

INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VUIA” TIMISOARA  
Facultatea de Mecanica

Ing. IOAN SEBESAN

## TEZA DE DOCTORAT

Contribuții la studiul influenței fenomenului de stick-slip asupra  
caracteristicilor de tracțiune ale locomotivelor diesel cu transmisie  
în curent alternativ – curent alternativ

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA  
BIBLIOTECA CENTRALĂ

Nr. Inv. 623.990

Dulap 181 Lit. C

Conducător științific  
Prof. ement ing. IOAN ZAGANEȘ

## C U P R I N S

	I N T R O D U C E R E . . . . .	4
Cap.1.	STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND FENOMENUL DE STICK-SLIP LA LOCOMOTIVE. . . . .	10
	1.1. Apariția oscilațiilor de stick-slip la locomotive. . . . .	10
	1.2. Cercetări privind stick-slipul la locomotive. . . . .	15
	1.3. Stick-slipul la locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ. . . . .	16
Cap.2.	VARIATIA SARCINILOR PE OSIILE LOCOMOTIVEI. . . . .	24
	2.1. Variația sarcinilor de natură statică. . . . .	24
	2.2. Variația sarcinilor de natură dinamică. . . . .	28
	2.3. Stabilirea variației sarcinilor pe osi la demaraj și mers pentru locomotiva 060-EA de 5100 kW. . . . .	30
Cap.3.	ECUAȚIILE DE MISCARE ALE SISTEMULUI DE ANTRENARE AL LOCOMOTIVEI. . . . .	37
	3.1. Stabilirea ecuațiilor de mișcare. . . . .	37
	3.2. Studiul stabilității mișcării sistemului de antrenare. . . . .	44
	3.3. Determinarea expresiilor analitice ale caracteristicilor coeficientului de frecare dintre roată și șină și a cuplului motorului de tracțiune. . . . .	55
	3.4. Calculul amplitudinilor oscilațiilor de stick-slip. . . . .	60

Cap.4.	INFLUENȚA OSCILAȚIILOR DE STICK-SLIP ASUPRA CARACTERISTICILOR DE TRACȚIUNE ALE LOCOMOTIVELOR DIESEL CU TRANSMISIE ÎN CURENT ALTERNATIV-CURENT ALTERNATIV...	76
4.1.	Influența oscilațiilor de stick-slip asupra forței de tracțiune. . . . .	77
4.2.	Influența oscilațiilor de stick-slip asupra coeficientului de suprasarcină al motorului electric de tracțiune. . . . .	83
4.3.	Influența oscilațiilor de stick-slip asupra sistemului de reglare al locomotivei. . . . .	87
4.4.	Influența stick-slipului asupra oscilațiilor torsionale ale osiei locomotivei. . . . .	90
Cap.5.	VERIFICĂRI EXPERIMENTALE PE STAND ȘI PE LOCOMOTIVĂ. . . . .	93
5.1.	Standul pentru cercetarea experimentală a fenomenului de stick-slip. . . . .	93
5.2.	Efectuarea și prelucrarea măsurărilor efectuate pe stand. . . . .	98
5.2.1.	Determinarea experimentală a caracteristicii coeficientului de frecare roată-șină. . . . .	99
5.2.2.	Determinarea experimentală a forțelor de frecare, a cuplului în osie și în arborele motorului asincron în cazul producerii stick-slipului. . . . .	100
5.3.	Verificări experimentale pe locomotivă. . . . .	109
5.4.	Analiza comparativă a rezultatelor obținute pe cale teoretică și experimentală. . . . .	111
Cap.6.	CONCLUZII ȘI PARTI ORIGINALE . . . . .	115
6.1.	Concluzii și propuneri . . . . .	115
6.2.	Părți originale . . . . .	116
	BIBLIOGRAFIE . . . . .	11
	ANEXA . . . . .	

## INTRODUCERE

După cum se cunoaște, la viteze mici de alunecare, deci în special la demarajul locomotivelor, în condițiile frecării uscate dintre roată și șină, mișcarea poate fi însoțită de anumite intermitențe sau sacadări, fenomen cunoscut în literatura de specialitate sub denumirea de stick-slip (din engleză lipește-alunecă, după STAS R 8069-67 „alunecare cu intermitențe”).

Cercetarea fenomenului de stick-slip la locomotive constituie o problemă deosebit de importantă datorită efectelor nocive asupra elementelor sistemului de antrenare precum și prin înrăutățirea caracteristicilor de tracțiune, deci prin perturbarea mersului locomotivei.

Problema micșorării efectelor oscilațiilor de stick-slip este de mare actualitate odată cu creșterea în ultimii ani a puterii locomotivelor diesel cu transmisie electrică.

Tendențele actuale în transportul feroviar de mărire a tonajului remorcat precum și creșterea continuă a vitezelor de circulație, în scopul micșorării costului transportului, au pus problema măririi corespunzătoare a puterii instalate pe locomotivele înzestrate cu motoare termice.

În ultimii ani s-au realizat motoare diesel de tracțiune de 4000 CP și 1500 rot/min. La locomotivele diesel înzestrate cu astfel de motoare nu se mai poate însă utiliza transmisia în curent continuu atât din cauza gabariturii cât și a comutației /40/.

La o mașină de curent continuu cu colector cu înfașurare

paralel-simplă, puterea se poate exprima sub forma:

$$P = \frac{\pi}{2} e_m A D \quad (1)$$

unde:

$e_m$  reprezintă tensiunea medie între lamele;

$A$  -amperi conductori pe unitatea de lungime periferică de indus;

$D$  -diametrul indusului.

Punînd în evidență și turația mașinii  $n$  (rot/min), se obține:

$$P \cdot n = \frac{1}{2} \lambda e_m A v_c \quad (2)$$

în care:

$\lambda$  - este raportul dintre diametrul indusului și al colectorului;

$v_c$  - viteza periferică a colectorului.

Tinînd seama de valorile limită practice pentru parametrii din relația (2) și anume:

$$\lambda = 1,4 \dots 1,5$$

$$e_m = 18 \dots 20 \text{ V}$$

$$A = 5 \cdot 10^4 \dots 6 \cdot 10^4 \text{ A/m}$$

$$v_c = 50 \dots 60 \text{ m/s}$$

rezultă că produsul  $P \cdot n$  are valoarea limită:

$$P/\text{KW} / \cdot n / \text{rot/min} / = 2,7 \cdot 10^6 \quad (3)$$

Conform relației (3), pentru generatoare de curent continuu rezultă puteri maxime de ordinul 1800 ... 2700 kW, corespunzător turațiilor 1500 ... 1000 rot/min.

De asemenea, generatorul de curent continuu este cu 40 % mai greu decît generatorul de curent alternativ, la aceeași putere nominală.

Aceste valori limitative impun renunțarea la transmisia

Electrică folosind generatorul principal de curent continuu și înlocuirea acestuia cu un generator de curent alternativ, ajungându-se astfel la soluția actuală de a utiliza, pe locomotivele cu motoare diesel de mare putere, transmisii electrice în curent alternativ, deocamdată cu motoarele de tracțiune de curent continuu, ca de exemplu locomotivele construite în SUA cu motor diesel de 3000 ...3600 CP la turația de 900 rot/min, în Franța locomotivele Alstom cu motor diesel A.G.O de 4000 CP la 1350 rot/min. ca și locomotivele de 3000 CP și 4000 CP construite la Electroputere Craiova.

Deoarece pericolul comutației evitat în cazul adoptării generatorului în curent alternativ, apare totuși în continuare la motoarele electrice de tracțiune în curent continuu, în viitorul apropiat va trebui neapărat introdusă la locomotivele diesel transmisia în curent alternativ-curent alternativ.

Transmisii electrice în curent alternativ-curent alternativ (fig.1) prevăzute cu generator sincron și motoare asincrone trifazate pentru tracțiune cu convertizoare statice de frecvență, sînt de dată relativ recentă, menționîndu-se printre realizări locomotiva experimentală „Hawk” a firmei Brush cu puterea de 1400 CP /57/ și locomotiva germană DE Henschel-BBC de 2500 CP /5/, /53/.

Alte avantaje ale acestui tip de transmisie sînt următoarele:

- creșterea randamentului la toate vitezele de mers datorită posibilității de reglare a frecvenței și tensiunii de alimentare a motoarelor asincrone de tracțiune și realizării astfel a unei caracteristici forță de tracțiune-viteză foarte apropiată de caracteristica ideală, hiperbola de putere constantă;

- greutate redusă pe unitate de putere datorită generato-

ralul sincron și motoarelor asincrone de tracțiune;

- conducere simplă a locomotivei, viteza de mers fiind comandată de controler printr-un generator de impulsuri la sistemul de comandă și reglare;

- siguranță în funcționare ridicată și cheltuieli de reparație și exploatare mici datorită construcției simple și lipsei colectoarelor la generatorul principal și motoarele electrice de tracțiune.

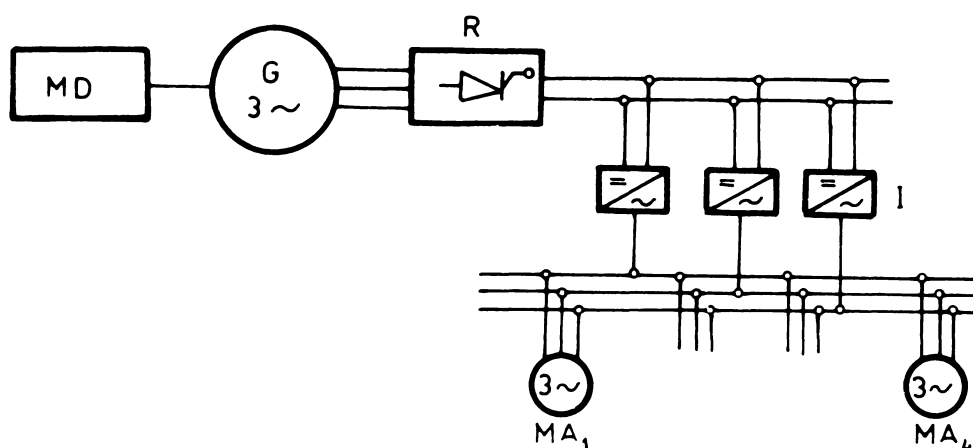


Fig.1. Schema de principiu a unei locomotive diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ.

MD-motor diesel; G-generator sincron; R-instalația de redresare; I-invertor;  $MA_1 \dots MA_4$  - motoare electrice asincrone de tracțiune.

Si în țara noastră problema utilizării pe locomotive a transmisiilor în curent alternativ-curent alternativ este în prezent în atenția atât a căilor ferate cât și a uzinelor constructoare de locomotive.

Problema stick-slipului la locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ nu a fost tratată până în prezent în nici o lucrare de specialitate.

În general nici la celelalte tipuri de locomotive nu s-a făcut un studiu complet al acestui fenomen, cercetările limitându-se la studii experimentale sau la studii teoretice aproximative bazate pe efectele stick-slipului asupra părților mecanice al.

sistemului de antrenare al locomotivei.

Intrucît cercetările efectuate pe plan mondial asupra fenomenului de stick-slip au caractere particulare, care se referă la anumite soluții constructive, nu rezultă care este aspectul problemei dincolo de soluția studiată. De asemenea, nu s-a pus în evidență influența transmisiei locomotivei și a celorlalți parametri asupra acestui fenomen.

S-a constatat că în principal în perioada demarajului locomotivei și la mersul în viteză constantă în condițiile în care locomotiva remorcă tonaje mari, în rampe mari, performanțele acesteia sînt influențate în mare măsură de apariția fenomenului de stick-slip.

Cu excepția unor recente studii pexperimentale efectuate și pe locomotive electrice cu motoare asincrone de tracțiune O R E (Office de Recherches et d'Essais de l'Union Internationale des Chemins de fer) pînă în prezent nu a fost studiată influența stick-slipului asupra forței de tracțiune a locomotivelor diesel.

Tinînd seama de considerațiile de mai sus, rezultă că lucrarea de față aduce o contribuție importantă și necesară la studiul oscilațiilor de stick-slip la locomotive și stabilește influența acestor oscilații asupra caracteristicilor de tracțiune ale locomotivelor diesel cu transmisie în curent alternativ,



ca motoare de tracțiune asincrone, locomotive ce se impun în viitorul apropiat, precum și a mijloacelor necesare pentru micșorarea efectelor nocive ale acestora.

Cap.1. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND  
FENOMENUL DE STICK-SLIP LA LOCOMOTIVE.

1.1. Apariția oscilațiilor de stick-slip la locomotive.

La mișcarea sistemului elastic de antrenare a osiei motoare a locomotivei sub influența frecării uscate apar de multe ori, ca fenomene secundare, oscilații de stick-slip a căror cauză primară rezidă în caracteristica forței de frecare roată-șină și a forței de tracțiune la periferia roților motoare ale locomotivei.

În general forța de tracțiune limitată de aderență este mai mică decât forța de tracțiune ce ar putea fi realizată la periferia roților motoare de către motorul electric de tracțiune.

În cazul locomotivelor puternice de astăzi, alunecarea roții motoare pe șină, datorită depășirii forței limitate de aderență de către forța de tracțiune, provoacă în sistemul de antrenare al locomotivei oscilații de stick-slip a căror amplitudine crește continuu și care pot atinge valori periculoase cu efecte nocive asupra sistemului de antrenare al locomotivei, înrăutățind în același timp caracteristicile de tracțiune ale acesteia.

Variația în timp a vitezei de alunecare a roții la producerea stick-slipului, determinată experimental /48/, se poate urmări în fig.1-1.

Acest fenomen s-a observat mai de mult la mașinile unelte în procesul de așchiere /39/ având ca urmare deteriorarea suprafețelor. În ultimul timp fenomenul a apărut și la o serie de locomotive de mare putere din Austria, R.F.G. și la locomotivele C.F.R., diesel hidraulice și electrice 060 EA de 5100 kW.

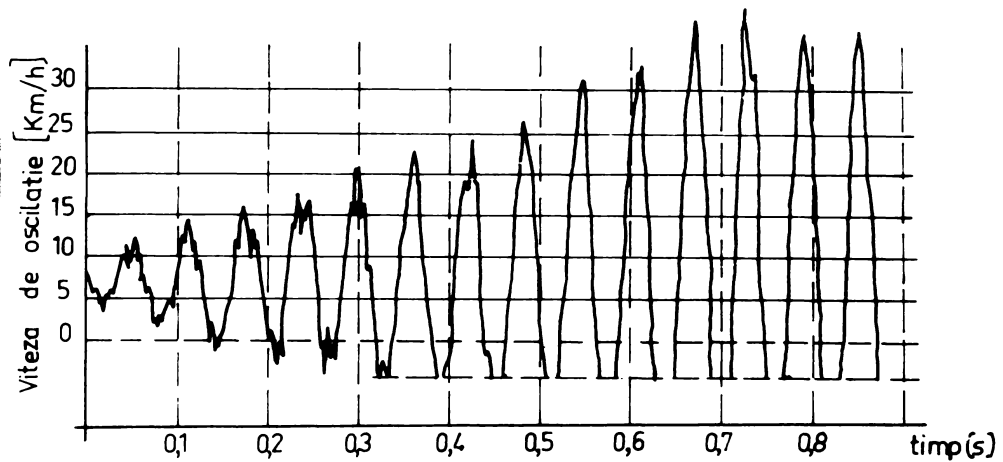


Fig.1-1. Variația vitezei de alunecare a roții la producerea stick-slipului (măsurători făcute de H.Schroter și A.Schonenberger cu locomotiva DL 261/115).

Aceste oscilații sînt influențate de sarcina pe osie, momentele de inerție ale maselor din sistemul de antrenare, de rigiditățile și amortizările din sistem, de variația coeficientului de frecare roată-șină și a forței de tracțiune în funcție de viteza de alunecare.

În general oscilațiile care apar sub influența frecării prezintă forme de manifestare diferite (fig.1-2) în funcție de viteza de alunecare /23/. /28/. /40/. /61/.

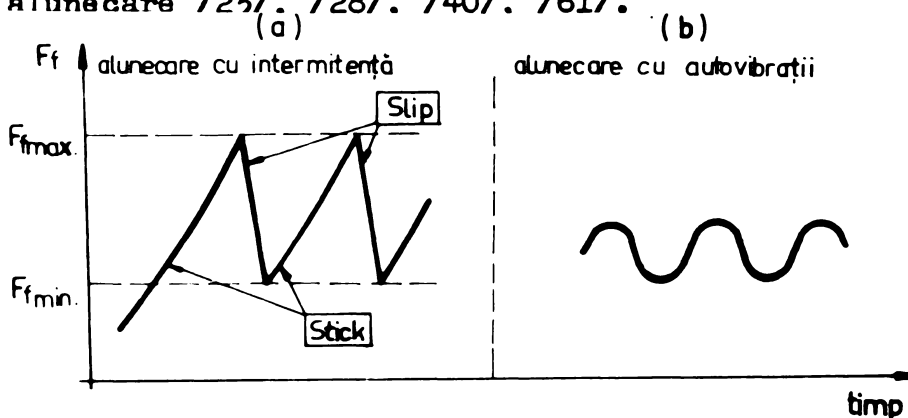


Fig.1-2. Forme de manifestare ale oscilațiilor (a) - alunecare cu intermitență (stick-slip); (b)-alunecare cu autovibrații.

Astfel la viteze mici de alunecare (a) mișcarea prezintă o fază de aderență și o fază de alunecare (alunecare cu intermitență) acestea formînd împreună o perioadă a oscilației, forța de

frecare variind între valoarea maximă  $F_{f_{max}}$  limitată de aderență și o valoare minimă  $F_{f_{min}}$  corespunzătoare coeficientului de frecare la viteza maximă de alunecare, iar va viteze de alunecare mari (b) mișcarea va fi cu autovibrații.

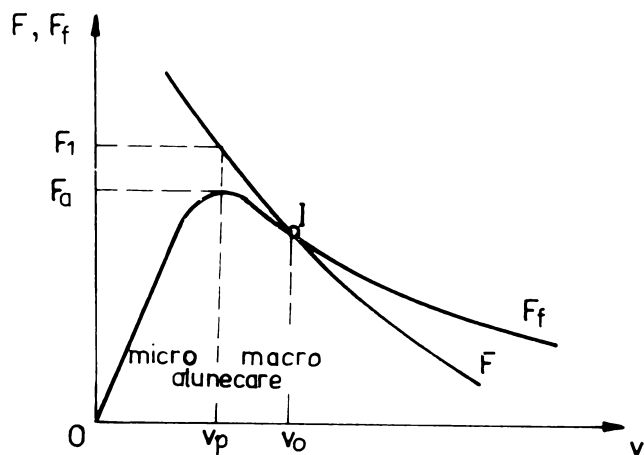


Fig.1-3. Caracteristicile forțelor date de motor și frecare la periferia roții la patinare.

Valorile forțelor  $F_a$  (forța de aderență) și  $F_1$  la viteza  $v_p$  care delimitează zonele de micro-alunecare și de macro-alunecare influențează mărimea amplitudinilor de oscilație /3/, /43/, /59/, /61/, /62/.

Producerea fenomenului de stick-slip la locomotive poate fi explicată în felul următor: cuplul motorului electric de tracțiune produce o torsionare a arborelui elastic „de torsiune” al acestuia și a osiei; în momentul în care forța de tracțiune la periferia roților depășește valoarea forței limitate de aderență, adică  $F_1 > F_a$  (fig.1-3), roțile încep să patineze cu accelerarea elementelor sistemului de antrenare. Concomitent are loc o detensionare a elementelor elastice din sistemul de antrenare și o micșorare a forțelor la periferia roților pînă în punctul I cînd are loc egalitatea celor două forțe. În continuare mișcarea se oprește, aderența se restabilește și odată cu aceasta crește și cuplul motorului electric de tracțiune după care acesta produce depășirea aderenței iar mișcarea

Condiția pentru apariția oscilațiilor de stick-slip este ca forța dată de motor  $F$  și forța de frecare  $F_f$  la periferia roților motoare ale locomotivei să prezinte caracteristici descendente (fig.1-3) cu creșterea vitezei de alunecare  $v$ , între pantele  $K_F$  și  $K_{F_f}$  ale acestor forțe existînd relația  $K_F < K_{F_f}$

se repetă.

Apariția stick-slipului mai este determinată de o anumită valoare a raportului dintre mărimea coeficientului de aderență  $\mu_a$  și cea a coeficientului de frecare cinetic  $\mu_v$  și anume atunci când  $\mu_a / \mu_v = 1/40, /62/$ , valoarea acestui raport depinzând foarte mult de starea suprafeței șinelor (fig.1-4).

