

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. NICOLAE NEGUȚ

OPTIMIZAREA DEMARAJULUI LOCOMOTIVELOR CU
TRANSMISIE HIDRAULICĂ

- Teză de doctorat -

Conducător științific

Prof. univ. emerit ing. IOAN ZĂGANESCU

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

- 1987 -

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
B 526.225	
Volume	357 +
Colep	1.0

I N T R O D U C E R E

Transportul pe calea ferată are un rol deosebit în dezvoltarea multilaterală și armonioasă a tuturor ramurilor economiei naționale.

Perfecționarea materialului rulant de cale ferată a fost orientată în direcția măririi vitezelor de circulație, a puterilor și tonajelor remorcate, a reducerii greutateii și îmbunătățirii confortului călătoriei.

Utilizarea cât mai completă a puterii instalate ar necesita conducerea trenurilor în așa fel încît locomotivele să dezvolte forțe de tracțiune la obadă egale cu caracteristicile limită. Dacă acest lucru s-ar realiza și în domeniul pornirii sau al vitezelor mici de circulație avantajul aparent al demarării trenurilor în timpul cel mai scurt ar avea o serie de dezavantaje. Dintre acestea nedorită este pierderea aderenței dintre roți și șine ce determină patinaje și solicitări dinamice deosebit de mari care pot duce la scoaterea din funcțiune a locomotivelor, lucru constatat în exploatarea necorespunzătoare a unor locomotive diesel-hidraulice.

Măsuri pentru micșorarea riscului apariției patinajelor și pentru conducerea rațională a locomotivelor în perioada de demaraj sînt absolut necesare.

Documentele de partid arată că "în domeniul căilor ferate obiectivul principal al cercetării științifice va trebui să fie introducerea sistemelor moderne de dirijare cu ajutorul calculatoarelor și instalații perfecționate de automatizare a circulației".

De aceea optimizarea conducerii trenurilor pe baza unui program de mers automatizat care să înlocuiască comanda manuală efectuată după priceperea și experiența mecanicului de locomotivă este deosebit de importantă.

În această direcție teza de doctorat, rezultat al cercetării personale de mai mulți ani, aduce o modestă contribuție.

Alegerea subiectului tezei de doctorat o datorez distinsului meu dascăl și conducător științific - profesor universitar emerit inginer Ioan Zăgănescu sub a cărui deosebit de exigentă îndrumare am efectuat primele cercetări, am scris primele rîn-

duri care s-au tipărit, precum și marea majoritate a lucrărilor științifice publicate din toate capitolele tezei. Spre Domnia Sa se îndreaptă gândurile și mulțumirile mele de permanentă recunoștință.

x

x x

Este de datoria mea să aduc și pe această cale mulțumiri tuturor aceluia care m-au ajutat la elaborarea lucrării:

Biroului comitetului de partid și conducerii facultății de mecanică din cadrul I.P. "TV".T. care mi-au creat condiții pentru definitivarea și redactarea tezei.

Cadrelor didactice de la secția de material rulant din Timișoara, foștii mei profesori, care pe tot parcursul activității la doctorat, cu multă competență și amabilitate profesională, m-au ajutat esențial în rezolvarea tezei.

Cadrelor didactice de la catedra de material rulant din București care, în cadrul specializării efectuate, sau prin corespondența purtată, m-au sprijinit în elucidarea multor probleme.

Conducerii institutului și cercetătorilor de la "ICPT" București care în etapele de documentare mi-au pus la dispoziție cercetările personale și mi-au permis să folosesc pentru încercări aparatura complexă de măsură și înregistrare.

Constructorilor de locomotive sau componente ale acestora de la "23 August" București, "Hidromecanica" Brașov, "ICM" Reșița pentru toată colaborarea și sprijinul acordat, fără care rezolvarea tezei nu ar fi fost posibilă.

Specialiștilor de la centrul de calcul al I.P. "TV".T. pentru ajutorul dat în utilizarea calculatoarelor electronice.

Conducerii catedrei și colegilor din catedra de mecanică și rezistența materialelor pe care i-am simțit alături de preocupările mele în toți acești ani.

Celor care, cu multă grijă, răbdare și atașament, m-au sprijinit în realizarea materialului grafic și dactilografierea tezei de doctorat.

Capitolul 1

CARACTERISTICI LIMITA DE TRACȚIUNE

Performanțele unei locomotive depind de mărimea forței de tracțiune pe care o poate dezvolta la obada roților motoare.

Forța de tracțiune însă este limitată de (v.fig.1-1):

- aderența roților cu șinele care determină caracteristica forței de tracțiune limitată de aderență: $F_a(v)$;
- puterea disponibilă a motorului termic căreia îi corespunde forța de tracțiune limitată de motor: $F_{lm}(v)$ sau $F_o(v)$.

Pentru puterea disponibilă maximă a motorului această limită este denumită caracteristica forței de tracțiune ideală;

- viteza maximă: v_{max} .

După cum precizează prof.I.Zăgănescu [169,pag.108] și prof.Al.Popa [119,pag.67] un vehicul de tracțiune are performanțe ridicate în cazul în care caracteristicile forței de tracțiune pe care le realizează se apropie de caracteristicile limită de tracțiune prezentate mai sus.

În cele ce urmează se determină și se analizează aceste caracteristici limită.

1.1. Forța de tracțiune limitată de aderență la demaraj

Evoluția tehnică a vehiculelor de tracțiune feroviară a însemnat realizarea de unități cu puteri instalate tot mai mari și cu viteze de circulație sporite.

O problemă nerezolvată a rămas posibilitatea utilizării în exploatare a întregii puteri instalate mai ales la demaraj, fenomenul de aderență constituind limita principală a măririi forței de tracțiune.

Atîta timp cît puterea motorului a fost limitată, aderența nu a constituit un impediment, lucru reconsiderat în ultimul timp cînd puterile specifice au tendința de a depăși 3 KW/KN, după cum menționează profesorul I.Zăgănescu în [169,pag.21].

Forța de tracțiune determinată de aderență:

$$F_a = \mu \cdot G_a \quad (1.1)$$

are aceeași lege de variație în funcție de viteză ca și coeficientul de aderență μ , la o greutate aderență, G_a , dată a ve-

hiculului motor.

În figura 1-1 este ilustrat modul în care forța de tracțiune este limitată de aderență la viteze mici de circulație.

1.1.1. Coeficientul de aderență

Preocuparea cercetătorilor pentru determinarea coeficientului de aderență este veche, investigații experimentale realizându-se încă din secolul trecut (v.fig.1-2).

Incercări laborioase au fost efectuate de Curtius și Kniffler în Germania în perioada 1943-1944 și de către Institutul de cercetări TNII-MPS în URSS.

Curtius a situat curba de utilizare practică a coeficientului de aderență în apropierea limitei inferioare a plajei reprezentând aderența șinelor uscate (fig.1-3).

Se remarcă faptul că această curbă de aderență utilizată de multe administrații de cale ferată [160, pag. 625] nu diferă prea mult de una din primele curbe de aderență cunoscute, cea prezentată în 1852 de Poirée (v.fig.1-2).

În [169, pag. 25] profesorul I. Zăgănescu arată că: "S-a constatat însă că formula lui Curtius-Kniffler nu este universal valabilă. Presupunerea că odată cu creșterea vitezei coeficientul de aderență scade nu este confirmată de ultimele experiențe complexe efectuate de EMD of General Motors. Cu toate acestea criteriul Curtius-Kniffler dă valorile cele mai apropiate de condițiile din exploatarea curentă și este frecvent utilizat la proiectarea locomotivelor diesel".

În ultimul timp cercetările în domeniul aderenței au avut o evoluție deosebită, astfel [160]:

- s-a aprofundat fenomenul fizic al aderenței,
- s-au analizat diferiți factori care influențează aderența,
- s-a studiat legătura dintre aderență și alunecarea sau patinarea osiilor montate,
- s-au găsit mijloace noi pentru o mai bună utilizare a aderenței,

- s-au aplicat metodele statisticii matematice pentru interpretarea rezultatelor cercetărilor teoretice și experimentale.

E x p l i c a r e a f i z i c ă a aderenței și a factorilor care o influențează constituie o problemă tratată deosebit de frecvent în literatura de specialitate.

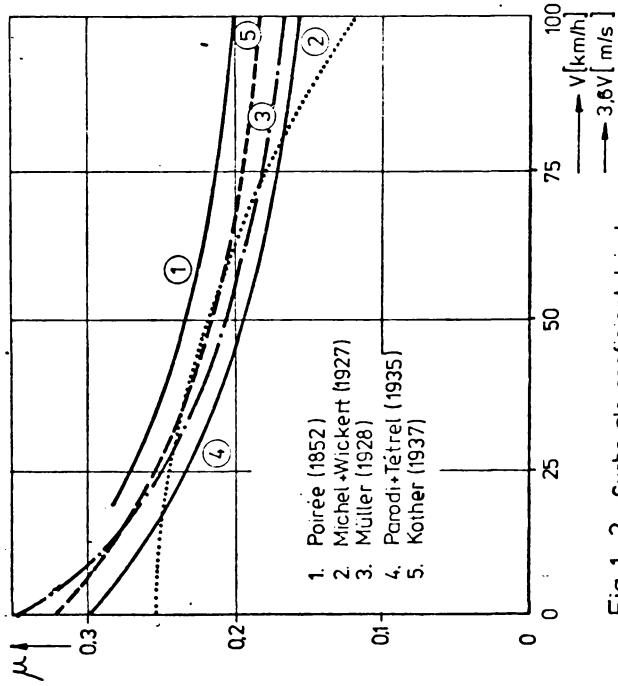


Fig. 1-2 Curbe ale coeficientului de aderență.

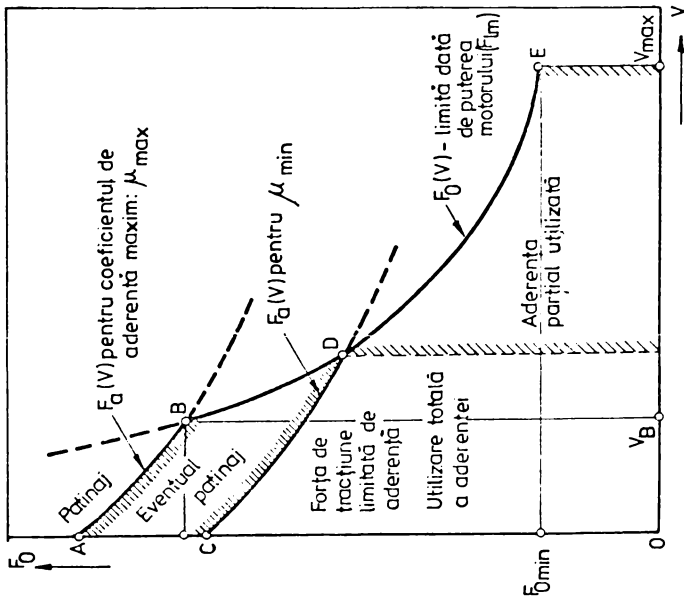


Fig. 1-1 Caracteristici limită de tracțiune.

a) Ipotezele frecării fără deformații, atracției moleculare, deformațiilor elastice și plastice sînt prezentate în lucrările lui Kraft [79], Tross [153], Webber [164], Metzkoﬀ [95], Müller [101].

Din cauza deformațiilor plastice ale roții și șinei viteza circumferențială a roții, v_r , este mai mare decît viteza de translație sau viteza trenului v . Diferența dintre cele două viteze se numește "microalunecare" sau "pseudo-alunecare", fenomen nelipsit la transmiterea forțelor de tracțiune (fig.1-4):

$$\Delta v = v_r - v \quad (1.2)$$

În [119, pag.46] profesorul Al.Popa prezintă curba $\mu(\Delta v)$ pe care o numește "caracteristica de aderență a vehiculului" (fig.1-5) cu trei zone distincte:

- porțiunea ascendentă 0-1 pe care coeficientul de aderență atinge valoarea maximă,
- ramura 1-2 pe care coeficientul de aderență rămîne constant sau scade puțin; aceasta este porțiunea corespunzătoare deformațiilor plastice ale bandajelor și șinelor,
- ramura descendentă în care roata are o alunecare totală.

Friedrich [38] prezintă diagrama de variație a coeficientului de frecare obținută în laborator pe eșantioane bandaj-șină sub forma dată în figura 1-6.

Krause [80] determină variația coeficientului de aderență în funcție de viteza de alunecare pentru diferite durate de solicitare, care modifică structura superficială a materialelor prezentată în figura 1-7.

Kalker [66] a ajuns la aceleași rezultate pentru care dă relații de calcul amănunțite. Krettek [81] se ocupă de problema aderenței dintre roată și șină pe care o consideră rezolvată teoretic pînă la limita de patinare.

În [169] profesorul I.Zăgănescu arată că: "Valoarea maximă a coeficientului de aderență corespunde forței de tracțiune maxime la obadă care se poate dezvolta fără să apară patinarea.

După rezultatele ultimelor experiențe, valoarea vitezei de patinare Δv , corespunzătoare valorii maxime a coeficientului de aderență este cu atît mai mare cu cît este mai mare viteza de deplasare a vehiculului" (fig.1-8) și se dau motivările acestui fenomen.

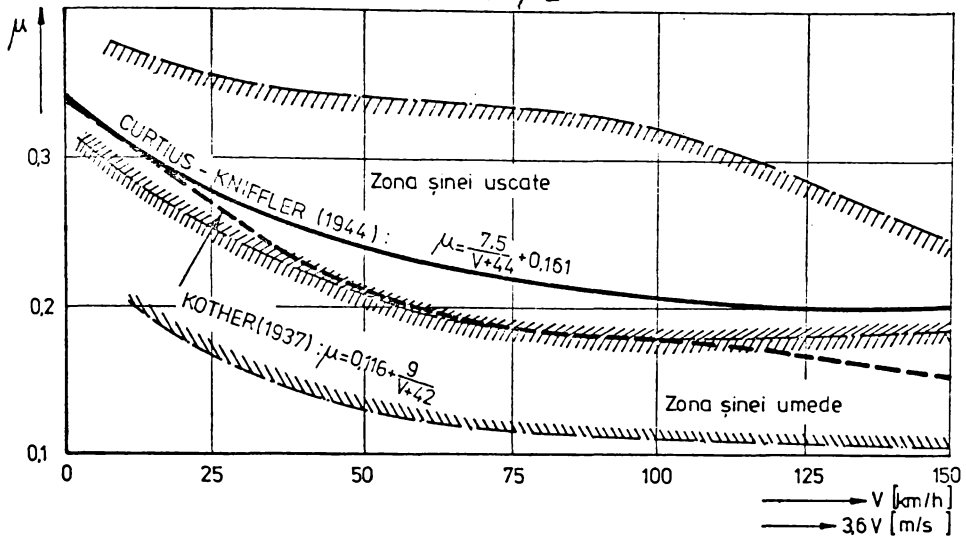


Fig.1-3. Variația coeficientului de aderență cu viteza după CURTIUS-KNIFFLER și KOTHER

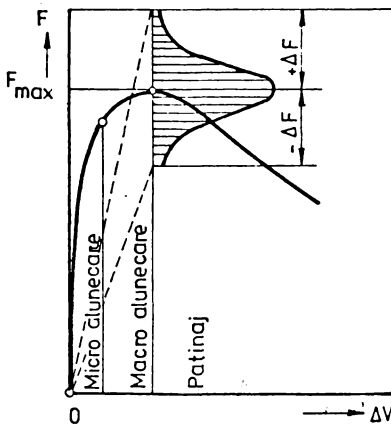


Fig.1-4 Forța tangențială în funcție de viteza de alunecare.

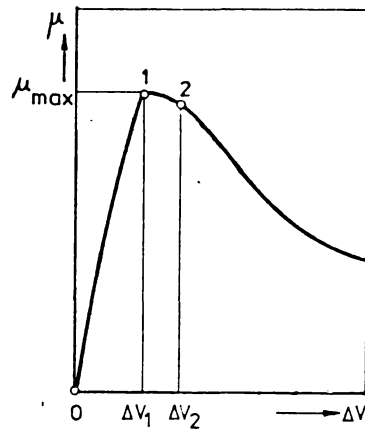


Fig.1-5 Variația coeficientului de aderență cu viteza de alunecare

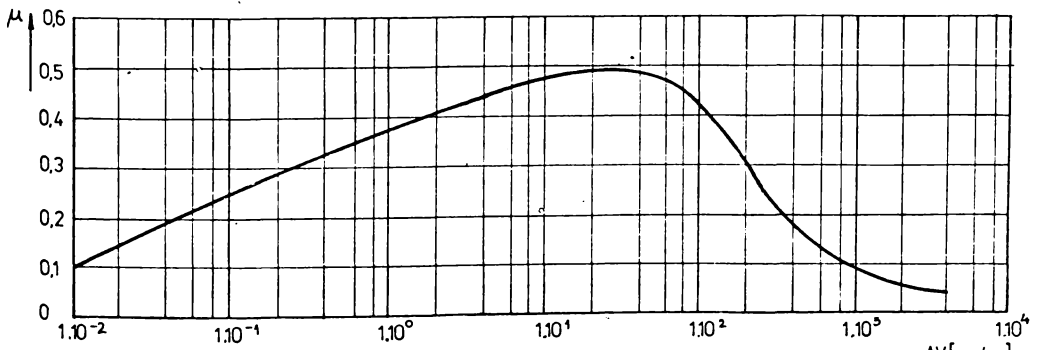


Fig.1-6 Coeficientul de frecare în funcție de alunecare după Friedrich

SNCF a înregistrat patinări pentru o gamă de viteze cuprinsă între $v = 0 \dots 224$ Km/h, prezentate în figura 1-9.

Evoluția presupusă a aderenței în funcție de alunecare:

$$\bar{\mu} = \frac{v_r - v}{v_r} = 1 - \frac{v}{v_r} \quad (1.3)$$

sintetizînd datele cunoscute [57] se prezintă ca în figura 1-10.

Cercetătorii americani de la Electro-Motive Division of General Motors arată că efectul vitezei asupra aderenței este minor și scot în evidență rolul căii sudate și al unui terasament bun (fig.1-11).

Cercetările lui Collins și Pritchard [160] arată că singura diminuare a aderenței cu creșterea vitezei este cea care rezultă din efectele dinamice și vibrațiile elementelor elastice.

Aceeași idee este susținută de Metzkoff în concluziile unor serii de măsurători de aderență la frînare efectuate în anul 1934 (fig.1-12).

b) Presiunea de contact și diametrul roții sînt studiate de Tross [153], Metzkoff [95], Müller [101], Friederick [38], Kalker [66].

Suprafața de contact dintre roată și șină prezintă forma unei elipse cu atît mai alungită în direcția mișcării cu cît conicitatea și diametrul roții se măresc și suprafața de rulare a șinei se rotunjește [160].

Deformațiile și întrepătrunderile microneregularităților se produc pînă cînd suprafața de contact dintre roată și șină este suficientă pentru ca eforturile create de tensiunile interne să echilibreze efortul exterior.

c) Mișcarea stick-slip (după STAS: "alunecare cu intermitență") influențată de caracteristicile elastice ale lanțului cinematic al transmisiei apare în cazul variației aleatoare a aderenței sau modificării sarcinii pe osie și determină micșorarea coeficientului de aderență [160].

d) Materialele lichide modifică condițiile contactului dintre roată și șină. Cînd grosimea peliculei lichide depășește pe cea a microneregularităților materialului roții și șinei rezistența datorită frecării mecanice este înlocuită cu cea a vîscozității interne a lichidului.

Roțile primei osii montate efectuează o oarecare curățire

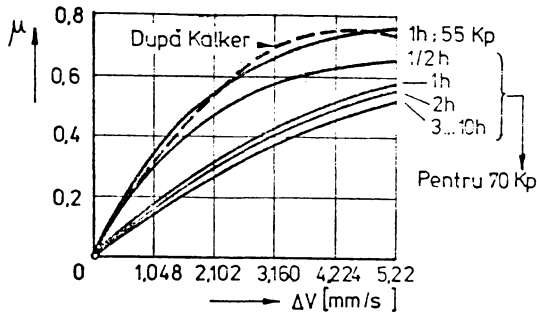


Fig. 1 - 7

Coeficientul de frecare în funcție de alunecare după Krause și Kalker.

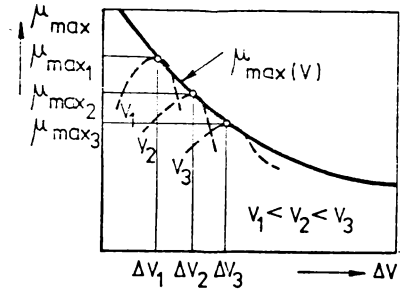


Fig. 1 - 8

Variația coeficientului de aderență maxim la diferite viteze de mers în funcție de viteza de patinare.

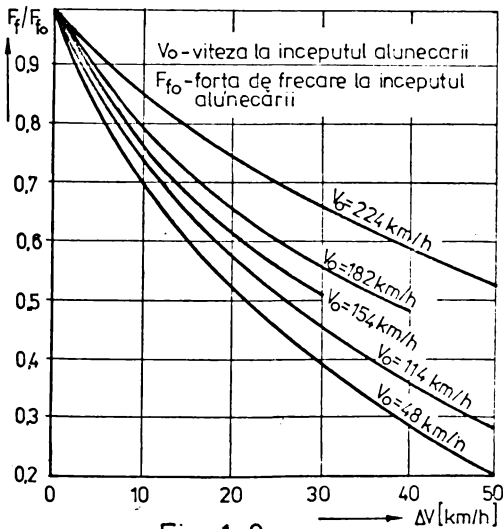


Fig. 1-9.

Variația procentuală a forței de frecare la contactul roată-șină în perioada de alunecare.

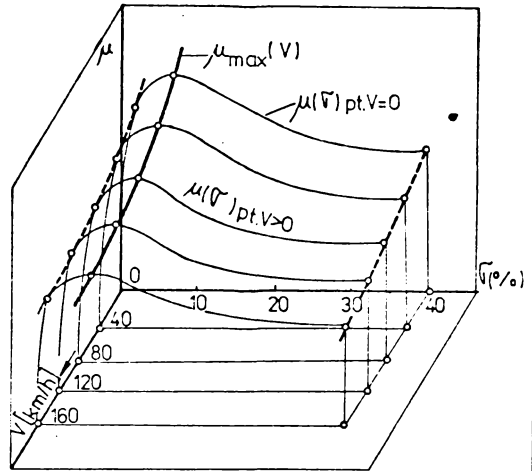


Fig. 1-10

Variația coeficientului de aderență în funcție de viteză și alunecare.

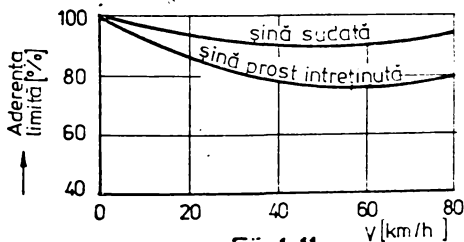


Fig. 1-11

Variația aderenței limită în funcție de viteză și felul căii.

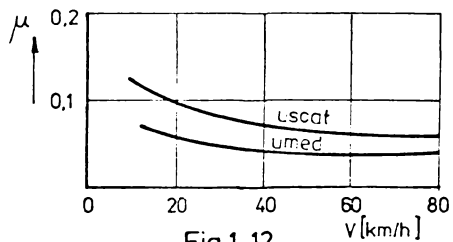


Fig. 1-12

Coeficientul de aderență la frinare după Metzko.

a șinei, astfel încât coeficientul de aderență al roților următoare este îmbunătățit.

Incercările de laborator întreprinse de Collins și Pritchard [160] au demonstrat că șinele absolut curate asigură un coeficient de aderență de 0,6...0,7 (fig.1-13). O peliculă de ulei de grosime 2...10 molecule poate reduce acest coeficient la 0,2, iar la grosimi mai mari coeficientul de aderență tinde către valoarea 0,16, lucru menționat și în [169]. Profesorul I. Zăgănescu precizează variația coeficientului de aderență în funcție de viteză pentru diferite stări ale șinei așa cum se prezintă în figura 1-14. Pe această diagramă s-a trecut și coeficientul de aderență după cercetările ICPTT-București [191] cu valorile din tabelul 1-1.

e) Alte produse care poluează șinele (ciment, praf de cărbune etc.) influențează mult aderența. Straturile de rugină, groase și umede, diminuează aderența, pe când rugina în strat subțire și uscată îmbunătățește aderența. Căderea frunzelor de toamnă, transformate într-o pastă imperceptibilă reduce coeficientul de aderență pînă la 0,05 [160], valoare menționată în aceleași condiții și în [169].

f) Granulele metalice și nisipoase prezente pe șine curate îmbunătățesc aderența [113]. Pe o șină curată dar udă coeficientul de aderență se poate îmbunătăți de la 0,3 la 0,4. În cazul șinelor aparent curate în stratul unsuros și adeziv se găsesc granule foarte fine de oxid de fier: 2×10^{-5} g/cm², care pot ajunge la 40×10^{-5} g/cm² la o șină unsuroasă [160].

g) Alunecarea roții datorată:

- conicității roților studiată de Friederich [38],
- diferenței diametrelor roților de la aceeași osie montată analizată de Kraft [79],
- circulației în curbe [106],[79],

produce mișcări perturbatorii și alunecări ale roților care diminuează aderența.

h) Forța conducătoare în curbe prin componentele longitudinală (care se adaugă forței tangențiale) și verticală (ce produce descărcarea roții), reduce aderența [160].

i) În privința rugozității suprafeței de rulare a roții păreriile specialiștilor nu sînt aceleași; o parte din experți sînt

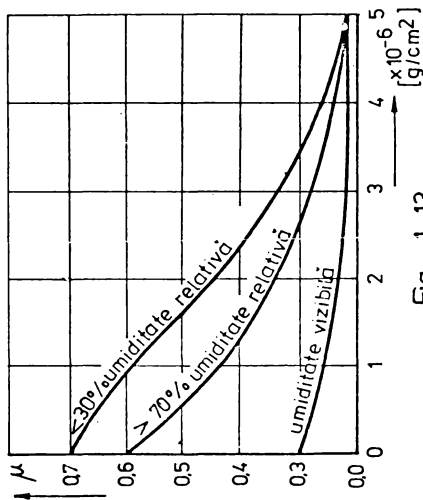


Fig. 1-13

Coeficientul de aderență în funcție de grosimea filmului de ulei pentru diferite grade de umiditate.

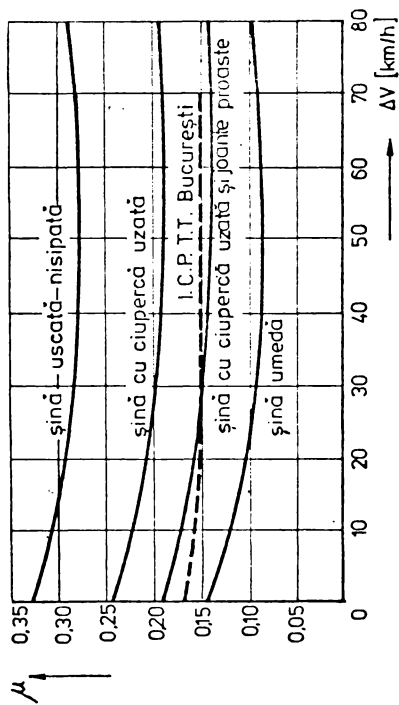


Fig. 1-14

Variația coeficientului de aderență în funcție de viteza pentru diferite stări ale șinei

Coeficientul de aderență la început de ploaie după cercetările I.C.P.T.T. București [19]

V [km/s]	0	10	20	30	40	50	60	70
3,6V [m/s]								
μ	0,165	0,160	0,155	0,152	0,151	0,149	0,148	0,147

Tabelul 1-1

de părare că asperitatea suprafețelor de rulare favorizează aderența, părere reconfirmată de cercetările lui Collins și Pritcard [160].

1.1.2. Valori ale coeficientului de aderență

Pe o cale perfect curată și uscată coeficientul de aderență poate ajunge la 0,7 în condiții de laborator [160]. Prezența unui strat microscopic de ulei duce la micșorarea coeficientului de aderență la 0,3...0,5 pentru o cale normală, uscată. Umiditatea și petele de ulei scad coeficientul de aderență la 0,2 (40...65 % din cel al șinei uscate), așa cum s-a mai arătat.

În relațiile de calcul ale coeficientului de aderență s-a căutat să fie prinse influențele diferiților factori.

Pe baza considerațiilor teoretice privind deformațiile elastice Kraft [79] stabilește formula de calcul a coeficientului de aderență pe un drum normal fără a ține seama de efecte dinamice și alunecări:

$$\mu = \mu_0 \left(0,4 + \frac{0,6}{1 + \frac{v}{300}} \right) \quad (1.4)$$

La viteza $v = 100$ Km/h coeficientul de aderență scade cu 15 % față de valoarea la $v = 0$ iar la 250 Km/h cu 25 %.

Aderența pe o cale udă scade cu viteza după relația:

$$\mu \cong \mu_0 \left(0,4 + \frac{0,6}{1 + \frac{v}{25}} \right) \quad (1.5)$$

Din formula (1.4) pentru o conicitate a bandajului de 1/20, un joc de 1 cm între bandaj și șină și o abatere de 1 % între diametrele roților, care duce la alunecare în aliniament, se obține:

$$\mu \cong \mu_0 \left(0,4 + \frac{0,6}{1 + \frac{v}{200}} \right) \quad (1.6)$$

iar la circulația în curbe de 500 m:

$$\mu \cong \mu_0 \left(0,4 + \frac{0,6}{1 + \frac{v}{40}} \right) \quad (1.7)$$

Rezultă că de la 50 la 250 Km/h alunecarea determinată reduce aderența cu 4...8 %.

În figura 1-3 sînt prezentate relațiile de calcul ale coeficientului de aderență după Kother (1937):

$$\mu = 0,116 + \frac{9}{v + 42} \quad (1.8)$$

și după criteriul Curtius-Kniffler (1944):

$$\mu = 0,161 + \frac{7,5}{v + 44} \quad (1.9)$$

O serie de date și recomandări pentru determinarea coeficientului de aderență la viteze mari la prezintă Bicicovski în [11].

SNCF a efectuat măsurători ale aderenței la viteze ridicate obținând rezultatele din figura 1-15.

În tabelul 1-2 sînt prezentate formule de calcul sau valori ale coeficienților de aderență folosiți de diferite administrații de cale ferată la stabilirea performanțelor de tracțiune sau la proiectarea locomotivelor.

În RSR, ICPTT a determinat coeficientul de aderență pentru condiții nefavorabile prezentat în tabelul 1-1 după [191].

Cercetări de laborator în privința determinării coeficientului de aderență pe ștand a efectuat L.Năilescu [137] care a studiat influența sarcinii normale asupra coeficientului de aderență (fig.1-16).

Din examinarea tabelului 1-2 și din cele prezentate mai sus rezultă că în ceea ce privește aderența locomotivelor diesel-hidraulice sînt puține date.

Uzina 23 August București împreună cu CFR și firmele Voith-Austria, Sulzer-Elveția, Krauss-Maffei-RFG, Westinghouse-Austria și RFG au efectuat măsurători determinînd limita de aderență la plecarea din loc. Rezultatele experiențelor făcute pentru locomotivele diesel-hidraulice o4o DHC și o4o DHB sînt prezentate în figura 1-17 după H.Holban [57].

În [169] profesorul I.Zăgănescu recomandă următoarele valori ale coeficientului de aderență:

- pe timp umed, ninsoare, frunze sau gheață:

$$\mu_{\max} = \frac{1}{20} \dots \frac{1}{10}$$

- pentru locomotivele electrice și diesel-electrice cu antrenare individuală, fără egalizarea sarcinii pe osii:

$$\mu_{\max} = \frac{1}{4} \dots \frac{1}{3,6}$$

- pentru locomotive electrice, locomotive diesel cu transmisie electrică, mecanică și hidraulică (șina curată și uscată):

$$\mu_{\max} = \frac{1}{3,3} \dots \frac{1}{3}, \text{ chiar } \frac{1}{2,5}.$$

Tabelul 1-2

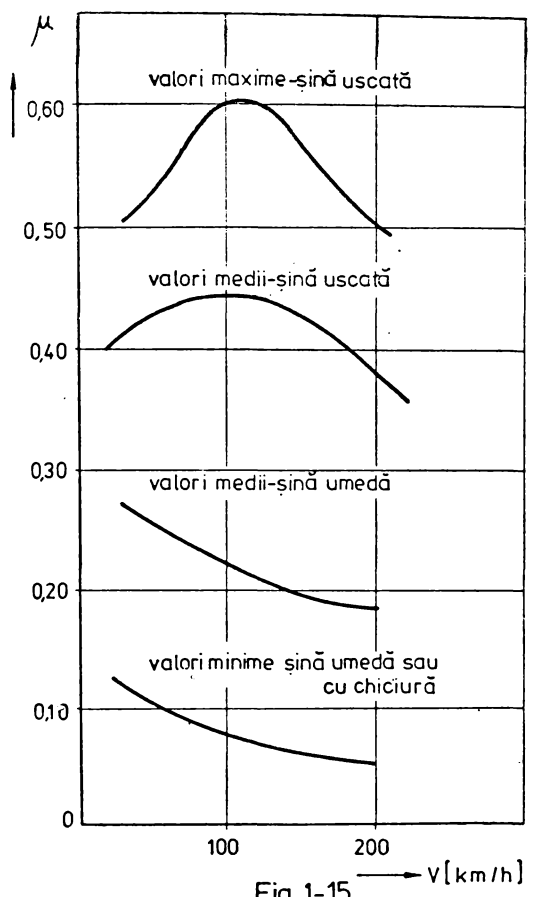
Coefficienți de aderență

Nr. crt.	Tara și administrația de cale ferată	Tipul vehicului motor. Utilizare	Coefficientul de aderență	Observații
1	2	3	4	5
1.	<u>ANGLIA</u> B.R.	Pentru determinarea tonajelor trenurilor de marfă -cu sablaj -fără sablaj	$\mu = \mu_0 \left[0,2115 + \frac{33}{v+42} \right]$ $\mu_0 = 0,24$ $\mu_0 = 0,20$	
2.	<u>AUSTRIA</u> O.B.B.	-Pentru calcule de tracțiune	$\mu_0 = 0,19-0,23$	
3.	<u>BELGIA</u> SNCB	-locom. cu motoare individuale -locom. cu compensarea cabrajului și boghiu monomotor	$\mu_0 = 0,20$ $\mu_0 = 0,27$	
4.	<u>CEHOSLOVACIA</u> C.S.D.	-pentru tracțiune	$\mu_0 = 0,20$	la frînare $\mu = 0,12-0,15$
5.	<u>DANEMARCA</u> D.S.B.	-locom. diesel electrice -loc. diesel hidraulice cu osii cuplate	$\mu_0 = 0,20$ $\mu_0 = 0,25$	
6.	<u>ELVETIA</u> C.F.F./S.B.B.	Calculul tonajelor trenurilor de marfă remorcate de: -locom. moderne -locom. vechi -locom. moderne -locom. vechi	$\mu_0 = 0,26-0,29$ $\mu_0 = 0,20-0,24$ $\mu_0 = 0,19-0,25$ $\mu_0 = 0,10-0,18$	pt. demaraj pt. mers
7.	<u>FINLANDA</u> V.R.	Pentru tracțiune	-formula lui Curtius-Kniffler cu $\mu_0 = 0,27$	la frînare $\mu = 0,15$
8.	<u>FRANTA</u> S.N.C.F.	-locom. de c.c. fără dispozitiv antipatinaj -locom. de c.c. cu dispozitiv antipatinaj -locom. c.a. cu acționare individuală -locom. c.a. cu boghiu monomotor	$\mu_0 = 0,18$ $\mu_0 = 0,25-0,27$ $\mu_0 = 0,33$ $\mu_0 = 0,35$	pentru mare viteză, vezi figura 1-15

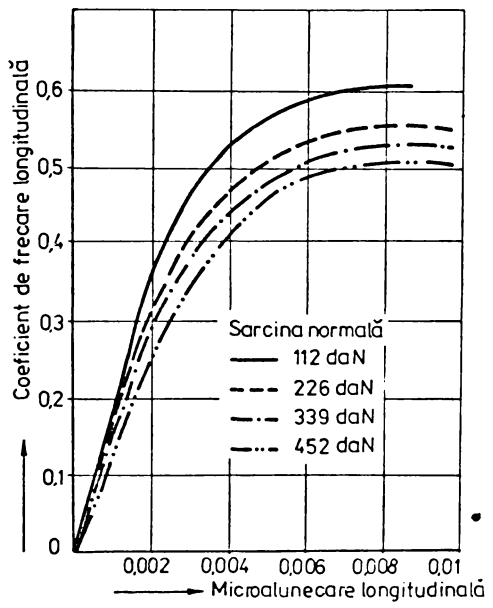
1	2	3	4	5
9.	<u>R.F. GERMANIA</u> D.B.	-pentru tracțiune -ptr. locomotive electrice -ptr. loc. diesel	Curba Curtius-Kniffler cu $\mu_0 = 0,33$ $\mu_0 = 0,30$	-la frinare $\mu \leq 0,15$
10.	<u>ITALIA</u> F.S.	-locom. electrice -locom. diesel -pentru smulgera din loc	$\mu_0 = 0,18-0,19$ $\mu_0 = 0,20$ $\mu_0 = 0,25-0,30$	
11.	<u>JAPONIA</u> J.N.R.	-locomotive diesel (electrice și hidraulice)	$\mu = \mu_{01} \frac{1+0,144v}{1+0,181v}$ $\mu_0 = 0,285$	valabil de la 0-40 Km/h
		-locomotive electrice în c.c. (cuplaj serie-paralel)	$\mu = \mu_{01} \frac{1+0,403v}{1+0,522v}$ $\mu_0 = 0,265$	valabil de la 0-40 Km/h
		-locomotive electrice monofaz. (cuplaj paralel)	$\mu = \mu_{01} \frac{1+0,279v}{1+0,367v}$ $\mu_0 = 0,326$	valabil de la 0-40 Km/h
		-pentru calculul timpului de mers	$\mu = \frac{0,2}{1+0,0059v}$	valabil de la 0-70 Km/h
12.	<u>R.S.F. JUGOSLAVIA</u> J.Z.	-locomotive diesel electrice	$\mu_0 = 0,22-0,25$	În cercetări s-au găsit valori de 0,26-0,335
		-locomotive diesel-hidraulice	$\mu_0 = 0,33$	S-au înregistrat valori de 0,365-0,386 la șine uscate și sablate
		-locomotive electrice	$\mu_0 = 0,25-0,28$ $\mu_0 = 0,30$ la șine uscate și sablate	Cuplarea osiilor (monomotor) asigură o mărire a coeficientului de aderență cu 20-25 %
13.	<u>LUXEMBURG</u> C.F.L.	Pentru orice fel de tracțiune	$\mu_0 = 0,25$	

1	2	3	4	5
14.	<u>NORVEGIA</u> N.S.B.	-locomotive electrice moderne -locomotive electrice vechi și locomotive diesel-electrice	Curtius-Kniffler cu $\mu_0 = 0,24$ Fișa UIC-615 cu $\mu_0 = 0,23$	-la frînare $\mu = 0,15$
15.	<u>OLANDA</u> N.S.	-pentru tracțiune -locomotive electrice cu sablaj și dispozitiv de anti-patinaj -locomotive diesel-electrice	Kother Curtius-Kniffler $\mu_0 = 0,18-0,12$ $\mu_0 = 0,25-0,27$	-la frînare se consideră $\mu = 0,11-0,12$
16.	<u>POLONIA</u> P.K.B.	-pentru tracțiune electrică	$\mu = 0,15 \frac{100+v}{50+v}$	corespunde sensibil cu formula lui Curtius-Kniffler
17.	<u>PORTUGALIA</u> C.C.F.P.		$\mu_{omin} = 0,23$	În caz de timp nefavorabil se reduce cu 10%
18.	<u>SPANIA</u> RENFE	In tracțiune	$\mu_0 = 0,2$	La frînare $\mu = 0,12$
19.	<u>SUECIA</u> S.J.	-pentru tracțiune -pentru osii cuplate -pentru acționare individuală	Curtius-Kniffler cu $\mu_0 = 0,33$ $\mu_0 = 0,26-0,30$	-la frînare $\mu \leq 0,15$
20.	<u>R.P. UNGARA</u> M.A.V.		$\mu_0 = 0,16-0,27$	Pe timp umed se micșorează cu 15 %
21.	<u>URSS</u>	-locomotive diesel	$\mu = 0,25 + \frac{8}{100+20v}$	

520225
3074



Aderență la mare viteză [SNCF]



Coeficientul de frecare in funcție de microalunecare pentru diferite sarcini normale

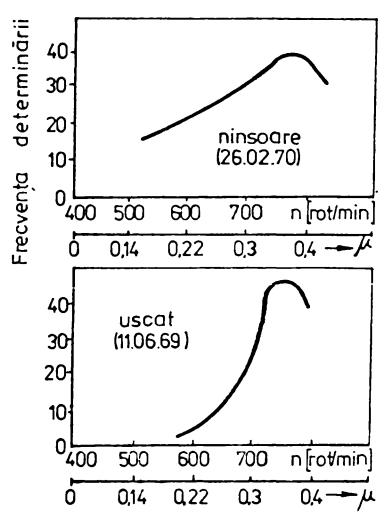
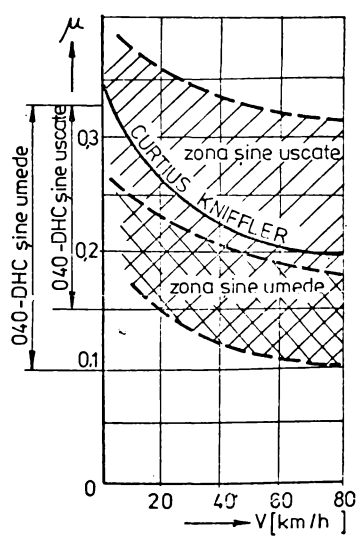


Fig. 1-17

Coeficientul de aderență determinat la locomotiva 040 -DHC

1.1.3. Utilizarea aderenței

În tracțiunea trenurilor importantă este forța totală de tracțiune dezvoltată de o locomotivă, fără a depăși limita de aderență. Forța de tracțiune este influențată de repartiția greutății pe diferite osii montate și de cuplarea acestora.

a) Descărcarea osiilor, care duce la repartiția inegală a greutății pe osiile montate, a făcut obiectul unor preocupări deosebite [15], [21], [39], [44], [113], [164], [170], [171], [174], [176], [175], [178], [180].

Dacă variația sarcinii Q_0 pe osia cea mai descărcată este ΔQ , forța de tracțiune la obadă produsă de cele n osii montate motoare în cazul unei transmisii individuale este:

$$F_0 = n\mu(Q_0 - \Delta Q) \quad (1.10)$$

Aceasta înseamnă că la transmisia individuală forța de tracțiune este micșorată ca și în cazul când toate osiile ar fi descărcate la fel (fig.1-18).

La osiile cuplate (biele, arbori cardanici, monomotor), cum este situația locomotivelor diesel hidraulice ce se vor analiza în lucrare, o parte a cuplului de tracțiune al osiei descărcate se transmite osiei montate supraîncărcate care dezvoltă o forță de tracțiune mai mare (fig.1-18 și 1-19).

b) În cazul forțelor de tracțiune la obadă diferite (cupluri diferite sau diametre diferite) la antrenarea individuală (cu $F_{02} > F_{01}$) numai osia montată 2 atinge limita de aderență (fig.1-20 a) pe când în cazul osiilor cuplate limita lor de aderență este identică (fig.1-20 b).

c) Condițiile diferite de aderență la osiile montate ($\mu_2 < \mu_1$) determină forțele de tracțiune totale reprezentate în figura 1-21.

După cum s-a prezentat în cele de mai sus aderența potențială este utilizată diferit, ea fiind influențată și modificată de construcția locomotivei sau de condițiile locale de aderență.

Analiza efectuată a scos în evidență comportarea favorabilă din punctul de vedere al utilizării aderenței a osiilor cuplate, însă, așa cum se va prezenta în capitolul următor și în acest caz utilizarea integrală a aderenței constituie o problemă.

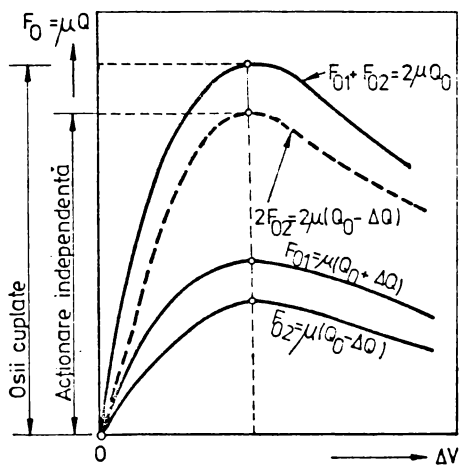


Fig. 1-18
Comportarea osiilor încărcate inegal

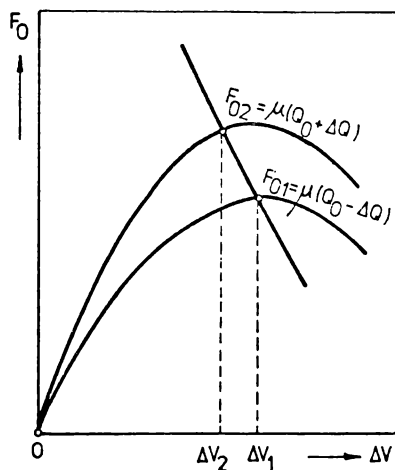
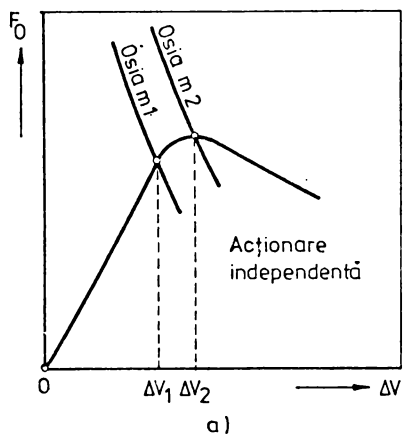
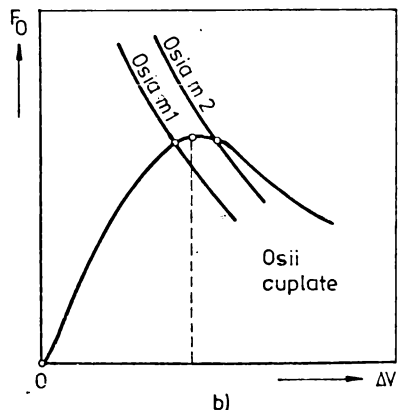


Fig. 1-19
Forțele de tracțiune transmise de două osii încărcate inegal



a)



b)

Fig. 1-21
Comportarea a două osii la aderență inegală.

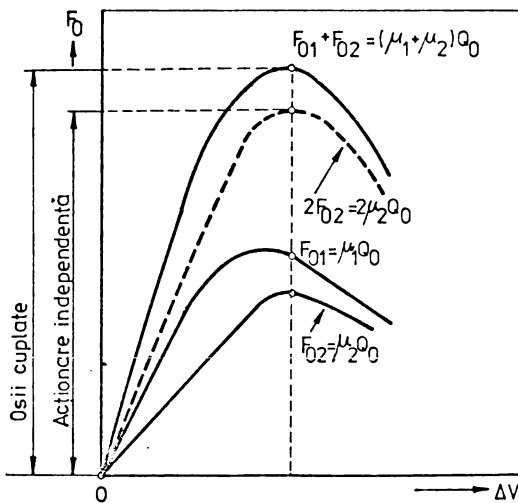


Fig. 1-20 (a, b)
Comportarea osiilor cu caracteristici de tracțiune inegale

1.2. Caracteristicile de tracțiune ale locomotivelor cu transmisie hidraulică

Caracteristicile de tracțiune care se analizează în continuare sînt: forța de tracțiune F_0 și randamentul η_0 la obada roților locomotivei în funcție de viteza de circulație v .

Cunoscînd schema lanțului cinematic al transmisiei locomotivei, caracteristicile $F_0(v)$ și $\eta_0(v)$ se pot determina prin calcul pornind de la caracteristicile exterioare ale transmisiei hidraulice care echează locomotiva.

1.2.1. Parametrii transmisiei hidraulice

În calculul caracteristicilor de tracțiune ale locomotivei intervin turațiile, cuplurile și puterile la arborii pompelor și turbinelor transformatoarelor hidraulice. Aceștia se determină din datele obținute la încercările transmisiilor hidraulice pe ștand.

a) **T u r a ț i i l e** arborilor pompelor n_p^x și turbinelor n_t^x se calculează în funcție de turația n_i la intrarea în angrenajul multiplicator al transmisiei și turația n_e la ieșirea din transmisia hidraulică măsurate la încercarea transmisiei:

$$n_p^x = \frac{n_i}{i_{am}} \quad (1.11)$$

$$n_{tI,II}^x = n_e \cdot i_{I,II} \quad (1.12)$$

în care

i_{am} reprezintă raportul de transmitere al angrenajului multiplicator

$i_{I,II}$ - rapoartele de transmitere ale angrenajelor de la ieșirea din transmisia hidraulică pentru transformatorul de pornire (I) sau de mers (II).

Pentru transmisia hidraulică TH2-A de pe locomotiva CFR 040 DHC aceste angrenaje și rapoartele lor de transmitere sînt prezentate în figura 1-22.

b) **C u p l u r i l e** la arborii pompei, C_1^x și turbinei, C_2^x se calculează în funcție de cuplul disponibil pentru tracțiune C_d , respectiv cuplul de la arborele de ieșire din transmisia hidraulică, C_e , determinate la încercarea transmisiei pe ștand:

$$C_1^x = C_d \cdot i_{am} \cdot \eta_{am} \quad (1.13)$$

$$C_2^* = \frac{C_e}{i_{I,II} \cdot \eta_{I,II}} \quad (1.14)$$

în care:

η_{am} reprezintă randamentul angrenajului multiplicator,
 $\eta_{I,II}$ - randamentul angrenajelor de la ieșirea din
transformatorul I, respectiv II.

Caracteristicile transmisiilor hidraulice TH2-A folosite pe locomotivele CFR o4o DHC, pentru care se prezintă calculul în continuare, au fost determinate pe ștandul de încercări al Uzinei "Hidromecanica" Brașov.

Din indicațiile barei de torsiune (a_{bt}) și cântarului (F_c) se determină cuplurile:

$$C_d = k_a \cdot a_{bt} \quad (1.15)$$

și

$$C_e = k_c \cdot F_c \quad (1.16)$$

în care k_a și k_c reprezintă constantele aparatelor cu dimensiunile daN.m/unitate indicație aparat.

Rezultatele calculelor pentru două transmisii hidraulice sînt centralizate în tabelele 1-5 și 1-6.

Datele inițiale: n_1 , a_{bt} , n_e , F_c , obținute din încercări sînt prezentate în primele 4 linii ale fiecărui tabel, celelalte date din tabele sînt obținute prin calcule.

S-au determinat turațiile pompei n_p^* și turbinei n_t^* (rel. 1.11 și 1.12), cuplurile C_d și C_e (rel. 1.15 și 1.16) pentru constantele aparatelor $k_a = 27,6243$; $k_c = 0,7162$ și cuplurile de la arborii pompei, C_1^* și turbinei, C_2^* (rel. 1.13 și 1.14).

O b s e r v a ț i e : Parametrii n_p^* , C_1^* , n_t^* , C_2^* sînt calculați pentru diferite turații n_1 cuprinse între 746 și 762 rot/min (v. tab. 1-5 și 1-6) diferite de turația nominală a motorului diesel de pe locomotivă: $n = 750$ rot/min.

În continuarea tabelelor parametrii n_p , n_t , C_1 , C_2 sînt determinați pentru turația nominală a motorului corespunzătoare ultimei trepte a poziției controlerului de pe locomotivă: $k = 15$ (v. tab. 1-3).

Determinarea lor s-a făcut pe baza relațiilor de similitudine [169, pag. 260] folosind datele n_p^* , n_t^* , C_1^* , C_2^* . Valorile obținute sînt cuprinse în al doilea grup de rezultate din tabelele 1-5 și 1-6, unde s-a calculat și raportul de transformare al tu-

rațiilor transformatorului:

$$i_n = \frac{n_t}{n_p} \quad (1.17)$$

- c) P u t e r i l e la arborii pompei și turbinei:
- puterea la arborele pompei [169], [119]:

$$P_1 = \frac{C_1 \cdot n_p}{716,2} \text{ [C.P.]} \text{ sau } P_1 = \frac{C_1 \cdot n_p}{9549} \text{ [KW]} \quad (1.18)$$

- puterea la arborele turbinei pentru regimul de funcționare pe transformatorul de pornire (I) sau de mers (II):

$$P_{2I,II} = \frac{C_{2I,II} \cdot n_{tI,II}}{716,2} \text{ [C.P.]} \text{ sau } P_{2I,II} = \frac{C_{2I,II} \cdot n_{tI,II}}{9549} \text{ [KW]} \quad (1.19)$$

- d) R a n d a m e n t u l total al transformatorului hidraulic

$$\eta_{trI,II} = \frac{P_{2I,II}}{P_1} \cdot 100 [\%] \quad (1.20)$$

Mărimile n_p , C_1 , P_1 și n_t , C_2 , P_2 prezentate în tabelele 1-5 și 1-6 corespund turației nominale a motorului diesel ($n = 750 \text{ rot/min}$).

La determinarea caracteristicilor de tracțiune ale locomotivei interesează și parametrii transmisiei la puteri parțiale corespunzătoare unor turații mai mici decât turația nominală a motorului diesel.

Pentru alte turații, diferite de turația nominală, prezentate în tabelul 1-3 pentru cele 15 poziții ale controlerului locomotivei k , valorile parametrilor transmisiei se determină prin similitudine [169, pag. 260, 265].

O parte din parametrii transmisiilor hidraulice necesari calculului caracteristicilor de tracțiune la puteri parțiale sînt prezentați în tabelele 1-8...1.10.

O b s e r v a ț i e : Parametrii la intrarea în transmisia hidraulică se pot obține și din caracteristicile motorului diesel, după cum urmează:

Din caracteristica de putere a motorului diesel 6 LDA 28 ridicată la încercarea motorului pe standul de la I.C.M. Reșița s-au extras datele din tabelul 1-3 (v.fig.6-2), la diferite turații n ale motorului care corespund pozițiilor controlerului de comandă k al locomotivei.

Tabelul 1-3

Caracteristica de putere a motorului diesel 6 LDA 28

k	15	14	13	12	11	10	9
n [rot/min]	750	720	685	660	635	605	580
c_e [g/CP _e h]	163	162,9	162,7	162,5	162,3	162,2	162,2
P_e [C.P.]	1250	1125	990	900	815	722	650

8	7	6	5	4	3	2	1
550	530	500	470	445	412	380	355
162,0	161,9	161,8	161,9	162,1	163,7	166,0	169,2
570	515	445	385	340	285	235	200

Pentru a obține puterea disponibilă tracțiunii P_d , din puterea efectivă P_e se scade puterea consumată de instalațiile auxiliare ale locomotivei:

$$P_d = P_e - P_a \quad (1.21)$$

În cartea tehnică a locomotivei [193, pag. 20 și A 45] se precizează că pentru regimul nominal de exploatare se consideră: $P_a = 90$ CP.

La regimul nominal de exploatare se calculează cuplul disponibil pentru tracțiune

$$C_d = 716,2 \frac{P_d}{n} \text{ [daN.cm]} \quad (1.22)$$

Pentru alte turații diferite de cea nominală cuplurile disponibile se determină din relația (1.22) pentru P_d corespunzătoare fiecărei turații n , sau prin similitudine [169, pag. 260].

Cunoscînd pe n , C_d , i_{am} și η_{am} se pot calcula caracteristicile la intrarea în transmisia hidraulică: n_p , C_1 și P_1 (v. rel. 1.11; 1.13 și 1.18).

Efectuînd calculul pentru cuplul disponibil la turația nominală $n = 750$ rot/min rezultă $C_d = 1107,7226$ daN.cm. Această valoare se încadrează între valorile cuplului disponibil din tabelele 1-5 și 1-6, cuprinse între 1077 și 1174 daN.cm pentru turațiile $n = 748 \dots 764$ rot/min.

1.2.2. Parametrii caracteristicilor de tracțiune

Viteza, forța de tracțiune și randamentul la obada roților locomotivei se determină pornind de la parametrii transmisiei hidraulice prezentați mai sus.

a) V i t e z a la obada roților locomotivei se calculează în funcție de turația turbinei n_t pentru fiecare poziție a controlerului k [121],[169]:

$$v_{I,II}^{U,G} = 0,1885 \frac{D \cdot n_{tI,II}}{i_{MI,II}^{U,G}} \quad [\text{Km/h}] \quad (1.23)$$

în care:

D [m] reprezintă diametrul roții locomotivei

Termenul $i_{MI,II}^{U,G}$ este raportul de transmitere mecanic de la turbinele transformatoarelor de pornire (I) sau de mers (II) la osile montate ale locomotivei:

$$i_{MI,II}^{U,G} = i_{I,II} \cdot i_R \cdot i_A \quad (1.24)$$

unde:

i_R reprezintă rapoartele de transmitere ale reductorului inversor pentru regimurile de exploatare ale locomotivei: ușor (U) și greu (G);

i_A - raportul de transmitere din atacul de osie (v.fig. 1-21)

b) F o r ț a d e t r a c ț i u n e la obada roților locomotivei pentru regimul de mers ușor (U) sau greu (G) și funcționarea pe cele două transformatoare (I și II) rezultă din cuplurile la arborii turbinelor transformatoarelor $C_{2I,II}$ [119], [121], [169]:

$$F_{oI,II}^{U,G} = \frac{2}{D} C_{2I,II} \cdot i_{MI,II}^{U,G} \cdot \eta_{MI,II}^{U,G} \quad (1.25)$$

În formula (1.25), $\eta_{MI,II}^{U,G}$ este randamentul transmisiei mecanice, de la turbinele transformatoarelor hidraulice la osile locomotivei:

$$\eta_{MI,II}^{U,G} = \eta_c^c \cdot \eta_k^k \cdot \eta_a^a \cdot \eta_r^r \cdot \eta_l^l \quad (1.26)$$

în care:

- η_c, η_k reprezintă randamentul unei perechi de roți dințate cilindrice, respectiv conice (în număr total de c sau k);
- η_a - randamentul arborelui cardanic; exponentul a este numărul total al arborilor cardanici;
- η_r - randamentul rulmenților în număr de r;
- η_l - randamentul care ține seama de pierderile prin împrôșcarea lubrefiantului.

Valorile sau formulele de calcul pentru randamentele de mai sus sînt centralizate în tabelul 1-4.

c) R a n d a m e n t u l la obada roților locomotivei pentru cele două regimuri de funcționare (U sau G) ale locomotivei pe cele două transformatoare hidraulice (I sau II) se determină din relația:

$$\eta_{oI,II} = \eta_e \cdot \eta_{am} \cdot \eta_{trI,II} \cdot \eta_{MI,II} \quad (1.27)$$

$U, G \qquad U, G \qquad U, G$

Randamentul efectiv al motorului diesel, η_e , se calculează cu formula [169, pag. 82], [121, pag. 14]:

$$\eta_e = \frac{632 \cdot 000}{c_e \cdot H_1} \quad (1.28)$$

în care:

H_1 reprezintă puterea calorică inferioară a combustibilului

c_e - consumul specific efectiv de combustibil reprezentat în diagrama încercării motorului pe stand (fig. 6-2), din care s-au cules datele din tabelul 1-3.

Randamentul total al transformatorului este dat de relația [169, pag. 202], [4, pag. 405], [119]:

$$\eta_{tr} = \frac{C_2 \cdot n_t}{C_1 \cdot n_p} \quad (1.29)$$

și se calculează pentru fiecare poziție a controlerului k la fiecare turație n_t , care determină viteza v.

Valorile unor constante care fac parte din relațiile de calcul de mai sus sînt precizate în cele ce urmează.

Din schema cinematică a transmisiei locomotivei prezentată în figura 1-22 și din cartea tehnică a locomotivei și a transmisiei [193, A 40], [196, fig. 13], se stabilesc rapoartele de transmitere:

$$i_{am} = \frac{25}{89} ; i_I = \frac{71}{34} ; i_{II} = \frac{63}{44} \quad \text{și}$$

$$i_{RU} = \frac{48}{35} \cdot \frac{35}{48} ; i_{RG} = \frac{48}{35} \cdot \frac{45}{37} ; i_A = \frac{39}{22} \cdot \frac{39}{20}$$

din care se calculează:

$i_{MIU} = 7,21865$; $i_{MIG} = 12,04037$ la mersul pe transformatorul I.

Din acestea rezultă și numărul de perechi de roți în angrenare necesare calculului randamentului mecanic.

Tabelul 1-4

Randamente: valori, formule de calcul

Nr.	Autorul lucrarea	η_c	η_k	η_a	η_r
1.	Zăgănescu I. [169, pag. 314]	0,98...0,995	0,96...0,98	-	-
2.	Popa Al. [121, pag. 12]	0,98...0,995	0,96...0,98	0,98...0,99	-
3.	Crudu M. [26, pag. 8]	0,98...0,99	-	-	-
4.	Horovitz B. [59, pag. 289]	0,975...0,99	0,96...0,98	-	0,99...0,995
5.	Taran [150, pag. 94]	0,9875	0,97	0,985	-
6.	Chișiu A. [20, pag. 646]	0,95...0,99	0,94...0,98	-	-

După Horovitz B. [59, pag. 290]

$$\eta_l = \frac{P - 5 \cdot 10^{-5} \cdot B \cdot s \cdot v^{3/2}}{P} \quad (1.30)$$

P [C.P.] - puterea de transmis; B [cm] - lățimea roților;
v [m/s] - viteza periferică a roții; s [cm] - adâncimea de scudare.
E [°E] - vîscozitatea uleiului; fundare.

După Chișiu A. [20, pag. 646]

$$\eta_l = \frac{P - 0,082 \cdot v \cdot B \cdot \sqrt{v \cdot \frac{200}{z_s}}}{P} \quad (1.31)$$

P [C.P.] - puterea de transmis;
B [m] - lățimea roții scufundate în ulei;
v [m/s] - viteza periferică a roții scufundate în ulei;
 γ [cSt] - vîscozitatea cinematică a uleiului la temperatura de lucru;
 $z_s = z_1 + z_2$ - suma numerelor de dinți a roților în angrenare.

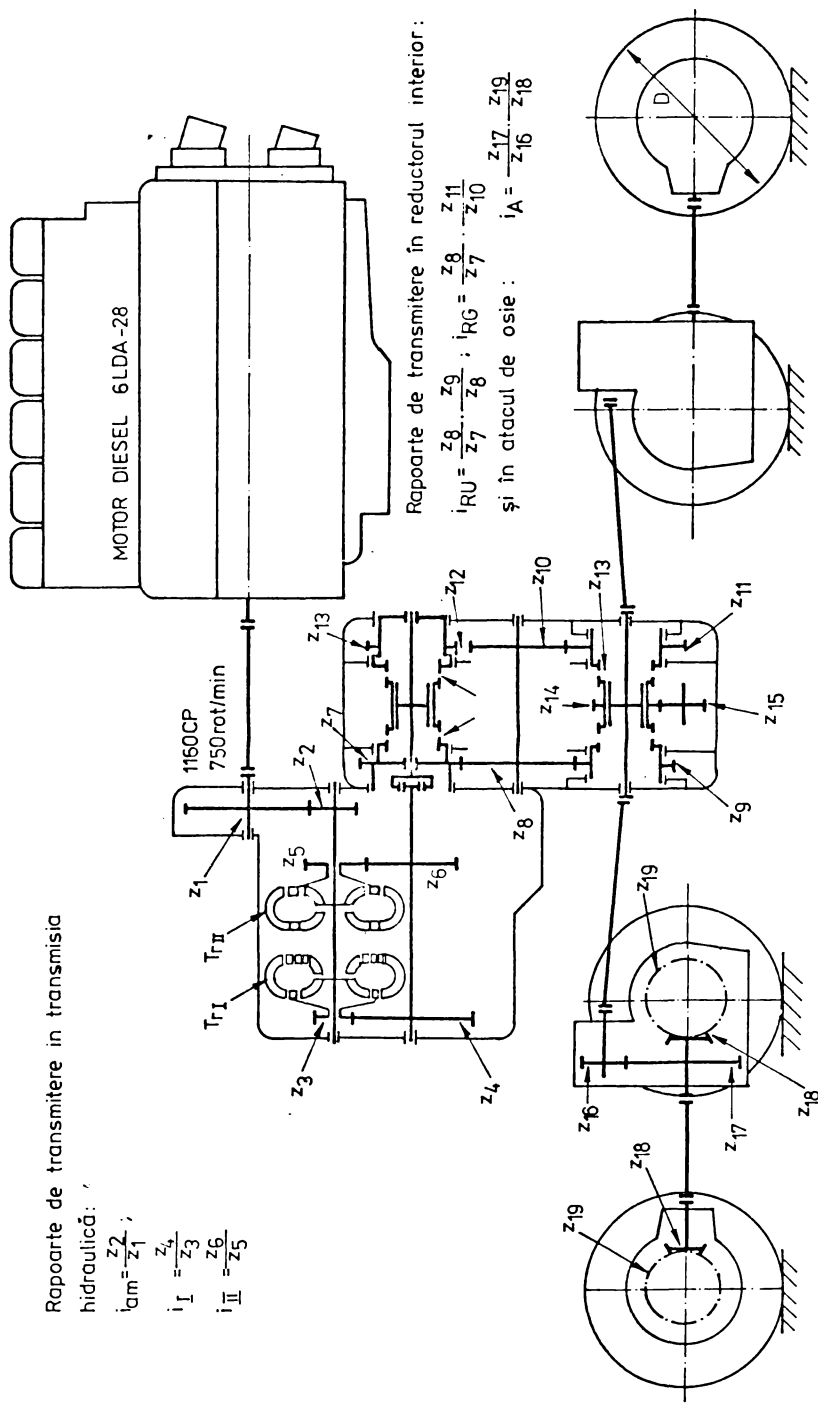


Fig. 1.-22 Schema cinematică a transmisiei locomotivei diesel hidraulice CFR 040 DHC

Pentru determinarea randamentului rulmenților s-au considerat schemele de amplasare a lor din cartea tehnică a locomotivei și a transmisiei [193, A 43, A 44] și [196; fig.13].

Randamentul η_l s-a calculat cu formulele din tabelul 1-4 considerînd dimensiunile roților dințate, nomogramele prezentate în [59, pag.368], [26, pag.175], puterile și vitezele periferice ale roților dințate calculate din mărimile de intrare și schema cinematică a transmisiei.

Pentru η_l au rezultat valori cuprinse între 0,998 și 1,0. Cu acestea s-au calculat:

$$\eta_c^c \cdot \eta_k^k \cdot \eta_a^a = 0,8949375 \quad \text{și} \quad \eta_l^l \cdot \eta_r^r = 0,898$$

În calculul randamentului efectiv al motorului diesel se consideră puterea calorică inferioară a combustibilului $H_1 = 10.000 \text{ Kcal/Kg}$, folosită în [121, pag.14], [150, pag.118].

Pentru determinarea vitezei la obadă (rel.1.23) s-a considerat valoarea diametrului roții locomotivei la uzura medie [150] : $D = 0,96 \text{ m}$.

Cu aceste date s-au determinat caracteristicile de tracțiune la obada roților locomotivei diesel-hidraulice CFR 040 DHC.

Calcululele s-au efectuat cu ajutorul calculatorului electronic cifric FELIX C-256 după un program de calcul întocmit în limbaj FORTRAN.

În tabelele 1-5 și 1-6 sînt prezentate caracteristicile de tracțiune nominale ($n = 750 \text{ rot/min}$, $k = 15$) pentru mersul pe transformatorul de pornire (I), iar în tabelele 1-8...1-10, pentru transformatorul de mers (II) și pentru puteri parțiale.

În figura 1-23 s-au reprezentat caracteristicile de tracțiune obținute prin calcul după metodologia prezentată pentru cele două transmisii hidraulice precum și caracteristicile de tracțiune date în [121], [150], [191], [193].

Peste acestea s-au suprapus forțele de tracțiune limitate de aderență, analizate în § 1.1: cea calculată după criteriul Curtius-Kniffler și cea corespunzătoare coeficientului de aderență din tabelul 1-1.

