populație.

Transportul de mărfuri este mai aproape de ceea ce înseamnă un serviciu de producție decât un serviciu public. Influențând direct prețul final al produselor, transportul de marfă reprezintă un serviciu comercial pur, care trebuie tratat ca o afacere.

Disciplina TFRMR

16. Uzura vehiculelor feroviare

Întrebare: *Care sunt categoriile de uzură manifestate la componentele vehiculelor feroviare?*

Răspuns:

Uzura manifestată asupra oricărui produs poate fi de mai multe categorii:

❖ *uzură fizică statică:*

- sub acțiunea agenților exteriori (coroziune);
- ca urmare a modificărilor interne (oboseală).
- are loc indiferent dacă produsul, productiv sau neproductiv, funcționează sau nu.

❖ *uzura fizică dinamică:*

- în timpul funcționării produsului (modificarea rugozității, suprafețelor de contact, dimensiuni, poziției reciproce a pieselor, structuri, caracteristici fizico-nucleare).

❖ *uzura morală prin depreciere valorică:*

- scăderea valorii absolute a produsului ca urmare a apariției altui produs cu performanțe echivalente dar mai ieftin.

❖ *uzura morală prin învechire economică:*

- se apreciază pe baza eficienței economice a produsului, ca urmare a apariției unui produs care asigură eficacitate economică mai mare (productivitate, rata de amortizare mai mare).

17. Condiții pentru apariția uzurilor

Întrebare: *Care sunt tipurile de frecare ce pot duce la uzura componentelor vehiculelor feroviare?*

Răspuns:

Uzura se evidențiază prin modificarea proprietăților suprafețelor, a dimensiunilor și a formei geometrice, precum și prin modificarea proprietăților straturilor superficiale. Procesele care au ca efect uzura elementelor componente ale vagonului, în diferite condiții de funcționare se desfășoară diferit și depind de mulți factori.

Unul dintre cei mai importanți factori îl constituie *frecarea*. Uzura și frecarea sunt fenomene indisolubil legate între ele și sunt condiționate de interacțiunea a două corpuri care își schimbă reciproc poziția în zona de contact.

În funcție de *deplasarea relativă dintre suprafețele în contact* deosebim:

❖ *frecarea de alunecare :*

- una și aceeași zonă sau porțiune a unui element vine în contact cu diferite zone sau porțiuni ale altui element;
- are loc tocirea elementelor.

❖ *frecarea de rostogolire:*

- în mod succesiv, suprafețele unui element vin în contact cu suprafețele altui element;
- are loc strivirea și erodarea.

În unele cazuri, ambele tipuri de frecări au loc concomitent (angrenarea a două roți când frecarea de rostogolire se suprapune peste frecarea de alunecare).

După *grosimea stratului de ungere* și *starea suprafețelor care vin în contact* se deosebesc următoarele tipuri de frecări:

- ❖ *frecarea uscată* care apare în absența stratului de ungere dintre suprafețele în contact ale elementelor (amortizoare cu frecare uscată, cupla automată, ansamblu sabot de frânare – bandaj roată etc.);
- ❖ *frecarea umedă* ce apare atunci când suprafețele elementelor care vin în contact sunt separate printr-un strat de ungere cu o astfel de grosime încât atracția moleculară dintre suprafețele celor două elemente lipsește;
- ❖ *frecarea semiumedă (mixtă)* se manifestă în același timp ca frecarea umedă și limită sau umedă și uscată;
- ❖ *frecarea limită* ce are loc când suprafețele celor două elemente care vin în contact sunt separate printr-un strat de ungere de o grosime neînsemnată ($<0,1$ mm). Proprietățile acestui strat depind de proprietățile unguentului, precum și de natura materialului și starea suprafețelor de contact.

18. Montajul în funcție de gradul de interschimbabilitate a componentelor

Întrebare: *Care sunt metodele de montaj în funcție de gradul de interschimbabilitate a componentelor?*

Răspuns:

În funcție de precizia necesară pentru fabricat, de tipul producției, dotarea tehnică, modul de organizare a producției, precum și din considerente tehnico-economice, se folosește una dintre următoarele metode:

- ❖ *metoda interschimbabilității totale:*
 - se utilizează în condițiile în care orice reper închis în calitate de veriga curentă îndeplinește precizia dată ca veriga de închidere a lanțului de dimensiuni, fără vreo altă ajustare;
 - se aplică doar în cazul producției de masă și serie mare.
- ❖ *metoda interschimbabilității parțiale:*
 - prevede mărirea erorilor prevăzute pentru reperele ce compun ansamblul și ca urmare, un procent oarecare de ansamble poate avea eroarea verigii de închidere mai mare decât cea admisă;
 - procentul rebuturilor este relativ mic și efectul economic, ca urmare a scăderii prețului de cost al reperului compensează cheltuielile pentru rebuturi, motiv ce face utilizabilă metoda.
- ❖ *metoda alegerii reperelor sau a montajului selectiv:*
 - se poate realiza pe perechi de repere sau pe grupe;
 - la alegerea perechilor se aleg acelea care au erorile admisibile economice;
 - alegerea pe grupe presupune sortarea prealabilă a reperelor în limite înguste de erori urmată de asamblarea reperelor din grupă, realizându-se o precizie ridicată a ansamblului.
- ❖ *metoda utilizării compensatorilor sau metoda reglării:*
 - valoarea stabilită a jocului sau strângerii elementului de închidere se realizează prin execuția în clase de precizie necesare și acceptabile

economic pentru celelalte repere ce compun lanțul de dimensiuni la montaj, astfel încât acesta să se închidă;

- transferul preciziei prin repartizarea sa pe mai multe elemente constituie compunerea preciziei unui element care ar implica costuri prea mari.

❖ *metoda ajustării individuale:*

- precizia necesară elementului de închidere, asigurând pentru celelalte elemente precizia corespunzătoare, se realizează prin modificarea dimensiunilor unui reper prin operații simple de lăcătușerie, sau prelucrări mecanice, adaosul îndepărtat fiind determinat prin calcul.
- asigura o precizie ridicată la montaj dar prezintă și o serie de dezavantaje:
 - operații de ajustare cu volum mare de muncă
 - calificarea înaltă a muncitorilor
 - mărirea duratei de realizare a operațiilor
 - murdărirea ansamblului cu elementele îndepărtate la ajustare.

Disciplina SPVF

19. Ecartamentul căii ferate

Ecartamentul căii ferate

Ecartamentul e al unei căi ferate reprezintă distanța dintre suprafețele laterale interioare ale ciupercilor celor două șine, măsurată în aliniament, la 14mm sub punctul superior al șinei (figura 1.4). Această distanță variază în funcție de tipul căii ferate, deosebindu-se trei tipuri de ecartamente:

– ecartament normal, $e = 1435\text{mm}$, introdus la rețelele principale de căi ferate din majoritatea țărilor europene (inclusiv România) și din unele țări de pe alte continente (SUA, Canada, Mexic, China, Japonia etc.);

– ecartament larg, $e > 1435\text{mm}$. Valoarea ecartamentului diferă după țară: în Rusia, Finlanda și Panama $e = 1524\text{mm}$; în Austria și Brazilia $e = 1601\text{mm}$; în Portugalia și Spania $e = 1670\text{mm}$; în Chile și India $e = 1676\text{mm}$;

– ecartament îngust, $e < 1435\text{mm}$, se întâlnește la întreaga rețea feroviară principală a unor țări, la unele linii din această rețea, sau, în special, la liniile de cale

ferată industrială, miniere, forestiere etc. Mărimea ecartamentului îngust variază între 600mm și 1067mm. În țara noastră se întâlnește ecartamentul de 760mm la liniile forestiere sau industriale și de 940mm la unele linii de exploatare minieră.

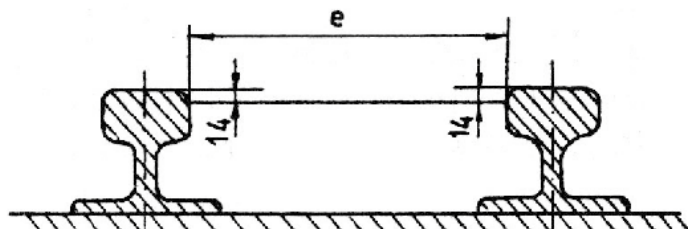


Fig. 1.4

20. Care sunt elementele principale ale boghiurilor și rolul lor

Boghiurile reprezintă structurile portante ale vehiculului prin intermediul cărora se realizează interacțiunea dintre vehicul și cale și folosesc vehiculului pentru ușurarea înscrierii sale în curbe.

Boghiurile suportă greutatea vehiculului și sarcinile utile variabile, conduc vehiculul pe calea elastică și neuniformă, preiau forțele longitudinale de tracțiune și frânare și forțele transversale la mișcarea în aliniament și curbe.

Forțele care apar datorită neregularităților căii și cele provocate de șocuri și oscilații, se transmit prin boghiuri la cutia vehiculului. La rândul său, cutia vehiculului, care posedă un anumit număr de grade de libertate, este deviată din poziția medie de acțiunea diferitelor forțe spațiale și transmite aceste forțe prin boghiuri la cale.