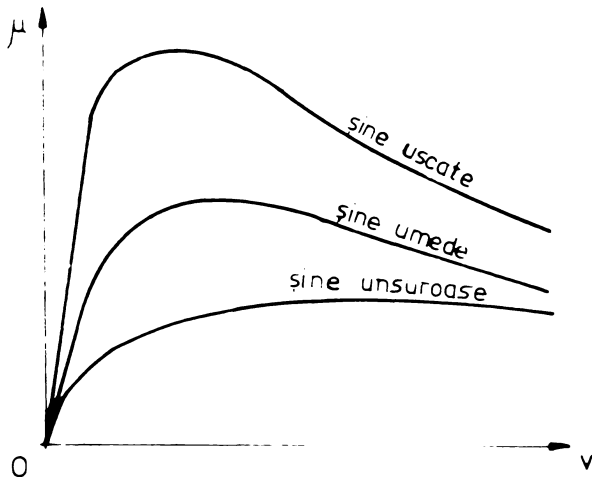


Fig.1-4 Caracteristicile coeficientului de frecare  $\mu(v_a)$  pentru diferite stări ale șinelor.

Asupra coeficientului de aderență roată - șină deci și asupra stick-slipului o influență deosebită o au și o serie de factori dinamici, cei mai importanți fiind /38/:

- reacția elastică a suspensiei; sub efectul șocurilor verticale mărimea suprafeței de contact se modifică cu variațiile sarcinii pe

- greutatea nesuspendată a locomotivei de care depinde șocul dintre roată și șină;
- calitatea căii de rulare în deosebi sub aspectul elasticității.

Influența acestor factori face ca coeficientul de aderență  $\mu_a$  să scadă cu viteza de mers  $V$  a locomotivei după cum se poate vedea în fig.1-5 în care s-a reprezentat și curba coeficientului de frecare la patinare în funcție de viteza de alunecare  $v_a$  (domeniul macro-alunecărilor), /57/.

În exploatarea locomotivelor diesel s-a constatat că depășirea forței limitate de aderență este posibilă la demaraj datorită tonajelor mari și accelerației necesare pentru atingerea unei viteze de regim a trenului prescrisă sau, în cazul tonajelor mari remor-

cate pe rampe mari.

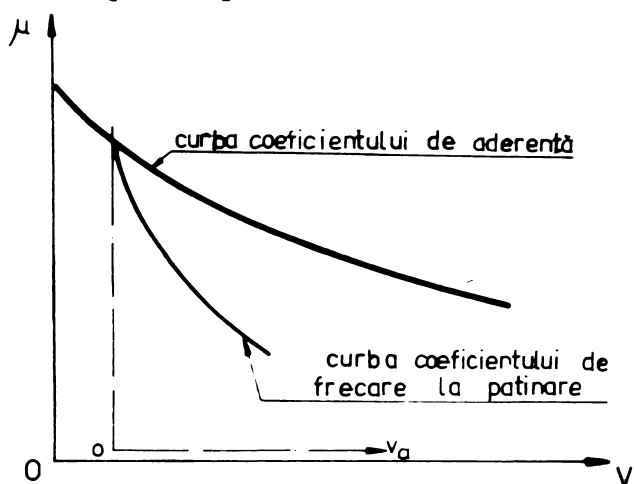


Fig.1-5. Variația coeficientului de aderență în funcție de viteza de mers și a coeficientului de frecare la patinare.

efortului între treptele de demaraj 1 și 1' (fig.1-6), cât și prin alura curbei forței dată de motor aplicate roții care patinează.

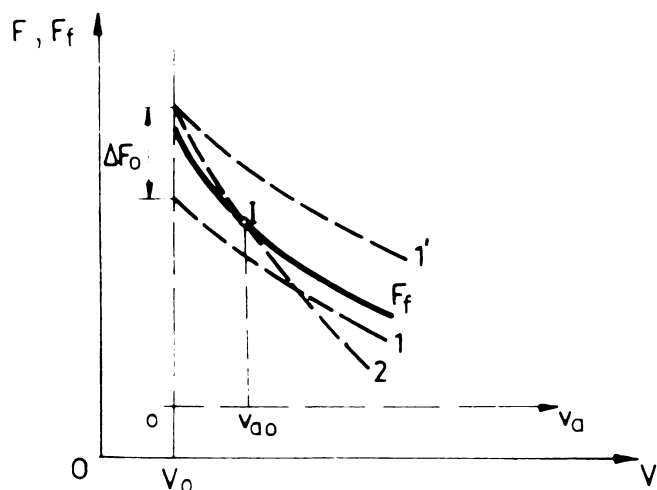


Fig.1-6. Influența alurii caracteristicii motorului electric de tracțiune, reduse la periferia roții motoare, asupra stick-slipului.

Cînd locomotiva trece peste o porțiune de cale unde coeficientul de aderență este mai redus, anumite osii motoare pot să-și sporească viteza de alunecare și să înceapă să oscileze, procesul oprindu-se de îndată ce condițiile de aderență se restabilesc.

Partea electrică a locomotivei influențează fenomenul de stick-slip prin variație  $\Delta F_0$  a

Dacă această curbă (1') are o pantă mai mică decît caracteristica forței de frecare roată-șină (linie plină), forța dată de motor va fi tot timpul superioară forței de frecare, rezistente, viteza de alunecare va crește iar dacă nu se trece pe o treaptă inferioară de mers (1) ambalarea osiei poate deveni periculoasă.

Dacă panta curbei este mai mare (2) atunci viteza de alunecare este limitată la valoarea

$v_{a0}$  corespunzătoare intersecției I a caracteristicilor. Panta mare a caracteristicii motorului influențează favorabil funcționarea sistemului de antrenare al locomotivei la patinarea roților în

cauza micșorării amplitudinilor de oscilație /3/, /61/, /52/

Modul în care se face reglarea vitezei locomotivei influențează producerea patinării osiei, deci și stick-slipul (fig.1-7), această problemă constituind obiectul a numeroase studii efectuate

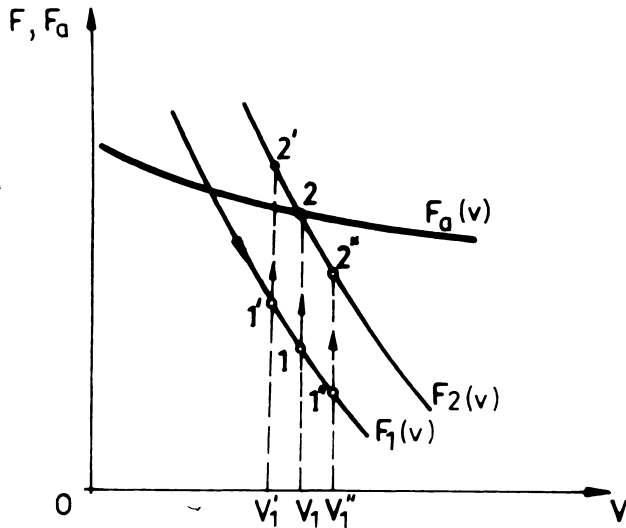


Fig.1-7. Influența modului de reglare a vitezei asupra stick-slipului.

mai ales la locomotivele electrice de mare putere /3/, /27/, /61/.

Funcționarea teoretică ideală a locomotivei la limita de aderență (pe caracteristica  $F_a(V)$ , corespunde comutării de pe caracteristica de tracțiune  $F_1(V)$  pe caracteristica  $F_2(V)$  la momentul limită corespunzător vitezei  $V_1$ .

Cum însă comanda nu se poate face riguros la momentul amintit ci mai devreme sau mai târziu, la trecerea de pe o caracteristică pe alta în sens crescător, pot apare două situații:

a) trecerea în avans ( $1' - 2'$ ) - cu cât trecerea se face mai devreme cu atât saltul de forță de tracțiune peste limita de aderență este mai mare și va determina producerea patinării;

b) trecerea tardivă ( $1'' - 2''$ ) - cu cât întârzierea este mai mare cu atât forța de tracțiune este mai mică, sub limita de aderență, dar și accelerația vehiculului va scădea.

Din cele arătate mai sus rezultă necesitatea unui sistem automat de reglare a forței de tracțiune, sau o reglare în trepte foarte mici, care să nu ducă la salturi mari a forței de tracțiune peste limita de aderență /10/, /11/, /57/.

## 1.2. Cercetări privind stick-slipul la locomotive.

Până în prezent sînt foarte puține lucrări în ceea ce

priveste studiul oscilațiilor de stick-slip la locomotiva datorită dificultăților legate de fenomenele de frecare dintre roată și șină. Variația coeficientului de frecare uscată constituie dificultatea majoră în studiul oricărui fenomen de frecare, numărul parametrilor de care depinde coeficientul de frecare fiind de aproximativ patruzeci /12/, mulți dintre ei fiind interdependenți. Dar, dacă este relativ ușor de a caracteriza acești parametri (sarcină, viteză, temperatură, natura și starea micro-geometrică a structurilor superficiale,...) din contra este practic imposibil de a determina cu precizie valoarea și acțiunea acestor parametri asupra fenomenului frecării. Orice proces de frecare provoacă, de fapt, o acțiune mecanică intensă între particulele suprafețelor în contact, deci o importantă generare de energie calorică. Rezultă că, la demararea vehiculului, se produc modificări profunde atât a suprafețelor cât și a mediului.

Imposibilitatea de a stăpîni aceste evoluții și de a le caracteriza, este de fapt, cauza pentru numărul restrîns de studii efectuate pînă în prezent, în acest domeniu, de altfel foarte răspîndit, a vibrațiilor generate și întreținute prin frecare.

Problema stick-slipului la locomotive a constituit recent obiectul unor studii teoretice și experimentale atât la căile ferate din R.F.G., Austria cât și la C.F.R. Studiarea acestui fenomen la locomotive a fost determinată în special de apariția unor fisuri și chiar ruperi ale osiilor ca urmare a sarcinilor mari pe osii și creșterii puterii locomotivelor din ultimii ani.

Primele locomotive la care s-au observat pentru prima oară efectele nocive datorită stick-slipului au fost locomotivele cu transmisie hidraulică /26/ iar ulterior la locomotiva electrică 060-EA de 5100 kW /27/.

Se pot cita o serie de cercetări mai importante la care au ajuns cercetătorii care s-au ocupat de problemele legate de patinarea



roților motoare pe șine în special la demarajul locomotivei.

Astfel F. Böhm /7/ arată că oscilațiile torsionale ale arborilor cardanici ai locomotivelor hidraulice, oscilații care apar la patinarea roților la demaraj, se datoresc stick-slipului și determină amplitudinile de oscilație prin integrarea ecuațiilor de mișcare cu metoda grafo-analitică a lui Liénard considerând sistemul cu un singur grad de libertate.

Theo Rahn /43/ arată influența variației sarcinilor pe osii asupra stick-slipului tot la locomotivele diesel hidraulice precum și influența rigidității arborilor cardanici. Folosește același model matematic ca și F. Böhm iar coeficienții de frecare dintre roți și șine îi consideră constanți, ceea ce constituie o abatere grosolană față de realitate..

Datorită fenomenului de stick-slip s-au observat sollicitări torsionale importante în osiile locomotivelor noastre hidraulice construite la uzinele 23 August. Problema acestor oscilații precum și introducerea unor dispozitive pentru micșorarea amplitudinilor acestora a fost studiată experimental în teza de doctorat /26/ a inginerului Henry Holban, efectuată în anul 1976 la catedra de material rulant a I.P.Timișoara sub conducerea prof. Emerit ing. Ioan Zăgănescu.

H. Schröter și A. Schönenberger /48/ cercetează experimental fenomenele care apar la patinarea roților locomotivei diesel electrice DL 261/115 a căilor ferate germane (Bundesbahn) arătând condițiile pe care trebuie să le îndeplinească dispozitivele împotriva patinării. Aparatul construit nu a eliminat însă apariția stick-slipului.

Cercetări experimentale au fost făcute și de W. Breyer /10/ /11/ cu locomotive electrice cu tiristoare seria 1043 a căilor ferate austriece ca urmare a ruperilor de osii apărute. Experiențele au arătat micșorarea amplitudinilor oscilațiilor de stick-slip la

623.990 /187 c

locomotivele cu comandă tiristorizată. Autorul prezintă și dispozitivul „presductor” de antipatinare construit de firma ASEA.

J.Kolerus /31/, /32/ stabilește condițiile necesare pentru evitarea oscilațiilor staționare de stick-slip cu teoria stabilității pentru un sistem mecanic oscilant simplificat prin considerarea osiei locomotivei ca fiind rigidă, neținând însă seama de influența transmisiei locomotivei asupra oscilațiilor.

E.Körner /33/ analizează rezultatele cercetărilor efectuate la căile ferate austriece legate de autovibrațiile ce apar la patinarea roților și indică ca o posibilitate de micșorarea amplitudinilor acestora introducerea unei amortizări în sistemul elastic al cuplajului motorului electric de tracțiune, ceea ce însă nu s-a putut realiza în practică.

Defecțiuni importante cauzate de oscilațiile de stick-slip s-au constatat și la unele din locomotivele electrice O60-EA construite la noi în țară, ceea ce a făcut obiectul contractului de cercetare /27/ efectuat la catedra M.R. a I.P. „Traian Vuia” din Timișoara sub conducerea prof.emerit ing.Ioan Zăgănescu, contract la care a participat și autorul.

### 1.3. Stick-slipul la locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ.

Aplicarea transmisiei în curent alternativ -curent alternativ cu convertizoare statice de frecvență pe locomotivele diesel punându-se numai în ultimii ani odată cu perfecționarea tehnicii semiconductoarelor și ne fiind pînă în prezent construite locomotive de mare putere echipate cu o astfel de transmisie, stick-slipul la aceste locomotive nu a fost studiat. De altfel, după cum s-a arătat anterior, nici la celelalte tipuri de locomotive acest fenomen nu a fost suficient cercetat.

Alura caracteristicii cuplului motorului electric de

Tracțiune are o mare influență asupra patinării roților locomotivei după cum s-a arătat și în cap.1.1 fig.1-6. Deoarece la motorul asincron de tracțiune caracteristica cuplului este abruptă și aproximativ liniară în zona sa stabilă, vitezele de patinare sînt mult mai mici, comparabil cu motorul electric de tracțiune de curent continuu /3/. Pericolul „ambalării” motorului și osiei la patinare este complet înlăturat, datorită faptului că caracteristica forței motorului va intersecta întotdeauna caracteristica forței de frecare, dar nu și stick-slipul.

Stick-slipul se produce imediat după „ruperea aderenței” odată cu patinarea roților oricît de mici ar fi vitezele de patinare, aceasta putîndu-se explica prin faptul că oscilațiile de stick-slip care apar sînt autoexcitate, amplitudinile acestor oscilații care cresc rapid în timp /27/, /48/, /61/ depinzînd de mai mulți factori care au fost menționați în cap.1.1,<sup>nu</sup> numai de viteza de patinare.

La locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ modul de reglare a mărimilor de alimentare ale motorului asincron de tracțiune influențează stick-slipul. Această reglare este impusă de necesitatea realizării caracteristicii de tracțiune a locomotivei /52/, /53/.

Forța de tracțiune  $F_0$  corespunzătoare unei osii motoare, este direct proporțională cu cuplul  $M_m$  dezvoltat la arborele motorului electric de tracțiune, dacă se neglijează fenomenele dinamice și frecările din sistemul de antrenare al locomotivei.

Funcționarea în comun a motorului electric asincron de tracțiune cu vehiculul se studiază cu ajutorul caracteristicilor  $F(V, U, f)$  care se obțin prin raportarea la roți a caracteristicilor electromecanice  $M_m(n, U, f)$  ale motorului,  $n$  fiind turația motorului,  $U$  - tensiunea de alimentare și  $f$  - frecvența tensiunii de alimentare, /41/, /52/, /53/.

Dacă se are în vedere asigurarea funcționării stabile a motorului asincron și posibilitățile de supraîncărcare ale acestuia, trebuie să se urmărească pe cât posibil ca obținerea unei reglări de viteză să nu ducă la modificarea coeficientului  $k_g$  de suprasarcină al motorului. Prin unirea punctelor corespunzătoare de pe caracteristicile  $F(V, U, f)$  se obține caracteristica de tracțiune  $F_0(V)$  (fig.1-8).

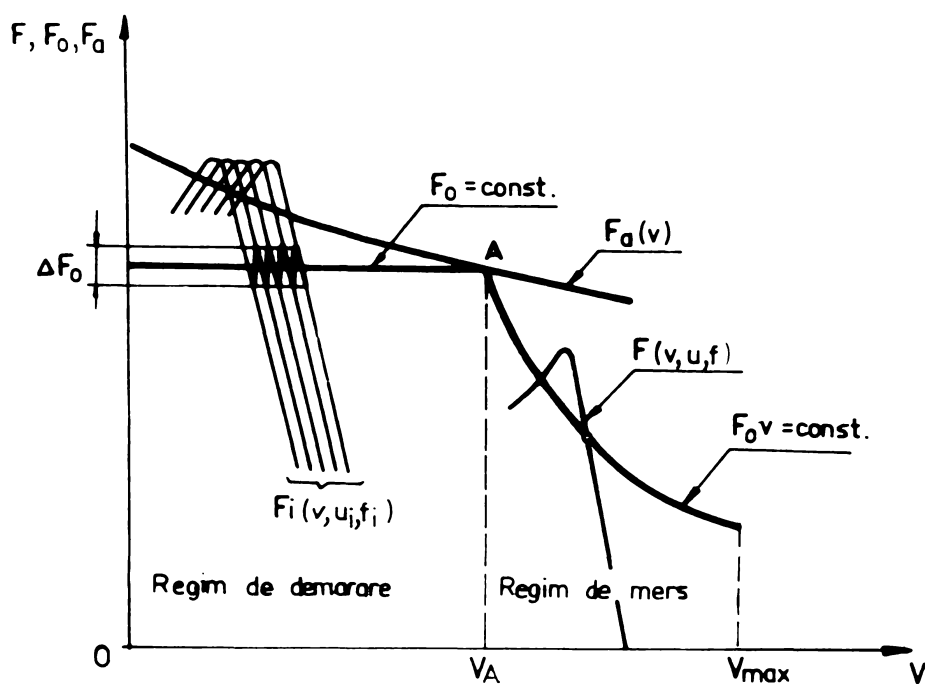


Fig.1-8. Obținerea caracteristicii de tracțiune a locomotivei prin modificarea frecvenței și tensiunii de alimentare a motorului electric asincron de tracțiune.

Pentru obținerea unei forțe de tracțiune corespunzătoare, într-un interval cât mai mare de viteze de circulație, se impune o reglare a vitezei motoarelor electrice asincrone de tracțiune astfel încât cuplul și turația acestora să se modifice în limite cât mai mari. De asemenea la pornirea vehiculului este necesară o forță de tracțiune cât mai mare pentru ca trenul să poată fi demarat.

Modul de reglare a vitezei motorului electric de tracțiune se stabilește în ipoteza neglijării rezistenței înfășurării

stărice a motorului, ceea ce este posibil în cazul motoarelor de putere mijlocie și mare, și dacă pentru regimurile de funcționare motorul nu este saturat.

În regimul de demarare al locomotivei, domeniul de viteze  $(0-V_A)$  (fig.1-8), caracterizat prin  $F_0 = \text{const.}$ , comanda convertizorului de frecvență al transmisiei trebuie făcută astfel încît tensiunea să varieze proporțional cu frecvența, adică trecerea de pe caracteristica  $F_1(V, U_1, f_1)$  pe caracteristica  $F_2(V, U_2, f_2)$  se face respectînd condiția  $U_1/f_1 = U_2/f_2$  /52/, /53/.

O reglare ideală a vitezei în regimul de demaraj ar fi aceea corespunzătoare caracteristicii forței limitate de aderență  $F_a(V)$ , aceasta fiind practic imposibil din cauza numeroșilor factori care influențează coeficientul de aderență (vezi cap.1.1) și totodată ar duce la complicarea sistemului de comandă și reglare al locomotivei ceea ce contravine siguranței în funcționare.

În regimul de mers, domeniul  $(V_A - V_{\text{max}})$  puterea motorului diesel, deci și puterea de alimentare a motoarelor electrice de tracțiune este constantă, din această condiție rezultînd relația care definește dependența dintre tensiune și frecvență care va fi  $U_1/U_2 = \sqrt{f_1/f_2}$ . Pentru regimul de mers o reglare simplă a vitezei poate fi realizată prin menținerea tensiunii  $U$  constantă, aceasta ducînd însă la o supradimensionare fie a motorului, fie a convertizorului de frecvență. /41/, /39/, /52/.

Influența modului în care se realizează reglarea mărimilor  $U$  și  $f$  de alimentare a motorului asincron, în regimul de demaraj asupra posibilității de producere a patinării se poate vedea în fig. 1-8. Cu cît caracteristicile motorului electric de tracțiune sînt mai apropiate cu atît și variația  $\Delta F_0$  a forței de tracțiune este mai mică. De aici rezultă necesitatea unei reglări fără salturi, continue, a frecvenței și tensiunii de alimentare a motorului asincron de tracțiune /53/.

În cazul unei reglări continue, posibilitățile de producere a patinării roților deci și a stick-slipului la trecerea de pe o caracteristică de funcționare pe alta sînt mult diminuate dar nu înlăturate cîmpet.