Din figura 1-23 se observă că:

- toate caracteristicile de tracțiune au aceeași alură, diferențele care se constată la valorile obținute provenind de

Tabelul 1-5

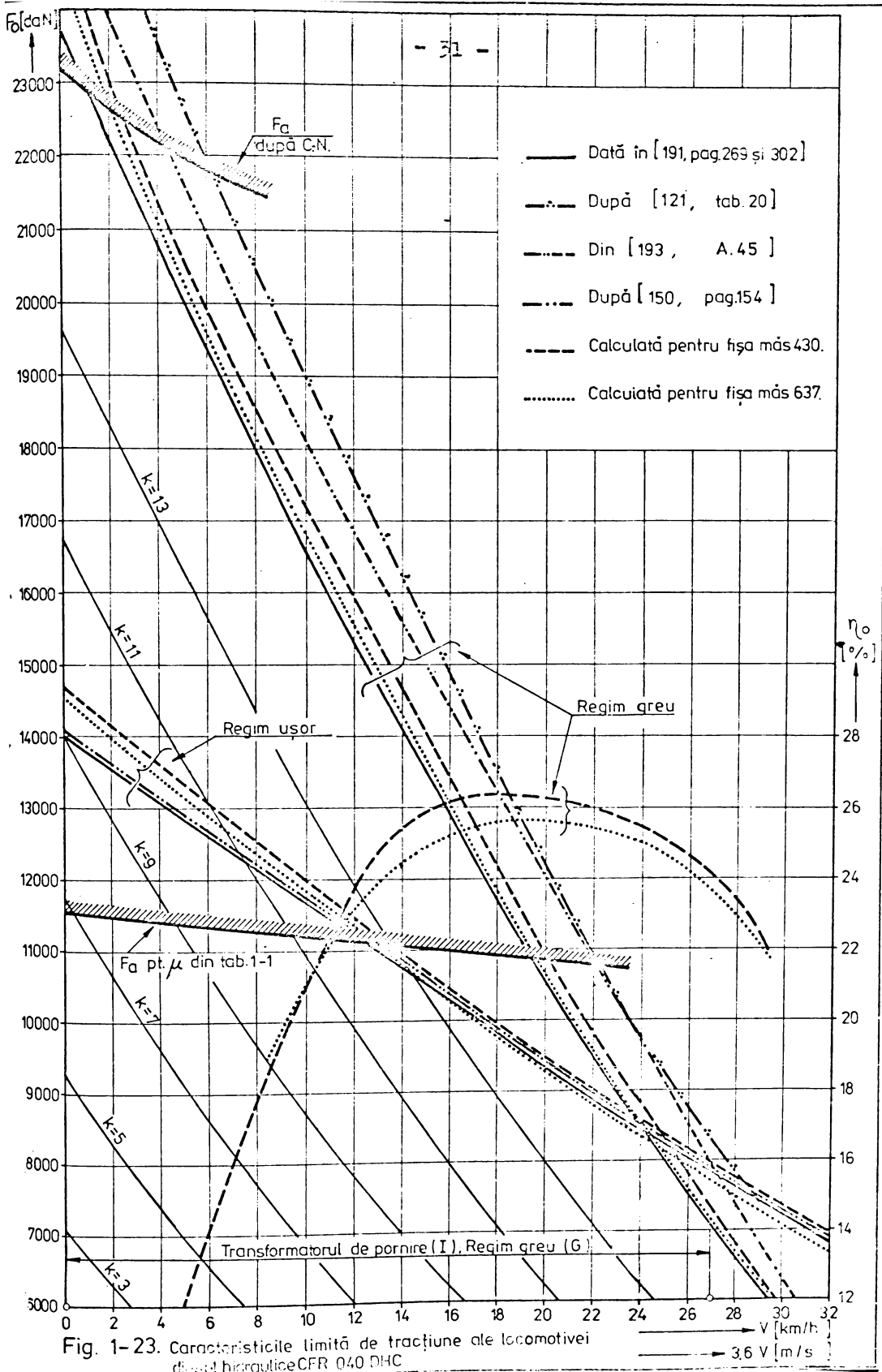
Caracteristici de tracțiune - transmisia TH2-A (fișa de măsurători 637/74), transformatorul de pornire (I)

n_{bt}	40,000	41,000	42,000	42,500	42,500	42,500	42,000	42,000	41,500	41,000
n_i	758,000	760,000	764,000	762,000	760,000	760,000	760,000	760,000	762,000	760,000
F_c	3550,000	2600,000	2300,000	2100,000	1900,000	1700,000	1350,000	1200,000	1000,000	850,000
n_e	0,000	280,000	386,000	460,000	526,000	592,000	740,000	806,000	896,000	962,000
n_p	2698,479	2705,600	2719,840	2712,719	2705,600	2712,719	2705,600	2705,600	2712,719	2705,600
n_t	0,000	584,706	806,059	960,588	1098,411	1236,235	1545,294	1683,117	1871,058	2008,882
C_d	1104,972	1132,596	1160,220	1174,032	1174,032	1174,032	1160,220	1160,220	1146,408	1132,596
C_l	306,506	314,168	321,831	325,662	325,662	325,662	321,831	321,831	318,000	314,168
C_e	2542,510	1862,120	1647,260	1504,020	1360,780	1217,540	966,870	859,440	716,200	608,770
C_2	1232,952	903,007	798,614	729,352	659,890	590,428	468,869	416,772	347,311	295,214
Controler pozitivă 15 $n = 750 \text{ rot/min}$										
n_p	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000
n_t	0,000	577,012	791,288	945,460	1083,958	1216,767	1524,961	1660,971	1841,593	1982,449
i_n	0,000	0,216	0,296	0,354	0,406	0,456	0,571	0,622	0,690	0,742
C_l	300,070	305,955	310,144	315,486	317,148	315,486	313,417	313,417	308,063	305,955
P_l	1118,664	1140,603	1156,220	1176,134	1182,332	1176,134	1168,422	1168,422	1148,460	1140,603
C_2	1207,064	879,400	769,807	706,561	642,639	571,978	456,612	405,877	336,458	287,496
P_2	0,000	708,495	850,515	932,736	972,625	971,745	972,235	941,287	865,147	795,792
T_{ur}	0,000	62,116	73,560	79,305	82,263	82,622	83,209	80,561	75,331	69,769
Regim ușor										
v	0,000	14,465	19,836	23,701	27,173	30,502	38,228	41,638	46,166	49,697
F_0	14588,609	10628,453	9303,902	8539,520	7766,949	6912,941	5518,621	4905,441	4066,437	3474,685
T_0	0,000	19,113	22,635	24,403	25,313	25,423	25,604	24,789	23,180	21,468
Regim greu										
v	0,000	8,672	11,893	14,210	16,291	18,287	22,919	24,963	27,678	29,795
F_0	24333,117	17727,762	15518,477	14243,516	12954,906	11530,461	9204,797	8182,043	6782,629	5795,613
T_0	0,000	19,113	22,635	24,403	25,313	25,423	25,604	24,789	23,180	21,468

Tabelul 1-6

Caracteristici de tractiune - transmisia TH2-A (fişa de măsurători 430/73), transformatorul de pornire (I)

s_{bt}	39,000	40,000	40,000	40,000	40,500	41,500	41,000	41,000	40,000	40,000	40,000
n_i [r/min]	750,000	748,000	746,000	748,000	748,000	748,000	746,000	748,000	746,000	746,000	748,000
T_c [daN]	3500,000	2600,000	2300,000	2100,000	1900,000	1700,000	1350,000	1200,000	1000,000	850,000	850,000
n_e [r/min]	0,000	264,000	362,000	440,000	510,000	586,000	720,000	788,000	872,000	938,000	938,000
n_p [r/min]	2670,000	2662,879	2655,760	2662,879	2662,879	2662,879	2655,760	2662,879	2655,760	2662,879	2662,879
n_t [r/min]	0,000	551,294	755,941	918,823	1065,000	1223,706	1503,529	1645,529	1820,941	1958,764	1958,764
C_d [daN.m]	1077,347	1104,972	1104,972	1104,972	1118,784	1146,408	1132,596	1132,596	1104,972	1104,972	1104,972
C_l [daN.m]	298,843	306,506	306,506	306,506	310,337	318,000	314,168	314,168	306,506	306,506	306,506
C_e [daN.m]	2506,700	1862,120	1647,260	1504,020	1360,780	1217,540	966,870	859,440	716,200	608,770	608,770
C_2 [daN.m]	1215,537	203,007	798,814	729,352	659,890	590,428	468,869	416,772	347,311	295,214	295,214
Centralor pozitia 15 n = 750 rot/min											
n_p [r/min]	2670,000	2670,000	2669,993	2670,000	2670,000	2670,000	2669,993	2670,000	2669,993	2670,000	2670,000
n_t [r/min]	0,000	552,768	759,994	921,280	1067,848	1226,978	1511,590	1649,929	1830,704	1964,002	1964,002
i_n	0,000	0,207	0,285	0,345	0,400	0,460	0,566	0,618	0,686	0,736	0,736
C_l [daN.m]	298,843	308,147	309,801	308,147	311,999	319,702	317,546	315,850	309,801	308,147	308,147
F_l [C.P.]	1114,089	1148,774	1154,940	1148,774	1163,133	1191,853	1183,813	1177,493	1154,940	1148,774	1148,774
C_2 [daN.m]	1215,587	907,843	807,403	733,258	663,423	593,589	473,910	419,004	351,045	296,795	296,795
P_2 [C.P.]	0,000	700,679	856,774	943,222	989,158	1016,924	1000,220	965,271	897,317	813,886	813,886
n_{tr}	0,000	60,994	74,183	82,107	85,043	85,323	84,491	81,977	77,694	70,848	70,848
Regim usor											
v [Km/h]	0,000	13,857	19,052	23,095	26,769	30,758	37,893	41,361	45,893	49,234	49,234
F_0 [daN]	14691,613	10972,207	9758,293	8862,172	8018,152	7174,137	5727,691	5064,094	4242,734	3587,067	3587,067
T_0	0,000	18,768	22,827	25,265	26,168	26,254	25,998	25,225	23,907	21,800	21,800
Regim greu											
v [Km/h]	0,000	8,308	11,422	13,846	16,049	18,441	22,718	24,708	27,514	29,518	29,518
F_0 [daN]	24504,922	18301,129	16276,375	14781,684	13373,902	11966,125	9553,520	8446,672	7076,684	5983,062	5983,062
T_0	0,000	18,768	22,827	25,265	26,168	26,254	25,998	25,225	23,907	21,800	21,800



la evaluarea randamentelor mecanice;

- caracteristicile de tracțiune calculate pentru cele două transmisii (tab.1-5 și 1-6) se apropie de cele din [191,pag.269 și 302]. Acestea, prezentate în tabelul 1-7, se vor considera în continuare în calculele din capitolele care urmează.

Tabelul 1-7

Forța de tracțiune la obadă $F_0(v)$ după [191] pentru:

a) Regim greu [191,pag.269]

v [Km/h] 3,6 v [m/s]	0	5	5,5	10	15	20	
F_0 [daN]	23.500	20.000	19.500	16.300	13.300	10.500	
	25	27	30	35	40	45	50
	8.000	7.200	6.700	5.900	5.200	4.600	4.000
							55
							3.500

b) Regim ușor [191,pag.302]

v [Km/h] 3,6 v [m/s]	0	5	10	15	20	25	30
F_0 [daN]	14.000	12.800	11.650	10.500	9.300	8.250	7.200
	35	40	45	46	50	55	60
	6.250	5.350	4.500	4.300	4.000	3.700	3.400
	65	70	75	80	85	90	95
	3.150	2.900	2.650	2.450	2.250	2.050	1.850
							100
							1.700

- forța de tracțiune limitată de aderență variază într-un domeniu de valori foarte larg, pentru diferite condiții de aderență;

- numai caracteristica de tracțiune limită exterioară ($k = 15$) intersectează forța de tracțiune limitată de aderență pentru condiții normale de mers, pe cînd în cazul șinelor umede forța de tracțiune limitată de aderență poate fi depășită și de caracteristicile de tracțiune parțiale ($k = 7...14$);

Tabelul 1-8

Caracteristici de tracțiune - transmisia TH2-A (fișa de măsurători 637/74), transformatorul de pornire (I)

Controler poziția 13 n = 685 rot/min

n_p [r/min]	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600	2438,600
n_t [r/min]	0,000	527,004	722,710	863,521	990,016	1111,313	1392,798	1517,020	1681,988	1810,637				
i_n	0,000	0,216	0,296	0,354	0,406	0,456	0,571	0,622	0,690	0,742				
G_1 [daN.m]	250,312	255,221	258,715	263,171	264,558	263,171	261,446	261,446	256,979	255,221				
F_1 [C.P.]	852,290	869,005	880,904	896,075	900,798	896,075	890,201	890,201	874,991	869,005				
G_2 [daN.m]	1006,906	733,576	642,156	589,398	536,075	477,131	380,895	338,573	280,666	239,823				
P_2 [C.P.]	0,000	539,790	647,992	710,635	741,026	740,355	740,729	717,150	659,140	606,300				
η_{tr}	0,000	62,116	73,560	79,305	82,263	82,622	83,209	80,560	75,331	69,769				
Regim ușor														
v [Km/h]	0,000	13,211	18,117	21,647	24,818	27,859	34,915	38,029	42,165	45,390				
F_0 [daN]	12169,492	8866,020	7761,109	7123,477	6479,016	5766,625	4603,512	4092,007	3392,131	2898,507				
η_0	0,000	19,149	22,677	24,448	25,360	25,470	25,651	24,835	23,223	21,508				
Regim greu														
v [Km/h]	0,000	7,921	10,862	12,978	14,879	16,702	20,933	22,800	25,279	27,213				
F_0 [daN]	20293,145	14788,102	12945,168	11881,625	10806,695	9618,453	7678,437	6825,277	5657,918	4834,574				
η_0	0,000	19,149	22,677	24,448	25,360	25,470	25,651	24,835	23,223	21,508				

Caracteristici de tracțiune - transmisia TH2-A (fișa de măsurători 637/74), transformatorul de mers (II)

n_{dt}	40,500	40,000	40,000	40,000	40,500	41,000	41,500
n_1 [rot/min]	760,000	760,000	760,000	760,000	760,000	760,000	760,000
F_c [daN]	1100,000	1000,000	900,000	800,000	700,000	600,000	500,000
n_e [rot/min]	794,000	932,000	1074,000	1284,000	1440,000	1604,000	1878,000
n_p [rot/min]	2705,600	2705,600	2705,600	2705,600	2705,600	2705,600	2705,600
n_t [rot/min]	1136,863	1334,454	1537,772	1838,454	2061,818	2296,636	2688,954
C_d [daN.m]	1118,784	1104,972	1104,972	1104,972	1118,784	1132,596	1146,408
C_l [daN.m]	310,337	306,506	306,506	306,506	310,337	314,168	318,000
C_e [daN.m]	787,820	716,200	644,580	572,960	501,340	429,720	358,100
C_2 [daN.m]	557,188	506,535	455,881	405,228	354,574	303,921	253,268
Centrul pozitiei 15 $n = 750 \text{ rot/min}$							
n_p [rot/min]	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000	2670,000
n_t [rot/min]	1121,905	1316,896	1517,539	1814,264	2034,689	2266,417	2653,573
n_n	0,420	0,493	0,568	0,679	0,762	0,849	0,994
C_1 [daN.m]	302,224	298,493	298,493	298,493	302,224	305,955	309,686
P_1 [C.P.]	1126,693	1112,783	1112,783	1112,783	1126,693	1140,603	1154,513
C_2 [daN.m]	542,622	493,293	443,963	394,634	345,305	295,976	246,646
P_2 [C.P.]	850,000	907,030	940,703	999,679	930,994	936,616	913,843
n_{tr}	75,442	81,510	84,536	89,836	87,068	82,116	79,154
Centrul motor							
v [km/h]	41,016	46,147	55,483	66,331	74,390	82,863	97,017
F_0 [daN]	4406,652	4087,806	3679,080	3270,292	2861,506	2452,719	2043,934
η_0	23,214	25,081	26,012	27,643	26,791	25,268	24,356
Centrul trenu							
v [km/h]	24,592	28,866	33,264	39,768	44,600	49,679	58,165
F_0 [daN]	7500,207	6818,371	6136,531	5454,691	4772,859	4091,021	3409,187
η_0	23,214	25,081	26,012	27,643	26,791	25,268	24,356

Tabelul 1-10

Caracteristici de tracțiune - transmisia TH2-A (fișa de măsurători 637/74), transformatorul de mers (II)

Controler poziția 10 n = 605 rot/min										
n_p	2153,800	2153,800	2153,800	2153,800	2153,800	2153,800	2153,800	2153,800	2153,800	2153,800
n_t	905,003	1062,296	1224,148	1463,506	1641,315	1828,243	2140,549			
i_n	0,420	0,493	0,568	0,679	0,849	0,849	0,994			
C_1 [daN.m]	196,660	194,233	194,233	194,233	196,660	199,088	201,516			
C_1 [C.P.]	591,409	584,108	584,108	584,108	591,409	598,710	606,012			
C_2 [daN.m]	353,090	320,991	288,892	256,793	224,694	192,595	160,496			
C_2 [C.P.]	446,171	476,106	493,781	524,739	514,931	491,636	479,683			
η_{gr}	75,442	81,510	84,536	89,836	87,068	82,116	79,154			
Regim ușor										
v [Km/h]	33,088	38,839	44,756	53,507	60,008	66,842	78,261			
F_0 [daN]	2926,023	2660,019	2394,017	2128,014	1862,014	1596,012	1330,010			
η_0	23,328	25,205	26,141	27,779	26,924	25,392	24,476			
Regim greu										
v [Km/h]	19,837	23,285	26,833	32,080	35,977	40,075	46,920			
F_0 [daN]	4880,469	4436,785	3993,110	3549,427	3105,752	2662,074	2218,395			
η_0	23,328	25,205	26,141	27,779	26,924	25,392	24,476			

- randamentul total al transmisiei hidraulice din tabelele 1-5 și 1-6 se regăsesc în [121, tab.20] și în [193, A 45];

- randamentul locomotivei (fig.1-23) este comparabil cu cel din [150, fig.5.24].

O b s e r v a ț i e . În figura 1-23 sînt prezentate caracteristicile de tracțiune ale locomotivei diesel-hidraulice CFR o40-DHC corespunzătoare numai transformatorului de pornire (I) pe care se face demarajul locomotivei studiat în lucrare.

1.3. Rolul curbelor $F_0(v)$ și $F_0(\Delta v)$ în procesul de depășire și restabilire a aderenței

În § 1.1 s-a arătat că fiecărei viteze a trenului v îi corespunde o forță de tracțiune în funcție de viteza de alunecare $F_0(\Delta v)$. Înfașurătoarea acestor curbe trasate pentru mai multe viteze ale trenului dă variația forței de tracțiune limitată de aderență în funcție de viteza roții $F_a(v_r)$, sau a trenului $F_a(v)$, așa cum se vede în figura 1-24.

Se analizează două cazuri:

a) Depășirea și restabilirea aderenței la schimbarea treptelor de tracțiune.

Se consideră funcționarea pe trepte i (fig.1-24 a) în punctul A' , după care se trece pe treapta $(i+1)$, punctul de funcționare B' , la aceeași viteză (pentru că viteza nu poate crește brusc).

Din tot segmentul $l'B'$ numai forța corespunzătoare lui $l'A'$ se poate folosi la accelerarea trenului, porțiunea $A'B'$ accelerează osiile montate conducînd la creșterea vitezei de alunecare ($\Delta v = v_r - v$).

Forțele de tracțiune din zona hașurată produc accelerarea osiilor montate, accelerație mult mai mare decît cea a trenului.

Crescînd viteza de alunecare Δv , forța de tracțiune din A' ajunge în C' , trenul este accelerat, viteza sa crește și un nou echilibru se stabilește în punctul D' pe curba corespunzătoare noii viteze a trenului.

În cazul în care forța de tracțiune $F_0(v_r)$ este mai puțin înclinată (fig.1-24 b), la noua viteză a trenului ea nu se intersectează cu $F_0(\Delta v)$ și alunecarea poate crește nelimitat producînd mari uzuri sau chiar avarii.

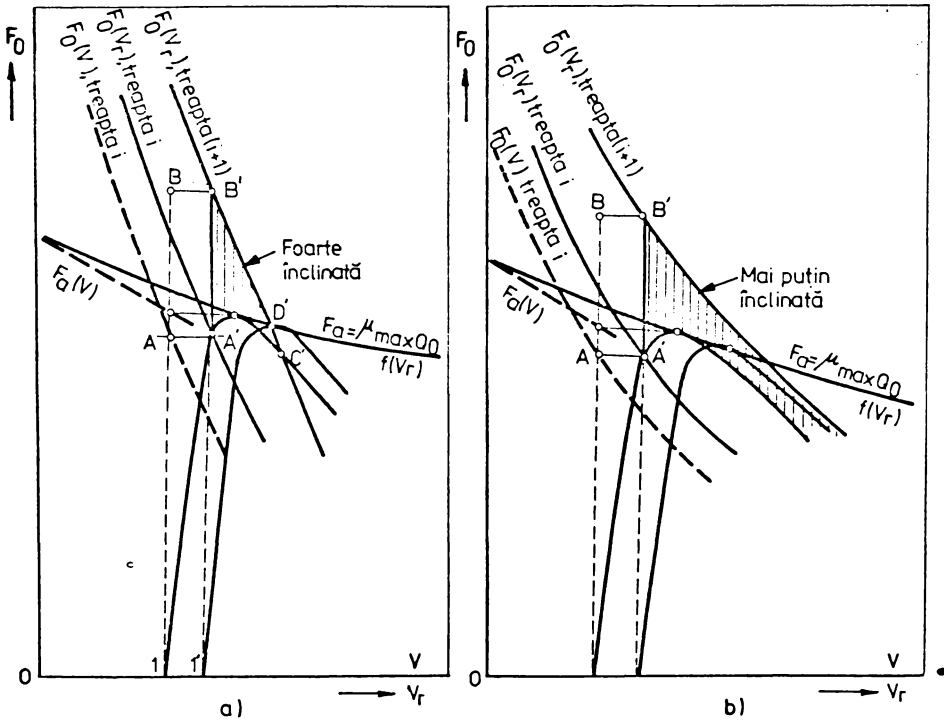


Fig.1-24

Depășirea și restabilirea aderenței la schimbarea treptelor

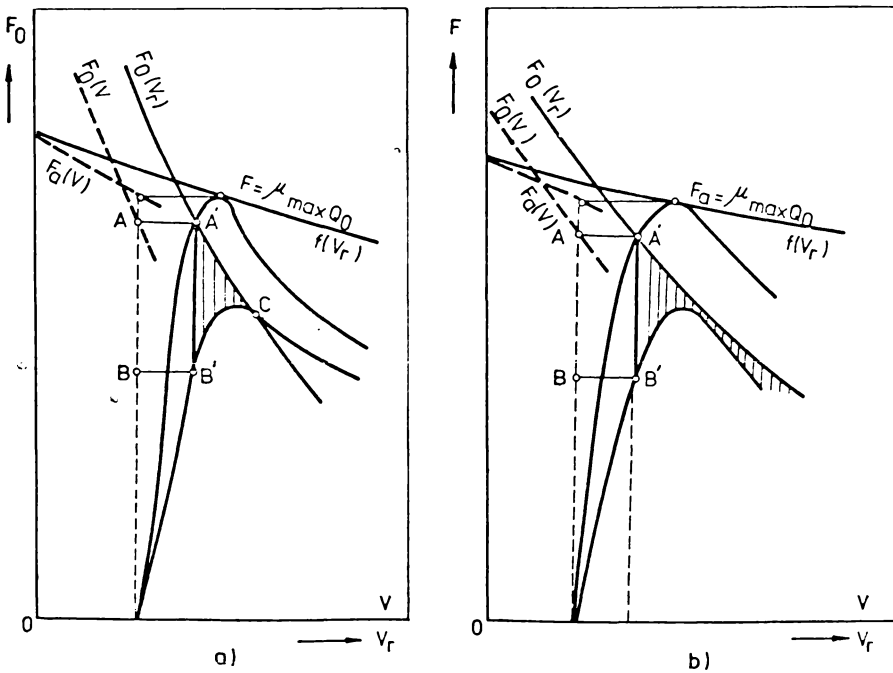


Fig.1-25

Depășirea și restabilirea aderenței datorită modificării forței de aderență

Din cele de mai sus rezultă că pentru restabilirea aderenței trebuie ca [160]:

- treptele de comandă ale locomotivei să fie cât mai apropiate;
- caracteristica de tracțiune $F_0(v)$ să fie cât mai înclinată;
- accelerația trenului să fie ridicată pentru a determina mărirea vitezei în timp scurt;
- momentele de inerție ale osiilor montate și ale lanțului cinematic al transmisiei să fie mari pentru a nu permite o viteză de alunecare (Δv) mare.

b) Depășirea și restabilirea aderenței datorită modificării forței de frecare.

Se consideră că forța de tracțiune $F_0(v)$ rămîne aceeași iar forța de frecare $F_0(\Delta v)$ se modifică din cauza condițiilor de aderență sau a variației sarcinii pe osie.

În figura 1-25 a este prezentată situația în care echilibrul se restabilește pe cînd în figura 1-25 b din cauza pantei curbei $F_0(v_r)$ echilibrul nu va putea fi atins.

În acest caz are loc o creștere rapidă a vitezei roții care poate duce la avarii. Restabilirea aderenței în acest caz se face prin:

- accelerarea corespunzătoare a trenului,
- oscilațiile stick-slipp care apar,
- intervenția dispozitivelor antipatinaj.

Caracteristicile limită de tracțiune analizate în acest capitol determină performanțele locomotivelor la demaraj și la circulația cu viteze mari.

În cadrul lucrării ele stau la baza tuturor calculelor care se fac pentru determinarea forțelor de tracțiune limită în condițiile evitării patinării (cap.2), pentru studiul posibilităților de demarare (cap.3) și pentru stabilirea programelor de comandă automată (cap.5 și cap.6).

Capitolul 2

LIMITAREA FORTEI DE TRACȚIUNE LA DEMARAJ DATORITA DESCARCARI SIILOR

O caracteristică importantă a performanțelor unei locomotive este aceea ca la o greutate minimă să poată utiliza în exploatare puterea instalată.

La locomotivele diesel moderne forța de tracțiune limitată de aderență este mai mică la demaraj decât forța de tracțiune care se poate dezvolta la obada osiilor motoare determinată de cuplul efectiv la arborele motorului termic (v.fig.1-1).

Însă nici forța de tracțiune limitată de aderență nu poate fi realizată, din cauza configurației geometrice și a amplasamentului elementelor din lanțul cinematic, care, la demaraj mai ales, determină variații mari ale sarcinilor pe osii, apărând astfel patinările osiilor descărcate. Locomotivele diesel de totală aderență cu antrenarea individuală a osiilor nu realizează o utilizare completă a greutății aderențe; de aceea valoarea forței de tracțiune a fiecărei osii motoare se alege după forța de aderență a osiei cel mai mult descărcate [168], [170], [171]

După cum arată profesorul I. Zăgănescu [169, pag.45]: "La locomotivele diesel fără roți alergătoare și cu antrenarea centrală a osiilor se obține utilizarea în proporție de 100 % a greutății aderențe. Dacă însă coeficientul de aderență efectiv este mai mic decât valoarea necesară, patinează și osiile cuplate, forța de tracțiune putând scădea cu 50 % în cazul patinării".

Patinaje ale locomotivelor diesel cu antrenarea centrală a osiilor s-au constatat în exploatarea lor. Astfel, așa cum se arată în [57, pag.4.55]: "... defecțiuni ca ruperi de roți dințate la locomotive de cale îngustă, o rupere de osie în 1968 la o locomotivă de 1250 CP, precum și rotiri de osii în roți la locomotivele de 700 CP, ca și ruperi de osii la locomotivele de 450 CP cale îngustă și 700 CP cale normală ... După o analiză amănunțită s-a ajuns la convingerea că aceste solicitări nu se pot datora decât patinajelor ...".

În cele ce urmează se studiază influența statică a forțe-

lor asupra variațiilor sarcinilor pe osii, care au valori considerabile la forțe de tracțiune mari, adică la demaraj.

2.1. Descărcarea statică a osiilor

Studiul se efectuează considerând ipotezele prezentate în [21], [168], [170], [171].

Valoarea efectivă a sarcinii pe osie, așa cum s-a mai arătat (§ 1.1.3) este :

$$Q = Q_0 + \Delta Q \quad (2.1)$$

în care variația sarcinii pe osie ΔQ se consideră cu semnul "plus" la încărcare și "minus" la descărcarea osiei.

În continuare se analizează descărcarea statică a osiilor la locomotivele diesel hidraulice de tipul prezentat în figurile 2-1...2-4.

2.1.1. Variație statică a sarcinilor pe osii datorită rotirii cutiei

Forța de tracțiune care apare la obada osiilor montate motoare se transmite la cutia locomotivei prin pivoți, iar de la aceasta, prin cîrligul de tracțiune, la tren.

Deoarece cîrligul de tracțiune se găsește montat pe cutia locomotivei la înălțimea H , iar pivoții la înălțimea h față de planul șinelor (fig.2-1 a), ia naștere cuplul:

$$F_0(H - h) \quad (2.2)$$

ce produce variațiile sarcinilor pe pivoți

$$V_{pI} = V_{pII} = \frac{F_0(H - h)}{2b} \quad (2.3)$$

în care:

$F_0 = F_{bI} + F_{bII}$ reprezintă forța de tracțiune la obadă a locomotivei;

$F_{bI} = F_{o1} + F_{o2} = \sum_{bI} F_{oi} = \mu(Q_{o1} + Q_{o2})$ - forța de tracțiune a boghiului dinainte (I);

$F_{bII} = F_{o3} + F_{o4} = \sum_{bII} F_{oi} = \mu(Q_{o3} + Q_{o4})$ - forța de tracțiune a boghiului dinapoi (II);

$2b$ - ampatamentul locomotivei.

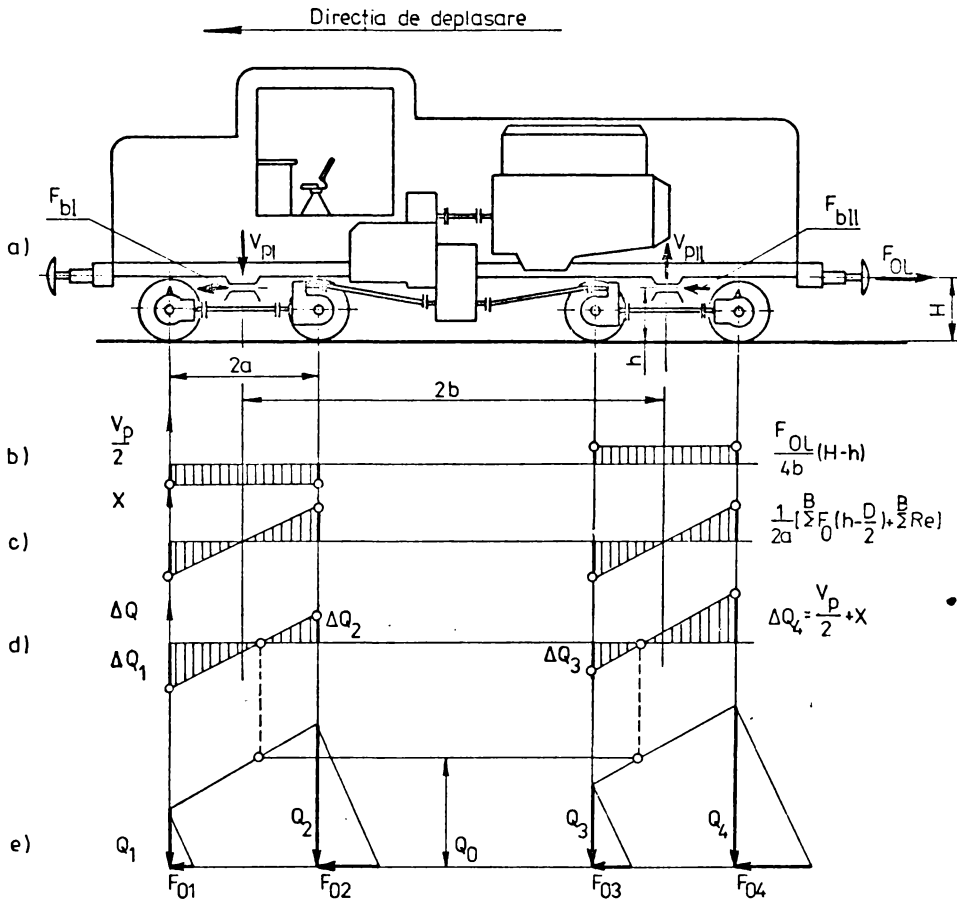


Fig. 2-1

Determinarea variațiilor sarcinilor pe osiile montate la locomotive tip 040

- a) Forțele care acționează pe cutia locomotivei
- b) Variațiile sarcinilor pe osii datorită rotirii cutiei
- c) Variațiile sarcinilor pe osii datorită rotirii boghiurilor
- d) Variațiile totale ale sarcinilor pe osii
- e) Sarcinile efective pe osiile montate

În figura 2-1 a sînt reprezentate forțele care acționează pe cutia locomotivei (pivoți și cîrlig).

Osiile montate ale boghiului dinainte sînt descărcate, iar cele ale boghiului dinapoi încărcate cu valoarea

$$\frac{V_p}{2} = F_o \frac{H-h}{4b} \quad (2.4)$$

așa cum este reprezentat în figura 2-1 b.

2.1.2. Variația statică a sarcinilor pe osii datorită rotirii boghiurilor

Forța de tracțiune a boghiului F_b acționează pe boghiu în lagărul pivotului, iar forțele de tracțiune, F_{oi} ale osiilor montate de diametru D , la nivelul planului osiilor (fig.2-2) producînd momentul:

$$\sum^b F_{oi} \left(h - \frac{D}{2} \right) \quad (2.5)$$

În afară de acesta mai apare și momentul produs de forțele de reacțiune din suporturile atacurilor de osie (fig.2-3):

$$\sum^b R_i \cdot e \quad (2.6)$$

unde $\sum^{bI} R_i = R_1 + R_2$ și $\sum^{bII} R_i = R_3 + R_4$

Momentele din ecuațiile (2.5) și (2.6) au același sens, momentul rezultat producînd variațiile sarcinilor pe osiile montate:

$$X = \frac{1}{2a} \left[\sum^b F_{oi} \left(h - \frac{D}{2} \right) + \sum^b R_i \cdot e \right] \quad (2.7)$$

în care:

2a - reprezintă ampatamentul boghiului.

Osiile montate dinainte ale fiecărui boghiu sînt descărcate, iar cele dinapoi încărcate cu mărimea X , așa cum se vede în figura 2-1 c.

2.1.3. Variațiile statice totale ale sarcinilor pe osiile montate

Din cele prezentate în § 2.1.1 și § 2.1.2 rezultă că variațiile totale ale sarcinilor pe fiecare osie montată se determină din relațiile:

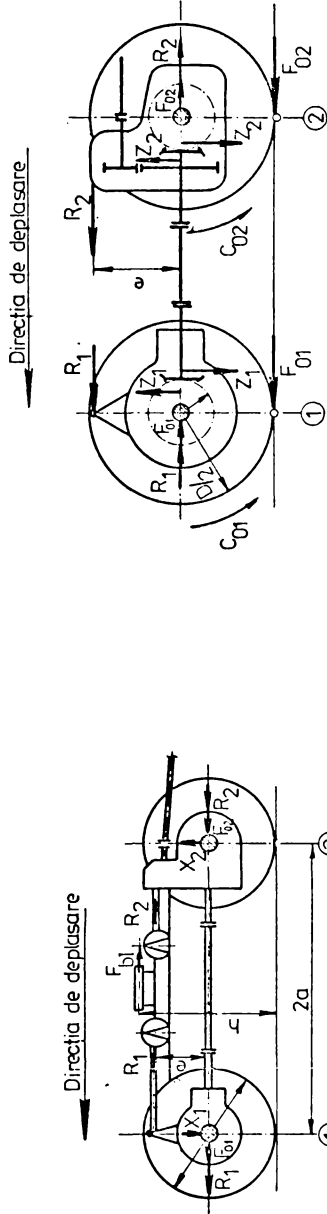


Fig. 2-2

Forțele care produc rotirea ramei boghiului

Fig. 2-3

Forțele care acționează în atacurile de osie și la obadă

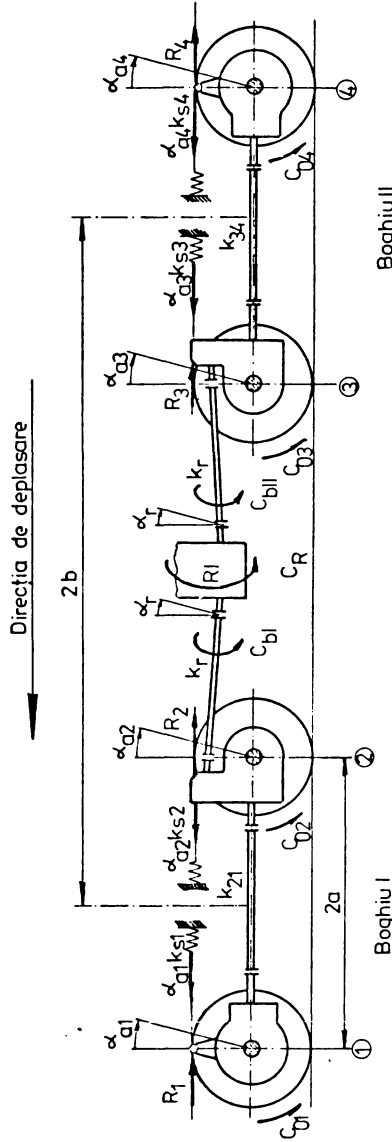


Fig. 2-4

Distribuția cuplului de antrenare

$$\Delta Q_1 = -\frac{F_0}{4b}(H-h) - \frac{1}{2a} \left[(F_{01} + F_{02}) \left(h - \frac{D}{2} \right) + (R_1 + R_2) \cdot e \right] \quad (2.8)$$

$$\Delta Q_2 = -\frac{F_0}{4b}(H-h) + \frac{1}{2a} \left[(F_{01} + F_{02}) \left(h - \frac{D}{2} \right) + (R_1 + R_2) \cdot e \right] \quad (2.9)$$

$$\Delta Q_3 = \frac{F_0}{4b}(H-h) - \frac{1}{2a} \left[(F_{03} + F_{04}) \left(h - \frac{D}{2} \right) + (R_3 + R_4) \cdot e \right] \quad (2.10)$$

$$\Delta Q_4 = \frac{F_0}{4b}(H-h) + \frac{1}{2a} \left[(F_{03} + F_{04}) \left(h - \frac{D}{2} \right) + (R_3 + R_4) \cdot e \right] \quad (2.11)$$

Forțele R_i care acționează în reazemele atacurilor de osie se determină din sistemul de ecuații (fig.2-3)

$$\begin{cases} F_{0i} \cdot \frac{D}{2} - Z_i \cdot r = 0 \\ Z_i \cdot r = R_i \cdot e \end{cases}$$

de unde rezultă:

$$R_i = F_{0i} \cdot \frac{D}{2 \cdot e} \quad (2.12)$$

în care:

Z_i reprezintă forța tangențială periferică pe flancul dintelui coroanei cîntate de pe osia montată;

r - raza de divizare a coroanei dințate.

2.2. Variațiile sarcinilor pe osii produse de solicitările dinamice și mersul în rampe

a) Oscilațiile locomotivelor produse de perturbațiile generate de calea de rulare și transmisie influențează forța de tracțiune maximă care poate fi dezvoltată.

Pentru locomotivele diesel cu suspensie dublă au fost stabilite funcțiile de transfer ale mișcării maselor suspendate ale cutiei și boghiurilor necesare la determinarea sarcinilor dinamice [158], [159], [177], [202], [203], [204], [208].

Pentru locomotiva o4o DHC s-au determinat parametrii normați [158], [159] ai maselor ($p = 8,66611$) și rigidităților ($s = 3,70289$), precum și pulsațiile proprii ($\omega_1 = 81,828 \text{ s}^{-1}$, $\omega_2 = 24,666 \text{ s}^{-1}$) corespunzătoare celor două trepte ale suspensiei.

Pulsația normată se determină din relația:

$$V_1 = \frac{2\pi v}{\omega_1 \cdot L} \quad (2.13)$$

La viteza $v = 5,55 \text{ m/s}$ (20 Km/h) și lungimea de undă a de-

fectului sistematic $L = 22,5$ m rezultă $V_1 = 0,018959$.

Modulul funcției de transfer a mișcării boghiurilor se determină din:

$$\left| s_1(v_1) \right| = \left| \frac{s - (1+s)p \cdot V_1^2}{p(1+s)^2 V_1^4 - [(1+p)s+p] (1+s)V_1^2 + s} \right| \quad (2.14)$$

și are valoarea $\left| s_1(v_1) \right| = 1,01668$.

Funcția de transfer a accelerației masei suspendate a boghiului este:

$$A_1(v_1) = \omega_1^2 \cdot V_1^2 \left| s_{1c}(v_1) \right| \quad (2.15)$$

cu mărimea $A_1(v_1) = 2,4469$.

Sarcina dinamică pe boghiuri:

$$\Delta Q_1(v_1) = m_1 \cdot z_{co} \left| A_1(v_1) \right| \quad (2.16)$$

pentru $z_{co} = 0,01$ m rezultă $\Delta Q_1(v_1) = 148,659$ [N].

b) Se consideră mersul în rampa cu declivitatea $r_1 = 30$ ‰.

Componentele greutateii cutiei G_c și vagoanelor, G_v , paralele cu direcția de deplasare produc o încărcare suplimentară a boghiului dinapoi și o descărcare a celui dinainte cu mărimea:

$$v = \frac{G_c \cdot \sin \alpha \cdot h_1 + G_v \cdot \sin \alpha (H-h)}{2b} \quad (2.17)$$

în care h_1 reprezintă înălțimea centrului de greutate al cutiei față de planul pivoților.

Considerînd $G_c = 516,500$ KN, $h_1 = 1,2$ m pentru $G_v = 6000$ KN se obține $v = 1083,25$ daN, iar pentru o osie montată $\frac{v}{2}$.

Componenta greutateii locomotivei perpendiculară pe planul șinelor $G_L \cdot \cos \alpha$ determină sarcinile pe osii $\frac{1}{4} G_L \cdot \cos \alpha = 17.492,13$ daN, adică o modificare a sarcinii față de $Q_0 = 17.500$ daN în palier cu $7,87$ daN.

Variațiile totale ale sarcinilor pe osii produse de sarcinile dinamice și mersul în rampe reprezintă

$$\frac{7.433 + 541,625 - 7,87}{17.500} \cdot 100 = 3,093 \%$$

din sarcina pe osie în palier la $v = 0$ și se pot neglija în calculele care se fac la viteze mici.

2.3. Repartizarea cuplului de antrenare pe osiile montate

Cuplul motor care iese din reductorul inversor C_R este transmis prin arborii cardanici celor două boghiuri

$$C_R = C_{bI} + C_{bII} ,$$

în care C_{bI} și C_{bII} reprezintă cuplurile care revin boghiului dinaintea (I) respectiv dinapoi (II).

Acestea ajung mai întâi la osiile montate interioare (o.m.2 și o.m.3), care au atacuri de osie duble, iar mai apoi la osiile montate extreme (o.m.1 și o.m.4) cu atacuri de osie simple (fig.2-4).

Dacă se neglijează jocul dintre dinții angrenajelor cu roți dințate din atacurile de osie, elasticitatea dintelui și a arborilor scurți față de cea a arborilor cardanici [132] se poate scrie:

$$C_{bI} = k_r(\alpha_r - \alpha_{a2}) \text{ și } C_{bII} = k_r(\alpha_r - \alpha_{a3}) \quad (2.18)$$

în care: k_r reprezintă rigiditatea arborelui cardanic dintre reductorul inversor și atacurile de osie duble;

α_r - unghiul de rotire al arborelui care iese din reductorul inversor;

α_{a2}, α_{a3} - unghiurile de rotire ale secțiunilor arborilor cardanici de lângă atacurile de osie duble (v.fig.2-4).

Cuplul boghiului dinaintea este distribuit astfel (fig.2-4 și fig.2-3):

$$C_{bI} = Z_2 \cdot r + (\alpha_{a2} - \alpha_{a1})k_{21} , \quad (2.19)$$

ceea ce înseamnă că osia montată 2 preia cuplul:

$$C_{o2} = Z_2 \cdot r = \alpha_{a2} \cdot k_{s2} , \quad (2.20)$$

restul fiind transmis osiei montate 1, căreia îi revine

$$C_{o1} = (\alpha_{a2} - \alpha_{a1})k_{21} = k_{s1} \cdot \alpha_{a1} , \quad (2.21)$$

unde k_{21} reprezintă rigiditatea arborelui cardanic intermediar dintre osiile montate 2 și 1,

α_{a1} - unghiul de rotire al capătului arborelui cardanic intermediar de lângă osia montată 1,

k_{s2}, k_{s1} - rigiditățile suporturilor reazemelor atacurilor de osie dublu respectiv simplu.

Din relația (2.21) rezultă:

$$\alpha_{a1} = \frac{k_{21}}{k_{21} + k_{s1}} \alpha_{a2} \quad (2.22)$$

Introducînd în (2.19) mărimile calculate în (2.20) și (2.21) se obține:

$$C_{bI} = \alpha_{a2} \cdot k_{s2} + \left(\alpha_{a2} - \alpha_{a2} \cdot \frac{k_{21}}{k_{21} + k_{s1}} \right) k_{21} \quad (2.23)$$

Unghiurile de rotire ale atacurilor de osie determinate de mărimea cuplului și rigidității sînt:

$$\alpha_{a2} = \frac{C_{bI}}{k_{a2}} \quad \text{și} \quad \alpha_{a1} = \frac{C_{bI}}{k_{a1}}$$

în care

$$k_{a2} = \frac{k_{s2}(k_{21} + k_{s1}) + k_{s1}k_{s2}}{k_{21} + k_{s1}}, \quad (2.24)$$

$$k_{a1} = \frac{k_{s2}(k_{21} + k_{s1}) + k_{s1}k_{s2}}{k_{21}} \quad (2.25)$$

reprezintă rigiditățile echivalente la torsiune ale elementelor elastice din lanțul cinematic de pe boghiu, reduse la suporturile atacurilor de osie dublu respectiv simplu.

Cuplurile distribuite osiilor montate sînt:

$$C_{o1} = k_{s1} \cdot \alpha_{a1} = C_{bI} \cdot c_1 \quad (2.26)$$

$$C_{o2} = k_{s2} \cdot \alpha_{a2} = C_{bI} \cdot c_2 \quad (2.27)$$

în care

$$c_1 = \frac{k_{s1} \cdot k_{21}}{k_{s2}(k_{21} + k_{s1}) + k_{s1} \cdot k_{21}} \quad (2.28)$$

$$c_2 = \frac{k_{s2}(k_{21} + k_{s1})}{k_{s2}(k_{21} + k_{s1}) + k_{s1} \cdot k_{21}} \quad (2.29)$$

reprezintă coeficienții de distribuire a cuplului boghiului dinainte (I) pe osiile montate 1 respectiv 2. Analog se determină cuplurile care sînt distribuite osiilor montate 3 și 4:

$$C_{o3} = k_{s3} \cdot \alpha_{a3} = C_{bII} \frac{k_{s3}(k_{34} + k_{s4})}{k_{s3}(k_{34} + k_{s4}) + k_{s4}k_{34}} \quad (2.30)$$

$$C_{o4} = k_{s4} \cdot \alpha_{a4} = C_{bII} \frac{k_{s4} \cdot k_{z4}}{k_{s3}(k_{z4} + k_{s4}) + k_{s4} \cdot k_{z4}} \quad (2.31)$$

Dacă se calculează raportul cuplurilor osiilor montate, rezultă

$$\frac{C_{o1}}{C_{o2}} = \frac{c_1}{c_2} = \frac{k_{s1} \cdot k_{21}}{k_{s2}(k_{21} + k_{s1})} \quad (2.32)$$

iar cuplul boghiului dinainte:

$$C_{bI} = C_{o1} + C_{o2} = C_{o2} \left[1 + \frac{k_{s1} \cdot k_{21}}{k_{s2}(k_{21} + k_{s1})} \right] = K \cdot C_{o2} \quad (2.33)$$

Se notează coeficientul rigidităților:

$$K = 1 + \frac{k_{s1} \cdot k_{21}}{k_{s2}(k_{21} + k_{s1})} = \frac{1}{c_2} \quad (2.34)$$

și se împarte relația (2.33) cu $\frac{D}{2}$, rezultă:

$$F_{bI} = K \cdot F_{o2} = K \mu Q_2 \quad (2.35)$$

analog

$$F_{bII} = K \cdot F_{o3} = K \mu Q_3 \quad (2.36)$$

Din acestea se determină forța de tracțiune a locomotivei calculată la limita de patinare:

$$F_{lc} = F_{bI} + F_{bII} = K \mu (Q_2 + Q_3) \quad (2.37)$$

Din relațiile (2.1), (2.12), (2.9), (2.10) și (2.37) se obține:

$$Q_2 - Q_0 = - \frac{H-h}{4b} K \mu (Q_2 + Q_3) + \frac{h}{2a} K \mu Q_2 \quad (2.38)$$

$$Q_3 - Q_0 = \frac{H-h}{4b} K \mu (Q_2 + Q_3) - \frac{h}{2a} K \mu Q_3 \quad (2.39)$$

din care rezultă:

$$Q_2 = \frac{1 - \frac{H-h}{4b} K \mu \frac{2}{\frac{h}{2a} K \mu + 1}}{\frac{H-h}{4b} K \mu \left(1 + \frac{\frac{h}{2a} K \mu - 1}{\frac{h}{2a} K \mu + 1} \right) - \left(\frac{h}{2a} K \mu - 1 \right)} \cdot Q_0 \quad (2.40)$$

$$Q_3 = \frac{2Q_0 + \left(\frac{h}{2a} K \mu - 1 \right) Q_2}{\frac{h}{2a} K \mu - 1} \quad (2.41)$$

$$Q_1 = Q_0 - \frac{H-h}{4b} F_{lc} - \frac{h}{2a} F_{bI} \quad (2.42)$$

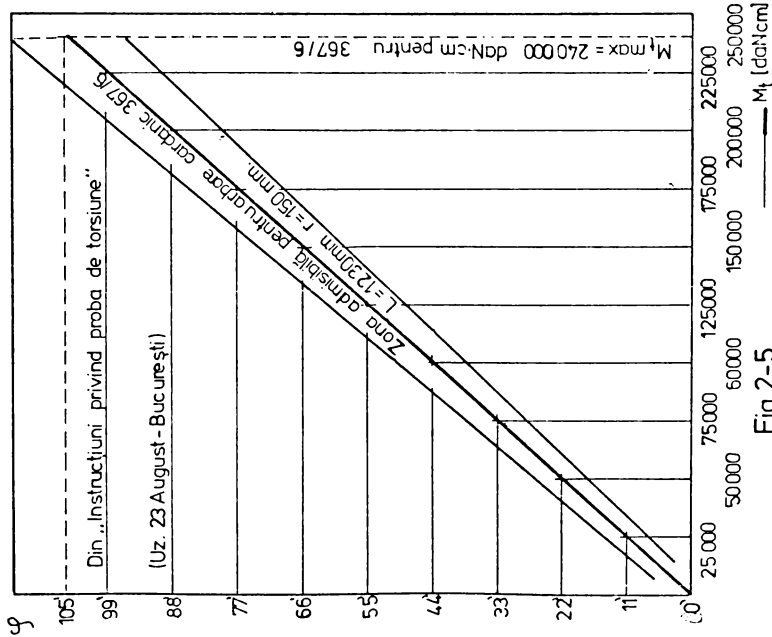


Fig. 2-5

Diagrama încercării la torsiune statică.

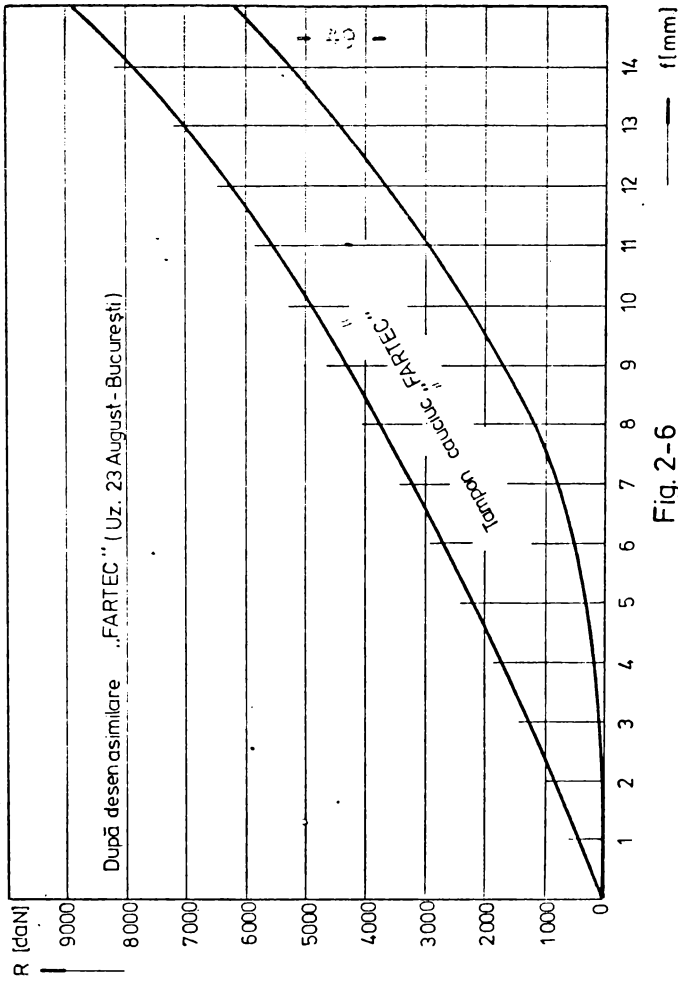


Fig. 2-6

Diagrama forță-deformație.

$$Q_4 = Q_0 + \frac{H-h}{4b} F_{lc} + \frac{h}{2a} F_{bII} \quad (2.43)$$

2.4. Determinarea forței de tracțiune la limita de patinaj pentru locomotivele diesel-hidraulice o4o-DHC și o4o-DHB

Locomotivele diesel-hidraulice (LDH) construite la Uzinele 23 August - București au configurația geometrică prezentată în figurile 2-1...2-4, așa încît pentru calculul sarcinilor efective pe osii se pot aplica formulele (2.40)...(2.43). În tabelul 2-1 sînt prezentați parametrii constructivi, iar în tabelul 2-2 rigiditățile și coeficienții necesari în calcul, determinați pe baza acestor rigidități.

Tabelul 2-1

Parametrii constructivi ai LDH

Locomotiva	Dimensiuni [mm]						Greutatea locomotivei G_L [daN]
	2a	2b	H	h	D	e	
o4o-DHC	2500	7200	1050	720	1000	450	70.000
o4o-DHB	2500	5640	1050	910	1000	450	48.000

Tabelul 2-2

Rigidități ale elementelor elastice la LDH

Locomotiva	Rigidități [daN.m/rad]		Coeficienți			
	$k_{s1}=k_{s2}=k_{s3}=k_{s4}$	$k_{21}=k_{34}$	$c_1=c_4$	$c_2=c_3$	C_{01}/C_{02}	K
o4o-DHC	*** $105,3 \cdot 10^3$	* $96 \cdot 10^3$	0,3229	0,6771	0,477	1,477
o4o-DHB	$105,3 \cdot 10^3$	** $78,13 \cdot 10^3$	0,2987	0,7013	0,426	1,426

* Valoare luată din [57].

** S-a calculat din diagrama încercării la torsiune reprezentată în figura 2-5.

*** Rezultă din diagrama forță-deformație a tamponului de cauciuc FARTEC, după cum urmează:

Din figura 2-6 se determină o valoare medie $k'_s = 520 \cdot 10^3$ daN/m. Rigiditatea la torsiune k_s [daN.m/rad] se calculează astfel: (v.fig.2-3 și fig.2-4). Cuplul preluat de o osie montată este:

$$C_0 = Z \cdot r = R \cdot e = \alpha_a \cdot k_s$$

însă

$$R = k'_s \cdot \alpha_a \cdot e \quad ,$$

de unde se obține:

$$k_s \text{ [daN.m/rad]} = e^2 \cdot k'_s \text{ [daN/m]} \quad (2.44)$$

Valorile raportului cuplurilor osiilor montate obținute pe cale analitică se pot regăsi și prin măsurători. Astfel, pentru o locomotivă cu același sistem de antrenare în figura 2-7 este redată distribuția cuplurilor în cazul unui demaraj normal, fără patinare [132]. Se vede că la boghiul dinainte (I) osia montată 2 este cea care preia prima partea cea mai mare a cuplului și numai după creșterea vitezei de mers cuplurile celor două osii montate se apropie ca valoare.

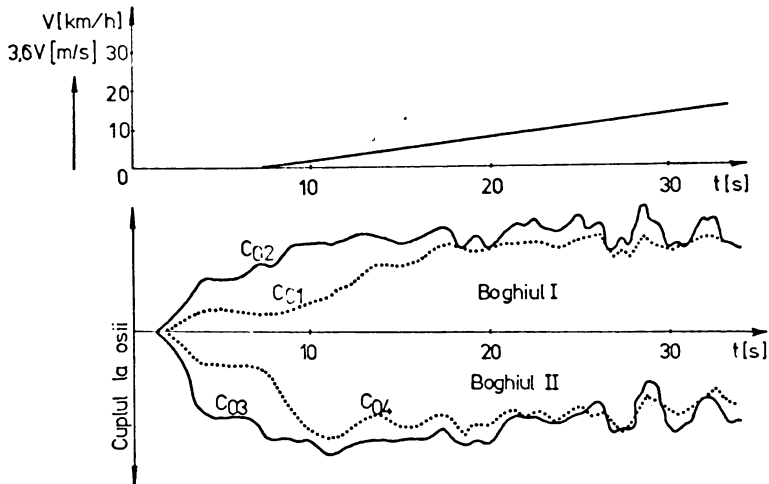


Fig.2-7. Modificarea cuplurilor la osiile montate în cazul demarajului fără patinare după [132] la o locomotivă cu antrenare centrală (cuadruplă) a osiilor.

Sarcinile reale pe osiile montate s-au determinat cu formulele (2.40)...(2.43) pentru 20 variante de calcul prezentate în tabelul 2-3 în vederea studierii influenței parametrilor constructivi (variantele 1...13), a rigidităților elementelor din lanțul cinematic (variantele 14...17) și a coeficientului de aderență (variantele 18...20).

Tabelul 2-3

VARIANTE DE CALCUL

a) Pentru locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHC

Varianta	Modificat	K	2b [mm]	2a [mm]	H [mm]	h [mm]	G_L [daN]	Q_0 [daN]
1	-	1,477	7200	2500	1050	720	70000	17500
2	h	1,477	7200	2500	1050	1100	70000	17500
3	h	1,477	7200	2500	1050	700	70000	17500
4	h	1,477	7200	2500	1050	500	70000	17500
5	h	1,477	7200	2500	1050	300	70000	17500
6	h	1,477	7200	2500	1050	150	70000	17500
7	h	1,477	7200	2500	1050	0	70000	17500
8	H	1,477	7200	2500	1065	720	70000	17500
9	H	1,477	7200	2500	1040	720	70000	17500
10	2b	1,477	8000	2500	1050	720	70000	17500
11	2b	1,477	10000	2500	1050	720	70000	17500
12	2a	1,477	7200	3000	1050	720	70000	17500
13	2a	1,477	7200	4000	1050	720	70000	17500
14	K	1,800	7200	2500	1050	720	70000	17500
15	K	1,600	7200	2500	1050	720	70000	17500
16	K	1,200	7200	2500	1050	720	70000	17500
17	K	1,000	7200	2500	1050	720	70000	17500

b) Pentru locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHB

1	-	1,426	5640	2500	1050	910	48000	12000
2	h	1,426	5640	2500	1050	1100	48000	12000
3	h	1,426	5640	2500	1050	700	48000	12000
4	h	1,426	5640	2500	1050	500	48000	12000
5	h	1,426	5640	2500	1050	300	48000	12000
6	h	1,426	5640	2500	1050	150	48000	12000
7	h	1,426	5640	2500	1050	0	48000	12000
8	H	1,426	5640	2500	1065	910	48000	12000
9	H	1,426	5640	2500	1040	910	48000	12000
10	2b	1,426	8000	2500	1050	910	48000	12000
11	2b	1,426	10000	2500	1050	910	48000	12000
12	2a	1,426	5640	3000	1050	910	48000	12000
13	2a	1,426	5640	4000	1050	910	48000	12000
14	K	1,800	5640	2500	1050	910	48000	12000
15	K	1,600	5640	2500	1050	910	48000	12000
16	K	1,200	5640	2500	1050	910	48000	12000
17	K	1,000	5640	2500	1050	910	48000	12000

Formula de calcul pentru coeficientul de aderență în variantele 1-17 este (după Curtius-Kniffler, rel.1.9):

$$\mu = \frac{7,5}{v + 44} + 0,161$$

Formula de calcul pentru coeficientul de aderență în varianta 18 este:

$$\mu = \frac{7,5}{v + 44} + 0,13$$

Valorile pentru coeficientul de aderență funcție de viteză în varianta 19, sînt cele prezentate în tabelul 1-1 după [191], cu completarea: $\mu = 0,164; 0,163; 0,162; 0,161$ la vitezele: $v = 2; 4; 6; 8$ Km/h.

Formula de calcul pentru coeficientul de aderență în varianta 20 este (după Kother - v.rel-1.8):

$$\mu = 0,116 + \frac{9,0}{v + 42}$$

Pentru efectuarea calculelor numerice s-a utilizat calculatorul electronic FELIX C 256 cu programul de calcul întocmit în limbaj FORTRAN.

Forțele de tracțiune ale locomotivelor determinate de cuplul la arborele motorului termic, notate cu F_{lm} s-au analizat în capitolul 1 (§ 1.2) unde au fost date sub formă tabelară și s-au reprezentat în diagrame.

În cele ce urmează se caută relații analitice care să exprime cît mai exact caracteristicile de tracțiune.

În literatura de specialitate caracteristica forței de tracțiune $F_{lm} = f(v)$ este reprezentată sub forma unor funcții algebrice pe domenii de viteză [23], [100], [104]:

$$F_{lm} = (A + BV + CV^2)^{\frac{1}{V}} \quad [\text{daN}] \quad (2.45)$$

în care A, B, C sînt constante.

În lucrare, pentru caracteristica forței de tracțiune s-au căutat funcții polinomiale sub forma:

$$F_m = A_0 v^n + A_1 v^{n-1} + \dots + A_i v^{n-i} + \dots + A_{n-1} v^1 + A_n \quad (2.46)$$

care să o reprezinte cît mai fidel.

S-au calculat abaterile absolute și relative ale funcției $F_{lm}(v)$ față de valoarea tabelară, la fiecare locomotivă, pentru

Tabelul 2-4

Forța de tracțiune limitată de motor a locomotivei diesel hidraulice CFR 040-DHC în regim greu

În intervalul de viteze 0...27,0 Km/h ecuația curbei este:

$$F_{lm1}(v) = -0,9521336 \cdot 10^{-8} v^8 + 0,2774512 \cdot 10^{-5} v^7 + 0,2768706 \cdot 10^{-3} v^6 - 0,6231289 \cdot 10^{-2} v^5 - 0,7360065 \cdot 10^{-1} v^4 + 4,381516 \cdot v^3 - 46,06952 \cdot v^2 - 595,0000 \cdot v + 23.587,32$$

v [Km/h] 3,6 v [m/s]	F_{lm1} [daN] din [191]	$F_{lm1}(v)$ [daN]	Eroarea absolută [daN]	Eroarea relativă [%]
0,0	$0,2350 \cdot 10^5$	$0,2359 \cdot 10^5$	87,32	0,3716
5,0	$0,2000 \cdot 10^5$	$0,1995 \cdot 10^5$	-53,10	-0,2655
5,5	$0,1950 \cdot 10^5$	$0,1956 \cdot 10^5$	58,71	0,3011
10,0	$0,1630 \cdot 10^5$	$0,1630 \cdot 10^5$	0,9258	$0,5680 \cdot 10^{-2}$
15,0	$0,1330 \cdot 10^5$	$0,1328 \cdot 10^5$	-18,35	-0,1380
20,0	$0,1050 \cdot 10^5$	$0,1052 \cdot 10^5$	20,01	0,1906
25,0	8000	7986	-14,38	-0,1797
27,0	7200	7206	6,273	$0,8713 \cdot 10^{-1}$

In intervalul de viteze 27,0...55 Km/h ecuația curbei este:

$$F_{lm2}(v) = 0,3605737 \cdot 10^{-13} v^{10} - 0,1013409 \cdot 10^{-11} v^9 - 0,1349334 \cdot 10^{-9} v^8 - 0,2938876 \cdot 10^{-8} v^7 + 0,4996673 \cdot 10^{-6} v^6 - 0,1995887 \cdot 10^{-4} v^5 + 0,2251733 \cdot 10^{-2} v^4 - 0,6309697 \cdot 10^{-1} v^3 - 1,626178 \cdot v^2 - 94,17578 \cdot v + 11156,73$$

27,0	7200	7204	4,086	$0,5675 \cdot 10^{-1}$
30,0	6700	6692	-7,582	-0,1132
35,0	5900	5902	1,715	$0,2907 \cdot 10^{-1}$
40,0	5200	5208	7,668	0,1475
45,0	4600	4590	-9,906	-0,2154
50,0	4000	4005	4,855	0,1214
55,0	3500	3499	-0,9062	$-0,2580 \cdot 10^{-1}$

Tabelul 2-5

Ecuatiile forțelor de tracțiune limitate de motor: $F_{lm}(v)$

Locomotiva	040-DHC			040-DHB		
	Ușor	Creu	Ușor			
Refim	0...46	46...100	18,6...50	0...37,20	37,20...80	
v [km/h]						
v ¹¹	-	0,1116178.10 ⁻¹⁷	-0,4839177.10 ⁻¹⁴	-	0,2463951.10 ⁻¹⁰	
v ¹⁰	-	0,1584989.10 ⁻¹⁶	0,3788548.10 ⁻¹²	0,2408233.10 ⁻¹¹	-0,4706539.10 ⁻¹⁵	
v ⁹	-	-0,2564646.10 ⁻¹³	0,3750613.10 ⁻¹¹	0,2797962.10 ⁻¹⁰	-0,1762800.10 ⁻¹²	
v ⁸	0,7367795.10 ⁻⁹	0,1848721.10 ⁻¹²	-0,2036562.10 ⁻⁹	-0,7182560.10 ⁻⁸	-0,1022347.10 ⁻¹⁰	
v ⁷	-0,6268937.10 ⁻⁷	0,1933361.10 ⁻¹⁰	-0,8775309.10 ⁻⁸	-0,8079104.10 ⁻⁷	0,2542677.10 ⁻¹⁰	
v ⁶	0,7937160.10 ⁻⁷	0,1199712.10 ⁻⁷	-0,5701468.10 ⁻⁶	0,7345618.10 ⁻⁵	0,1246247.10 ⁻⁶	
v ⁵	0,6602006.10 ⁻⁴	0,3001705.10 ⁻⁶	-0,6715009.10 ⁻⁴	-0,1425348.10 ⁻³	0,2185331.10 ⁻⁵	
v ⁴	0,2699904.10 ⁻²	-0,1965159.10 ⁻⁴	0,1644269.10 ⁻²	0,1097848.10 ⁻¹	-0,8459692.10 ⁻⁴	
v ³	-0,2089153	-0,2114040.10 ⁻²	1,266036	-0,2143012	-0,3063333.10 ⁻¹	
v ²	4,231491	-0,3705626	-23,89034	0,6750641	-0,7975006.10 ⁻¹	
v ¹	-266,2891	-29,50320	-340,9570	-232,0867	56,85060	
v ⁰	14055,66	6550,559	14157,91	9164,770	1831,028	

Taberul 2-6
Sarcinile pe osii și forța de tracțiune limită calculată pentru locomotiva o4o-DHC, regim greu
(Varianta de calcul nr.1)

v [Km/h] 2,6v [m/s]	μ	F _a [daN]	F _{lm} [daN]	Q ₁ [daN]	Q ₂ [daN]	Q ₃ [daN]	Q ₄ [daN]	F _{BI} /F _{BII}	F _{lc} [daN]	ε [%]
0,00	0,33145	23201,816	23587,320	14293,848	19907,465	15687,512	20111,172	1,2690	17425,820	75,11
1,00	0,32767	22936,668	22950,555	14335,074	19875,668	15705,570	20083,691	1,2655	17220,031	75,08
2,00	0,32404	22683,043	22246,734	14374,387	19845,379	15722,867	20057,367	1,2622	17023,398	76,52
3,00	0,32057	22440,211	21498,715	14411,926	19816,457	15739,492	20032,121	1,2590	16835,332	78,31
4,00	0,31725	22207,500	20726,492	14447,801	19788,836	15755,469	20007,895	1,2560	16655,293	80,36
5,00	0,31406	21984,285	19946,902	14482,125	19762,117	15770,828	19984,621	1,2531	16482,794	82,63
6,00	0,31100	21769,996	19173,508	14515,000	19737,117	15785,637	19962,250	1,2503	16317,273	85,10
7,00	0,30806	21566,117	18416,562	14546,503	19712,898	15799,871	19940,727	1,2477	16158,714	87,74
8,00	0,30525	21366,135	17683,156	14576,734	19689,668	15813,594	19920,004	1,2451	16005,793	90,51
9,00	0,30251	21175,636	16977,430	14605,731	19667,371	15826,828	19900,039	1,2427	15859,839	93,41
10,00	0,29989	20992,223	16300,926	14633,656	19645,941	15839,617	19880,789	1,2403	15717,832	96,42
11,00	0,29736	20815,433	15652,949	14660,477	19625,348	15851,953	19862,219	1,2380	15581,848	99,55
11,14	0,29791	20790,910	15563,262	14664,199	19622,492	15853,676	19359,641	1,2377	15562,977	100,00

Ecuația curbei F_{lc}(v) rezultată este:

$$F_{lc}(v) = -0,7286781 \cdot 10^{-1} v^3 + 4,664810 \cdot v^2 - 210,1289 \cdot v + 17425,71$$

v [Km/h] 2,6v [m/s]	F _{lc} din tabel	F _{lc} (v) ecuație	Er.abs. [daN]	Er.abs. [%]	Er. relat. [%]
1,0	17220	17220	0,14453	0,83932	10-3
2,0	17023	17024	0,13281	0,78018	10-3
3,0	16835	16835	0,78125	10-2	10-4
4,0	16655	16655	-0,12500	-0,75051	10-3
5,0	16483	16483	-0,17578	-0,10665	10-2
6,0	16317	16317	-0,14063	-0,86182	10-3
7,0	16158	16158	-0,23438	10-1	10-3
8,0	16006	16006	0,12500	0,78097	10-3
9,0	15859	15859	0,24219	0,15271	10-2
10,0	15718	15718	0,20313	0,12923	10-2
11,0	15582	15582	-0,97656	10-1	10-3
11,14	15563	15563	-0,17578	-0,11295	10-2

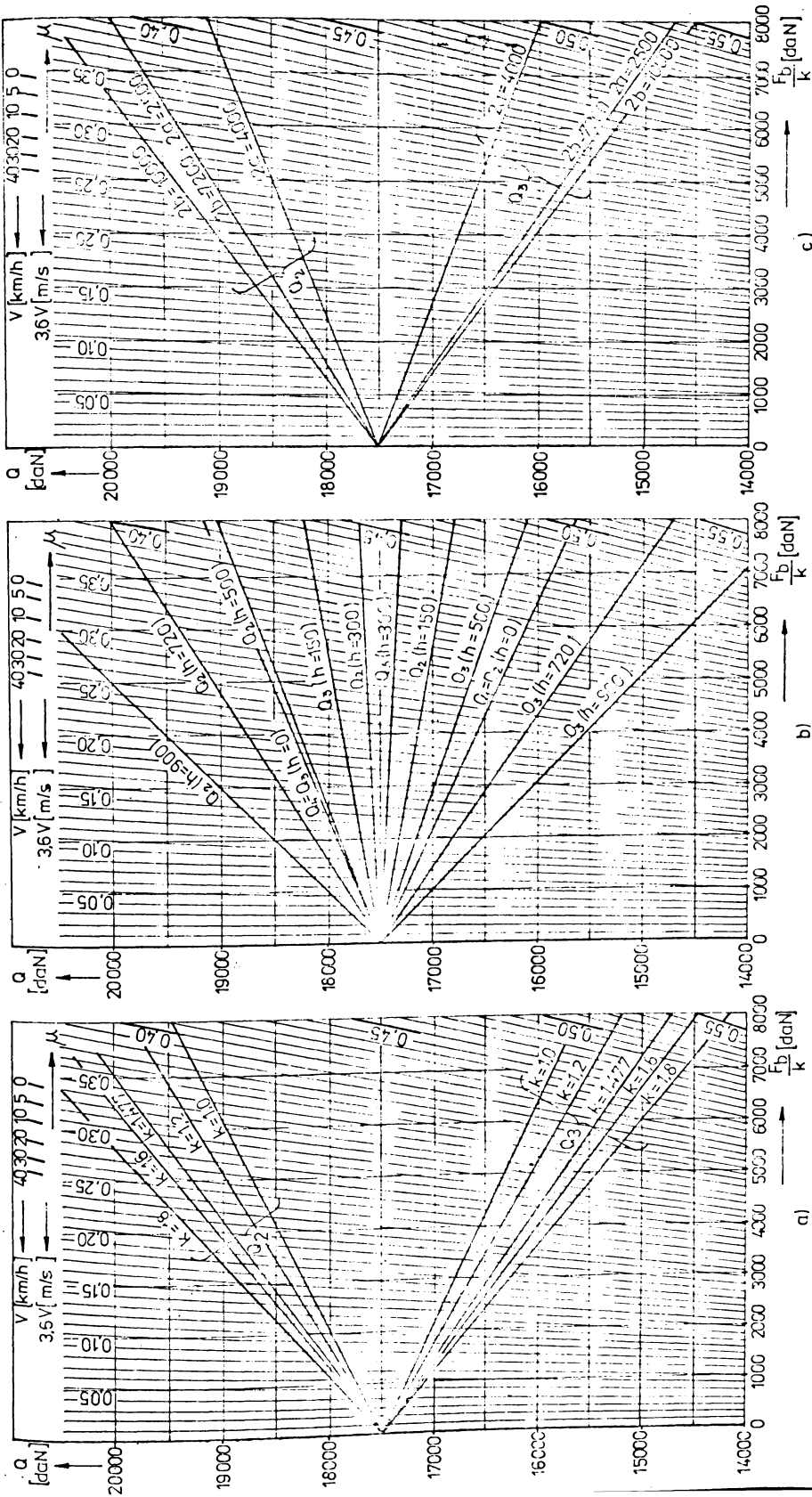


Fig. 2-8

Influența rigidităților și a parametrilor constructivi asupra sarcinilor reale pe osile montate ale locomotivei 040-DHC

a) Influența rigidităților elementelor elastice din lanțul cinematic.
 b) Influența înălțimii punctului de transmitere a forței de tracțiune boghiu-cutie
 c) Influența ampatamentului cutiei și boghiului.