Boghiul în interacțiune cu calea și sistemul de legătură cu șasiul (cutia) determină în mod practic toate caracteristicile de rulare ale vehiculului, siguranța în mers, confortul pentru călători, pentru personalul de deservire și în sensul figurat al cuvântului și pentru mărfurile transportate, caracteristicile de tracțiune și de frânare, efectele statice și dinamice ale vehiculului asupra căii.

Excluzând circuitul de forță, boghiul este ansamblul cel mai solicitat și de aceea i se acordă o mare atenție la construcția vehiculelor și cea mai mare supraveghere în exploatare. De aceea, boghiul reprezintă partea mecanică a vehiculului cea mai interesantă, care trebuie să fie cât mai perfectă, caracterizând vehiculul, de obicei, mai mult decât celelalte părți mecanice ale lui.

Boghiurile vehiculelor feroviare trebuie să îndeplinească următoarele condiții generale:

- siguranță în exploatare;
- calitatea mișcărilor în direcțiile necesare;
- efecte dinamice mici ale vehiculului asupra căii;
- greutate mică;
- simplitatea construcției, adică alegerea unor forme constructive a întregului boghiu cât și ale diferitelor elemente componente, care să simplifice construcția, montajul și întreținerea boghiului (nu însă în dauna calității și a indicilor tehnici);
- accesibilitate pentru examinarea și supravegherea funcționării tuturor subansamblurilor și organelor mai importante ale boghiului;
- asigurarea unei montări și demontări cât mai rapide și ușoare a tuturor pieselor supuse uzurii, repararea cu ușurință a acestor organe, precum și posibilitatea efectuării unor reparații directe asupra boghiului montat la vehicul;
- un preț de cost minim al execuției, atât a întregului boghiu cât și a tuturor subansamblurilor lui.

Elementele principale ale unui boghiu sunt :

a) **Osia montată**. Este constituită, în forma ei cea mai simplă, dintr-o osie și două roți calate pe aceasta.

Osia montată trebuie să asigure următoarele funcții:

- susținerea vehiculului;
- asigurarea rulării lui;
- ghidarea pe cale;

- frânarea vehiculului în interacțiune cu instalația de frânare și calea de rulare;

- propulsia, la vehiculele motoare (în acest caz osia se numește osie montată motoare sau pe scurt osie motoare).

Osia montată reprezintă subansamblul care contribuie, în primul rând, la siguranța circulației atât din punctul de vedere al rezistențelor mecanice, cât și în ceea ce privește conducerea vehiculului pe cale și evitarea deraierilor, și ca atare este cel mai amănunțit definit prin prescripții și standarde referitoare la dimensiuni, materiale, calcule și procese de fabricație. Totuși osia montată este în continuă evoluție în direcția micșorării greutateii și a unei echilibrări dinamice mai bune. Aceste direcții de evoluție au drept scop îmbunătățirea mersului vehiculului, micșorarea efectelor dinamice ale vehiculului asupra căii și a căii asupra vehiculului, mai ales în cazul vitezelor mari, și micșorarea rezistențelor de mers.

b) **Cutia de osie** (cutiile de unsoare) este subansamblul care face legătura între osia montată și restul vehiculului. Ea îndeplinește următoarele funcții:

- constituie punctele de sprijin ale vehiculului pe osie, transmitând greutatea acestuia la osii;

- asigură legătura între piesele aflate în rotație (osiile montate) și piesele fixe (rama boghiului sau șasiul cutiei);

- asigură menținerea osiilor în poziția necesară față de rama boghiului (sau față de șasiul cutiei);

- asigură comportarea normală a fusului osiei în timpul mersului, protejând lagărul și fusul împotriva umezelii, prafului sau altor corpuri străine.

c) **Ghidajele cutiilor de osie** fac legătura între cutiile de osie și rama boghiului. La unele construcții ghidajele cutiilor de osie nu constituie subansambluri de sine stătătoare, făcând parte din rama boghiului.

Îndeplinesc următoarele funcții:

- ghidează cutia de osie în plan vertical;

- limitează deplasarea transversală și longitudinală a osiei montate față de rama boghiului;

- preiau și transmit forțele longitudinale și transversale între cutia de osie și rama boghiului.

Ghidajele cutiilor de osie influențează uzura bandajelor, uzura șinelor și rezistențele de mers.

d) **Suspensia**, constituie totalitatea elementelor elastice intercalate între osiile vehiculului și rama boghiului cât și între rama boghiului și cutia vehiculului. Are rolul de a evita preluarea directă de către vehicul a șocurilor provocate de neregularitățile căii de rulare și de distribuire a sarcinilor pe osii în așa fel încât să se realizeze sarcini cât mai uniforme pe osie.