Cazurile de producere a stick-slipului la locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ și motoare asincrone de tracțiune sînt următoarele (fig.1-9):

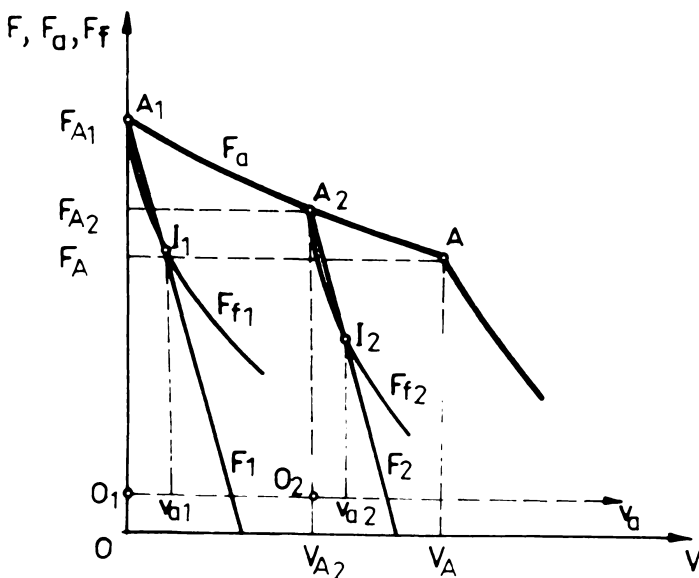


Fig.1-9. Cazurile de producere a stick-slipului la locomotivele cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ.

1) La pornirea locomotivei, dacă forța de tracțiune necesară demarării trenului  $F_{nec}$  este mai mare decît forța limitată de aderență  $F_a(V=0)$ . În acest caz viteza de patinare este  $v_{a1}$  corespunzătoare punctului  $I_1$  de intersecție a caracteristicilor  $F_1$  și  $F_{f1}$ ;

2) În perioada demarajului cînd reglarea se face la forța de tracțiune constantă  $F_{A2}$ . Deși  $F_{A2} < F_a(V=0)$  deci locomoti-

va pornește fără să patineze, după depășirea vitezei de mers  $V_{A2}$  se produce patinarea roților deoarece în acest caz  $F_{A2} > F_a(V)$ ;

3) La trecerea locomotivei peste o porțiune de cale unde coeficientul de aderență este mai redus, procesul de patinare oprindu-se după restabilirea condițiilor de aderență.

Din această analiză se pot trage următoarele concluzii privind apariția fenomenului de stick-slip la locomotivele diesel

cu transmisie în curent alternativ și motoare asincrone de tracțiune.

- deși caracteristica mecanică a motorului electric asincron are panta mult mai mare în comparație cu motorul de curent continuu (fig.1-9); totuși aceasta nu este suficient pentru a înlătura fenomenul de stick-slip, cu toate că vitezele medii de patinare a roților sînt foarte mici, fapt confirmat de altfel și de experiențele întreprinse în cadrul O.R.E./3/.

- reglarea „continuă” a vitezei influențează favorabil mersul locomotivei în sensul reducerii posibilității de producere a stick-slipului la trecerea de pe o caracteristică de funcționare a motorului pe alta (fig.1.8), dar nu înlătură complet apariția stick-slipului (cazurile 1, 2, 3, fig.1-9).

O deosebită importanță o prezintă influența stick-slipului asupra caracteristicilor de tracțiune ale locomotivei, problemă care de altfel este și scopul urmărit în această lucrare.

După cum s-a arătat în acest capitol, esența apariției stick-slipului o constituie patinarea roților datorită depășirii forței limitate de aderență de către forța de tracțiune. Deoarece sarcinile nu sînt aceleași la toate osiile locomotivei și nu rămîn constante la pornire și în timpul mersului, patinarea va începe în primul rînd la osia cea mai descărcată.

De aceea în paralel s-a studiat variația sarcinilor pe osii pentru a putea stabili influența acestora asupra oscilațiilor de stick-slip.

## Cap.2. VARIATIA SARCINILOR PE OSIILE LOCOMOTIVEI.

Tendința actuală de sporire a puterii locomotivelor diesel impune utilizarea cât mai eficientă a greutateii acestora, în special în perioada demarajului, când apare pericolul patinării osiilor care se descarcă.

La locomotivele cu transmisie individuală, forța de tracțiune a fiecărei osii motoare nu poate fi mai mare decât forța de aderență a osiei cel mai mult descărcată, deoarece depășirea aderenței la una din osii ar produce patinarea, iar forța de tracțiune necesară s-ar repartiza pe celelalte osii care vor patina și ele.

Valoarea efectivă a sarcinii pe osie va fi:

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

în care:

- $Q_0$  reprezintă sarcina statică pe osie;
- $\Delta Q_s$ -variația sarcinii pe osie datorită factorilor de natură statică;
- $\Delta Q_d$ -variația sarcinii pe osie datorită factorilor de natură dinamică.

### 2.1. Variația sarcinilor de natură statică

Variația sarcinilor de natură statică se produce datorită rotirii cutiei locomotivei, rotirii boghiurilor și acțiunii motoarelor de tracțiune. Aceasta depinde de mai mulți factori de natură mecanică, în principal de tipul legăturii între cutie și boghiuri, de suspensia locomotivei, de modul de suspendare a motorului de tracțiune precum și de eventualele dispozitive „anticabraj”.



Influența acestor factori este analizată la o locomotivă de tipul Co-Co considerând linia în palier și aliniament, boghiurile necuplate vertical și forțe de tracțiune egale la toate osiile.

Considerând cutia locomotivei eliberată de legături, cu forțele și momentele exterioare care acționează asupra ei (fig.2-1) din condițiile de echilibru a momentelor față de punctele A și B, de sprijin a cutiei pe boghiuri, se obțin reacțiunile verticale ale boghiurilor:

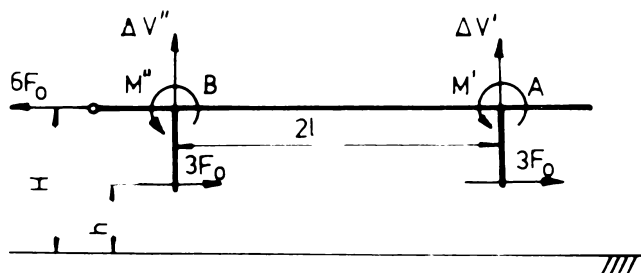


Fig.2-1. Forțele și momentele care acționează asupra cutiei locomotivei

$$\Delta V' = - \left[ \frac{1}{2.1} 6 F_0 (H-h) + M' + M'' \right]$$

$$\Delta V'' = -\Delta V' \quad (2.2)$$

în care:

- 2 l reprezintă ampatamentul locomotivei ;
- H - înălțimea cîrligului de tracțiune față de șină;
- h - înălțimea punctelor de transmitere a forțelor de tracțiune de la boghiuri la cutie;
- $M', M''$  - momentele forțelor de reacțiune asupra cutiei datorate dispozitivului „anticabraj”.

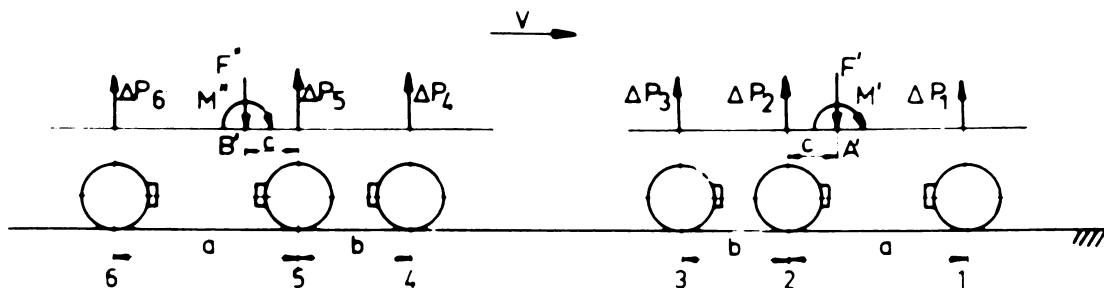


Fig.2-2. Forțele și momentele care acționează asupra boghiurilor.

Considerînd boghiurile reprezentate de axele lor longitudinale, cu forțele și momentele reduse la torsori în punctele A' și B' (centrele de rotație ale boghiurilor) (fig.2-2), din condițiile de echilibru static și din deformații vor rezulta reacțiunile  $\Delta P_i (i=1, \dots, 6)$  ale suspensiei boghiurilor:

$$\begin{aligned} \Delta P_1 + \Delta P_2 + \Delta P_3 &= \mathcal{F}' \\ (a-c) \cdot \Delta P_1 - c \cdot \Delta P_2 - (b+c) \cdot \Delta P_3 &= \mathcal{M}' \\ \frac{b}{c_{a_1}} \Delta P_1 + \frac{a+b}{c_{a_2}} \Delta P_2 - \frac{a}{c_{a_3}} \Delta P_3 &= 0 \\ \Delta P_4 + \Delta P_5 + \Delta P_6 &= \mathcal{F}'' \\ (b+c) \cdot \Delta P_4 + c \cdot \Delta P_5 - (a-c) \cdot \Delta P_6 &= \mathcal{M}'' \\ \frac{a}{c_{a_3}} \Delta P_4 - \frac{a+b}{c_{a_2}} \Delta P_5 - \frac{b}{c_{a_1}} \Delta P_6 &= 0 \end{aligned} \quad (2.3)$$

în care:  $c_{a_1}, c_{a_2}, c_{a_3}$  sînt rigiditățile suspensiei de la osiile (1,6), (2,5) și (3,4) ;  
 $(\mathcal{F}', \mathcal{M}')$  ,  $(\mathcal{F}'', \mathcal{M}'')$  - tursorii de reducere în punctele A' și B' ;

c - distanța dintre osia din mijloc a boghiului și centrul de rotație al boghiului.

Tinînd seama de forțele și momentele care acționează asupra boghiului /14/ avem:

$$\begin{aligned} \mathcal{F}' &= \lambda_0 F_0 + \Delta V' \\ \mathcal{M}' &= -3F_0(h_1 - r_0) - 3\lambda_0 e F_0 + \lambda_0 F_0(a+b+c) - c \cdot \Delta V' + M_1' \\ \mathcal{F}'' &= \lambda_0 F_0 + \Delta V'' \\ \mathcal{M}'' &= -3F_0(h_1 - r_0) - 3\lambda_0 e F_0 + \lambda_0 F_0(a+b+c) + c \cdot \Delta V'' + M_1'' \end{aligned} \quad (2.4)$$

unde:  $h_1$  este înălțimea punctului de transmitere a forței de tracțiune de la boghiu la cutie (de pe boghiu);

e -distanța, de la punctul de aplicație al reacțiunii verticale a motorului asupra boghiului, la osie ;

$\lambda_0 F_0$  - reacțiunea motorului asupra boghiului ( $\lambda_0$  fiind un coeficient care depinde de modul de suspendare a motorului de tracțiune /6/, /14/ ;

$M_1', M_1''$  - momentele de reacțiune asupra boghiurilor ale dispozitivului „anticabraj”.

Intre variațiile de sarcini în resorturi  $\Delta P_i$  ( $i=1, \dots, 6$ ) date de sistemul (2.3) și variațiile de sarcini pe osii  $\Delta Q_{is}$  ( $i=1, \dots, 6$ ) avem relațiile:

$$\Delta Q_{is} = \Delta P_i \pm \lambda_0 F_0 \quad (i=1, \dots, 6) \quad (2.5)$$

unde semnul (+) corespunde poziționării motorului electric de tracțiune înaintea osiei față de sensul de mers și (-) când motorul este după osie.

Variațiile de sarcini pe osie date de (2.5), în urma rezolvării sistemului (2.3), vor fi:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{1s} &= \frac{1}{N'} \left\{ \mathcal{F}' \left[ \frac{(a+b)(b+c)}{c_{a_2}} + \frac{ac}{c_{a_3}} \right] + \mathcal{M}' \left( \frac{a+b}{c_{a_2}} + \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} - \lambda_0 F_0 \\ \Delta Q_{2s} &= \frac{1}{N'} \left\{ \mathcal{F}' \left[ \frac{b(b+c)}{c_{a_1}} + \frac{a(a-c)}{c_{a_3}} \right] + \mathcal{M}' \left( -\frac{b}{c_{a_1}} - \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} + \lambda_0 F_0 \\ \Delta Q_{3s} &= \frac{1}{N'} \left\{ \mathcal{F}' \left[ \frac{bc}{c_{a_1}} + \frac{(a+b)(a-c)}{c_{a_2}} \right] + \mathcal{M}' \left( \frac{b}{c_{a_1}} - \frac{a+b}{c_{a_2}} \right) \right\} + \lambda_0 F_0 \\ \Delta Q_{4s} &= \frac{1}{N''} \left\{ \mathcal{F}'' \left[ -\frac{bc}{c_{a_1}} - \frac{(a+b)(a-c)}{c_{a_2}} \right] + \mathcal{M}'' \left( \frac{b}{c_{a_1}} - \frac{a+b}{c_{a_2}} \right) \right\} - \lambda_0 F_0 \\ \Delta Q_{5s} &= \frac{1}{N''} \left\{ \mathcal{F}'' \left[ \frac{b(b+c)}{c_{a_1}} - \frac{a(a-c)}{c_{a_3}} \right] + \mathcal{M}'' \left( -\frac{b}{c_{a_1}} - \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} - \lambda_0 F_0 \\ \Delta Q_{6s} &= \frac{1}{N''} \left\{ \mathcal{F}'' \left[ -\frac{(a+b)(b+c)}{c_{a_2}} - \frac{ac}{c_{a_3}} \right] + \mathcal{M}'' \left( \frac{a+b}{c_{a_2}} + \frac{a}{c_{a_3}} \right) \right\} + \lambda_0 F_0 \end{aligned} \quad (2.6)$$

în care  $N'$  și  $N''$  au expresiile:

$$\begin{aligned} N' &= -\frac{b^2}{c_{a_1}} + \frac{(a+b)^2}{c_{a_2}} + \frac{a^2}{c_{a_3}} \\ N'' &= -N' \end{aligned} \quad (2.7)$$

Antrenarea individuală a osiilor micșorează mult posibilitățile de a folosi întreaga greutate de aderență, din care cauză utilizarea unor mijloace adecvate pentru micșorarea descărcării osiilor (de „anticabraj”), datorită efectelor tracțiunii înalte, au devenit astăzi o necesitate constructivă la locomotivele moderne /6/, /14/, /58/.

## 2.2. Variația sarcinilor de natură dinamică

Variațiile dinamice ale sarcinilor pe osii apar datorită oscilațiilor locomotivei în perioada demarajului. Dintre acestea cea mai mare influență o au oscilațiile de „galop” ale cutiei datorate forțelor longitudinale /43/, /45/. Considerând neglijabile oscilațiile boghiurilor și motoarelor electrice de tracțiune, ecuația diferențială a oscilațiilor este:

$$I_c \ddot{\psi} = (\Delta V_d' - \Delta V_d'')l + F_d(h_c - H) - 2F_{bd}(h_c - h) + M_d' + M_d'' \quad (2.8)$$

unde:

- $\psi$  este unghiul de rotație al cutiei în plan vertical;
- $I_c$  - momentul de inerție al cutiei față de centrul de greutate;
- $\Delta V_d', \Delta V_d''$  - reacțiunile verticale ale boghiurilor asupra cutiei;
- $F_d$  - forța la cîrligul de tracțiune al locomotivei;
- $F_{bd}$  - reacțiunea orizontală a boghiului asupra cutiei;
- $M_d', M_d''$  - momentele date de dispozitivele „anticabraj”.

În ecuația (2.8) au fost luate în considerare numai forțele și momentele de natură dinamică. Expresiile acestor forțe sînt:

$$\Delta V_d' = -\Delta V_d'' = -c_c l \psi \quad (2.9)$$

$$F_d = (1 + \gamma) m_L \cdot \frac{dV}{dt} + R_L \quad (2.10)$$

$$F_{bd} = (m_b + m_L \frac{\gamma}{2}) \frac{dV}{dt} + \frac{R_L}{2} \quad (2.11)$$

în care:

$\frac{dV}{dt}$  este accelerația vehiculului ;

$\gamma$  - coeficient de inerție care ține seama de masele în mișcare de rotație;

$m_L$  - masa locomotivei;

$m_b$  - masa boghiului ;

$R_L$  - rezistența la înaintare a locomotivei;

$c_c$  - rigiditatea suspensiei cutiei (pe boghiu).

Dacă ținem seama de relația (2.9), ecuația (2.8) devine :

$$I_c \ddot{\gamma} + 2 c_c l^2 \gamma = F_d(h_c - H) - 2F_{bd}(h_c - h) + M_d' + M_d'' \quad (2.12)$$

a cărei soluție va fi de forma:

$$\gamma = \gamma_0 (1 - \cos \omega t) \quad (2.13)$$

în care:

$$\gamma_0 = \frac{1}{2 c_c l^2} \left[ F_d(h_c - H) - 2F_{bd}(h_c - h) + M_d' + M_d'' \right] \quad (2.14)$$

este poziția de echilibru în jurul căreia are loc oscilația de „galop” cu pulsația proprie:

$$\omega = \sqrt{\frac{2 c_c l^2}{I_c}} \quad (2.15)$$

Variațiile dinamice maxime ale sarcinilor pe osie se obțin prin înlocuirea lui  $\gamma_{\max}$  din (2.13) în relația (2.9) :

$$\Delta Q_{id} = \mp \frac{2 c_c l \gamma_0}{3} \quad (i= 1, \dots, 6) \quad (2.16)$$

unde: semnul (-) se ia pentru primele trei osii și (+) pentru următoarele trei.

Deoarece, în general, la locomotivele cu sisteme de antrenare cu „arbore de torsiune” /7/, /27/ avem  $\omega \ll p$ ,  $p$  fiind pulsația oscilațiilor de stick-slip, se poate neglija influența oscilațiilor „de galop” ale cutiei locomotivei asupra oscilațiilor de stick-slip.

2.3. Stabilirea variației sarcinilor pe osii la demaraj  
și mers pentru locomotive 060-EA de 5100 kW.

După cum s-a arătat în cap.1.3, patinarea osiilor locomotivei depinde de sarcinile pe osii care nu sînt și nu rămîn constante în timpul mersului. Cunoașterea variației statice și dinamice a sarcinilor pe osii este absolut necesară și deoarece acestea depind numai de construcția mecanică a locomotivei, pentru studiul de față, s-a luat ca exemplu locomotive electrică CFR 060-EA, pe care de fapt s-au făcut și experiențele cu tren, locomotiva diesel electrică în curent alternativ-curent alternativ ne fiind de altfel construită pînă în prezent în țară la noi.

Parametrii constructivi ai acestei locomotive sînt următorii:  $l=5,15$  m;  $a=2,25$  m;  $b=2,1$  m;  $c=0,05$  m;  $e=0,438$  m;  $H=1,05$  m;  $h=0,59$  m;  $h_1=0,484$  m;  $h_c=2,3$  m;  $r_o=0,625$  m;  $c_{a1} = c_{a3} = 228 \cdot 10^4 \frac{N}{m}$ ;  $c_{a2} = 134 \cdot 10^4 \frac{N}{m}$ ;  $c_c = 320 \cdot 10^4 \frac{N}{m}$ ;  $I_c = 1,4 \cdot 10^6 \text{ kgm}^2$ ;  $m_L = 126 \cdot 10^3 \text{ Kg}$ ;  $m_b = 24,5 \cdot 10^3 \text{ Kg}$ ;  $\gamma = 0,135$ ;  $\lambda_o = 1,427$ .

Locomotiva fiind cu tracțiune joasă, momentele datorate acestui mod de transmitere a forței de tracțiune vor fi /14/, /58/:

$$M' = M'' = \frac{3}{2} F_o \cdot \text{tg}\alpha_o \cdot d \quad (2.17)$$

$$M'_1 = M''_2 = \frac{3}{2} F_o \cdot \text{tg}\alpha_o \cdot d_1 \quad (2.18)$$

$$M'_d = M''_d = \frac{1}{2} F_{bd} \cdot \text{tg}\alpha_o \cdot d \quad (2.19)$$

unde:  $d = 3,23$  m este distanța dintre punctele de articulație ale barelor de tracțiune pe cutia locoșivei;

$d_1 = 2$  m - distanța dintre punctele de articulație ale barelor de tracțiune pe boghiu;

$\alpha_o = 10^\circ$  - unghiul de înclinare față de orizontală al barei de tracțiune.

Valorile variațiilor statice ale sarcinilor pe osii, calculate cu relațiile (2.6), (2.17), (2.18) în funcție de forța de tracțiune  $F_0$ , sînt centralizate în tabelul (2.1) în care semnul plus corespunde încărcării osiei iar semnul minus descărcării ei.

Tabelul 2.1

osia	1	2	3	4	5	6
$Q_{is}$	$-0,707 \cdot F_0$	$+0,447 \cdot F_0$	$-0,311 \cdot F_0$	$+0,311 \cdot F_0$	$-0,447 \cdot F_0$	$+0,707 \cdot F_0$

Din tabelul 2.1 se poate vedea că osia cea mai descărcată a locomotivei este osia 1, aceasta avînd deci prima tendința de a patina.

Pulsația proprie a oscilațiilor „de galop” ale cutiei locomotivei calculată cu relația (2.15) va fi  $\omega = 11,011 \text{ rad s}^{-1}$ , valoare care este mult inferioară pulsației oscilațiilor datorate stick-slipului care este în general  $p = 180 \dots 375 \text{ rad s}^{-1}$ . Rezultă deci că sarcina pe osie în momentul producerii patinării poate fi considerată constantă.