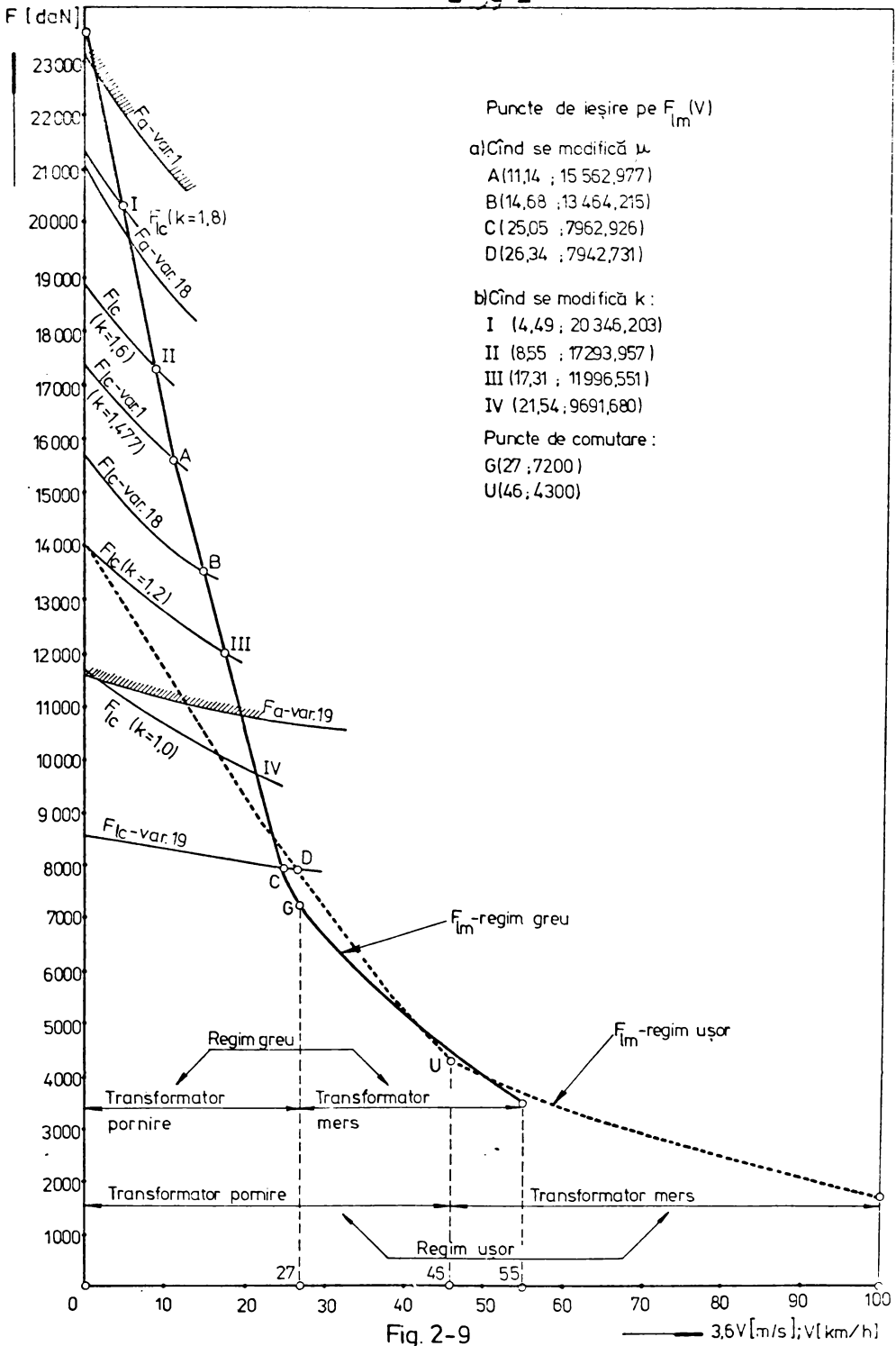
Tabelul 2-7
Sarcinile pe osii și forța de tracțiune limită calculată pentru locomotiva o4c-DHC, regim greu
(Varianta de calcul nr.19)

v [Km/h]	μ	F _a [daN]	F _{lm} [daN]	Q ₁ [daN]	Q ₂ [daN]	Q ₃ [daN]	Q ₄ [daN]	F _{bi} /F _{bII}	F _{lc} [daN]	ε [%]
0,00	0,16500	11550,000	23587,320	15997,543	18609,887	16535,699	18856,879	1,1254	8565,156	74,16
1,00	0,16450	11514,996	22950,555	16002,355	18606,281	16538,422	18852,949	1,1250	8538,984	74,16
2,00	0,16400	11479,996	22246,734	16007,160	18602,660	16541,160	18849,023	1,1246	8512,816	74,15
3,00	0,16350	11445,000	21498,715	16011,969	18599,055	16543,887	18845,094	1,1242	8486,652	74,15
4,00	0,16300	11409,996	20726,492	16016,773	18595,449	16546,617	18841,168	1,1238	8460,484	74,15
5,00	0,16250	11375,000	19946,902	16021,578	18591,844	16549,348	18837,234	1,1234	8434,328	74,15
6,00	0,16200	11340,000	19173,508	16026,379	18588,242	16552,078	18833,305	1,1230	8408,164	74,15
..
22,00	0,15440	10807,996	9447,336	16099,168	18533,668	16593,746	18773,422	1,1169	8010,766	84,79
23,00	0,15410	10787,000	8932,691	16102,027	18531,531	16595,379	18771,059	1,1167	7995,086	89,50
24,00	0,15380	10766,000	8442,512	16104,891	18529,379	16597,039	18768,687	1,1164	7979,410	94,51
25,00	0,15350	10745,000	7985,621	16107,754	18527,242	16598,684	18766,320	1,1162	7963,734	99,73
25,05	0,15348	10743,914	7963,133	16107,096	18527,123	16598,773	18766,195	1,1162	7962,926	100,00

Ecuația curbei F_{lc}(v) rezultată este:

$$F_{lc}(v) = 0,2767902 \cdot 10^{-1} v^3 - 0,7342352 \cdot v^2 - 21,07251 \cdot v + 8558,543$$

v [Km/h]	F _{lc} din tabel	F _{lc} (v) ecuație	Er.abs. [daN]	Er.relat. [%]
1,0	8539,0	8536,7	-2,2812	-0,26716.10 ⁻¹
2,0	8512,8	8513,4	0,62500	0,73419.10 ⁻²
3,0	8486,7	8488,9	2,2734	0,26788.10 ⁻¹
4,0	8460,5	8463,3	2,8320	0,33474.10 ⁻¹
5,0	8434,3	8436,8	2,4570	0,29131.10 ⁻¹
6,0	8408,2	8409,5	1,3281	0,15796.10 ⁻¹
7,0	8382,0	8381,6	-0,39433	-0,47069.10 ⁻²
8,0	8355,9	8353,3	-2,5469	-0,30480.10 ⁻¹
..
24,0	7979,4	7978,9	-1,4531	-0,18211.10 ⁻¹
25,0	7963,7	7967,8	4,0820	0,51258.10 ⁻¹
25,1	7962,9	7967,4	4,4375	0,55727.10 ⁻¹



Influența rigidităților și a coeficientului de aderență asupra forței de tracțiune limită calculată, F_{lc} , la demarajul locomotivei 040-DHC.

Tabelul 2-8

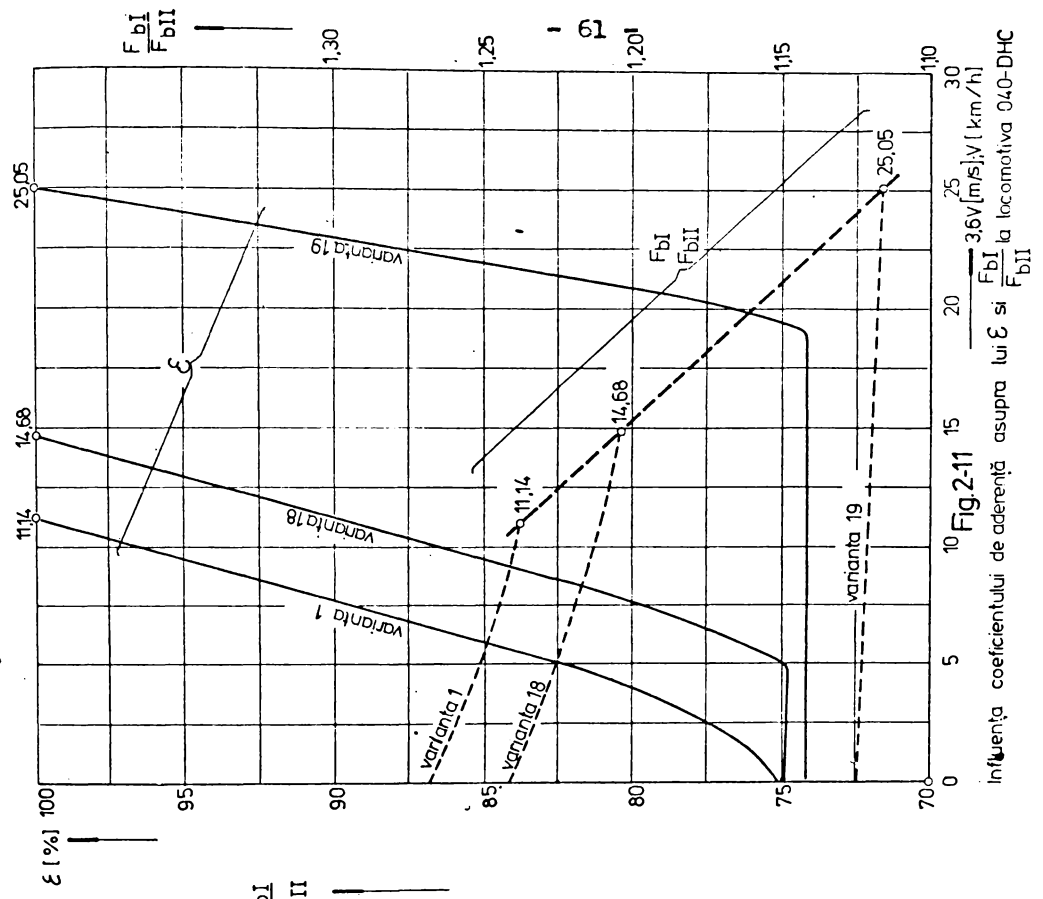
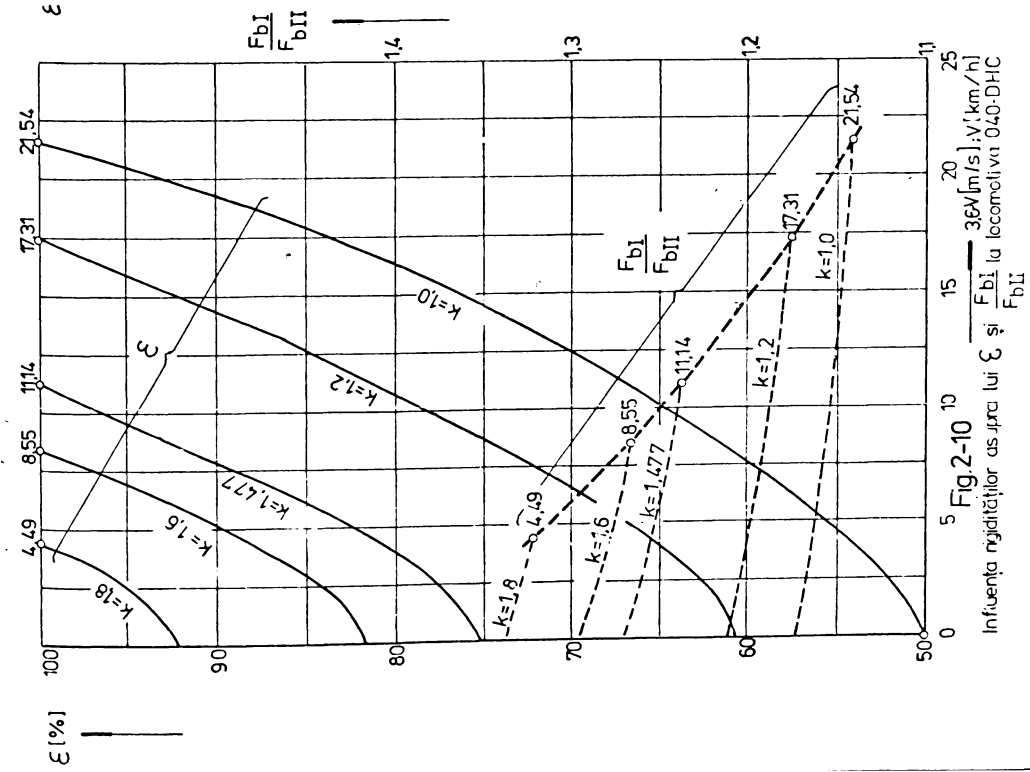
Sarcinile pe osii și forța de tracțiune limită calculată pentru locomotiva o4o-DHB, regim greu
(Varianta de calcul nr.1)

v [km/h]	μ	F_a [daN]	F_{lm} [daN]	Q_1 [daN]	Q_2 [daN]	Q_3 [daN]	Q_4 [daN]	F_{bI}/F_{bII}	F_{lc} [daN]	ϵ [%]
0,00	0,33145	15909,820	14157,910	9391,742	14318,684	10362,043	13927,535	1,3818	11665,449	82,40
1,00	0,32767	15728,000	13794,305	9427,055	14286,871	10377,953	13908,117	1,3767	11524,703	83,55
2,00	0,32404	15554,090	13390,203	9460,684	14256,578	10393,230	13889,504	1,3717	11390,332	85,06
3,00	0,32057	15387,574	12952,383	9492,758	14227,695	10407,906	13871,633	1,3670	11261,895	86,95
4,00	0,31725	15228,000	12487,094	9523,371	14200,125	10422,027	13854,477	1,3625	11139,020	89,20
5,00	0,31406	15074,937	12000,035	9552,629	14173,793	10435,598	13837,977	1,3582	11021,344	91,84
6,00	0,31100	14928,000	11496,367	9580,617	14148,602	10448,676	13822,109	1,3541	10908,543	94,89
7,00	0,30806	14786,824	10980,715	9607,414	14124,492	10461,266	13806,824	1,3502	10800,320	98,36
7,43	0,30682	14727,578	10755,465	9618,637	14114,398	10466,559	13800,406	1,3485	10754,949	100,00

Ecuatia curbei $F_{lc}(v)$ rezultată este:

$$F_{lc}(v) = -0,404449 \cdot 10^{-1} v^3 + 3,081985 \cdot v^2 - 143,0547 \cdot v + 11664,54$$

v [km/h]	F_{lc} din tabel	$F_{lc}(v)$ ecuație	Er.abs. [daN]	Er.relat. [%]
1,0	11525	11525	-0,17188	-0,14914.10 ⁻²
2,0	11390	11390	0,10547	0,92595.10 ⁻³
3,0	11262	11262	0,12891	0,11446.10 ⁻²
4,0	11139	11139	0,27344.10 ⁻¹	0,24548.10 ⁻³
5,0	11021	11021	-0,78125.10 ⁻¹	-0,70885.10 ⁻³
6,0	10909	10908	-0,11328	-0,10385.10 ⁻²
7,0	10800	10800	0,15625.10 ⁻¹	-0,14467.10 ⁻³
7,4	10755	10755	0,74219.10 ⁻¹	0,69009.10 ⁻³



regimurile "greu" și "ușor", pentru fiecare transformator "de pornire" și "de mers", prezentate în tabelele 2-4 și 2-5.

Au rezultat pentru caracteristica de tracțiune funcții avînd gradul cuprins între $n = 4$ (locomotiva o4o-DHB, regim "greu", transformator "de pornire": $v = 0 \dots 18,6$ Km/h - tabelul 2-5) și gradul $n = 11$ (locomotiva o4o-DHC, regim "ușor", transformator de "mers": $v = 46 \dots 100$ Km/h, sau locomotiva o4o-DHB, regim "greu", transformator "de mers": $v = 18,6 \dots 50$ Km/h, tabelul 2-5). Unele rezultate ale calculelor efectuate pentru determinarea sarcinilor pe osii sînt prezentate în tabelele 2-6, 2-7, 2-8, de unde se observă că la calculul funcției $F_{lc}(v)$ erorile nu au depășit 0,65 %.

Sarcinile efective pe osii s-au determinat cu formulele (2.40)...(2.43) iar forța de tracțiune a locomotivei la limita de patinare $F_{lc}(v)$ cu formula (2.37).

Din datele obținute și prezentate în figura 2-9 se observă că la smulgerea din loc a locomotivei o4o-DHC regim ușor nu se produce patinarea în cazul unei aderențe normale (varianta 1) pentru că $F_{lc}(v) > \min \{ F_{lm}(v); F_a(v) \}$. La aceeași locomotivă și același regim în cazul șinelor umede (varianta 19), locomotiva patinează ($F_{lc}(v) < F_{lm}(v)$).

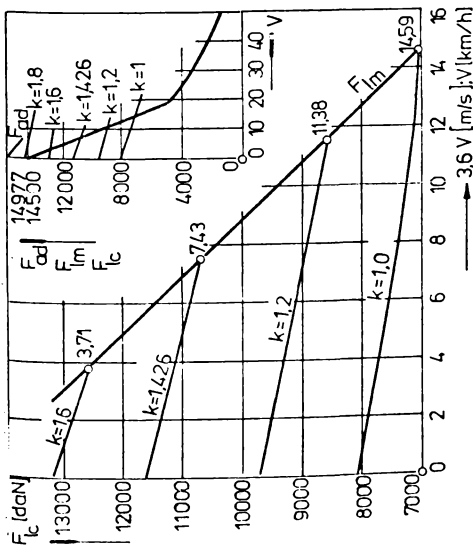
Din aceeași figură și tabelul 2-6 se constată că în regim greu patinajul apare chiar în condițiile coeficienților de aderență normali.

Pentru a studia influența rigidităților elementelor elastice din lanțul cinematic și a parametrilor constructivi asupra sarcinilor reale pe osii s-au reprezentat sarcinile pe osii: $Q_1 = f(\frac{F_b}{K})$ în figura 2-8.

Din acestea se poate determina valoarea forței de tracțiune calculată la limita de patinare F_{lc} la o anumită viteză. De exemplu pentru locomotiva o4o-DHC la $v = 5$ Km/h din figura 2-8 a (v și tabelul 2-6) rezultă $\mu = 0,314$; $Q_2 = 19.762,418$ daN; $Q_3 = 15.770,828$ daN, apoi rapoartele: $\frac{F_{bI}}{K}$ și $\frac{F_{bII}}{K}$

Se determină forțele de tracțiune ale fiecărui boghiu și forța de tracțiune limită calculată: $F_{lc} = F_{bI} + F_{bII} = 16.482,754$ daN pentru $K = 1,477$. În figurile 2-9, 2-12 și 2-13 s-a reprezentat influența rigidităților și a coeficientului de aderență asupra forței de tracțiune limită calculată,

Fig. 2-12



Influența coeficientului rigidității (fig 2-12) și a coeficientului de aderență (fig 2-13) asupra lui F_{lc} la demarajul locomotivei 04.0 DHB.

Fig. 2-13

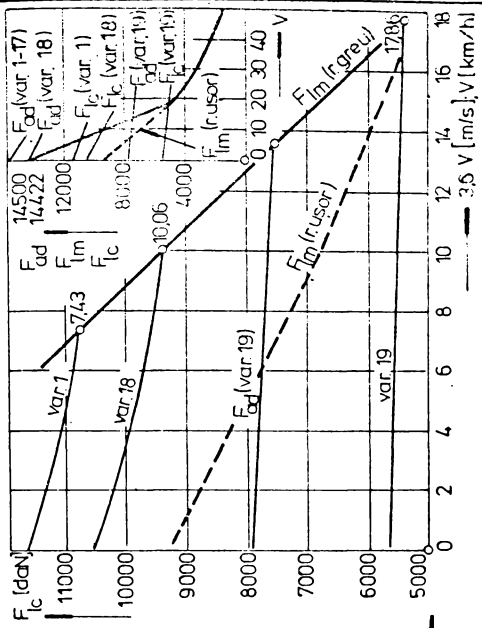
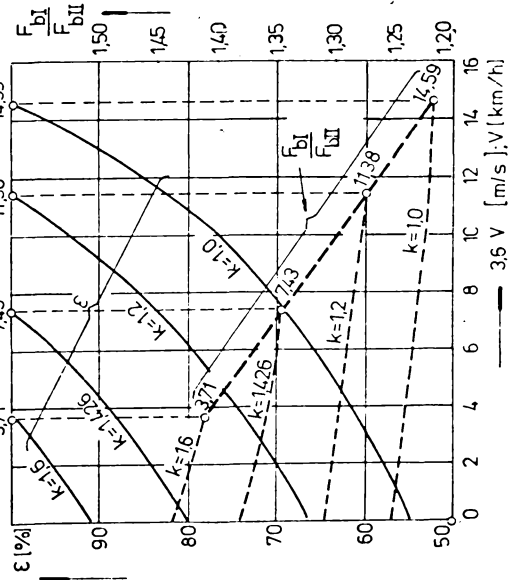
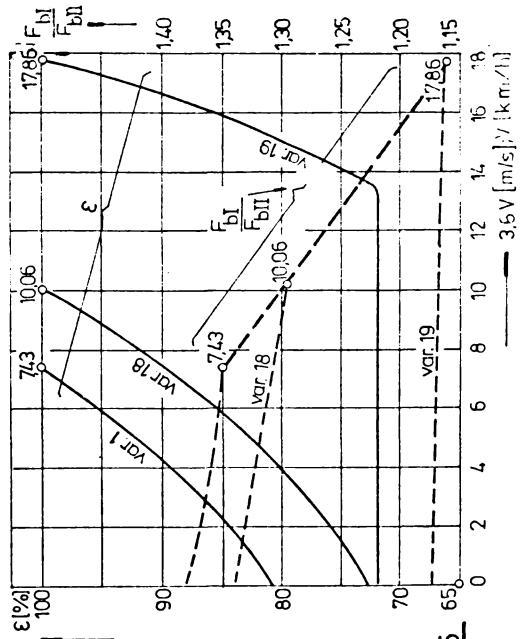


Fig. 2-14



Influența lui k (fig 2-14) și a coeficientului de aderență (fig 2-15) asupra lui ϵ și $\frac{F_{bI}}{F_{bII}}$ la demarajul locomotivei 04.0 DHB.

Fig. 2-15



F_{lc} . Se observă că F_{lc} crește cu creșterea coeficientului rigidităților, K și a coeficientului de aderență .

În figurile 2-10 și 2-14 s-a reprezentat influența coeficientului K asupra coeficientului de utilizare a forței de tracțiune. Acesta, pentru o anumită viteză, se calculează cu formula:

$$\xi = \frac{F_{lc}}{\min \{ F_a; F_{lm} \}} \cdot 100 \quad [\%] \quad (2.47)$$

Figurile 2-10 și 2-14 arată influența coeficientului K asupra distribuției forței de tracțiune între cele două boghii: F_{bI} ; F_{bII} .

Din figurile 2-11 și 2-15 se vede influența coeficientului de aderență asupra lui ξ și asupra raportului F_{bI} : F_{bII} .

2.5. Tendința de patinare a locomotivelor diesel-hidraulice

Din cele prezentate a rezultat că forța de tracțiune calculată F_{lc} , limitată de patinaj este mai mică decât forța de tracțiune limitată de aderență, F_a .

Astfel din tabelul 2-6 și figura 2-9 rezultă că la pornirea din loc ($v = 0$) a locomotivei 040-DHC, $F_{lc} = 17.425,820$ daN, față de $F_a = 23.201,801$ daN, adică un coeficient de utilizare a forței de tracțiune datorită greutateii aderente: $\xi = 75,11$ %.

Valoarea lui F_{lc} indicată mai sus se regăsește în rezultatele experimentale prezentate în [57, pag. 4.76...4.78]. Măsurătorile complexe efectuate pe locomotiva 040-DHC - 008 pentru stabilirea efortului în osie la demaraj [57, pag. 4.16] au evidențiat valori ale vitezei și forței de tracțiune la patinare prezentate în tabelul 2-9, cu care sînt comparabile cele determinate prin calcul (tabelul 2-6).

În figura 2-16 sînt reproduse două din înregistrările experimentale [57].

La aceste înregistrări (punct fix - tren frînat) amorsarea patinajului la repetarea lui se face la puteri mai mari din cauza curățirii suprafeței de rulare ("eroziuni în ciuperca și-nei și abraziuni metalice" [57]), aderența crescînd de la un patinaj la altul.

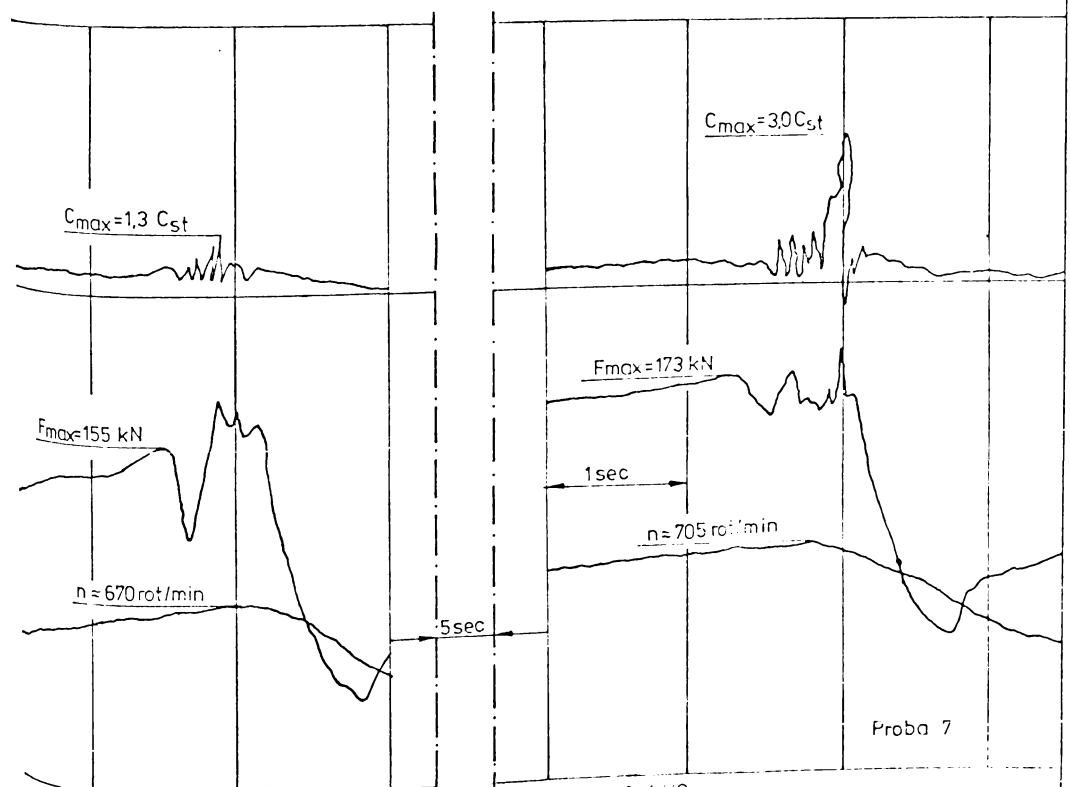
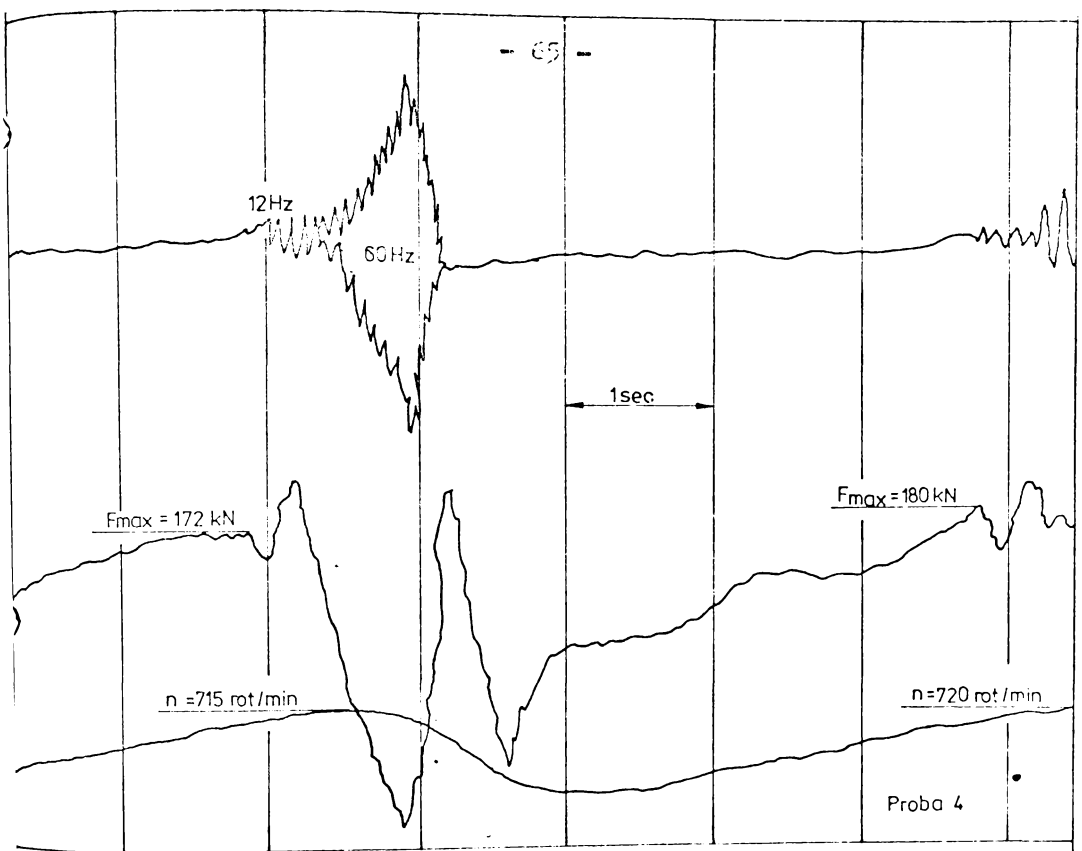


Fig. 2-16 Dăruji cu patinoale la frecvența 60 Hz

Tabelul 2-9

Patinaje ale locomotivei diesel hidraulice CFR o4o-DHC^x

Proba nr.	Turația motorului n [rot/min]	Viteza roții v [Km/h] 3,6v [m/s]	Forța de tracțiune la patinare F _o [daN]
4	660	3,50	15.500
	715	8,0	17.200
	720	4,50	18.000
5	600	2,0	14.000
	690	4,0	16.000
	735	0,0	18.200
6	680	2,50	16.000
	730	3	18.000
7	670	1,50	14.000
	670	1,50	15.500
	705	2,50	17.300
12	700	8,0	14.800
	730	10,0	19.800
13	730	7,0	19.000
	735	6,0	18.800

x După [57,pag.4.85].

În cazul experimentărilor s-au efectuat probe de tracțiune la toate vitezele, pînă la v = 100 Km/h constatîndu-se că numai la smulgerea din loc și la viteze mici apar patinaje [57,pag.4.34]. Fenomene similare s-au constatat și la locomotiva o4o-DHB (DHB-014).

Tot în [57,pag.4.38] ing.H.Holben prezintă detalii în legătură cu patinarea: "Dacă momentul motor este dimensionat corespunzător aderenței totale a locomotivei, momentele interioare pot duce la unele roți sau osii la depășirea aderenței și deci la patinare. În cazul patinării unei osii, coeficientul de aderență scade la nivelul celui de frecare de alunecare, ceea ce creează un surplus de forță de tracțiune pentru celelalte osii, putînd astfel provoca patinarea tuturor osiilor. O influență importantă asupra forței de tracțiune care poate fi transmisă de la roată la șină o au și variațiile de sarcină pe osii...".

În cele ce urmează se prezintă motivări matematice ale patinării locomotivelor de tipul analizat, cu calcul numeric pentru LDH 040-DHC și 040-DHB.

La pornirea din loc ($v = 0$) locomotiva ar putea dezvolta forța de tracțiune

$$F_0 = \min \{ F_a ; F_{lm} \}$$

Pentru aceasta, din tabelele 2-6...2-8 rezultă repartizarea forțelor de tracțiune între boghiuri F_{bI} , F_{bII} și sarcinile pe osiile montate $Q_1 \dots Q_4$. Se determină coeficienții de aderență necesari pentru a transmite forța de tracțiune, astfel:

- pentru osia montată 2:

$$\mu_{2nec} = \frac{F_{bI}}{KQ_2} \quad (2.48)$$

Dacă $\mu_{2nec} > \mu_0$, la $v = 0$, atunci osiei montate 1 îi revine forța de tracțiune $F_{bI} - \mu_0 Q_2$;

- pentru osia montată 1:

$$\mu_{1nec} = \frac{F_{bI} - \mu_0 Q_2}{Q_1} \quad (2.49)$$

În cazul că $\mu_{1nec} < \mu_0$, înseamnă că boghiul dinainte poate să transmită forța de tracțiune care îi revine.

Dacă $\mu_{1nec} > \mu_0$, atunci de la boghiul dinainte trece la boghiul dinapoi forța de tracțiune:

$$F_{bI} - \mu_0 (Q_1 + Q_2) \quad (2.50)$$

- pentru osia montată 3:

$$\mu_{3nec} = \frac{F_{bII}}{K \cdot Q_2} \quad (2.51)$$

Dacă $\mu_{3nec} > \mu_0$, osiei montate 4 îi revine forța de tracțiune:

$$F_{bI} - \mu_0 (Q_1 + Q_2) + F_{bII} - \mu_0 \cdot Q_3, \quad (2.52)$$

însă pentru a i se transmite această forță de tracțiune celelalte osii au tendința să patineze, $\mu(v) < \mu_0$, astfel încît:

$$\mu(v) \cdot (Q_1 + Q_2 + Q_3) + \mu_0 \cdot Q_4 < \mu_0 \sum_{i=1}^L Q_i \quad (2.53)$$

Rezultatele calculului pentru locomotivele diesel hidraulice o4o DHC și o4o DHB sînt prezentate în tabelul 2-1o.

Tabelul 2-1o

Tendința de patinare a locomotivelor diesel hidraulice

<p><u>LOCOMOTIVA o4o DHC - regim greu:</u> $F_o = F_{bI} + F_{bII} = \min \{ F_a; F_{lm} \} = F_a = 23.201,816 \text{ daN}$ $F_{bI}; F_{bII} = 1,370 ; K = 1,477 ; \mu_o = 0,33145$</p>	
<p>$Q_1 = 13.105,689 \text{ daN}$ $Q_2 = 20.830,908 \text{ daN}$ $Q_3 = 15.212,278 \text{ daN}$ $Q_4 = 20.851,124 \text{ daN}$</p>	<p>$\mu_{1nec} = (F_{bI} - \mu_o Q_2) : Q_1 = 0,4965 > \mu_o$ $\mu_{2nec} = F_{bI} : K \cdot Q_2 = 0,4359 > \mu_o$ $\mu_{3nec} = F_{bII} : K \cdot Q_3 = 0,4357 > \mu_o$ la osiile montate 1,2,3 $\mu(v) < \mu_o$ și începe patinarea</p>
<p><u>LOCOMOTIVA o4o DHB - regim greu:</u> $F_o = F_{bI} + F_{bII} = \min \{ F_a; F_{lm} \} = F_{lm} = 14.500 \text{ daN}$ $F_{bI}; F_{bII} = 1,489 ; K = 1,426 ; \mu_o = 0,33145$</p>	
<p>$Q_1 = 8662,566 \text{ daN}$ $Q_2 = 14.977,506 \text{ daN}$ $Q_3 = 10.059,434 \text{ daN}$ $Q_4 = 14.300,494 \text{ daN}$</p>	<p>$\mu_{1nec} = (F_{bI} - \mu_o Q_2) : Q_1 = 0,4283 > \mu_o$ $\mu_{2nec} = F_{bI} : K \cdot Q_2 = 0,4060 > \mu_o$ $\mu_{3nec} = F_{bII} : K \cdot Q_3 = 0,4061 > \mu_o$ la osiile montate 1,2,3 $\mu(v) < \mu_o$ și începe patinarea</p>

Dacă însă se transmite o forță de tracțiune egală cu forța limită calculată pentru evitarea patinării osiilor, de exemplu, pentru locomotiva o4o DHB: $F_{lc} = 11.665,449 \text{ daN}$ (v.tabelul 2-8), din relațiile:

$$Q_2 - Q_{o2} = -\frac{F_{lc}}{2b}(H - h) + \frac{h}{2a} \cdot K \cdot \mu_o \cdot Q_2 \quad (2.54)$$

și

$$Q_3 - Q_{o3} = \frac{F_{lc}}{2b}(H - h) - \frac{h}{2a} \cdot K \cdot \mu_o \cdot Q_3 \quad (2.55)$$

rezultă:

$$Q_2 = 14.318,684 \text{ daN} , \quad Q_3 = 10.362,043 \text{ daN}$$

coeficienții de aderență necesari sînt:

$$\mu_{2nec} = \mu_{3nec} = \mu_o , \quad (2.56)$$

ceea ce înseamnă că în cazul acestei forțe locomotiva este la limita de patinare.

2.6. Determinări experimentale

Pentru verificarea unor relații demonstrate teoretic s-au efectuat încercări experimentale pe locomotiva diesel hidraulică CFR 040 DHC Nr.406 (mai 1980). S-a utilizat aparatura electronică de măsură și înregistrare (vagonul dinamometric) al I.C.P.T.T.București.

Încercările s-au referit la demaraje cu sau fără patinare, la mersul stabilizat și opriri, pentru care s-au înregistrat:

- cuplurile osiilor montate: C_{01} , C_{02} , C_{03} , C_{04}
- forța de tracțiune la obadă: F_0
- viteza locomotivei: v
- cuplul la arborele motorului diesel: C_m
- turația motorului diesel: n

În figurile 2-17...2-22 sînt date o parte din aceste înregistrări din care rezultă observații referitoare la:

a) Pornirea din loc a locomotivei.

În figura 2-17 sînt prezentate înregistrările efectuate la una din pornirile din loc fără patinare ale locomotivei din care se observă că forța de tracțiune, cuplul motor și cuplurile osiilor montate cresc. Referitor la cuplurile osiilor montate se face precizarea că mai întîi cresc cuplurile de la osiile montate 3 și 2, apoi cele de la osiile 4 și 1. Aceasta corespunde celor considerate în § 2.3, § 2.5 și figura 2-7: osiile montate cu atacuri de osie duble preiau primele cuplul transmis de tracțiune și după aceea osiile montate extreme.

Tot în figura 2-17 se constată că pe măsură ce cuplurile C_{01} și C_{02} cresc, cuplurile C_{03} și C_{04} scad, fără să afecteze forța de tracțiune, care crește în continuare. Aceasta înseamnă că o anumită descărcare a unui boghiu este preluată de celălalt, fără ca forța de tracțiune să se micșoreze, așa cum s-a prezentat în capitolul 1 pentru acest tip de transmisie.

Distribuirea forței de tracțiune între boghiuri se observă și în figura 2-18 a. În zonele marginale ale diagramei cuplurile C_{02} și C_{01} scad, în timp ce boghiul dinapoi preia forța de tracțiune; C_{03} și C_{04} cresc. În zona centrală a diagramei situația se inversează, boghiul dinainte preia descărcarea boghiului din spate.

În figura 2-18 b este redată pornirea locomotivei din care

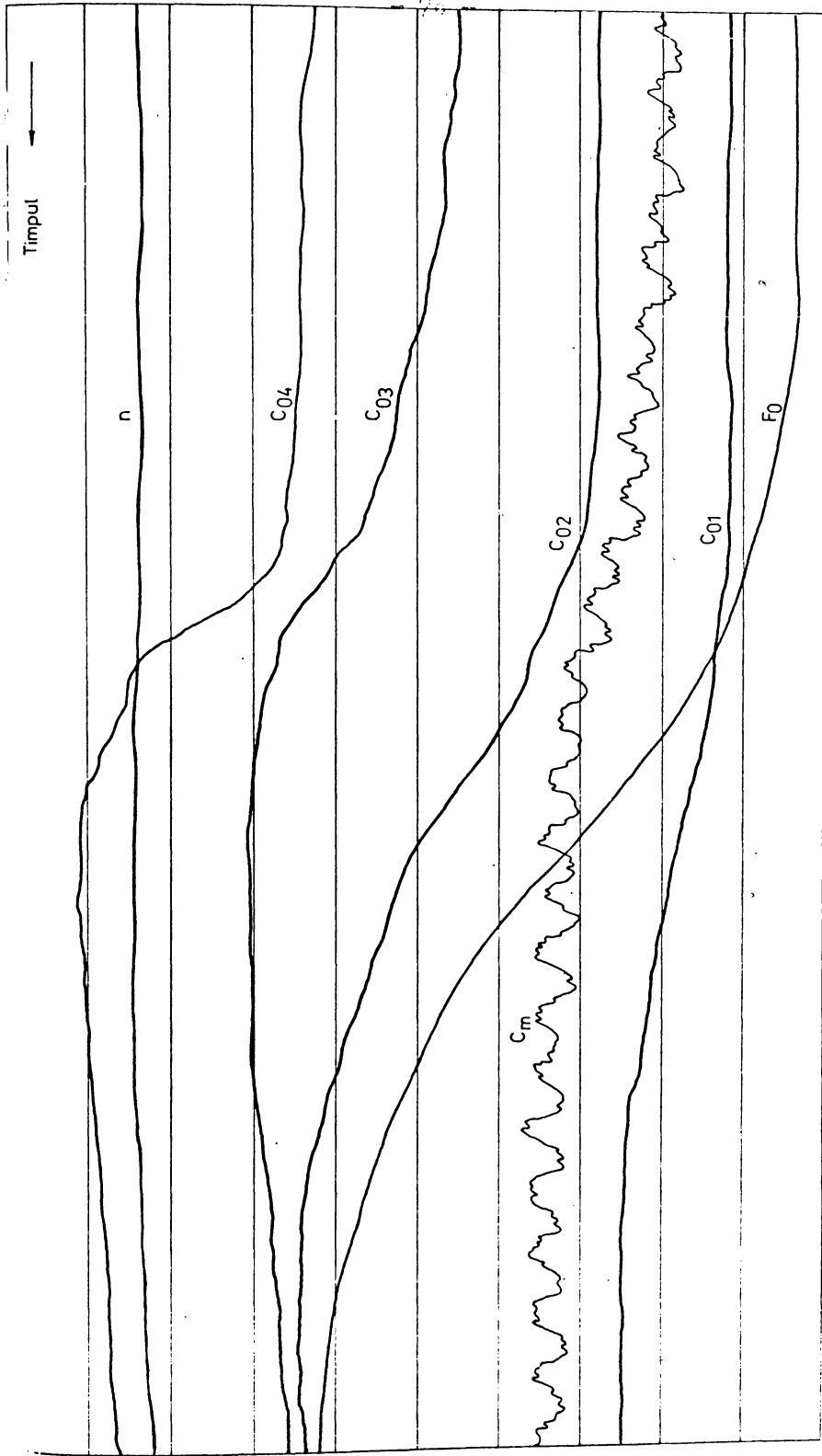


Fig.2-17 Variația parametrilor la pornirea locomotivei diesel hidraulice 040 DHC

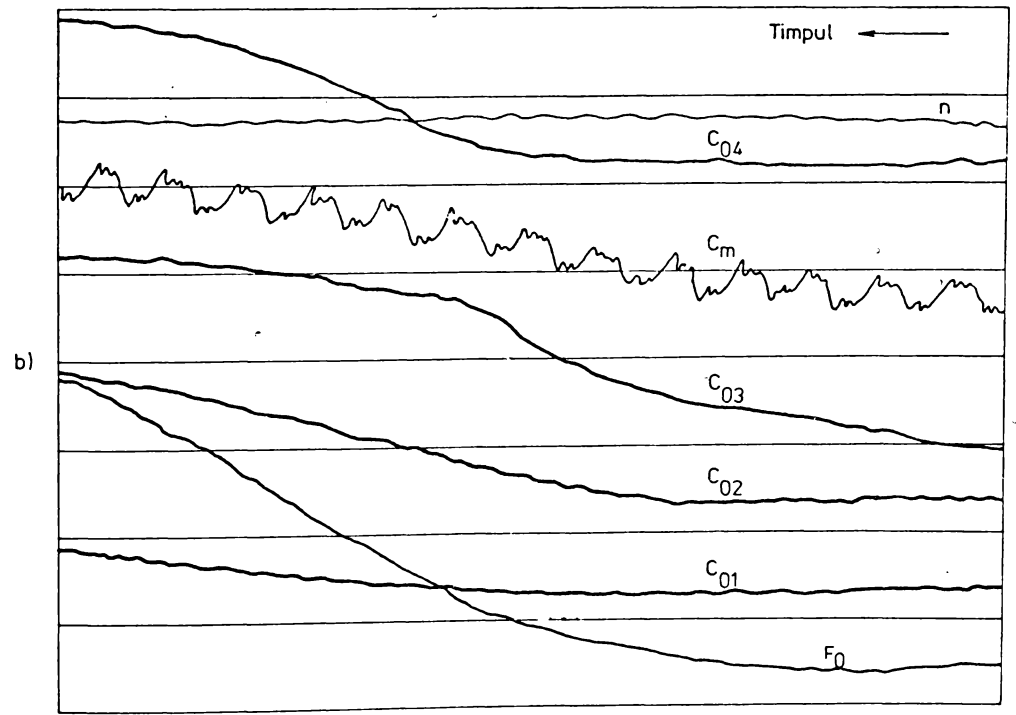
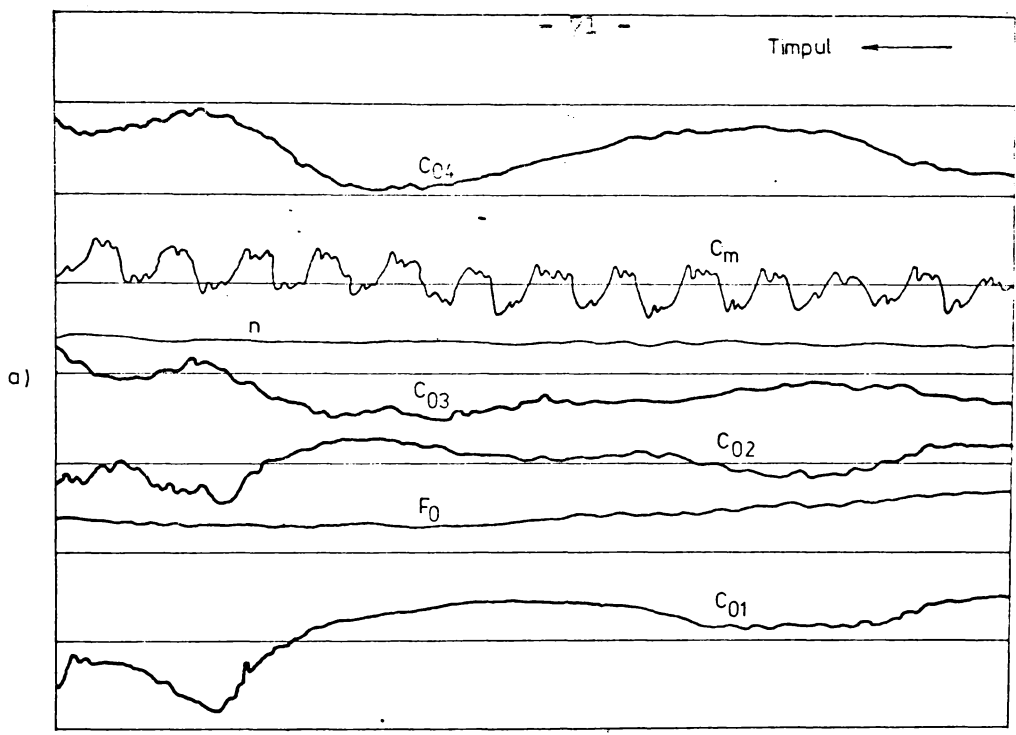


Fig.2-18 a) Transmiterea forței de tracțiune de la un boghiu la celălalt
 b) Variația parametrilor la pornirea locomotivei

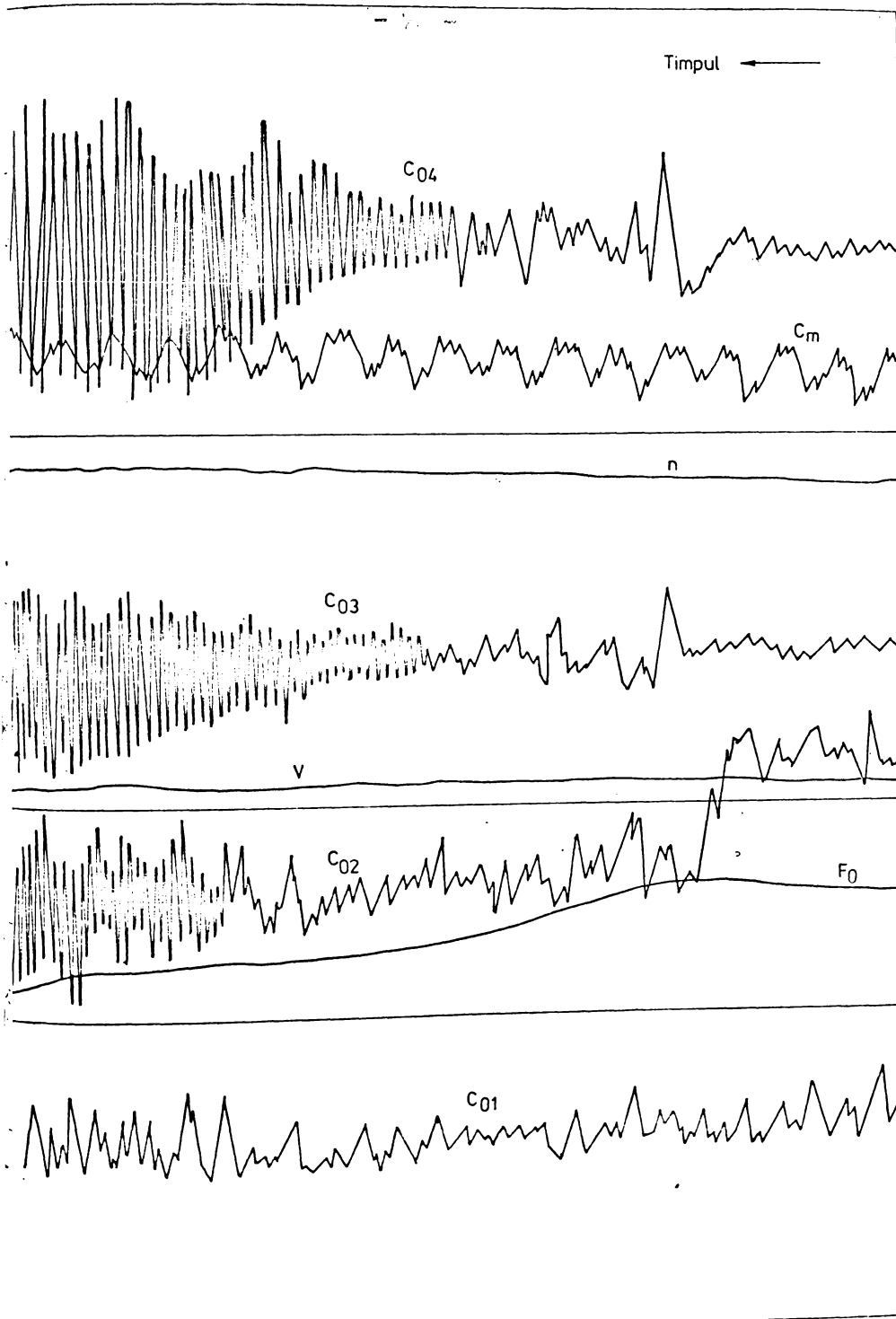


Fig2-19 Demaraj cu patinare la locomotiva diesel hidraulică 040 DHC

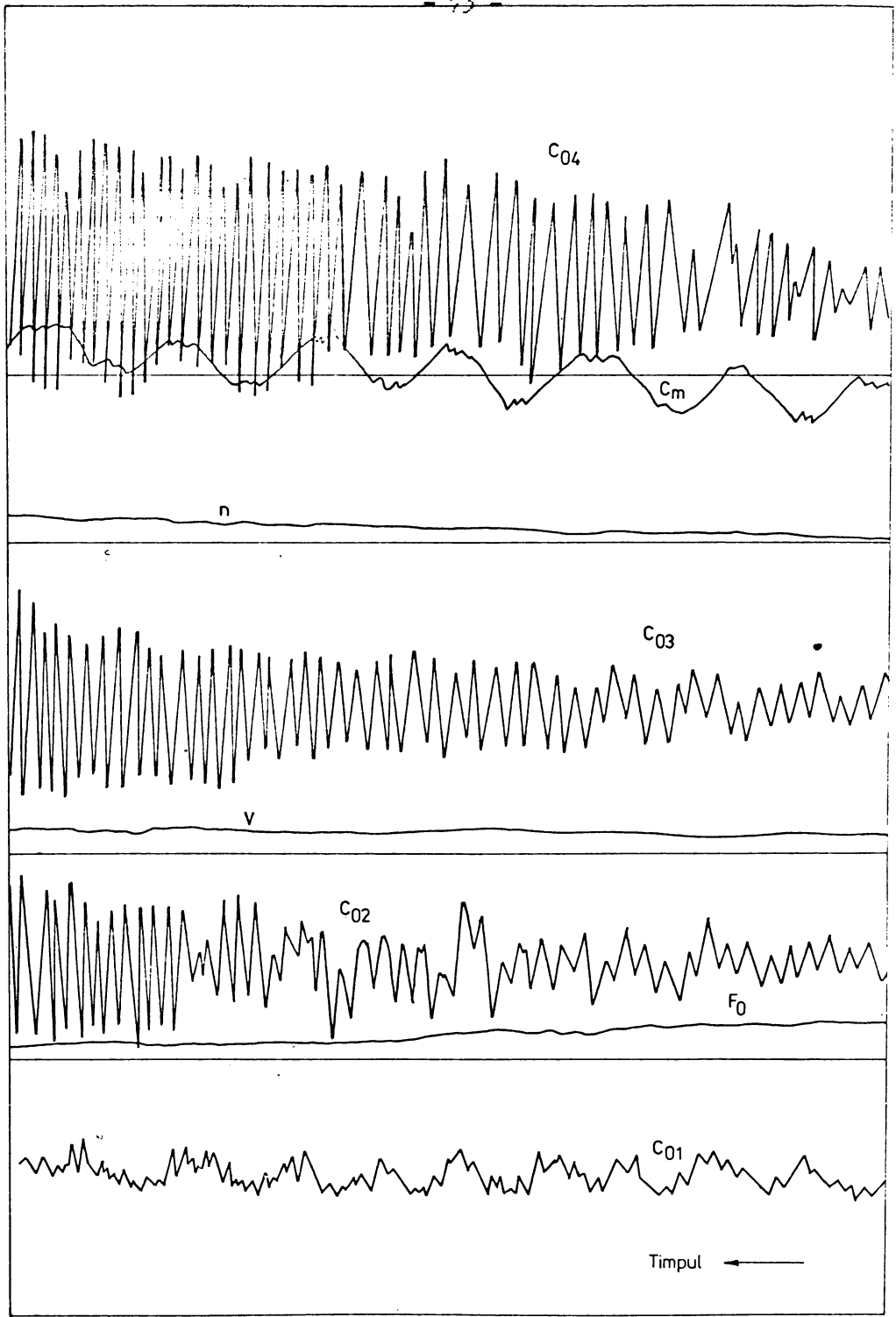
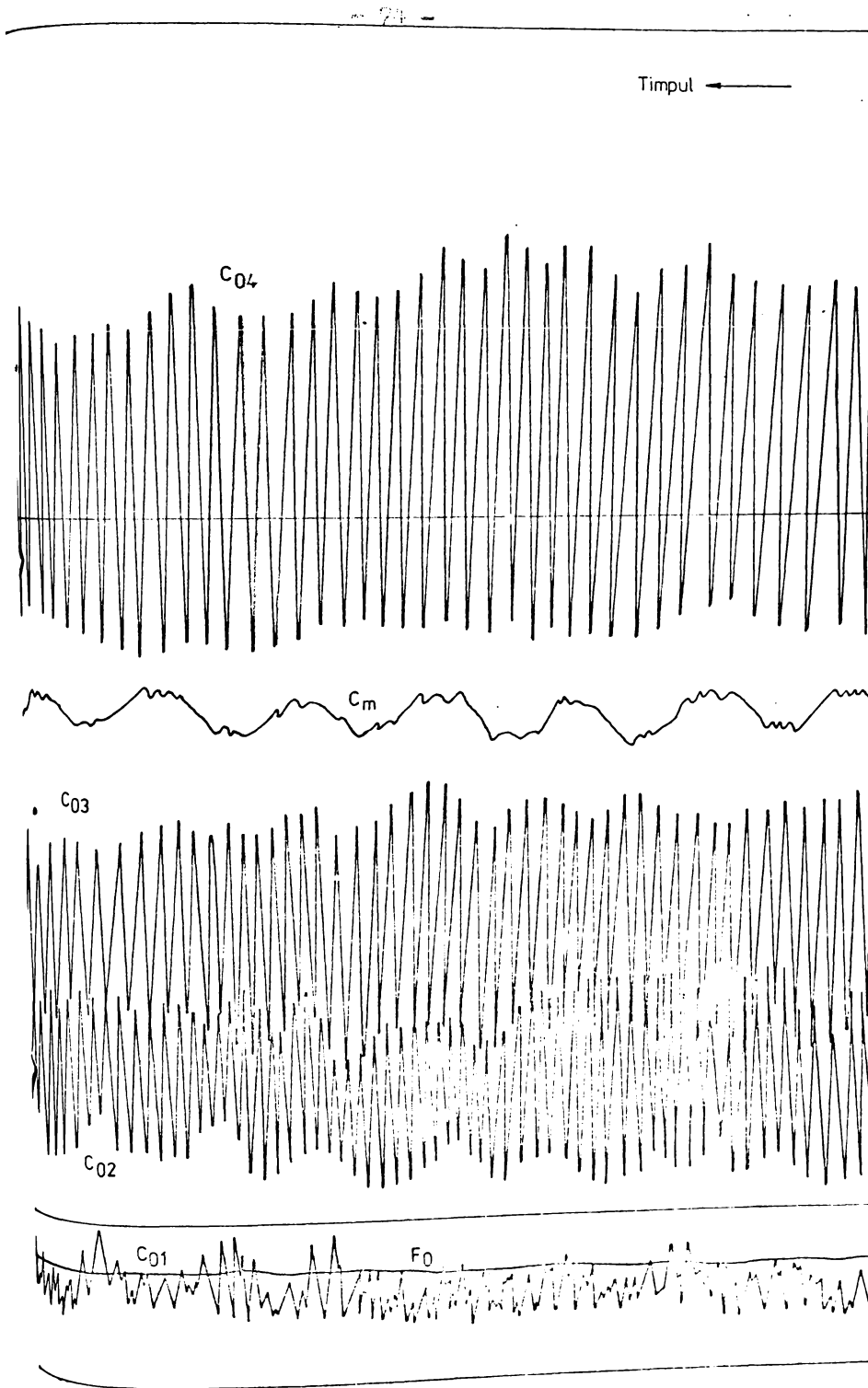


Fig 2-20 Demaraj cu patinaje la locomotiva diesel hidraulică 040 DHC



21 Final de patinare la locomotiva diesel hidrolică CFR 040 DHC

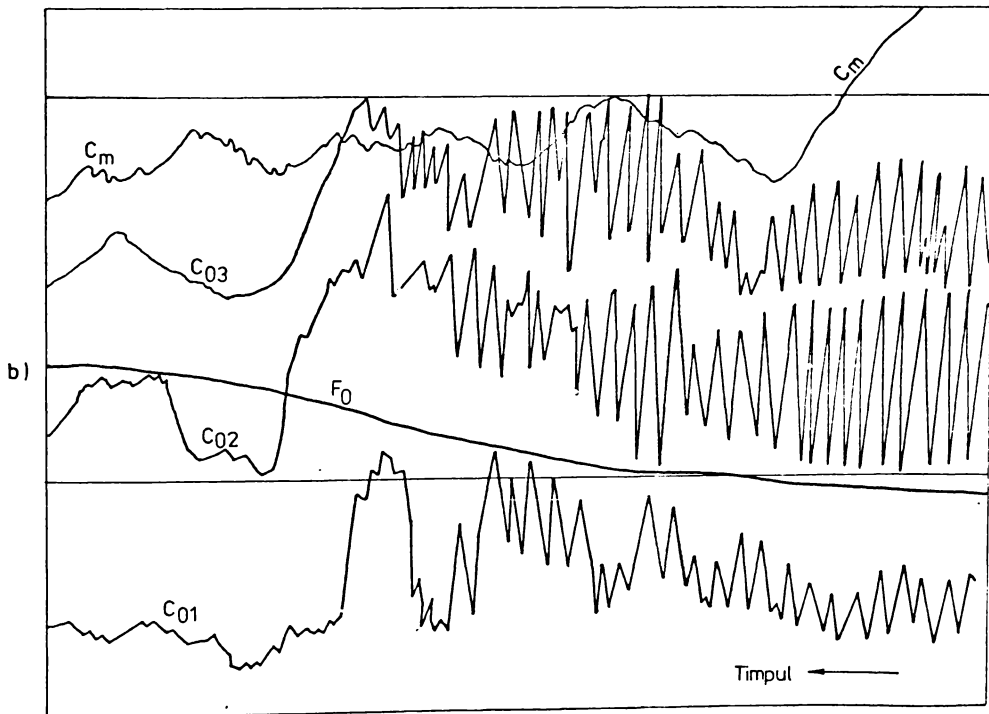
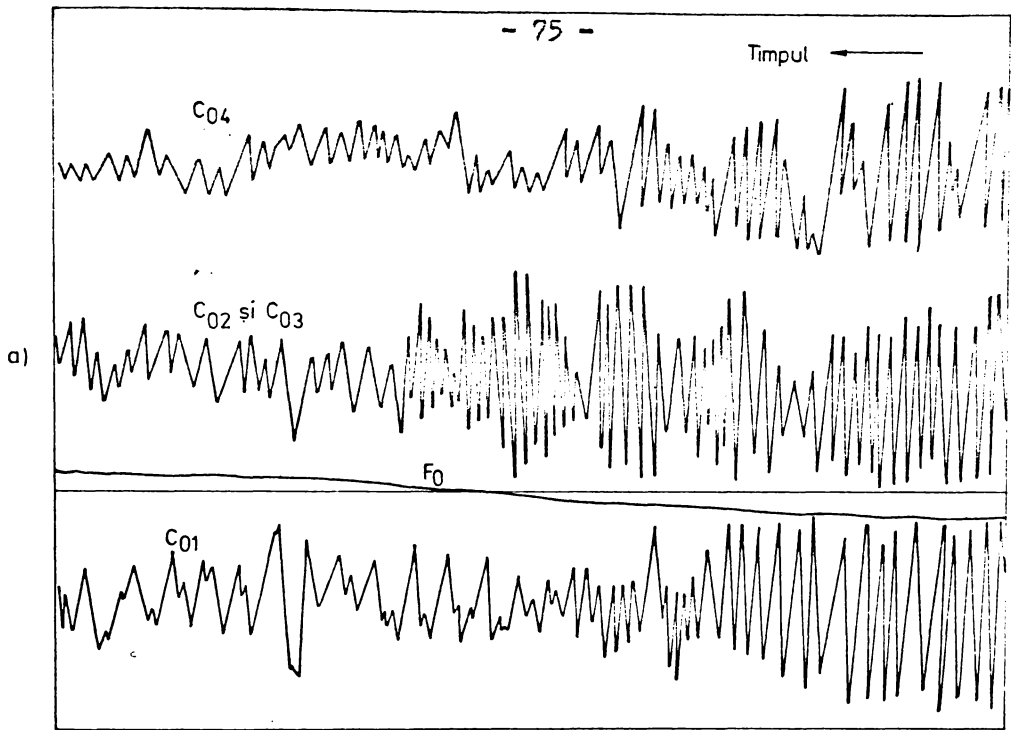


Fig2-22 a) Final de patinare
b) Opreire din patinare (C04 nu mai apare în înregistrare)

se observă că osiile montate 2 și 3 preiau primele cuplul de tracțiune, apoi osiile 4 și 1 în timp ce cuplul motor și forța de tracțiune cresc.

b) Amorsarea patinajelor locomotivei la demaraj.

În figura 2-19 este prezentată o înregistrare la patinarea locomotivei. Se observă că boghiul dinapoi patinează primul: mai întâi osia montată 4 (C_{04}), apoi osia montată 3 (C_{03}), iar apoi boghiul dinainte, osia montată 1 (C_{01}) fiind ultima care patinează. Aceasta confirmă demonstrarea teoretică a mecanismului patinării prezentat în § 2.5 și tabelul 2-10. În cazul acestui demaraj cu patinaje forța de tracțiune scade în timp ce turația motorului diesel crește, fără ca viteza locomotivei să crească în aceeași măsură. Aceasta înseamnă că viteza roții v_r este mai mare decât viteza locomotivei v , apare viteza de alunecare Δv de valoare ridicată, studiată în § 1.1, care determină $\mu(v) < \mu(0)$.

Aceleași concluzii se desprind și din figura 2-20 din care rezultă că ordinea pierderii aderenței este: C_{04} (cu amplitudinea cea mai mare), C_{03} (deci boghiul II) apoi C_{02} și C_{01} .

Forța de tracțiune scade chiar în situația în care cuplul motor crește puțin, ceea ce înseamnă că o parte din energie se consumă în procesul de patinaj.

La unele încercări patinarea a fost favorizată de ungerea șinei cu ulei în fața locomotivei și cu toate acestea prima osie montată care a patinat a fost osia montată 4 care este și cea mai încărcată (v. tab. 2-6, 2-7).

Se observă că boghiul dinapoi patinează primul, lucru confirmat și în [57], unde se afirmă că: "susceptibilitatea la patinare a boghiului din spate este deosebit de mare".

c) Sfârșitul perioadei de patinaj.

În figura 2-21 se observă că aderența se restabilește la osia montată 1, patinarea cea mai pronunțată rămânând la osia montată 4.

În timpul patinajului toate cuplurile osiilor montate au valori mai mici decât la mersul stabilizat, ca și forța de tracțiune a locomotivei.

În figura 2-22 a este prezentată o înregistrare la sfârșitul unui patinaj din care se observă restabilirea aderenței la

toate osiile montate din care cauză forța de tracțiune a locomotivei crește.

d) Oprirea locomotivei din patinare.

După o perioadă de patinare a fost roduș cuplul motor C_m (fig.2-22 b), ceea ce a determinat încetarea patinării și ca urmare creșterea momentană a forței de tracțiune cu toate că în continuare cuplul motor scade.

Din aceste determinări a rezultat că unele relații demonstrate sau afirmate teoretic, prin calcul, cum ar fi:

- tendința de patinare și mecanismul acesteia (§ 2.5),
 - ordinea de preluare a cuplului de tracțiune de către osiile montate (§ 2.3),
 - distribuirea forței de tracțiune între boghiuri (§ 1.1),
 - micșorarea coeficientului de aderență cu creșterea vitezei de alunecare (§ 1.1),
- au găsit confirmare experimentală.

2.7. Îmbunătățirea coeficientului de utilizare a forței de tracțiune

Funcționarea locomotivei cât mai aproape de caracteristicile de tracțiune limită prezentate în capitolul 1 constituie o perfecționare a mersului locomotivei. Un indice al acestei optimizări îl constituie coeficientul de utilizare a forței de tracțiune, care se poate îmbunătăți.

Pentru aceasta în cele ce urmează sînt prezentate unele soluții care se referă la construcția locomotivei. În partea finală a lucrării (cap.5 și cap.6) măsurile de optimizare se referă la comanda locomotivei după un program de mers.

Tendința de patinare se datorește poziției "înalte" a punctului de aplicare a forței de tracțiune boghiu-cutie, care duce la variații mari ale sarcinilor pe osii la demaraj, cât și distribuției neegale a cuplurilor de antrenare pe osiile montate, așa încît la boghiul dinapoi, osiei montate 3, mai descărcată, îi revine un cuplu mai mare decît osiei montate 4 (v.tab.2-6...2-8).