Partea din vehicul care se sprijină pe arcuri poartă denumirea de construcție suspendată (sau partea suspendată a vehiculului). Osiile montate la majoritatea vehiculelor constituie mase nesuspendate.

Suspensia vehiculului trebuie astfel concepută și realizată încât să satisfacă, în principal, multe din condițiile impuse boghiurilor, ca de exemplu siguranța contra deraierii, calitatea de mișcare care să asigure efecte dinamice mici ale vehiculului asupra căii, caracteristici de aderență bune etc.

e) **Rama boghiului** îndeplinește, mai ales, funcția elementului portant și de legătură între diferitele subansambluri ale boghiului și șasiul vehiculului. Ea însumează, preia și transmite forțele longitudinale, transversale și verticale între osiile montate și șasiul cutiei.

f) **Sistemul de legătură dintre cutie și boghiuri** reprezintă totalitatea elementelor prin care se asigură legătura dintre cutie și fiecare boghiu.

Acest sistem trebuie să îndeplinească următoarele funcții de bază:

- să asigure rotirea în plan orizontal a boghiurilor față de cutie la circulația în curbe;
- să preia și să transmită forțele orizontale între cutie și rama boghiului;
- să preia de la cutie și să transmită la rama boghiului sarcinile verticale și să asigure repartizarea uniformă a sarcinilor statice pe roți și abateri cât mai mici de la această repartizare în regim de tracțiune și de frânare;
- să asigure stabilitatea ansamblului cutie-boghiu.

g) **Instalația de frânare** este necesară pentru:

- oprirea trenului (vehiculului) în limitele stabilite ale spațiului de frânare;
- reducerea parțială a vitezei;
- menținerea vitezei trenului la coborârea pantelor;
- imobilizarea trenului (a vehiculului) după oprirea lui.

În primele două cazuri, în procesul de frânare se disipează energia cinetică a trenului înmagazinată la accelerarea lui. În al treilea caz se disipează energia potențială, înmagazinată la urcarea unei rampe iar în ultimul caz rolul frânei constă în împiedicarea mișcării din loc care ar putea fi provocată de factori

externi (asigurarea staționării în pantă, staționării în palier pe vânt puternic etc.).

Instalația de frânare, care este de mult generalizată la vehiculele feroviare constă din frâna mecanică acționată cu aer comprimat. Instalația se compune din două părți principale: timoneria de frână și partea pneumatică. Timoneria de frână este compusă dintr-un ansamblu de leviere și bare, acționate de tija (tije) cilindrilor de frână și care asigură în final forța de apăsare a saboților pe roți. Partea pneumatică conține elemente cum ar fi: cilindrul de frână, distribuitorul, conducte, acuplări elastice etc., adică elemente prin care circulă aerul comprimat

Asigurarea spațiului necesar de frânare devine o problemă tot mai grea odată cu creșterea vitezelor de mers. Aceasta se explică prin aceea că la creșterea turației osiei, coeficientul de frecare a saboților de frână din fontă se micșorează brusc, iar forța de apăsare a saboților este limitată de pericolul blocării roților. De asemenea, la creșterea forței normale de apăsare, se mărește uzura saboților și crește pericolul de rotire a bandajelor pe centrul de roată.

h) **Dispozitivul de cuplare a boghiurilor** este întâlnit numai la vehiculele motoare.

În funcție de modul de transmitere a forței e tracțiune de la obada roților motoare la tren și a condițiilor de interacțiune dintre cele două boghiuri, cuplarea lor se poate realiza astfel încât cupla de legătură să participe sau nu la transmiterea forțelor longitudinale (de tracțiune și de frânare). În cazul în care boghiurile sunt prevăzute cu o cuplă care nu transmite forțe de tracțiune și de frânare, aparatele de legare-tracțiune și ciocnire se montează pe șasiul cutiei, iar sistemul de legătură dintre cutie și boghiu trebuie să asigure transmiterea acestor forțe de la fiecare boghiu la cutie.

Oricare ar fi funcțiile cuplei și variantele constructive de realizare, dispozitivul de cuplare trebuie să asigure rotirea în plan orizontal a boghiurilor (în jurul unei axe verticale) și rotirea lor în jurul unei axe transversale respectiv longitudinale orizontale. Aceste condiții sunt impuse de circulația prin curbe și de neregularitățile căii.

Boghiurile care nu sunt cuplate între ele poartă denumirea de boghiuri libere (cazul vagoanelor).

i) **Acționarea osiilor**, la boghiurile motoare, reprezintă totalitatea elementelor prin care se realizează legătura cinematică și dinamică între motorul electric de tracțiune sau între reductor-inversorul de mers al transmisiei hidraulice, pe de o parte, și osiile motoare, pe de altă parte.