Descărcarea maximă a osiei 1, datorită sarcinilor de natură dinamică, va fi dată de relația (2.16) în care  $\gamma_0$  depinde de accelerația vehiculului la demaraj  $\frac{dV}{dt}$  (relațiile (2.10), (2.11), (2.14) care se obține din ecuația de mișcare a trenului:

$$\frac{dV}{dt} = \gamma \frac{6 F_0 - R}{G_L + G_V} \quad (2.20)$$

unde:  $\gamma = \frac{K}{1 + \gamma}$  ;

R - rezistența totală la înaintare a trenului;

$G_L, G_V$  - greutatea locomotivei, respectiv greutatea vagoanelor.

Vom considera că locomotiva tractează un tren format din vagoane de marfă în aliniament și palier.

În acest caz  $R = r_L G_L + r_V G_V$ ;  $r_L, r_V$  fiind rezistențele specifice la înaintare ale locomotivei respectiv vagoanelor /27/ date de relațiile:

$$r_v = 1,6 + \frac{v^2}{2700} \left[ \frac{\text{daN}}{10^3 \text{daN}} \right]$$

$$r_{L G_L} = R_L = 296 + 7,068 \left( \frac{V}{10} \right)^2 [\text{daN}]$$

în care viteza de mers  $V$  este exprimată în km/h.

Forța limitată de aderență a osiei 1 cel mai mult descărcată va fi dată de relația:

$$F_a = \mu_a (Q_o + \Delta Q_{1s} + \Delta Q_{1d}) \quad (2.21)$$

în care  $\mu_a = \mu_a(V)$  reprezintă funcția de variație a coeficientului de aderență în funcție de viteza  $V$  /57/.

Se poate pune în evidență influența parametrilor constructivi ai locomotivei, a rezistențelor la înaintare  $R_L$ ,  $R_v$  ale locomotivei respectiv vagoanelor precum și a coeficientului de aderență  $\mu_a(V)$  asupra sarcinii  $Q_1$  pe osia cea mai descărcată, în cazul când se ține seama și de variația sarcinilor de natură dinamică. Pentru aceasta se rezolvă sistemul format din ecuațiile (2.16), (2.20) și (2.21) obținându-se:

$$Q_1 = \frac{Q_o + \frac{1}{31} \left[ (1+\gamma) m_L (h_c - H) - 2(m_b + m_L \frac{\gamma}{2}) (h_c - h - \frac{\text{tg} \alpha \cdot d}{2}) \right] \frac{R \gamma}{G_L + G_v}}{1 + \mu_a \left\{ 0,707 + \frac{1}{31} \left[ (1+\gamma) m_L (h_c - H) - 2(m_b + m_L \frac{\gamma}{2}) (h_c - h - \frac{\text{tg} \alpha \cdot d}{2}) \right] \frac{6 \gamma}{G_L + G_v} \right\}}$$

$$- \frac{R}{31} \left( h - H + \frac{\text{tg} \alpha \cdot d}{2} \right) \quad (2.22)$$

Deoarece stick-slipul se produce odată cu patinarea osiei celei mai descărcate după depășirea aderenței la această osie și deoarece forța de tracțiune a fiecărei osii motoare nu poate fi mai mare decât forța de aderență a osiei cel mai mult descărcată, variațiile de sarcini pe osie s-au calculat pentru  $F_o = F_a$  unde  $F_a(V)$  este dat de relația (2.21) pentru  $\mu_a(V)$  dat de relația lui Curtius și Kniffler și  $G_v = 1500 \cdot 10^3$  daN. Comparativ s-a calculat și forța limitată de aderență ținând seama numai de variațiile statice ale sarcinilor pe osii ( $\Delta Q_{1d} = 0$ ) iar rezultatele au fost trecute



în tabelul 2.2.

Tabelul 2.2

V [km/h]	R [daN]	$F_{aL}$ [da <sup>a</sup> N]	$F'_{aL}$ [da <sup>a</sup> N]	$-\Delta Q_s$ [daN]s	$-\Delta Q_d$ [daN]d	$Q_1$ [da <sup>1</sup> N]	$\frac{dV}{dt}$ [m s <sup>-2</sup> ]
0	2696	5405	5639	3821	872	16307	0,158
7,2	2728	5098	5304	3604	816	16580	0,148
14,4	2826	4860	5045	3436	772	16792	0,140
21,6	2988	4671	4840	3302	733	16965	0,133
28,8	3215	4516	4672	3193	702	17105	0,127
36	3507	4388	4533	3102	673	17225	0,121
43,2	3864	4281	4416	3027	642	17331	0,116
50,4	4285	4183	4315	2962	616	17422	0,111

Forța limitată de aderență a locomotivei va fi  $F_{aL} = 6 F_a$ , iar greutatea aderență  $G_a = 6Q_1$ , ambele fiind funcții de viteza V de mers.

Pentru a vedea influența vitezei de mers a trenului asupra apariției stick-slipului în fig.2-3 și fig.2-4 s-au reprezentat curbele de variație ale forțelor  $F_{aL}$ ,  $F'_{aL}$ , R și respectiv  $Q_1$ ,  $-\Delta Q_s$ ,  $-\Delta Q_d$  (la depășirea aderenței) pentru viteze cuprinse între 0 și 50,4 km/h.

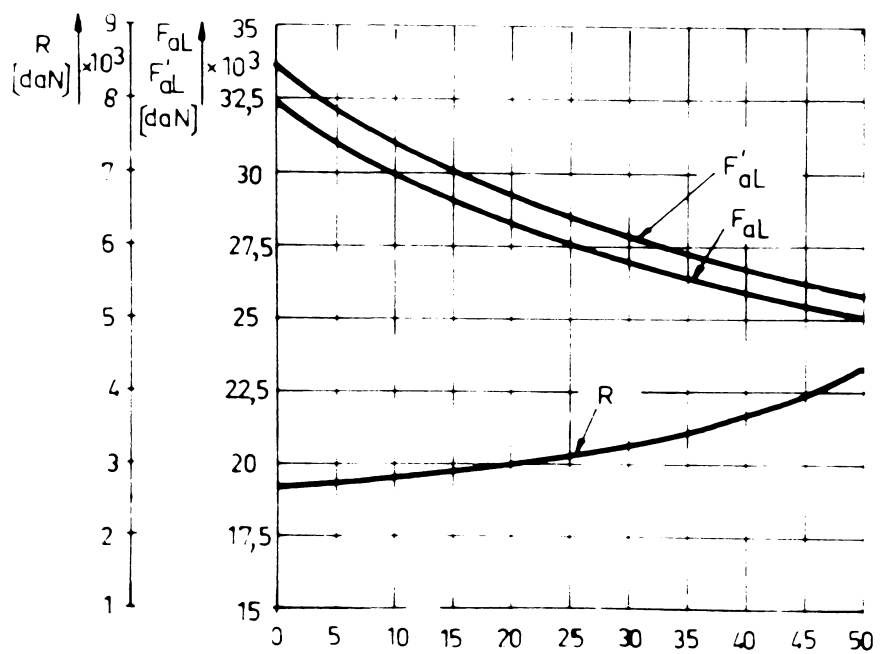


Fig.2-3. Caracteristicile forței de aderență a locomotivei și a rezistenței la înaintare a trenului.

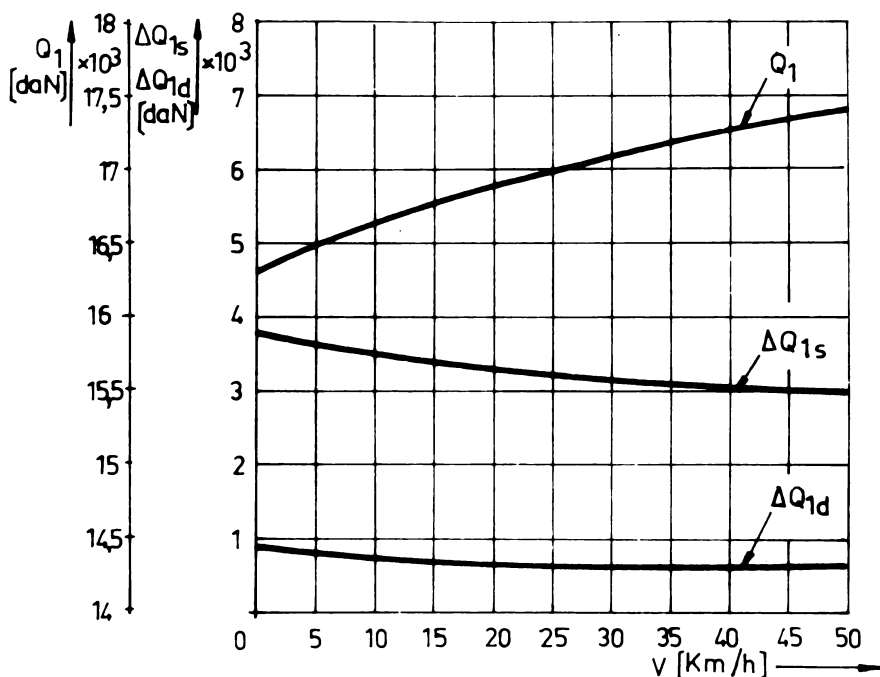


Fig.2-4. Curbele de variație ale sarcinilor pe osie la depășirea aderenței.

Considerînd că reglarea vitezei locomotivei se face la forță de tracțiune constantă în perioada demarajului și avînd în vedere că forța de aderență scade cu viteza de mers, patinarea osiei se va produce la viteza care corespunde intersecției forței de tracțiune cu forța de aderență.

Valoarea forței de tracțiune a locomotivei în perioada demarajului determină mărimea accelerației vehiculului care va varia cu viteza de mers. Această se poate vedea în fig.2-5 în care s-au reprezentat curbele  $C_i$  ( $i=2...8$ ) de variație ale accelerațiilor cu viteza de mers  $V$ , calculate cu relația (2.20) pentru diferite valori constante ale forței de tracțiune.

Tabelul 2.3

v [km/h]	0	7,2	14,4	21,6	28,8	36	43,2	50,4
$\frac{dV}{dt}$ [mS <sup>-2</sup> ]	0,1581	0,1481	0,140	0,1331	0,1269	0,1213	0,1160	0,1106

Punctele limită  $A_1, A_2, \dots, A_8$  ale accelerațiilor corespund valorilor vitezei de mers la care se produce patinarea, curba  $C$  care le unește reprezentînd variația accelerației în cazul reglă-

rii după forța limitată de aderență (tabelul 2.3).

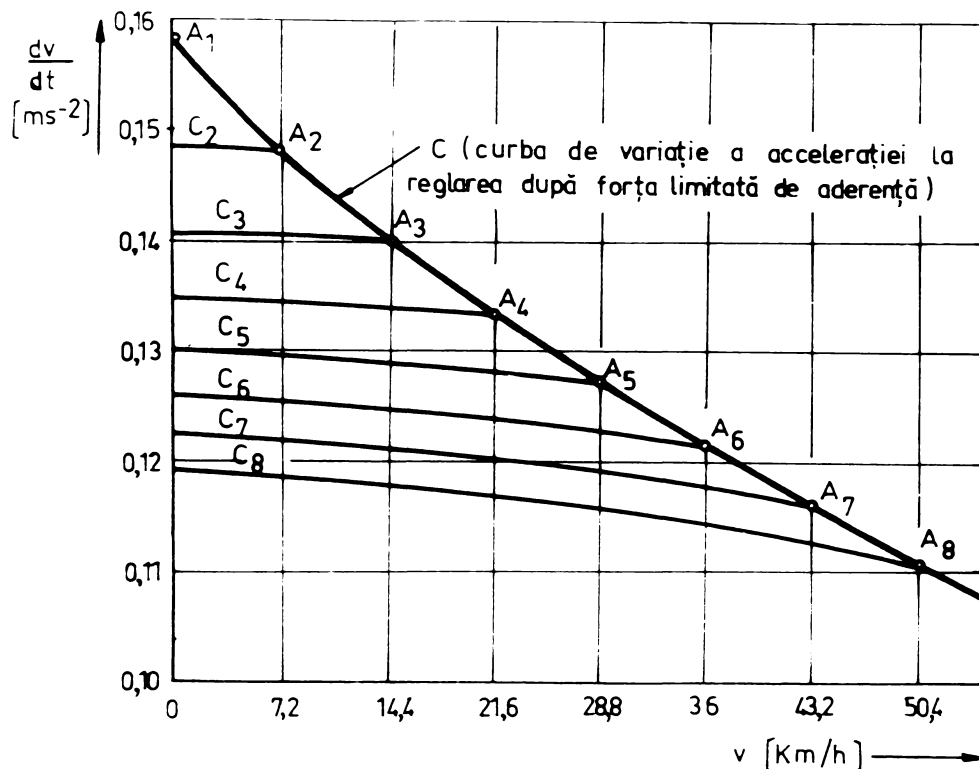


Fig.2-5. Curbele de variație ale accelerației în cazul reglării la  $F_0 = \text{const.}$

Pentru a pune în evidență influența coeficientului de aderență  $\mu_a$  (la  $V = 0$ ) asupra variației sarcinilor pe osii s-au calculat  $F_a$  și  $Q_1$ , pentru valori ale coeficientului de aderență cuprinse între 0,340 și 0,486 (tab.2.4). Cu aceste valori în fig.2-6 s-au reprezentat curbele de variație ale funcțiilor  $F_a(\mu_a)$  și  $Q_1(\mu_a)$ .

Tabelul 2.4

$\mu_a$	0,340	0,360	0,380	0,400	0,420	0,440	0,460	0,480	0,486
$F_a$ [daN]	5513	5759	5998	6232	6459	6681	6897	7108	7170
$Q_1$ [daN]	16215	15996	15785	15580	15379	15184	14993	14807	14752

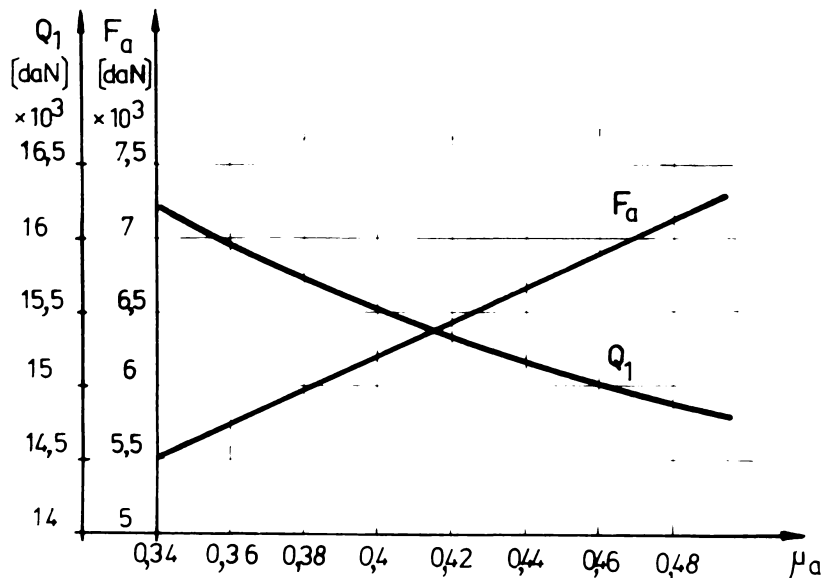


Fig.2-6. Variația forței de aderență  $F_a$  și sarcinii pe osie  $Q_1$  în funcție de valoarea coeficientului de aderență  $\mu_a$  la  $V = 0$

Din analiza acestor caracteristici se pot trage concluziile:

- forța limitată de aderență  $F_{aL}$  este mai mică decât forța de aderență  $F'_{aL}$  la calculul căreia nu s-a ținut seama de variația sarcinilor dinamice pe osii (fig.2-3). Avînd în vedere dependența sarcinilor dinamice de accelerația trenului, rezultă o înrăutățire a caracteristicii de tracțiune a locomotivei odată cu creșterea accelerației;

- patinarea osiei deci și stick-slipul se va produce mai ales la „smulgerea” din loc a locomotivei, cînd sarcina pe osie este minimă. Sarcina  $Q_1$  pe osia cea mai descărcată a locomotivei crește cu viteza de mers (fig.2-4). Aceasta se datorește scăderii cu viteza de mers a accelerației (fig.2-5), deci și a variației sarcinilor de natură dinamică.

Cap.3. ECUATIILE DE MISCARE ALE SISTEMULUI DE ANTRENARE AL LOCOMOTIVEI.

3.1. Stabilirea ecuațiilor de mișcare.

Modelul ansamblului osie montată - rotorul motorului electric de tracțiune se poate reprezenta (fig.3-1) printr-un sistem mecanic oscilant echivalent cu n mase /31/, /61/, /62/.

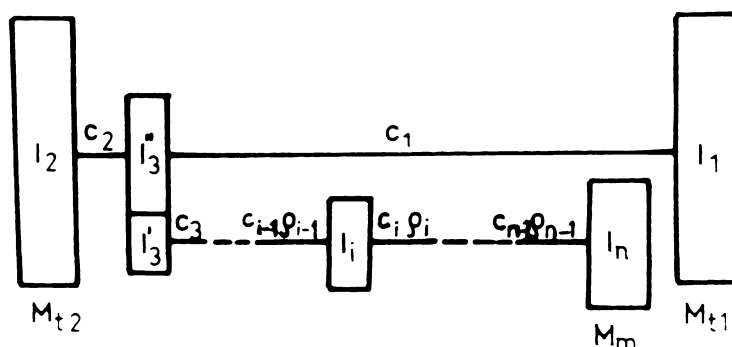


Fig.3-1. Modelul mecanic echivalent al sistemului de antrenare.

Pentru stabilirea ecuațiilor de mișcare ale sistemului de antrenare la patinarea osiei (ecuațiile oscilațiilor de stick-slip) s-au făcut următoarele notații:

$\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3, \dots, \varphi_n$  - deplasările unghiulare ale roților 1,2, pinionului 3 al angrenajului de tracțiune și a celorlalte mase în mișcare de rotație pînă la rotorul n al motorului;

$I_1, I_2, I_3', I_3'', \dots, I_n$  - momentele de inerție ale roților, coroanei dințate, pinionului și a celorlalte mase ale sistemului de antrenare;

$c_1, c_2, \dots, c_{n-1}$  - rigiditățile celor două porțiuni de osie și a celorlalte elemente elastice;  
 $\rho_3, \rho_4, \dots, \rho_{n-1}$  - amortizările din elementele sistemului de antrenare.

Stabilirea ecuațiilor de mișcare ale sistemului de antrenare se face aplicînd ecuațiile lui Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left[ \frac{\partial W_c}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial W_c}{\partial q_i} + \frac{\partial W_p}{\partial q_i} + \frac{\partial W_d}{\partial \dot{q}_i} = Q_i, (i=1, \dots, n) \quad (3.1)$$

Reducînd toate masele la axa motorului electric de tracțiune, avînd în vedere că  $u$  este raportul de transmitere al angrenajului de tracțiune, momentul redus  $I_3$  al angrenajului și deplasările unghiulare echivalente  $\varphi_{1e}$  și  $\varphi_{2e}$  ale roților vor fi:

$$I_3 = I_3' + \frac{I_3''}{u^2}$$
$$\varphi_{1e} = \varphi_1 \cdot u \quad (3.2)$$

$$\varphi_{2e} = \varphi_2 \cdot u$$

Coordonatele generalizate  $q_i$  ( $i=1, \dots, n$ ), din ecuațiile lui Lagrange, sînt următoarele:

$$q_1 = \varphi_{1e} - \varphi_3$$
$$q_2 = \varphi_{2e} - \varphi_3 \quad (3.3)$$
$$q_3 = \varphi_3$$

⋮

$$q_i = \varphi_i - \varphi_{i-1}, (i=4 \dots n)$$

Expresiile energiei cinetice  $W_c$ , energiei potențiale  $W_p$ , energiei disipate  $W_d$  în sistem și forțelor generalizate  $Q_i$  ( $i=1, \dots, n$ ) din ecuațiile (3.1) vor fi:

$$W_c = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^n I_i \dot{\varphi}_i^2$$

$$W_p = \frac{1}{2} \left[ c_1 \left( \frac{\varphi_3}{u} - \varphi_1 \right)^2 + c_2 \left( \frac{\varphi_3}{u} - \varphi_2 \right)^2 + \sum_{i=4}^n c_{i-1} (\varphi_i - \varphi_{i-1})^2 \right] \quad (3.4)$$

$$W_d = \frac{1}{2} \sum_{i=4}^n \rho_{i-1} (\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i-1})^2$$

$$Q_1 = -\frac{M_{t1}}{u}; \quad Q_2 = -\frac{M_{t2}}{u}; \quad Q_3 = M_m - \frac{M_{t2}}{u}; \quad Q_J = M_m \quad (J=4, \dots, n)$$

unde:  $M_{t1}(\dot{\varphi}_1)$ ,  $M_{t2}(\dot{\varphi}_2)$  sînt momentele forțelor de frecare la roți față de axa osiei ;

$M_m(\dot{\varphi}_n)$  - cuplul motorului electric de tracțiune.