Tendința de patinare poate fi redusă prin:

- situarea punctului de transmitere a forței de tracțiune boghiu-cutie la înălțime mică;
- repartizare egală a cuplurilor pe osiile montate, prin

alegerea corespunzătoare a caracteristicilor elastice ale lanțului cinematic din secundarul transmisiei, astfel:

În § 2.3, s-a stabilit legătura dintre cuplurile osiilor montate 1 și 2 (relația 2.32). Ele devin egale ($C_{o1} = C_{o2}$) dacă:

$$\frac{k_{s1} \cdot k_{21}}{k_{s2} (k_{21} + k_{s1})} = 1$$

sau

$$k_{s2} = \frac{k_{s1} \cdot k_{21}}{k_{21} + k_{s1}} \quad (2.57)$$

Se pot construi nomograme care să exprime dependența celor trei rigidități din relația (2.57), în vederea realizării condiției $C_{o1} = C_{o2}$. În figura 2-23 este trasată o astfel de nomogramă pentru locomotiva diesel hidraulică 040 DHC.

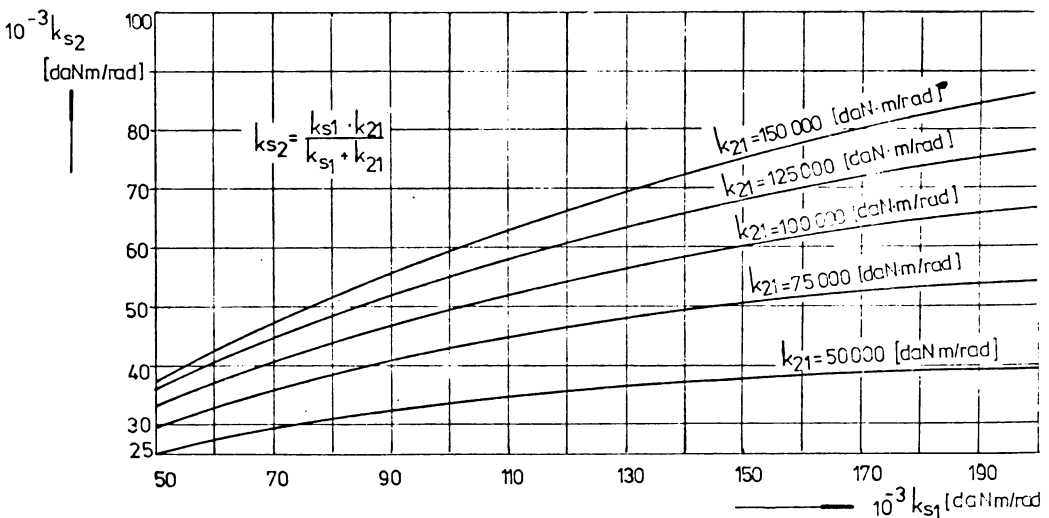


Fig. 2-23. Determinarea rigidităților pentru $C_{o1} = C_{o2}$

În tabelul 2-12 s-au calculat sarcinile reale pe osii și coeficienții de utilizare a forței de tracțiune în cazul tracțiunii joase, concomitent cu realizarea condiției $C_{o1} = C_{o2}$, ceea ce înseamnă că forța de tracțiune a unei osii montate în acest caz este:

$$F_{o1} = \frac{F_b}{2} \quad (2.58)$$

Pe lângă soluțiile prezentate tendința de patinare mai poate fi redusă și prin:

Tabelul 2-12

Imbunătățirea coeficientului de utilizare a forței de tracțiune la locomotiva o4o DHC

Nr. osi i=	h=0 ; F _i = min { F _a ; F _{l m} } = F _a = 23.201,5 daN		h=0,20 m ; F _i = min { F _a ; F _{l m} } = F _a = 23.201,5 daN	
	Q _i [daN]	F _b [daN]	F _{oi} = $\frac{F'_b}{2}$	F _b [daN]
1	15.808,224	F _{bI} = =10.479,272	5239,636	F _{bI} = =10.532,675
2	15.808,224		5239,636	
3	19.191,776	F _{bII} = =12.722,228	6361,114	F _{bII} = =12.668,825
4	19.191,776		6361,114	
Q _i	$\sum Q_i = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 = 70.000$ daN			
ε	$\epsilon = \frac{\sum F_{oi}}{F'_a} \cdot 100 = 100$ %		$\epsilon = \frac{2F'_{oI} + 2F'_{oII}}{F'_a} \cdot 100 = 94,697$ % față de 75,11 %	

* Forța de tracțiune F'_{oi} se recalculează cu μ_o = 0,33145 la osile montate la care μ_{nec} ≠ μ_o

** In realitate cînd C_{o2} ≠ C_{o1}, la h = 0,15 m se obține ε = 73,78 % (varianta 6 în programul de calcul)

- mărirea coeficientului K, așa după cum reiese din figurile 2-9 și 2-12 și din tabelul 2-13.

Tabelul 2-13

Influența rigidităților asupra coeficientului de utilizare a forței de tracțiune la locomotiva o4o-DHC-regim greu

K	Q_1 [daN]	Q_2 [daN]	Q_3 [daN]	Q_4 [daN]	F_{lc} [daN]	ϵ [%]	v^* [Km/h]
1,2	14955,172	19399,656	15990,828	19654,348	14076,402	60,67	17,31
1,477	14293,848	19907,465	15687,512	20111,172	17425,820	75,11	11,14
1,6	13989,656	20142,582	15557,680	20310,070	18932,828	81,60	8,50
1,8	13480,266	20538,501	15352,715	20628,715	21413,238	92,29	4,49

* Reprezintă viteza de ieșire pe caracteristica exterioară $F_{lm}(v)$

Se observă că odată cu mărirea lui K, crește forța de tracțiune limită la patinare, F_{lc} și odată cu aceasta coeficientul de utilizare a forței de tracțiune, ϵ .

Mărirea lui K (v.rel.2.34) înseamnă rigidități mai mari la suporturile barelor de reacțiune ale atacurilor de osie simple în comparație cu ale celor duble.

Acest lucru, demonstrat teoretic a fost aplicat și experimental, după cum se precizează în [57, pag.4.36]: "... o acționare simetrică impune bare de reacțiune elastice cel puțin la atacurile plasate în interior, de unde se acționează și alte atacuri de osie. ... Elasticitatea barei de reacțiune a atacului simplu poate fi mai mică decât cea de la atacul dublu de osie. Această soluție a fost aplicată spre exemplu și la locomotivele LDH 125, LDH 70, LDH 45, ca urmare a primelor măsurători experimentale efectuate în septembrie 1968. A rezultat că o rigiditate diferită la barele de reacțiune conduce la reducerea tendinței de patinaj și scade și valoarea eforturilor maxime care apar. În cazul arătat s-au prescris pretensionări optime ale tamponelor elastice de cauciuc ale barelor (255 mm în stare pretensionată la osiile extreme și 260 mm la cele interioare), cu care s-au obținut statistic tendințe mai reduse de patinaj la pornire (sporirea puterii la care se produc majoritatea patinajelor)".

Aceasta înseamnă că soluțiile propuse au o confirmare experimentală.

Capitolul 3

POSSIBILITĂȚILE DE DEMARARE ALE LOCOMOTIVELOR DIESEL

HIDRAULICE

Pentru stabilirea legii de demarare (cap.4) și a parametrilor demarării automate (cap.5) se determină posibilitățile de demarare ale locomotivelor, adică:

- variația în funcție de timp sau spațiu a vitezei: $v(t)$, respectiv $v(s)$;

- timpul de la pornire pînă la ieșirea pe caracteristica de tracțiune exterioară limitată de motor: $F_{lm}(v)$;

- accelerațiile în timpul demarajului: $a(v)$ și $a(t)$.

Acestea depind de:

- forța de tracțiune limitată de patinare: $F_{lc}(v)$, stabilită în capitolul 2 pentru diferite condiții de mers;

- caracteristica de tracțiune exterioară a locomotivei limitată de motor: $F_{lm}(v)$;

- tonajul trenului remorcat și componența lui (vagoane călători tip nou sau vechi, vagoane marfă, transport minereu, cisterne etc.);

- traseul parcurs (aliniament, palier, pante, rampe, curbe).

Rezistențele la demarajul trenurilor depind de ultimelo două condiții.

3.1. Forțele rezistente la demarajul trenurilor

Forța de rezistență a trenului (R_T) este considerată rezultanta tuturor forțelor care se opun deplasării întregului convoi, adică suma rezistențelor totale ale locomotivei (R_L) și vagoanelor (R_V):

$$R_T = R_L + R_V \quad [N] \quad (3.1)$$

În funcție de rezistențele specifice, rezistența totală a trenului se calculează astfel [100], [127]:

$$R_T = G_L(r_{pL} + r_{aL} + r_{cL} \pm r_i) + G_V(r_{pV} + r_{aV} + r_{cV} \pm r_i) \quad [N] \quad (3.2)$$

unde:

r_{pL} , r_{pV} reprezintă rezistența specifică la mersul în palier și aliniament a locomotivei, respectiv a vagoanelor [N/KN], sau [%]

r_{aL} , r_{aV} - rezistența specifică la accelerare a locomotivei și a vagoanelor [N/KN],

r_{cL} , r_{cV} - rezistența specifică la mersul în curbă a locomotivelor, respectiv a vagoanelor [N/KN],

r_i - rezistența datorită rampelor [N/KN], [%],

G_L , G_V - greutatea locomotivei și a vagoanelor [KN].

Din punctul de vedere al rezistențelor la înaintare în perioada de demarare se disting trei faze (fig.3-1):

- smulgerea trenului din loc (r_s);

- prima perioadă a mișcării de demaraj după smulgerea din loc, pînă la mersul stabilizat din punctul de vedere al rezistenței la înaintare (r_{dp});

- mișcarea trenului în mers stabilizat pînă la viteza de echilibru (r_{vp} , r_{lp}).

3.1.1. Rezistența specifică la smulgerea din loc în aliniament și palier

Rezistența specifică la smulgerea din loc este de 20-30 N/KN, dacă toate vagoanele sînt puse în mișcare în același timp [122], față de 1,5-2 N/KN cît rezultă pentru $v = 0$ din formulele pentru mersul stabilizat (3.30)...(3.32).

Rezistența întîmpinată la smulgerea trenului din loc este superioară rezistenței la viteza de 5-10 km/h, depinzînd în special de starea suprafețelor în contact: cuzineți-fus (μ_1), bandaj-șină (μ_2), durata staționării (t_s), sarcina pe osie (Q_0). Pentru smulgerea din loc în aliniament și palier rezistența specifică se exprimă:

$$r_s = f(\mu_1, \mu_2, t_s, Q_0) \quad (3.3)$$

În [100, fig. I.15] și [122, fig. 13-2] este reprezentată variația coeficientului $\mu_1(v)$ pentru lagăre cu cuzineți și rulmenți după rezultatele experimentale ale lui N.P. Petrov și a teoriei hidrodinamice a ungerii.

Pe baza acestor rezultate L.J. Kotorovai a stabilit relația teoretică de calcul a rezistenței specifice la demaraj în funcție de vîscozitatea lubrifiantului (ν), viteză (v) și greutatea convoiului de vagoane (G_v), pentru vagoane pe patru osii care au cutii de osii cu rulmenți:

$$r_d = f(\nu, v, G_v) \quad (3.4)$$

Rezultatele teoretice și experimentale au arătat că la viteze mici și în special în timpul smulgerii din loc rezistențele sînt mult mai mici în cutiile de osie cu rulmenți [122], [104] decît în cele cu cuzineți.

A. La vehiculele cu cuzineți creșterea substanțială a rezistenței cu timpul de staționare (t_s) se produce în primele 20 minute [104]. Cercetările făcute de V.S. Sadikian [147] au arătat că rezistența specifică la demaraj după o staționare de 20 minute la temperatura minus 25°C ajunge la 24 N/KN, iar după 80 minute de staționare în aceleași condiții, rezistența specifică ajunge la 26 N/KN. Aceasta arată că după un timp de staționare mai mare de 20 minute influența timpului nu mai este semnificativă.

Pentru vagoanele de marfă rezistența specifică la smulgerea din loc se poate determina astfel:

- după [5] și [122]:

$$r_{sm} = 11,2 - 0,03 Q_0 \quad [N/KN] \quad (3.5)$$

la o sarcină $Q_0 = 120...210$ KN/osie

- după [6], [104] și [195]:

$$r_{sm} = \frac{1420}{Q_0 + 70} \quad [N/KN] \quad (3.6)$$

formulă folosită din anul 1969 de căile ferate sovietice.

Dacă timpul de staționare este mai mic de 20 minute, rezistența specifică la smulgerea din loc variază între valorile r_{s0} și $r_{s \max}$ (fig. 3-1), corespunzătoare lui $t_s = 0$ și $t_s = 20$ minute.

Valoarea r_{s0} se determină pentru $v = 0$ din formulele corespunzătoare mersului stabilizat, iar $r_{s \max}$ se calculează din relația (3.6).

Pentru staționări de scurtă durată: $0 < t_s < 20$ min, în [104] pentru calculul rezistenței specifice la smulgerea din loc în cazul cutiilor de osie cu cuzineți se propune formula: [104]

$$r_s = r_{s0} + \frac{r_{s \max} - r_{s0}}{20} t_s \quad (3.7)$$

B. La vehiculele cu rulmenți rezistența la smulgerea din loc este mult mai mică [6]:

$$r_s = \frac{280}{Q_0 + 70} k_v \quad [N/KN] \quad (3.8)$$

stabilită pe baza rezultatelor obținute la inoul experimental al Ț.N.I.I., adoptată de căile ferate sovietive [195].

Coeficientul k_v depinde de numărul vagoanelor din tren, avînd valori cuprinse între $k_v = 1,8$ pentru $n = 1$ vagon și $k_v = 1$ pentru $n \geq 7$ vagoane [104, tab.5-1].

La vagoanele cu rulmenți în limitele temperaturii mediului ambiant ($-15^{\circ}\text{C} \dots +20^{\circ}\text{C}$) durata de staționare nu influențează sensibil rezistența specifică la desprindere [104], [166], care se poate calcula cu formulele pentru mersul stabilizat la $v=0$.

3.1.2. Rezistența specifică la smulgerea din loc în rampe sau pante și rezistența specifică la accelerare

La mersul unui vehicul pe o rampă trebuie învinsă și rezistența suplimentară dată de componenta greutății sale pe direcția de deplasare.

Rezistența specifică dată de declivități este numeric egală cu declivitatea [100], [122]:

$$r_i = i [\%]; \quad [\text{N}/\text{KN}] \quad (3.9)$$

La pornire trebuie considerată și rezistența specifică datorită accelerației. În [191] aceasta se calculează astfel:

$$r_a = 108 a \quad [\text{N}/\text{KN}] \quad (3.10)$$

pentru a [m/s^2] și

$$r_a = \frac{1}{2} a \quad [\text{N}/\text{KN}] \quad (3.11)$$

pentru a [$\text{km}/\text{h}/\text{min}$].

În [128] pentru rezistența la accelerare se folosește formula

$$r_a = \frac{1000}{9,81} a(1 + c) \quad [\text{N}/\text{KN}] \quad (3.12)$$

unde:

a este accelerația în [m/s^2]

c - coeficient care ține seama de masele în mișcare de rotație ($c = 0,03 - 0,1$ pentru vagoane și $c = 0,15 - 0,3$ pentru locomotive).

Cu acestea

$$r_{aL} = \frac{1000}{9,81} a(1 + 0,3) = 132 a \quad [\text{N}/\text{KN}] \quad (3.13)$$

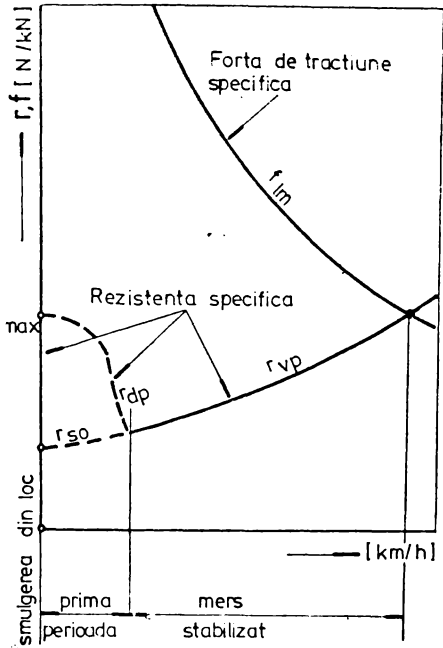


Fig.3-1. Faze de calcul ale rezistentelor specifice la demararea trenului.

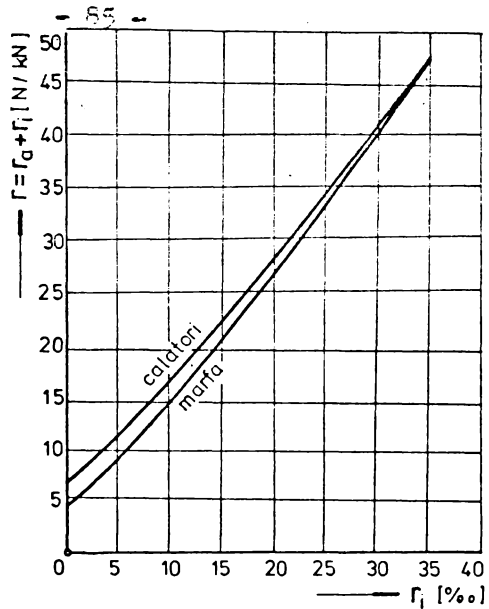


Fig.3-2. Rezistente specifice suplimentare la smulgerea din loc.

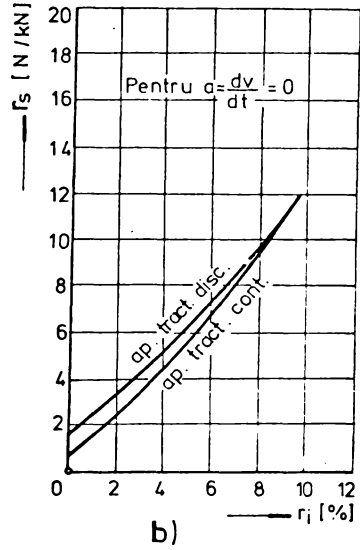
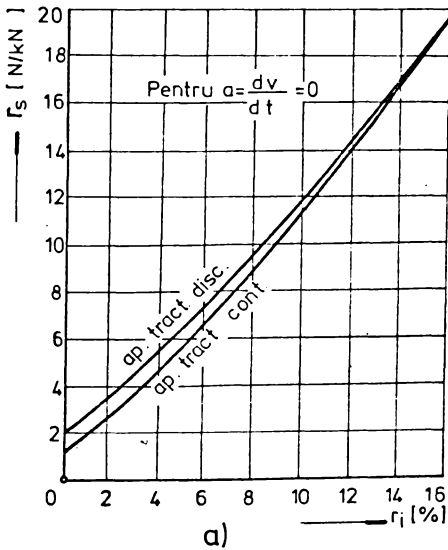


Fig.3-3. Variatia rezistentei specifice la smulgerea din loc cu declivitatea, pentru cutii de osii cu rulmenti: a) aparate de tractiune întinse. b) aparate de tractiune destinse.

și

$$r_{aV} = \frac{1000}{9,81} a(1 + 0,1) = 112 a \quad [N/KN] \quad (3.14)$$

Pentru tracțiunea diesel și electrică în [191] sînt date rezistențele specifice care includ atît rezistența la accelera-re, cît și rezistența datorită declivității

$$r = r_a + r_i \quad [N/KN] \quad (3.15)$$

Acestea sînt prezentate în tabelul 3-1 și figura 3-2 în funcție de felul trenului și declivitate.

Tabelul 3-1

Valorile rezistenței $r = r_a + r_i$ [N/KN], după [191]

i [%o]	0	5	10	15	20	25	30	35
Tren călători	6,8	11,5	16,5	22	28,3	34,5	40,6	47
Tren marfă	4,5	9,5	15	21,5	28	34	40	46,5

În [104, tab. 5.2] acestea sînt denumite rezistențe suplimentare totale la demarare.

În [128], utilizînd bibliografia [40] se regăsesc aceste date cu deosebirea că ele sînt luate în considerare ca $(r_s + r_i)$ rezistența la accelerare fiind considerată separat după formulele (3.13) și (3.14).

Rezistența specifică totală la smulgerea din loc este:

$$r_{ts} = r_s + r_a + r_i \quad [N/KN] \quad (3.16)$$

Comitetul B33 al ORE [104] propune folosirea următoarei relații de calcul:

$$r_{ts} = r_s + \frac{1}{\gamma} \frac{dv}{dt} + r_i \quad (3.17)$$

în care γ este coeficientul de transformare prezentat în tabelul 3-2.

La S.N.C.F. pentru vehiculele cu aparat de tracțiune și ciocnire discontinuu, calculul rezistenței totale la demarajul pe rampe se face cu formulele [104]:

- pentru demararea trenurilor de marfă:

$$i < 7 \text{ mm/m} : r_{ts} = 3,879 + 0,862 i \quad (3.18)$$

$$i > 7 \text{ mm/m} : r_{ts} = 2,37 + 1,077 i \quad (3.19)$$

- pentru demararea trenurilor de persoane:

$$i < 16 \text{ mm/m} : r_{ts} = 5,862 + 0,862 i \quad (3.20)$$

$$i > 16 \text{ mm/m} : r_{ts} = 2,37 + 1,077 i \quad (3.21)$$

În figura 3-3 este prezentată variația rezistenței r_s raportată la cîrligul locomotivei pentru $a = \frac{dv}{dt} = 0$. Rezistența crește mai repede decît declivitatea pentru că în cazul rampe-
lor mari jocurile se micșorează, trenul rămînînd agățat de lo-
comotivă [104].

3.1.3. Rezistența specifică la mersul după smulgerea din loc

După smulgerea din loc cutiile de osie reci se încălzesc treptat, scade vîscozitatea lubrefiantului și rezistența la înaintare.

A. Pentru cutiile de osie cu cuzineți concluziile diferi-
ților cercetători nu sînt aceleași.

Cercetătorii americani [104], [135] arată că regimul termic al cutiilor de osii se stabilizează după 55 km - iarna la 0°C și după 16 km - vara.

În [94], [104] se precizează că instabilitatea termică a cutiei de osie se manifestă numai iarna și rezistența se stabilizează după 27 km de mers.

Alți cercetători [37] consideră stabilizarea regimului termic după 4 km - iarna și 3 km - vara, reducerea cea mai importan-
tă a rezistenței făcîndu-se după parcurgerea a 300 m.

În [30] și [104] se consideră regimul stabilizat pentru vagoane de marfă după parcurgerea a 4 km la vagoanele încărcate și 7 km pentru cele goale. Se stabilește relația dintre rezis-
tența specifică în regimul stabilizat de mișcare în aliniament și palier, r_{vp} și rezistența specifică imediat după pornirea din loc pentru $t_s > 1$ h în funcție de spațiul parcurs s [km], considerat din momentul smulgerii din loc:

$$r_{dp} = \frac{42}{29 + s} r_{vp} \quad (3.22)$$

B. Pentru cutiile de osie cu rulmenți rezultatele exper-
riențelor efectuate de P.N.Astahov [6] arată că la temperatura mediului ambiant de 20°C rezistența specifică la mersul după smulgerea din loc a vagoanelor pe patru osii cu rulmenți este

aceeași cu cea de la mersul stabilizat.

Pentru alte temperaturi se propune folosirea formulei (3.22) rămânînd ca în continuare, pe baza rezultatelor cercetărilor cu-tiilor de osie cu rulmenți să se stabilească o relație proprie acestora.

3.1.4. Rezistențele specifice la mersul stabilizat în aliniament și palier

Rezistențele specifice care depind de foarte mulți factori, sînt date de formule stabilite experimental. Ele sînt de o diver-sitate foarte mare, formulele de calcul avînd diferite forme, du-pă cum urmează:

$$r_p = \frac{a + v}{b + cv} \quad \text{sau} \quad r_p = a + \frac{b + cv + dv^2}{Q_0},$$

forma generală fiind:

$$r_p = a + bv + cv^2 \quad (3.23)$$

unde:

a, b, c, d reprezintă coeficienți determinați experimental.

A. Rezistențele la mersul stabilizat al locomotivelor

Se folosesc fie formulele stabilite pe cale experimentală, fie diagrame ale rezistențelor în funcție de viteză.

Pentru locomotivele diesel-electrice și electrice, la mer-sul în regim de tracțiune, la căile ferate sovietice se folosește relația [100], [122]:

$$r_{Lp} = 1,2 + 0,025 v + 0,00016 v^2 \quad [N/KN] \quad (3.24)$$

Căile ferate franceze, pentru locomotivele electrice în regim de tracțiune, utilizează formula:

$$r_{Lp} = 1,25 + 0,01 v + 0,000375 v^2 \quad [N/KN] \quad (3.25)$$

La CFR, pentru locomotivele diesel-electrice o60-DA și o60-DA1 se folosește relația [191]:

$$R_{Lp} = 0,35 G_L + 0,4 A \left(\frac{v + 12}{10} \right)^2 \quad [daN] \quad (3.26)$$

iar pentru locomotivele diesel-hidraulice [191]:

$$o40-DHA : R_{Lp} = 0,35 G_L + 0,4 A \left(\frac{v + 12}{10} \right)^2 \quad [daN] \quad (3.27)$$

$$040\text{-DHB} : R_{LP} = 0,3 G_L + 0,6 A \left(\frac{v + 12}{10} \right)^2 \text{ [daN]} \quad (3.28)$$

$$040\text{-DHC} : R_{LP} = 259 + 8,487 \left(\frac{v}{10} \right)^2 \text{ [daN]} \quad (3.29)$$

în care: G_L [KN] reprezintă greutatea locomotivei,
 A [m²] - aria secțiunii transversale a locomotivei,
 v [km/h] - viteza de circulație.

B. Rezistențele la mersul stabilizat al vagoanelor

În calculele de tracțiune se folosesc diverse formule de calcul, mai frecvente fiind [100], [122]:

- formula lui Strahl:

$$r_{vp} = 2 + \left(0,007 + \frac{1}{m} \right) \left(\frac{v + \Delta v}{10} \right)^2 \text{ [N/KN]} \quad (3.30)$$

- formula lui Santhoff:

$$r_{vp} = a + bv + \frac{4,8}{G_v} (n + 2,7) A \left(\frac{v + \Delta v}{10} \right)^2 \text{ [N/KN]} \quad (3.31)$$

- formula Institutului de studii și cercetări al M.T.Țc.:

$$r_{vp} = a + \frac{v^2}{m} \text{ [N/KN]} \quad (3.32)$$

în care: v și Δv [km/h] reprezintă viteza de circulație, respectiv un spor de viteză depinzând de viteza și direcția vântului,

n - numărul vagoanelor din tren,

a, b, c - coeficienții care țin seama de natura frecării (cuzineți, joante etc.),

m - coeficient care ține seama de tipul vagoanelor din tren.

În formula (3.32) valorile lui a și m pentru vagoane de călători sînt:

$a = 2$, $m = 1950$ pentru vagoane pe două osii,

$a = 2$, $m = 3200$ pentru vagoane pe patru osii tip vechi,

$a = 1,65$, $m = 4000$ pentru vagoane pe patru osii tip nou.

Comparînd rezultatele care se obțin cu formula (3.32) pentru vagoane pe patru osii tip nou pentru mersul stabilizat la $v = 0$ cu cele date de formula (3.8) rezultă că rezistența specifică dată de (3.32) propusă de Institutul de studii și cercetări al Ministerului de transporturi din RSR se găsește între valorile obținute cu (3.8) pentru $k_v = 1 \dots 1,8$.

3.2. Stabilirea și integrarea ecuației de mișcare a trenului

Ecuația generală de mișcare a trenului se obține din teorema energiei cinetice:

$$dE = dL \quad (3.33)$$

considerând trenul ca un sistem de corpuri în mișcare de translație cu unele părți în rotație. Profesorul I. Zăgănescu în [169, pag. 121] pornind de la relația (3.33) ajunge la ecuația:

$$\frac{dv}{dt} = \frac{F_o - R}{\frac{1000}{g}(1 + \gamma_1)(G_L + G_v)} \quad \text{sau} \quad \frac{dv}{dt} = \xi_1 \frac{F_o - R}{G_L + G_v} \quad (3.34)$$

unde:

$$\xi_1 = \frac{g}{1000(1 + \gamma_1)} = 120 \text{ km/h}^2.$$

Relația (3.34) scrisă în abateri adimensionale are forma:

$$(T_v p + 1)\bar{v} = k_v(\bar{F}_{o1} - \bar{R}_1) \quad (3.35)$$

cu constantele [169, pag. 124]:

$$T_v = \frac{G_L + G_v}{\xi_1 \left[\frac{\partial R}{\partial v} - \frac{\partial F_o}{\partial v} \right]} \quad \text{și} \quad k_v = \frac{F_{on}}{v_n \left[\frac{\partial R}{\partial v} - \frac{\partial F_o}{\partial v} \right]} \quad (3.36)$$

obținută prin liniarizarea funcțiilor $F_o(v)$ și $R(v)$.

În [120] profesorul A. Popa propune integrarea ecuației de mișcare a trenului sub forma:

$$\frac{dv}{dt} = \xi_1 (f_o - r_t \pm r_i - r_c - f_f) \quad (3.37)$$

în care:

$f_o = \frac{F_o}{G_L + G_v}$ reprezintă forța specifică de tracțiune [N/KN]

$r_t = \frac{R_t}{G_L + G_v}$ reprezintă rezistența specifică totală a trenului [N/KN]

r_i - rezistența dată de declivități [N/KN]

r_c - rezistența specifică datorită curbilor [%]

f_f - forța specifică de frînare [%]

$\xi_1 = \frac{127}{1 + \gamma_1}$ - coeficient care depinde de inerția maselor în mișcare de rotație prin γ_1 .

În [100, tab. 12] se dau valorile coeficienților γ_1 și ξ_1 în funcție de felul convoiului de vagoane și tonaj.

Pentru rezolvarea ecuației în [100] și [122] se propun mai multe metode: Lipetz, Lebedev, Degtiorov, Ștanislaviuc, metoda vitezelor constante sau a intervalului de timp constant.

În [152] se prezintă o metodă numerică de rezolvare a ecuației mișcării trenului aplicabilă pe calculatoare electronice, dată sub forma

$$\frac{dv}{ds} = \xi \frac{u}{v} \quad (3.38)$$

în care u reprezintă forța rezultantă specifică, propusă sub forma:

$$u = a_0 + a_1 v + a_2 v^2 + a_3 v^3 + a_4 v^4 + a_5 v^5 \quad (3.39)$$

și $\xi = 120 \text{ km} \cdot \text{tf} / \text{h}^2 \text{ kgf}$.

Rezultatele obținute prin cele două variante analizate în [152]:

- folosirea derivatei întâi în raport cu drumul (principiul tangentelor) sau

- derivata pentru valoarea medie (principiul coardei), sînt apropiate de cele obținute prin metoda Runge-Kutta, însă cu un volum redus de timp-mașină.

Rezultate ale integrării ecuației de mișcare a trenului sînt prezentate în [104], [128], [181], [191] unde pentru calculul dependenței de viteză a accelerației: $a(v)$, timpului: $t(v)$ și spațiului: $s(v)$, s-au folosit formulele prezentate în tabelul 3-2

În cele ce urmează se prezintă metodică de calcul și rezultatele obținute în lucrarea de față.

A. Funcția $a = f_1(v)$ s-a determinat din relația:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{F - [R_L + G_L \cdot r_i + G_V (r_v + r_i)]}{10^3 (G_L + G_V)} \quad [\text{m/s}^2] \quad (3.40)$$

în care F [N] reprezintă:

$F|_c$ varianta 1 sau varianta 19, adică forțele de tracțiune limitate de patinare, care, de exemplu, pentru locomotiva 040-DHC - regim greu au expresiile (v. cap. 2):

$$F|_{c1} = -0,0729 \cdot v^3 + 4,6648 \cdot v^2 - 210,1289 \cdot v + 17425,71 \quad (3.41)$$

$$F|_{c19} = 0,0277 \cdot v^3 - 0,0794 \cdot v^2 - 21,0725 \cdot v + 8558,54 \quad (3.42)$$

$F|_{ad}$, forța de tracțiune limitată de aderență,

$$F_{ad} = \left[\frac{7,5}{v + 44} + 0,161 \right] G_L \quad (3.43)$$

F_{lm} , forța de tracțiune limitată de motor care pentru locomotiva 040-DHC - regim greu, a fost determinată sub forma (v. cap. 2):

$$F_{lm} = A_0 v^{10} + A_1 v^9 + A_2 v^8 + \dots + A_9 v + A_{10} v^0, \quad (3.44)$$

R_L - rezistența locomotivei la mersul în aliniament și palier, care pentru locomotivele diesel-hidraulice se calculează din relațiile (3.27)...(3.29);

G_L - greutatea locomotivei [KN];

G_v - greutatea convoiului de vagoane [KN];

r_i - rezistența specifică dată de declivități (rel. 3.9);

r_v - rezistența specifică totală a vagoanelor la mersul în aliniament și palier (rel. 3.30...3.32).

B. Funcția $t = f_2(v)$ s-a determinat din:

$$dt = \frac{dv}{3,6 a} \quad [\text{sec}] \quad (3.45)$$

în care:

t reprezintă timpul în secunde;

v - viteza în [km/h];

a - accelerația în [m/s²], determinată anterior: $a = f_1(v)$.

Intervalul de timp de la viteza v_i la v_{i+1} s-a determinat cu relația:

$$\Delta t = \int_{v_i}^{v_{i+1}} \frac{dv}{3,6 a} \quad [\text{sec}] \quad (3.46)$$

iar timpul după care s-a ajuns la viteza v_{i+1} :

$$t_{i+1} = t_i + \int_{v_i}^{v_{i+1}} \frac{dv}{3,6 a} \quad [\text{sec}] \quad (3.47)$$

C. Funcția $S = f_3(v)$ s-a obținut din integrarea expresiei:

$$dS = \frac{v dv}{(3,6)^2 a}, \quad [\text{m}] \quad (3.48)$$

iar spațiul corespunzător vitezei v_{i+1} :

$$S_{i+1} = S_i + \int_{v_i}^{v_{i+1}} \frac{v}{(3,6)^2 a} dv \quad [\text{m}] \quad (3.49)$$

Calcululele s-au efectuat pentru locomotivele diesel-hidrau-

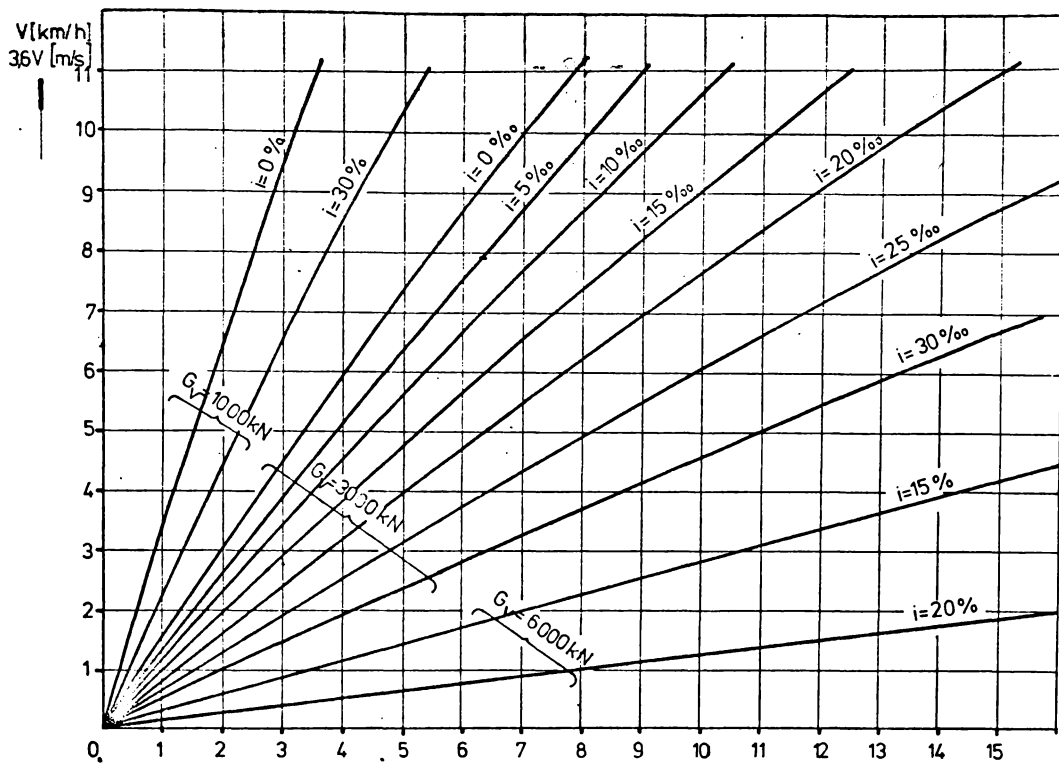


Fig. 3-4 Functia $V(t)$ pentru locomotiva 040-DHC-regim greu, cu F_c (V) varianta 1.
Tren persoane, tip nou.

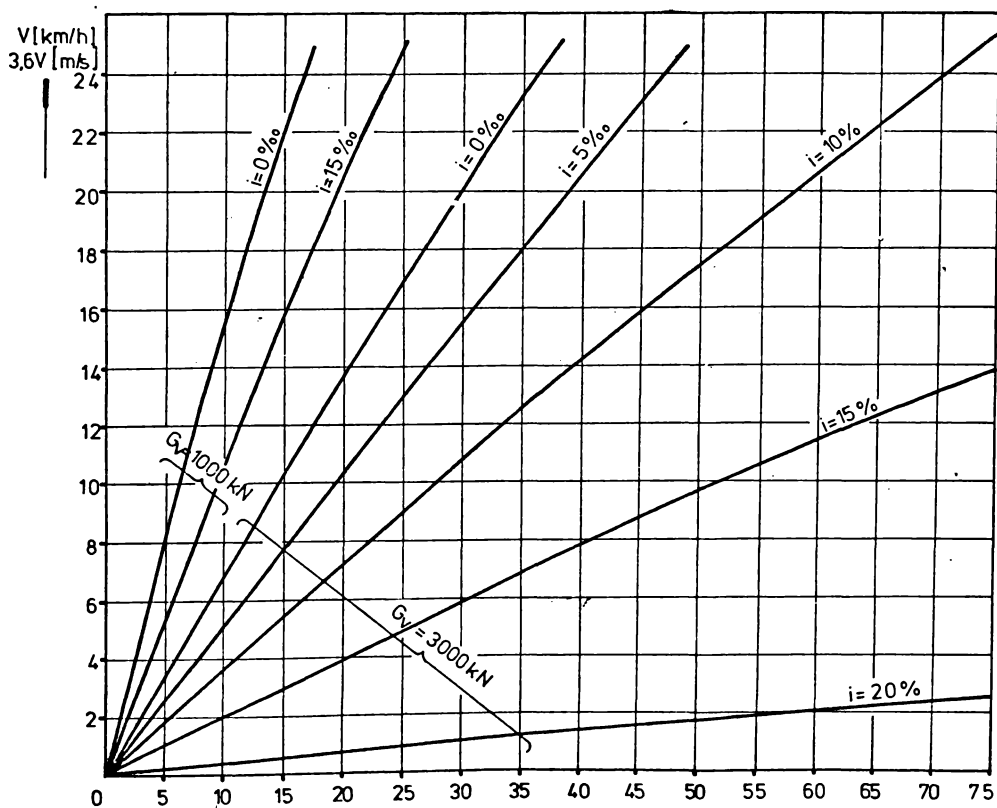


Fig. 3-5..Functia $V(t)$ pentru locomotiva 040-DHC regim greu- F_c (V) varianta 19
Tren persoane, tip nou.

Tabelul 3-2

Calculul funcțiilor a(v), t(v), s(v)

Lucrarea Funcția	[104, cap.6]	[191, pag.12]	[128], [181]
a(v)	$a = \frac{dv}{dt} = \varphi [f_0 - (r_t + r_i) \frac{1}{k_s}] \frac{1}{k_s} \text{ [m/s}^2\text{]}$ $\varphi = \frac{1}{3,6} \left[\frac{\text{km/h} \cdot \text{sec}}{\text{N/kN}} \right]$ $k_s = 3,6 \left[\frac{\text{km/h}}{\text{m/sec}} \right]$	<p>f_0, r_t, r_i sînt mărimile specifice prezentate în text [N/kN]</p>	$e = \frac{F_0 - [G_L(r_t + r_i) + G_v(r_v + r_i)]}{132 G_L + 112 G_v} \text{ [m/s}^2\text{]}$ <p>respectiv:</p> $a = \frac{F_0 - [G_L(r_t + r_i) + G_v(r_v + r_i)]}{103(G_L + G_v)} \text{ [m/s}^2\text{]}$
t(v)	$dt = \frac{dv}{\varphi [f_0 - (r_t + r_i)]} \text{ [sec]}$	$\Delta t = \frac{3,6 \Delta v}{(f_0 - r_t) - r_i} \text{ [sec]}$	$t_{i,i+1} = \frac{v_{i+1} - v_i}{3,6 a_{i,i+1}} \text{ [sec]}$ <p>unde</p> $a_{i,i+1} = \frac{a_i + a_{i+1}}{2} \text{ [m/s}^2\text{]}$
s(v)	$ds = \frac{v}{1000 k_s} \varphi [f_0 - (r_t + r_i)] \frac{dv}{\varphi [f_0 - (r_t + r_i)]} \text{ [km]}$	$\Delta s = \frac{8,34}{(f_0 - r_t) - r_i} \Delta v \Delta v_m \text{ [m]}$	$s_{i,i+1} = \frac{v_{i,i+1}}{3,6} t_{i,i+1} \text{ [m]}$ <p>unde</p> $v_{i,i+1} = \frac{v_i + v_{i+1}}{2} \text{ [m/s]}$

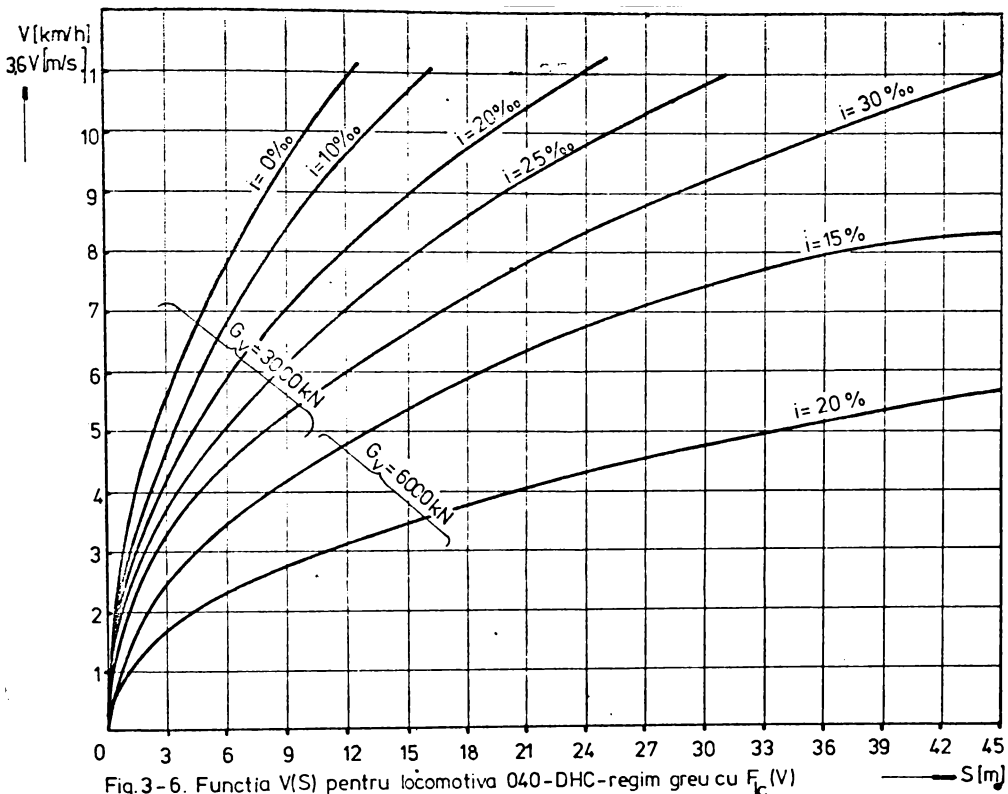


Fig.3-6. Functia $V(S)$ pentru locomotiva 040-DHC-regim greu cu $F_c(V)$ varianta 1. Tren persoane, tip nou.

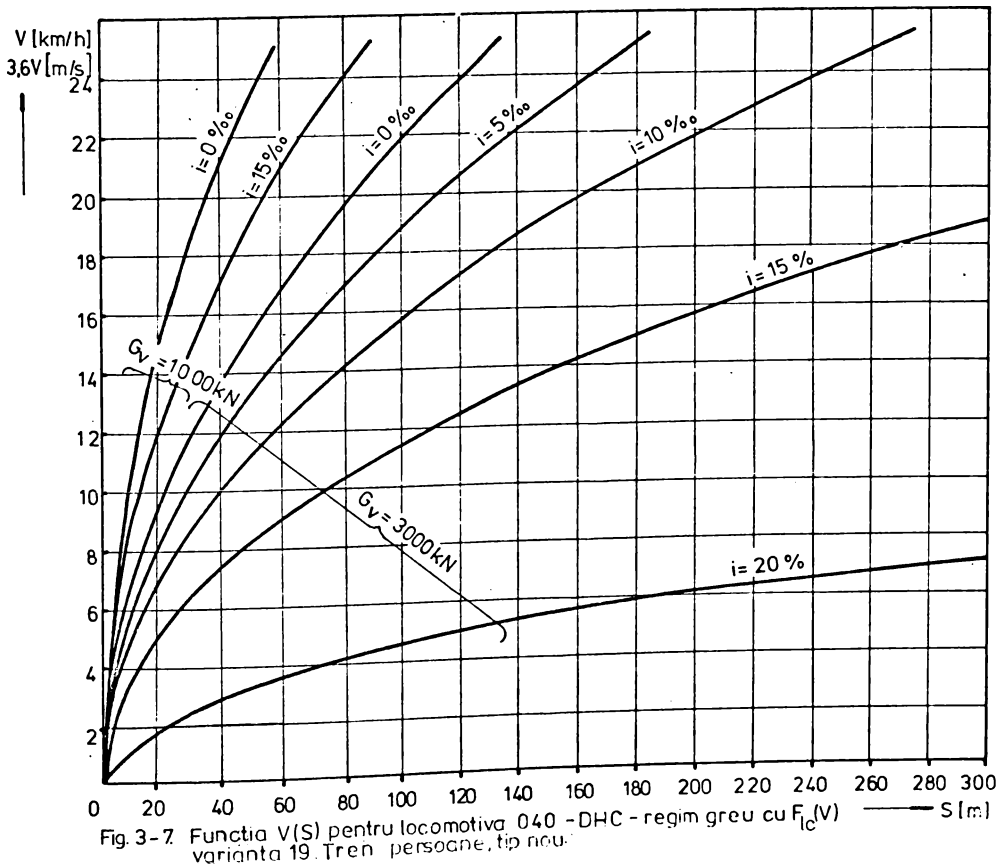


Fig.3-7. Functia $V(S)$ pentru locomotiva 040-DHC-regim greu cu $F_c(V)$ varianta 19. Tren persoane, tip nou.

lice CFR o4o-DHC și o4o-DHB în mai multe variante de tonaje ale convoiului de vagoane, declivități și diferite condiții de mers, acestea din urmă introduse prin forța de tracțiune calculată la limita de patinare $F_{lc}(v)$ (v. cap. 2).

Programul de calcul pentru calculatorul electronic cifric Felix C 256 de la Centrul de calcul al I.P. "Traian Vuia" Timișoara a fost întocmit în limbaj FORTRAN.

Rezultate ale calculului sînt prezentate în tabelele 3-3, 3-4, 3-5 și figurile 3-4...3-10. Indicii accelerațiilor din tabelul 3-5 și al timpilor și accelerațiilor din figurile 3-8 și 3-10 reprezintă valoarea vitezei la intersecția lui F_{ad} sau F_{lc} cu F_{lm} .

3.3. Capacitatea de accelerare a locomotivelor

Pentru caracterizarea capacității de accelerare a locomotivei pe lîngă accelerațiile momentane prezentate se calculează accelerațiile medii după cum urmează [165]:

a) Accelerația medie raportată la suprafața diagramei $v(t)$. Forța de tracțiune F_o și rezistența la înaintare R_T se înlocuiesc cu valorile lor medii:

$$\bar{F}_o = \frac{1}{v_{\max}} \int_0^{v_{\max}} F_o(v) dv \quad \text{și} \quad \bar{R}_T = \frac{1}{v_{\max}} \int_0^{v_{\max}} R(v) dv \quad (3.50)$$

care se obțin din relațiile (3.50), (3.40), (3.41), (3.42), (3.29) și (3.33).

Cu acestea se calculează accelerația medie:

$$a_m = \frac{1}{108} \left[\frac{\bar{F}_o - \bar{R}_T}{G_L + G_V} \right] \quad (3.51)$$

în care \bar{F}_o este \bar{F}_{lc1} , \bar{F}_{lc19} sau \bar{F}_{ad} .

b) Accelerații medii rezultate din relații cinematice.

$$a_{m1} = \frac{v_{\max}}{t_{\max}} \quad \text{și} \quad a_{m2} = \frac{v_{\max}^2}{2s_{\max}} \quad (3.52)$$

c) Accelerația medie rezultată din aproximarea curbei $v(t)$ prin dreapta:

$$v = a_{m3} \cdot t \quad (3.53)$$

trasată astfel ca arile A_1 și A_2 să fie egale (v. fig. 3-11). Cu această condiție calculul spațiului de demarare cu funcția

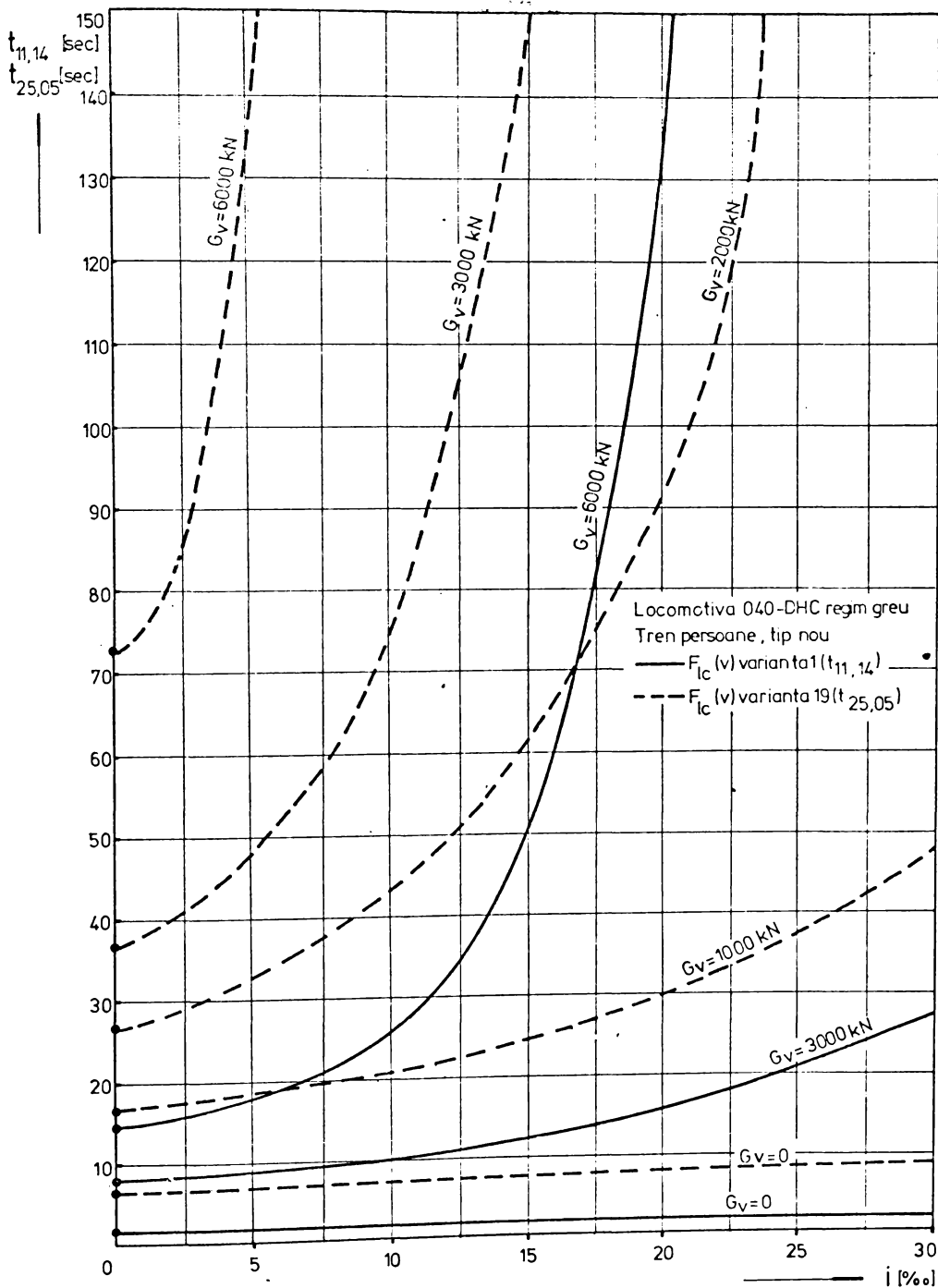


Fig. 3-8. Timpii de iesire pe caracteristica $F_{lm}(v)$.

Tabelul 3-3

Calculul accelerației momentane. Locomotiva o4o DHC, regiin greu, varianta 1

 $G_v = 3000 \text{ KN}$, $r_i = 10 \%$

v [Km/h] 3,6 v [m/s]	R_L [daN]	r_v [N/KN]	R_T [daN]	F_{cl} [daN]	a [m/s ²]	t [sec]	s [m]
0,00	259,0000	1,6500	4454,0000	17425,7109	0,3246	0,00	0,00
1,00	259,0850	1,6502	4454,1602	17220,1758	0,3195	0,86	0,12
2,00	259,3396	1,6510	4454,6406	17023,5312	0,3145	1,74	0,49
3,00	259,7639	1,6522	4455,4375	16835,3398	0,3098	2,63	1,10
4,00	260,3579	1,6540	4456,5586	16655,1680	0,3053	3,53	1,98
5,00	261,1218	1,6562	4457,9961	16482,5781	0,3009	4,45	3,13
6,00	262,0554	1,6590	4459,7539	16317,1328	0,2967	5,38	4,55
7,00	263,1587	1,6622	4461,8320	16158,3906	0,2927	6,32	6,25
8,00	264,4316	1,6660	4464,2305	16005,9180	0,2888	7,28	8,24
9,00	265,8745	1,6702	4466,9492	15859,2812	0,2851	8,24	10,53
10,00	267,4871	1,6750	4469,9883	15718,0352	0,2815	9,22	13,12
11,00	269,2693	1,6802	4473,3437	15581,7500	0,2780	10,22	16,01
11,14	269,5322	1,6810	4473,8398	15563,0391	0,2775	10,36	16,44

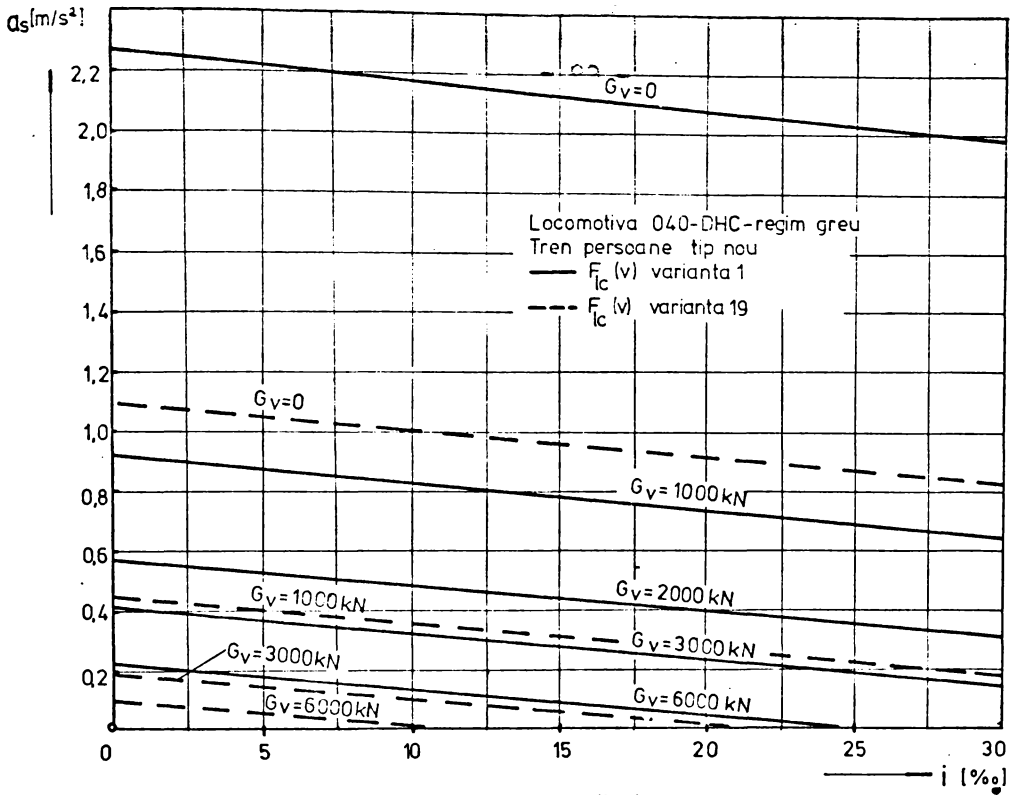


Fig. 3-9. Acceleratiile la smulgerea din loc.

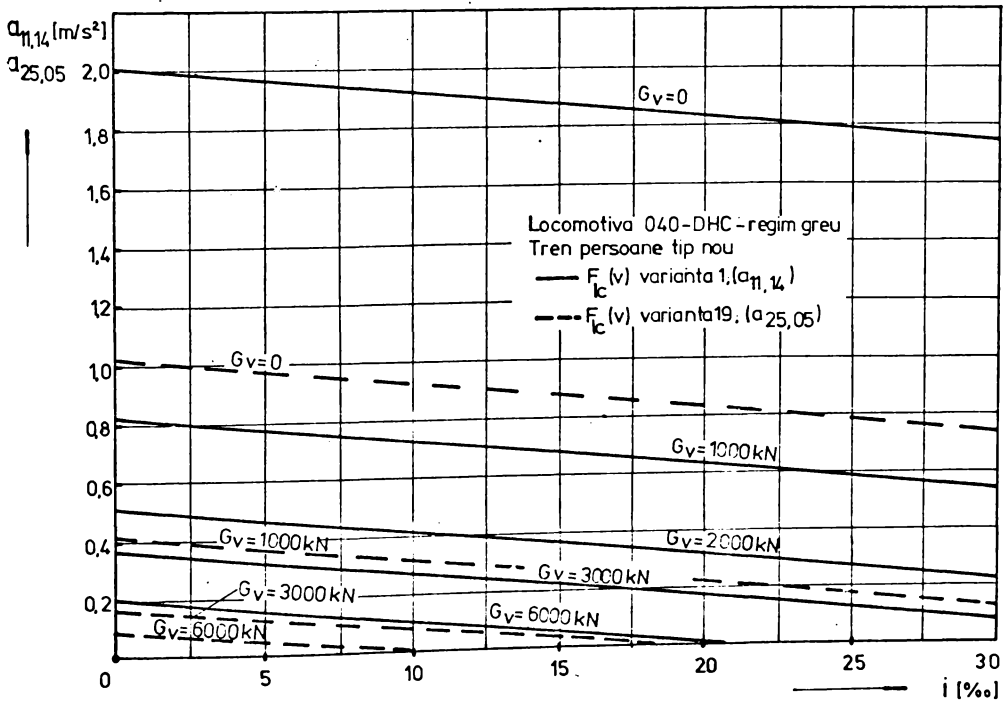


Fig. 3-10. Acceleratiile la iesirea pe caracteristica $F_{lm}(V)$.

Tabelul 3-4

Acceleratiile la smulgerea din loc. Locomotiva 040-DHC, regim greu. Tren persoane, tip nou

F	$\frac{1}{G_y} [KN]$	0	2,5	5	10	15	20	25	30
F _{ad}	0	3,0348	3,0116	2,9885	2,9422	2,8959	2,8496	2,8033	2,7570
	1000	1,2406	1,2175	1,1943	1,1480	1,1017	1,0554	1,0091	0,9628
	2000	0,7755	0,7523	0,7292	0,6829	0,6366	0,5903	0,5440	0,4977
	3000	0,5618	0,5386	0,5155	0,4692	0,4229	0,3766	0,3303	0,2840
	6000	0,3034	0,2802	0,2571	0,2108	0,1645	0,1182	0,0719	0,0256
F _{cl}	0	2,2707	2,2476	2,2244	2,1781	2,1318	2,0855	2,0392	1,9930
	1000	0,9260	0,9029	0,8797	0,8334	0,7871	0,7408	0,6945	0,6482
	2000	0,5774	0,5542	0,5311	0,4848	0,4385	0,3922	0,3459	0,2996
	3000	0,4172	0,3941	0,3709	0,3246	0,2783	0,2320	0,1857	0,1394
	6000	0,2236	0,2004	0,1773	0,1310	0,0847	0,0384	✱	✱
F _{cl19}	0	1,0978	1,0747	1,0515	1,0052	0,9589	0,9126	0,8663	0,8200
	1000	0,4431	0,4199	0,3968	0,3505	0,3042	0,2579	0,2116	0,1653
	2000	0,2733	0,2502	0,2270	0,1807	0,1344	0,0881	0,0418	✱
	3000	0,1953	0,1722	0,1490	0,1027	0,0564	0,0101	✱	✱
	6000	0,1010	0,0779	0,0547	0,0084	✱	✱	✱	✱

✱ Locomotiva nu poate porni

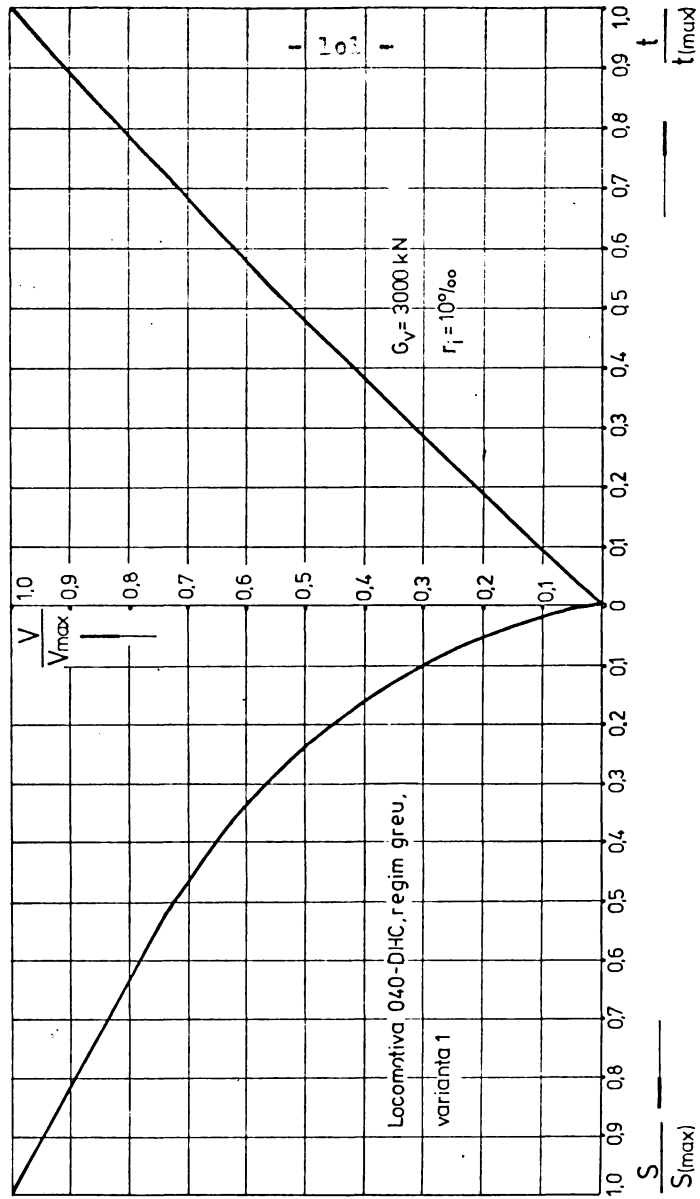


Fig. 3-12. Curba de demarare în valori absolute.

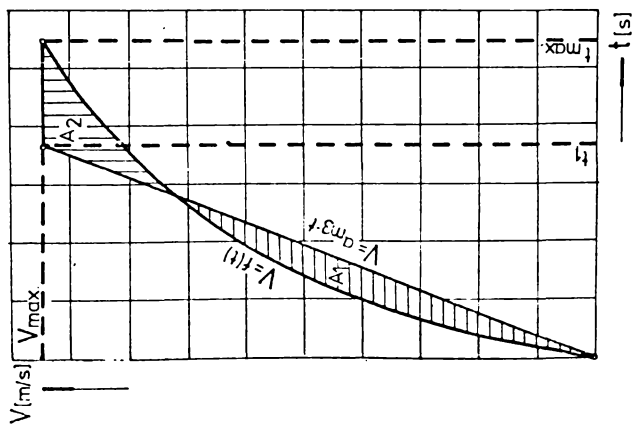


Fig. 3-11. Calculul accelerației medii a_{m3}

Tabelul 3-5

Acceleratii la iesirea pe caracteristica $F_{lm}(v)$
Locomotiva 040-DHC, regim greu. Tren persoane, tip nou

F	$\frac{i}{\%}$ G _v [KN]	0	2,5	5	10	15	20	25	30
F _{ad} 30,689	0	3,0104	2,9873	2,9641	2,9178	2,8715	2,8253	2,7790	2,7327
	1000	1,2306	1,2075	1,1843	1,1380	1,0917	1,0454	0,9991	0,9528
	2000	0,7692	0,7460	0,7229	0,6766	0,6303	0,5840	0,5377	0,4914
	3000	0,5572	0,5340	0,5109	0,4646	0,4183	0,3720	0,3257	0,2794
	6000	0,3008	0,2777	0,2545	0,2082	0,1620	0,1157	0,0694	0,0231
F _{lc} var.1 31,14	0	2,0230	1,9998	1,9767	1,9304	1,8841	1,8378	1,7915	1,7452
	1000	0,8238	0,8007	0,7775	0,7312	0,6849	0,6386	0,5923	0,5460
	2000	0,5129	0,4898	0,4666	0,4203	0,3741	0,3278	0,2815	0,2352
	3000	0,3701	0,3470	0,3238	0,2775	0,2312	0,1849	0,1386	0,0923
	6000	0,1974	0,1743	0,1511	0,1048	0,0585	0,0122	*	*
F _{lc} var.19 325,05	0	1,0126	0,9894	0,9663	0,9200	0,8737	0,8274	0,7811	0,7348
	1000	0,4071	0,3840	0,3608	0,3145	0,2682	0,2219	0,1756	0,1293
	2000	0,2501	0,2270	0,2038	0,1575	0,1112	0,0649	0,0186	*
	3000	0,1780	0,1549	0,1317	0,0854	0,0391	0,0004 la v=13,5 km/h	*	*
	6000	0,0908	0,0677	0,0445	0,0002 la v=19,5 km/h	*	*	*	*

* Locomotiva nu poate porni

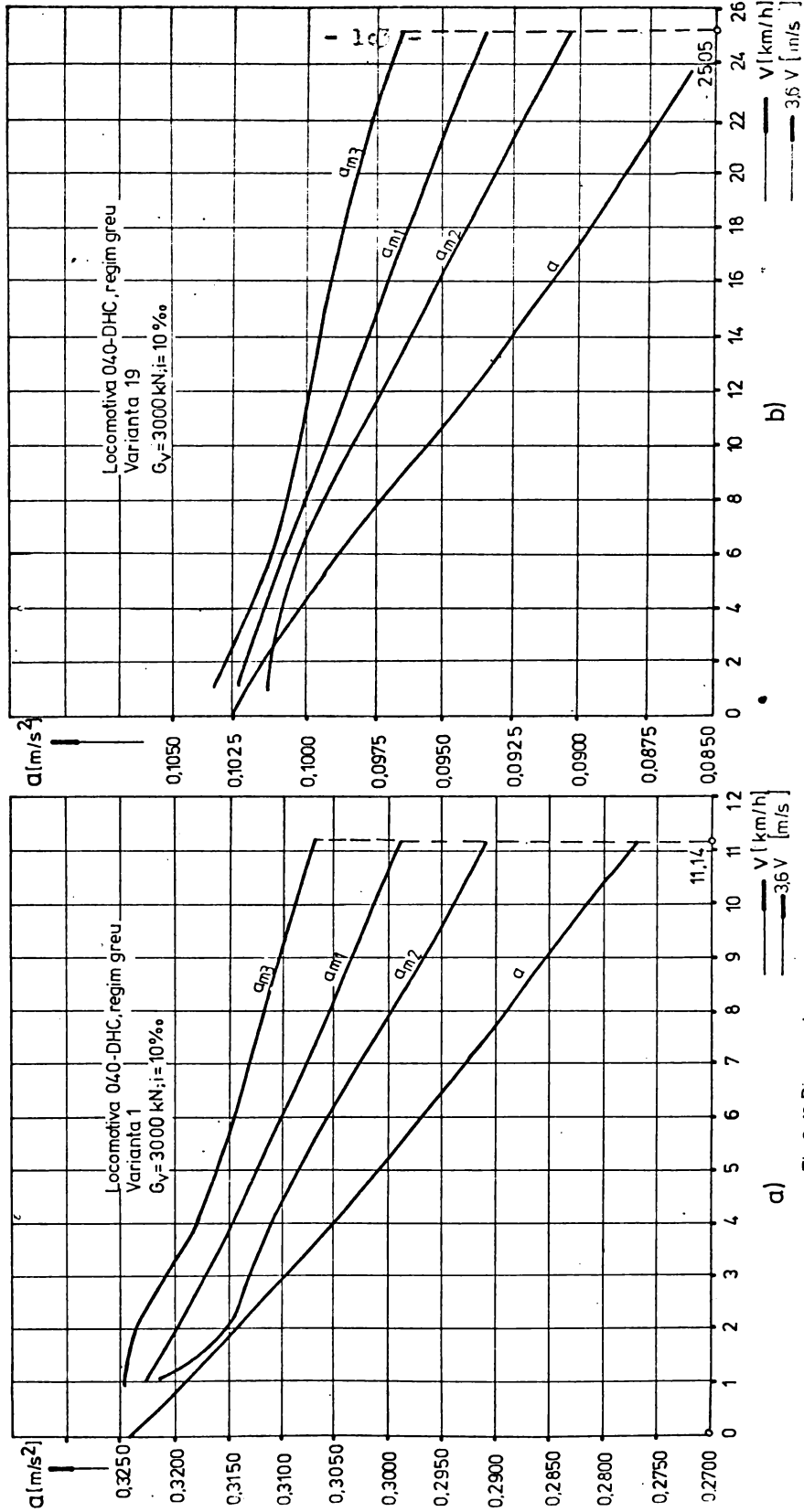


Fig. 3-13. Diagramele de variatie ale acceleratiilor.