În cazul general, acționarea osiilor se compune dintr-un sistem de arbori, articulații, elemente elastice și un reductor.

Motorul electric (sau reductor-inversorul de mers de la ieșirea din transmisia hidraulică), acționarea osiei și osia constituie un ansamblu complex, în care parametrii fiecărui agregat se condiționează reciproc.

21. Care sunt elementele osiei montate cu descrierea profilului periferic al roților, roți cu bandaje și roți monobloc

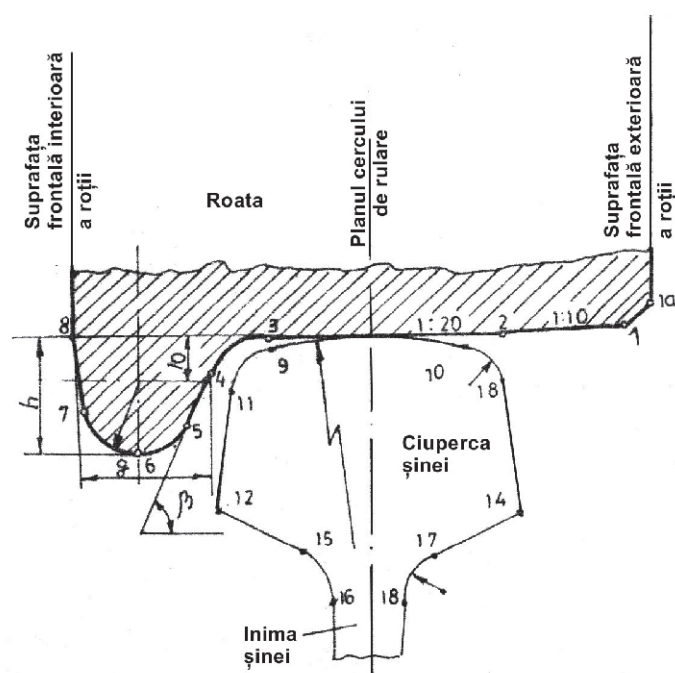
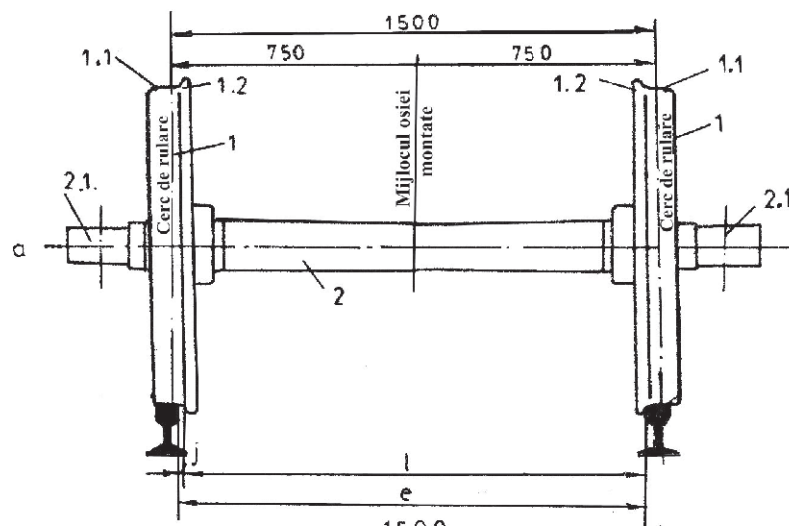