Făcînd înlocuirile în ecuațiile lui Lagrange (3.1) și apoi revenind la variabilele inițiale se obține un sistem de  $n$  ecuații diferențiale neliniare:

$$I_1 \ddot{\varphi}_{1e} + c_1(\varphi_{1e} - \varphi_3) = -u M_{t1}(\dot{\varphi}_1)$$

$$I_2 \ddot{\varphi}_{2e} - c_2(\varphi_3 - \varphi_{2e}) = -u M_{t2}(\dot{\varphi}_2) \quad (3.5)$$

$$I_3 \ddot{\varphi}_3 + \rho_3(\dot{\varphi}_3 - \dot{\varphi}_4) - c_1(\varphi_{1e} - \varphi_3) + c_2(\varphi_3 - \varphi_{2e}) + c_3(\varphi_3 - \varphi_4) = 0$$

$$I_i \ddot{\varphi}_i - \rho_{i-1}(\dot{\varphi}_{i-1} - \dot{\varphi}_i) + \rho_i(\dot{\varphi}_i - \dot{\varphi}_{i+1}) - c_{i-1}(\varphi_{i-1} - \varphi_i) + c_i(\varphi_i - \varphi_{i+1}) = 0$$

( $i=4 \dots n-1$ )

$$I_n \ddot{\varphi}_n - \rho_{n-1}(\dot{\varphi}_{n-1} - \dot{\varphi}_n) - c_{n-1}(\varphi_{n-1} - \varphi_n) = M_m(\dot{\varphi}_n)$$

Sistemul (3.5) mai poate fi scris și sub forma matricială:

$$[I] [\ddot{\varphi}] + [D] [\dot{\varphi}] + [C] [\varphi] = [M] \quad (3.6)$$

în care:

$$[\varphi] = \begin{bmatrix} \varphi_{1e} \\ \varphi_{2e} \\ \vdots \\ \varphi_i \\ \varphi_n \end{bmatrix}$$

este matricea deplasărilor unghiulare;

$$[I] = \begin{bmatrix} I_1 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & I_2 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & I_i & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & I_n \end{bmatrix} \quad - \text{matricea de inerție ;}$$

$$[D] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & -\rho_{i-1} & \rho_{i-1} + \rho_i & -\rho_i & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & -\rho_{n-1} & \rho_{n-1} \end{bmatrix} \quad - \text{matricea de amortizare ;}$$

(3.7)

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 & 0 & -c_1 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & c_2 & -c_2 & \dots & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & -c_{i-1} & c_{i-1} + c_i & -c_i & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \dots & \dots & \dots & -c_{n-1} & c_{n-1} \end{bmatrix} \quad - \text{matricea de rigiditate ;}$$

$$[M] = \begin{bmatrix} -u M_{t1} \\ -u M_{t2} \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ M_m \end{bmatrix} \quad - \text{matricea cuplurilor exterioare ;}$$

Pentru cazul concret al locomotivei 060-EA schema sistemului de antrenare este prezentată în fig.3-2.



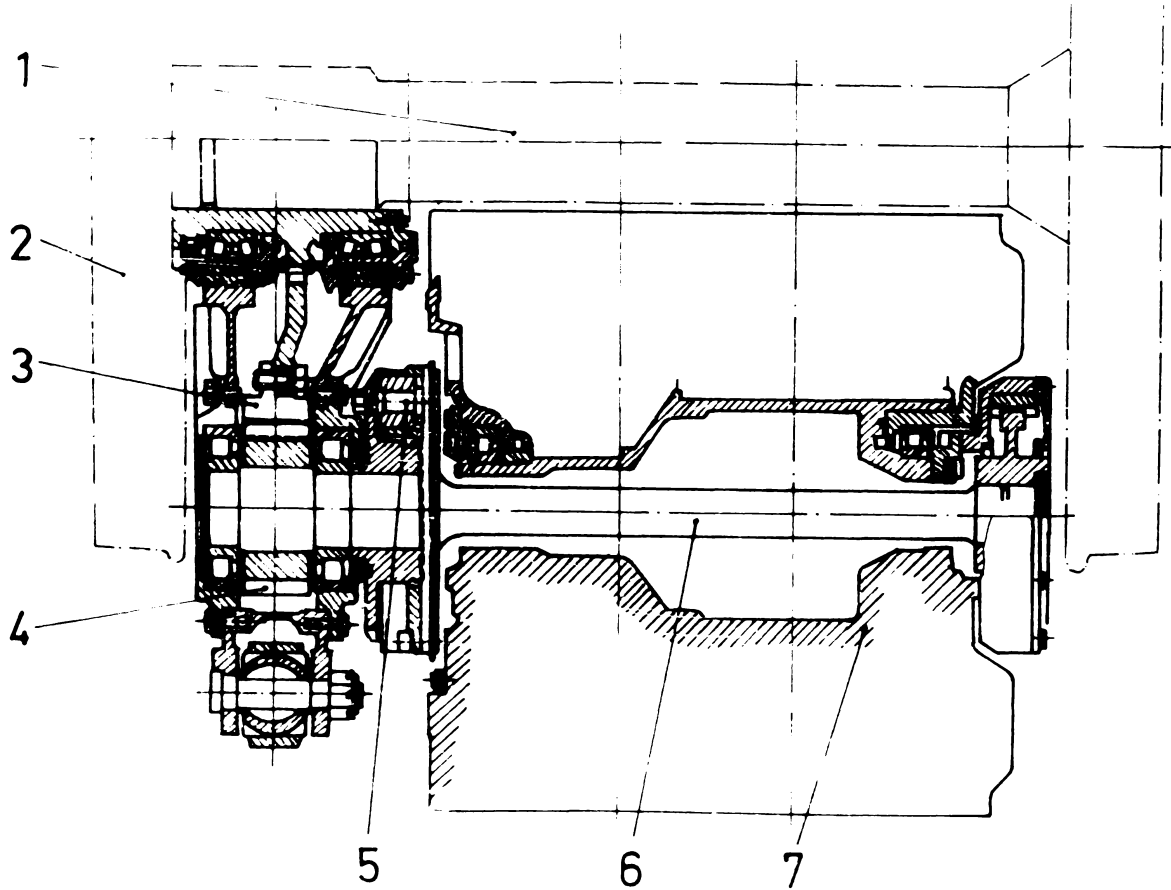


Fig.3-2 Schema sistemului de antrenare tip ASEA  
1 - osia locomotivei; 2 - roți; 3 - coroana dințată a angrenajului de tracțiune calată rigid pe osie;  
4- pinion; 5- cuplaj elastic între arborele motorului și pinionul angrenajului; 6- arbore de torsiune;  
7 - rotorul motorului electric de tracțiune.

Modelul mecanic al sistemului de antrenare poate fi simplificat la un sistem cu trei grade de libertate (fig.3-3), rezultatele studiului pe acest sistem fiind cu bună aproximație față de sistemul real /31/, /59/, aceasta deoarece:

- momentele de inerție ale anselor în mișcare de rotație (masa pinionului, coroanei dințate a angrenajului de tracțiune, cuplajului elastic,..) sînt neglijabile în raport cu cele ale roților osiei montate și a rotorului motorului electric de tracțiune;

- efectele de amortizare ale forțelor de frecare din sistem se pot neglija în raport cu amortizările cauzate de forțele de frecare dintre roți și șine, și cele ale părții electrice;
- deplasarea unghiulară a coroanei dințate se poate considera egală cu cea a roții celei mai apropiate, aceasta deoarece între rigiditățile  $c_1$  și  $c_2$  (fig.3-1) ale celor două porțiuni de osie avem  $c_2 \gg c_1$  ;
- sarcinile pe cele două roți se consideră egale, avînd în vedere că stick-slipul se produce în general la viteze mici de circulație, în perioada demarajului, cînd pot fi neglijate oscilațiile „de legănare” ale boghiului și cutiei locomotivei.

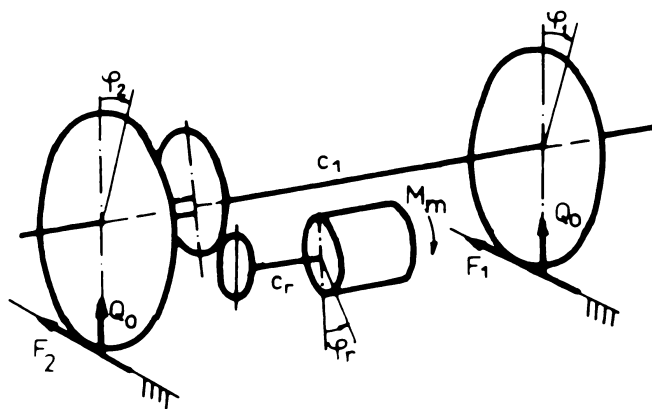


Fig.3-3 Model cu trei mase al sistemului de antrenare

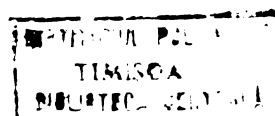
Tinînd seama de considerațiile de mai sus se poate scrie:

$$I_1 = I_2 = I$$

$I_n = I_r$  - momentul de inerție al rotorului motorului electric de tracțiune;

$\varphi_n = \varphi_r$  - deplasarea unghiulară a rotorului;

$c_n = c_r$  - rigiditatea arborelui de torsiune;



$$Q_1 = Q_2 = \frac{Q}{2}$$

Mișcarea sistemului de antrenare, în acest caz, va fi considerată de un sistem de trei ecuații diferențiale neliniare, de forma:

$$[I][\ddot{\varphi}] + [C][\dot{\varphi}] = [M] \quad (3.8)$$

în care:

$$[\varphi] = \begin{bmatrix} \varphi_1 \\ \varphi_2 \\ \varphi_r \end{bmatrix} ; \quad [I] = \begin{bmatrix} I & 0 & 0 \\ 0 & I & 0 \\ 0 & 0 & I_r \end{bmatrix} ;$$

$$[C] = \begin{bmatrix} c_1 & -c_1 & 0 \\ -c_1 & c_1 + c_r u^2 & -c_r u \\ 0 & -c_r u & c_r \end{bmatrix} ; \quad [M] = \begin{bmatrix} -M_{t1} \\ -M_{t2} \\ M_m \end{bmatrix}$$

Momentele forțelor de frecare roată-șină sînt date de relațiile:

$$M_{ti} = Q_0 r_0 \mu(v_{ai}), \quad (i = 1, 2) \quad (3.9)$$

unde  $r_0$  este raza roții și  $Q_0 = \frac{Q}{2}$  - sarcina pe roată.

Vitezele de alunecare dintre roți și șine vor fi:

$$v_{ai} = \dot{\varphi}_i r_0 - v, \quad (i=1, 2) \quad (3.10)$$

Avînd în vedere că patinarea osiei motoare se produce în condițiile unei mișcări variate a trenului, viteza  $v$  din (3.10) nu este constantă, variația acesteia fiind dată de ecuația de mișcare a trenului (2.20).

Intîrzierea abaterii vitezei de mers față de abaterea forței de tracțiune sau a rezistenței la mers este caracterizată de constanta de timp  $T_v$  a trenului /57/.

$$T_v = \frac{G_L + G_v}{\left( \frac{\partial R}{\partial V} - \frac{\partial F_0}{\partial V} \right) \xi} \quad (3.11)$$

Pentru regimul de demaraj, cu reglarea la forță de tracțiune constantă ( $\frac{\partial F_0}{\partial V} = 0$ ), constanta de timp a trenului este de ordinul sutelor de secunde, deci, mult superioară perioadei oscilațiilor de stick-slip (perioada oscilațiilor fiind de ordinul zecimilor de secundă).

Rezultă că dinamica trenului în timpul stick-slipului poate fi neglijată și deci viteza  $V$  se va considera constantă în ecuațiile de mișcare (3.6).

### 3.2. Studiul stabilității mișcării sistemului de antrenare.

Amplitudinile oscilațiilor de stick-slip pot atinge valori periculoase cu efectele arătate (v.cap.1.1), în deosebi în cazul instabilității mișcării. Coeficientul de frecare roată-sină și parametrii sistemului de antrenare al locomotivei influențează stabilitatea mișcării în cazul patinării roților.

Studiul stabilității mișcării sistemului de antrenare se face pentru sistemul general reprezentat de ecuațiile diferențiale (3.5).

Părțile componente ale sistemului de antrenare, deci și osia, vor avea o mișcare de rotație accelerată, pînă la viteza corespunzătoare punctului I (fig.3-4) de intersecție a caracteristicii cuplului motorului electric de tracțiune  $M_m(\dot{\psi})$  cu cuplul forțelor de frecare reduse la axa motorului  $M_{tr}(\dot{\psi})$ .

Dezvoltînd în serie Taylor funcțiile  $\mu(\dot{\psi}_i)$ , ( $i=1,2$ ) și  $M_m(\dot{\psi}_n)$  în jurul punctului I pentru care avem:

$$\begin{aligned} \dot{\psi}_{1e0} = \dot{\psi}_{2e0} = \dot{\psi}_{30} = \dots = \dot{\psi}_{n0} = \alpha \\ M_{tr}(\dot{\psi}_0) = \frac{Q_{r0}}{u} \mu\left(\frac{\alpha}{u}\right) \end{aligned} \quad (3.12)$$

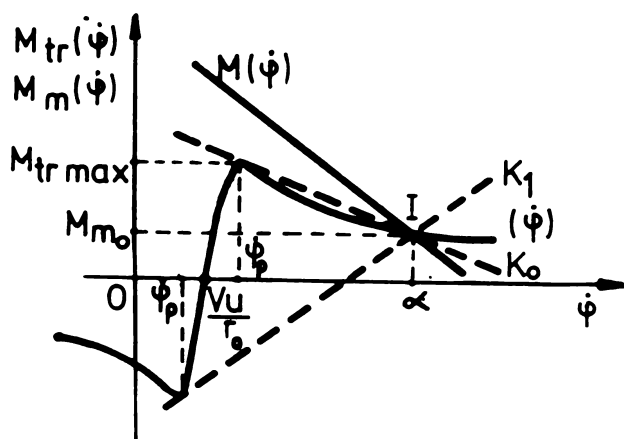


Fig. 3-4. Caracteristica cuplului motorului  $M_m(\dot{\varphi})$  și a cuplului  $M_{tr}(\dot{\varphi})$  al forțelor de frecare roată-șină, reduse la axa motorului.

se obține:

$$\mu(\dot{\varphi}_i) = \mu\left(\frac{\alpha}{u}\right) + \mu'\left(\frac{\alpha}{u}\right) \cdot \left(\dot{\varphi}_i - \frac{\alpha}{u}\right) + \frac{1}{2} \mu''\left(\frac{\alpha}{u}\right) \cdot \left(\dot{\varphi}_i - \frac{\alpha}{u}\right)^2 + \dots$$

(i = 1, 2) (3.13)

$$M_m(\dot{\varphi}_n) = M_{m0} + M_m'(\alpha) \cdot (\dot{\varphi}_n - \alpha) + \frac{1}{2} M_m''(\alpha) \cdot (\dot{\varphi}_n - \alpha)^2 + \dots$$

unde  $M_{m0} = M_m(\alpha)$

Relațiile (3.13) mai pot fi scrise sub forma:

$$\mu(\dot{\varphi}_i) = \frac{M_{m0} u}{Q_0 \cdot r_0} + K_{\mu} \cdot \left(\dot{\varphi}_i - \frac{\alpha}{u}\right) + \mu_r(\dot{\varphi}_i)$$

(i=1, 2) (3.14)

$$M_m(\dot{\varphi}_n) = M_{m0} + K_m(\dot{\varphi}_n - \alpha) + M_{mr}(\dot{\varphi}_n)$$

în care:

$$\mu_r(\dot{\varphi}_i) = \sum_{J=2}^{\infty} \frac{1}{J!} \left( \frac{d^J \mu}{d \dot{\varphi}_i^J} \right)_{\dot{\varphi}_i = \frac{\alpha}{u}} \left( \dot{\varphi}_i - \frac{\alpha}{u} \right)$$

(i=1, 2) (3.15)

$$M_{mr}(\dot{\varphi}_n) = \sum_{J=2}^{\infty} \frac{1}{J!} \left( \frac{d^J M_m}{d \dot{\varphi}_n^J} \right)_{\dot{\varphi}_n = \alpha} (\dot{\varphi}_n - \alpha)$$

reprezintă termenii neliniari din dezvoltare.

Introducînd perturbațiile  $q_i (i=1, \dots, n)$ , se face schimbarea de variabile:

$$\varphi_i = \varphi_{i0} + q_i, \quad (i=1, \dots, n) \quad (3.16)$$

unde:

$$\begin{aligned}\varphi_{10} &= \varphi_{20} = \frac{\alpha}{u} t \\ \varphi_{30} &= \alpha t + \frac{M_{m0} u^2}{c_1 + c_2} \\ \varphi_{i0} &= \alpha t + M_{m0} \sum_{j=1}^{i-1} \frac{1}{c_j}, \quad (i=4, \dots, n)\end{aligned}\tag{3.17}$$

Introducînd relațiile (3.13) și (3.16) în ecuațiile de mișcare (3.5) și neglijînd termenii  $\mu_r(\dot{\varphi}_i)$ , ( $i=1,2$ ) și  $M_{mr}(\dot{\varphi}_n)$ , se obțin ecuațiile diferențiale ale mișcării perturbate.

Pentru studiul stabilității absolute a mișcării sistemului de antrenare se folosește criteriul de stabilitate Routh-Hurwitz, generalizat pentru sisteme neliniare cu metoda lui Aizerman /1/, /32/.

Caracteristic este introducerea unei funcții  $K(\dot{\varphi})$  unice, neliniare, în sistemul liniar, care variază într-un spațiu unghiular conform figurii 3-4. Funcția neliniară se înlocuiește, pentru același spațiu unghiular printr-o dreaptă, care să conducă la un sistem echivalent de stabilitate liniară și față de sistemul neliniar să nu se obțină abateri prea mari:

$$K(\dot{\varphi}_0) = M_{m0} + (K_0 - K) (\dot{\varphi} - \alpha) \tag{3.18}$$

unde:  $0 \leq K \leq K_0 - K_1$  și :

$$K_0 = - \frac{M_{trmax} - M_{m0}}{\alpha - \dot{\varphi}_p} < 0 \tag{3.19}$$

$$K_1 = \frac{M_{trmax} + M_{m0}}{\alpha - \dot{\varphi}_p'} > 0$$

În relațiile (3.19) avem:

$$\dot{\varphi}_p = (v + v_p) \frac{u}{r_0} \tag{3.20}$$

$$\dot{\varphi}'_p = (V - v_p) \frac{u}{r_0}$$

Stabilitatea mișcării sistemului se stabilește pentru toți parametrii  $K_\mu = K_0 - K$  din relația (3.14).

Considerînd perturbațiile  $q_i (i=1, \dots, n)$  de forma:

$$q_i = A_i e^{\lambda t}, \quad (i=1, \dots, n)$$

se obține ecuația caracteristică:

$$D(\lambda) = \begin{vmatrix} I_1 \lambda^2 + K_\mu u Q_0 r_0 \lambda + C_1 & 0 & c_1 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ 0 & I_2 \lambda^2 + K_\mu u Q_0 r_0 \lambda + C_2 & -c_2 & \dots & \dots & \dots & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ 0 & \dots & \dots & -\rho_{n-1} & -c_{n-1} & I_n \lambda^2 - (K_m - \rho_{n-1}) \lambda - c_{n-1} & \dots \end{vmatrix}$$

$$= \sum_{i=0}^{2n} A_i \lambda^{2n-i} = 0 \quad (3.21)$$

După Liapunov mișcarea sistemului este stabilă dacă ecuația caracteristică (3.21) are rădăcini reale negative sau rădăcini complexe conjugate care au părțile reale negative.

Aceste condiții se obțin dacă toți coeficienții  $A_i (i=1, \dots, 2n)$  sînt pozitivi și dacă sînt îndeplinite condițiile necesare și suficiente impuse de criteriul Routh-Hurwitz referitoare la determinanții  $D_J (J=1, \dots, 2n)$  formați cu coeficienții ecuației caracteristice:

$$A_i > 0, \quad (i=0, \dots, 2n) \quad (3.22)$$

$$D_J > 0, \quad (J=1, \dots, 2n)$$

determinanții  $D_J$  fiind de forma:

$$D = \begin{vmatrix} A_1 & A_3 & \dots & \dots & A_{2J-1} \\ A_0 & A_2 & \dots & \dots & A_{2J} \\ \dots & \dots & \dots & \dots & \dots \\ 0 & 0 & \dots & \dots & A_J \end{vmatrix} \quad (3.23)$$

în care  $A_J = 0$  dacă  $J > 2n$

Analiza influenței parametrilor sistemului de antrenare asupra stabilității oscilațiilor de stick-slip s-a particularizat pentru

locomotiva CFR 060-EA, rezultate care ulterior s-au verificat prin experiențele făcute pe această locomotivă pentru determinarea solicitărilor osiilor la oscilațiile de stick-slip /27/, /60/.

După cum s-a arătat în cap.3.1 modelul sistemului de antrenare la această locomotivă poate fi simplificat la un sistem cu trei grade de libertate.