$v = a_{m3} \cdot t$ sau cu diagrama reală $v(t)$ dă același rezultat:

$$s_{\max} = \frac{1}{2} v_{\max} \cdot t_1 + v_{\max} (t_{\max} - t_1) \quad (3.54)$$

Pentru $a_{m3} = v_{\max}/t_1$ rezultă:

$$a_{m3} = \frac{1}{2 \left(\frac{t_{\max}}{v_{\max}} - \frac{s_{\max}}{v_{\max}^2} \right)} \quad (3.55)$$

sau:

$$\frac{2}{a_{m1}} = \frac{1}{a_{m2}} + \frac{1}{a_{m3}} \quad (3.56)$$

S-au calculat accelerațiile analizate și termenii necesari reprezentării curbei de demarare în valori absolute [165]:

$$\left(\frac{v}{v_{\max}} \right) = f \left(\frac{t}{t_{\max}} \right) \quad \text{și} \quad \frac{v}{v_{\max}} = f \left(\frac{s}{s_{\max}} \right) \quad (3.57)$$

sau

$$\frac{v}{v_{\max}} = \left(\frac{t}{t_{\max}} \right)^{\sqrt{\psi}} = \psi \left(\frac{t}{t_{\max}} \right) \quad (3.58)$$

Se obține:

$$s_{\max} = \frac{v_{\max} \cdot t_{\max}}{\sqrt{\psi} + 1} \quad (3.59)$$

unde:

$$\sqrt{\psi} = \frac{v_{\max} \cdot t_{\max}}{s_{\max}} - 1; \quad \psi = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{\sqrt{\psi}} \right) \quad (3.60)$$

și

$$\frac{v}{v_{\max}} = \left(\frac{s}{s_{\max}} \right)^{\frac{\sqrt{\psi}}{\sqrt{\psi} + 1}} \quad (3.61)$$

Curba de demarare în valori absolute este reprezentată în figura 3-12, iar accelerațiile în figura 3-13.

Se observă că apar diferențe apreciabile între diferite tipuri de accelerații, ceea ce înseamnă că la evaluarea capacității de accelerare a locomotivelor criteriul care se stabilește trebuie să se refere la un anumit fel de accelerație.

Accelerația momentană a , calculată în § 3.2 și reprezentată împreună cu celelalte accelerații în figura 3-13, are valoarea cea mai mică. Ea exprimă adevărata capacitate de accelerare a unui vehicul.

Capitolul 4

LEGI DE DEMARARE

4.1. Parametrii demarării

Intre tendințele actuale de perfecționare a transportului feroviar fac parte: mărirea vitezei de circulație și îmbunătățirea confortului călătoriei.

Sporirea vitezei de circulație se obține prin mărirea accelerației, iar confortul este invers proporțional cu derivata accelerației [104], [156], [133], [61].

Din satisfacerea concomitentă a celor două cerințe:

- reducerea timpului de demarare, în special în cazul trenurilor de persoane cu opriri dese sau manevre și
- îmbunătățirea comodității călătoriei, prin micșorarea șocului transmis călătorilor, rezultă condițiile necesare unei legi de demarare:

- . accelerație maximă
- . derivata accelerației minimă.

Aceștia constituie parametrii demarării care se vor analiza în continuare.

Locomotivele diesel pot realiza accelerații de $0,1 \dots 0,8 \text{ m/s}^2$ [126], [128]; pentru demararea trenurilor de marfă acestea sînt $0,15 \dots 0,25 \text{ m/s}^2$ [97], [122], depinzînd de tipul locomotivei, de tonajul și felul trenului.

Un studiu al accelerațiilor la demaraj a fost prezentat în capitolul 3.

Pentru o garnitură de vagoane accelerațiile la demaraj sînt diferite în lungul trenului. În [114] și [115] se studiază propagarea forțelor longitudinale și a accelerațiilor în procesul tranzitoriu de pornire, tracțiunea fiind realizată cu 3 locomotive electrice care dezvoltă o forță de tracțiune de $600 \dots 800 \text{ KN}$ în cursul a $2 \dots 3$ secunde, trenul avînd 88 vagoane pe 4 osii.

Rezultatele încercărilor efectuate de institutele de cercetări sovietice M.I.I.T., D.I.I.T. și T.N.N.I.MPS arată că forțele longitudinale cresc de la 800 KN la primul vagon, la 1000 KN la vagonul cu numărul 49 și la 1100 KN la vagonul 82,

iar accelerațiile au respectiv valorile 5 m/s^2 ; 7 m/s^2 și 10 m/s^2 . Acestea depind de caracteristicile aparatelor de tracțiune dintre vagoane și de jocurile dintre acestea.

Alte măsurători experimentale au arătat că în exploatarea vehiculelor pe șine valorile parametrilor demarării sînt mult mai mari, producînd pe lîngă înrăutățirea confortului și solicitări dinamice suplimentare în structura de rezistență a vehiculelor și căii [57], [61], astfel:

- cercetările experimentale prezentate în [61] au constatat valori foarte mari ale variației accelerației ($a_{\text{max}} = 6,2 \text{ m/s}^3$ la demaraj și $10,98 \text{ m/s}^3$ la frînare);

- în studiile efectuate la demararea și frînarea vagoanelor de tramvai, trenuri urbane și metrou [133] s-au considerat valori cuprinse între $0,6 \dots 7,3 \text{ m/s}^3$ și s-a făcut recomandarea valorii admisibile pentru derivata accelerației de $0,5 \text{ m/s}^3$;

- din măsurătorile efectuate la curbele de trecere înainte de oprirea în stații [133], au rezultat derivate ale accelerației de $1,0 \dots 1,2 \text{ m/s}^3$ iar la frînare $1,0 \dots 1,8 \text{ m/s}^3$;

- la frînarea de alarmă, pentru a realiza drumuri de frînare suficient de scurte se ajunge la valoarea derivatei accelerației $da = 6 \text{ m/s}^3$.

O derivată a accelerației mică la demaraj mărește timpul de mers, iar mărirea acesteia înrăutățește confortul călătoriei.

În [133] sînt prezentate nomograme care arată influența derivatei accelerației asupra drumului de demaraj, accelerației medii și vitezei, făcîndu-se recomandări pentru menținerea ei în limitele unui conform satisfăcător.

Valorile maxime ale accelerației, care determină forța de inerție ce acționează asupra călătorilor, sînt limitate de parametrii constructivi ai vehiculului (putere instalată, rezistența la înaintare, greutatea trenului).

Călătorii pot suporta accelerații mari care ajung treptat la valorile maxime (derivata accelerației mică).

În [10] se arată că o accelerație de $0,297 \text{ m/s}^2$ produce oboseala călătorului după 13 h, iar o accelerație de $3,0 \text{ m/s}^2$ după 55 minute.

Experiențele au arătat că la o variație a accelerației de $0,3 \text{ m/s}^3$ o mare parte din călători obosec după 15 minute,

la $1,5 \text{ m/s}^3$ majoritatea au "răul de mare", iar la 10 m/s^3 urechile vîjîie.

De aceea în [51] se recomandă ca valoarea maximă a derivatei accelerației pentru transportul urban și suburban să nu depășească $0,6 \text{ m/s}^3$. Această valoare este recomandată și în [189] pentru căile ferate sovietice.

În literatura de specialitate se găsesc puține date pentru valorile admisibile ale accelerației și derivatei accelerației.

Institutul pentru material rulant din R.D.G. [51], recomandă pentru următorii 20 ani începînd cu anul 1969 valori ale accelerației după cum urmează:

$1,0 \dots 1,3 \text{ m/s}^2$, la smulgerea din loc

$0,7 \dots 0,8 \text{ m/s}^2$, după smulgerea din loc pentru tramvaie rapide și căi ferate magistrale, valori care se regăsesc și în [155].

În [61] K. Horvath prezintă recomandări și prescripții pentru valorile maxime admisibile ale derivatei accelerației:

$0,5 \text{ m/s}^3$ - pentru metrou cu comandă automată, la vehicule noi de transport în comun urban care au $a_{\text{admis}} = 1,2 \text{ m/s}^2$

$0,8 \dots 1,0 \text{ m/s}^3$ - pentru vehicule de transport în comun vechi care se deplasează pe șine

$0,8 \dots 1,0 \text{ m/s}^3$ - transversal pe direcția de mers la vagoane de cale ferată și tramvai

4.2. Legi de demarare

În figura 4-1 este prezentată o diagramă generală de mers unde variația accelerației (da) are de cinci ori valori deosebit de mari, care înrăutățește confortul călătorilor și solici-tă structura de rezistență a vehiculelor.

Acest dezavantaj este eliminat parțial de diagrama de mers din figura 4-2 [133] în care, la începutul procesului de demaraj sau frînare, accelerația ajunge la valoarea maximă într-un interval finit de timp.

Însă la sfîrșitul perioadei de demaraj și la începutul frînării și aici apar valori mari ale derivatei accelerației.

Situația este îmbunătățită prin legea de demarare propu-

să în [61].

Această situație avantajoasă din punctul de vedere al solicitării și confortului conduce la micșorarea accelerației medii, ceea ce determină o mărire a spațiului de demaraj sau frînare, precum și a duratei călătoriei, parametru deosebit de important la mijloacele de transport în comun urbane sau între localități apropiate.

Realizarea unei soluții satisfăcătoare între confortul și rapiditatea călătoriei sub aspectul variației admisibile a accelerației în direcția de mers reprezintă o problemă dificilă.

În [104] conf.dr.ing.Al.Gh.Neagu analizează cinci tipuri de legi de demarare pentru pornirea lină a trenului, reprezentând variația vitezei de circulație în funcție de timp, după cum urmează:

a) - parabola pătratică:

$$v_1(t) = c_1 t^2 = \frac{a_{\max}}{2t_1} \cdot t^2 \quad (4.1)$$

folosită în studiul demarării tramvaielor de conf.dr.ing.I.Turcu [156];

b) - parabola cubică:

$$v_2(t) = c_1 t^3 = \frac{a_{\max}}{3t_1^2} \cdot t^3 \quad (4.2)$$

c) - curba cubică:

$$v_3(t) = c_1 t^2 - c_2 t^3 = \frac{a_{\max}}{t_1} \cdot t^2 - \frac{a_{\max}}{3t_1} \cdot t^3 \quad (4.3)$$

d) - cosinusoida tangentă la axa timpului:

$$v_4(t) = c_1 t^2 - c_2 t^4 + c_3 t^6 = \frac{15}{16} \frac{a_{\max}}{t_1} \cdot t^2 - \frac{5}{16} \frac{a_{\max}}{t_1^3} \cdot t^4 + \frac{1}{16} \frac{a_{\max}}{t_1^5} \cdot t^6 \quad (4.4)$$

e) - sinusoida raportată la o dreaptă situată în dihedrul unu al sistemului de axe de coordonate $v - t$:

$$v_5(t) = c \cdot t - A \sin \omega t = \frac{a_{\max}}{2} \left(t - \frac{t_1}{\pi} \sin \frac{\pi}{t_1} \cdot t \right) \quad (4.5)$$

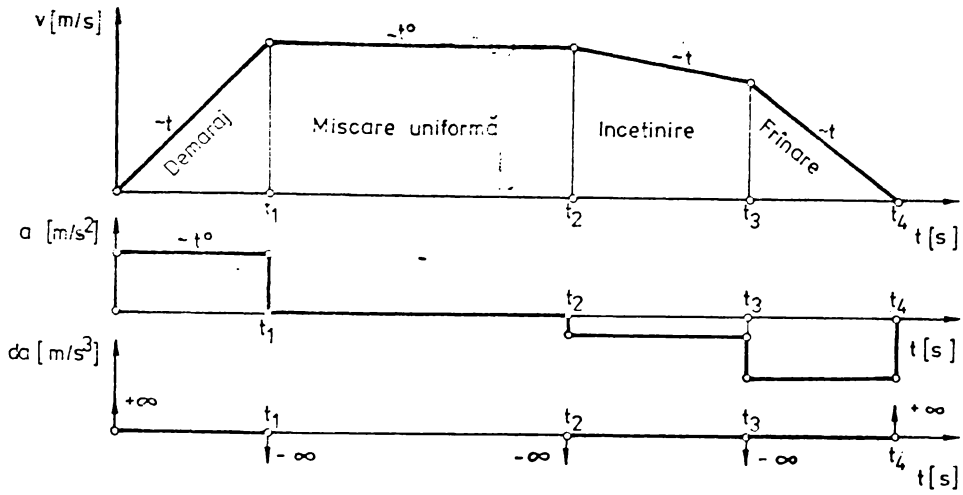


Fig.4-1. Diagrama generală de mers

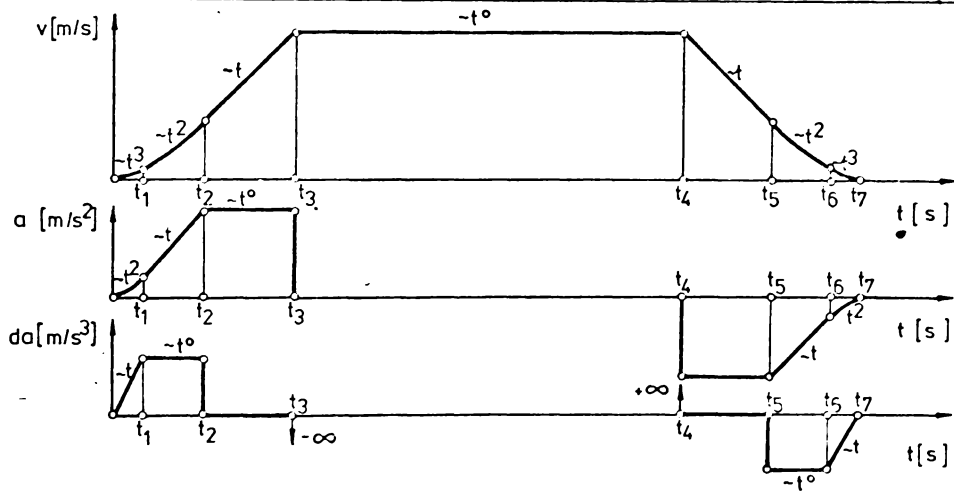


Fig. 4-2. Diagrama de mers după H. REINFELD [133]

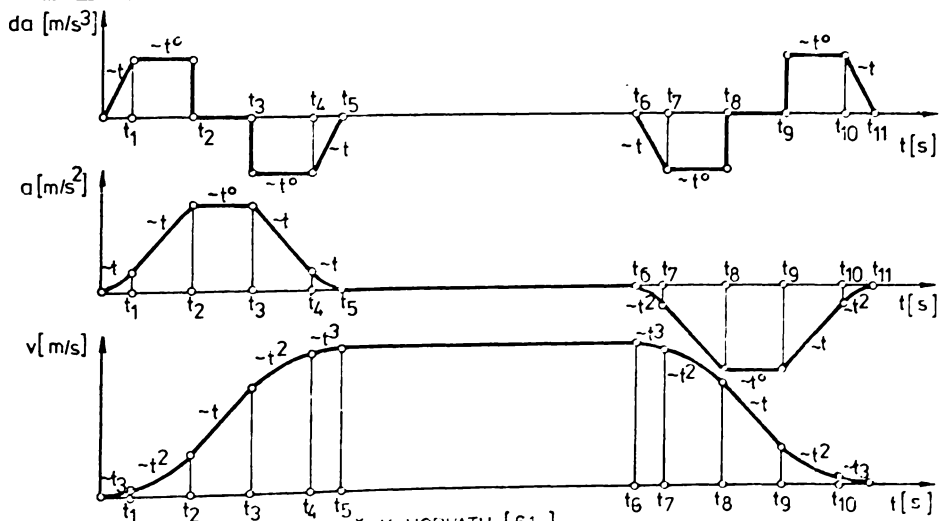


Fig.4-3. Diagrama de mers după K. HORVATH [61]

propusă de conf. Al. Gh. Neagu în [104].

Prin derivarea celor cinci legi de variație ale vitezei s-au obținut legile de variație ale accelerației și derivatei accelerației reprezentate în figurile 4-4 și 4-5.

În toate cazurile constantele s-au determinat din condiția ca la $t = t_1$ (fig. 4-3) să se obțină accelerația maximă.

Din analiza acestora se vede că parabola cubică, curba cubică și cosinusoida dau valorile cele mai mari ale derivatei accelerației, iar parabola pătratică, cosinusoida și curba cubică prezintă variații bruște ale derivatei accelerației la $t = 0$. A rezultat că sinusoida reprezintă "legea de demarare optimă" [104].

În lucrarea de față s-a căutat să se determine o lege de variație a accelerației la demaraj ținând seama de respectarea valorilor limită ale accelerației și derivatei accelerației prezentate mai sus care să determine prin particularizări celelalte legi de demarare analizate.

4.3. Legea generală de demarare

Se consideră legea de variație în timp a accelerației, din care se obține derivata accelerației, iar prin integrare, viteza și spațiul în funcție de timp.

Legea generală de demarare $a(t)$ este reprezentată în figura 4-6, pe intervale de timp fiind descrisă de ecuațiile:

$$a(t) = \begin{cases} A(1 - \cos \omega t) & \text{pentru } t \in [0; t_t] & (4.6) \\ \alpha t^2 + \delta t + \gamma & \text{pentru } t \in [t_t; t_1] & (4.7) \\ a_{\max} & \text{pentru } t \in [t_1; t_2] & (4.8) \end{cases}$$

în care: $A, \alpha, \delta, \gamma$ sînt constante care se vor determina în cele ce urmează

* $t_t = \frac{\pi}{4\omega}$ - timpul la care se face trecerea de pe cosinusoidă (ec. 4.6) pe parabolă (ec. 4.7)

* $t_1(t_{1 \min}, t_{1M})$ - timpul la care se face trecerea de la parabolă (ec. 4.7) la valoarea maximă a accelerației a_{\max} (ec. 4.8).

În figura 4-6 s-a reprezentat și derivata accelerației $da(t)$, ale cărei ecuații sînt:

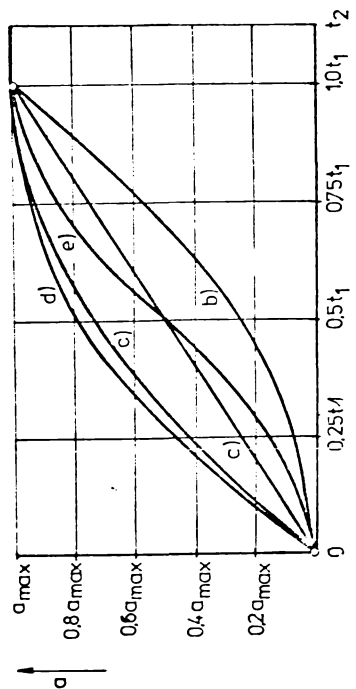


Fig. 4-4 Variația accelerației la demarare cu timpul

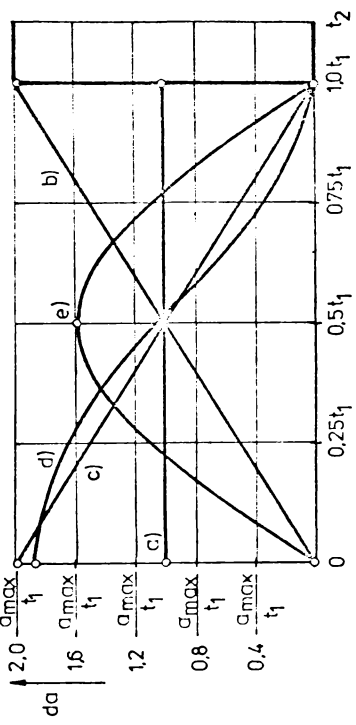


Fig. 4-5 Variația derivatei accelerației cu timpul

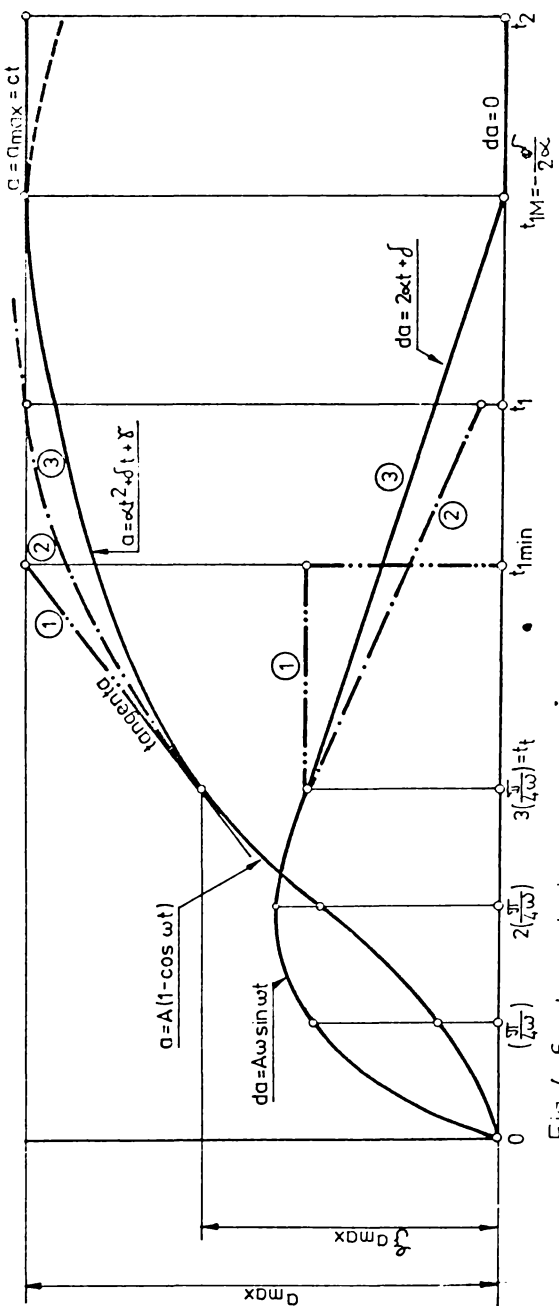


Fig. 4-6 Legea de demarare propusă.

$$a'(t) = da(t) = \begin{cases} A\omega \sin \omega t & \text{pentru } t \in \left[0; 3\left(\frac{\pi}{4\omega}\right)\right] & (4.9) \\ 2\alpha t + \delta & \text{pentru } t \in \left[3\left(\frac{\pi}{4\omega}\right); t_1\right] & (4.10) \\ 0 & \text{pentru } t \in [t_1; t_2] & (4.11) \end{cases}$$

Pentru ca pe porțiunea $t \in [t_t; t_1]$ derivata accelerației să scadă cu creșterea timpului trebuie ca (v.fig.4-6)

$$t_1 \geq t_1 \text{ min} \quad (4.12)$$

Valoarea lui $t_1 \text{ min}$ se determină în cele ce urmează:

În punctul determinat de $t_t = 3\left(\frac{\pi}{4\omega}\right)$ și $a(t_t) = A\left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right) = a_{\text{max}}$, panta curbei accelerației este:

$$a'(t_t) = A\omega \frac{\sqrt{2}}{2} \quad (4.13)$$

Tangenta care trece prin acest punct are ecuația:

$$a(t) - a_{\text{max}} = A\omega \frac{\sqrt{2}}{2}(t - t_t) \quad (4.14)$$

și intersectează dreapta $a(t) = a_{\text{max}}$ (v. și rel. 4.17, 4.18) la:

$$t_1 \text{ min} = t_t + \sqrt{2} \frac{(1 - \frac{1}{2})a_{\text{max}}}{da_{\text{max}}} \quad (4.15)$$

Pentru $t = t_1 \text{ min}$ parabola devine dreapta tangentă ($\alpha = 0$) la curba $a(t)$ în punctul corespunzător lui $t = t_t$.

Pentru

$$t_1 = t_{1M} = -\frac{\delta}{2\alpha} \quad (4.16)$$

parabola are un maxim care în figura 4-6 este a_{max} (dreapta $a_{\text{max}} = ct.$ este tangentă la parabolă).

În continuare se determină constantele din expresiile legii generale de demarare în funcție de parametrii demarării (a_{max} și da_{max}).

Valoarea accelerației în momentul trecerii pe parabolă, la $t_t = 3\left(\frac{\pi}{4\omega}\right)$, este:

$$a(t_t) = A\left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right) = \xi a_{\text{max}} \quad (4.17)$$

în care $\xi = \frac{a_{\text{max}}}{a(t_t)}$ reprezintă un factor de reducere a accelerației la momentul t_t .

Din ecuația (4.17) se obține constanta

$$A = \frac{a_{\max}}{\frac{\sqrt{2}}{2} + 1} \quad (4.18)$$

Derivata maximă a accelerației are valoarea

$$da_{\max} = A \cdot \omega \quad (4.19)$$

care se obține din (4.9) la $t = 2\left(\frac{\pi}{4\omega}\right)$.

Din ecuațiile (4.18) și (4.19) rezultă:

$$\omega = \frac{\left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right) da_{\max}}{a_{\max}} \quad (4.20)$$

Pentru determinarea celorlalte constante se pun condiții de continuitate a accelerației și derivatelor accelerației la t_t și t_1 , după cum urmează:

$$\begin{cases} A(1 - \cos\omega t_t) = \alpha t_t^2 + \delta t_t + \gamma & a) \\ a_{\max} = \alpha t_1^2 + \delta t_1 + \gamma & b) \\ A\omega \sin\omega t_t = 2\alpha t_t + \delta & c) \end{cases} \quad (4.21)$$

Din acest sistem linear se determină necunoscutele:

$$\alpha = \frac{\Delta\alpha}{\Delta} ; \quad \delta = \frac{\Delta\delta}{\Delta} ; \quad \gamma = \frac{\Delta\gamma}{\Delta} \quad (4.22)$$

Determinanții sînt:

$$\Delta = \begin{vmatrix} t_t^2 & t_t & 1 \\ t_1^2 & t_1 & 1 \\ 2t_t & 1 & 0 \end{vmatrix} = (t_1 - t_t)^2 \quad (4.23)$$

$$\Delta\alpha = \begin{vmatrix} A\left(1 + \frac{\sqrt{2}}{2}\right) & t_t & 1 \\ a_{\max} & t_1 & 1 \\ A\omega \frac{\sqrt{2}}{2} & 1 & 0 \end{vmatrix} \quad (4.24)$$

din care rezultă:

$$\Delta\alpha = \frac{\sqrt{2}}{2} da_{\max}(t_t - t_1) + (1 - \frac{\sqrt{2}}{2})a_{\max} \quad (4.25)$$

$$\Delta \mathcal{J} = \begin{vmatrix} t_t^2 & (1 + \frac{\sqrt{2}}{2})A & 1 \\ t_1^2 & a_{\max} & 1 \\ 2t_t & \frac{\sqrt{2}}{2} A\omega & 0 \end{vmatrix} \quad (4.26)$$

sau:

$$\Delta \mathcal{J} = -2t_t(1 - \xi)a_{\max} - \frac{\sqrt{2}}{2} da_{\max}(t_t^2 - t_1^2) \quad (4.27)$$

și:

$$\Delta \mathcal{V} = \begin{vmatrix} t_t^2 & t_t & (1 + \frac{\sqrt{2}}{2})A \\ t_1^2 & t_1 & a_{\max} \\ 2t_t & 1 & \frac{\sqrt{2}}{2} A\omega \end{vmatrix} \quad (4.28)$$

din care se obține:

$$\Delta \mathcal{V} = t_1^2 \left[\xi a_{\max} - t_t \frac{\sqrt{2}}{2} da_{\max} \right] + t_1 \left[t_t^2 \frac{\sqrt{2}}{2} da_{\max} - 2t_t \xi a_{\max} \right] + a_{\max} t_t^2 \quad (4.29)$$

S-au determinat toate constantele din legea de demarare $A, \omega, \alpha, \mathcal{J}, \mathcal{V}$ în funcție de parametrii demarării a_{\max}, da_{\max} și factorul de reducere a accelerației ξ .

În acest fel se poate comanda o lege de demarare după dorință pentru valori admisibile ale parametrilor demarării, ținând seama de condițiile restrictive ale acestora prezentate în § 4.1.

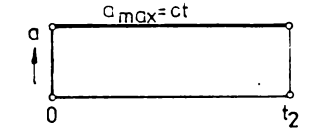
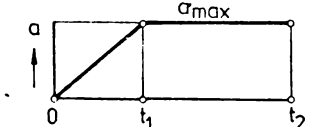
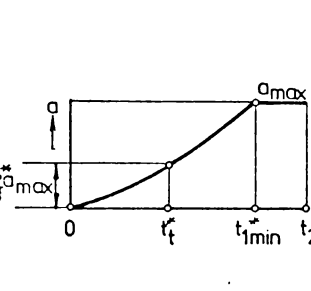
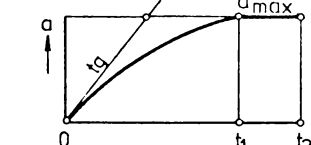
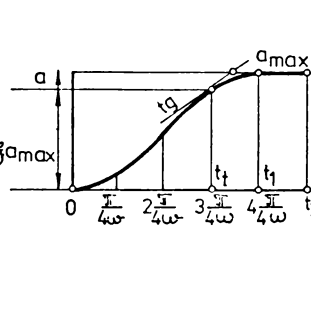
O b s e r v a ț i e : Legea de demarare propusă generalizează cazurile analizate în § 4.2.

În tabelul 4-1 se particularizează legea generală de demarare prezentată în § 4.3.

Pentru diferite valori ale constantelor din ecuațiile legii de mișcare și pentru diferiți timpi de trecere de la sinusoidă la parabolă și de la parabolă la $a_{\max} = ct.$ se obțin legile prezentate în § 4.2.

Tabelul 4-1

Particularizări ale legii generale de demarare

Nr. crt.	Pentru:	Legea rezultantă	Observații
1.	$\xi = 0$ ($\Lambda = 0$; $\omega = \infty$; $t_t = 0$) $t_1 = 0$		Reprezintă legea de demarare cu accelerație constantă, din figura 4-1
2.	$\xi = 0$ $t_1 = \frac{a_{\max}}{da_{\max}}$		Rezultă legea utilizată de conf. dr. I. Turcu (cazul a, figura 4-4)
3.	$\xi = \frac{a(\frac{\pi}{2})}{a_{\max}} = \frac{1}{2}$ $t_t^x = 2(\frac{\pi}{4\omega})$ $t_{1\min} = \frac{a_{\max}}{2da_{\max}} + t_t^x$		Se obține o diagramă asemănătoare cu cea propusă de Reinfeld (fig. 4-2) cu deosebirea că pentru $t \in [0; t_t^x]$ arcul de parabolă e înlocuit cu arcul dat de expresia $\Lambda(1 - \cos \omega t)$
4.	$\xi = 0$ $t_1 > \frac{a_{\max}}{da_{\max}}$		Se obține a(t) de aceeași formă cu curba cubică și cosinusoidă (fig. 4-4 c, d)
5.	$\xi = \frac{2 + \sqrt{2}}{4}$ $t_t = 3(\frac{\pi}{4\omega})$ $t_1 = 4(\frac{\pi}{4\omega})$		Pe intervalul $t \in [0; 3(\frac{\pi}{4\omega})]$ este legea propusă de conf. Al. Gh. Neagu (fig. 4-4 e) iar pe domeniul $t \in [3(\frac{\pi}{4\omega}); 4(\frac{\pi}{4\omega})]$ arcul de cosinusoidă se înlocuiește prin arc de parabolă

Legile de variație ale vitezei și spațiului în perioada de demaraj se obțin prin integrarea relațiilor (4.6)...(4.8):

$$v(t) = \begin{cases} A(t - \frac{\sin \omega t}{\omega}) - C_1 & \text{pentru } t \in [0; t_t], \text{ a)} \\ \frac{\alpha}{3} t^3 + \frac{d}{2} t^2 + \gamma t + C_2 & \text{pentru } t \in [t_t; t_1], \text{ b)} \\ a_{\max} t + C_3 & \text{pentru } t \in [t_1; t_2] \text{ c)} \end{cases} \quad (4.30)$$

în care constantele de integrare se determină astfel:

- la $t = 0$, $v = 0$ și rezultă:

$$C_1 = 0 \quad (4.31)$$

- la $t = t_t = \frac{\pi}{4\omega}$ viteza este aceeași, calculată din ecuațiile (4.30 a și b). Se obține:

$$C_2 = A(t_t - \frac{\sqrt{2}}{2\omega}) - [\frac{\alpha}{3} t_t^3 + \frac{d}{2} t_t^2 + \gamma t_t] \quad (4.32)$$

- la $t = t_1$ viteza calculată cu (4.30 b și c) este aceeași, ceea ce determină:

$$C_3 = \frac{\alpha}{3} t_1^3 + \frac{d}{2} t_1^2 + \gamma t_1 + C_2 - a_{\max} \cdot t_1 \quad (4.33)$$

Variația în timp a spațiului rezultă din integrarea ecuațiilor (4.30):

$$S(t) = \begin{cases} A(\frac{t^2}{2} + \frac{\cos \omega t}{2\omega}) + D_1 & \text{pentru } t \in [0; t_t], \text{ a)} \\ \frac{\alpha}{12} t^4 + \frac{d}{6} t^3 + \frac{\gamma}{2} t^2 + C_2 t + D_2 & \text{pentru } t \in [t_t; t_1], \text{ b)} \\ \frac{a_{\max}}{2} t^2 + C_3 t + D_3 & \text{pentru } t \in [t_1; t_2] \text{ c)} \end{cases} \quad (4.34)$$

Constantele de integrare se obțin punând pentru spațiu condiții similare cu cele pentru viteză. Rezultă:

$$D_1 = -\frac{A}{\omega^2} \quad (4.35)$$

$$D_2 = \frac{A}{2} [t_t^2 - \frac{\sqrt{2}}{\omega^2}] - \frac{A}{\omega^2} - [\frac{\alpha}{12} t_t^4 + \frac{d}{6} t_t^3 + \frac{\gamma}{2} t_t^2 + C_2 t_t] \quad (4.36)$$

$$D_3 = [\frac{\alpha}{12} t_1^4 + \frac{d}{6} t_1^3 + \frac{\gamma}{2} t_1^2 + C_2 t_1 + D_2] - [\frac{a_{\max}}{2} t_1^2 - C_3 t_1] \quad (4.37)$$

Viteza sau spațiul final se pot calcula fie din ecuațiile (4.30 c) respectiv (4.34 c) pentru $t = t_2$, fie din ecuațiile generale ale vitezei și spațiului în mișcare uniform accelerată, cu accelerație medie:

$$a_{\text{med}} = \frac{1}{t_2} \left[\frac{a_{\max}}{\omega} (t_t - \frac{\sqrt{2}}{2\omega}) + \frac{\alpha}{3} (t_1^3 - t_t^3) + \frac{d}{2} (t_1^2 - t_t^2) + \gamma (t_1 - t_t) + a_{\max} (t_2 - t_1) \right] \quad (4.38)$$

4.4. Rezultate obținute

S-a analizat variația parametrilor demarării în funcție de timp într-o mare diversitate de combinații ale valorilor lor maxime.

Astfel, la fiecare valoare a accelerației:

$$a_{\max} = 0,1; 0,2; 0,3; \dots 1,2; 1,3 \text{ m/s}^2$$

s-a considerat derivata accelerației:

$$da_{\max} = 0,1; 0,2; \dots 0,5; 0,6 \text{ m/s}^3$$

și în fiecare caz:

$$\xi = 0; 0,1; 0,2; \dots 0,9; 1,0.$$

S-au întocmit programe de calcul în limbaj FORTRAN, care au fost rulate la Centrul de Calcul al I.P. "Tr. Vuia" Timișoara.

În tabelul 4-2 sînt redată rezultatele calculului pentru situația $a_{\max} = 1,2 \text{ m/s}^2$, $da_{\max} = 0,1 \text{ m/s}^3$ și $\xi = 1$ reprezentată în figura 4-7 c, iar în tabelele 4-3 ... 4-5, sînt prezentate alte situații.

În figurile 4-7, 4-8 și 4-9 s-au reprezentat variațiile parametrilor demarării în funcție de timp. Reprezentările din figurile 4-7 a și 4-8 a corespund cazului 2 din tabelul 4-1, adică demarajul se face cu accelerația care variază liniar.

Diagrama 4-8 b corespunde cazului $t_1 = t_{1\min}$ cînd pe intervalul de timp cuprins între t_t și $t_{1\min}$ variația accelerației este liniară (cazul 1 din fig. 4-6) și derivata accelerației constantă.

În diagramele din figurile 4-7 c și 4-8 c sînt reprezentate situațiile cînd $t_1 = t_t$, iar în figura 4-7 b cazul $t_1 = t_{1M}$, adică parabola care reprezintă variația accelerației are un maxim.

Derivata accelerației ajunge la zero în acest punct, fără a avea un salt ca în celelalte două cazuri ($t_1 = t_t$). În figura 4-9 se prezintă variația accelerației, derivatei accelerației, vitezei și spațiului pentru $a_{\max} = 1,0 \text{ m/s}^2$ și $da_{\max} = 0,4 \text{ m/s}^3$ cu datele din tabelul 4-4, în care caz $t_1 = t_{1M}$.

Din tabelele și diagramele analizate se observă că valorile maxime ale parametrilor demarării (a_{\max} și da_{\max}) sînt respectate de legea generală de demarare propusă și aceasta, prin particularizări, determină celelalte legi de demarare analizate în § 4.2.

Tabelul 4-2

Variația parametrilor demarării

Pentru:				
$a_{\max} = 1,2 \text{ m/s}^2$, $da_{\max} = 0,1 \text{ m/s}^3$, $\xi = 1,0$, $t_2 = 60 \text{ s}$				
a rezultat din calcul:				
$t_1 = 16,56 \text{ sec}$, $\omega = 0,14226$, $t_t = 16,563 \text{ sec} = t_{1\min}$				
t [sec]	a [m/s ²]	da [m/s ³]	V [m/s]	S [m]
0,01	0,00000	0,00014	0,00000	0,00000
0,02	0,00000	0,00028	0,00000	0,00000
0,03	0,00001	0,00043	0,00000	0,00000
0,04	0,00001	0,00057	0,00000	0,00000
0,05	0,00002	0,00071	0,00000	0,00000
0,06	0,00003	0,00085	0,00000	0,00000
0,07	0,00003	0,00100	0,00000	0,00000
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
9,00	0,50162	0,09581	1,59218	3,68261
10,00	0,59914	0,09890	2,14231	5,54174
11,00	0,69876	0,10000	2,79117	8,00024
11,04	0,70294	0,10000	2,82047	8,11752
12,00	0,79847	0,09907	3,53986	11,15741
13,00	0,89624	0,09615	4,38746	15,11292
14,00	0,99011	0,09128	5,33104	19,96434
15,00	1,07817	0,08456	6,36574	25,80540
16,00	1,15866	0,07614	7,48486	32,72400
16,56	1,20000	0,07071	8,14863	37,12140
17,00	1,20000	0,00000	8,67338	40,79945
18,00	1,20000	0,00000	9,87338	50,07285
19,00	1,20000	0,00000	11,07337	60,54619
20,00	1,20000	0,00000	12,27337	72,21959
21,00	1,20000	0,00000	13,47337	85,09296
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
57,00	1,20000	0,00000	56,67337	1347,73462
58,00	1,20000	0,00000	57,87337	1405,00306
59,00	1,20000	0,00000	59,07338	1463,48145
60,00	1,20000	0,00000	60,27338	1523,15527

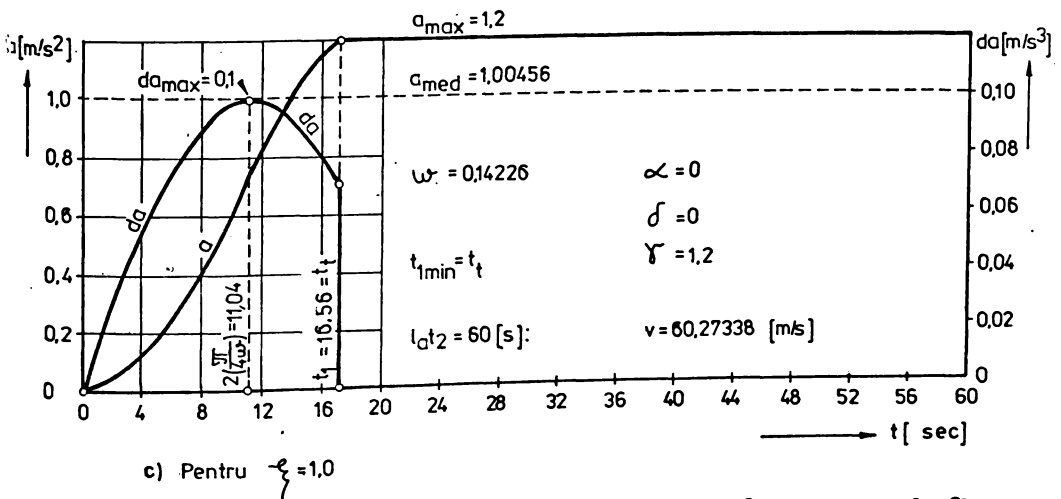
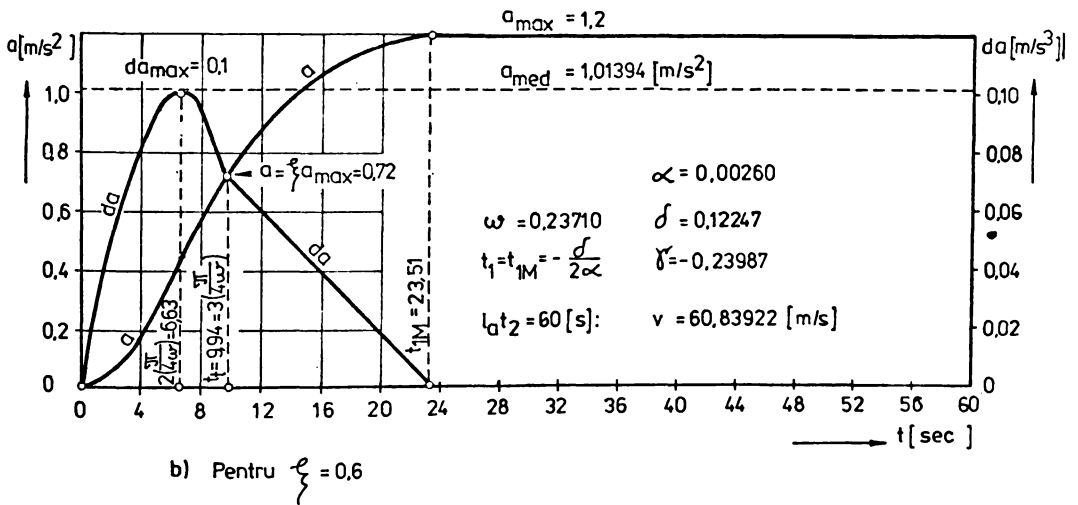
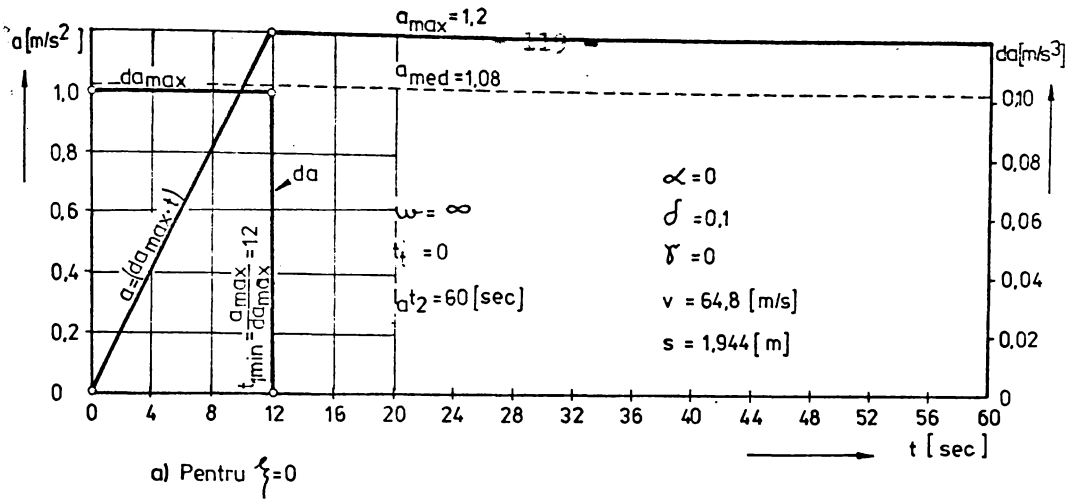


Fig.4-7 Variația parametrilor demarării în cazul $a_{max}=1.2 [m/s^2]$ și $da_{max}=0.1 [m/s^3]$

Tabelul 4-3

Variația parametrilor demarării

Pentru:

$a_{\max} = 0,8 \text{ m/s}^2$, $da_{\max} = 0,4 \text{ m/s}^3$, $\xi = 0,2$, $t_2 = 60 \text{ sec}$
se obține:

$\omega = 3,41421$, $t_t = 0,69011 \text{ sec}$, $t_{1\min} = 2,81143 \text{ sec}$

t [sec]	a [m/s ²]	da [m/s ³]	V [m/s]	S [m]
0,01	0,00007	0,01365	0,00000	0,00000
0,02	0,00027	0,02729	0,00000	0,00000
0,03	0,00061	0,04090	0,00001	0,00000
0,04	0,00109	0,05446	0,00001	0,00000
0,05	0,00170	0,06795	0,00003	0,00000
0,06	0,00245	0,08137	0,00005	0,00000
0,07	0,00333	0,09469	0,00008	0,00000
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0,28	0,04958	0,32675	0,00477	0,00034
0,30	0,05627	0,34173	0,00583	0,00045
0,40	0,09329	0,39162	0,01327	0,00137
0,46	0,11716	0,40000	0,01959	0,00235
0,50	0,13308	0,39629	0,02458	0,00323
0,69	0,20000	0,28284	0,05659	0,01074
1,00	0,28470	0,26382	0,13184	0,03926
2,00	0,51784	0,20245	0,53623	0,35487
3,00	0,68961	0,14108	1,14707	1,18320
4,00	0,80000	0,00000	1,89698	2,69602
4,93	0,80000	0,00000	2,64619	4,81346
5,00	0,80000	0,00000	2,69698	4,99300
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
54,00	0,80000	0,00000	41,89699	1097,54541
55,00	0,80000	0,00000	42,69399	1139,84204
56,00	0,80000	0,00000	43,49699	1182,93921
57,00	0,80000	0,00000	44,29700	1226,93618
58,00	0,80000	0,00000	45,09698	1271,53320
59,00	0,80000	0,00000	45,89699	1317,03027
60,00	0,80000	0,00000	46,69699	1363,32715

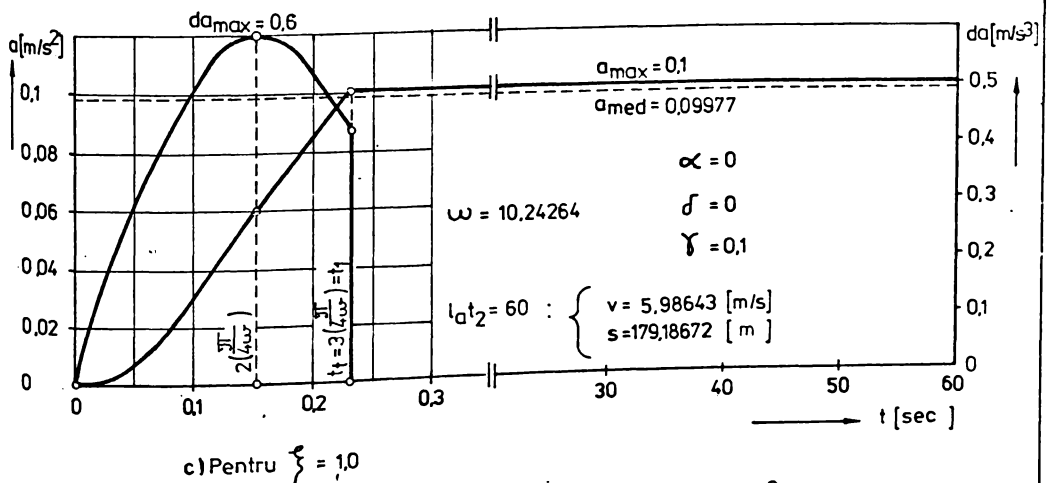
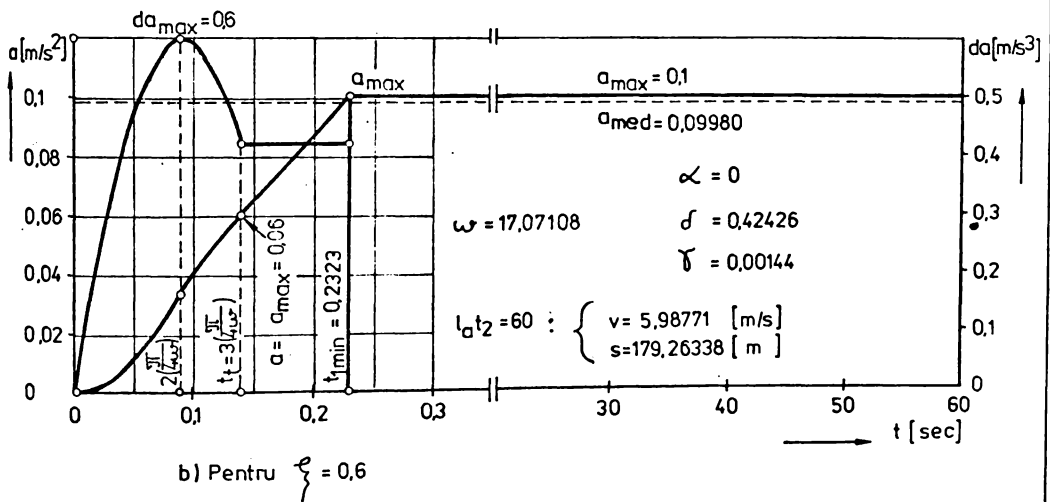
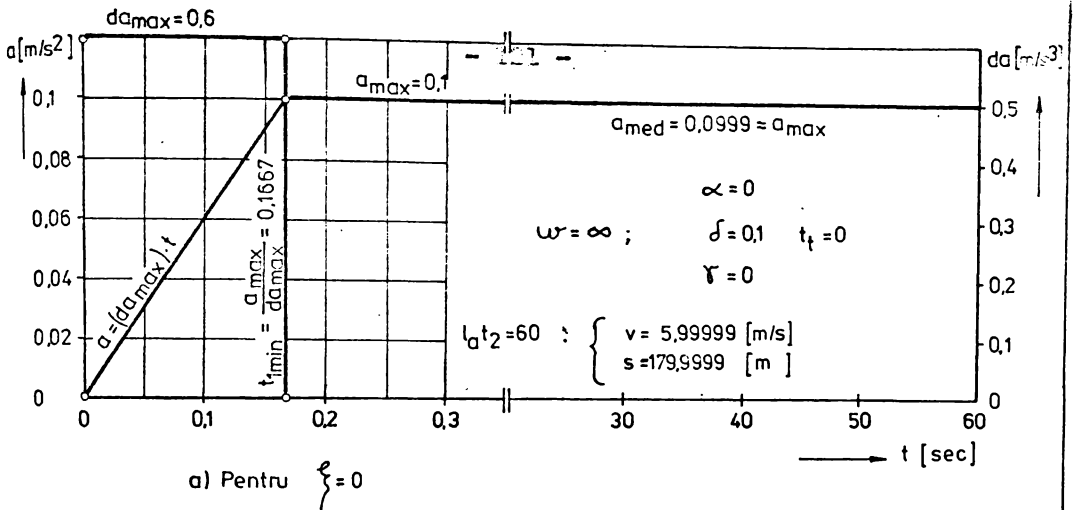


Fig.4-8. Variatia parametrilor demararii in cazul $a_{\max} = 0.1 \text{ [m/s}^2\text{]}$ si $da_{\max} = 0.6 \text{ [m/s}^3\text{]}$

Tabelul 4-4

Variația parametrilor demarării

Pentru
 $a_{\max} = 1,0 \text{ m/s}^2$, $da_{\max} = 0,4 \text{ m/s}^3$, $t_2 = 60 \text{ sec}$, $\zeta = 0,5$
 se obține:
 $\omega = 1,36569$, $t_t = 1,72528 \text{ sec}$, $t_{1\min} = 3,49305 \text{ sec}$.

t [sec]	a [m/s ²]	da [m/s ³]	V [m/s]	S [m]
0,01	0,00003	0,00546	0,00000	0,00000
0,02	0,00011	0,01092	0,00000	0,00000
0,03	0,00025	0,01638	0,00000	0,00000
0,04	0,00044	0,02184	0,00001	0,00000
0,05	0,00068	0,02729	0,00001	0,00000
0,06	0,00098	0,03274	0,00002	0,00000
0,07	0,00134	0,03818	0,00003	0,00000
0,08	0,00175	0,04361	0,00005	0,00000
0,09	0,00221	0,04904	0,00007	0,00000
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0,58	0,08579	0,28284	0,01679	0,00244
1,00	0,23324	0,39162	0,08592	0,02139
1,15	0,29289	0,40000	0,12542	0,03670
1,73	0,50000	0,28284	0,35367	0,16783
2,00	0,57468	0,26087	0,50143	0,28482
3,00	0,79555	0,18087	1,19321	1,11373
4,00	0,93641	0,10087	2,06586	2,73152
5,00	0,99728	0,02087	3,03937	5,27907
5,26	1,00000	0,00000	3,29995	6,10575
6,00	1,00000	0,00000	4,03913	8,81821
7,00	1,00000	0,00000	5,03913	13,35734
8,00	1,00000	0,00000	6,03913	18,89647
9,00	1,00000	0,00000	7,03913	25,43559
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
57,00	1,00000	0,00000	55,03912	1515,31396
58,00	1,00000	0,00000	56,03912	1570,85303
59,00	1,00000	0,00000	57,03912	1627,39209
60,00	1,00000	0,00000	58,03912	1684,93115

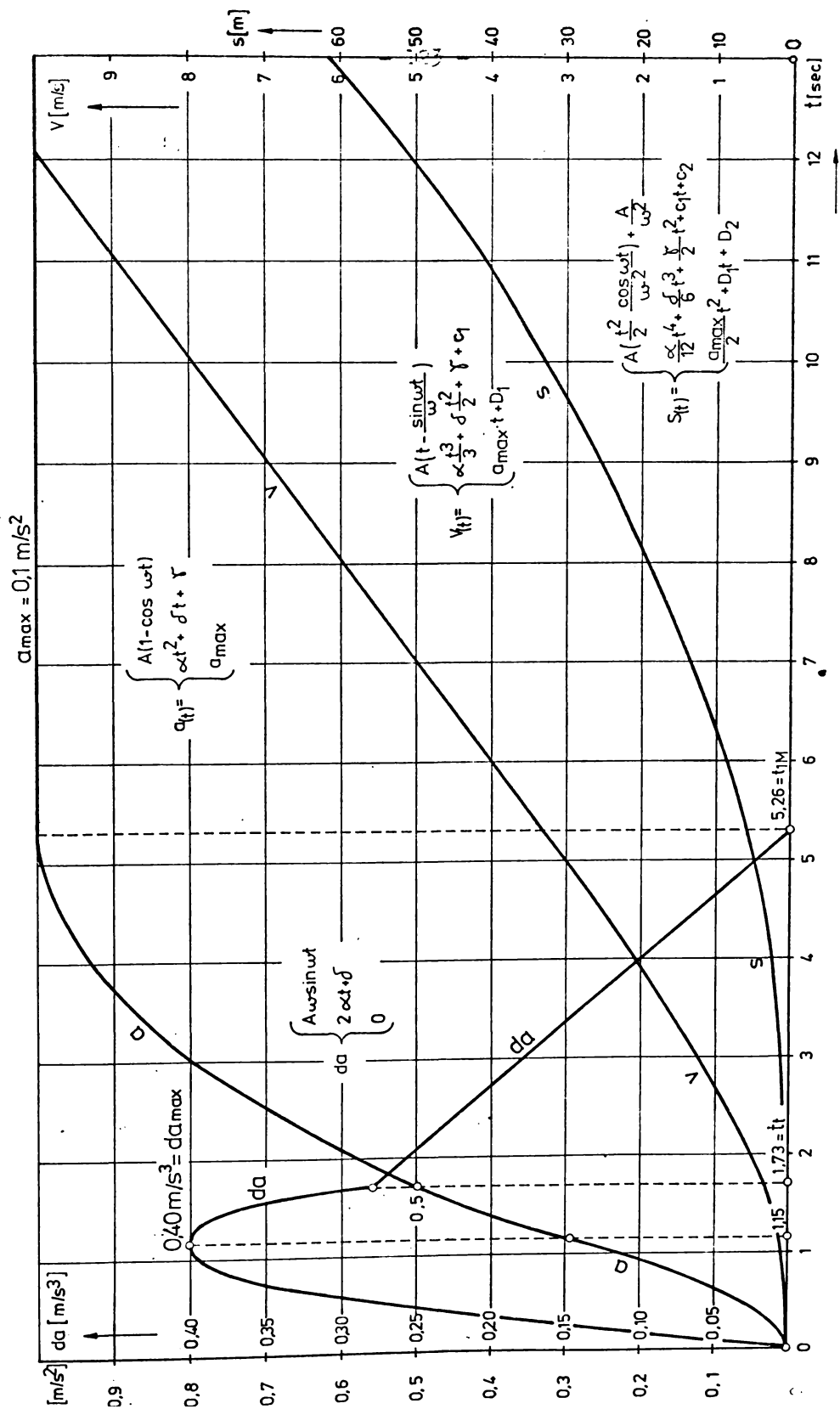


Fig. 4-9. Variația parametrilor demarării pentru: $a_{max} = 1,0 \text{ [m/s}^2]$; $da_{max} = 0,4 \text{ [m/s}^3]$; $\xi = 0,5$

Tabelul 4-5

Variația parametrilor demerării

Pentru:
 $a_{\max} = 0,4 \text{ m/s}^2$, $da_{\max} = 0,2 \text{ m/s}^3$, $\xi = 0,4$, $t_2 = 60 \text{ sec}$
 rezultă:
 $\omega = 2,13388$, $t_t = 1,10418 \text{ sec}$, $t_{l\min} = 2,80124 \text{ sec}$

t [sec]	a [m/s ²]	da [m/s ³]	V [m/s]	S [m]
0,01	0,00002	0,00427	0,00000	0,00000
0,02	0,00009	0,00853	0,00000	0,00000
0,03	0,00019	0,01279	0,00000	0,00000
0,04	0,00034	0,01705	0,00000	0,00000
0,05	0,00053	0,02130	0,00001	0,00000
0,06	0,00077	0,02554	0,00002	0,00000
0,07	0,00104	0,02976	0,00002	0,00000
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
0,30	0,01856	0,11947	0,00188	0,00014
0,37	0,02745	0,14142	0,00344	0,00032
0,40	0,03212	0,15072	0,00439	0,00044
0,50	0,04847	0,17515	0,00840	0,00107
0,74	0,09373	0,20000	0,02507	0,00481
1,00	0,14376	0,16912	0,05658	0,01529
1,10	0,16000	0,14142	0,07543	0,02200
2,00	0,27046	0,10520	0,26766	0,16694
3,00	0,35545	0,06477	0,58399	0,58569
4,00	0,40000	0,00000	0,96508	1,35651
4,50	0,40000	0,00000	1,16440	1,88706
5,00	0,40000	0,00000	1,36508	2,52159
6,00	0,40000	0,00000	1,76508	4,08667
7,00	0,40000	0,00000	2,16508	6,05176
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
56,00	0,40000	0,00000	21,76508	592,34082
57,00	0,40000	0,00000	22,16508	614,30615
58,00	0,40000	0,00000	22,56508	636,67114
59,00	0,40000	0,00000	22,96509	659,43604
60,00	0,40000	0,00000	23,36508	682,60132

Capitolul 5

DEMARAJUL TRENURILOR DUPA PROGRAMUL STABILIT

5.1. Condiții impuse demarajului trenurilor

Folosirea sistemelor de comandă automată a mersului și mai ales a pornirii locomotivelor necesită stabilirea unei legi de demarare care să asigure acestei etape calitățile cerute din punctul de vedere al micșorării duratei și asigurării confortului călătoriei.

În capitolul 4 s-au analizat mai multe legi de demarare; dintre acestea, pentru stabilirea parametrilor principali ai demarării automate (a_{\max} , t_p , t_c , da_{\max}) se utilizează cea prezentată în figura 5-1 [104], unde: t_{des} reprezintă timpul necesar desprinderii locomotivei din loc, în prima perioadă (I) a demarajului, t_p , t_c - timpii perioadelor de demarare II respectiv III, t_t - timpul total de demaraj:

$$t_t = t_{des} + t_p + t_c, \quad (5.1)$$

Domeniul de viteze corespunzător demarajului este de la pornire ($v = 0$) pînă la ieșirea pe caracteristica de tracțiune limitată de motor, F_{lm} (fig.5-2) analizată în capitolul 2 și utilizată în capitolul 3. Demarajul are loc în timpul:

$$t_d = t_p + t_c \quad (5.2)$$

cînd parametrii principali ai demarării automate trebuie să determine o astfel de mișcare a trenului încît să se respecte următoarele condiții:

- demarare în timp cît mai scurt, ceea ce înseamnă că accelerația medie, a_{med} , trebuie să fie cît mai apropiată de valoarea maximă, a_{\max} , a accelerației.

Considerînd relația dintre aceste două mărimi de forma

$$a_{med} = (1 - \beta)a_{\max} \quad (5.3)$$

condiția de mai sus se consideră bine realizată în cazul în care $\beta = 15\%$ [104], [156];

- asigurarea confortului călătoriei determinat de valorile maxime ale accelerației și derivatei accelerației:

$$a_{\max} \leq a_{\max p} \quad \text{și} \quad da_{\max} \leq da_{\max p} \quad (5.4)$$

Valorile maxime prescrise ale accelerației și derivatei accelerației au fost analizate în capitolul 4 ($a_{\max p} = 1,3 \text{ m/s}^2$ și $\dot{a}_{\max p} = 0,6 \text{ m/s}^3$) [61], [104], [133], [172];

- locomotiva să demareze fără patinare. Aceasta înseamnă că valoarea forței de tracțiune la obadă în timpul demarajului ($F_{0 \text{ dem}}$) să fie mai mică decât valoarea limită calculată (F_{lc}) obținută din condiția de aderență și descărcarea osiilor stabilită în capitolul 2 [174], [175], [178];

- timpul de demaraj să poată fi realizabil de sistemul de comandă al locomotivei

$$t_t \geq t_{\text{com min}} \quad (5.5)$$

De exemplu, pentru locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHC timpul de comandă minim este $t_{\text{com min}} = 15$ secunde [116], [117];

- la sfârșitul perioadei demarajului automat puterea la obadă (P_0) să corespundă puterii date de forța de tracțiune (F_0) și viteza (v) de pe caracteristica de tracțiune limitată de motor (F_{lm} , fig.5-2), analizată în capitolul 1 și capitolul 2.

Tinând seama de aceste condiții, în cele ce urmează se stabilesc parametrii demarării automate pentru legea adoptată cu exemplificare pentru tracțiunea trenurilor cu locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHC.

Se consideră "o p t i m i z a r e p a r ț i a l ă" ("O.P") a demarajului aceea în care pînă la forța de tracțiune F_I se utilizează toate disponibilitățile locomotivei, adică demararea locomotivei în timp minim, respectînd relația (5.5) și realizarea unei accelerații cît mai mari în condiția (5.4).

Se folosește termenul "o p t i m i z a t" ("O") pentru situația în care se explorează și zona forțelor de tracțiune superioară lui F_I , pînă la forța de tracțiune limită calculată, F_{lc} analizată în capitolul 2, zonă reprezentată hașurat în figura 5-2.

5.2. Stabilirea parametrilor principali ai demarării automate pentru regimul de mers "optimizat parțial" ("O.P")

Pentru un anumit tonaj (G_v) de transportat pe o rampă (de

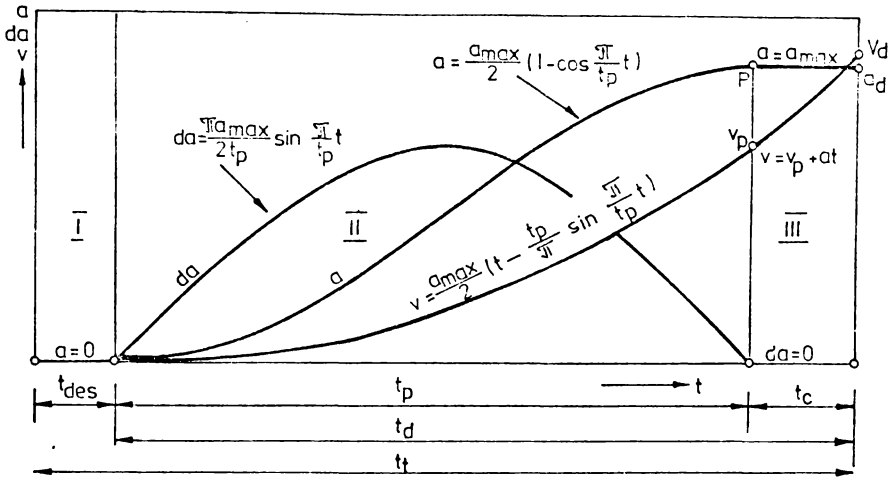


Fig. 5-1 Parametrii principali ai legii de demarare

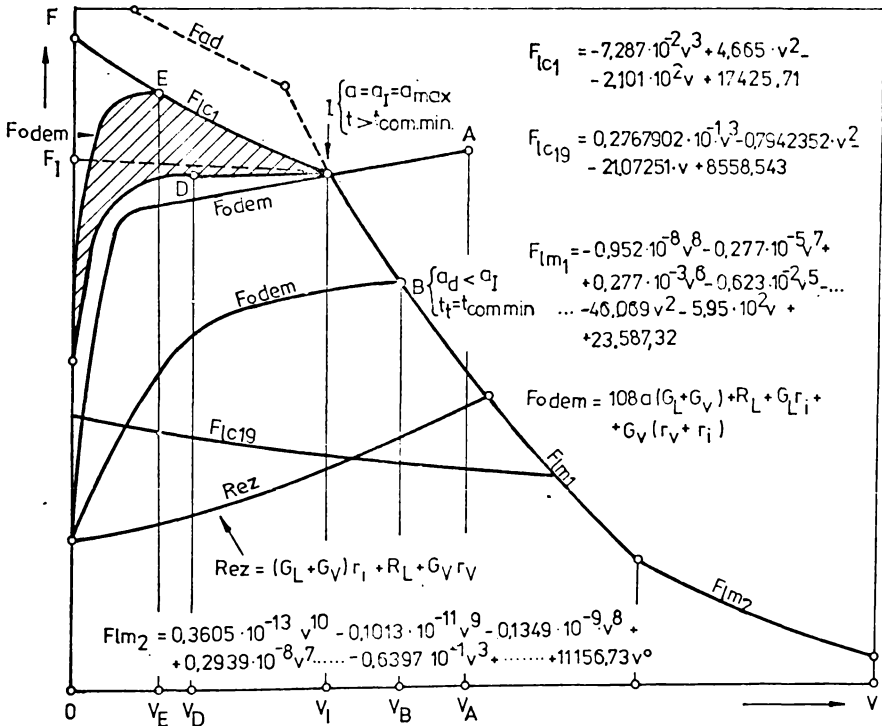


Fig. 5-2 Posibilitati de demarare in cazul demarajului „optimizat partial” (O.P)

declivitate r_i) accelerația realizată de locomotiva care dezvoltă forța de tracțiune F este:

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{F - \left[R_L + G_v \cdot r_i + G_v (r_v + r_i) \right]}{180(G_L + G_v)} \quad [m/s^2] \quad (5.6)$$

în care F poate fi F_{lc} sau F_{lm} (v. fig. 5-2).

În relația (5.6) semnificația termenilor și modul lor de calcul este același cu cel prezentat în capitolul 3.

Se calculează

$$t_d = t_t - t_{des} \quad (5.7)$$

Determinarea timpului necesar $d e s p r i n d e r i i$ locomotivei din loc, t_{des} , adică timpul în care forța de tracțiune a locomotivei crește pînă la o valoare egală cu cea a rezistențelor care se opun deplasării la viteza $v = 0$, se face astfel:

- se cunosc turațiile motorului diesel, n , corespunzătoare pozițiilor k ale controlerului de comandă a locomotivei [121], [193];

- se consideră variația turației motorului proporțională cu timpul, de unde rezultă timpii corespunzători fiecărei poziții a controlerului, pînă la $t_{com \min}$;

- se știe forța de tracțiune la $v = 0$ pentru turația maximă a motorului, din care, prin similitudine, se determină forțele de tracțiune la $v = 0$ și pentru celelalte turații ale motorului;

- se obține astfel variația forței de tracțiune maxime ($F_{0 \max}$ la $v = 0$) în funcție de timp.

Un exemplu de calcul al timpului t_{des} pentru locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHC este dat în tabelul 5-1 și figura 5-3.