Fig. 3.2

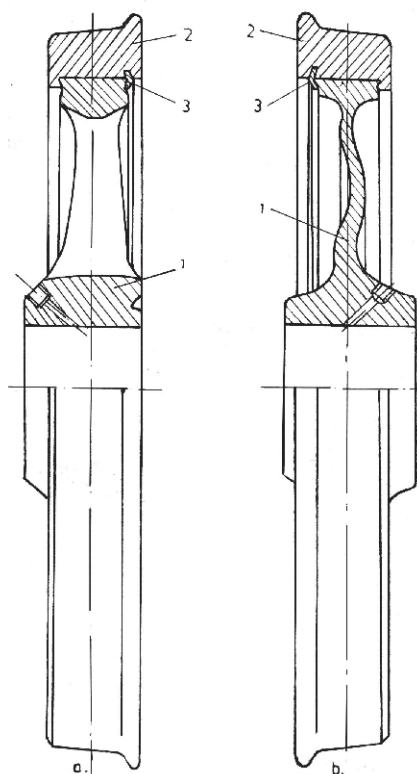


Fig. 3.5

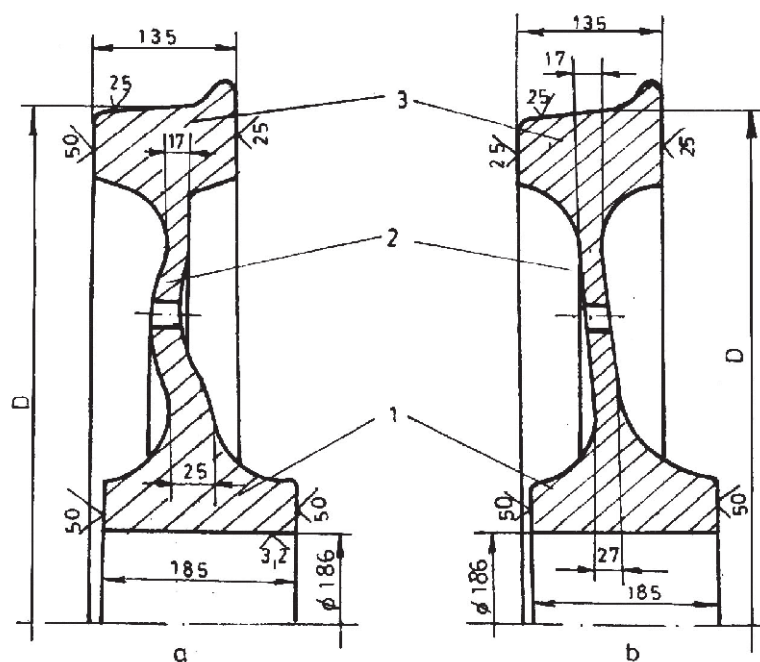


Fig. 3.13

22. Regimurile de calcul ale osiilor

Osiile montate ale vehiculelor de cale ferată sunt solicitate în timpul exploatării de un sistem complex de forțe spațiale, statice și dinamice. În afara de acestea, elementele osiei montate mai suportă și forțele de compresiune care apar în procesul de fabricație (presarea sau fretarea osie și

fretarea bandajului dacă roata este cu bandaj)).Determinarea acestui complex de forțe se efectuează pentru regimurile de mers la care se calculează osia.Pentru osiile libere este suficient sa se efectueze un calcul pentru viteza maximă.

Pentru vehiculele motoare, forțele introduse de acționarea osiilor sunt maxime la demaraj, iar forțele dinamice pe roată sunt relativ mici. În schimb, la circulația cu viteza maximă, forțele introduse de acționarea osiilor sunt relativ mici, iar forțele dinamice sunt mari.

La o frânare complexă de la viteza maximă, apar atât forțe dinamice cât și forțe de frânare mari împreună cu alte valori ale încărcărilor și descărcărilor osiilor decât cele care apar la vehiculul în regim de tracțiune, astfel că nu se poate anticipa în care din cele trei regimuri de mers apar solicitările cele mai mari.

De aceea, este necesar ca pentru osiile motoare calculul să se efectueze pentru următoarele regimuri de exploatare:

- a) demaraj la forța maximă de tracțiune;
- b) mers cu viteza maximă în regim de tracțiune;
- c) frânare de la viteza maximă.

Pentru dimensionarea statică a osiilor vehiculelor feroviare, după stabilirea sarcinilor exterioare ce acționează asupra osiei în fiecare din regimurile de calcul, se determină reacțiunile verticale Q_{11} și Q_{12} din punctele de contact ale roților cu șinele și reacțiunile orizontale T_{11} și T_{12} din fusuri, se trasează diagramele momentelor încovoietoare în plan vertical și orizontal și momente de torsiune (dacă osia este motoare) apoi se calculează tensiunile echivalente cu o teorie de rezistență care trebuie să fie mai mici decât cele admisibile. În plus se verifică și rezistența la oboseală a acestora.

Disciplina CEV

23. Principalii parametri ai vagoanelor de marfă

Totalitatea vagoanelor din evidenta caii ferate formeaza parcul inventar. Acesta se împarte în:

- parcul activ – totalitatea vagoanelor în stare de functionare aflate pe caile ferate;
- parcul inactiv - totalitatea vagoanelor care, din diverse motive, nu pot fi utilizate.

Parametrii absoluți care caracterizează constructiv vagoanele sunt:

1. Tara vagonului T- greutatea proprie a vagonului neîncărcat. Micșorarea tarei reprezintă una dintre problemele cele mai importante pentru proiectanții vagoanelor de marfă. O tară mai redusă duce la scăderea sarcinii normale pe osie $2Q$, ceea ce conduce la creșterea

durabilității șinelor, roților, saboților de frână, lagărelor și altor elemente din componența vagonului de marfă. Rezistența la înaintarea vagonului de asemenea scade odată cu reducerea tarei. În acest fel se poate dezvolta o viteză de mers mai mare. Micșorarea tarei se poate realiza prin două modalități constructive și de proiectare:

- absolută- prin modificarea volumului, capacității de încărcare sau lungimii vagonului
- relativă- prin modificarea parametrilor specifici și prin utilizarea unor materiale ușoare în special la construcția boghiurilor și cutiei.