Cu notațiile folosite pentru acest caz (cap.3.1) ecuația caracteristică (3.21) devine:

$$D(\lambda) = \begin{vmatrix} I \lambda^2 + K_\mu u Q_0 r_0 \lambda + c_1 & 0 & c_1 \\ -c_1 & I \lambda^2 + K_\mu u Q_0 r_0 \lambda + c_1 + c_r u^2 & -c_r u \\ 0 & -c_r u & I_r \lambda^2 - K_m \lambda + c_r \end{vmatrix} =$$

$$= \sum_{i=0}^6 A_i \lambda^{6-i} = 0 \quad (3.24)$$

de unde rezultă condițiile de stabilitate:

$$A_0 = I^2 I_r > 0$$

$$A_1 = 2 I I_r K_\mu Q_0 r_0 - I^2 K_m > 0$$

$$A_2 = II_r (2 c_1 + c_r u^2) + I^2 c_r + I_r K_\mu^2 Q_0^2 r_0^2 - 2 I K_m K_\mu Q_0 r_0 > 0$$

$$A_3 = 2 I K_\mu Q_0 r_0 c_r - I K_m (2 c_1 + c_r u^2) + I_r K_\mu Q_0 r_0 (2 c_1 + c_r u^2) - K_m K_\mu^2 Q_0^2 r_0^2 > 0$$

$$A_4 = 2 I c_1 c_r + I_r c_1 c_r u^2 - K_m K_\mu Q_0 r_0 (2 c_1 + c_r u^2) + K_\mu^2 Q_0^2 r_0^2 c_r > 0 \quad (3.25)$$

$$A_5 = 2 K_\mu Q_0 r_0 c_1 c_r - K_m c_1 c_r u^2 > 0$$

$$D_1 = A_1 > 0$$

$$D_2 = A_1 A_2 - A_0 A_3 > 0$$

$$D_3 = D_2 A_3 - A_1 (A_1 A_4 - A_0 A_5) > 0$$

$$D_4 = D_2 (A_3 A_4 - A_2 A_5) - (A_1 A_4 - A_0 A_5)^2 > 0$$



Caracteristicile sistemului de antrenare al locomotivei 060 -EA sînt:  $I=188,534 \text{ Kgm}^2$ ;  $I_r = 55 \text{ Kgm}^2$ ;  $C_r = 33,544 \cdot 10^4 \text{ Kgm}^2 \text{ s}^{-2}$ ;  $C_1 = 763,132 \cdot 10^4 \text{ Kgm}^2 \text{ s}^{-2}$ ;  $r_o = 0,625 \text{ m}$ ;  $u = 3,65$ .

După caracteristica experimentală a coeficientului de frecare fig.3-5, stabilită de Frederich /21/, s-a considerat o variație a coeficientului  $K_\mu$  între  $-0,2109 \text{ s}$  și  $-0,0002 \text{ s}$  pentru viteze de alunecare cuprinse între  $1 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  și  $30 \frac{\text{m}}{\text{s}}$  (tabelul 3.1).

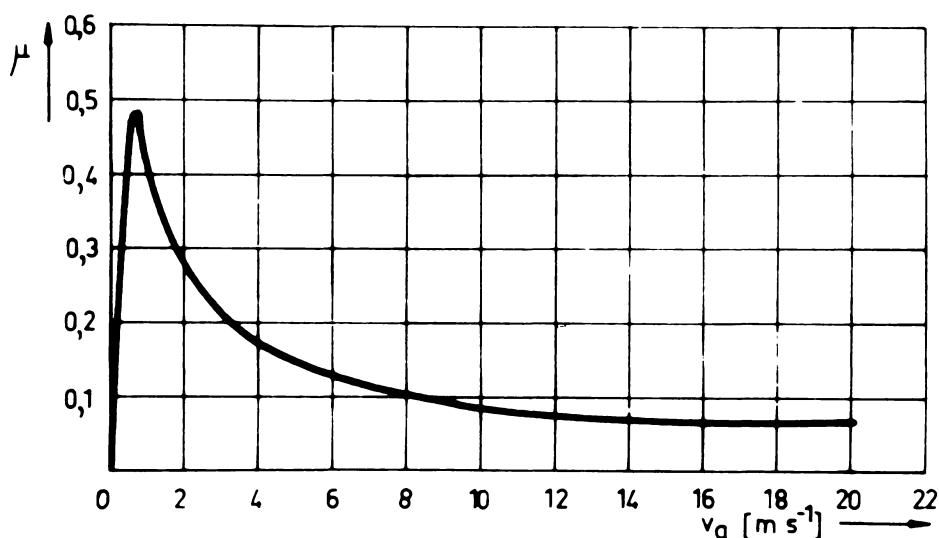


Fig.3-5. Caracteristica experimentală a coeficientului de frecare a lui Frederich.

Tabelul 3.1

$v_a \text{ [m s}^{-1}\text{]}$	1	2	3	4	6	10	20	30
$\mu$	0,4	0,265	0,215	0,17	0,12	0,085	0,07	0,065
$K_\mu \text{ [s]}$	-0,2109	-0,0527	-0,0234	-0,0131	-0,0058	-0,0021	-0,0005	-0,000

Sistemul va fi stabil dacă condițiile de stabilitate(3.22) sînt îndeplinite pentru întreg domeniul de variație al coeficientului de frecare.

Studiul stabilității sistemului cu trei mase (3.6) s-a făcut pe calculatorul numeric Felix C 256 al I.P.București, pentru care am întocmit schema logică din fig.3-6 și programul prezentat în anexa A1.1

S-a pus în evidență influența parametrilor  $C_r$ ,  $K_m$  și  $K_\mu$

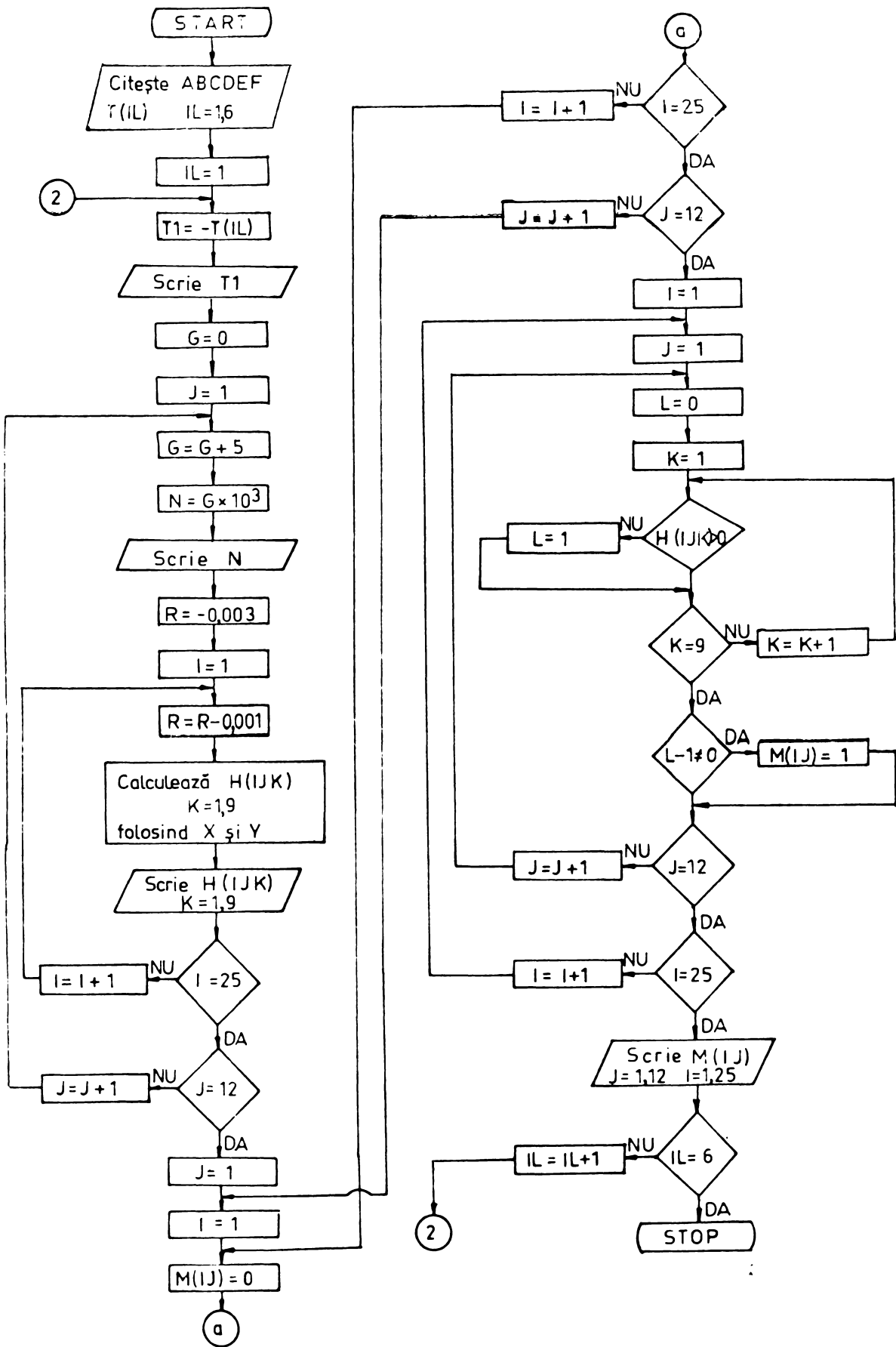


Fig.3-6 Schema logică pentru studiul stabilității mișcării sistemului de antrenare al locomotivei

Tabelul 3.2

$Q_o = 81535 \text{ N}$ ,  $I_r = 55 \text{ Kgm}^2$ ,

$K_{\mu} [s]$	-0,002	-0,004	-0,006	-0,008	-0,01	-0,012	-0,014	-0,016	-0,018	-0,02
$K_m = -300 \text{ Nms}$	0,1809	0,4229	0,8097	1,705	11,0412					
$K_m = -400$	0,2339	0,5177	0,8895	1,4394	2,4456	5,3905				
$K_m = -500$	0,2874	0,6194	1,0197	1,5322	2,2491	3,4014	5,7789	15,0025		
$K_m = -600$	0,3411	0,7238	1,1649	1,6919	2,3527	3,2387	4,5496	6,8201	12,1285	44,1651

Tabelul 3.3

$K_m, I_r, Q_o$	$K_m [Nms]$ $I_r = 55 \text{ Kgm}^2, Q_o = 81535 \text{ N}$				$I_r [Kgm^2]$ $K_m = -440 \text{ Nms}, Q_o = 81535 \text{ N}$				$Q_o [N]$ $K_m = -440 \text{ Nms}, I_r = 55 \text{ Kgm}^2$			
	-300	-500	-700	-1200	45	50	55	60	$8,2 \cdot 10^4$	$8,4 \cdot 10^4$	$8,6 \cdot 10^4$	$8,8 \cdot 10^4$
a	0,103	0,173	0,242	0,415	0,217	0,176	0,145	0,122	0,151	0,147	0,144	0,141
b	0,075	0,135	0,185	0,271	0,155	0,135	0,115	0,105	0,125	0,12	0,115	0,112

asupra stabilității oscilațiilor de stick-slip calculînd valorile coeficienților  $A_0, \dots, A_5$  și a determinanților  $D_1, \dots, D_4$  (3.25) pentru 6 valori ( $I_L=1,6$ ) ale pantei  $K_m$  a motorului cuprinse între -300 și - 1200 Nms (anexa A.1.2), 12 valori ( $J=1,12$ ) ale rigidității  $C_r$  a arborelui de torsiune cuprinse între  $5 \cdot 10^3$  și  $6 \cdot 10^4$  Nm precum și pentru 25 valori ( $I = 1,25$ ) ale pantei  $K_\mu$  a caracteristicii coeficientului de frecare de la - 0,004 pînă la - 0,028 s.

În programul pentru calculator s-au făcut următoarele notații:

$A=I, B=I_r, C=Q, D=r_0, E=C_1, F=u, T=K_m, R=K, N=C_r, H(I, J, 1)=A_0, \dots$   
 $H(I, J, 6)=A_5, H(I, J, 7)=D_2, H(I, J, 8)=D_3$  și  $H(I, J, 9)=D_4$ . Limita de stabilitate se obține pentru acele valori ale pantei  $K_\mu$  la care sînt îndeplinite condițiile de stabilitate (3.25).

Influența rigidității  $C_r$  a arborelui de torsiune al motorului electric de tracțiune asupra stabilității oscilațiilor se vede în fig.3-7 (linie continuă), în care s-au delimitat zonele de stabilitate prin funcțiile  $C_r(K_\mu)$  pentru diferite valori (anexa A.1.2) ale pantei  $K_m$  a caracteristicii motorului.

Pentru valori ale rigidității  $C_r > 5 \cdot 10^4$  Nm corespunzătoare celor reale existente la motoarele de tracțiune cu arbore de torsiune, panta  $K_\mu$  a coeficientului de frecare (care delimitează zona de stabilitate), poate fi considerată constantă și egală cu  $K_{\mu l}$ , valoarea către care tinde asimptotic funcția  $C_r(K_\mu)$ .

Se observă o lărgire a domeniului de stabilitate la mărirea pantei  $K_m$  a caracteristicii motorului, Aceasta se poate vedea și în fig.3-8 în care s-a reprezentat funcția  $K_{\mu l}(K_m)$  după valorile din tabelul 3.3.b.

Funcțiile  $C_r(K_\mu)$  și  $K_{\mu l}(K_m)$  s-au reprezentat considerînd sarcina pe roată  $Q_0$  și momentul de inerție  $I_r$  al rotorului motorului electric de tracțiune ca fiind constante.

Deoarece stick-slipul se produce mai întîi la osia cea mai

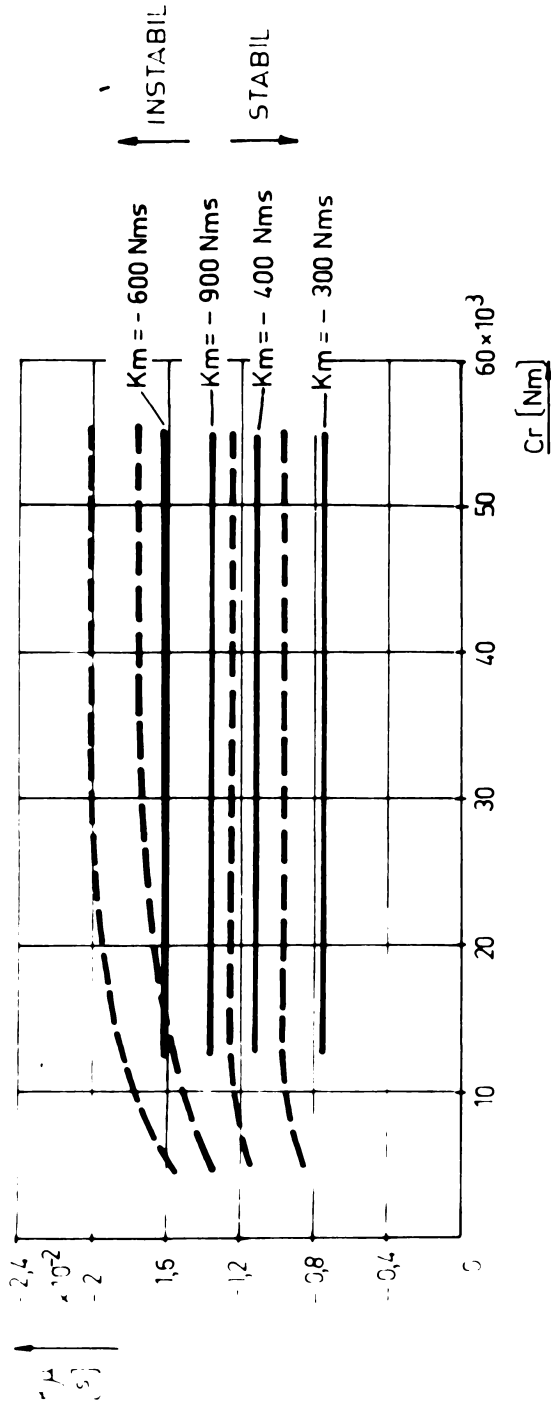


Fig.3-7 Influența rigidității arborelui de torsiune asupra stabilității mișcării

descărcată a locomotivei (cap.2.2) sarcina pe roată s-a considerat pentru această osie (tabelul 2.2) la viteza de mers  $V=0$ , și anume  $Q_0 = \frac{Q_1}{2} = 8153,5 \text{ daN}$  (pe osie 16.307 daN).

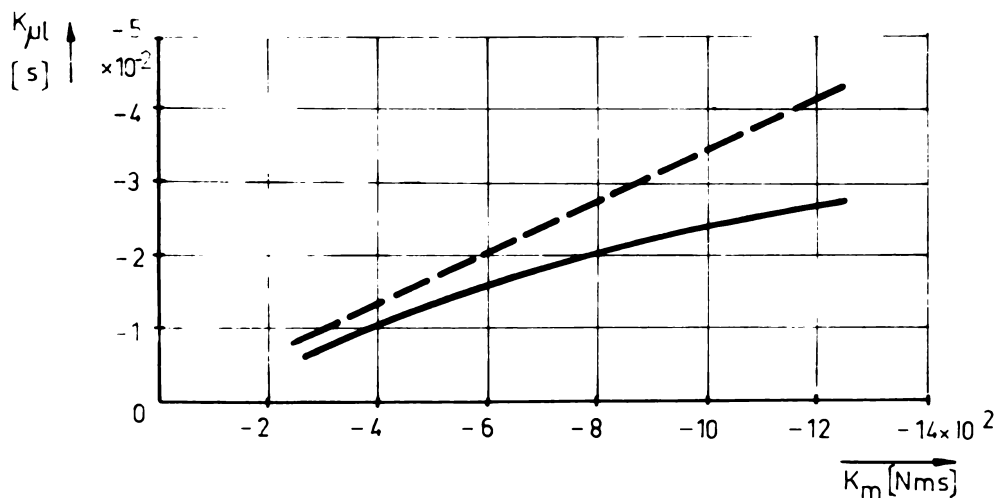


Fig.3-8. Influența pantei caracteristicii motorului asupra stabilității.

Pentru a vedea influența parametrilor  $Q_0$  și  $I_r$  asupra stabilității s-au reprezentat în fig.3-9 funcțiile  $K_{\mu 1}(Q_0)$  și  $K_{\mu 1}(I_r)$ , valorile corespunzătoare fiind cele din tabelul 3.3.b în care s-au trecut o parte din valorile obținute pe calculator.

Cazul cercetat de Kolerus în lucrarea /32/ pentru un sistem cu două mase rezultă ca un caz particular al cazului cu trei mase studiat de mine. Ecuația caracteristică în acest caz se obține prin particularizarea ecuației caracteristice (3.21), considerînd  $\psi_1 = \psi_2$ , condiția de stabilitate obținută din (3.22), fiind:

$$c_r > \frac{2 Q_0 r_0 K_m K_{\mu}(I_r Q_0 r_0 K_{\mu} - I K_m)}{I_r^2 u^2 Q_0 r_0 K_{\mu} - 2 I^2 K_m} \quad (3.26)$$

Caracteristicile de stabilitate pentru sistemul cu două mase s-au reprezentat în figurile 3-7, 3-8 și 3-9 cu linie întreruptă, o parte din valorile calculate fiind trecute în tabelele 3.2 și 3.3.a.

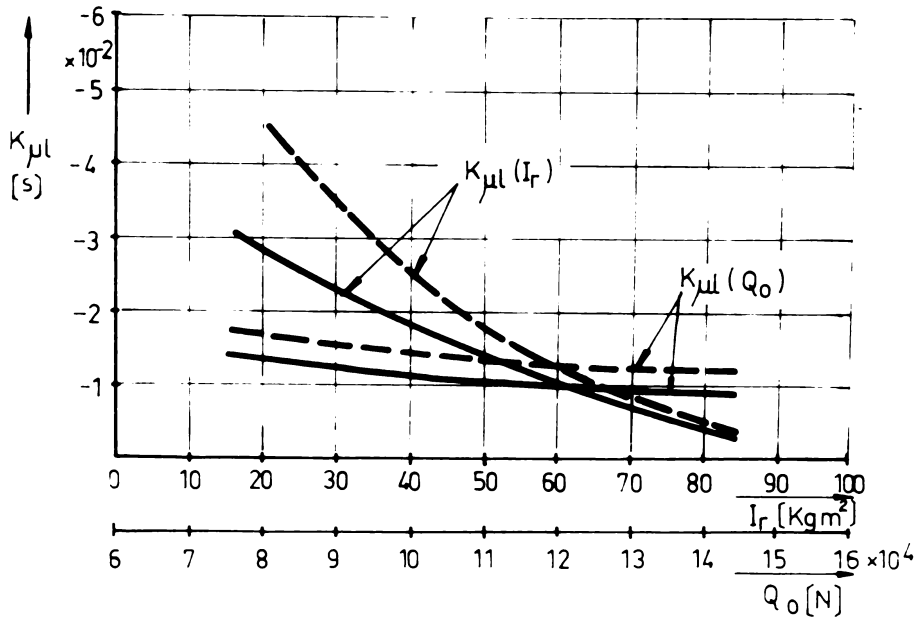


Fig.3-9. Influența sarcinii pe roată  $Q_0$  și a momentului de inerție  $I_r$  al rotorului asupra stabilității.