Timpul t_p se determină din relația (5.3) din care rezultă:

$$t_p = 2\beta t_d \quad (5.8)$$

pentru:

$$a_{med} = \frac{a_{max}}{2t_d} (2t_d - t_p) \quad [m/s^2] \quad (5.9)$$

Cu t_{des} și t_p determinați se calculează:

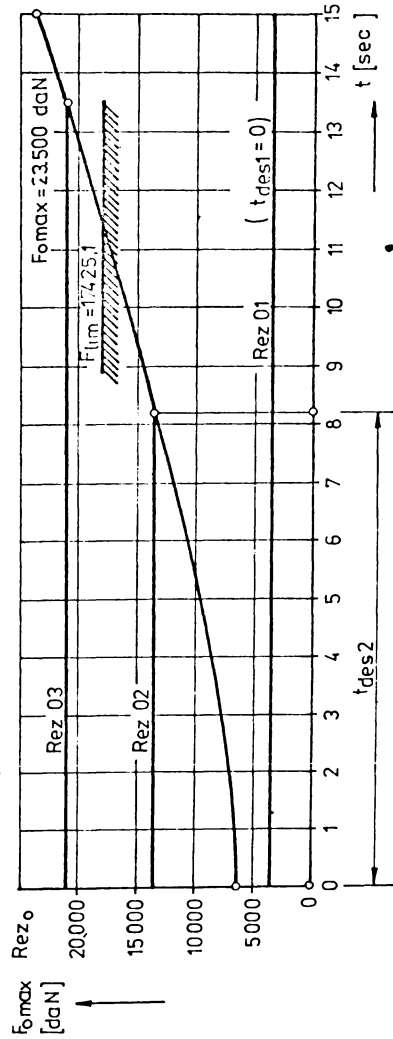
$$t_c = t_t - (t_{des} + t_p) \quad (5.10)$$

și vitezele:

Tabelul 5-1 Determinarea dependentei $F_{\max}(t)$

k	15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4	3	2	1
n[rot/min]	750	720	685	660	635	605	580	550	530	500	470	445	412	380	355
t[sec]	15	13,861	12,532	11,582	10,633	9,794	8,544	7,405	6,645	5,506	4,367	3,417	2,164	0,949	0
F_{\max} [daN]	23500	216576	19603,2	18198,2	16845,8	15291,7	14054	126378	11735,4	10444,6	9228,7	8273	7091,5	6032,7	5265,0

$$t_k = t_{15} \frac{n_k - n_1}{n_{15} - n_1} \quad ; \quad n_{(t)} = 355 + 26,333t$$



$$Rez = R_L + G_L \cdot r_1 + G_V(r_V + r_f)$$

Dacă $F_{lim} < Rez < F_{max}$, locomotiva patinează

Cind $Rez > F_{max}$, locomotiva nu poate porni

Fig. 5-3 Determinarea timpului t_{des} necesar desprinderii din loc.

$$v_p = a_{\max} \frac{t_D}{2} \quad [\text{m/sec}] \quad (5.11)$$

$$v_d = v_p + a_{\max} t_c \quad [\text{m/sec}] \quad (5.12)$$

sau

$$v_d = a_{\max} \left(\frac{t_D}{2} + t_c \right) \quad [\text{m/sec}] \quad (5.13)$$

Formulele de mai sus servesc la determinarea celorlalți parametri ai demarării după cum se prezintă în continuare:

Se calculează accelerația cu formula (5.6) pentru forța de tracțiune și viteza corespunzătoare punctului I (intersecția dintre $F_{|c1}$ și $F_{|m1}$, v. fig. 5-2).

Cu această accelerație, notată a_{\max} , se determină viteza v_d la sfârșitul perioadei de demaraj, considerînd demarajul pînă la ieșirea pe caracteristica exterioară limitată de motor ($F_{|m}$).

Rezultatele obținute la calculul vitezei v_d cu formulele (5.12) sau (5.13) pot determina următoarele două situații:

C a z u l 1. Viteza la sfârșitul perioadei de demaraj este mai mare decît cea corespunzătoare punctului I ($v_d > v_I$). Curba forței de tracțiune la demaraj $F_{o \text{ dem}}$ trece prin I pentru că se construiește cu a_{\max} corespunzătoare acestui punct, ajungînd pînă în punctul A unde $v_d = v_A > v_I$ (fig. 5-2).

Inseamnă că timpul $t_d = t_t - t_{\text{des}}$ este prea mare și viteza obținută depășește viteza limită, corespunzătoare unui punct de pe caracteristica de tracțiune limitată de motor ($F_{|m1}$).

Deoarece timpul total de demaraj t_t nu poate fi mai mic decît timpul minim de comandă ($t_t \geq t_{\text{com minim}}$) iar t_{des} este unic determinat, trebuie micșorată accelerația pînă cînd $F_{o \text{ dem}}$ și v_d determină un punct pe $F_{|m}$. Coordonatele punctului căutat se găsesc din condiția

$$F_{o \text{ dem}}(v) = F_{|m}(v) \quad (5.14)$$

Din această ecuație rezultă accelerația pentru că:

- expresiile curbelor $F_{|c}$, $F_{|m1}$, $F_{|m2}$ sînt funcții de viteză de gradul 3...11 (trecute pe fig. 5-2 ; v. tab. 2-4)

- forța de tracțiune în perioada demarajului $F_{o \text{ dem}}$ conține termenii R_L și r_v , studiați în capitolul 3, care sînt funcții de pătratul vitezei,

- viteza care intervine în ecuațiile $F_{|c}$, $F_{|m}$ și $F_{o \text{ dem}}$ depinde, conform relației (5.13), de accelerația căutată (necu-

noscută) corespunzătoare punctului B din figura 5-2 unde se îndeplinește condiția (5.14).

Rezolvarea ecuației (5.14) din care rezultă accelerația, a fost posibilă cu utilizarea calculatoarelor electronice.

Cunoscînd accelerația se calculează derivata maximă a accelerației:

$$da_{\max} = \frac{\pi a_{\max}}{4 \beta t_d} \quad [m/s^3] \quad (5.15)$$

care se obține din [104]:

$$a_{\max} = \frac{2da_{\max}}{\pi} \cdot t_p \quad [m/s^2] \quad (5.16)$$

pentru $t_p = 2 \beta t_d$.

Timpul în care se ajunge la accelerația a_{\max} se determină din relația (5.15):

$$t_d^* = \frac{\pi a_{\max}}{4 \beta da_{\max}} \quad [sec] \quad (5.17)$$

Spațiul parcurs în perioada de demaraj este [104]:

$$s_d = \frac{a_{\max}}{2} \left[\frac{t_p^2 (\pi^2 - 4)}{2 \cdot \pi^2} + t_c^2 \right] [m] \quad (5.18)$$

C a z u l 2 . Viteza la sfîrșitul perioadei de demaraj este mai mică decît cea corespunzătoare punctului I ($v_d < v_I$), situație reprezentată prin punctul D din figura 5-2.

În această situație timpul t_d este prea mic. Se mărește t_d cu menținerea lui a_{\max} pînă cînd $v_d = v_I$ și $F_{o \text{ dem}} = F_I$.

Timpul t_d^{***} pentru care $v_d = v_I$ rezultă din relațiile (5.8), (5.10) și (5.13)

$$t_d^{***} = \frac{v_I}{(1 - \beta) a_{\max}} \quad [sec] \quad (5.19)$$

Se calculează apoi ceilalți parametri ai demarajului: spațiul și derivata maximă a accelerației.

Cele două cazuri de mai sus se regăsesc în următoarele exemple de calcul pentru situația concretă a tracțiunii cu locomotiva diesel-hidraulică CFR 040-DHC. Se face p r e c i z a r e a că aceste exemple au scopul ilustrării situațiilor analizate în cazurile 1 și 2 și nu acela al obținerii unor date care să fie utilizate ca rezultate exacte definitive.

Exemplu 1 : Pentru $G_v = 1000$ KN (100 tf) și $r_i = 10$ ‰ rezultă din (5.6), corespunzător punctului I, accelerația $a_{\max} = 0,7312$ m/s² (v.cap.3).

La viteza $v = 0$ rezistențele la demararea trenului sînt $Rez_0 = 2124$ daN < $\min F_{0 \max} = 5265$ daN (v.cap.3 și tab.5-1).

Aceasta înseamnă că timpul necesar desprinderii trenului din loc este $t_{des} = 0$ (fig.5-3) și în acest caz nu există etapa I a demarajului. Timpul de demaraj este: $t_d = t_t - t_{des} = 15$ sec cu componentele: $t_p = 2\beta t_d = 4,5$ sec și $t_c = t_d - t_p = 10,5$ sec, valori calculate pentru $t_t = t_{com \min} = 15$ sec și $\beta = 0,15$ (v. § 5.1).

Viteza la sfîrșitul perioadei de demaraj este:

$$v_d = 3,6 a_{\max} \left(\frac{t_d}{2} + t_c \right) = 33,6273 \text{ Km/h} = 9,341 \text{ m/s} > v_I$$

Inseamnă că în timpul minim de comandă $t_{com \min} = 15$ sec = t_t forța de tracțiune la demaraj $F_{0 \text{ dem}}$ trece prin I dar la sfîrșitul perioadei de demaraj ajunge în punctul A ($v_d = v_A$), care depășește forța de tracțiune limitată de motor la viteza v_A .

Pentru ca să nu se întîmple acest lucru se pune condiția (5.14) din care rezultă accelerația corespunzătoare punctului de pe caracteristica F_{lm} (de exemplu punctul B) mai mică decît cea pentru punctul I ($a_d = a_B < a_I = a_{\max}$) pentru care $F_{odem}(v) = F_{lm}(v)$.

Cu aceasta se calculează $v_d = v_B$ pentru punctul B care se găsește pe caracteristica F_{lm} (fig.5-2).

Prin acest exemplu numeric s-a concretizat situația prezentată în cazul I cînd în $t_t = t_{com \min}$ se depășește caracteristica exterioară dată de motor. Este necesară micșorarea accelerației (pentru că micșorarea timpului de demaraj este limitată de timpul de comandă minim), în scopul situării la sfîrșitul demarajului pe caracteristica exterioară dată de motor.

Exemplu 2 . Se consideră tonajul $G_v = 3000$ KN (300 tf) și declivitatea $r_i = 20$ ‰, pentru care $a_{\max} = 0,1849$ m/s² (v.cap.3).

La viteza $v = 0$ rezistența la înaintarea trenului este $Rez_0 = 8154$ daN (v.cap.3) și din diagrama forței de tracțiune maxime $F_{0 \max}(t)$ (fig.5-3) rezultă $t_{des} \cong 3$ sec.

O b s e r v a ț i e . Diagrama din figura 5-3 este prezentată pentru ilustrarea modului de calcul a timpului necesar desprinderii trenului din loc. Calculele, pentru o mare diversitate de cazuri, s-au făcut prin programare pe calculatoare electronice pentru care s-a stabilit ecuația curbei $F_{0 \max}(t)$, intersecția cu Rez_0 și determinarea cu exactitate a t_{des} , care este prezentat în tabelul 5-2.

Se calculează:

$$t_d = t_t - t_{des} = 12 \text{ sec}, \quad t_p = 2\beta t_d = 3,6 \text{ sec} \text{ și } t_c = t_d - t_p = 8,4 \text{ sec.}$$

Viteza la sfârșitul perioadei de demaraj este:

$$v_d = a_{\max} \left(\frac{t_p}{2} + t_c \right) = 25,049 \text{ m/s} = 6,958 \text{ Km/h} < v_I$$

Aceasta înseamnă că timpul $t_t = t_{\text{com min}}$ nu este suficient pentru a ajunge în punctul I, ci numai pînă în punctul D unde $v_d = v_D < v_I$ (fig.5-2).

Pentru a atinge punctul I de pe caracteristica F_{lm} trebuie mărit timpul pînă la valoarea dată de expresia (5.19). Pentru a_{\max} inițial și $v_d = v_I$ rezultă $t_d^{**} = 19,689 \text{ sec} > t_d = 12 \text{ s}$.

Acest exemplu corespunde cazului 2 cînd timpul de comandă minim este insuficient pentru a ajunge pe caracteristica exterioră limitată de motor. Acest timp trebuie mărit pînă la valoarea necesară, t_d^{**} , așa cum s-a procedat mai sus.

Ex e m p l u l 3 . Se prezintă cazul în care accelerația calculată depășește valoarea maximă prescrisă.

Pentru $G_v = 0$ și $i = 0 \%$, adică în situația cînd locomotiva pornește fără a tracta un tren, se obține $a_{\max} = 2,023 \text{ m/s}^2 > a_{\max p} = 1,3 \text{ m/s}^2$.

În această situație se consideră $a_{\max} = a_{\max p}$ și se calculează cu (5.19) $t_d^* = 11,34 \text{ sec}$ pentru $a_{\max} = 0,6 \text{ m/s}^3$.

Cum $Rez_0 < \min F_{0 \max}$ rezultă $t_{des} = 0$ și $t_t = t_d^* + t_{des} = 11,34 \text{ sec} < t_{\text{com min}}$.

Pentru $t_t = t_d^* = t_{\text{com min}} = 15 \text{ sec}$ se obține $t_p = 4,5 \text{ sec}$, $t_c = 10,5 \text{ sec}$ și din (5.13):

$$v_d = 59,67 \text{ Km/h} = 16,575 \text{ m/s} > v_I$$

În continuare se procedează ca la exemplul 1 cu determinarea accelerației și a coordonatelor punctului de intersecție $F_{0 \text{ dem}}(v) = F_{lm}(v)$.

În cele de mai sus s-a prezentat modul de calcul al parametrilor demarării. Pentru un anumit tonaj G_v și o anumită declivitate r_i s-au determinat: accelerația maximă (a_{max}), accelerația la sfârșitul perioadei de demaraj (a_d , care înlocuiește pe a_{max} în cazul 1, prezentat în exemplul 1), timpul necesar desprinderii din loc (t_{des}), timpii ce caracterizează legea de demarare (t_t , t_d , t_p , t_c), viteza la sfârșitul perioadei de demaraj (v_d), forța de tracțiune și spațiul în acel moment (F_{od} și s_d) precum și valoarea maximă a derivatei accelerației (da_{max}).

Pentru o mare diversitate de situații date de tonaje:
 $G_v = 0, 1000, 2000, 3000, 4000, 5000, 6000$ KN
 tractate în palier sau în rampe cu declivitățile:
 $r_i = 0, 10, 20, 30$ %
 și în fiecare caz pentru:

$\beta = 0,15; 0,25; 0,35; 0,50; 0,70$

s-au efectuat calculele cu ajutorul calculatorului electronic cifric FELIX C 256 de la Centrul de calcul al I.P. "Traian Vuia" Timișoara.

În tabelul 5-2 se dau valorile timpilor t_{des} și ale accelerațiilor maxime corespunzătoare caracteristicii exterioare $k = 15$ și a caracteristicilor parțiale ($k = 14, 13, 12$) pentru diferite G_v și r_i , care servesc ca date inițiale pentru calculul parametrilor demarajului.

5.3. Variația parametrilor demarajului

Valorile parametrilor principali ai demarării automate determinați în § 5.2 servesc la calculul variației parametrilor cinematici și dinamici în funcție de timp în perioada de demaraj. Aceștia sînt reprezentați pe etape de următoarele relații [104]:

■ în etapa a II-a : $t_{des} < t < t_p + t_{des}$

$$da(t) = \frac{\pi a_{max}}{2t_p} \sin \frac{\pi}{t_p} t \quad [m/s^3] \quad (5.20)$$

$$a(t) = \frac{a_{max}}{2} (1 - \cos \frac{\pi}{t_p} \cdot t) \quad [m/s^2] \quad (5.21)$$

$$v(t) = \frac{a_{max}}{2} (t - \frac{t_p}{\pi} \sin \frac{\pi}{t_p} \cdot t) \quad [m/s] \quad (5.22)$$

$$s(t) = \frac{a_{max}}{2} \left[\frac{t^2}{2} + \frac{t_p^2}{\pi^2} (\cos \frac{\pi}{t_p} \cdot t - 1) \right] \quad [m] \quad (5.23)$$

Tabelul 5-2

a) Valorile timpului t_{des} [secunde]

G_v [KN]	r_i [%]			
	0	10	20	30
0	0,000	0,000	0,000	0,000
1000	0,000	0,000	0,000	0,330
2000	0,000	0,000	0,899	3,837
3000	0,000	0,000	3,295	6,747
4000	0,000	0,448	5,391	9,288
5000	0,000	1,822	7,277	-
6000	0,000	3,083	9,006	-

b) Accelerațiile maxime [m/s^2]

k v_k [Km/h] F_k [daN]	G_v [KN]	r_i [%]			
		0	10	20	30
$k = 15$ $v_{15} = 11,14$ $F_{15} =$ 15565,0391	0	2,0232	1,9306	1,8380	1,7454
	1000	0,8239	0,7313	0,6387	0,5462
	2000	0,5130	0,4204	0,3278	0,2352
	3000	0,3702	0,2776	0,1850	0,0924
	4000	0,2881	0,1955	0,1029	0,0103
	5000	0,2348	0,1422	0,0496	-
$k = 14$ $v_{14} = 8,203$ $F_{14} =$ 15975,6445	0	2,0782	1,9856	1,8930	1,8004
	1000	0,8466	0,7540	0,6615	0,5689
	2000	0,5274	0,4348	0,3422	0,2496
	3000	0,3807	0,2881	0,1955	0,1029
	4000	0,2964	0,2038	0,1112	0,0186
	5000	0,2417	0,1491	0,0565	-
$k = 13$ $v_{13} = 4,738$ $F_{13} =$ 16527,0273	0	2,1516	2,0590	1,9664	1,8738
	1000	0,8769	0,7843	0,6918	0,5992
	2000	0,5465	0,4539	0,3613	0,2687
	3000	0,3946	0,3020	0,2094	0,1169
	4000	0,3074	0,2148	0,1222	0,0296
	5000	0,2508	0,1582	0,0656	-
$k = 12$ $v_{12} = 1,865$ $F_{12} =$ 17049,5508	0	2,2209	2,1283	2,0357	1,9432
	1000	0,9055	0,8129	0,7203	0,6277
	2000	0,5645	0,4719	0,3793	0,2867
	3000	0,4078	0,3152	0,2226	0,1300
	4000	0,3173	0,2252	0,1326	0,0400
	5000	0,2593	0,1667	0,0742	-
6000	0,2183	0,1258	0,0332	-	

* în etapa a III-a : $t_{des} + t_p < t < t_t$

$$da(t) = 0 \quad [m/s^3] \quad (5.24)$$

$$a(t) = a_{max} \quad [m/s^2] \quad (5.25)$$

$$v(t) = v_p + a_{max}(t - t_p) \quad [m/s] \quad (5.26)$$

$$s(t) = s_p + \frac{a_{max}}{2}(t - t_p)^2 \quad [m] \quad (5.27)$$

în care v_p și s_p reprezintă viteza și spațiul corespunzătoare încheierii perioadei II de demaraj.

Forța de tracțiune la obadă necesară demarajului este:

$$F_{o\ dem}(t) = 108 \cdot a(G_L + G_V) + R_L + G_L \cdot r_1 + G_V(r_V + r_1) \quad [daN] \quad (5.28)$$

din care rezultă puterea la obadă în perioada de demaraj:

$$P_{o\ dem}(t) = \frac{F_{o\ dem}(t) \cdot v(t)}{270} \quad [C.P.] \quad (5.29)$$

Pentru diferite tonaje și declivități s-a determinat variația în timp a parametrilor demarării așa cum se prezintă în tabelele 5-3 (pentru $G_V = 1000$ KN, $r_1 = 0$ %, $\beta = 0,15$), 5-4 ($G_V = 2000$ KN, $r_1 = 30$ %, $\beta = 0,15$), 5-5 ($G_V = 6000$ KN, $r_1 = 0$ %, $\beta = 0,35$), 5-6 ($G_V = 3000$ KN, $r_1 = 10$ %, $\beta = 0,35$) și 5-7 ($G_V = 3000$ KN, $r_1 = 10$ %, $\beta = 0,5$).

În prima parte a acestor tabele (a) se dau date pentru parametrii demarajului iar în partea a doua (b), pentru aceleași G_V , r_1 și β , sînt parametrii de comandă ai locomotivei (n , k , P_{ac}) care se analizează în detaliu în capitolul 6.

Cu datele din tabelele 5-3 și 5-4 s-a reprezentat variația parametrilor demarării în figura 5-4.

Datele din tabelul 5-3 corespund cazului 1 prezentat anterior cînd ieșirea pe F_{lm} se face într-un timp egal cu timpul minim de comandă, iar cele din tabelul 5-4 corespund cazului 2 cînd se ajunge în punctul I, cu accelerația maximă, dar într-un timp $t > t_{com\ min}$.

Variația parametrilor demarării în funcție de timp pentru datele din tabelul 5-5 se face în figura 5-10, în care s-a reprezentat și variația $F_{o\ dem}(v)$, de unde se vede modul în care $F_{o\ dem}$ ajunge în punctul I.

Analizînd exemplele de mai sus se constată că pornirea trenului pentru $G_V = 10^5$ daN și $r_1 = 0$ %, se face cu $t_{des} = 0$ și demarajul se încheie în timpul $t = t_{com\ min} = 15$ sec, iar în

Tabelul 5-3

a) Variația parametrilor demarajului pentru

$$G_v = 1000 \text{ KN (100 tf)}, r_i = 0 \%$$

$Rez_0 = 424,0 \text{ daN}, a_{\max} = 0,8239 \text{ m/s}^2, a_d = 0,4833 \text{ m/s}^2, t_{\text{des}} = 0,$ $t_t = t_d = 15,0 \text{ sec}, t_p = 4,50 \text{ sec}, t_c = 10,50 \text{ sec}, v_d = 22,183 \text{ m/s},$ $F_{od} = 9351,320 \text{ daN}, da_{\max} = 0,1687 \text{ m/s}^3$						
t	da	a	v [Km/h]	F	P ₀	[C.P.]
[sec]	[m/s ³]	[m/s ²]	3,6 v [m/s]	[daN]	$\frac{P_0}{735,5}$	[Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	424,0000	0,0000	0,0000
0,450	0,052	0,0118	0,006	641,1438	0,0152	0,0152
0,900	0,099	0,0462	0,051	1271,3188	0,2378	0,2378
1,350	0,136	0,0996	0,166	2252,8442	1,3876	1,3876
1,800	0,160	0,1670	0,381	3489,6462	4,9214	4,9214
2,250	0,169	0,2416	0,711	4860,6836	12,8044	12,8044
2,700	0,160	0,3163	1,164	6231,7695	26,8592	26,8592
3,150	0,136	0,3857	1,732	7468,7383	47,9153	47,9153
3,600	0,099	0,4371	2,399	8450,5625	75,0945	75,0945
4,050	0,052	0,4715	3,138	9081,1953	105,5485	105,5485
4,500	0,000	0,4833	3,915	9298,9375	134,8232	134,8232
5,550	0,000	0,4833	5,742	9300,8750	197,7820	197,7820
6,600	0,000	0,4833	7,568	9303,5469	260,7876	260,7876
7,650	0,000	0,4833	9,395	9306,9531	323,8550	323,8550
8,700	0,000	0,4833	11,222	9311,0898	386,9983	386,9983
9,750	0,000	0,4833	13,049	9315,9609	450,2336	450,2336
10,800	0,000	0,4833	14,876	9321,5664	513,5752	513,5752
11,850	0,000	0,4833	16,703	9327,9062	577,0378	577,0378
12,900	0,000	0,4833	18,529	9334,9766	640,6367	640,6367
13,950	0,000	0,4833	20,356	9342,7813	704,3865	704,3865
15,000	0,000	0,4833	22,183	9351,3203	768,3020	768,3020

b) Variația parametrilor de comandă pentru

$$G_v = 1000 \text{ KN}, r_i = 0 \%$$

k	n	v Km/h	F	t	P _{ac}
	[rot/min]	3,6 v [m/s]	[daN]	[sec]	[daN/cm ²]
15	750	22,1831	9351,320	15,000	3,200
14	720	19,9001	9340,766	13,688	3,014
13	685	17,1508	9329,574	12,108	2,797
12	660	15,1824	9322,578	10,976	2,643
11	635	13,1593	9316,281	9,813	2,488
10	605	10,7457	9309,941	8,426	2,302
9	580	8,6872	9305,547	7,243	2,147
8	550	6,3058	9301,621	5,874	1,962
7	530	4,7585	9299,742	4,985	1,838
6	500	3,0433	9024,246	3,994	1,652
5	470	2,2349	8248,324	3,494	1,466
4	445	1,7706	7537,648	3,178	1,312
3	412	1,3081	6588,535	2,823	1,107
2	380	0,9674	5689,617	2,519	0,909
1	355	0,7553	5014,785	2,300	0,755

Tabelul 5-4

a) Variația parametrilor demarajului pentru $G_v = 2000$ KN
(200 tf), $r_i = 30$ % în cazul "optimizat parțial"

Rez₀ = 8689,0 daN, a_{max} = 0,2352 m/s², a_d = 0,2352 m/s², t_{dos} = 3,837 sec, t_t = 19,315 sec, t_d = 15,478 sec, t_p = 4,644 sec, t_c = 10,835 sec, v_d = 11,14 Km/h, F_{od} = 15565,039 daN, da_{max} = 0,0796 m/s³

t	da	a	v [Km/h]	F	P _o	[C.P.]
[sec]	[m/s ³]	[m/s ²]	3,6 v [m/s]	[daN]	$\frac{P_o}{735,5}$	[Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	8689,0000	0,0000	
0,464	0,025	0,0058	0,003	8856,8359	0,1056	
0,929	0,047	0,0225	0,025	9343,9219	0,8778	
1,393	0,064	0,0485	0,084	10102,5703	3,1249	
1,857	0,076	0,0813	0,191	11058,5273	7,8319	
2,322	0,080	0,1176	0,357	12118,2305	16,0311	
2,786	0,076	0,1539	0,584	13177,9414	28,5227	
3,250	0,064	0,1867	0,870	14133,9570	45,5358	
3,715	0,047	0,2127	1,205	14892,7031	66,4597	
4,179	0,025	0,2294	1,576	15379,9297	89,7688	
4,644	0,000	0,2352	1,966	15547,9492	113,2053	
5,727	0,000	0,2352	2,483	15548,5508	166,0409	
6,811	0,000	0,2352	3,801	15549,3789	218,8838	
7,894	0,000	0,2352	4,718	15550,4336	271,7361	
8,977	0,000	0,2352	5,636	15551,7148	324,6006	
10,061	0,000	0,2352	6,553	15553,2227	377,4792	
11,144	0,000	0,2352	7,470	15554,9570	430,3743	
12,228	0,000	0,2352	8,388	15556,9180	483,2881	
13,311	0,000	0,2352	9,305	15559,1094	536,2234	
14,395	0,000	0,2352	10,223	15561,5234	589,1816	
15,478	0,000	0,2352	11,140	15564,1680	642,1663	

b) Variația parametrilor de comandă pentru $G_v = 2000$ KN,
 $r_i = 30$ % în cazul "optimizat parțial"

k	n	v [Km/h]	F	t	p _{ac}
	[rot/min]	3,6 v [m/s]	[daN]	[sec]	[daN/cm ²]
14	720	8,8147	15557,910	12,732	3,014
13	685	6,1225	15552,484	9,553	2,797
12	660	4,2993	15549,922	7,399	2,643
11	635	2,1894	15548,078	4,908	2,488
10	605	1,0926	14675,445	3,566	2,302
9	580	0,7172	13664,801	3,013	2,147
8	550	0,4153	12422,937	2,453	1,962
7	530	0,2695	11600,492	2,098	1,838
6	500	0,1125	10395,109	1,544	1,652
5	470	0,0185	9221,027	0,834	1,466

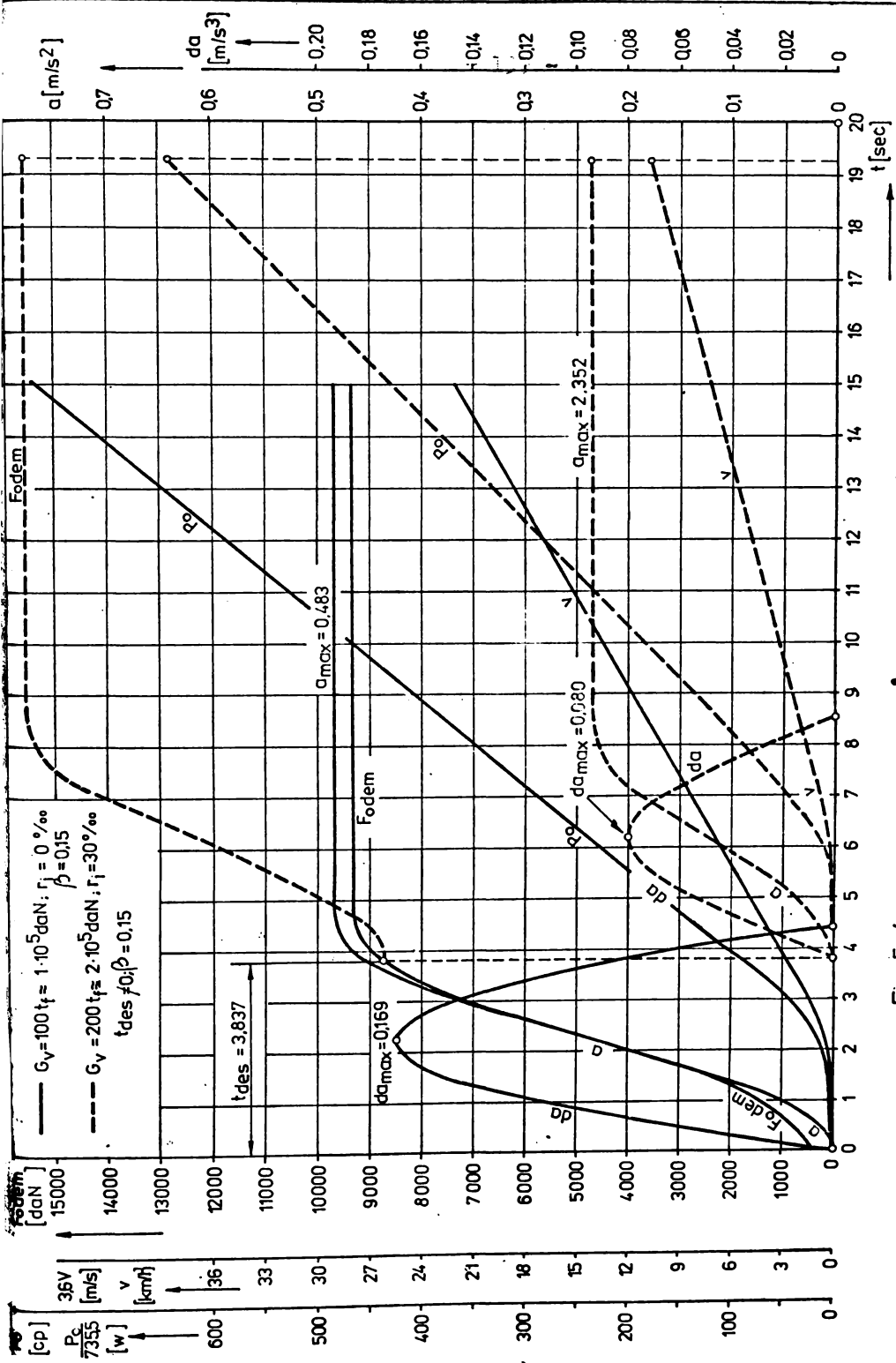


Fig. 5-4 Variația în timp a parametrilor demarării automate.

Tabelul 5-5

a) Variația parametrilor demarării automate pentru $G_v = 6000$ KN (600 tf), $r_i = 0$ ‰ și $\beta = 0,35$ în cazul "optimizat parțial" ("O.P")

Rez₀ = 1248,9998 daN, a_{max} = 0,1974 m/s², a_d = 1,974 m/s², t_{des} = 0, t_t = 24,117 sec, t_d = 24,117 sec, t_p = 16,882 sec, t_c = 7,235 sec, v_d = 11,140 Km/h, F_{od} = 15565,039 daN, da_{max} = 0,184 m/s³

t [sec]	da [m/s ³]	a [m/s ²]	v [Km/h] 3,6 v [m/s]	F [daN]	P ₀ [C.P.] P ₀ 735,5 [Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	1248,9998	0,0000
1,688	0,006	0,0048	0,010	1598,5503	0,0581
3,376	0,011	0,0188	0,077	2612,9354	0,7490
5,065	0,015	0,0407	0,255	4193,0195	3,9574
6,753	0,017	0,0682	0,583	6184,0234	13,3636
8,441	0,018	0,0987	1,090	8391,1953	33,8713
10,129	0,017	0,1292	1,783	10538,6523	69,9966
11,817	0,015	0,1567	2,654	12590,5039	123,7698
13,505	0,011	0,1785	3,676	14172,0391	192,9744
15,194	0,006	0,1926	4,803	15188,7344	270,5051
16,882	0,000	0,1974	5,993	15541,3125	345,2742
17,605	0,000	0,1974	6,513	15542,8242	374,9053
18,329	0,000	0,1974	7,027	15544,4609	404,5459
19,052	0,000	0,1974	7,541	15546,2187	434,1958
19,776	0,000	0,1974	8,055	15548,1016	463,8562
20,499	0,000	0,1974	8,569	15550,1094	493,5278
21,223	0,000	0,1974	9,083	15552,2422	523,2112
21,946	0,000	0,1974	9,598	15554,4961	552,9070
22,670	0,000	0,1974	10,112	15556,8789	582,6162
23,393	0,000	0,1974	10,626	15559,3828	612,3391
24,117	0,000	0,1974	11,140	15562,0117	642,0771

b) Variația parametrilor de comandă pentru $G_v = 6000$ KN, $r_i = 0$ ‰, $\beta = 0,35$

k	n [rot/min]	v [Km/h] 3,6 v [m/s]	F [daN]	t [sec]	P _{ac} [daN/cm ²]
14	720	8,8251	15551,156	20,859	3,014
13	685	6,1393	15541,715	17,080	2,797
12	660	4,7678	15164,035	15,135	2,643
11	635	3,9633	14496,961	13,946	2,488
10	605	3,1820	13494,672	12,716	2,302
9	580	2,6649	12610,875	11,836	2,147
8	550	2,1533	11531,477	10,887	1,982
7	530	1,8634	10813,270	10,300	1,838
6	500	1,4899	9749,309	9,469	1,652
5	470	1,1776	8712,168	8,682	1,466
4	445	0,9569	7875,602	8,053	1,312
3	412	0,7122	6815,555	7,246	1,107
2	380	0,5197	5847,242	6,484	0,909
1	355	0,3960	5134,934	5,897	0,755

Tabelul 5-6

a) Variația parametrilor demarării automate pentru $G_v = 3000 \text{ KN}$,
 $r_1 = 10 \%$, $\beta = 0,35$ în cazul "optimizat parțial"

Rez_o = 4454 daN, a_{max} = 0,2775 m/s², a_d = 0,2775 m/s², t_{des} = 0,
 t_t = 17,156 sec, t_d = 17,156 sec, t_p = 12,009 sec, t_c = 5,147 sec,
 v_d = 11,14 Km/h, F_{od} = 15.565,039 daN, da_{max} = 0,0363 m/s³

t [sec]	da [m/s ³]	a [m/s ²]	v [Km/h] 3,6 v [m/s]	F [daN]	$\frac{P}{P_0}$ $\frac{P}{735,5}$ [C.P.] [Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	4454,0000	0,0000
1,201	0,011	0,0068	0,010	4725,3633	0,1718
2,402	0,021	0,0265	0,077	5512,8945	1,5802
3,603	0,029	0,0572	0,255	6739,5117	6,3608
4,804	0,035	0,0959	0,583	8285,1680	17,9041
6,004	0,036	0,1388	1,090	9998,6406	40,3598
7,205	0,035	0,1816	1,783	11712,2891	77,3514
8,406	0,029	0,2203	2,654	13258,5156	130,3367
9,607	0,021	0,2510	3,676	14486,1641	197,2518
10,808	0,011	0,2707	4,809	15275,2305	272,0457
12,009	0,000	0,2775	5,998	15548,6523	345,4373
12,524	0,000	0,2775	6,513	15549,6797	375,0768
13,038	0,000	0,2775	7,027	15550,7930	404,7107
13,553	0,000	0,2775	7,541	15551,9883	434,3572
14,068	0,000	0,2775	8,055	15553,2734	464,0107
14,582	0,000	0,2775	8,569	15554,6367	493,6716
15,097	0,000	0,2775	9,083	15556,0898	523,3408
15,612	0,000	0,2775	9,598	15557,6250	553,0183
16,126	0,000	0,2775	10,112	15559,2461	582,7051
16,641	0,000	0,2775	10,626	15560,9492	612,4011
17,156	0,000	0,2775	11,140	15562,7383	642,1074

b) Variația parametrilor de comandă pentru $G_v = 3000 \text{ KN}$,
 $r_1 = 10 \%$, $\beta = 0,35$ în cazul "optimizat parțial"

k	n [rot/min]	v [Km/h] 3,6 v [m/s]	F [daN]	t [sec]	P _{ac} [daN/cm ²]
14	720	8,8190	15555,332	14,832	3,014
13	685	6,1283	15548,902	12,139	2,797
12	660	4,7011	15223,332	10,698	2,643
11	635	3,7961	14595,863	9,739	2,488
10	605	2,9265	13639,953	8,742	2,302
9	580	2,3514	12781,621	8,014	2,147
8	550	1,7874	11721,184	7,212	1,962
7	530	1,4712	11007,801	6,704	1,838
6	500	1,0715	9945,047	5,968	1,652
5	470	0,7474	8901,855	5,243	1,466
4	445	0,5273	8055,543	4,636	1,312
3	412	0,2977	6976,359	3,801	1,107
2	380	0,1365	5985,246	2,911	0,909
1	355	0,0497	5246,316	2,069	0,755

Tabelul 5-7

a) Variația parametrilor demarării automate pentru $G_v = 3000$ KN,
 $r_i = 10 \%$, $\beta = 0,5$ în cazul "optimizat parțial"

$Rez_0 = 4454,00$ daN, $a_{max} = 0,2775$ m/s ² , $a_d = 0,2775$ m/s ² , $t_{des} = 0$, $t_t = 22,302$ sec, $t_d = 22,302$ sec, $t_p = 22,302$ sec, $t_c = 0,00$ sec, $v_d = 11,14$ Km/h, $F_{od} = 15565,039$ daN, $da_{max} = 0,0195$ m/s ³					
t	da	a	v [Km/h]	F	P ₀ [C.P.]
[sec]	[m/s ³]	[m/s ²]	3,6 v [m/s]	[daN]	$\frac{P_0}{735,5}$ [Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	4454,0000	0,0000
2,230	0,006	0,0068	0,018	4725,3633	0,3191
4,460	0,011	0,0265	0,144	5512,8984	2,9347
6,691	0,016	0,0572	0,473	6739,5352	11,8129
8,921	0,019	0,0959	1,084	8285,3008	33,2511
11,151	0,020	0,1387	2,024	9999,0977	74,9573
13,381	0,019	0,1816	3,312	11713,5234	143,6677
15,612	0,016	0,2203	4,929	13261,2734	242,1041
17,842	0,011	0,2510	6,828	14491,4531	366,4580
20,082	0,006	0,2707	8,930	15284,2852	505,5271
22,302	0,000	0,2775	11,140	15562,7383	642,1072

b) Variația parametrilor de comandă pentru $G_v = 3000$ KN,
 $r_i = 10 \%$, $\beta = 0,5$ în cazul "optimizat parțial"

k	n	v [Km/h]	F	t	p _{ac}
	[rot/min]	3,6 v [m/s]	[daN]	[sec]	[daN/cm ²]
14	720	9,1422	15334,801	20,289	3,014
13	685	7,3642	14746,172	18,428	2,797
12	660	6,2871	14195,570	17,235	2,643
11	635	5,3340	13570,422	16,113	2,488
10	605	4,3445	12763,496	14,853	2,302
9	580	3,6463	12080,238	13,881	2,147
8	550	2,8581	11170,121	12,661	1,962
7	530	2,3949	10550,859	11,858	1,838
6	500	1,7849	9611,879	10,655	1,652
5	470	1,2703	8672,152	9,436	1,466
4	445	0,9092	7894,898	8,388	1,312
3	412	0,5237	6891,340	6,928	1,107
2	380	0,2437	5946,723	5,334	0,909
1	355	0,0902	5234,094	3,811	0,755

alte situații (ex. la $G_v = 6.10^5$ daN și $r_i = 0 \%$), $t_t > t_{com \min}$ chiar pentru $t_{des} = 0$.

Din variația parametrilor demarajului în funcție de timp prezentată mai sus și în toate cazurile care urmează, se observă că programul de calcul a redat întocmai forma lor de variație impusă prin legea de demaraj, iar valorile maxime prescrise ($a_{\max p}$ și $da_{\max p}$) nu sînt depășite.

Deoarece în cazul 2 analizat (cu exemple în tabelele 5-4; 5-5; 5-6 și 5-7) timpul în care se ajunge pe caracteristica de tracțiune exterioară limitată de motor este mai mare decît timpul de comandă minim, în cele ce urmează se prezintă o optimizare a acestei situații.

5.4. Parametrii principali ai demarării automate pentru regimul de mers "optimizat" ("O")

Regimul de mers prezentat în § 5.3 se caracterizează prin două situații care depind de tonaj și declivitate:

- cazul 1, în situația cînd se ajunge pe caracteristica de tracțiune limitată de motor, F_{lm} , într-un timp total $t_t = t_{com \min}$. Aceasta înseamnă o optimizare în sensul că sub acest timp nu se mai poate coborî din cauza limitării impuse de instalația de comandă. Deci demarajul se face în timpul minim posibil;

- cazul 2, cînd forța de tracțiune la demaraj, $F_{o \text{ dem}}$, trece prin punctul I, ceea ce înseamnă că se ajunge la accelerația maximă oferită de curba F_{lm} . Este o optimizare a demarajului (pentru că se face cu accelerația maximă) însă o "o p t i m i z a r e p a r ț i a l ă" ("O.P") deoarece timpul total de demaraj este mai mare decît timpul minim al instalației de comandă. În acest caz se poate reduce timpul de demaraj prin folosirea disponibilităților de tracțiune date de forțe de tracțiune mai mari decît valoarea F_I (zona hașurată din figura 5-2). Acestea determină accelerații mai mari, care conduc la micșorarea timpului de demaraj, ceea ce înseamnă o "o p t i m i z a r e" ("O") a pornirii trenurilor.

În capitolul 2 s-au determinat ecuațiile curbelor $F_{cl} = f_1(v^3)$, $F_{cl9} = f_2(v^3)$, $F_{lm1} = f_3(v^8)$ și $F_{lm2} = f_4(v^{10})$ prezentate și pe figura 5-2 cu care se construiește diagrama forțelor de tracțiune, ca în figura 5-5.

Pe această diagramă se trasează caracteristicile de tracți-

une parțiale corespunzătoare turațiilor motorului pentru cele 15 poziții ale controlerului, k , prezentate în tabelul 5-1. Caracteristicile parțiale $F_{|mk}$ sînt descrise de ecuații în funcție de viteză, ca și caracteristicile de tracțiune $F_{|m1}$ sau $F_{|m2}$ corespunzătoare turației nominale a motorului.

Disponînd de aceste ecuații se determină coordonatele punctelor de intersecție ale curbelor $F_{|c}$ cu $F_{|mk}$ (fig.5-5 și tabelul 5-2).

Pentru diferite tonaje G_v și declivități r_i se calculează accelerațiile maxime corespunzătoare punctelor I (sau 15) și tuturor celorlalte puncte de intersecție, 14, 13, 12, dintre $F_{|c}$ și $F_{|mk}$ (v. tab.5-2 și fig.5-5).

Se determină timpul necesar desprinderii din loc t_{des} , așa cum a fost prezentat în § 5.2 (tab.5-2).

Accelerațiile maxime și timpul de desprindere sînt datele inițiale pentru determinarea parametrilor demarării.

Pentru cazul 2 analizat în § 5.2 și prezentat mai sus se studiază posibilitatea **m i c ș o r ă r i i t i m p u l u i** de demaraj față de cel obținut în cazul "optimizării parțiale" ("O.P").

În acest scop forța de tracțiune la demaraj $F_{o\ dem}$ nu va ajunge în punctul I pe caracteristica exterioară $F_{|m}$, ci într-un punct de intersecție al $F_{|c}$ cu $F_{|mk}$, după care demarajul se continuă pe $F_{|c}$ pînă în punctul I.

Găsirea punctului de pe $F_{|c}$ în care ajunge $F_{o\ dem}$ se face după cum este prezentat în exemplele următoare, cu **o b s ă r - v a ț i a** că unele date din aceste exemple sînt aproximative, obținute din construcții grafice. Ele folosesc la explicarea raționamentului, datele exacte, rezultate din rezolvarea ecuațiilor cu ajutorul calculatoarelor electronice, sînt prezentate în tabelele și diagramele care urmează.

E x e m p l u l A . Se consideră tonajul remorcat $G_v = 3000$ KN și declivitatea $r_i = 20$ ‰. Se determină $t_{des} = 3$ sec.

Calculul are următoarele etape:

- **E t a p a 1 :** Pentru forța de tracțiune și viteza din I ($v_I = v_{15} = 11,14$ Km/h = 3,094 m/s) se obține $a_{max\ 15} = a_{15} = 0,1849$ m/s²; indicii corespund caracteristicii de tracțiune exterioare pentru care poziția controlerului este $k = 15$.

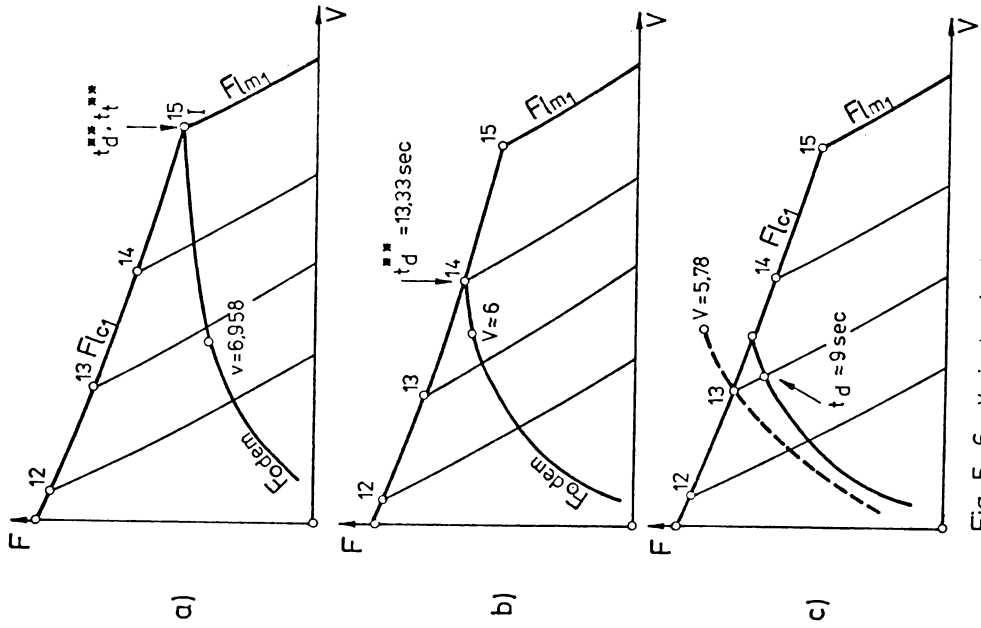


Fig. 5-6 Variante ale demarajului optimizat „0”

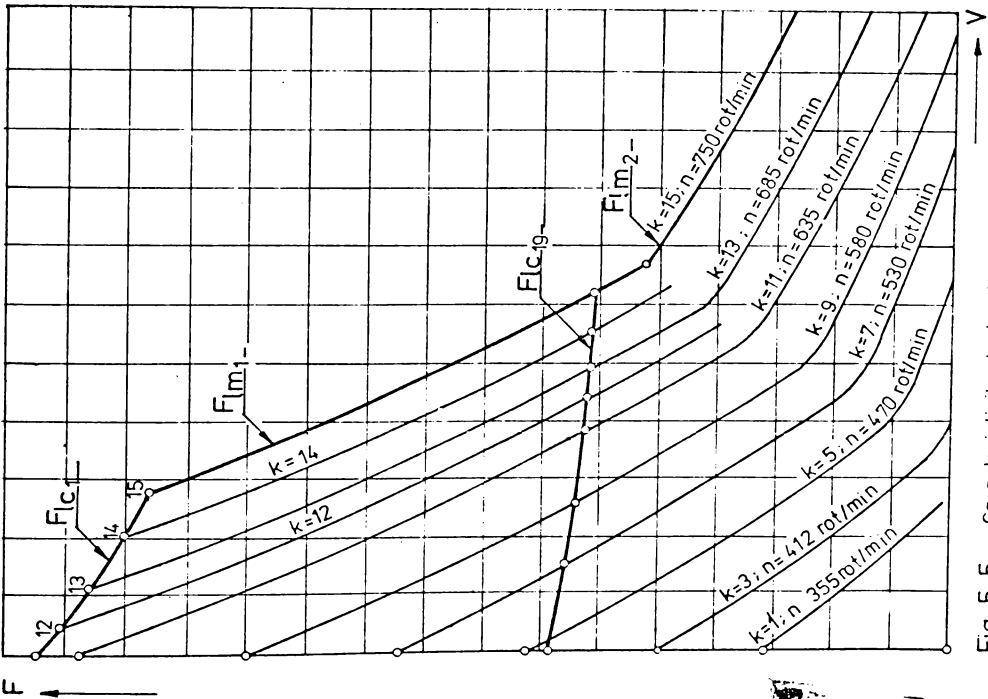


Fig. 5-5. Caracteristicile de tracțiune parțiale

REPUBLICA ROMANIA
INSTITUTUL NAȚIONAL DE RECHERȚE ȘI DEZVOLTARE
BUCUREȘTI

Se presupune timpul total de demaraj egal cu timpul de comandă minim $t_t = t_{com \ min} = 15 \text{ sec}$ și rezultă $t_d = t_t - t_{des} = 12 \text{ sec}$, $t_p = 2\beta \cdot t_d = 3,6 \text{ sec}$ pentru $\beta = 0,15$ și $t_c = t_d - t_p = 8,4 \text{ sec}$, care determină $v_d = 6,958 \text{ Km/h} < v_{15} = 11,14 \text{ Km/h}$ (fig.5-6 a).

În acest caz curba forței de tracțiune la demaraj $F_0 \text{ dem}$ va trece prin I, pentru că $a_{max \ 15}$ corespunde acestui punct, însă timpul considerat $t_t = 15 \text{ sec}$ este mic și în acest timp încă nu s-a atins punctul I.

Timpul necesar este $t_d^{xxx} = 19,689 \text{ sec}$, determinat din relația (5.19) pentru $v = v_I$ și $a_{max} = a_{15}$ iar timpul total de demaraj: $t_t^{xxx} = t_d^{xxx} + t_{des} = 22,689 \text{ sec}$. Acest timp trebuie micșorat prin procedeul "optimizat" ("O") care este prezentat în etapele 2 și 3.

- E t a p a 2 : Rolul punctului I (sau 15) din etapa precedentă îl are în acoastă a doua etapă punctul 14. Pentru forța de tracțiune și viteza corespunzătoare acestui punct rezultă: $a_{max \ 14} = a_{14} = 0,1961 \text{ m/s}^2$, $v_{14} = 8 \text{ Km/h} = 2,22 \text{ m/s}$, iar $t_{14} = 13,861 \text{ sec}$ (v. tab.5-1).

Cu acestea se calculează $t_d \approx 10 \text{ sec}$, $t_p \approx 3 \text{ sec}$, $t_c \approx 7 \text{ sec}$ și $v_d \ 14 \approx 6 \text{ Km/h} < v_{14} = 8 \text{ Km/h} = 2,22 \text{ m/s}$ (fig.5-6 b).

Pentru a ajunge la v_{14} timpul necesar este $t_d^{xxx} = 13,33 \text{ sec}$ iar $t_t^{xxx} = 16,33 \text{ sec}$.

De la v_{14} la $v_{15} = v_I$ când forța de tracțiune este $F_{|c1}$ calculul timpului se conduce așa cum s-a procedat în capitolul 3 unde s-au studiat posibilitățile de accelerare.

- E t a p a 3 : Se încearcă găsirea unui timp de demaraj și mai mic folosind caracteristica de tracțiune parțială corespunzătoare lui $k = 13$ pentru care $t_{13} = 12,532 \text{ sec}$ (tab. 5-1). Pentru punctul 13 se calculează $a_{13} = 0,2099 \text{ m/s}^2$, apoi $t_d \approx 9 \text{ sec}$, $t_p \approx 2,7 \text{ sec}$, $t_c \approx 6,3 \text{ sec}$ și $v_d \ 13 = 5,78 \text{ Km/h} > v_{13} = 4,75 \text{ Km/h} = 1,319 \text{ m/s}$.

Rezultă că a_{13} este mare și trebuie micșorat după procedeul prezentat în exemplul 1, § 5.2, corespunzător cazului 1.

Din ecuația $F_{|m13} = F_0 \text{ dem}$ se obține accelerația a_d pentru care $F_0 \text{ dem}$ ajunge pe caracteristica $F_{|m13}$ mai jos de punctul 13 (v. fig.5-6 c).

În continuare $F_0 \text{ dem}$ crește pînă la $F_{|c1}$ și demarajul se

continuă pe aceasta pînă în punctul I.

Din analiza rezultatelor obținute în calculele prezentate în etapele 2 și 3 rezultă că vitezele finale, v_{d14} și v_{d13} sînt apropiate și cuprinse între v_{13} și v_{14} .

Se alege aceea caracteristică de tracțiune parțială (corespunzătoare lui $k = 13$ sau $k = 14$) care determină timpul cel mai scurt.

Găsirea caracteristicilor parțiale față de care se face referința (la care ajunge $F_{o\ dem}$) nu este simplă. Uneori, așa cum este prezentat în exemplul următor, se analizează pe rînd în ordine descrescătoare, caracteristicile parțiale pînă se găsește cea de referință.

Exemplul B. Se păstrează același tonaj și aceeași declivitate ca și în cazul exemplului A, însă se consideră forța de tracțiune limită corespunzătoare variantei 19 de calcul (F_{l19} - vezi cap.2). Analizînd pe rînd caracteristicile de tracțiune parțiale rezultă:

- p e n t r u $k = 15$: se obține $a_{\max 15} = 0,314$ m/s²; $t_{des} = 0$; $t_{15} = t_{com\ min} = 15$ sec și $v_{d15} = 14,41$ Km/h < $v_{15} = 25,05$ Km/h = 6,958 m/s.

Deci timpul este mic și trebuie mărit la $t_d^{**} = 26,070$ sec, ceea ce depășește cu mult timpul de comandă minim.

- p e n t r u $k = 11$ se obține $v_{d11} = 10,97$ Km/h < $v_{11} = 18,75$ Km/h = 5,208 m/s. Și în acest caz timpul trebuie mărit pentru a ajunge la v_{11} .

- p e n t r u $k = 9$ rezultă $v_{d9} = 9,24$ Km/h < $v_9 = 10,8$ Km/h = 3 m/s și trebuie mărit timpul de demaraj.

- p e n t r u $k = 7$ se obține $v_{d7} = 7,31$ Km/h > $v_7 = 6,5$ Km/h = 1,805 m/s în care situație trebuie micșorată accelerația.

Mărirea timpului sau micșorarea accelerației în exemplul B se face după metodologia prezentată în toate celelalte cazuri anterioare. Deci, în situația exemplului B caracteristicile de tracțiune parțiale corespunzătoare lui $k = 7$ sau $k = 9$ pot fi alese ca referință pentru $F_{o\ dem}(v)$.

Pentru a nu merge la întîmplare, din caracteristică în caracteristică, se poate calcula timpul t_d^{**} necesar realizării accelerației a_{\max} , corespunzătoare fiecărei caracteristici

de tracțiune parțiale, considerînd în calcul derivata accelerației $a_{\max} = a_{\max p}$. Valoarea lui t_d^x , determină orientativ zona caracteristicilor de tracțiune parțiale de referință.

O b s e r v a ț i e : În cazul programului "optimizat" s-a considerat ca mărime de control timpul în care se ajunge pe caracteristicile de tracțiune parțiale la intersecția lor cu caracteristica limită calculată ($t_{15} = t_{\text{com min}}, t_{14}, t_{13}, t_{12}$ - v. tabelul 5-1).

Aplicînd metodologia analizată se obțin parametrii principali ai demarării automate pentru fiecare situație concretă (G_v, r_i și β).

În tabelul 5-8 este prezentată sinteza parametrilor demarării pentru $\beta = 0,15$ iar în tabelul 5-9 pentru $\beta = 0,50$.

Tabelele 5-10; 5-11; 5-12 conțin rezultate ale calculului pentru demarajul "optimizat".

Modul de demaraj în diferite situații este prezentat în diagramele din figurile 5-7 ... 5-10.

În figura 5-7 sînt prezentate forțele de tracțiune la demaraj pentru tonajul $G_v = 300 \text{ tf} \cong 3000 \text{ KN}$ și declivitatea $r_i = 10 \%$ la diferiți coeficienți β . În cazul lui $\beta = 0,15$ (curba 5) forța de tracțiune la demaraj ajunge în timpul $t = t_{\text{com min}}$ la o viteză mai mare decît cea corespunzătoare punctului I, cu accelerația corespunzătoare forței de tracțiune F_I .

În acest caz s-a determinat accelerația care corespunde ecuației $F_{\text{dem}}(v) = F_{|_{m1}}(v)$, $a_d < a_{\max}$ ($a_d = 0,2633 \text{ m/s}^2$; $a_{\max} = a_I = 0,2776 \text{ m/s}^2$) și viteza la intersecția curbelor $F_{\text{dem}}(v)$ și $F_{|_{m1}}(v)$, $v_d > v_I$ ($v_d = 12,085 \text{ Km/h}$; $v_I = 11,14 \text{ Km/h}$). Această viteză este realizată în $t = t_{\text{com min}} = 15 \text{ sec}$ și cum sub acest timp instalația de comandă nu poate coborî, optimizarea se consideră încheiată.

În cazul $\beta = 0,5$ (curba 1) și $\beta = 0,35$ (curba 3) forța de tracțiune la demaraj ajunge pe $F_{|_{m1}}$ în punctul I, cu accelerația corespunzătoare acestui punct, dar într-un timp mai mare decît $t_{\text{com min}}$ (v. tabelele 5-6 și 5-7). S-a obținut o "optimizare parțială" ("O.P" pentru că $a = a_{\max} = a_I$) însă demarajul se poate "optimiza" ("O") în continuare prin folosirea unor forțe de tracțiune mai mari decît F_I în vederea reducerii timpului.

Tabelul 5-8
 SINTEZA PARAMETRIILOR PRINCIPALI AI DEMARARII AUTOMATE PENTRU
 DIFERITE TONAJE (G_v) SI DECLIVITATI (r_1) LA $\beta = 0,15$

G_v [tf]	r_1 [%]	t_{des} [sec]	t_t [sec]	t_d [sec]	t_p [sec]	t_c [sec]	a_{d_2} [m/s ²]	v_d [m/s]	F_{od} [daN]	da_{max} [m/s ²]
100	0,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,4833	22,183	9351,320	0,1687
100	10,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,4442	20,387	10324,262	0,1550
100	20,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,4050	18,590	11297,914	0,1414
100	30,0	0,330	15,000	14,670	4,401	10,269	0,3706	16,638	12359,488	0,1323
200	0,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,3841	17,630	11830,891	0,1341
200	10,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,3348	15,368	13084,246	0,1169
200	20,0	0,899	15,000	14,101	4,230	9,871	0,2944	12,704	14596,055	0,1093
200	30,0	3,837	13,621	9,785	2,935	6,849	0,2529	7,571	16070,539	0,1353
300	0,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,3179	14,594	13493,316	0,1110
300	10,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,2633	12,085	14998,219	0,0919
300	20,0	3,295	13,039	9,743	2,923	6,820	0,2038	6,077	16304,699	0,1095
300	30,0	6,747	11,606	4,859	1,458	3,401	0,1297	1,929	17037,301	0,1398
400	0,0	0,000	15,000	15,000	4,500	10,500	0,2721	12,487	14757,516	0,0950
400	10,0	0,448	13,933	13,485	4,045	9,439	0,2032	8,387	15948,574	0,0789
400	20,0	3,391	11,811	6,420	1,926	4,494	0,1300	2,553	16918,352	0,1060
400	30,0	9,288	11,233	4,839	0,580	1,354	0,0474	0,281	17367,094	0,1283
500	0,0	0,000	14,839	14,839	4,452	10,387	0,2358	19,705	15621,430	0,0832
500	10,0	1,822	12,731	10,909	3,273	7,636	0,1568	5,235	16443,156	0,0753
500	20,0	7,277	11,254	3,977	1,193	2,784	0,0803	0,977	17224,824	0,1057
600	0,0	0,000	14,063	14,063	4,219	9,844	0,2023	8,704	15902,172	0,0753
600	10,0	3,083	12,066	8,983	2,695	6,288	0,1219	3,351	16771,293	0,0710
600	20,0	9,006	11,233	2,227	0,668	1,559	0,0384	0,261	17371,082	0,0902

Tabelul 5-9

SINTEZA PARAMETRELOR PRINCIPALI AI DEMARARII AUTOMATE PENTRU
DIFERITE TONAJE (G_v) SI DECLIVITATI (r_i) LA $\beta = 0,5$

G_v $\frac{G_v}{10}$ [t] [kN]	r_i [%]	t_{des} [sec]	t_t [sec]	t_d [sec]	t_p [sec]	t_c [sec]	a_{d2} [m/s ²]	V_d [m/s]	F_{od} [daN]	da_{max} [r/s ²]
0	0,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,9613	25,955	7583,441	0,1007
0	10,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,9246	24,963	8001,609	0,0968
0	20,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,8896	24,019	8433,145	0,0932
0	30,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,8563	23,120	8878,023	0,0897
100	0,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,8243	17,126	12102,074	0,0864
100	10,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,8333	15,748	12859,734	0,0811
100	20,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,8228	14,585	13628,402	0,0758
100	30,0	0,330	15,000	14,670	14,670	0,000	0,8379	12,882	14499,375	0,0522
200	0,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,4766	12,867	14507,629	0,0499
200	10,0	0,000	15,000	15,000	15,000	0,000	0,4175	11,272	15479,520	0,0437
200	20,0	0,899	13,760	12,862	12,862	0,000	0,3435	7,952	16013,137	0,0419
200	30,0	3,837	12,342	8,505	8,505	0,000	0,2721	4,166	16626,055	0,0503
300	0,0	0,000	14,482	14,482	14,482	0,000	0,3749	9,772	15749,742	0,0407
300	10,0	0,000	13,419	13,419	13,419	0,000	0,2925	7,064	16148,430	0,0342
300	20,0	3,295	12,079	8,784	8,784	0,000	0,2154	3,405	16761,449	0,0385
300	30,0	6,747	11,256	4,509	4,509	0,000	0,1394	1,132	17193,816	0,0486
400	0,0	0,000	13,503	13,503	13,503	0,000	0,2992	7,272	16116,246	0,0348
400	10,0	0,448	12,521	12,073	12,073	0,000	0,2150	4,673	16538,219	0,0280
400	20,0	5,391	11,257	5,866	5,866	0,000	0,1399	1,478	17125,187	0,0375
400	30,0	9,288	11,223	1,935	1,935	0,000	0,0474	0,165	17391,145	0,0385
500	0,0	0,000	12,926	12,926	12,926	0,000	0,2479	5,769	16354,754	0,0301
500	10,0	1,822	11,925	10,102	10,102	0,000	0,1633	2,970	16840,844	0,0254
500	20,0	7,277	11,255	3,978	3,978	0,000	0,0803	0,575	17306,488	0,0264
600	0,0	0,000	12,542	12,542	12,542	0,000	0,2110	4,764	16582,730	0,0264
600	10,0	3,083	11,614	8,531	8,531	0,000	0,1256	1,929	17037,301	0,0231
600	20,0	9,006	11,233	2,228	2,228	0,000	0,0384	0,154	17393,500	0,0270

Tabelul 5-10

Variația parametrilor demarării pentru $G_v = 3000$ KN
 (300 tf), $r_1 = 20$ % și $\beta = 0,15$ în cazul "optimizat" ("O")

Rez ₀ = 8154,0 daN, a _{max} = 0,1850 m/s ² , a _d = 0,2038 m/s ² , t _{des} = 3,295 sec, t _t = 13,039 sec, t _d = 9,743 sec, t _p = 2,923 sec, t _c = 6,820 sec, v _d = 6,077 m/s, F _{od} = 16304,699 daN, da _{max} = 0,1095 m/s ³					
t	da	a	v [Km/h]	F	P _o [C.P.]
[sec]	[m/s ³]	[m/s ²]	3,6 v[m/s]	[daN]	$\frac{P_o}{735,5}$ [Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	8154,0000	0,0000
0,292	0,034	0,0050	0,002	8353,3164	0,0543
0,585	0,064	0,0195	0,014	8931,7578	0,4577
0,877	0,089	0,0420	0,046	9832,6992	1,6591
1,169	0,104	0,0704	0,104	10967,9570	4,2373
1,461	0,110	0,1019	0,195	12226,3984	8,8230
1,754	0,104	0,1334	0,319	13484,8477	15,9215
2,046	0,089	0,1618	0,475	14620,1289	25,6941
2,338	0,064	0,1844	0,657	15521,1055	37,7834
2,631	0,034	0,1988	0,860	16099,5977	51,2602
2,923	0,000	0,2038	1,072	16298,9805	64,7363
3,605	0,000	0,2038	1,573	16299,1914	94,9478
4,287	0,000	0,2038	2,073	16299,4844	125,1607
4,969	0,000	0,2038	2,574	16299,8555	155,3754
5,651	0,000	0,2038	3,074	16300,3086	185,5925
6,333	0,000	0,2038	3,575	16300,8398	215,8123
7,015	0,000	0,2038	4,075	16301,4531	246,0352
7,697	0,000	0,2038	4,576	16302,1445	276,2617
8,379	0,000	0,2038	5,076	16302,9141	306,4924
9,061	0,000	0,2038	5,576	16303,7695	336,7275
9,743	0,000	0,2038	6,077	16304,6992	366,9675
9,911	0,000	0,2033	6,200	16284,8594	373,9487
10,185	0,000	0,2025	6,400	16252,8555	385,2527
10,460	0,000	0,2017	6,600	16221,1094	396,5159
10,736	0,000	0,2009	6,800	16189,6250	407,7388
11,013	0,000	0,2001	7,000	16158,3906	418,9214
:	:	:	:	:	:
15,891	0,000	0,1875	10,400	15662,9492	603,3135
16,188	0,000	0,1868	10,600	15635,6953	613,8457
16,486	0,000	0,1861	10,800	15608,6289	624,3450
16,785	0,000	0,1854	11,000	15581,7500	634,8118
16,995	0,000	0,1849	11,140	15563,0391	642,1194

Tabelul 5-11

Variația parametrilor demarării pentru $G_v = 3000 \text{ KN}$
 (300 tf), $r_i = 20 \%$, $\beta = 0,5$ în cazul "optimizat" ("0")

Rez ₀ = 8154,00 daN, a _{max} = 0,1850 m/s ² , a _d = 0,2154 m/s ² , t _{des} = 3,295 sec, t _t = 12,079 sec, t _d = 8,784 sec, t _p = 8,784 sec, t _c = 0,0 sec, v _d = 3,405 m/s, F _{od} = 16761,449 daN, da _{max} = 0,0385 m/s ³					
t [sec]	da [m/s ³]	a [m/s ²]	v [Km/h] 3,6 v [m/s]	F [daN]	P ₀ [C.P.] P ₀ / 735,5 [Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	8154,0000	0,0000
0,878	0,012	0,0053	0,006	8364,5937	0,1727
1,757	0,023	0,0206	0,044	8975,7578	1,4604
2,635	0,031	0,0444	0,145	9927,6797	5,3185
3,513	0,037	0,0744	0,331	11127,1680	13,6490
4,392	0,039	0,1077	0,619	12456,8594	28,5417
5,270	0,037	0,1410	1,012	13786,6016	51,6829
6,149	0,031	0,1710	1,507	14986,2812	83,6236
7,027	0,023	0,1948	2,087	15938,5234	123,1909
7,905	0,012	0,2001	2,729	16550,1953	167,3094
8,784	0,000	0,2154	3,405	16761,4492	211,3738
9,036	0,000	0,2145	3,600	16726,3047	223,0173
9,295	0,000	0,2136	3,800	16690,5820	234,9044
9,556	0,000	0,2127	4,000	16655,1680	246,7431
9,818	0,000	0,2118	4,200	16620,0586	258,5342
10,081	0,000	0,2109	4,400	16585,2461	270,2781
10,345	0,000	0,2100	4,600	16550,7344	281,9753
10,528	0,000	0,2094	4,738	16527,0273	290,0410
10,610	0,000	0,2092	4,800	16516,5117	293,6270
10,876	0,000	0,2083	5,000	16482,5781	305,2329
11,143	0,000	0,2075	5,200	16448,9336	316,7942
11,411	0,000	0,2066	5,400	16415,5664	328,3110
11,681	0,000	0,2058	5,600	16382,4805	339,7847
11,951	0,000	0,2050	5,800	16349,5719	351,2151
12,223	0,000	0,2041	6,000	16317,1328	362,6028
12,496	0,000	0,2033	6,200	16284,8594	373,9485
:	:	:	:	:	:
18,180	0,000	0,1882	10,200	15690,3945	592,7478
18,476	0,000	0,1875	10,400	15662,5492	603,3132
18,772	0,000	0,1868	10,600	15635,0953	613,8455
19,070	0,000	0,1861	10,800	15608,6328	624,3450
19,370	0,000	0,1854	11,000	15581,7500	634,8115
19,580	0,000	0,1849	11,140	15563,0391	642,1194

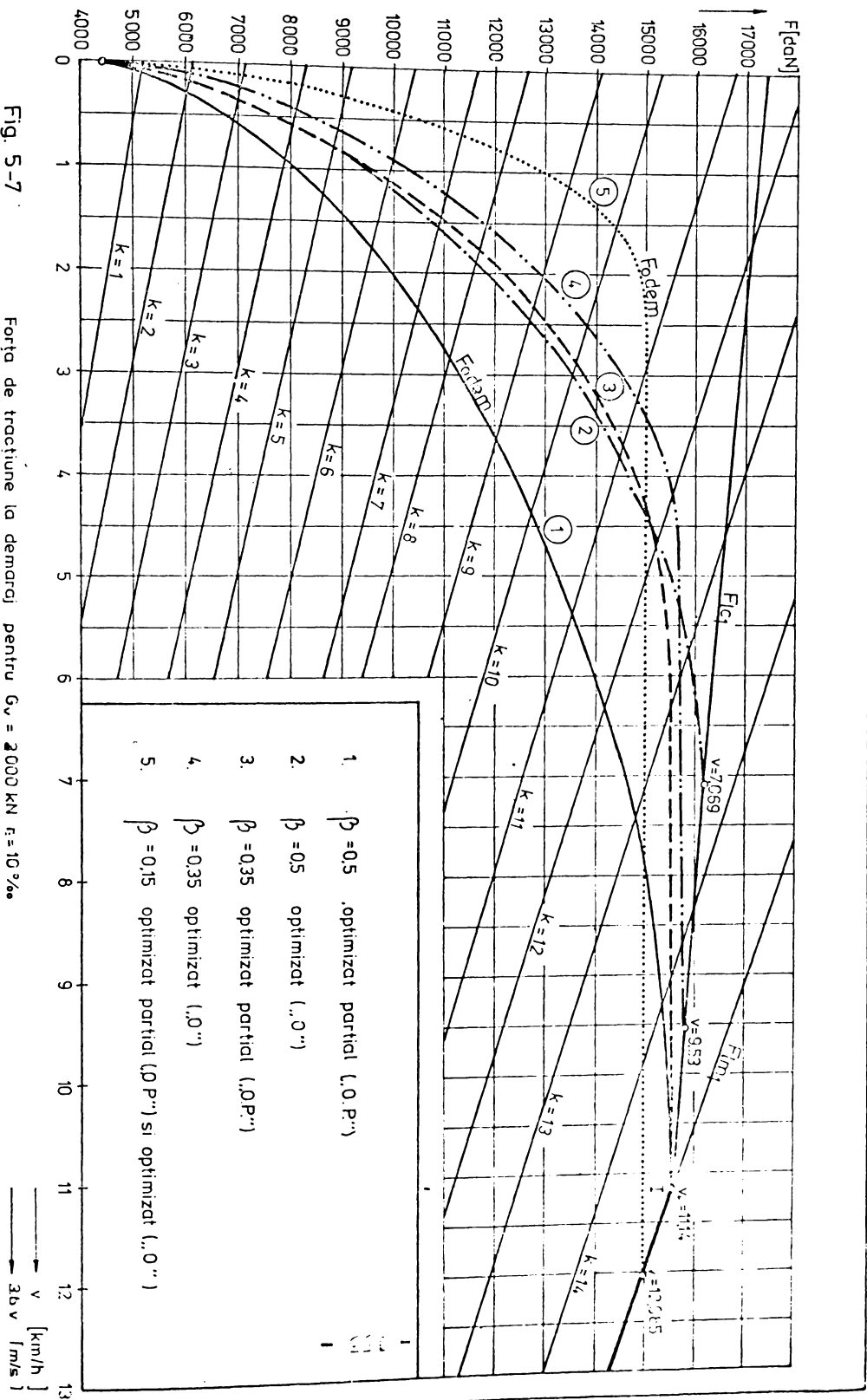


Fig. 5-7

Fora de tractiune la demaraj pentru $G_v = 2000$ kN $\eta = 10\%$

Această situație este realizată de forțele de tracțiune la demaraj reprezentate prin curbele 2 și 4 care au avut ca referință caracteristicile de tracțiune parțiale corespunzătoare lui $k = 13$ respectiv $k = 14$.