2. Capacitatea de încărcare a vagonului G – cantitatea de tone marfa ce se poate încarca, în medie, într-un vagon din parc. Se obține prin raportarea capacității de încărcare a vagoanelor din parc la numărul de vagoane convenționale sau fizice din parc. Reprezintă, de fapt, sarcina utilă maximă a fi transportată cu vagonul respectiv. Creșterea capacității de încărcare duce la creșterea productivității transportului.

3. Numărul de osii montate n_0 care respectă relația
$$n_0 = \frac{G+T}{2Q}$$

4. Volumul cutiei V

5. Suprafața podelei S

6. Rulajul vagonului – timpul care se scurge între două încărcări succesive ale aceluiași vagon. Se determină ca raport între parcul activ al vagoanelor și activitatea rețelei (vagoanele încărcate în regională și cele primite încărcate de la regionalele vecine);

7. Cursa totală a vagonului - distanța parcursă de un vagon între două încărcări consecutive. Este alcătuită din:

- cursa medie a vagonului efectuată în stare încărcată – distanța parcursă de vagon în timpul rulajului în stare încărcată;
- cursa efectuată în stare goală sau cursa parcursului gol - caracterizează gradul de circulație a vagonului în stare goală și se determină ca raport între parcursul gol și parcursul total al vagonului.

8. Încărcătura statică a vagonului – gradul de utilizare a capacității vagonului și se exprimă în tone marfa care revin pentru fiecare vagon în parte;

9. Încărcătura dinamică a vagonului – gradul de utilizare a capacității vagonului ținând seama și de distanța pe care se efectuează transportul;

10. Parcursul mediu zilnic al vagonului – numărul de kilometri pe care îi parcurge un vagon într-o zi și se determină ca raport între cursa totală și rulajul vagonului;

11. Productivitatea sau randamentul vagonului – volumul de tone nete km realizate de un vagon din parcursul de vagoane, într-o perioadă dată.

Parametrii specifici care caracterizează constructiv vagoanele sunt:

1. Coeficientul de utilizare a capacității de încărcare a vagonului – gradul de utilizare a capacității de încărcare a vagoanelor din parc. Se obține prin raportarea încărcăturii statice la capacitatea de încărcare a vagonului;
2. Coeficientii de tară

2.1. Coeficientul tehnic de tară $k_T = \frac{T}{G}$ caracterizează economicitatea vagonului.

Vagoanele de marfă pe două osii au un coeficient tehnic de tară mai scăzut decât cele pe patru osii, în schimb vagoanele pe patru osii prezintă alte avantaje cum ar fi o sarcină pe osie 2Q redusă la jumătate la aceeași sarcină de transportat.

2.2. Coeficientul de încărcare a tarei care reprezintă raportul dintre greutatea proprie a vagonului și capacitatea efectivă de încărcare a acestuia, $k_i = \frac{T}{\lambda G} = \frac{T}{G_{ef}}$. Coeficientul de utilizare a capacității de încărcare λ reprezintă raportul dintre greutatea efectivă a încărcăturii și capacitatea de încărcare $\lambda = \frac{G_{ef}}{G}$.

2.3. Coeficientul de exploatare a tarei care ține seama de rulajul în stare încărcată sau parțial descărcată și se definește ca $k_e = \frac{T(1 + \beta)}{G_{din}}$ unde :

$$\beta - \text{coeficientul de rulaj în gol, } \beta = \frac{Nr_{kgol}}{Nr_{kmincarcat}}$$

G_{din} -sarcina dinamică medie pe vagon

Reducerea ponderii greutatii proprii a vagonului in greutatea totala prezinta importanta in procesul cresterii eficientei economice si imbraca doua aspecte:

- reducerea tarei vagonului prin proiectarea si executia acestuia;
- reducerea ponderii greutatii proprii in totalul greutatii prin cresterea greutatii incarcaturii.

În cazul în care se asigură o utilizare completă a capacității de încărcare și se elimină parcursul în gol, adică $\lambda=1$ și $\beta=0$, va rezulta $k_e=k_i=k_T$. În general, $k_e>k_i>k_T$. Se recomandă ca k_T să aibă o valoare minimă iar k_i și k_e să fie apropiați de k_T ceea ce semnifică vagoane de marfă ușoare și care pot transporta orice tip de marfă, deci cu caracter universal.