În urma studiului stabilității mișcării sistemului de antrenare al locomotivei au rezultat următoarele concluzii:

- caracteristica coeficientului de frecare dintre roată și șină influențează stabilitatea oscilațiilor de stick-slip prin valorile coeficienților  $K_{\mu}$  în domeniul vitezelor de patinare. Caracteristicile puțin căzătoare duc la micșorarea domeniului de instabilitate (fig.3-7) și chiar la stabilitatea oscilațiilor de stick-slip când  $K_{\mu} < K_{ul}$ ;

- din diagramele 3-7 și 3-8 rezultă că mărirea pantei caracteristicii mecanice a motorului electric de tracțiune duce la lărgirea domeniului de stabilitate. Caracteristicile abrupte, ca în cazul motorului asincron de tracțiune, influențează favorabil stabilitatea;

- din diagrama 3-9 rezultă că sarcina pe osie a locomotivei are o influență neglijabilă asupra stabilității;

- din diagrama 3-9 rezultă de asemenea lărgirea domeniului de stabilitate prin micșorarea momentului de inerție al rotorului. Si din acest punct de vedere motorul de tracțiune asincron este superior motorului de tracțiune de curent continuu;

- din toate diagramele rezultă mărirea domeniului de stabilitate în cazul sistemului cu două mase în comparație cu cel cu trei mase. Deci nu se poate lua în considerare cazul sistemului cu două mase decât pentru aprecieri calitative asupra stick-slipului.

3.3. Determinarea expresiilor analitice ale caracteristicilor coeficientului de frecare dintre roată și șină și a cuplului motorului de tracțiune.

Ecuatiile diferențiale (3.5) ale mișcării sistemului de antrenare al locomotivei sînt neliniare, după cum s-a arătat și în cap.3.1,  $M_{t1}(\dot{\varphi}_1)$ ,  $M_{t2}(\dot{\varphi}_2)$  și în general  $M_m(\dot{\varphi}_n)$  fiind funcții neliniare de vitezele unghiulare respective.

In calculele mele am ținut seama de neliniaritatea coeficientului de frecare roată-șină pornind de la caracteristica experimentală a coeficientului de frecare a lui Frederich dată în figura 3-5.

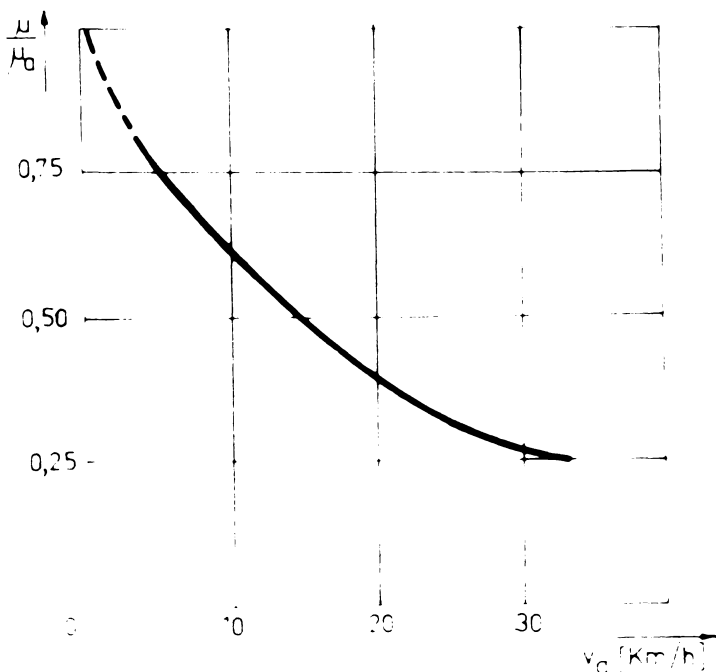


Fig.3-10. Caracteristica experimentală a coeficientului de frecare a lui Bernard și Guillier pentru viteze ale locomotivei cuprinse între 0 și 30 km/h.



Rezultatele obținute de Frederich sînt confirmate și de caracteristicile obținute de M. Bernard și A. Güller /38/, la experiențe făcute, cu locomotive electrice franceze, unde s-a pus în evidență și influența coeficientului de aderență asupra coeficientului de frecare (fig.3-10). De altfel aceste caracteristici sînt utilizate și în studiile ORE despre aderență /3/.

Integrarea ecuațiilor diferențiale (3.5) ale mișcării poate fi făcută analitic prin liniarizarea ecuațiilor, sau prin metode numerice cu ajutorul calculatorului pentru cazul neliniar.

Deoarece soluțiile obținute prin liniarizare sînt aproximative /7/, /23/, /43/, s-a făcut integrarea ecuațiilor în cazul unei variații neliniare a coeficientului de frecare după cum se poate vedea în fig.3-11.

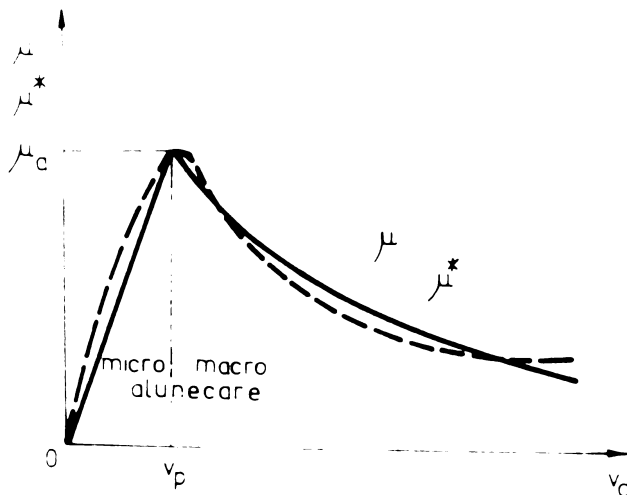


Fig.3-11. Aproximarea caracteristicii coeficientului de frecare.

Funcția  $\mu^*(v_a)$  care aproximează în acest caz caracteristica experimentală  $\mu(v_a)$  a coeficientului de frecare va fi:

$$\mu^*(v_a) = \begin{cases} \frac{\mu_a}{v_p} \cdot v_a & , \text{dacă } v_a \leq v_p \\ \frac{a}{v_a} + b & , \text{dacă } v_a > v_p \end{cases} \quad ; (3.27)$$

unde  $v_p$  este viteza de delimitare a celor două zone, de micro și macroalunecare iar a și b sînt coeficienți a căror valori le-am determinat prin prelucrarea matematică a datelor experimentale cu metoda

celor mai mici pătrate, obținând astfel o caracteristică a coeficientului de frecare apropiată de caracteristica experimentală, reală.

Astfel măsurînd valorile  $\mu_1, \mu_2, \dots, \mu_n$  ale coeficientului de frecare la diferite viteze de alunecare  $v_{a1}, v_{a2}, \dots, v_{an}$  și punînd condiția ca expresia:

$$S = \sum_{i=1}^n [\mu_i - \mu^*(v_{ai}; a, b)]$$

să fie minimă, se obține :

$$a = \frac{n \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i}{v_{ai}} - \sum_{i=1}^n \frac{1}{v_{ai}} \sum_{i=1}^n \mu_i}{n \sum_{i=1}^n \frac{1}{v_{ai}^2} - \left( \sum_{i=1}^n \frac{1}{v_{ai}} \right)^2} \quad (3.28)$$

$$b = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{1}{v_{ai}^2} \sum_{i=1}^n \mu_i - \sum_{i=1}^n \frac{1}{v_{ai}} \sum_{i=1}^n \frac{\mu_i}{v_{ai}}}{n \sum_{i=1}^n \frac{1}{v_{ai}^2} - \left( \sum_{i=1}^n \frac{1}{v_{ai}} \right)^2}$$

Pentru caracteristica experimentală a coeficientului de frecare dată de Frederich s-au obținut valorile  $a = 0,3375 \text{ ms}^{-1}$  și  $b = 0,0752$  (anexa A.2). Se pot determina coeficienții și pentru alte valori ale coeficientului de aderență dacă ținem seama de caracteristica lui Bernard și Guillier, din care rezultă la aceeași viteză de alunecare, proporționalitatea coeficienților de aderență cu coeficienții de frecare, deci cu coeficienții  $a$  și  $b$ .

În tabelul 3.4 s-au trecut valorile coeficienților  $a$  și  $b$ , considerînd variația coeficientului de aderență dată de relația lui Curtius și Kniffler (cap.2.3) în funcție de viteza  $V$  de mers a locomotivei.

Tabelul 3.4

$V [\text{Km/h}]$	0	3,6	7,2	10,8	14,4	18	21,6	25,2	28,8
$\mu_a$	0,3314	0,3186	0,3075	0,2978	0,2894	0,2819	0,2753	0,2694	0,264
$a [\text{ms}^{-1}]$	0,2301	0,2213	0,2135	0,2068	0,201	0,1958	0,1912	0,1871	0,183
$b$	0,0512	0,0493	0,0475	0,046	0,0447	0,0436	0,0426	0,0417	0,0408

Înlocuind expresia coeficientului de frecare (3.27) în

expresia momentului forței de frecare roată-șină (3.9) se obține:

$$M_{ti}(\dot{\varphi}_i) = \begin{cases} \frac{a}{\dot{\varphi}_p} \left( \dot{\varphi}_i - \frac{v}{r_o} \right) Q_o r_o, & \text{dacă } \left| \dot{\varphi}_i - \frac{v}{r_o} \right| \leq \dot{\varphi}_p \\ \left( \frac{a}{r_o} - \frac{1}{\left| \dot{\varphi}_i - \frac{v}{r_o} \right|} + b \right) \cdot \text{sgn} \left( \dot{\varphi}_i - \frac{v}{r_o} \right) Q_o r_o, & \text{dacă} \\ \left| \dot{\varphi}_i - \frac{v}{r_o} \right| > \dot{\varphi}_p & (i = 1, 2) \end{cases} \quad (3.29)$$

unde:

$$\dot{\varphi}_p = \frac{v_p}{r_o}$$

Caracteristica cuplului motorului asincron de tracțiune s-a aproximat cu o dreaptă pe porțiunea stabilă a acesteia (fig.3.12),/9/, /52/.

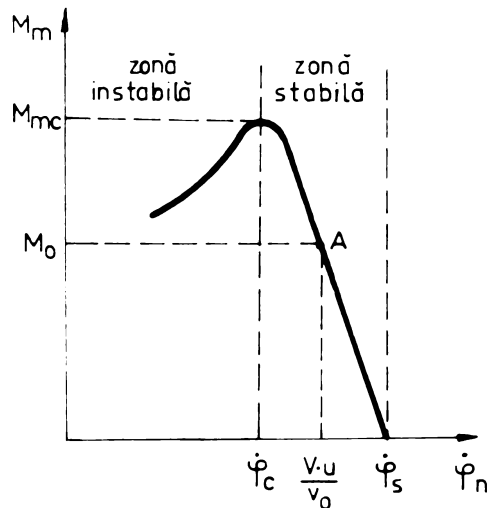


Fig.3-12. Aproximarea caracteristicii cuplului motorului asincron de tracțiune

Expresia cuplului motorului asincron la patinarea osiei va fi de forma:

$$M_m(\dot{\varphi}_n) = M_o + K_m \left( \dot{\varphi}_n - \frac{vu}{r_o} \right) \quad (3.30)$$

în care  $M_o$  este valoarea cuplului inițial al motorului în punctul A de început a patinării la viteza  $v$  de mers a locomotivei.

Panta  $K_m$  a caracteristicii va fi:

$$K_m = \frac{2 M_{mc}}{\dot{\varphi}_s - \dot{\varphi}_c} = \frac{M_{mc} \cdot m}{\pi r_1 a_c} \quad (3.31)$$

în care  $M_{mc}$  este cuplul critic al motorului asincron;

$\dot{\varphi}_c, \dot{\varphi}_s$  - viteza unghiulară critică respectiv viteza unghiulară de sincronism;

$m$  - numărul perechilor de poli ai motorului;

$f_1$  - frecvența tensiunii de alimentare a motorului;

$a_c$  - alunecarea critică.

### 3.4. Calculul amplitudinilor oscilațiilor de stick-slip

Pentru rezolvarea ecuațiilor diferențiale (3.8) ale mișcării sistemului oscilant cu trei mase (fig.3.3) cu ajutorul calculatorului electronic cifric, ecuațiile diferențiale se reduc la un sistem de 6 ecuații de ordinul 1 prin schimbarea de variabile:

$$\varphi_1 = x_1, \varphi_2 = x_2, \varphi_r = x_3, \dot{\varphi}_1 = x_4, \dot{\varphi}_2 = x_5, \dot{\varphi}_r = x_6.$$

Introducînd matricile:

$$x = \begin{bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ x_6 \end{bmatrix}$$

$$f = \begin{bmatrix} f_1(t, x_1, \dots, x_6) \\ f_2(t, x_1, \dots, x_6) \\ \cdot \\ \cdot \\ \cdot \\ f_6(t, x_1, \dots, x_6) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x_4 \\ x_5 \\ x_6 \\ \frac{1}{I} \left[ -c_1(x_1 - x_2) - m_{t1}(x_4) \right] \\ \frac{1}{I} \left[ c_1(x_1 - x_2) + c_r u(x_3 - ux_2) - m_{t2}(x_5) \right] \\ \frac{1}{I_r} \left[ -c_r(x_3 - ux_2) + m_m(x_6) \right] \end{bmatrix}$$

ecuațiile diferențiale ale oscilațiilor se pot scrie:

$$\frac{dx}{dt} = f(t, x) \quad (3.32)$$

Aplicînd metoda de integrare Runge-Kutta de ordinul 4

sistemului (3.32), relațiile de recurență pentru calculul noilor variabile  $x_i$  ( $i=1, \dots, 6$ ) vor fi:

$$\begin{aligned}
 x_{1,i+1} &= x_{1,i} + h \cdot x_{4,i} + \frac{h}{6} (t_1 + t_2 + t_3) \\
 x_{2,i+1} &= x_{2,i} + h \cdot x_{5,i} + \frac{h}{6} (\varepsilon_1 + \varepsilon_2 + \varepsilon_3) \\
 x_{3,i+1} &= x_{3,i} + h \cdot x_{6,i} + \frac{h}{6} (p_1 + p_2 + p_3) \quad (3.33) \\
 x_{4,i+1} &= x_{4,i} + \frac{1}{6} (t_1 + 2t_2 + 2t_3 + t_4) \\
 x_{5,i+1} &= x_{5,i} + \frac{1}{6} (\varepsilon_1 + 2\varepsilon_2 + 2\varepsilon_3 + \varepsilon_4) \\
 x_{6,i+1} &= x_{6,i} + \frac{1}{6} (p_1 + 2p_2 + 2p_3 + p_4)
 \end{aligned}$$

unde:  $h = t$  este pasul de integrare iar  $t_i, \varepsilon_i, p_i, (i=1, \dots, 4)$  coeficienți avînd expresiile:

$$\begin{aligned}
 t_1 &= h \cdot f_4(x_{1,i}, x_{2,i}, x_{4,i}) \\
 t_2 &= h \cdot f_4(x_{1,i} + \frac{h}{2} x_{4,i}, x_{2,i} + \frac{h}{2} x_{5,i}, x_{4,i} + \frac{t_1}{2}) \\
 t_3 &= h \cdot f_4(x_{1,i} + \frac{h}{2} x_{4,i} + \frac{h}{4} t_1, x_{2,i} + \frac{h}{2} x_{5,i} + \frac{h}{4} \varepsilon_1, x_{4,i} + \frac{t_1}{2} + \frac{t_2}{2}) \\
 t_4 &= h \cdot f_4(x_{1,i} + h x_{4,i} + \frac{h}{2} t_2, x_{2,i} + h x_{5,i} + \frac{h}{2} \varepsilon_2, x_{4,i} + t_3) \\
 \varepsilon_1 &= h \cdot f_5(x_{1,i}, x_{2,i}, x_{3,i}, x_{5,i}) \quad (3.34) \\
 \varepsilon_2 &= h \cdot f_5(x_{1,i} + \frac{h}{2} x_{4,i}, x_{2,i} + \frac{h}{2} x_{5,i}, x_{3,i} + \frac{h}{2} x_{6,i}, \\
 &\quad x_{5,i} + \frac{\varepsilon_1}{2}) \\
 \varepsilon_3 &= h \cdot f_5(x_{1,i} + \frac{h}{2} x_{4,i} + \frac{h}{4} t_1, x_{2,i} + \frac{h}{2} x_{5,i} + \frac{h}{4} \varepsilon_1, \\
 &\quad x_{3,i} + \frac{h}{2} x_{6,i} + \frac{h}{4} p_1, x_{5,i} + \frac{\varepsilon_2}{2}) \\
 \varepsilon_4 &= h \cdot f_5(x_{1,i} + h x_{4,i} + \frac{h}{2} t_2, x_{2,i} + h x_{5,i} + \frac{h}{2} \varepsilon_2, x_{3,i} + \\
 &\quad + h x_{6,i} + \frac{h}{2} p_2, x_{5,i} + \varepsilon_3)
 \end{aligned}$$

$$p_1 = h \cdot f_6(x_{2,i}, x_{3,i}, x_{6,i})$$

$$p_2 = h \cdot f_6(x_{2,i} + \frac{h}{2} x_{5,i}, x_{3,i} + \frac{h}{2} x_{6,i}, x_{6,i} + \frac{p_1}{2})$$

$$p_3 = h \cdot f_6(x_{2,i} + \frac{h}{2} x_{5,i} + \frac{h}{4} g_1, x_{3,i} + \frac{h}{2} x_{6,i} + \frac{h}{4} p_1, x_{6,i} + \frac{p_2}{2})$$

$$p_4 = h \cdot f_6(x_{2,i} + hx_{5,i} + \frac{h}{2} g_2, x_{3,i} + hx_{6,i} + \frac{h}{2} q_3, x_{6,i} + p_3)$$

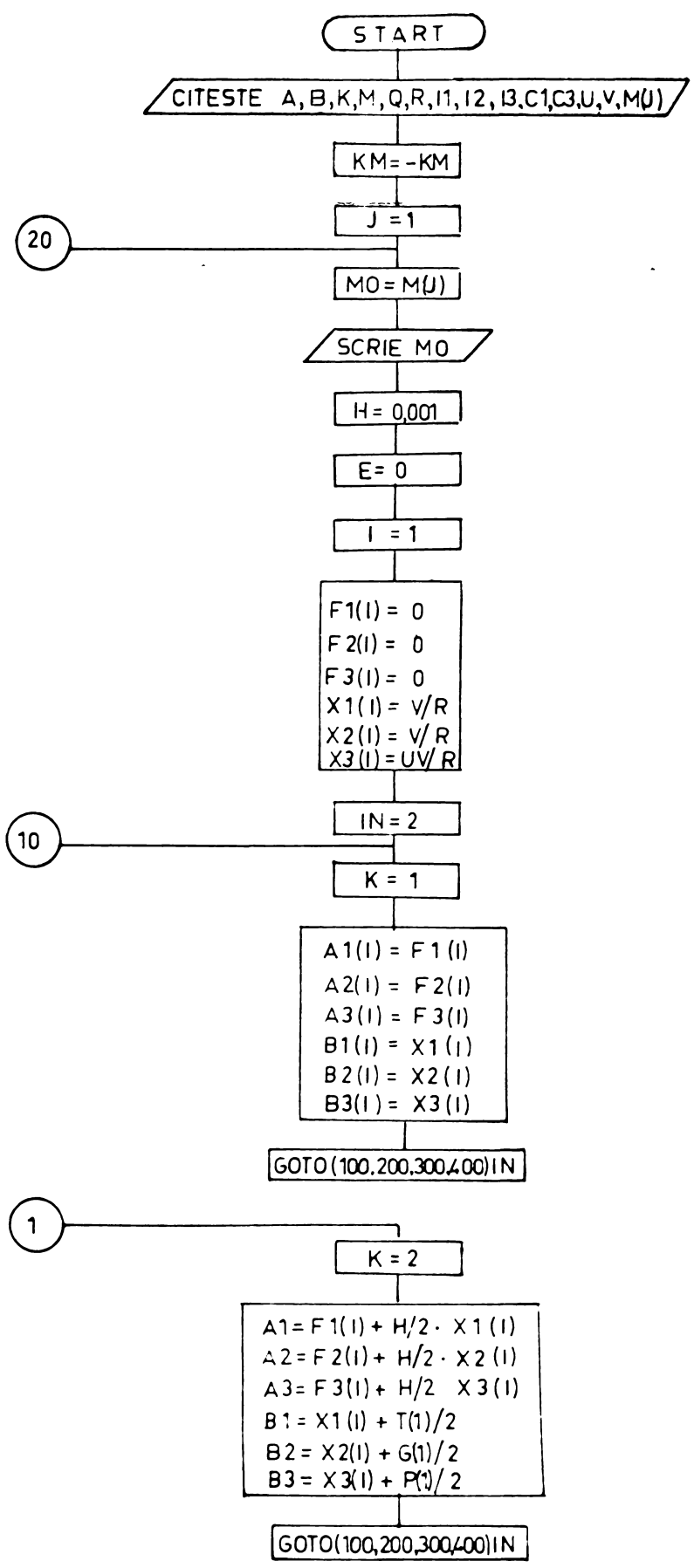
Integrarea cu metoda Runge-Kutta s-a făcut pe calculatorul Felix C 256 al I.P.București. Schema logică de calcul este prezentată în fig.3.13 iar programul de calculator este dat în anexa A<sub>3.1</sub>.