Figura 5-8 reprezintă variația parametrilor demarajului pentru situațiile analizate în tabelele 5-6; 5-7 și în figura 5-7. În figura 5-8 a sînt prezentați parametrii demarajului corespunzători curbei 5 din figura 5-7 ($\beta = 0,15$) cînd în $t = t_{\text{com min}}$ se obține $v > v_I$. În figura 5-8 b în cazul lui $\beta = 0,5$ sînt reprezentate cele două situații corespunzătoare curbelor 1 și 2 din figura 5-7. În cazul optimizării parțiale ("O.P") viteza la sfîrșitul perioadei de demaraj este $v_d = v_I = 11,14 \text{ Km/h}$, iar în cazul optimizării ("O") rezultă $v_d = 7,069 \text{ Km/h} < v_I$ și $a_d = 0,2925 \text{ m/s}^2 > a_I$.

În acest ultim caz demarajul se continuă de pe $F_{0 \text{ dem}}(v)$ pe curba $F_{|c1}$, accelerațiile corespunzătoare acestei curbe sînt mai mici decît a_d și se ajunge în punctul I la $a_I = 0,2776 \text{ m/s}^2 < a_d$.

Din figurile 5-7 a și b se observă că legea de demaraj este respectată de programul stabilit și nu se depășesc valorile maxime prescrise ale parametrilor demarării ($a_{\text{max p}}$ și $da_{\text{max p}}$).

În figura 5-9 este prezentat demarajul cu diferite tonaje pentru declivitatea $r_1 = 20 \%$ și $\beta = 0,5$.

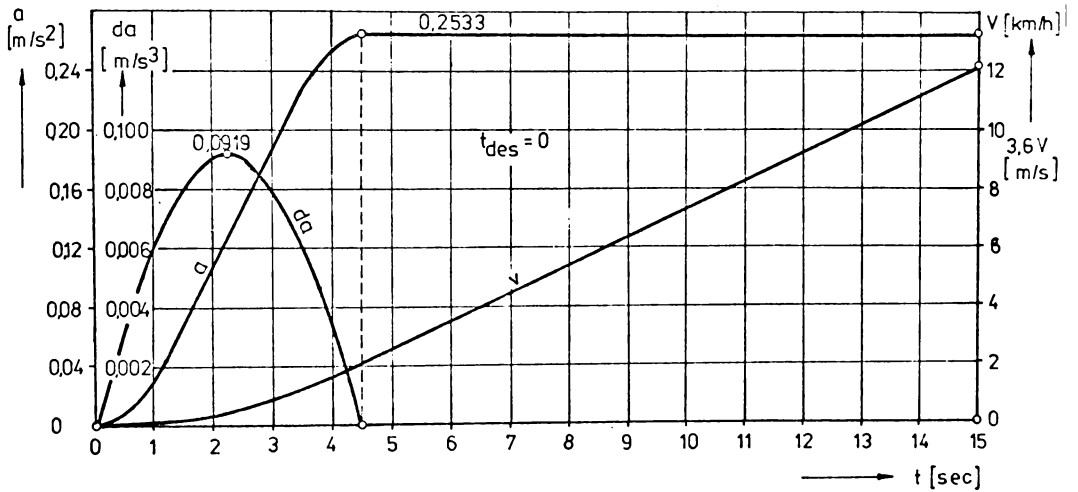
În cazul tonajului $G_v = 1000 \text{ KN}$ (100 tf), diagrama 1, se ajunge pe curba $F_{|m1}$ la o viteză mai mare decît v_I , în timpul $t = t_{\text{com min}}$, în care situație timpul nu se mai poate micșora.

Pentru tonajele: 2000 KN, 4000 KN și 5000 KN forța de tracțiune la demaraj ajunge pe $F_{|m1}$ la viteza $v = v_I$ (curbele 2, 3, 4) într-un timp mai mare decît $t_{\text{com min}}$, dar cu accelerația $a = a_I$ ("optimizare parțială": "O.P"). Pentru aceste cazuri curbele 5, 7, 8 prezintă "optimizarea" ("O") care duce la reducerea timpului de demaraj după cum urmează:

- pentru $G_v = 2000 \text{ KN}$: $t_{\text{op}} = 19,777 \text{ sec}$ și $t_0 = 16,401 \text{ sec}$,
- pentru $G_v = 4000 \text{ KN}$: $t_{\text{op}} = 65,537 \text{ sec}$ și $t_0 = 34,230 \text{ sec}$,
- pentru $G_v = 5000 \text{ KN}$: $t_{\text{op}} = 131,987 \text{ sec}$ și $t_0 = 58,848 \text{ sec}$.

Se observă că eficiența demarajului "optimizat" crește cu mărirea tonajului pentru aceeași rampă (r_1) și β , constatare care se va analiza în detaliu în capitolul următor.

a) Pentru $\beta = 0,15$



b) Pentru $\beta = 0,5$

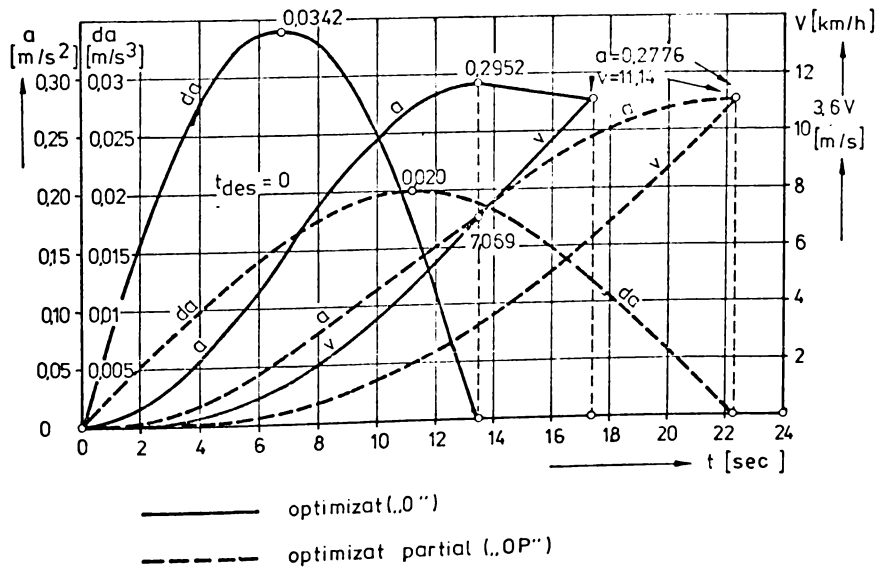


Fig. 5-8. Parametrii demarajului pentru $G_v = 3000 \text{ kN}$ $r_i = 10\%$

Tabelul 5-12

a) Variația parametrilor demarării pentru

$$G_v = 4000 \text{ KN}, r_i = 20 \%, \beta = 0,5$$

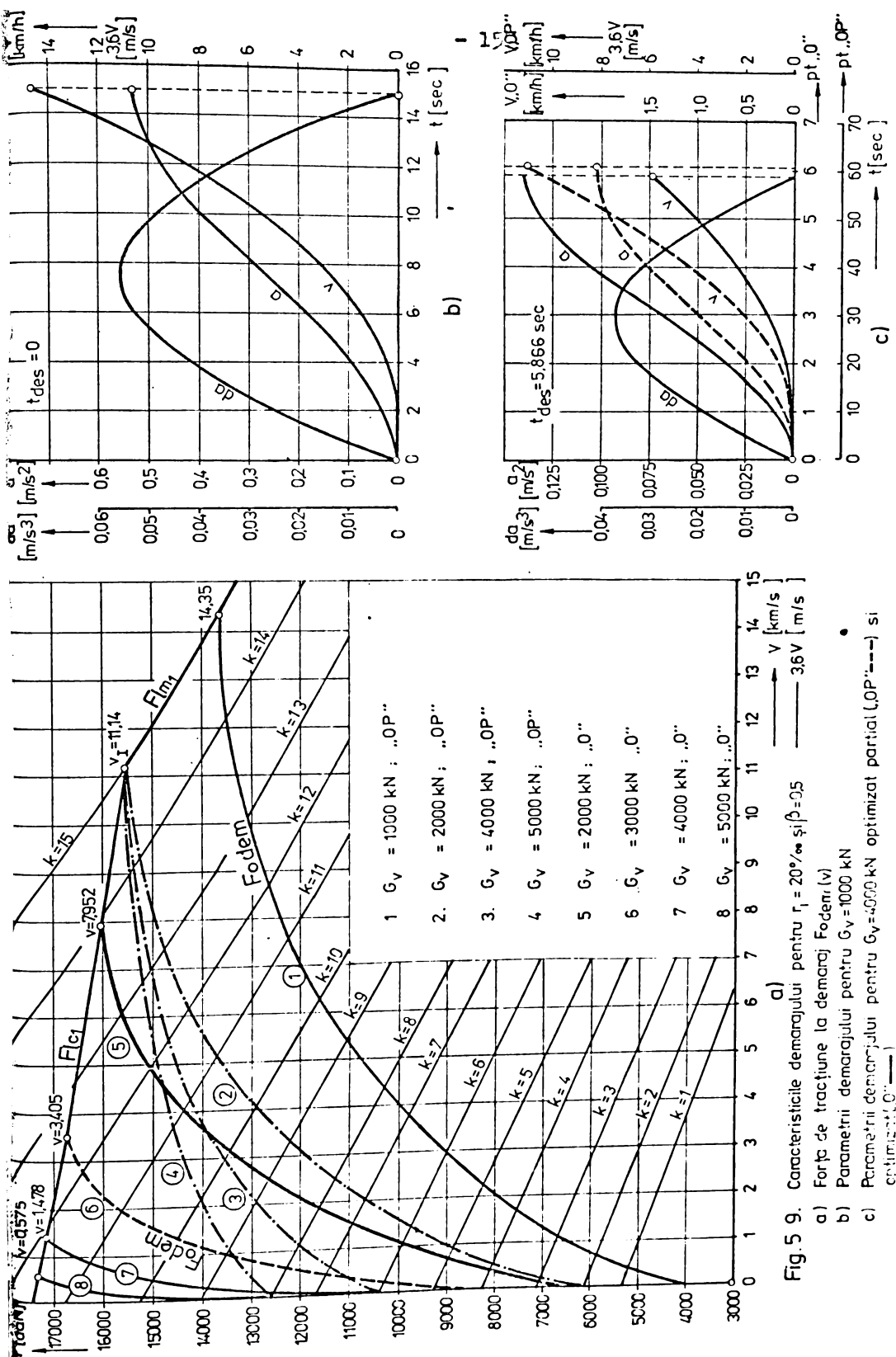
Rez_o = 10.318,996 daN, a_{max} = 0,1029 m/s², a_d = 0,1029 m/s², t_{des} = 5,391 sec, t_t = 65,535 sec, t_d = 60,145 sec, t_p = 60,145 sec, t_c = 0,0 sec, v_d = 11,14 Km/h, F_{od} = 15.565,03 daN, da_{max} = 0,0027m/s³

t	da	a	v [Km/h]	F	$\frac{P}{P_0}$ [C.P.]
[sec]	[m/s ³]	[m/s ²]	3,6 v [m/s]	[daN]	$\frac{P_0}{735,5}$ [Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	10319,0000	0,0000
6,014	0,001	0,0025	0,018	10446,8203	0,7056
12,029	0,002	0,0098	0,144	10817,7734	5,7587
18,043	0,002	0,0212	0,473	11395,5820	19,9739
24,058	0,003	0,0356	1,084	12123,7891	48,6559
30,072	0,003	0,0515	2,024	12931,3594	96,9387
36,087	0,003	0,0673	3,312	13739,6602	168,5185
42,101	0,002	0,0817	4,929	14470,1562	264,1741
48,116	0,002	0,0931	6,828	15052,0469	380,6345
54,130	0,001	0,1004	8,930	15429,1289	510,3174
60,145	0,000	0,1029	11,140	15565,1445	642,2063

b) Variația parametrilor de comandă pentru

$$G_v = 4000 \text{ KN}, r_i = 20 \%, \beta = 0,5$$

k	n	v [Km/h]	F	t	P _{ac}
	[rot/min]	3,6 v [m/s]	[daN]	[sec]	[daN/cm ²]
14	720	8,9926	15436,504	54,303	3,014
13	685	6,8755	15063,531	48,258	2,797
12	660	5,5159	14677,723	44,047	2,643
11	635	4,3502	14237,531	40,076	2,488
10	605	3,0274	13582,207	34,887	2,302
9	580	2,0450	12946,801	30,185	2,147
8	550	1,0564	12096,020	23,844	1,962
7	530	0,5285	11473,734	18,742	1,838
6	500	0,0162	10437,105	5,780	1,652



Tabelul 5-13

Variația parametrilor demarării automate pentru $G_v = 6000$ KN (600 tf), $r_1 = 0$ ‰ și $\beta = 0,35$ în cazul "optimizat" ("O")

Rez ₀ = 1248,9998 daN, a _{max} = 0,1974 m/s ² , a _d = 0,2073 m/s ² , t _{des} = 0,0 sec, t _t = 13,145 sec, t _d = 13,145 sec, t _p = 9,202 sec, t _c = 3,944 sec, v _d = 6,376 m/s, F _{od} = 16256,723 daN, da _{max} = 0,0354 m/s ³					
t	da	a	v [Km/h]	F	P [C.P.]
[sec]	[m/s ³]	[m/s ²]	3,6 v [m/s]	[daN]	$\frac{P_0}{735,5}$ [Watt]
0,000	0,000	0,0000	0,000	1248,9998	0,0000
0,920	0,011	0,0051	0,006	1616,0308	0,0336
1,840	0,021	0,0198	0,044	2681,1956	0,4399
2,761	0,029	0,0427	0,146	4340,2344	2,3444
3,681	0,034	0,0716	0,334	6430,7617	7,9535
4,601	0,035	0,1036	0,624	8748,1680	20,2102
5,521	0,034	0,1357	1,021	11065,6797	41,8264
6,441	0,029	0,1646	1,519	13156,4805	74,0215
7,361	0,021	0,1875	2,104	14816,0195	115,4636
8,282	0,011	0,2022	2,752	15881,9219	161,8837
9,202	0,000	0,2073	3,433	16249,9453	206,6209
9,596	0,000	0,2073	3,727	16250,4375	224,3381
9,991	0,000	0,2073	4,022	16250,9727	242,0569
10,385	0,000	0,2073	4,316	16251,5508	259,7773
10,779	0,000	0,2073	4,610	16252,1680	277,5002
11,174	0,000	0,2073	4,904	16252,8242	295,2251
11,568	0,000	0,2073	5,199	16253,5234	312,9521
11,962	0,000	0,2073	5,493	16254,2617	330,6812
12,357	0,000	0,2073	5,787	16255,0430	348,4128
12,751	0,000	0,2073	6,081	16255,8623	366,1475
13,145	0,000	0,2073	6,376	16256,7227	383,8845
13,178	0,000	0,2072	6,400	16252,0555	385,2527
13,446	0,000	0,2068	6,600	16221,1094	396,5159
13,715	0,000	0,2063	6,800	16189,6250	407,7388
13,985	0,000	0,2059	7,000	16158,3906	418,9214
14,255	0,000	0,2054	7,200	16127,4302	430,0642
14,526	0,000	0,2050	7,400	16096,6758	441,1680
⋮	⋮	⋮	⋮	⋮	⋮
18,934	0,000	0,1985	10,600	15635,6253	613,8457
19,214	0,000	0,1981	10,800	15608,6239	624,3450
19,495	0,000	0,1977	11,000	15581,7800	634,8118
19,691	0,000	0,1974	11,140	15563,0391	642,1194

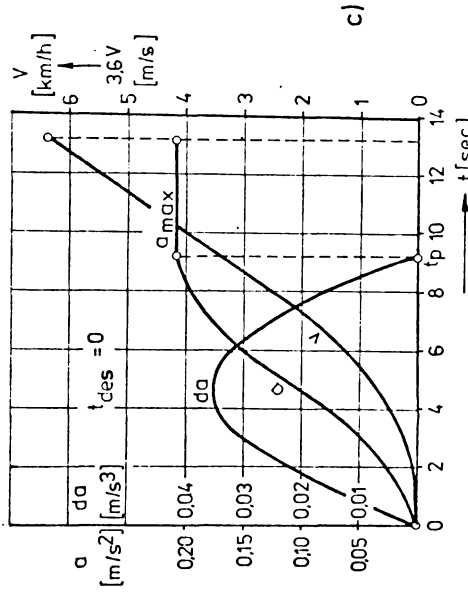
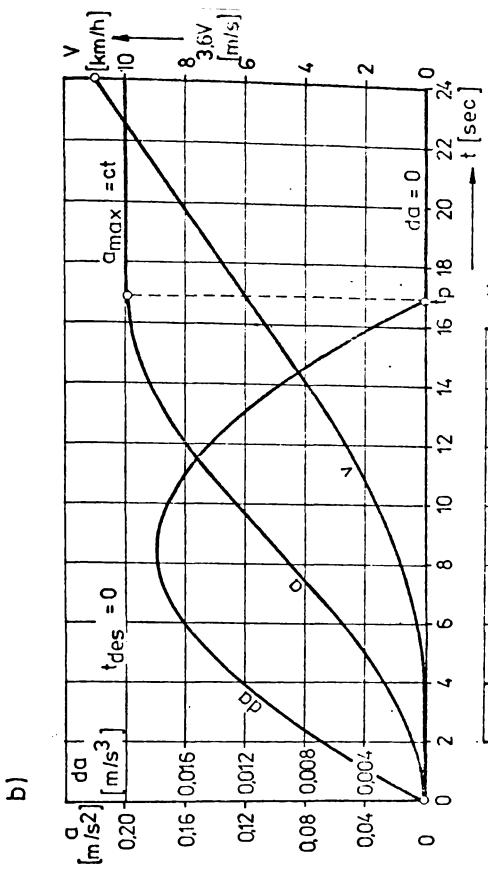
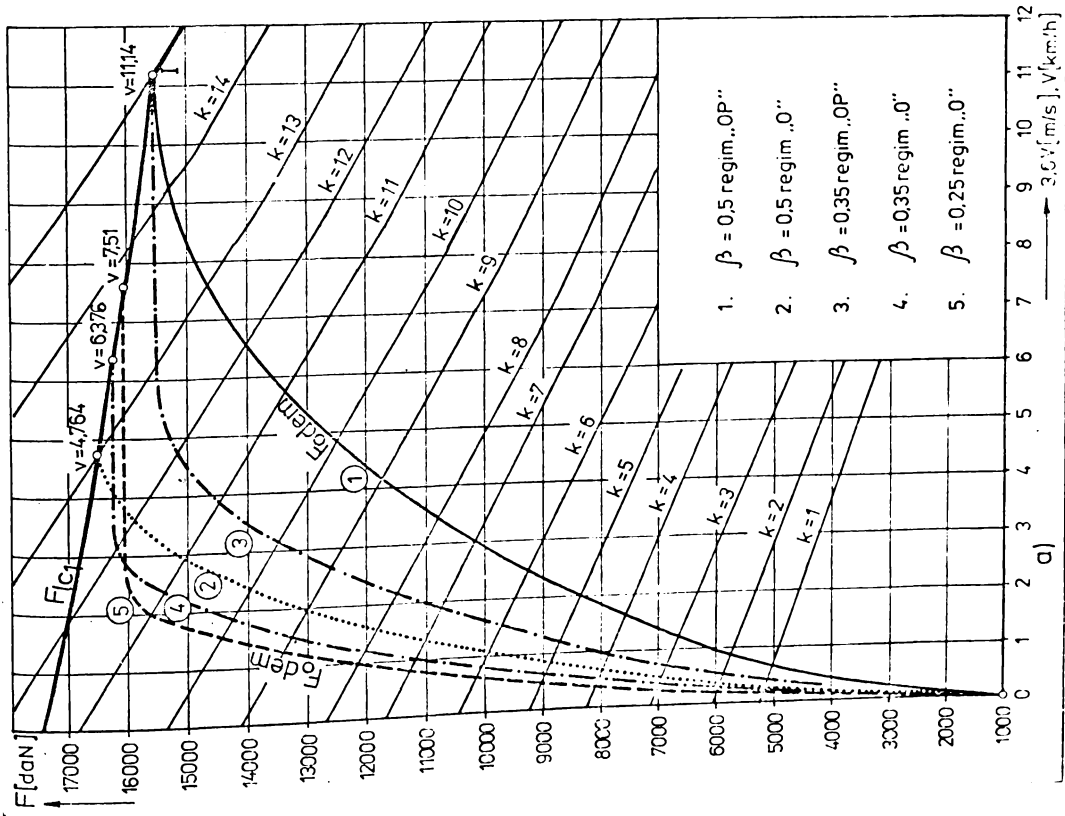


Fig. 5-10. Caracteristicile demarajului pentru $G_V = 6000kNt_i = 0 \text{ } \infty$
 a) Fora de tractiune la demaraj Fodem(v)
 b) Parametrii demarajului „optimizat partial”; $\beta = 0,35$
 c) Parametrii demarajului „optimizat”; $\beta = 0,35$

În figura 5-9 b sînt prezentați parametrii demarajului corespunzătorii curbei 1 din figura 5-9 a, iar în figura 5-9 c cei corespunzătorii curbelor 3 și 7. Accelerația mai mare în cazul demarajului "optimizat" (fig.5-9 c) determină un timp mai mic de demaraj, așa cum s-a prezentat mai sus.

În figura 5-10 sînt trasate diagramele de demaraj pentru tonajul $G_v = 6000$ KN (600 tf) în palier ($r_1 = 0\%$), pentru diferiți coeficienți β .

Figura 5-10 b prezintă variația parametrilor demarajului pentru cazul 1 din figura 5-10 a, cu date din tabelul 5-5, iar figura 5-10 c parametrii demarajului pentru curba 4, numai pînă la intersecția $F_{0\text{ dem}}$ cu F_{1c} ($v_d = 6,376$ Km/h).

Pentru $\beta = 0,5$ și $0,35$ demarajul "optimizat parțial" reprezentat de curbele 1 și 3 poate fi îmbunătățit din punctul de vedere al micșorării timpului de demaraj. Se obțin forțele de tracțiune în cazul demarajului "optimizat", reprezentate prin curbele 2 și 4, pentru care timpul de demaraj este mai mic:

- la $\beta = 0,5$: $t_{op} = 31,345$ sec și $t_0 = 21,229$ sec,
- la $\beta = 0,35$: $t_{op} = 23,117$ sec și $t_0 = 19,691$ sec (v.tab.5-5 și 5-13)

Pentru curba 4 demarajul se face după legea dată pînă la $v_d = 6,376$ Km/h (v.fig.5-10), în timpul $t_d = 13,145$ sec, după care se continuă pe F_{1c1} pînă în punctul I de la t_d pînă la $t_I = 19,691$ sec (v.tab.5-13).

Din cele prezentate în figura 5-10 (același tonaj și declivitate) se observă că:

- timpul de demaraj este mai mic cu cît β este mai mic (accelerația medie este mai mare),
- micșorarea timpului în cazul demarajului "optimizat" față de cel obținut la demarajul "optimizat parțial" este cu atît mai mare cu cît β este mai mare.

Aceste observații și constatări în legătură cu timpul de demaraj se analizează în detaliu în capitolul următor (fig.6-8 și tab.6-6).

Din tabelele și diagramele prezentate rezultă variația parametrilor cinematici, a forței de tracțiune și a puterii pentru realizarea legii de mișcare în diferite situații și condiții de mers.

Capitolul 6

COMANDA LOCOMOTIVII PENTRU REALIZAREA LEGII DE MISCARE

Pentru obținerea unui demaraj cât mai bun trebuie să se realizeze:

- forțe de tracțiune mari, apropiate de forța de tracțiune limitată de aderență, aspect care s-a enunțat în capitolul 1 și s-a studiat în capitolul 2;

- variația forței de tracțiune după o anumită lege pentru a îndeplini condițiile de timp minim și confort studiate în capitolul 4.

În cele ce urmează se prezintă modul în care se obține programul de comandă al locomotivei pentru realizarea legii de mișcare adoptată.

Deplasarea (mersul) locomotivei se realizează prin modificarea turației motorului diesel, determinată de presiunea aerului de comandă, care constituie elementul de comandă al locomotivei.

6.1. Stabilirea programului de comandă a locomotivei

Pentru determinarea modului de variație a presiunii aerului de comandă în timp, adică a funcției $p_{ac}(t)$ se procedează în felul următor:

- se trasează caracteristicile de tracțiune parțiale ale căror ecuații se cunosc, $F_{l_{mk}}(v)$, pentru pozițiile controlerului: $k = 1, 2, \dots, 14, 15$, așa cum s-a procedat și în capitolul 5;

- pe aceeași diagramă se suprapun curbele forței de tracțiune la demaraj $F_{o\ dem}(v)$, ca în figura 6-1 și figura 6-7. Caracteristica $F_{o\ dem}(v)$ se obține în funcție de viteză prin eliminarea timpului între funcțiile $v(t)$ și $F_{o\ dem}(t)$ prezentate în capitolul 5 (tabelo și diagrame);

Din intersecția curbelor $F_{l_{mk}}(v)$ și $F_{o\ dem}(v)$ rezultă coordonatele punctelor de intersecție (F_o și v) precum și turația motorului corespunzătoare fiecărei caracteristici parțiale cu care s-a intersectat forța de tracțiune la demaraj;

- cunoscând valorile vitezei sau forței de tracțiune determinate mai sus, din funcțiile $v(t)$ sau $F_{o\ dem}(t)$ (v. tabelo

din capitolul 5), se determină valoarea timpului la care are loc intersecția $F_{mk}(v) = F_{o\ dem}(v)$;

- cu timpul și turația astfel determinate se obține funcția $t\ u\ r\ a\ \tau\ i\ e - t\ i\ m\ p : n(t)$;

- din relația de legătură între turația motorului n și poziția controlerului locomotivei k , (v. tabelul 5-1 și rel.6.3), cu $n(t)$ determinat mai sus, se obține funcția $p\ o\ z\ i\ \tau\ i\ e\ c\ o\ n\ t\ r\ o\ l\ e\ r\ c\ o\ m\ a\ n\ d\ \dot{a} - t\ i\ m\ p : k(t)$;

- pentru a găsi dependența: $p\ r\ e\ s\ i\ u\ n\ e\ a\ e\ r\ c\ o\ m\ a\ n\ d\ \dot{a} - t\ i\ m\ p$, $p_{ac}(t)$, se utilizează diagrama obținută la încercarea motorului 6 LDA-28 pe standul de măsurători de la I.C.M. Reșița. Aceasta este prezentată parțial în figura 6-2, suficient pentru a stabili relația: presiune aer comandă - turație motor diesel: $p_{ac}(n)$

$$p_{ac} = 6,19 \cdot 10^{-3} \cdot n - 1,4428 \text{ [daN/cm}^2\text{]} \quad (6.1)$$

sau

$$p_{ac} = 0,619 \cdot 10^{-3} \cdot n - 0,14428 \text{ [MPa]} \quad (6.2)$$

în care, introducând funcția $n(t)$ determinată mai sus, rezultă $p_{ac}(t)$.

Ecuatiile:

$$p_{ac}(t) ; \quad n(t) ; \quad k(t)$$

reprezintă:

programul de comandă al locomotivei pentru realizarea legii de mișcare adoptată în vederea obținerii unui demaraj cât mai bun (v. cap.4 și cap.5).

6.2. Rezultate obținute în cazul locomotivei CFR o4o-DHC

Relațiile stabilite și aplicate pentru diferite situații date de tonaje de remorcat (G_v) în aliniament sau rampe (r_i), au necesitat efectuarea calculului cu calculatoare electronice.

Programul de calcul a fost întocmit în limbaj FORTRAN și rulat la Centrul de calcul al I.P. "Traian Vuia" Timișoara pe calculatoarele electronice FELIX C 256 și FELIX C 512.

În tabelele care urmează sînt prezentate funcțiile $p_{ac}(t)$, $k(t)$, $n(t)$, care constituie programul de comandă al locomotivei precum și funcțiile $k(v)$, $p_{ac}(v)$, $F_{o\ dem}(t)$, $P_o(t)$, $F_{o\ dem}(v)$, $P_o(v)$. Aceste dependențe au fost prezentate și în

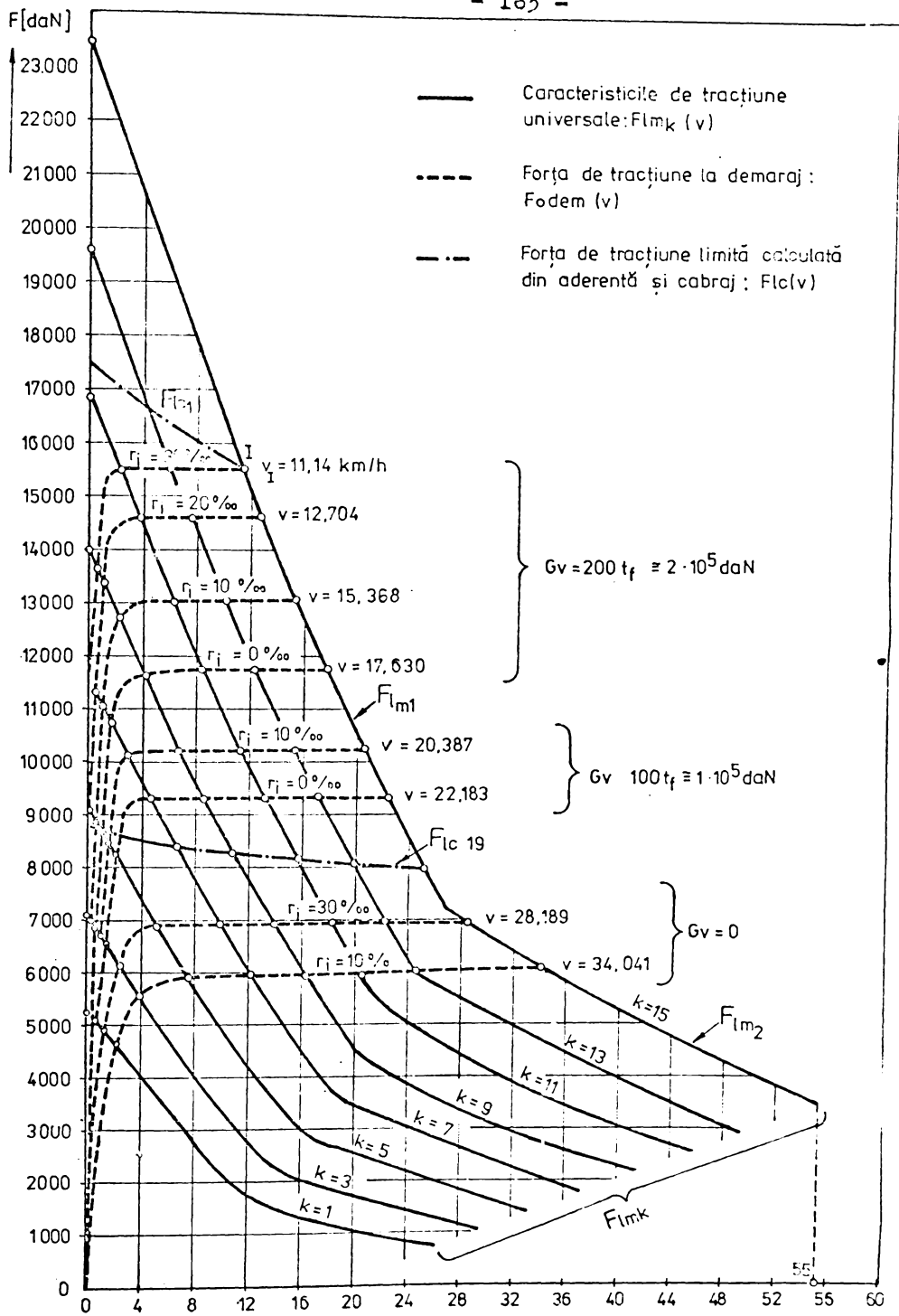


Fig. 6-1

Caracteristicile de tracțiune (—) și demaraj (---) pentru $\beta=0,15$ la demaraj „optimizat parțial” („OP.”)

→ v [km/h]
 → $3,6v$ [m/s]

capitolul 5 (v. tab. 5-1...5-7 și 5-12) împreună cu variația parametrilor demarării. Pentru relațiile dintre presiunea aerului de comandă și timp sînt dați coeficienții expresiei $p_{ac}(t)$ în cazul unor demaraje "optimizate parțial" ("O.P") și "optimizate" ("O") (tab. 6-1...6-5).

În cazul exemplurilor din tabelele 6-1, 6-3 (sus), 6-5 (jos) sau din figurile prezentate în capitolul 5: figura 5-7 (curbele 1, 3, 5), figura 5-9 (curba 1), figura 5-10 (curba 1, 3) forța de tracțiune la demaraj $F_{odem}(v)$ intersectează toate caracteristicile de tracțiune parțiale $F_{l_{mk}}(v)$, $k = 1, 2, 3, \dots, 14, 15$.

În alte situații prezentate în tabelele 6-2, 6-3 (jos), 6-4, 6-5 (sus) sau în figurile 6-7, 5-7 (curbele 2 și 4) etc., forța de tracțiune la demaraj $F_{odem}(v)$ nu intersectează toate forțele de tracțiune corespunzătoare puterilor parțiale.

Acest lucru se explică prin aceea că:

- la pornire ($v = 0$) forța de tracțiune la demaraj $F_{odem}(v)$ are valori superioare forțelor de tracțiune parțiale $F_{l_{mk}}(v)$, pentru valori mici ale lui k ($k = 1, 2, 3, 4$ - v. fig. 6-7);

- la valori mari ale forței de tracțiune la demaraj F_{odem} , aceasta ajunge pe curba forței limită calculată, F_{l_c} , avînd ca referință o anumită $F_{l_{mk}}$ (ex. cea pentru $k = 12$ - v. fig. 6-7) și nu mai intersectează pe următoarele (pentru $k = 13$ sau $k = 14$).

În figura 6-3 este reprezentată variația în timp a vitezei și programul de comandă al locomotivei dat de poziția controlerului în timp - relația $k(t)$, în cazul unor demaraje "optimizate parțial" ("O.P") și a unui demaraj "optimizat" ("O" - pentru $G_v = 3 \cdot 10^5$ daN și $r_1 = 20$ %).

În figura 6-4 sînt prezentate diagramele funcțiilor $F_{odem}(t)$, $n(t)$, $P_o(t)$ pentru demarajul trenului cu tonajul $G_v = 3000$ KN în rampa cu declivitatea $r_1 = 10$ %. Programul de mers al locomotivei pentru realizarea legii de mișcare adoptate este dat de variația în timp a presiunii aerului de comandă $p_{ac}(t)$, reprezentată în figură.

Din această figură se observă că F_{odem} pentru $\beta = 0,5$ în cazul regimului "optimizat" ajunge pe $F_{l_{c1}}$ după care demarajul se continuă pe caracteristica limită calculată, așa cum s-a studiat la posibilitățile de demarare ale locomotivei în capitolul 3.

Forța de tracțiune la demaraj F_{odem} ajunge pe $F_{l_{c1}}$ în

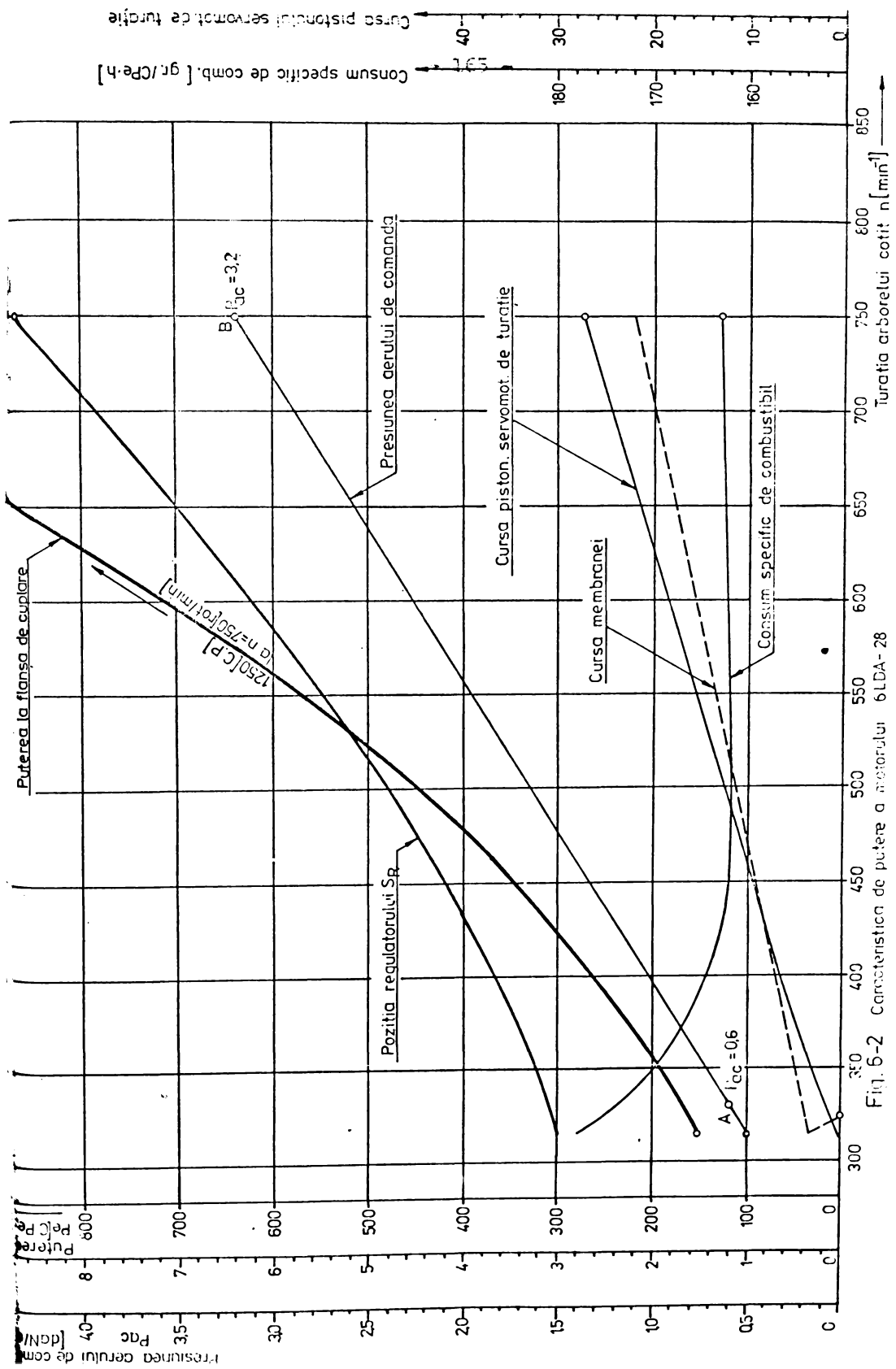


Fig. 5-2 Caracteristica de putere a motorului 6LDA-28

Tabelul 6-1

Determinarea funcției $p_{ac}(t)$ pentru $\beta = 0,15$ în cazul dema-
rajului "optimizat parțial" ("O.P")

$\frac{G_v}{F_i}$	k	n	v [m/min] 3,6v [m/s]	F _o dem [daN]	t [sec]	$\frac{P_o}{735,5}$ [C.F] [watt]	P _{ac} [daN/cm ²] 10 ³ · p _{ac} [MPa]
1000 KN 10%	15	750	18,5399	11297,914	15,000	777,876	3,200
	14	720	16,2015	11288,785	13,362	677,391	3,014
	13	685	13,3624	11279,562	11,415	558,230	2,797
	12	660	11,3542	11274,109	10,037	474,105	2,643
	11	635	9,2839	11269,414	8,617	387,497	2,488
	10	605	6,9185	11265,203	6,995	288,661	2,302
	9	580	4,9793	11262,668	5,665	207,702	2,147
	8	550	2,8424	11178,691	4,198	117,681	1,962
	7	530	2,1304	10681,531	3,690	84,282	1,838
	6	500	1,4690	9758,922	3,165	53,095	1,652
	5	470	1,0120	8784,793	2,738	32,926	1,466
	4	445	0,7242	7972,270	2,416	21,383	1,312
	3	412	0,4361	6923,812	2,011	11,185	1,107
	2	380	0,2345	5949,555	1,616	5,167	0,909
	1	355	0,1210	5224,941	1,286	2,342	0,755
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $0,2712895 \cdot 10^{-8}$; $-0,1577771 \cdot 10^{-6}$ $0,1623164 \cdot 10^{-5}$; $0,7177633 \cdot 10^{-4}$; $-0,2344370 \cdot 10^{-2}$; $0,2974480 \cdot 10^{-1}$; $-0,1905653$; $0,5779703$; $-0,3100541$; $0,5458683$							
3000 KN 10%	15	750	12,0848	14998,219	15,000	671,297	3,200
	14	720	9,6561	14989,777	12,438	536,083	3,014
	13	685	6,9999	14982,703	9,635	388,457	2,797
	12	660	5,0348	14978,922	7,562	279,316	2,643
	11	635	3,1542	14976,461	5,578	174,958	2,488
	10	605	1,5213	14432,676	3,844	81,321	2,302
	9	580	1,1231	13446,059	3,380	55,931	2,147
	8	550	0,8071	12223,441	2,962	36,541	1,962
	7	530	0,6474	11415,137	2,722	27,371	1,838
	6	500	0,4575	10230,941	2,391	17,336	1,652
	5	470	0,3117	9091,961	2,080	10,497	1,466
	4	445	0,2164	8183,184	1,827	6,558	1,312
	3	412	0,1201	7045,348	1,488	3,134	1,107
	2	380	0,0542	6013,512	1,132	1,206	0,909
	1	355	0,0196	5258,555	0,803	0,382	0,755
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $0,2530530 \cdot 10^{-10}$; $-0,4152125 \cdot 10^{-9}$; $0,1993648 \cdot 10^{-8}$; $-0,6228714 \cdot 10^{-7}$; $-0,8291327 \cdot 10^{-6}$; $0,2730820 \cdot 10^{-4}$; $0,1012543 \cdot 10^{-3}$; $-0,3742579 \cdot 10^{-2}$; $0,1496841 \cdot 10^{-1}$; $-0,4846668 \cdot 10^{-1}$; $0,6731044$; $0,2160714$							

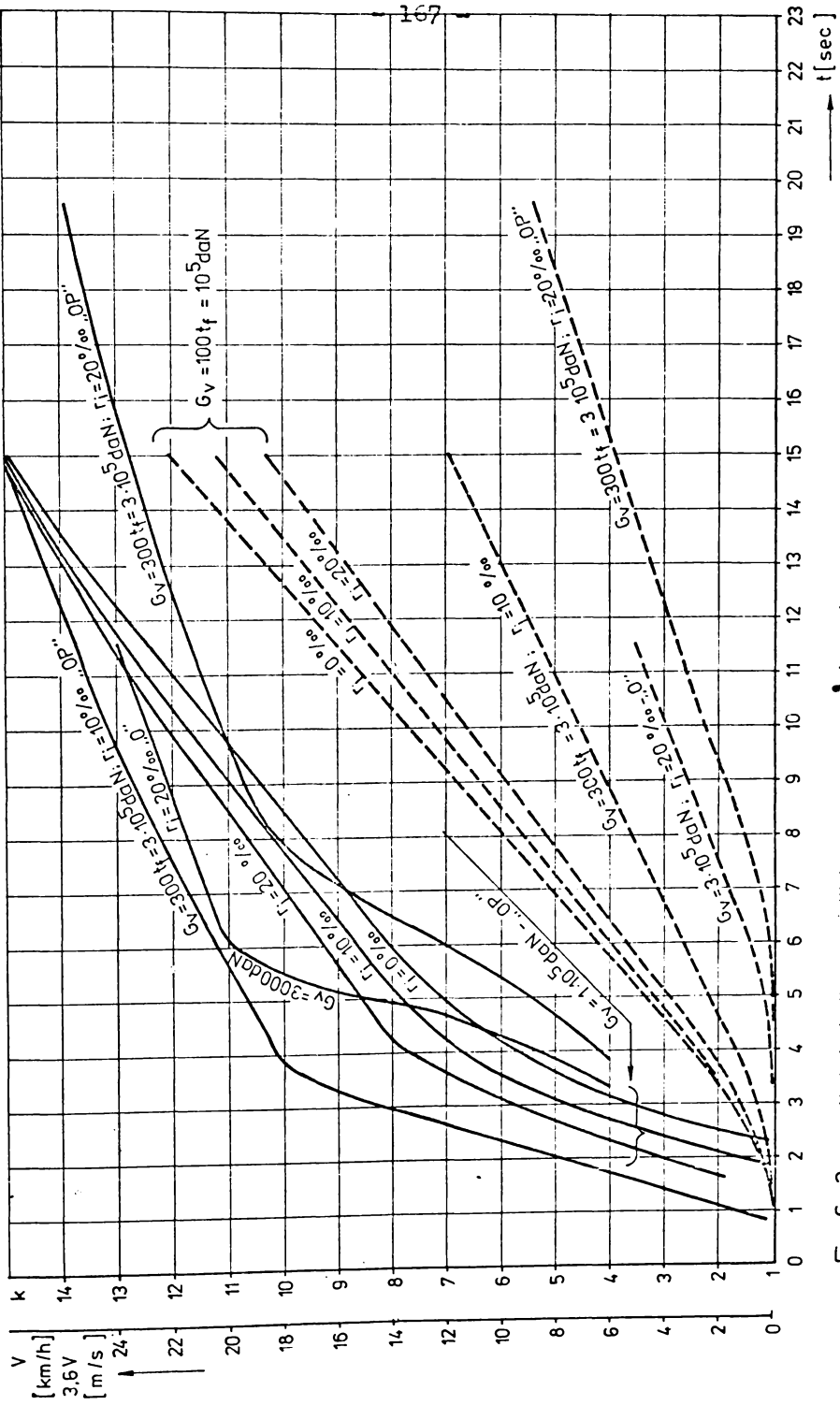


Fig. 6-3. Variația în timp a poziției controlerului k (—) și a vitezei V (---) la demararea automată pentru $\beta = 0,15$

Tabelul 6-2

Determinarea funcției $p_{ac}(t)$ pentru tonajul $G_v = 3000$ KN și declivitatea $r_i = 20 \%$ în cazul demarajului "optimizat" ("0")

β	k	n	v [km/h] 3,6v [m/s]	$F_{o\ dem}$ [daN]	t [sec]	$\frac{P_o}{735,5}$ [C.v.] [Watt]	p_{ac} [daN/cm ²] $10 \cdot p_{ac}$ [MPa]
0,50	12	660	2,7031	16533,266	7,870	165,525	2,643
	11	635	1,9203	15707,746	6,786	111,717	2,488
	10	605	1,3075	14553,410	5,815	70,476	2,302
	9	580	0,9323	13549,328	5,110	46,788	2,147
	8	550	0,5885	12335,664	4,313	26,889	1,962
	7	530	0,4094	11532,879	3,787	17,486	1,838
	6	500	0,2029	10349,781	2,961	7,776	1,652
	5	470	0,0637	9200,766	1,992	2,171	1,466
	4	445	0,0023	8272,074	0,657	0,071	1,312
	3	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$					
2	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$						
1	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$						
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $-0,3912352 \cdot 10^{-2}$; $0,5218749 \cdot 10^{-1}$; $0,3663063 \cdot 10^{-2}$; $1,286433$							
0,15	13	685	4,9836	16302,766	8,253	300,912	2,797
	12	660	3,0813	16300,316	5,661	186,023	2,643
	11	635	0,9825	16263,574	2,800	59,179	2,488
	10	605	0,5395	14987,082	2,155	29,947	2,302
	9	580	0,3640	13856,984	1,845	18,682	2,147
	8	550	0,2208	12524,457	1,530	10,240	1,962
	7	530	0,1506	11660,879	1,332	6,504	1,838
	6	500	0,0729	10410,441	1,031	2,810	1,652
	5	470	0,0224	9218,867	0,688	0,766	1,466
	4	445	0,0008	8272,707	0,225	0,025	1,312
3	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$						
2	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$						
1	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$						
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $0,3861512 \cdot 10^{-2}$; $-0,5463666 \cdot 10^{-1}$; $0,1696842$; $0,3438540$; $1,200618$							

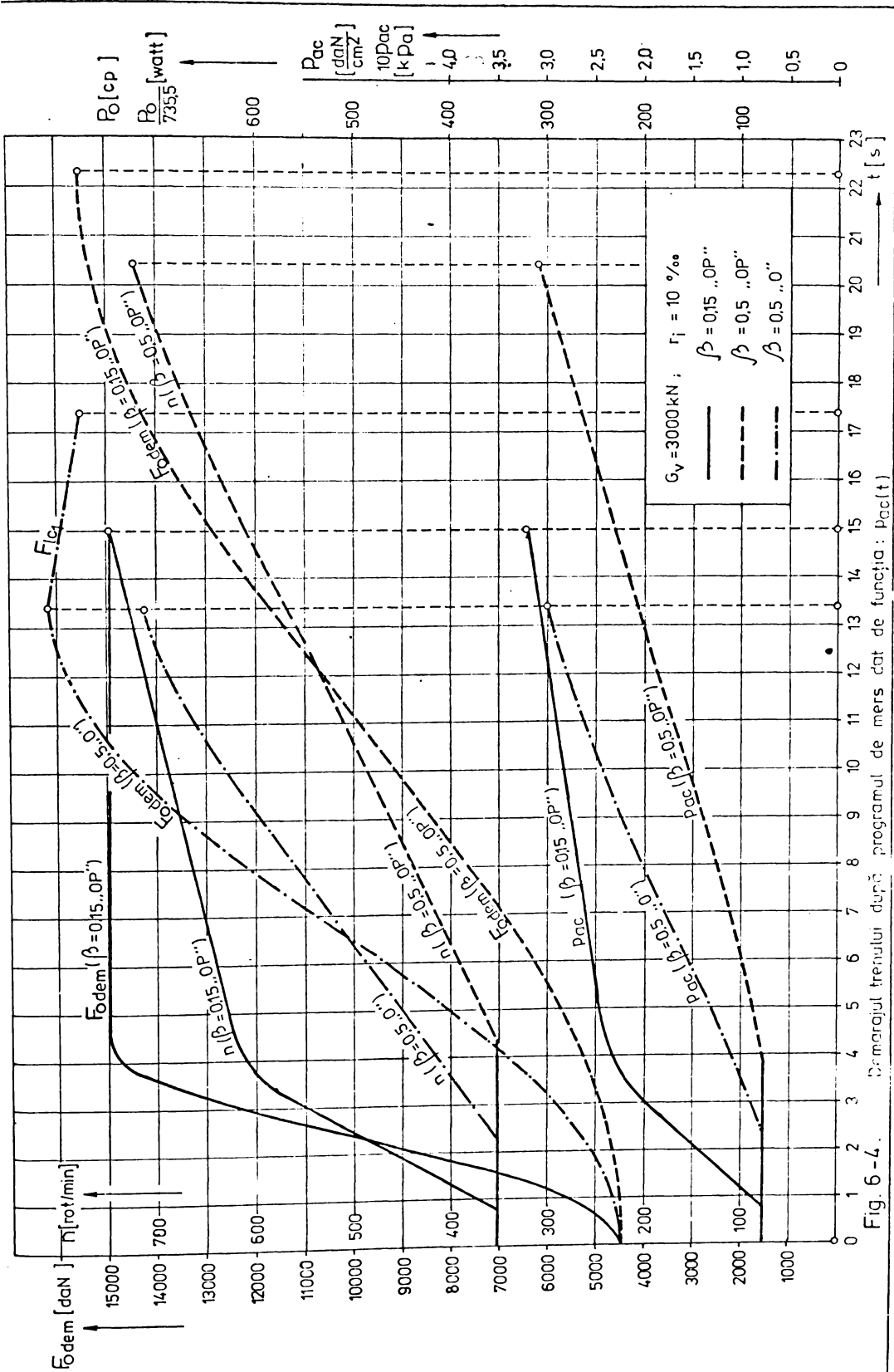


Fig. 6-4. Camarajul trenului după programul de mers dat de funcția: $P_{ac}(t)$

Tabelul 6-3

Determinarea funcției $p_{ac}(t)$ pentru $G_v = 2000$ KN și declivitatea $r_f = 20$ % în cazul demarajului "optimizat parțial" (la $\beta = 0,25$) și "optimizat" (pentru $\beta = 0,5$)

β	k	n [rot/min]	v [m/s] 3,6v [m/s]	$F_{o\ dem}$ [daN]	t [sec]	$\frac{P_o}{P_o}$ [C.P.] $\frac{P_o}{735,5}$ [Watt]	p_{ac} [daN/cm ²] lo. p_{ac} [MPa]
0,25 "OP"	15	750	11,8680	15097,434	14,101	663,614	3,200
	14	720	9,4996	15090,609	11,991	530,944	3,014
	13	685	6,8428	15084,754	9,623	382,304	2,797
	12	660	4,8706	15081,637	7,866	272,063	2,643
	11	635	3,2678	14909,133	6,434	180,444	2,488
	10	605	2,2651	14012,711	5,481	117,554	2,302
	9	580	1,7093	13128,746	4,889	83,114	2,147
	8	550	1,2068	12018,297	4,272	53,717	1,962
	7	530	0,9403	11270,215	3,891	39,251	1,838
	6	500	0,6183	10155,898	3,339	23,257	1,652
	5	470	0,3720	9065,496	2,787	12,492	1,466
	4	445	0,2158	8183,410	2,306	6,541	1,312
	3	412	0,0709	7064,262	1,576	1,855	1,107
2	380	0,0006	6032,512	0,311	0,012	0,909	
1	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$						
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $-0,2745232 \cdot 10^{-6}$; $0,5944981 \cdot 10^{-5}$; $0,2110246 \cdot 10^{-5}$; $-0,2856886 \cdot 10^{-3}$; $-0,7875152 \cdot 10^{-2}$; $0,8984160 \cdot 10^{-1}$; $0,2421254 \cdot 10^{-1}$; $0,8882862$							
0,50 "O"	13	685	5,9996	15632,375	11,263	347,365	2,797
	12	660	4,8960	15065,754	10,309	273,193	2,643
	11	635	4,0564	14441,770	9,534	216,967	2,488
	10	605	3,1292	13524,793	8,596	156,745	2,302
	9	580	2,4813	12710,859	7,860	116,811	2,147
	8	550	1,8263	11700,262	7,008	79,143	1,962
	7	530	1,4543	11015,973	6,446	59,336	1,838
	6	500	0,9824	9986,004	5,599	36,333	1,652
	5	470	0,6045	8963,531	4,719	20,069	1,466
	4	445	0,3565	8124,983	3,931	10,727	1,312
	3	412	0,1195	7045,570	2,709	3,119	1,107
	2	380	0,0010	6032,371	0,539	0,022	0,909
	1	$F_{lm}(0) < F_{o\ dem}(0)$					
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $-0,1445243 \cdot 10^{-2}$; $0,3034154 \cdot 10^{-1}$; $0,1041383 \cdot 10^{-1}$; $0,8923360$							

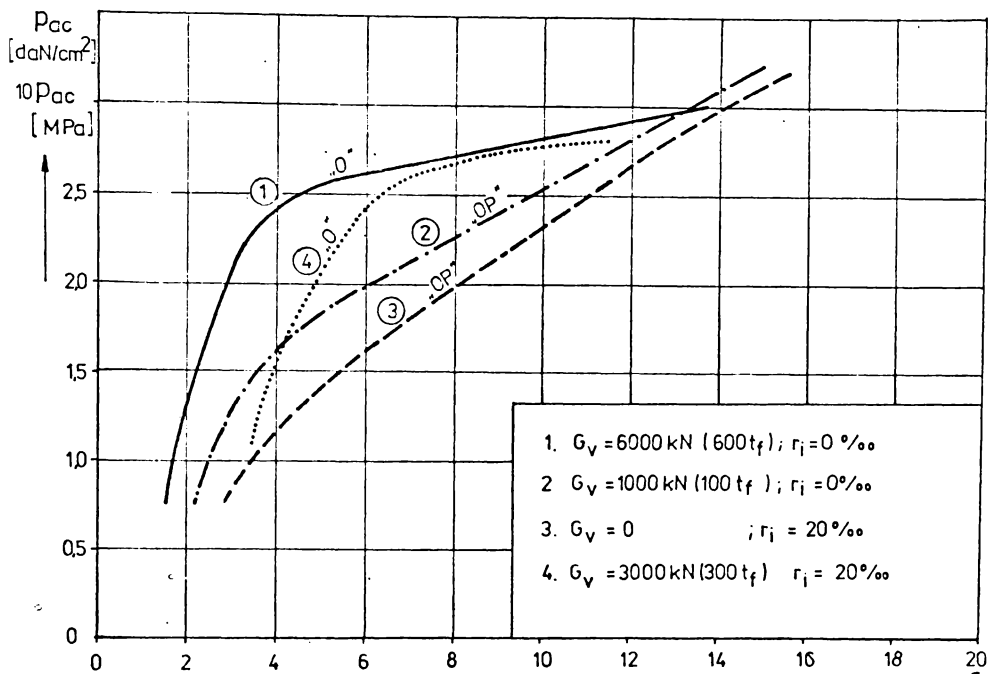


Fig. 6-5. Variația în timp a presiunii aerului de comandă pentru $\beta=0,15$

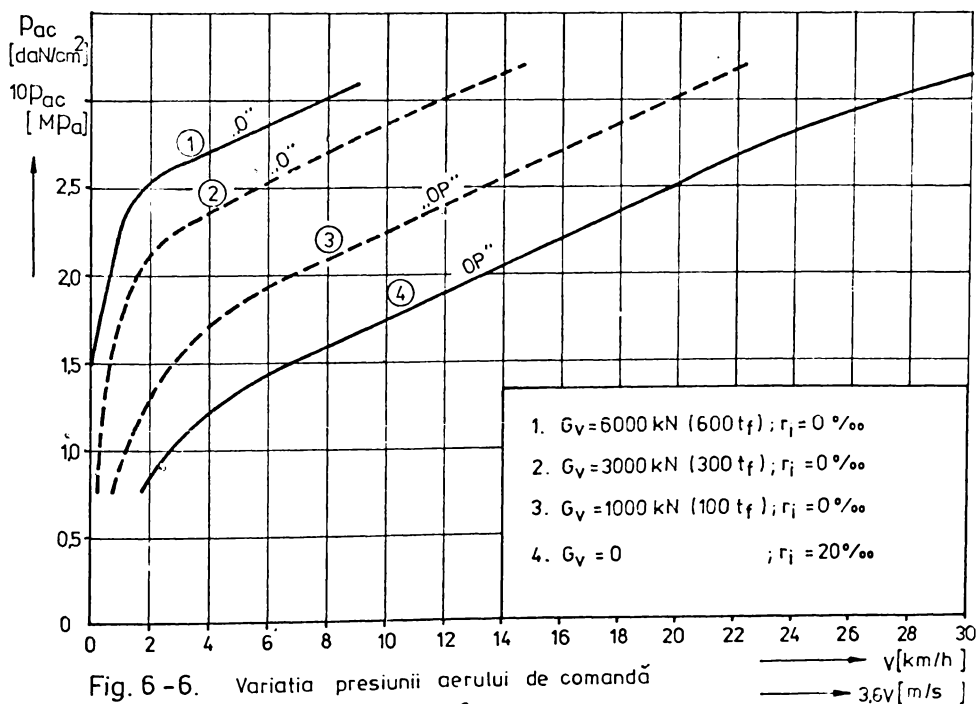


Fig. 6-6. Variația presiunii aerului de comandă cu viteza pentru $\beta=0,15$

Tabelul 6-4

Funcția $p_{ac}(t)$ pentru tonajul $G_V = 3000$ KN și declivitatea $r_i = 10$ ‰ în cazul unui demaraj "optimizat"

β	k	n [rot/min]	v [km/h] 3,6v [m/s]	F _o dem [daN]	t [sec]	$\frac{P}{P_0}$ [C.P.]	p_{ac} [daN/cm ²]
						$\frac{P}{P_0}$ [Watt]	lo.p _{ac} [MPa]
0,35	14	720	8,4901	15779,797	13,367	496,190	3,014
	13	685	5,7822	15773,617	10,711	337,799	2,797
	12	660	4,2665	15570,254	9,219	246,037	2,643
	11	635	3,3225	14876,727	8,249	183,065	2,488
	10	605	2,5292	13863,566	7,363	129,864	2,302
	9	580	2,0184	12961,395	6,731	96,895	2,147
	8	550	1,5247	11855,086	6,043	66,947	1,962
	7	530	1,2510	11116,543	5,611	51,507	1,838
	6	500	0,9072	10021,094	4,987	33,670	1,652
	5	470	0,6304	8952,172	4,376	20,902	1,466
	4	445	0,4435	8088,855	3,865	13,286	1,312
3	412	0,2499	6995,441	3,167	6,474	1,107	
2	380	0,1141	5992,262	2,422	2,532	0,909	
1	355	0,0417	5251,234	1,723	0,810	0,755	
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $0,3054761 \cdot 10^{-2}$; $-0,9933688 \cdot 10^{-2}$; $0,9669876 \cdot 10^{-1}$; $-0,6962252 \cdot 10^{-1}$; $0,6392615$							
0,5	13	685	5,6549	15856,285	12,070	332,095	2,797
	12	660	4,6422	15274,879	11,060	262,625	2,643
	11	635	3,8401	14569,977	10,210	207,220	2,488
	10	605	3,0178	13587,656	9,263	151,871	2,302
	9	580	2,4510	12727,246	8,541	115,535	2,147
	8	550	1,8806	11672,414	7,724	81,300	1,962
	7	530	1,5559	10965,727	7,199	63,191	1,838
	6	500	1,1401	9912,398	6,428	41,856	1,652
	5	470	0,7992	8878,145	5,662	26,278	1,466
	4	445	0,5657	8038,086	5,014	16,842	1,312
	3	412	0,3210	6968,074	4,120	8,285	1,107
2	380	0,1475	5980,395	3,159	3,267	0,909	
1	355	0,0541	5247,109	2,252	1,052	0,755	
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $-0,1275307 \cdot 10^{-2}$; $0,2517822 \cdot 10^{-1}$; $0,7440102 \cdot 10^{-1}$; $0,4684727$							

Tabelul 6-5

Determinarea funcției $p_{ac}(t)$ pentru $\beta = 0,15$

$\frac{G_v}{r_i}$	k	n	v [m/h] 3,6v [m/s]	F_0 dem [daN]	t [sec]	P_0 [C.P.] $\frac{P_0}{735,5}$ [Watt]	p_{ac} (daN/cm ²) 10· p_{ac} [MPa]	
6000 KN 0%	14	720	8,3131	15900,609	13,526	489,568	3,014	
	13	685	5,6003	15891,746	9,801	329,624	2,797	
	12	660	3,7512	15887,684	7,261	220,730	2,643	
	11	635	1,6212	15884,996	4,336	95,382	2,488	
	10	605	0,9940	14730,414	3,454	54,232	2,302	
	9	580	0,7882	13627,379	3,135	39,779	2,147	
	8	550	0,6120	12323,637	2,833	27,933	1,962	
	7	530	0,5195	11478,387	2,659	22,085	1,838	
	"0"	6	500	0,4061	10254,957	2,422	15,423	1,652
		5	470	0,3153	9090,395	2,206	10,617	1,466
4		445	0,2531	8167,902	2,036	7,658	1,312	
3		412	0,1860	7019,992	1,823	4,836	1,107	
	2	380	0,1342	5985,094	1,625	2,975	0,909	
	1	355	0,1014	5231,437	1,474	1,965	0,755	
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $-0,3503312 \cdot 10^{-5}$; $0,1623968 \cdot 10^{-4}$; $0,1092055 \cdot 10^{-2}$; $-0,1358330 \cdot 10^{-2}$; $-0,2102410$; $1,757911$; $-1,390181$								
2000 KN 10%	15	750	15,3683	13084,246	15,000	744,751	3,200	
	14	720	12,9802	13075,113	13,019	628,582	3,014	
	13	685	10,1022	13066,156	10,631	488,878	2,797	
	12	660	8,0992	13061,238	8,969	391,801	2,643	
	11	635	6,1862	13057,551	7,382	299,175	2,488	
	10	605	3,9620	13054,508	5,537	191,562	2,302	
	9	580	2,2191	12852,746	4,088	105,637	2,147	
	8	550	1,5272	11853,789	3,474	67,051	1,962	
	"0P"	7	530	1,2304	11126,723	3,182	50,707	1,838
		6	500	0,8943	10027,086	2,809	33,213	1,652
5		470	0,6416	8947,234	2,479	21,263	1,466	
4		445	0,4760	8075,324	2,222	14,238	1,312	
	3	412	0,3053	6974,129	1,895	7,886	1,107	
	2	380	0,1815	5968,324	1,580	4,013	0,909	
	1	355	0,1088	5229,004	1,324	2,107	0,755	
Coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ sînt: $0,7265498 \cdot 10^{-6}$; $-0,2941237 \cdot 10^{-4}$; $0,3845170 \cdot 10^{-3}$; $-0,1323642 \cdot 10^{-2}$; $-0,3354385 \cdot 10^{-2}$; $-0,5692184 \cdot 10^{-1}$; $0,9052395$; $-0,3476478$								

timpul $t_d = 13,419$ sec cu viteza $v_d = 7,064$ Km/h, iar în continuare merge pe $F_{|c_1}$ pînă în punctul I, la viteza $v_I = 11,14$ Km/h ($t_t = 17,395$ sec).

În figura 6-5 sînt date programele de demaraj $p_{ac}(t)$, iar în figura 6-6 sînt prezentate relațiile $p_{ac}(v)$ pentru diferite tonaje și declivități în cazul demarajelor "optimizate parțial" ("O.P") sau "optimizate" ("O").

O b s e r v a Ț i i :

- funcțiile de comandă $p_{ac}(t)$ (fig.6-4) și $k(t)$ (fig.6-3) nu încep de la $t = 0$, așa cum o face $F_{o\ dem}(t)$. Aceasta pentru că forța de tracțiune crește de la $t = 0$ pînă cînd $F_{o\ dem} = Rez$, adică pînă la $t_{des} \neq 0$, după care locomotiva se desprinde din loc. În continuare în intervalul de timp $t_{des} \leq t \leq t_t$, urmează funcționarea după programul stabilit;
- legea de variație $p_{ac}(t)$ se determină pornind de la turația motorului care variază proporțional cu timpul (v.tabelul 5-1) după relația:

$$n(t) = 355 + 26,333 t \quad [\text{rot/min}] \quad (6.3)$$

Din relațiile (6.3) și (6.1) se determină variația în timp a mărimii de comandă, $p_{ac}(t)$:

$$p_{ac}(t) = 0,163 t + 0,75465 \quad [\text{daN/cm}^2] \quad (6.4)$$

sau

$$p_{ac}(t) = 1,63 \cdot 10^{-2} t + 7,5465 \cdot 10^{-2} \quad [\text{MPa}] \quad (6.5)$$

pe intervalul de timp $0 < t < t_{des}$.

În diagramele de mai sus pe acest interval funcțiile $p_{ac}(t)$, $k(t)$, $n(t)$ nu s-au reprezentat, ci numai pe domeniul legii de mișcare adoptate ($t_{des} < t < t_t$).

În calculele efectuate s-au considerat mai multe variante ale accelerației medii, prin introducerea coeficientului β (v.cap.4 și cap.5 - rel.5.3).

La același tonaj și declivitate coeficientul β influențează poziția curbelor forței de tracțiune la demaraj după cum este reprezentat în figura 6-7.