3. Volumul specific care se definește ca raportul dintre volumul geometric al cutiei V și capacitatea de încărcare G : $V_0 = \frac{V}{G}$. Acest parametru specific se poate exprima și în funcție

de φ -coeficientul de utilizare al volumului și volumul încărcăturii V_i : $\varphi = \frac{V_i}{V}$ deci $V_0 = \frac{V_i}{\varphi G}$.

4. Suprafața specifică exprimată prin relația $S_0 = \frac{S}{G} = \frac{V}{HG} = \frac{V_i}{\varphi HG}$, unde H -înălțimea de încărcare utilă.

Volumul specific și suprafața specifică influențează coeficientul tehnic de tară k_T al vagonului. Astfel, dacă se notează cu T_1 tara plăcilor componente ale cutiei, T_2 -tara ecipamnetului de rulare și cu k -coeficient de proporționalitate, rezultă $T=T_1+T_2=kV+T_2$ deci $k_T = \frac{T}{G} = \frac{kV+T_2}{G} = kV_0 + T_2 \frac{V_0}{V}$. Pentru vagoanele platformă $k_T = kS_0 + T_2 \frac{S_0}{S}$.

Din ultimele două expresii se constată că o creștere a lui V_0 respectiv S_0 duce la o creștere a lui k_T . Odată cu creșterea lui V_0 respectiv S_0 va crește și λ (chiar mai accentuat).

24. Criteriile de calitate ale frânelor moderne

Ca urmare a sporirii tonajelor remorcate și a vitezelor de mers și pentru o întreținere mai ușoară și mai economică au apărut o serie de perfecționări în domeniul frânării trenurilor, realizându-se sisteme de frânare de o mare diversitate.

Apariția acestor noi tipuri de frâne a determinat UIC să elaboreze prescripții îmbunătățite pentru trenurile de marfă și călători care circulă în traficul internațional. Aceste prescripții sunt cuprinse în fișa ERRI 540 și sunt următoarele:

- frâna să fie automată;

- presiunea normală de regim este de 5 daN/cm^2 , frâna trebuie să funcționeze și la o reducere sau creștere a acestei presiuni cu până la 1 daN/cm^2 ;
- frâna să fie gata de funcționare și slăbită când presiunea de regim este stabilită. Frânarea să se realizeze prin scăderea presiunii din conducta principală, iar defrânarea prin creșterea presiunii. Se admite ca slăbirea completă a frânei să se poată produce înainte ca presiunea din conducta generală să fi atins valoarea de regim. De asemenea, frâna nu trebuie să revină în poziția de alimentare atât timp cât presiunea din cilindrul de frână va fi mai mare sau egală cu $0,3 \text{ daN/cm}^2$. Pe de altă parte frâna va trebui să revină în poziția de alimentare (gata de a intra în acțiune) cel mai târziu când presiunea din conducta generală a atins valoarea de $4,85 \text{ daN/cm}^2$;
- frâna trebuie să fie moderabilă la frânare și defrânare. Trebuie să permită executarea frânărilor rapide;
- presiunea maximă din cilindrul de frână ($3,8 \text{ daN/cm}^2$) trebuie să se realizeze la o scădere a presiunii de regim cuprinsă între: $1,3 \dots 1,6 \text{ daN/cm}^2$;
- frâna trebuie să fie astfel construită ca prin intermediul unui dispozitiv să asigure frânarea proporțională cu încărcătura;
- frânele să fie nepuizabile;
- frânele să facă posibilă coborârea pantelor lungi și pronunțate;
- viteza de propagare a frânării la frânările rapide efectuate de la presiunea de regim să fie de cel puțin 250 m/s ;
- acțiunea frânării trebuie să se propage până la ultimul vehicul (maxim 200 de osii la marfă și 80 de osii la călători) dacă se realizează în conducta generală o scădere de presiune de $0,3 \text{ daN/cm}^2$ oricare ar fi compunerea trenului;
- treapta I de frânare, adică dezvoltarea rapidă a apăsării saboturilor în procente din apăsarea maximă este de 10 %;
- timpul de umplere a cilindrului de frână la o frânare rapidă trebuie să fie de $30 \dots 40 \text{ s}$ la marfă, respectiv $3 \dots 5 \text{ s}$ la călători (la frânarea trenurilor de călători încărcate se admite $3 \dots 6 \text{ s}$);
- timpul de golire a cilindrului de frână al unui vagon este: $15 \dots 20 \text{ s}$ la călători, $45 \dots 60 \text{ s}$ la marfă;
- timpul maxim admis pentru defrânarea garniturii este de 25 s la călători și 70 s la marfă.