Dacă se analizează curbele $F_{o\ dem}$ trasate pentru diferiți coeficienți β se constată că:

1. - față de timpii necesari realizării forțelor de tracțiune parțiale în ipoteza proporționalității turației motorului

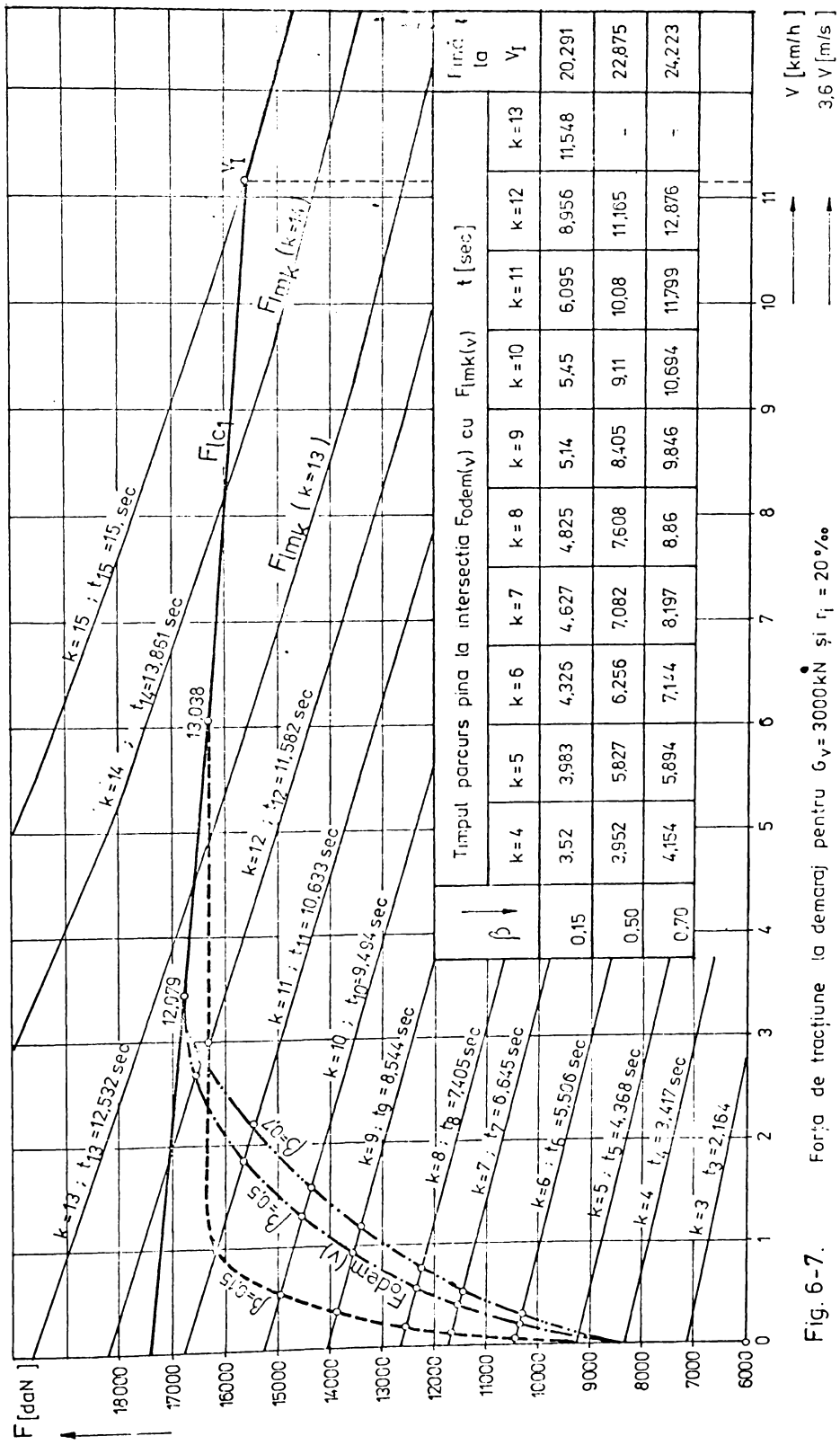


Fig. 6-7. Forța de tracțiune la demaraj pentru $G_v=3000\text{kN}$ și $r_f=20\%$

Tabelul 6-6
 Timpul demarajului "optimizat parțial" (t_{op}) sau "optimizat" (t_0)

G_v [daN]	r_i %	$\beta = 0,15$		$\beta = 0,25$		$\beta = 0,35$		$\beta = 0,50$		$\beta = 0,60$		$\beta = 0,70$	
		t_{op} [s]	t_0 [s]	t_{op} [s]	t_0 [s]	t_{op} [s]	t_0 [s]	t_{op} [s]	t_0 [s]	t_{op} [s]	t_0 [s]	t_{op} [s]	t_0 [s]
1.10 ⁵	0	15	-	15	-	15	-	15	-	15	-	15	-
	10	15	-	15	-	15	-	15	-	15	-	15	-
	20	15	-	15	-	15	-	15	-	15	-	15	-
	30	14,670	-	15	-	15	-	15	-	15	-	19,216	15,318
2.10 ⁵	0	15	-	15	-	15	-	15	-	16,080	15,022	20,107	15,480
	10	15	-	15	-	15	-	15	-	18,401	15,634	24,530	16,227
	20	15	-	15	-	15	-	19,777	16,401	24,497	17,130	32,303	17,800
	30	19,313	17,688	21,376	18,376	24,075	19,070	30,146	20,017	36,724	20,611	47,686	21,193
3.10 ⁵	0	15	-	15	-	15	-	16,720	15,502	20,900	16,270	27,867	16,980
	10	15	-	15	-	17,152	15,983	22,298	17,395	27,872	18,255	37,163	19,069
	20	22,978	20,291	25,602	21,068	28,024	21,808	36,755	22,875	46,120	23,543	59,062	24,223
	30	46,158	35,103	51,413	35,251	58,235	35,730	73,746	36,440	90,496	36,903	116,413	37,373
4.10 ⁵	0	15	-	15	-	16,525	15,716	21,483	17,164	26,854	18,034	35,905	18,864
	10	19,071	17,771	21,554	18,889	24,301	19,865	32,105	21,296	40,021	22,204	53,212	23,099
	20	40,771	32,520	45,438	33,089	51,657	33,651	65,537	34,230	80,573	34,840	105,634	35,444
	30	363,555	143,510	403,657	144,108	471,253	144,305	609,842	144,601	759,980	144,797	1010,211	144,992
5.10 ⁵	0	15,504	15,352	17,571	16,521	20,274	17,608	26,157	19,114	32,946	20,045	43,928	20,940
	10	27,420	23,731	30,833	24,656	35,297	25,561	45,359	26,856	56,218	27,715	74,350	28,294
	20	80,036	57,209	90,417	57,622	103,208	58,034	131,987	58,848	163,164	59,054	215,127	59,459
	30	-	F_0	F_0	F_0	F_0	F_{lim}	F_0	F_{lim}	F_0	F_{lim}	F_0	F_{lim}
6.10 ⁵	0	18,438	17,450	20,897	18,604	24,112	19,691	31,345	21,229	39,182	22,281	52,242	23,161
	10	37,805	31,258	42,434	32,058	48,433	32,844	62,110	33,999	76,866	34,547	101,461	35,395
	20	306,030	150,090	345,633	150,317	397,422	150,544	513,947	150,883	640,183	151,108	850,575	151,332
	30	-	F_0	F_0	F_0	F_0	F_{lim}	F_0	F_{lim}	F_0	F_{lim}	F_0	F_{lim}

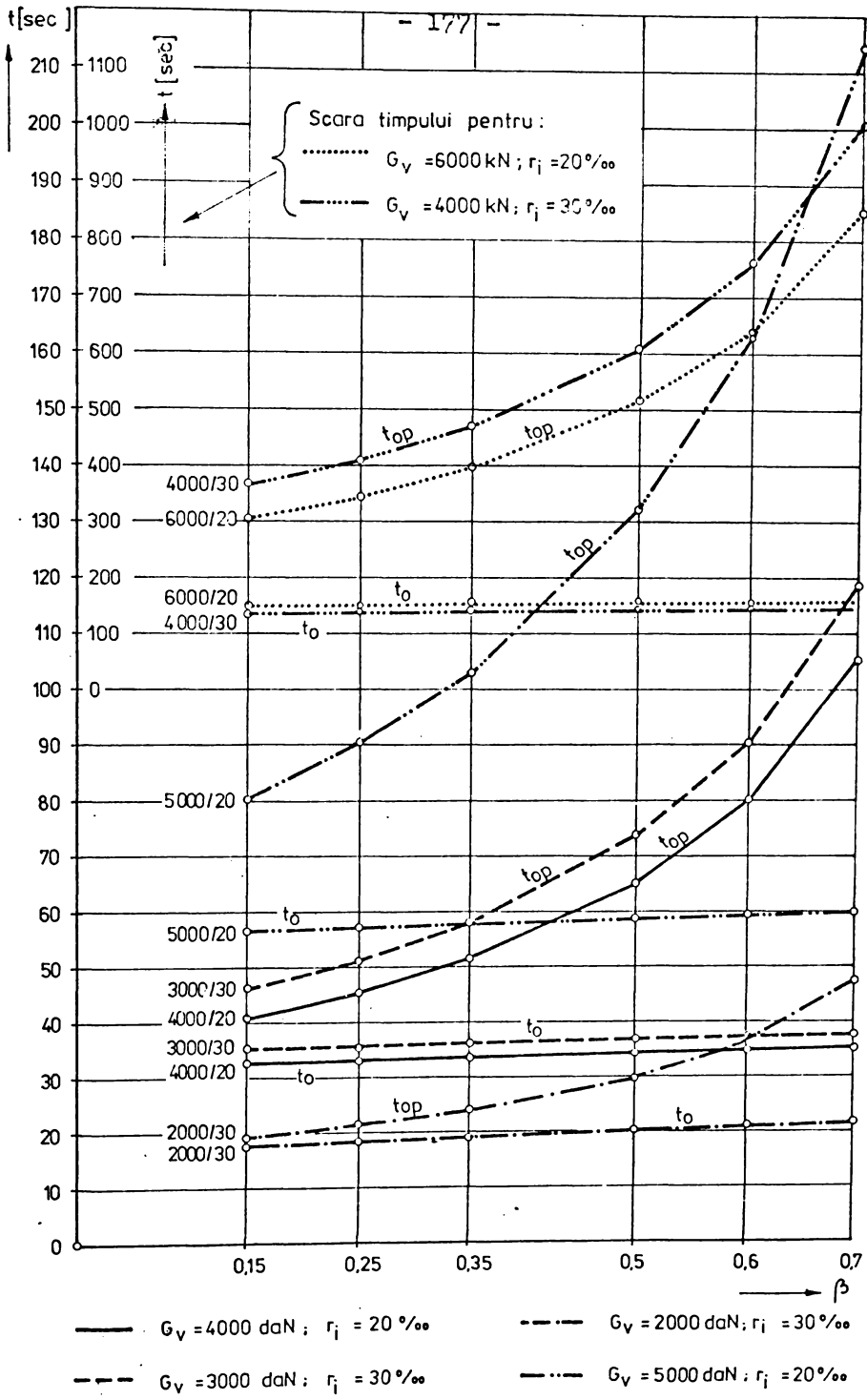


Fig. 6-8 Variația timpului în funcție de β pentru diferite tonaje (G_V) și declivități (r_i) la demarajul „optimizat parțial” (OP) și „optimizat” (O)

diesel cu timpul (tab.5-1), trecuți pe fiecare caracteristică în figura 6-7 rezultă:

a) forța de tracțiune la demaraj pentru $\beta = 0,15$ ajunge pe caracteristicile de tracțiune parțiale în timpi mult mai mici (v.tabolul de pe fig.6-7) decît cei ce ar rezulta din variația liniară $n(t)$, ceea ce ar putea determina o solicitare suplimentară a instalației de comandă;

b) forța de tracțiune $F_{0\text{ dem}}$ pentru $\beta = 0,5$ intersec-tează curbele F_{mk} la timpi apropiați de cei trecuți pe caracte-risticile de tracțiune parțiale (tab.fig.6-7);

c) acești timpi corespunzători intersecțiilor $F_{0\text{ dem}}$ cu F_{mk} cresc cu cît coeficientul β crește, ceea ce înseamnă co-manda într-un timp mai mare decît cel ce rezultă din variația li-niară $n(t)$, adică o solicitare "mai lejeră" a instalației de co-mandă.

2. - cu toate acestea timpii totali de demaraj pînă la ieșirea pe caracteristică de tracțiune exterioară limitată de motor, F_{ml} , la viteza v_I , au valori apropiate (v.ultima coloană tab.fig.6-7). Inseamnă că pentru β mai mare sau mai mic dema-rajul optimizat se face aproximativ în același timp, observație care se prezintă în detaliu în cele ce urmează (tab.6-6 și fig. 6-8).

Explicația constă în faptul că la începutul demarajului (viteza mică) forța de tracțiune este mai mare în cazul coefici-entului β mic, după care ea este mai mică decît $F_{0\text{ dem}}$ corespun-zătoare unui coeficient β cu valoarea mai mare (v.fig.6-7 pen-tru $\beta = 0,15$ și $\beta = 0,5$ sau $0,7$).

Pentru a scoate în evidență optimizarea demarajului rea-lizată prin conducerea corespunzătoare a locomotivei după progra-mul prezentat, se analizează în continuare timpul în care are loc demarajul pînă la ieșirea pe caracteristica exterioară limi-tată de motor.

În tabelul 6-6 se dau valorile timpilor de demaraj în ca-zul demarajului "optimizat parțial" (t_{op}) și în cazul demaraju-lui "optimizat" (t_0), reprezentate în figura 6-8.

Din tabelul 6-6 și figura 6-8 se observă că:

- în cazul demarajului "optimizat" ("O") timpii sînt mai mici față de cei ai demarajului "optimizat parțial" ("O.P"), fapt care s-a și urmărit pentru mărirea eficienței pornirii;

Tabelul 6-7

Programe de comandă ale locomotivei diesel hidraulice CFR 040-DHC

Felul demarării	G _v (KN)	r _f [%] β	t _{des} t _d [sec]	v _d (Km/h) 3,6v _d [m/s]	Coeficientii funcției p _{ac} (t)	
"OP"	2000	0 0,15	0 15,00	17,630	0,5942974.10 ⁻⁷ ; 0,2315393.10 ⁻⁵ ; 0,3226659.10 ⁻⁴ ; 0,209254.10 ⁻³ ;	0,2180288.10 ⁻³ ; 0,1927161.10 ⁻¹ ; 0,2202141.220210
	4000	0 0,15	0 15,00	12,487	-0,8848575.10 ⁻¹¹ ; 0,1705587.10 ⁻⁸ ; -0,1115217.10 ⁻⁷ ; -0,3677912.10 ⁻⁶ ;	-0,3133458.10 ⁻⁵ ; 0,5119806.10 ⁻⁴ ; 0,1677529.10 ⁻² ; -0,1354017.10 ⁻¹ ;
	0	30 0,25	0 15,00	26,520	-0,1266122	0,1154254.10 ⁻² ; -0,3041037.10 ⁻¹ ; 0,5964569; -0,9820854
	1000	30 0,35	0,330 14,670	14,749	0,1865304.10 ⁻³ ; 0,67267494.10 ⁻² ; 0,7621771.10 ⁻¹ ; -0,1030258;	0,0022449
	2000	10 0,5	0 15,00	11,272	-0,8714213.10 ⁻³ ; 0,2005601.10 ⁻¹ ; 0,1005502; 0,1187498	
"O"	3000	30 0,15	6,747 4,850	1,929	-0,1732461.10 ⁻² ; -0,1208029; 0,8185081; 1,673127	
	2000	30 0,25	3,837 2,212	6,503	0,4656278.10 ⁻³ ; -0,3715128.10 ⁻¹ ; 0,4823135; 1,062074	
	4000	10 0,25	0,448 13,055	7,282	0,1382974.10 ⁻² ; -0,3057412.10 ⁻¹ ; 0,1953751; -0,943308.10 ⁻¹ ;	0,8762770
	4000	0 0,35	0 14,543	9,917	0,6454089.10 ⁻³ ; -0,4205942.10 ⁻¹ ; 0,794212; -1,635861	
	3000	20 0,35	3,295 9,159	4,510	-0,8755691.10 ⁻² ; 0,8481121.10 ⁻¹ ; 0,2853775.10 ⁻¹ ; 1,275069	
"0"	5000	0 0,50	0 12,026	5,769	-0,7666466.10 ⁻³ ; 0,2360582.10 ⁻² ; 0,3959516; -0,9917389	
	6000	10 0,50	3,033 8,531	1,929	-0,4067454.10 ⁻² ; 0,5050706.10 ⁻¹ ; 0,3084779.10 ⁻¹ ; 1,227636	

- diferența dintre t_{op} și t_0 crește cu creșterea coeficientului β , ceea ce arată eficiența optimizării mai ales la valori mari ale lui β ;

- din constatarea anterioară rezultă că un demaraj "optimizat parțial" este bine să se facă cu un coeficient β mai mic (acclerație medie mai mare), dacă instalația de comandă permite, avînd în vedere observațiile făcute la analiza figurii 6-7;

- timpul realizat prin demarajul "optimizat" se modifică foarte puțin cu coeficientul β ;

- rezultă că demarajul "optimizat" se face cu acel coeficient " β ", "convenabil" instalației de comandă și nu cu unul impus inițial;

- considerînd și figura 6-4 se observă că la $\beta = 0,15$ curba $p_{ac}(t)$ are o pantă mare la început, după care aceasta se micșorează. În cazul $\beta = 0,5$ variația $p_{ac}(t)$ este cu pantă aproape constantă pe tot domeniul de variație și mult inferioară primului caz, ceea ce înseamnă o comandă mai uniformă a locomotivei.

În tabelele 6-1...6-5 pentru diferite tonaje remorcate în palier sau rampe, au fost dați coeficienții funcției $p_{ac}(t)$ care constituie programul de comandă al locomotivei.

Alte programe de comandă ale locomotivei diesel hidraulice CFR 040-DHC sînt prezentate în tabelul 6-7.

Se observă că în cazul demarajului "optimizat parțial" ("O.P") timpul total de demaraj ($t_t = t_d + t_{des}$) este egal cu timpul minim de acționare al instalației de comandă ($t_t = t_{com\ min} = 15\ sec$, v. tab. 6-6).

La demarajul "optimizat" ("O"), cînd $F_{0\ dem} = F_{cl}$, viteza și timpul total sînt mai mici decît cele corespunzătoare punctului I ($v_d < v_I$, $t_t = t_{des} + t_d < t_I = 15\ sec$).

O parte din programele de comandă ale locomotivei diesel hidraulice CFR 040-DHC au fost prezentate în figurile 6-5, 6-6, 6-3 și 6-4 prin funcțiile $p_{ac}(t)$, $p_{ac}(v)$, $k(t)$ respectiv $n(t)$, alte programe sînt cuprinse în tabelul 6-6.

Acestea respectă toate condițiile analizate și impuse unui demaraj optim și constituie programul de automatizare al demarajului.

Capitolul 7

C O N G L U Z I I

... Tema tezei de doctorat a fost impusă de considerente reale, cerute de exploatarea locomotivelor diesel cu transmisie hidraulică, în scopul îmbunătățirii funcționării lor, măririi competitivității și performanțelor acestora.

... În capitolul 1 sînt analizate caracteristicile limită de tracțiune ale locomotivelor:

* Forța de tracțiune limitată de aderență la demaraj (F_a) este determinată de coeficientul de aderență. Acesta este amplu analizat, începînd cu primele cercetări în domeniu (1852-Poirée), pînă la preocupări de dată mai recentă ale specialiștilor români și străini. În tabelul 1-2 este prezentată o sinteză a coeficienților de aderență folosiți de diferite administrații de cale ferată. Utilizarea aderenței determinată de soluțiile constructive ale locomotivelor și de condițiile locale de aderență este studiată în § 1.1.3.

* Caracteristicile de tracțiune ale locomotivelor cu transmisie hidraulică s-au determinat prin calcul pentru locomotiva 040 DHC pornind de la caracteristicile transmisiilor hidraulice TH2-A obținute la încercarea transmisiei pe ștand (tab.1-5, 1-6) cu considerarea randamentelor mecanice din tabelul 1-4 și a schemei cinematice a locomotivei din figura 1-22. Metoda de determinare a lor are o importanță deosebită prin faptul că se pot astfel cunoaște caracteristicile de tracțiune ale unei locomotive încă din faza de proiectare a acesteia. Caracteristicile de tracțiune obținute s-au comparat cu cele date în literatura de specialitate (fig.1-23) rezultînd o bună concordanță.

În § 1.3 este prezentată importanța caracteristicilor analizate în procesul de dopășire și restabilire a aderenței, la demaraj (fig.1-24, 1-25).

La locomotivele diesel moderne cu puteri specifice instalate mari forța de tracțiune corespunzătoare cuplului motor depășește forța de tracțiune limitată de aderență. Însă nici aceasta nu poate fi realizată din cauza variației sarcinilor pe osii.

În lucrare este prezentat un studiu care se referă la limi-

tarea forței de tracțiune la demaraj datorită descărcării osiilor (cap.2).

Tinând seama de repartizarea cuplului de antrenare pe elementele elastice din lanțul cinematic reductor-roți, cu considerarea rigidităților acestora (§ 2.3) se stabilește forța de tracțiune calculată la limita de patinare (§ 2.4).

Forța limită calculată (F_{lc}), sarcinile pe osii (Q_1) și coeficientul de utilizare a forței de tracțiune (ξ) s-au determinat în 20 variante de calcul (tab.2-3) pentru locomotivele diesel hidraulice CFR 040 DHC și 040 DHB.

Din acestea rezultă modul în care este influențată forța de tracțiune limită la demaraj de configurația geometrică a locomotivei, de rigiditățile din lanțul cinematic al secundarului transmisiei și de coeficientul de aderență.

Tendința de patinare a locomotivelor diesel-hidraulice este demonstrată analitic în § 2.5 și confirmată experimental în § 2.6. Din înregistrările prezentate în figurile 2-16...2-22 a rezultat că relații demonstrate teoretic cum ar fi cele referitoare la tendința de patinare, ordinea de preluare a cuplului de tracțiune de către osiile montate, distribuirea forței de tracțiune între boghiuri, influența vitezei de alunecare asupra coeficientului de aderență au fost confirmate de rezultatele încercărilor experimentale.

În § 2.7 sînt prezentate măsuri constructive în vederea optimizării demarajului. Prin tracțiunea joasă și repartizarea egală a cuplului de tracțiune pe osiile montate (rel.2.57, fig.2-23) se obține utilizarea în proporție de $\xi = 100\%$ a forței de tracțiune limitată de aderență (v.tab.2-12).

O altă măsură constructivă pentru îmbunătățirea demarajului este prezentată în tabelul 2-13 de unde rezultă influența rigidității asupra lui ξ , lucru dovedit și în exploatarea locomotivelor [57].

Pentru studiul posibilităților de demarare ale locomotivelor diesel hidraulice (cap.3) sînt prezentate, după o amplă documentare bibliografică, forțele rezistente la demarajul trenurilor (§ 3.1).

În § 3.2 sînt analizate diferite metode de integrare a ecuației de mișcare a trenului precum și cea propusă de autorul tezei aplicabilă la calculatoarele electronice.

Pentru evaluarea capacității de accelerare a locomotivelor sînt studiate mai multe criterii cu concluzii pentru o analiză riguroasă și aprecieri asupra alegerii criteriului corespunzător de comparație.

Se analizează diferite legi de demarare (cap.4) cu prezentarea condițiilor pe care să le îndeplinească, determinate de valorile maxime prescrise ale parametrilor: $a_{\max p} = 1,3 \text{ m/s}^2$ și $da_{\max p} = 0,6 \text{ m/s}^3$. Acestea au rezultat dintr-un studiu aprofundat al datelor din literatura de specialitate, în scopul eliminării efectelor dăunătoare ale unui demaraj făcut la întîmplare.

În § 4.3 este prezentată legea de demarare propusă în lucrare care este generală; prin particularizarea ei se obțin celelalte legi analizate în § 4.2 (v. tab.4-1).

Rezultatele obținute (tab.4-2...4-5 și fig.4-7...4-9) pentru o mare diversitate de cazuri analizate arată că legea generală propusă respectă toate condițiile impuse și din aceasta, se obțin celelalte legi de demarare analizate.

În studiul destinat demarajului trenurilor după programul adoptat (cap.5) se stabilesc condițiile impuse demarajului trenurilor (§ 5.1) și ecuațiile parametrilor principali ai demarării automate (§ 5.2 și 5.3) în completarea celor din bibliografie [104]

Se propune realizarea demarajului în două variante: "optimizare parțială" ("OP") și "optimizare" ("O") (§ 5.1...§ 5.3).

Tabelul 5-2 conține valorile calculate ale timpului necesar desprinderii trenului din loc și ale accelerațiilor maxime după un procedeu prezentat în § 5.2. Acestea servesc ca date inițiale pentru determinarea variației parametrilor demarajului care sînt prezentați în tabelele 5-2...5-13 și în diagramele 5-4...5-10.

Din analiza lor rezultă că legea de demarare propusă și valorile maxime ale parametrilor demarării sînt respectate atît în cazul demarajului "optimizat parțial" cît și a celui "optimizat" (v. sinteza param. dem. din tab.5-8, 5-9).

Pentru conducerea trenului în vederea realizării legii de mișcare, în capitolul 6 se stabilește programul de comandă al locomotivei exprimat prin ecuațiile $p_{ac}(t)$, $n(t)$ și $k(t)$ sau $p_{ac}(v)$ și $k(v)$.

Metodica determinării acestor funcții s-a aplicat concret la locomotiva diesel hidraulică CFR 040 DHC, rezultatele fiind cuprinse în tabelole 6-1...6-5 și diagramele 6-3...6-6 pentru de-

marajul "optimizat parțial" și "optimizat".

Pentru a evidenția eficiența demarajului "optimizat" în tabelul 6-6 și figura 6-8 sînt prezentați timpii totali de demaraj pînă la ieșirea pe caracteristica de tracțiune exterioară limitată de motor (F_{lm1}).

În finalul capitolului 6 se face o analiză a influenței accelerației medii (prin coeficientul β) asupra curbelor de demaraj și a solicitării instalației de comandă a locomotivei.

O concluzie importantă este aceea că forma de variație în timp a forței de tracțiune la demaraj $F_{odem}(t)$ reprezentată în figurile 5-4 și 6-4 este favorabilă obținerii unei valori medii ridicate a coeficientului de aderență. Aceasta rezultă din lucrările lui Isaev [64], [65] referitoare la studiul influenței procedeelelor de demaraj automat sau manual, a pulsațiilor cuplului motor, a neuniformității forței de tracțiune la demaraj asupra aderenței, considerată ca un fenomen aleatoriu, studiu efectuat pe baza legilor statisticii matematice.

Programele de demaraj date în diagrame sînt completate cu o sinteză prezentată în tabelul 6-7 care este necesară la autotimizarea demarajului.

Principalele contribuții ale autorului în rezolvarea temei sînt:

1. Analiza în detaliu a coeficientului de aderență și a modului de utilizare a aderenței de către diferite tipuri de locomotive.

2. Evaluarea randamentelor mecanice ale transmisiei locomotivei după un studiu aprofundat, ceea ce a permis determinarea prin calcul a caracteristicilor de tracțiune, care au o bună concordanță cu cele obținute experimental.

3. Studiul rolului pe care îl au caracteristicile de tracțiune în procesul de depășire și restabilire a aderenței la demaraj.

4. S-a stabilit o metodă de determinare a variației sarcinilor pe osii și a forței de tracțiune limită calculată, F_{lc} , pentru evitarea patinării roților la demaraj. Aceasta se exemplifică cu aplicare la locomotivele diesel hidraulice CFR 040 DNC și 040 DHB în mai multe variante de calcul pentru analiza influențelor diferiților parametrii.

De o mare importanță pentru studiul demarajului a fost exprimarea prin funcții analitice a forțelor de tracțiune limitate de motor, F_{lm} , sau a forței limită calculată F_{lc} . Acestea au fost determinate cu o precizie mai mică de 1 % față de datele tabelate.

5. S-au efectuat determinări experimentale cu aparatură de măsură complexă, care au confirmat rezultatele obținute teoretic.

6. Pe baza studiului analitic din § 2.7 s-au propus măsuri de optimizare a demarajului referitoare la mărirea lui F_{lc} și ξ care și-au dovedit eficiența [57] în exploatarea locomotivelor.

7. S-a stabilit ecuația de mișcare a trenului și metoda de integrare a acesteia aplicabilă la mijloacele de prelucrare automată a datelor.

8. S-au analizat în detaliu rezistențele la demarajul trenurilor și s-au prezentat criteriile pentru studiul capacității de accelerare a locomotivelor.

9. S-a propus o lege generală de demarare analizată în lucrare din care, prin particularizări, se obțin alte legi de demarare date în literatura din domeniu, prezentate în § 4.2.

Legea generală respectă condițiile impuse în scopul evitării efectelor nocive: suprasolicitarea materialului rulant de cale forată și înrăutățirea confortului călătoriei.

10. S-au stabilit condițiile pe care să le respecte un demaraj optim și ecuațiile care exprimă variația parametrilor demarării automate pentru legea de mișcare adoptată, în completarea celor folosite din literatura de specialitate [104].

11. S-a considerat perfecționarea pornirii realizată în două etape: "optimizare parțială ("OP") și "optimizare ("O"), definite și analizate în capitolul 5. Se precizează faptul că pentru rezolvarea etapei "OP" există puține date în literatura de specialitate [104] iar etapa "O" este originală.

12. Pentru a menține programul de comandă automată în limitele realității s-au considerat următoarele mărimi de control: timpul de comandă minim (pentru etapa "OP") și timpul de ieșire pe caracteristica limită calculată (în cazul demarajului "O"), egal cu cel ce rezultă dintr-o variație liniară $n(t)$.

13. Prin reprezentarea în diagrame a forței de tracțiune la demaraj $F_{odem}(t)$ și $F_{odem}(v)$ se poate urmări traseul forței de tracțiune, etapele de demaraj și analiza lor.

14. S-a stabilit metodologia de determinare a funcțiilor ce exprimă dependența parametrului de comandă al locomotivei (p_{ac}), poziției elementului de conducere (k) și turației motorului diesel (n) de timp pe domeniile: $0 < t < t_{des}$ și $t_{des} < t < t_t$.

Funcțiile obținute: $p_{ac}(t)$, $k(t)$, $n(t)$ constituie programul de comandă al locomotivei pentru realizarea legii de mișcare propusă în vederea realizării unui demaraj cât mai bun. Aceasta este o altă măsură de optimizare a demarajului în continuarea celei prezentate în capitolul 2 (§ 2.7).

15. Se menționează faptul deosebit de important că programul de comandă adoptat realizează forțe de tracțiune la demaraj $F_{odem}(t)$ care au forma de variație (fig.5-4 și fig.6-4) favorabilă obținerii unei aderențe optime [64,pag.769,fig.3].

16. Se evidențiază eficiența demarajului în etapa "optimizat" (tab.6-6 și fig.6-8) și se prezintă recomandări privind utilizarea demarajului "OP" sau "O".

17. Programul de comandă al locomotivei prezentat în diagramele din capitolul 6 este completat cu o sinteză a relațiilor $p_{ac}(t)$ pentru diferite situații de tonaj, declivitate sau accelerație medie, care servesc la automatizarea demarajului.

18. S-a folosit tehnica modernă de calcul fără care rezolvarea temei nu ar fi fost posibilă. Toate calculele s-au efectuat la calculatoarele FELIX C 256 și FELIX C 512 de la Centrul de calcul al I.P."TV".T. prin programare în limbaj FORTRAN.

19. Metodologia de calcul aplicată în lucrare referitoare la: capacitatea de accelerare, integrarea ecuației de mișcare a trenului, legea de demarare generală sau parametrii principali ai demarării precum și programele de calcul pentru calculatoarele electronice au caracter de generalitate putând fi folosite la studiul demarării altor tipuri de locomotive.

20. Cercetările prezentate în teza de doctorat au fost valorificate prin 23 lucrări științifice și 11 contracte de colaborare cu producția cuprinse în bibliografie.

B I B L I O G R A F I E

- Programul directivă de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și introducerea progresului tehnic în pericada 1981-1990 și direcțiile principale pînă în anul 2000. Editura politică, București, 1979.
- Ceaușescu Nicolae, Raport la cel de al XIII-lea Congres al Partidului Comunist Român. Editura politică, București, 1984.
- Ceaușescu Nicolae, Cuvîntare la Congresul științei și învățămîntului. Editura politică, București, 1985.
- 1. Althammer, K., Drehschwingungen an einem mit Kardanwellen symmetrisch angetriebenen Drehgestell. Glass. Ann. (92), nr. 1, 2, 1968.
- 2. Andrews, H. I., The mechanism of adhesion. Rly. Gazette, Anglia, 127, nr. 12-1971.
- 3. Anton, I., Turbine hidraulice. Ed. Facla, Timișoara, 1979
- 4. Anton, V., Popoviciu, M., Fitero, I., Hidraulică și mașini hidraulice.
- 5. Astahov, P. N., O velicine soprotivlenia poezda pri trogani s mosta. Rev. "Tehnika jeleznih dorog", Nr. 5, 1952
- 6. Astahov, P. N., Soprotivlenie dvijeniuiu jelezdorojnogo podvij-nogo sostava. Trudî V. N. I. I. J. T., Vip 311. Moskva, 1966
- 7. Baghirov, D. D., Podbor dvigatelei vnutrennego sgoraniia s ucotom vliianiia neustanovivșegosia rejima nagruzki. Vestnik mašinostroeniia, nr. 7-1971
- 8. Barbu, A., Studiu privind funcționarea în comun a motorului diesel cu transformatorul hidraulic în regim tranzitoriu, uti-lizînd calculatorul electronic analogic. Sesiunea de comunicări științifice, Fac. de transporturi, București, 1979
- 9. Bauer, G., Vereinfachtes Ermitteln des Energieverbrauchs bei Antriebsystemen mit hydraulischer Momentenwandlung. DWT-die Eisenbahntechnik, nr. 5-1973.
- 10. Bernard, M., La dynamique du mouvement des trains SNCF. Direc-tion du Materiel et de la traction, 1971.
- 11. Bîciovskii, A. V., Koefitiente ștopleniia pri vîsokih skorostiah dvijeniia. Vestn. V. N. I. I. J. T., nr. 7-1972.
- 12. Boleanțu, L., Babeu, T., Indrumător de proiectare la mașini de ridicat. I. P. "TV" Timișoara, 1968.
- 13. Boleanțu, L., Dobre, I., Aplicații ale mecanicii solidului de-formabil în construcția de mașini, Ed. Facla, Timișoara, 1978
- 14. Boleanțu, L., Dobre, I., Neguț, N., Dumitru, I., Ieremicu, T., Calculul de rezistență al unui cadru de boghiu. Calculul în-cărcărilor. Revista CFR, Nr. 1/1973
- 15. Borgeaud, G., Achslaständerungen infolge Zugkraft an Lokomo-tiven mit zwei Triebgestellen und Möglichkeiten, sie durch Lastausgleich zu verbessern. Glass. Ann. 89 (1965), Nr. 3, 4, 5, 7.
- 16. Böhm, F., Der Schleudervorgang beim Anfahren und Rangieren mit dieselhydraulischen Kardanwellengetriebenen Lokomotiven, in Glass. Ann. 1960, nr. 6
- 17. Buzdugan, G., Fetcu, L., Radeș, M., Vibrațiile sistemelor meca-nice. Ed. Academiei RSR, București, 1975.

18. Buyse, H., Woitrin, D., Accélération et freinage progressifs des véhicules électriques. Rev. Gén. de l'électricité, 5/1973
19. Bruh, R., L'adhérence et la traction diesel. Conferință ținută la Universitatea tehnică din Praga, 1967
20. Chișiu, A., Matieșan, D., Mădărășan, T., Pop, D., Organe de mașini, E.D.P. București, 1976.
21. Condacse, N., Sebeșan, I., Utilizarea greutății aderente la locomotiva electrică 040-Ec CFR. Sesiunea de comunicări științifice la Facultatea de transporturi București, 1979
22. Cossio, A., L'évolution des dispositifs d'antipatinage. Rev. Gén. des Chemins de fer, nr. 9-1973.
23. Cotoranu, A., Contribuții asupra optimizării tonajelor și vitezelor trenurilor în condițiile exploatarei CFR. Teză de doctorat, I.P. București, 1973
24. Cotoranu, A., Chimu, N., Contribuții la determinarea consumului de combustibil pentru locomotive diesel-hidraulice. Simpozion transporturi, automatizări, Galați, 1983.
25. Curtius, N.W., Kniffler, A., Neue Erkenntnisse über die Haftung zwischen Treibrad und Schiene. Elektrische Bahnen, 1950, Heft 9
26. Crudu, I., Ștefănescu, I., Panțuru, D., Palaghian, L., Reducătoare cu roți dințate. Atlas. E.D.P., București, 1981.
27. David, I., Contribuții la studiul procesului de comutare a treptelor de viteze hidraulice la locomotivele diesel. Teză de doctorat, I.P. "TV" Timișoara, 1976.
28. David, I., Neguț, N., Oscilații torsionale în sistemul transmisie hidrodinamică-axie, la locomotivele diesel. Conferința de "Vibrații în construcția de mașini", Timișoara, 1975
29. Demetru, I., Studiul mișcării trenurilor. Ed. transporturilor și telecomunicațiilor, București, 1965
30. Djonson, R., Paravoz. Izd. "Mașghiz", 1947
31. Doinaru, L., Contribuții la studiul procesului de reglare a motorului cu aprindere prin compresiune în sarcină variabilă. Teză de doctorat, Institutul Politehnic București, 1970
32. Domnin, T.A., Postroenie elektronnoi modeli, prednaznachennoi dlia issledovaniia rezhimov bucsovaniiia toplovoza. Izvestia VUZ Elektromehanika, nr. 4-1968.
33. Dungan, M., Contribuții la studiul frînării hidrodinamice a locomotivelor. Teză de doctorat, I.P. "TV" Timișoara, 1979
34. Feulner, A., Der Zusammenlauf von Dieselmotoren und hydrodynamischen Getrieben in Schienenfahrzeugen. ETR, Nr. 5-1974
35. Flader, D., Theoretische Zugkraftermittlung für dieselhydraulische Lokomotiven an Hand absoluter Getriebekennlinien. Deutsche Eisenbahntechnik an 18, 1970, Nr. 11
36. Flatau, H.L., Das Henschel-Standard-Diesellokomotiv-Programm DHG 300 bis 1200, Glass. Ann., Nr. 2/1975.
37. Frelov, A.N., Botmanov, B.V., Soprotivlenie vagonov pri akativanii k gorki. Izd. "Tranzjeldorizdat" 1939.
38. Friederich, F., Schlupfmessung als Teilproblem zur automatischen Zug- und Bremskraftregelung von Schienenfahrzeugen, in Glass. Ann., Nr. 2, 3, 1970
39. Gaide, M., Senac, G., Perspectives nouvelles en matière d'adhérence des locomotives diesel-électriques. Rev. générale des chemins de fer, febr., 1967
40. Gareau, M., Cours de traction électrique (trad. din limba franceză). Ed. transporturilor și telecomunicațiilor, 1962
41. Gavrilenko, K., Manevrovio kacestva toplovozov s gidropere-dacei. Jeleznodorojní transport, 7/1971.

42. Gavrilenco, B.A., Semiciastnov, I.F., Ghidrodinamiceschie mufti i transformatori. Moskva "Maşinostroenie" 1969.
43. Gheorghiu, C.E., Filipescu, A., Hatnag, A., Babescu, Gh., Curs de matematici speciale, I.P. "TV" Timişoara, 1980
44. Gladigau, A., Untersuchung über die Achsentlastung bei elektrischen Lokomotiven mit zweiachsigen Drehgestellen. Elektrische Bahnen, Heft 7, Juli 1961.
45. Groşanu, I., Mecanica. Vol. I, II, I.P. "TV" Timişoara, 1986
46. Gudkov, A.Y., Oprodelenie optimalnih karakteristik sistem pitania i pitatelinih nasosov ghidropredaci. Vestnik vsesoiuznogo naucino, Nr. 2/1971-
47. Guillon, M., Etude et determination des systèmes hydrauliques. Paris, Dunod, 1961.
48. Hanke, H., Das Zusammenwirken von Verbrennungsmotor und Drehmomentwandler (I), Olhydraulik und Pneumatik, nr. 10-1968.
49. Hanke, H., Das Zusammenwirken von Verbrennungsmotor und Drehmomentwandler (II). Olhydraulik und Pneumatik, nr. 6-1969.
50. Helberg, G., Sperling, E., Verfahren zur Beurteilung der Laufeigenschaften von Eisenbahnwagen. Rev. Organ, Nr. 12, 1941.
51. Hentsche, K., Forderung and moderne schienengebundens Nahverkehrsfahrzeuge. Rev. Deutsch Eisenbahntechnik, Nr. 4, 1969.
52. Herbertz, R., Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Föttinger-Getrieben. Konstruktion, nr. 25-1973.
53. Hirsch, I., Contribuţii la studiul cinematicii şi dinamicii instalaţiilor de foraj diesel-hidraulice. Teza de doctorat, Institutul de petrol şi gaze, Ploieşti, 1976.
54. Hoancă, V., Motoare termice de tracţiune. Vol. I, II, I.P. "TV" Timişoara 1975.
55. Hoancă, V., Influenţa oscilaţiilor proprii verticale ale locomotivei diesel hidraulice de tip LDH 125, LDH 70 şi LDH 35, constr. Uz. 23 August, asupra calităţii de rulare. Lucr. ses. şt. ale ISCT, Bucureşti, 23-25 oct. 1969.
56. Hoancă, V., Muntean, G., Turoş, Gh., Calculul consumului de combustibil la locomotiva 060-DA prin metoda grafică. Comunicare la Ses. tehn.-şt. Dir. reg. CFR Craiova, 1974.
57. Holban, H., Contribuţii la studiul fenomenelor de patinaj ale locomotivelor diesel cu transmisii hidrodinamice şi stabilirea procedeelor optime de detectare şi evitare. Teză de doctorat, I.P. "TV" Timişoara, 1974.
58. Horn, P., Winkler, A., Zur energie-optimalen Zugsteuerung und Fahrplanmodifikation. Die Eisenbahntechnik 26, 1973, nr. 8
59. Horovitz, B., Reductoare şi variatoare de turaţie. Editura tehnică, Bucureşti, 1963.
60. Horst, W., Moderne 16 2/3 Hz - Triebzuge der Baureihe 280 für den S - Bahnverkehr Deutschen Reichsbahn. Rev. Eisenbahnpraxis, nr. 2, 1974.
61. Horvath, K., Über die Bedeutung des Ruckes und der zeitlicher Änderung der Beschleunigung der Schienenfahrzeuge. Transportation Engineering, Vol. 1, Nr. 1, 1973.
62. Hramov, I.V., Rascetno experimentalnii metod islodovania perehodnih protosov avtotraktornih dizelei. Avtomobilnaia Promişlenosti, 2/1965.
63. Ioanisiyan, A.J., Le problème du choix de la vitesse optimale des trains de voyageurs remorqués par des locomotives. Rail International, Franţa, 3, nr. 1-1972.

64. Isaev, I.P., Le coefficient d'adhérence considéré comme la conséquence d'un phénomène transitoire et aléatoire d'adhérence entre les roues d'une locomotive et les rails. Rail Internat., Belgia, 7/1973.
65. Isaev, I.P., L'emploi du calcul de probabilités pour prévoir les chances de réaliser les tonnages limités de trains de marchandises grâce aux ordinateurs. Rail International, Belgia, nr.7/1976.
66. Kalker, On the rolling contact of two elastic bodies in the presence of dry friction - Disert., 1967, Delft.
67. Karamchandani, K.C., Nailescu, L., Steel wheel and rail friction - creep simulation phenomena. Departament of Mechanics. Chicago, 1975.
68. Keller, R., Hydrodinamische Getriebe für Schienenfahrzeuge. Glass. Ann., RFG, 94, nr.6-1970.
69. Kickbusch, E., Föttinger-Kupplungen und Föttinger Getriebe. Berlin. Göttingen Heidelberg - Verlag, 1963.
70. Kirillovskii, Iu.L., Iaremonko, O.V., Raschiot razgona sistemî s ghidrodinamiceskoi muftoi. Vestnik Maşinostroi., nr.4-1963.
71. Koffmann, J.L., Lokomotivachlasten der Einfluss der unabgefederten Massen. Glass. Ann.9/1973.
72. Kofman, G.P., Avtomatizatiya upravleniya podvižnim sostavom gorodskogo elektriceskogo transporta. Moskva, 1959.
73. Kolerus, J., Notwendige Bedingungen zur Vermeidung stationären Stick-Slip-Schwingungen in Lokomotivantrieben. Glass. Ann., nr.10, 1973.
74. Kolerus, J., Stabilitätsbedingungen zur Vermeidung von Stick-Slip-Schwingungen in Lokomotiv-Antrieben. Glass. Ann., 3, 1975.
75. Kononenko, L.F., Opredelenie parametrov crutilinnoi sistemî s ghidroporedacei. Izv. Vuz. Maşinostroenie nr.2-1970.
76. Kopáček, C.Sc., Experimentelle Bestimmung der Übergangskennlinien hydraulischer Antriebe. Öl. und Pneum., 4, 1963.
77. Kother, H., Verlauf und Ausnützung des Haftwertes zwischen Rad und Schiene bei elektrischen Triebfahrzeugen, in "Elektrische Bahnen" 1940, nr.12
78. Kovacs, Fr., Cojocaru, G., Manipulatoare, roboți și aplicațiile lor industriale. Ed. Pacla, Timișoara, 1982
79. Kraft, K., Die Haftreibung. "Elektr. Bahnen" RFG, 39, Nr. 6, 7, 8, 9
80. Krause, Mechanisch chemische Reactionen bei der Abnutzung von SP 60, V2A und Manganstahl. Disert., 1966, Aachen
81. Krettok, O., Wo stehen wir in der Erforschung des Kraftschlusses. Glass. Ann., nr.1, 1973.
82. Kulikov, N.K., Opredelenie optimalnih režimov dvigatelja v nubrenego sgoroniâ s ghidradinamiceshim transformatorom. Avtomobilnaia Promișlenosti, Nr.2-1953.
83. Kulikov, N.K., K raschetu odnostupeciatogo ghidrodinamiceskogo transformatora na režime maksimalnogo k.p.d. Avtomobilnaia i traktornaia promișlenosti, nr.3-1953.
84. Kurzeli, I.A., Raschiot razgona sistemî s ghidrodinamiceskim transformatorom. Vestnik maşinostroenia, Nr.5/1968.
85. Kurzeli, I.A., Pin, G.E., Raschiot razgona sistemî dvigateli ghidrotransformator. Vestnik maşinostroenia, Nr.9/1971.
86. Kurzeli, I.A., Raschiot toplivoi oeconomicnosti avtomobilna s ghidrodinamiceskoi poredacei na ustnovivšijsia režimah dvijenija. Avtomobilnaia promișlenosti, Nr.5, 1959
87. Ladanyi, O., Stand der Technik in der Kraftübertragung bei Dieselhydraulischen Lokomotiven. Glass. Ann., 7/8, 1971.

88. Lapidus, V.I., Petrov, V.A., Ghidromehanicăskie perodaci avtomobilei. Moskva, Maşghiz, 1961.
89. Laptov, Iu. N., Pokolov, N.I., Ciastotnie karakteristiki kompleksnogo gidrotransformatora. Vestn. Maşinostr. 8, 1973.
90. Lehmann, S., Automatische Fahr- und Bremssteuerung der Triebfahrzeuge und Automatisierung von Betriebsvorgängen in Zügen. Elektrische Bahnen, RFG, 43, nr.2-1972.
91. Lehmann, S., Energiewirtschaftliches Fahren bei Stadtschnellbahnen. Elektrische Bahnen, Heft 29, 1968, Nr.1.
92. Lehmann, S., Ermittlung von Fahrzeiten und Energiekennwerten mit digitalen Rechenanlagen. ZEV, Glass. Ann., 4, 1965.
93. Lichtenstein, E., Die automatische Fahr- und Bremssteuerung für den Intercitytriebzug ET 403. Elektr. Bahn. 7-1972.
94. Lomonosov, Iu. V., Tiagovîe rascioti. Izd. Odessa, 1915
95. Metzkow, H., Untersuchung der Haftungsverhältnisse zwischen Rad und Schiene beim Bremsvorgang. Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, Nr. 13, Juli, 1934.
96. Mezei, I., Diesel-mozdonnyal tovabbitot vonatok inditasa. Vasut, Nr. 6/1970.
97. Minov, K.A., Povişenie tiagovîh svoistv electrovozov i teplovozov s electricesci peredaci. Moskva. Izd. "Transport" 1965
98. Mocanu, D.R., Brateş, M., Calcule de rezistenţă cu specific feroviar. Vol. I, II. Ed. Căilor ferate, 1957.
99. Moser, R., Massnahmen in der elektrischen Triebfahrzeuganrüstung zur bestmöglichen Ausnützung der Adhäsion zwischen Rad und Schiene, in Glass. Ann., 1968, nr. 7/8.
100. Muntoan, G., Calculul tractiunii trenurilor şi frâne automate. Ed. did. şi ped., Bucureşti, 1964.
101. Müller, A.B., Reibungsverhältnisse bei Grosslokomotiven, in Elektrische Bahnen, 1928.
102. Narbut, A.N., Ghidrotransformatori, Moskva, Maşinostr., 1966.
103. Narbut, A.N., Rejimî roboti ghidrodinamiceshih peredaci. Avtomobilnaia promişlenosti, 2/1965.
104. Neagu, Al., Contribuţii la studiul regimului tranzitoriu la demararea locomotivei Diesel electrice o6oDAL în condiţiile automatizării demarajului. Teză de doctorat. I.P. Buc., 1974.
105. Negrea, F., Contribuţii la optimizarea conducerii, caracteristicilor funcţionale şi calităţilor de tracţiune la locomotivele electrice de curent monofazat cu redresoare statice. Teză de doctorat. I.P. Bucureşti, 1972
106. Neguţ, N., Metodă analitică pentru determinarea configuraţiei geometrice a transmisiilor cu arbori cardanici la locomotivele diesel-hidraulice, la circulaţia în curbe. Vedecká konferencia-Vysoká Škola doprava v Ziline 1973.
107. Neguţ, N., Asupra caracteristicilor transmisiilor hidrodinamice. Referat nr.1 - plan individual doctorat
108. Neguţ, N., Influenţa transformatorului Föttinger asupra consumului de combustibil. Referat nr.2 - plan indiv.doct.
109. Neguţ, N., Modificarea caracteristicilor motorului diesel de transmisie hidraulică. Referat nr.3 - plan indiv.doct.
110. Neguţ, N., Comportarea la pornire a transformatorului Föttinger. Referat nr.4 - plan individual doctorat
111. Nichita, Gh., Locomotiva diesel hidraulică de 1250 CP. Revista Căilor Ferate, nr.2-1969.
112. Nichita, Gh., Contribuţii la studiul funcţionării în comun a grupului motor diesel-cuplaj hidraulic-cutie de viteze şi vehicul de cale ferată. Teză de doctorat. I.P. Buc., 1970

113. Nouvion, M., Bernard, M., Connaissances nouvelles sur l'adhérence des locomotives électriques. Rev. Gén. des Chemins de fer, mars 1961.
114. Panikin, N. A., Grebeniuk, P. T., Filimonov, A. M., Obščie svoistva rasprastranenia vozmuščenii v poezde pri dvijuščenaiia ih istocinike. Vestnik V. N. I. I. J. T. Nr. 2/1976.
115. Panikin, N. A., Grebeniuk, P. T., Peršin, V. Ia., Timoșuk, A. I., Rasprastranenie predelnih sil i uskorenii v poezde pri nelineinih uprugo-viazkih svieziak. Vestnik V. N. I. I. J. T. 2, 1975
116. Pielmuș, M., Contribuții privind cunoașterea funcționării sistemului de comandă și de reglare al motoarelor diesel 12 LDA-28 și 6 LDA-28, în cazul reducerii necomandate a sarcinii. Revista Căilor Ferate, nr. 10-1970.
117. Pielmuș, M., Contribuții teoretice și experimentale la cinetostatica regulatorului mecanic al motorului diesel 12 LDA-28 de pe locomotiva diesel-electrică 060-DA din parcul CFR. Teză de doctorat: Inst. Politehnic București, 1972.
118. Ponomarenko, Iu. F., Ispitanie ghidroperedaci. Moskva. Mașinostroenie, 1969.
119. Popa, Al., Locomotive și automotoare cu motoare termice. E. D. P. București, 1984.
120. Popa, Al., Comanda și reglarea automată a vehiculelor de tracțiune feroviară. Centrul de docum. și public. tehn. M. T. Tc., 1974
121. Popa, Al., Chimu, N., Cotoranu, A., Stabilirea metodologiei pentru determinarea randamentului locomotivei diesel-hidraulice 040 DH raportat la obada roților motoare, cu aplicare la locomotiva 040 DHC de 1250 C.P. Plan ISCT, cod 32.43.1973
122. Popa, Al., Chimu, N., Neagu, Al., Tracțiunea trenurilor. Ed. didactică și pedagogică, București, 1965.
123. Popa, Al., Cotoranu, A., Optimizarea tonajelor și vitezelor trenurilor de marfă remorcate cu locomotive diesel hidraulice din punct de vedere al capacității de transport. Revista transporturilor și telecomunicațiilor nr. 4/1975.
124. Popa, Al., Nichita, Gh., Cotoranu, A., Contribuții la încercarea transmisiilor hidraulice pe stand. Rev. CFR, 6, 1972.
125. Popa, Al., Nichita, Gh., Trogubleac, T., Funcționarea în comun a motorului diesel cu transformatorul hidraulic și vehiculul de cale ferată. Buletinul I. P. "Gh. Gheorghiu-Dej" București, nr. 6/1972.
126. Popescu, G., Sisteme de tracțiune - tendințe de construcție și criterii de comparație. București, Ed. CFR, 1957
127. Popescu, A., Rezistențele la înaintare ale materialului rulant. Ses. com. șt. de la Fac. de transporturi, București, 1979.
128. Popescu, N., Puterea de accelerare a locomotivei 060-EA de 5100 KW. Revista CFR, Nr. 8/1971.
129. Popov, G. V., Traits caractéristiques du fonctionnement conjugué du moteur diesel et de la transmission hydraulique. Rail International, 5/1972.
130. Popoviciu, G., Boboc, I., Optimizarea conducerii trenurilor în vederea reducerii consumului de energie. Revista transporturilor și telecomunicațiilor, anul VI, 1979, Nr. 6.
131. Prokofiev, V. N., Ghidravlicheskie peredaci kolésnih i gusenichnih mašin. Moskva. Obsourghiz, 1960.
132. Rahn, Th., Zugkraftübertragung und Reibschwingungen im Sekundärsystem dieselhydraulischer Lokomotiven mit Kardanwellenantrieb, Archiv für Eisenbahntechnik, Folge 27, November 1972.
133. Reinfeld, H., Einfluss des Ruckes auf den Anfahr- und Bremsweg. Verkehr und Technik, 1968, Heft 12.

134. Rosenfeld, V.P., Isaev, I.P., Sidorov, N.N., *Electricitatea* Tiaga. Moskva. Izd. "Transjeldorizdat", 1962
135. Schmidt, E.C., Marquis, F.W., The effects of cold weather upon train resistance and tonnage rating. University of Illinois bulletin, Nr.59, 1912.
136. Schmidt, G., *Energiioptimale Fahrprogramme für Schienenfahrzeuge*. Eine Behandlung des Problems mit Hilfe der modernen Optimierungstheorie. ZEV Glass. Ann. 93, Heft 9, 1969.
137. Scimarella, C., Năilescu, L., Study of friction and creep between steel wheels and rail. Dep. of Mechanics, Chicago, 1976
138. Semiciastnov, I.F., *Ghidrauliceskie peredaci teplovozov*. Moskva, Maşghiz, 1961.
139. Semiciastnov, I.F., Golovanov, S.S., *Vibor gidrotransformatorov i gidromuft dlia gidroperedaci teplovozov*. Moskva. Maşinostroenie, 1965.
140. Semiciastnov, I.F., Büttner, S., *Hydraulische Getriebe für Schienenfahrzeuge*. Berlin, VSB Verlag Technik, 1958
141. Semiciastnov, I.F., Scuev, V.B., Rudnev, V.S., *Islodovanie vliinia tipa harakteristiki puscovovo gidrotransformatora na razgonie cacastva teplovoza s gidraulicescoi peredaci*. "Tr. Mosk. in-t. inj. jel-dorojn. transport", 1979; Nr.627
142. Silaş Gh., Groşanu, I., *Mecanica*, E.D.P. Bucureşti, 1981
143. Silaş, Gh., Groşanu, I., Brîndeu, L., *Influenţa variaţiilor acceleraţiilor asupra mişcării sistemelor elastice*. Bul. şt. şi tehn. al I.P.T. Soria Mecanică, Tom 24(38), Nr.1/1979
144. Spannhake, W., *Hydrodynamics of the Hydraulic Torque Converter*. SAE Jurnal, August 1949.
145. Steiner, B., *The limits of adhesion*. The Rail. Gaz. 4, 1967.
146. Sulea, P., Vagoane, Vol. I, II, I.P. "TV" Timişoara, 1975.
147. Şadikian, V.S., *Volicinî soprotivlonia vagonov pri traganii s mesto*. Rev. Jeleznodorojnii transport, Nr.12, Moskva, 1953
148. Şarcoiko, P.M., Sereda, V.T., *Ghidravlicheskie peredaci teplovozov*, Transjeldorizdat Moskva, 1963.
149. Sişkin, K.A., *Teplovozi*. Moskva, Transjeldorizdat, 1960.
150. Taran, Tr., *Contribuţii la studiul influenţei temperaturii lichidului de lucru al transmisiei cu transformator hidrodinamic de cuplu asupra caracteristicilor de tracţiune ale locomotivei diesel-hidraulice*. Teză de doctorat, Inst. Politehnic "TV" Timişoara, 1974.
151. Taran, Tr., Lie, A., *Patinarea şi consecinţele ei la locomotivele de mare putere*.
152. Tolkaciev, A.V., *O cislennom metode resenia uravneniia dvijeniiia poezda*. In: Vestnic VNIIT, URSS, 31, Vol.7, 1972.
153. Tross, A., *Die Mechanismus der Reibung*. Glass. Ann. Nr.5/1962, Nr.11/1962, Nr.6/1963, Nr.7/1963.
154. Tross, A., *Der Kraftschluss zwischen Rad und Schiene*. Glass. Ann., Nr.10/1969.
155. Turbuţiu, Gh., *Calculul pornirii şi influenţa numărului de trepte reostative, asupra acceleraţiei la vehicule electrice de curent continuu*. Bucureşti, Rev. "Electrotehnica" nr.1, 1955
156. Turcu, I., *Contribuţii la pornirea cu acceleraţie variabilă a tramvaielor*. Teză de doctorat. I.P. "TV" Timişoara, 1967
157. Turcu, I., David, G., Fuchs, W., *Studiul cinematic al pornirii cu acceleraţie variabilă la trenuri de mare viteză*. Revista Transporturilor şi Telecomunicaţiilor, nr.4/1976.

158. Ursu, C., Neguț, N., Contribuții la studiul calității de rulare a locomotivelor diesel la demaraj și la circulația cu viteze mari. Conferința de "Vibrații în construcția de mașini" Timișoara, 1975.
159. Ursu, C., Neguț, N., Influența parametrilor constructivi ai locomotivelor diesel cu suspensie dublă asupra calității de rulare. Conferința "Vibr. în constr. de mașini" Timișoara, 1975
160. Verbeeck, M., Connaissances actuelles de l'adhérence et de son utilisation. Rail Internat. Belgia, 5/1973
161. Verșinski, S. V., Prodolnaia dinamika vagonov v gruzovih poezdov. Moskva, Izd. "Transjoldorizdat", 1957
162. Vinogradov, O. G., Rasciot perehodnih režimov raboti teplovoza s gidroperedacii. Vestnik, V.N.I.I.J.T., 6, 1966.
163. Vlad, I., Hirsch, I., Proda, I., Partenio, St., Popovici, A., Unele rezultate privind comportarea grupurilor de forță Diesel-hidraulice ale instalațiilor de foraj la mersul în gol și în sarcină, pe baza cercetărilor experimentale. Studii și cercetări de mecanică aplicată, nr.2-1973
164. Weber, H., Untersuchungen und Erkenntnisse über das Adhäsionsverhalten elektrischer Lokomotiven. Schweizerische Bauzeitung 83, Jg. Heft 48, 1965
165. Wende, D., Bewertung des Beschleunigungsvermögens von Schienen-triobfahrzeugen. Deutsche Eisenbahntechnik, an 16, 1968, nr.5
166. Winkler, E., Leser Sagen ihre Meinung. Der Operative Dienst, nr.3, 1965.
167. Wolf, A. M., Ustroistva bezoposnosti i kontrol. J.- d. tranSp. URSS, nr.1, 1973
168. Zăgănescu, I., Locomotive și automotoare cu motoare cu ardere internă. E. D. P. București, 1968
169. Zăgănescu, I., Locomotive și automotoare cu motoare termice. Editura did. și pod., București, 1972
170. Zăgănescu, I., Hoancă, V., Utilizarea greutateii de aderență la locomotivele diesel-electrice cu referire specială la locomotiva CFR 060 DA. Bul. șt. și tehn. I. P. T., Tom 9(23), 1964
171. Zăgănescu, I., Hoancă, V., Neguț, N., Utilizarea greutateii de aderență la locomotiva electrică CFR 060-BA. Buletinul tehnico-științific Brașov, Tom I, Vol. I, 1973
172. Zăgănescu, I., Neguț, N., Determinarea parametrilor demarării automate a locomotivei diesel hidraulice CFR 040-DHC. Conferința "Vibrații în construcția de mașini", Timișoara, 1980
173. Zăgănescu, I., Neguț, N., Determinarea sorajului optim al sistemului roată-osie la locomotivele CFR 060-BA. Simpozionul de Mecanisme și Transmisii mecanice, Roșița, 1976, vol.6
174. Zăgănescu, I., Neguț, N., Limitarea forței de tracțiune pentru evitarea patinării roților la demarajul locomotivei cu transmisie hidraulică. Conferința "Vibrații în construcția de mașini", Timișoara, 1980
175. Zăgănescu, I., Neguț, N., Mijloace pentru optimizarea forței de tracțiune la demarajul locomotivelor diesel-hidraulice. Conf. "Vibr. în constr. de mașini", Timișoara, 1980
176. Zăgănescu, I., Neguț, N., Sarcinile care acționează pe fusurile osiilor la frînarea electrică a locomotivei 060-BA. Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Roșița, 1976
177. Zăgănescu, I., Neguț, N., Stabilirea suspensiei optime la locomotiva diesel hidraulică de 2400 CP. Lucr. ses. șt. a. cadr. did. și stud. din cadrul festiv. naț. "Cântarea României", 1977

178. Zăgănescu, I., Neguț, N., Studiul patinării locomotivei diesel hidraulice CFR 040-DHC la demaraj. Al III-lea simpozion național de tensometrie, Timișoara, 28.IX-1.X.1983
179. Zăgănescu, I., Neguț, N., Studiul procesului de accelerare al sistemului motor diesel-transformator hidraulic cu ajutorul calculatoarelor electronice cifrice. Lucr. ses. șt. a c. did. și stud. din cadrul festiv. naț. "Cîntarea României" 1977
180. Zăgănescu, I., Neguț, N., Tendința de patinare la demaraj a locomotivelor diesel hidraulice. Conferința "Vibrații în construcția de mașini" Timișoara, 1980
181. Zăgănescu, I., Neguț, N., Utilizarea calculatorului electronic cifric la studiul posibilităților de accelerare ale locomotivelor cu transmisie hidraulică. Lucr. ses. șt. a c. did. și stud. din cadrul festiv. naț. "Cîntarea României", 1977
182. Zăgănescu, I., Neguț, N., Variația parametrilor de reglare ai instalației de comandă la demararea automată a locomotivei diesel hidraulice CFR 040-DHC. A IV-a Conferință de "Vibrații în construcția de mașini" Timișoara, 26-27 oct. 1982
183. Zăgănescu, I., Neguț, N., Chelu, P., Pornirea cu accelerație variabilă a vehiculelor de cale forată. Lucr. ses. șt. a c. did. și stud. din cadrul festiv. naț. "Cîntarea României", 1977
184. Zăgănescu, I., Ursu, C., Gligor, T., Neguț, N., Studiul oscilațiilor orizontale ale locomotivelor diesel-hidraulice tip B-B Bul. șt. și tehnic IPT, Tom 14(28), fasc. 2-1969
185. Zăgănescu, I., Popa, Al., Taran, T., Transmisii hidraulice utilizate pe locomotive diesel. Editura transporturilor și telecomunicațiilor, București, 1970
186. Zăgănescu, I., Popescu, C., Posibilități pentru mărirea puterii locomotivelor diesel. Revista CFR XIV, nr. 10, 1966
187. Zglăvută, E., Reglarea turației motoarelor diesel de pe LDH. Revista Căilor Ferate, nr. 9-1969
188. Zimarikov, B. D., Locomotivom upravliaet avtomat. Elektriceskaia i teplovoznaia tiaga, nr. 7-1973
189. Yershkov, O. P., Lvov, A. A., Kartzev, V. Y., Valeurs admissibles des accélérations non compensées et de leur variation en fonction du temps sur les lignes ferroviaires à grande vitesse. Rail International, Mai 1979
190. x x x Automatic Control of Wheel-Slip and Sliding. Indian Railway Gazette, Nr. 12/1968
191. x x x Indrumător calcule de tracțiune. M. T. Tc, I. S. C. T., București, 1971
192. x x x Krauss-Maffei bietet in Kürze den automatischen Pilot für Lokomotiven. Eisenbahn Ingenieur, 4/1973
193. x x x Locomotive diesel-hidraulice (Cartea tehnică). Uzina "23 August" București, 1967
194. x x x Metodă automată de apreciere pentru determinarea calității mersului vagoanelor. Revista "Glass. Ann." 12, 1961
195. x x x Pravila tiagovih rasciotov dlea poezdnoi rabotî. Moskva. Izd. "Transport" 1969
196. x x x Transmisie hidraulică cu două convertizoare tip TH2 (Cartea tehnică). Uzina "Hidrodinamica" Brașov, 1969
197. x x x Calculul boghiului tip Diamond construit după normele americane AAR (protocol 1 - faza 1974). Contract 17200/16.XII.1974, Beneficiar I. V. Arad
198. x x x Calculul boghiului tip II, după normele americane AAR (protocol 2 - faza 1975). Contract 17200/16.XII.1974, Beneficiar I. V. Arad

199. x x x Calculul boghiului Y25-Cs. Contract nr.3491/1.III.1971, U.V.Arad
200. x x x Determinarea parametrilor statici optimi ai suspensiei locomotivei diesel pentru asigurarea stabilității de mers la o viteză de circulație dată (protocol 1 - faza 1972) 4198/18.III.1972, M.I.C.M.U.E.
201. x x x Influența materialului roților și osiilor, a factorilor de formă și de crestătură asupra procesului de presare a roților monobloc fabricate de I.O.B.Balș. Contract nr.8282/17.VI.1974, I.O.B.Balș
202. x x x Influența oscilațiilor datorită fenomenului de stick-slip asupra ruperilor de torsiune ale osiilor locomotivelor electrice 060-EA. Contract 211/75
203. x x x Influența oscilațiilor verticale asupra stabilității circulației cu viteze mari a locomotivelor diesel-electrice CFR 060-DA (protocol 2/1973), 4198/18.III.1972 M.I.C.M.U.E.
204. x x x Studiul asupra suspensiei primare echipament de rulare la LDH 2400 CP - RDG. Contract nr.223/2.IX.1975 Beneficiar ICPEH Reșița
205. x x x Studiul caracteristicilor elastice ale amortizoarelor cuplelor automate pentru vagoane export Brazilia. Contract nr.249/3.XI.1975, Beneficiar: I.V.Arad
206. x x x Studiul formării locurilor plane în bandaje la locomotivele electrice 060-EA. Contract nr.15111/13.X.1974, I.C.P.E.H.R.
207. x x x Studiul ramei boghiului la LDH 2400 CP - RDG. Contract nr.225/2.IX.1975, Beneficiar: I.C.P.H.R.Reșița
208. x x x Studiul regimurilor de funcționare a locomotivelor diesel cu transmisie hidraulică. Contract nr.5976/1972, M.I.C.M.C.

C U P R I N S

INTRODUCERE	1
Capitolul 1	
CARACTERISTICI LIMITA DE TRACTIUNE	3
1.1. Forța de tracțiune limitată de aderență la demaraj..	3
1.1.1. Coeficientul de aderență	4
1.1.2. Valori ale coeficientului de aderență	12
1.1.3. Utilizarea aderenței	18
1.2. Caracteristicile de tracțiune ale locomotivelor cu transmisie hidraulică	20
1.2.1. Parametrii transmisiei hidraulice	20
1.2.2. Parametrii caracteristicilor de tracțiune ...	24
1.3. Rolul curbelor $F_0(v)$ și $F_0(\Delta v)$ în procesul de depășire și restabilire a aderenței	36
Capitolul 2	
LIMITAREA FORTEI DE TRACTIUNE LA DEMARAJ DATORITA	
DESCARCARI OSIIILOR	39
2.1. Descărcarea statică a osiilor	40
2.1.1. Variația statică a sarcinilor pe osii datorită rotirii cutiei	40
2.1.2. Variația statică a sarcinilor pe osii datorită rotirii boghiurilor	42
2.1.3. Variațiile statice totale ale sarcinilor pe osiile montate	42
2.2. Variația sarcinilor pe osii produse de solicitările dinamice și mersul în rampe	44
2.3. Repartizarea cuplului de antrenare pe osiile montate	46
2.4. Determinarea forței de tracțiune la limita de patinaj pentru locomotivele diesel hidraulice o40 DHC și o40 DHB	50
2.5. Tendința de patinare a locomotivelor diesel hidraulice	64
2.6. Determinări experimentale	69
2.7. Îmbunătățirea coeficientului de utilizare a forței de tracțiune	77

Capitolul 3

POSSIBILITĂȚILE DE DEMARARE ALE LOCOMOTIVELOR

DIESEL HIDRAULICE	81
3.1. Forțele rezistente la demarajul trenurilor	81
3.1.1. Rezistența specifică la smulgerea din loc în aliniament și palier	82
3.1.2. Rezistența specifică la smulgerea din loc în rampe sau pante și rezistența specifică la accelerare	84
3.1.3. Rezistența specifică la mersul după smulgerea din loc	87
3.1.4. Rezistențele specifice la mersul stabilizat în aliniament și palier	88
3.2. Stabilirea și integrarea ecuației de mișcare a trenului	90
3.3. Capacitatea de accelerare a locomotivelor	96

Capitolul 4

LEGI DE DEMARARE	105
4.1. Parametrii demarării	105
4.2. Legi de demarare	107
4.3. Legea generală de demarare	110
4.4. Rezultate obținute	117

Capitolul 5

DEMARAJUL TRENURILOR DUPĂ PROGRAMUL STABILIT	125
5.1. Condiții impuse demarajului trenurilor	125
5.2. Stabilirea parametrilor principali ai demarării automate pentru regimul de mers "optimizat parțial" ("OP")	126
5.3. Variația parametrilor demarajului	134
5.4. Parametrii principali ai demarării automate pentru re- gimul de mers "optimizat" ("O")	143

Capitolul 6

COMANDA LOCOMOTIVEI PENTRU REALIZAREA LEGII DE MIȘCARE	161
6.1. Stabilirea programului de comandă al locomotivei	161
6.2. Rezultate obținute în cazul locomotivei CFR 040 DHC	162

Capitolul 7

C O N C L U Z I I	181
BIBLIOGRAFIE	187
C U P R I N S	197