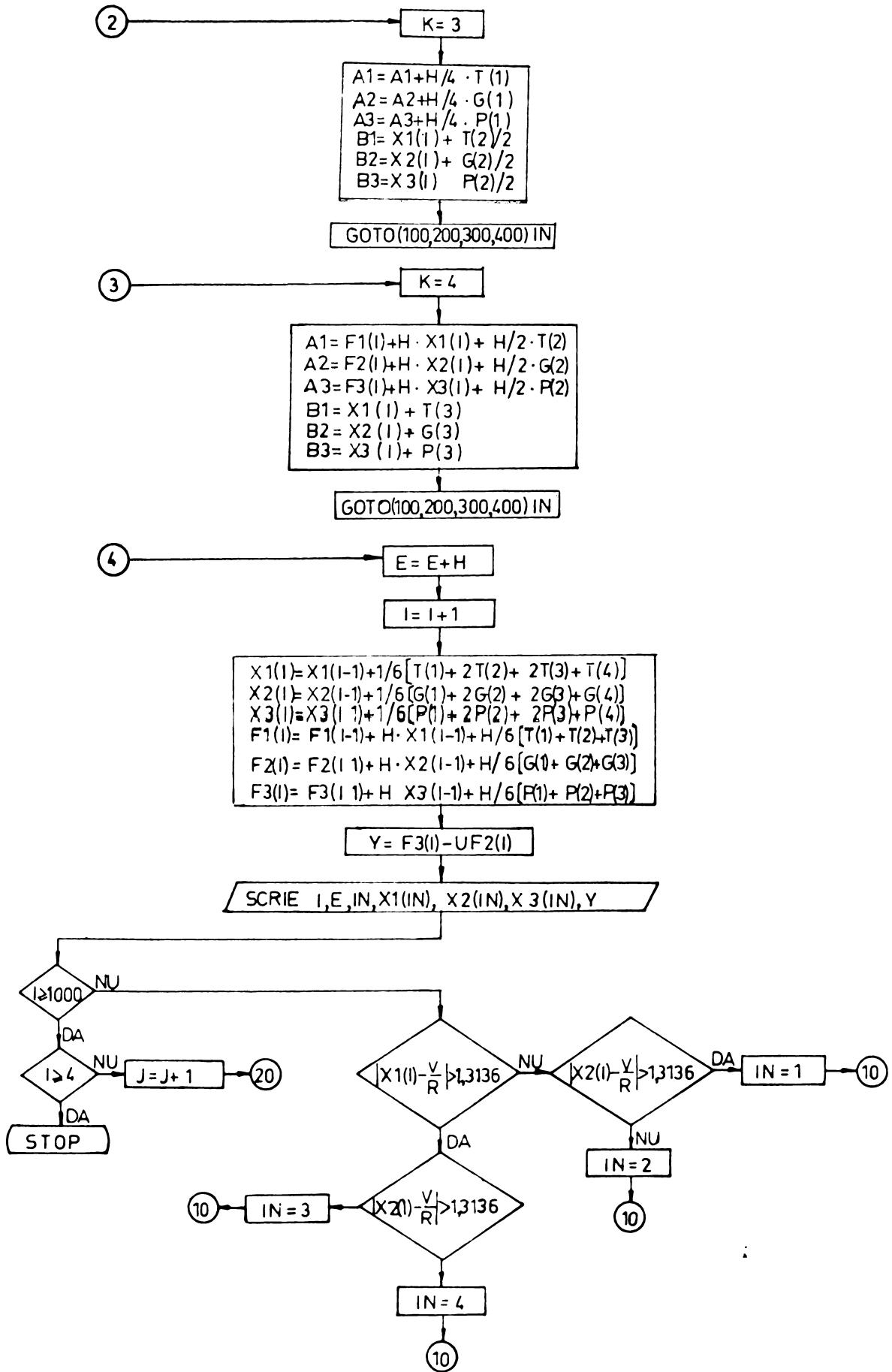
Notațiile folosite în programul de calculator sînt: A=a, B=b, Km=Km, R=r<sub>0</sub>, I1=I<sub>1</sub>, I2=I<sub>2</sub>, I3=I<sub>r</sub>, C1=c<sub>1</sub>, C3=c<sub>r</sub>, U=u, T=t, G=g, P=p, H=h, M0=M<sub>0</sub>, F=φ, X=ψ

La imprimantă s-au obținut în funcție de timp valorile vitezelor unghiulare ψ<sub>1</sub>, ψ<sub>2</sub> ale roților locomotivei, vitezelor unghiulare ψ<sub>r</sub> ale rotorului motorului electric de tracțiune și valorile torsionărilor φ<sub>r</sub> - u φ<sub>2</sub> ale arborelui „de torsione” al motorului.

Oscilațiile de stick-slip sînt influențate atît de caracteristica coeficientului de frecare roată-șină prin coeficienții a și b, cît și de partea electrică a locomotivei (v.cap.1.1) prin panta K<sub>el</sub> a motorului electric de tracțiune și cuplul M<sub>0</sub> care depinde de modul de reglare a vitezei locomotivei.

Analiza influenței acestor parametri asupra stick-slipului la locomotivele diesel în curent alternativ-curent alternativ s-a făcut considerînd un motor de tracțiune asincron de putere nominală P<sub>n</sub> = 850 kW egală cu cea a motorului LJE-108 de pe locomotiva CFR 060EA. Panta caracteristicii mecanice a motorului în regimul de demaraj cînd reglarea motorului se face la U/f = constant(v.cap.4.1)







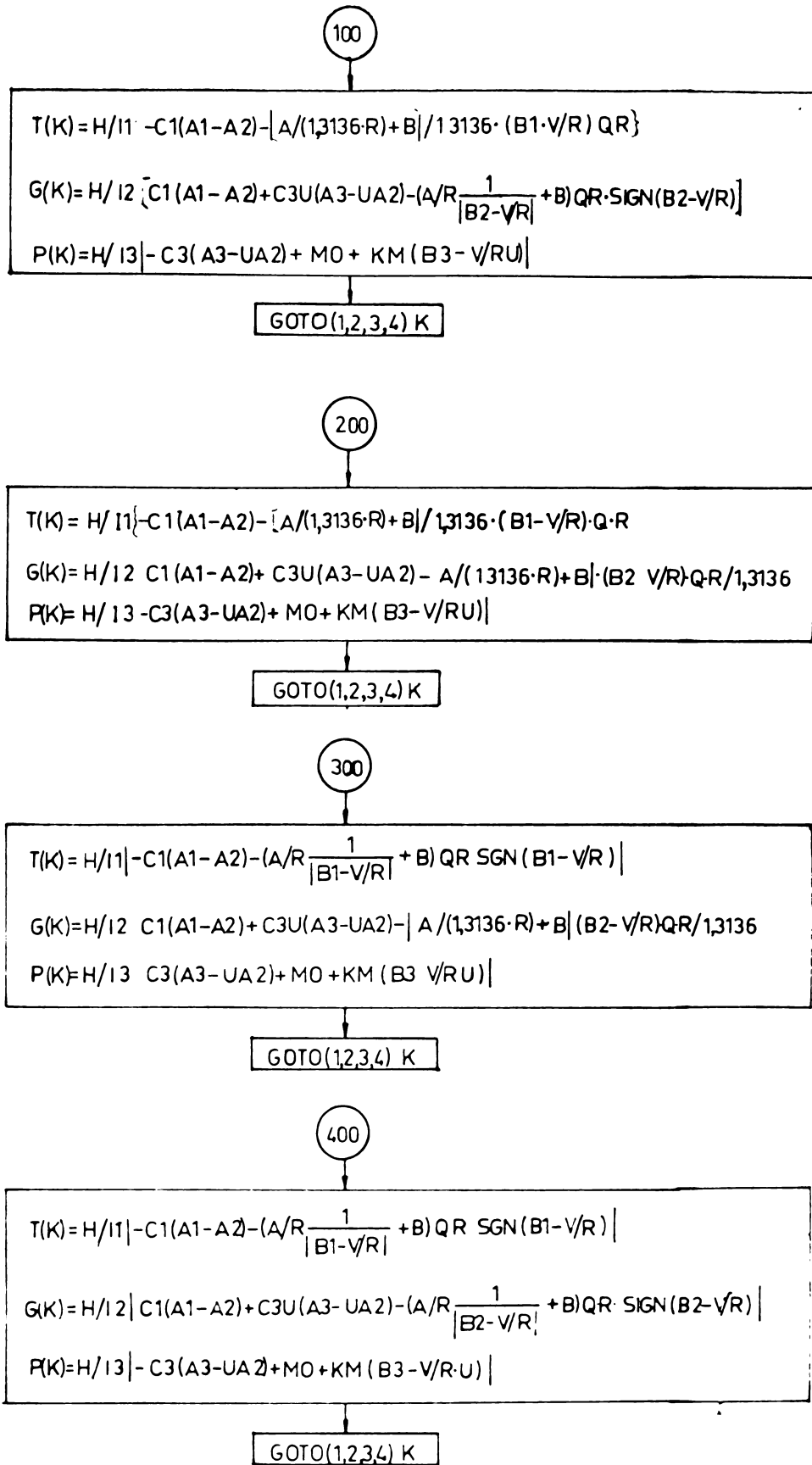


Fig.3-13 Schema logica de calcul pentru integrarea ecuatiilor de miscare ale sistemului de antrenare cu 3 mase prin metoda Runge-Kutta.

este  $K_m = -1184 \text{ Nms}$ , parametrii sistemului de antrenare ai locomotivei fiind dați în cap.3.1.

Producerea oscilațiilor de stick-slip se poate vedea în fig.3-14 în care s-a prezentat curba de variație a vitezei unghiulare  $\dot{\psi}_1$  în funcție de timp, cu valorile din anexa A3.2 obținute prin integrarea pe calculator a ecuațiilor de mișcare ale sistemului de antrenare pentru  $\mu_a = 0,3314$  (tabelul 3.4) și  $Q_1 = 163070 \text{ N}$ . (tabelul 2.2).

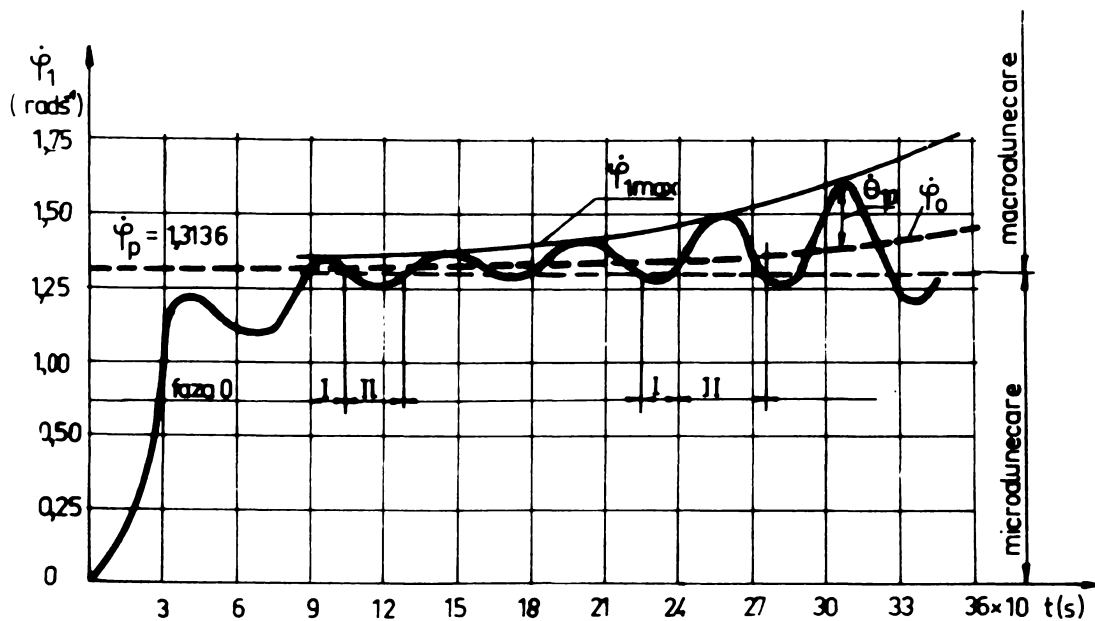
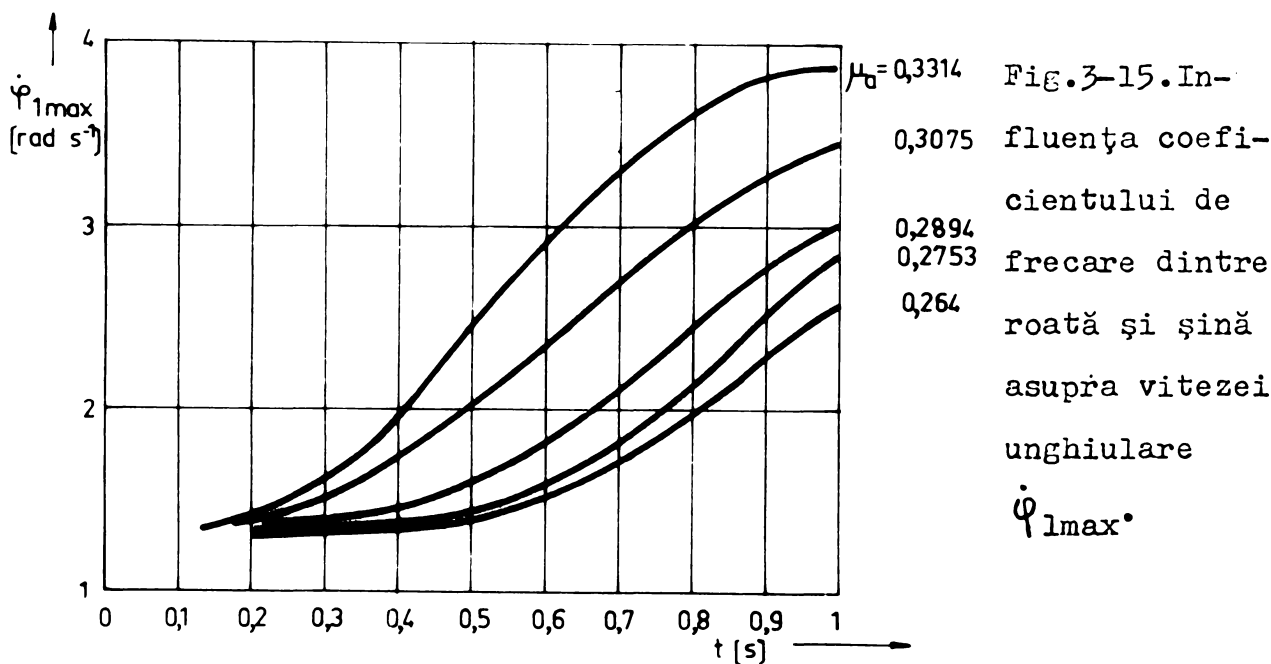


Fig.3-14. Variația în timp a vitezei unghiulare  $\dot{\psi}_1$  a roții locomotivei la producerea oscilațiilor de stick-slip.

În fig.3-14 se pot distinge trei faze care caracterizează stick-slipul la pornirea locomotivei. Astfel faza 0 corespunde torsionării elementelor elastice ale sistemului de antrenare în domeniul micro-alunecărilor pînă la atingerea vitezei unghiulare cînd forța de tracțiune ajunge la valoarea forței limitate de aderență, urmată de accesione de faze I de "slip" (în domeniul

macro-alunecărilor) și II de „stick”.

Viteza unghiulară  $\dot{\varphi}_{1\max}$  a oscilațiilor de stick-slip crește în timp (fig.3-14), sistemul fiind instabil (v.cap.3.2 fig.3-7) pentru valorile parametrilor sistemului de antrenare și a coeficientului de frecare roată-șină considerați în acest caz. Influența coeficientului de frecare dintre roată și șină asupra variației în timp a vitezei unghiulare  $\dot{\varphi}_{1\max}$  se poate vedea în fig.3-15 în care s-au reprezentat curbele de variație  $\dot{\varphi}_{1\max}(t)$  corespunzătoare valorilor coeficienților de aderență din tabelul 3.4.



Deși sistemul este instabil a rezultat o limitare a amplitudinilor de oscilație, acest lucru putînd fi explicat prin faptul că la amplitudini mari de oscilație crește influența rezistențelor pozitive date de forțele de frecare din zona de micro-alunecare și de asemenea scăderii pantei caracteristicii coeficientului de frecare cu creșterea vitezei de alunecare.

Mișcarea sistemului de antrenare poate fi considerată (fig.3-14 și anexa A.3.2) ca avînd o componentă cu viteza unghiulară  $\dot{\varphi}_0$  monoton crescătoare peste care se suprapun componentele de

oscilație  $\dot{\theta}_1, \dot{\theta}_2$  și  $\dot{\theta}_r$ , astfel:  $\dot{\psi}_1 = \dot{\psi}_0 + \dot{\theta}_1$ ,  $\dot{\psi}_2 = \dot{\psi}_0 + \dot{\theta}_2$  și  $\dot{x}_2 = x \dot{\psi}_0 - \dot{x}_2$ .

Analizînd mișcarea se evidențiază două forme de manifestare a oscilațiilor de stick-slip (v.cap.1.1):

a) dacă  $\dot{\psi}_1 \min, \dot{\psi}_2 \min < \dot{\psi}_p$  mișcarea roților locomotivei va fi cu intermitențe, acest caz existînd în general, la viteze mici de alunecare ;

b) dacă  $\dot{\psi}_1 \min, \dot{\psi}_2 \min > \dot{\psi}_p$  cele două faze (de stick-și slip) dispar, mișcarea apropiindu-se de cea armonică cu cît viteza unghiulară a roții  $\dot{\psi}_0$  este mai mare în raport cu componentele de oscilație.

În privința frecvenței oscilațiilor de stick-slip din rezultatele obținute prin calcul (anexa A.3.2) rezultă că aceasta crește de la aproximativ 20 Hz, valoare corespunzătoare perioadei de început a oscilațiilor (pînă la  $t \approx 0,4$  s), la 50 Hz (după  $t \approx 0,6$  s).

Pulsatiile proprii ale sistemului oscilant calculate cu relația:

$$p^2 = \left( \frac{c_1}{I} + \frac{c_r u^2}{2I} + \frac{c_r}{2I_r} \right) \pm \sqrt{\left( \frac{c_1}{I} + \frac{c_r u^2}{2I} + \frac{c_r}{2I_r} \right)^2 - \frac{2c_1 c_r}{I I_r} - \frac{c_1 c_r u^2}{I^2}} \quad (3.35)$$

sînt egale cu  $p_1 = 324,168 \text{ rad s}^{-1}$ ,  $p_2 = 127,5 \text{ rad s}^{-1}$  iar frecvențele proprii:  $\dot{\psi}_1 = 51,596 \text{ Hz}$  și  $\dot{\psi}_2 = 20,28 \text{ Hz}$ .

Se confirmă astfel rezultatele experimentale obținute de Breyer /10/, /11/ ca și cele ale lui Schröter și Schönerberger /46/, frecvența oscilațiilor de stick-slip apropiindu-se de frecvența cea mai mare a oscilațiilor proprii ale sistemului de antrenare.

Se prezintă în continuare și o metodă analitică dată de ORE de calcul pentru sistemul cu două mase care are avantajul unei rezolvări rapide și scoate în evidență influența parametrilor sistemului de antrenare asupra oscilațiilor /3/, /61/. Determinarea pe cale

analitică a amplitudinilor oscilațiilor se face aproximativ considerând că acestea au frecvența oscilațiilor libere, acest lucru fiind de altfel confirmat și de rezultatele experimentale /7/, /27/, /43/, /48/.

Pentru aceasta în sistemul (3.8) se face schimbarea de variabile:

$$\begin{aligned} \varphi_1 = \varphi_2 = \varphi &= \dot{\varphi}_0 t + \psi_1 \\ \varphi_r - u\varphi &= \psi_2 \end{aligned} \quad (3.36)$$

în care  $\psi_i = \psi_{i0} \sin pt$  ( $i=1,2$ ) și  $p$  - pulsația proprie a sistemului cu două mase dată de relația:

$$p = c_r \sqrt{\frac{2I + I_r u^2}{2 I I_r}}$$

Punînd condiția ca lucrul mecanic al forțelor exterioare ce se exercită asupra sistemului în timpul unei perioade de oscilație să fie egal cu zero, se obține:

$$\begin{aligned} \int_0^{2\pi/p} [u M_m (\dot{\psi}_2 + u \dot{\psi}_1 + u \dot{\varphi}_0) - M_t (\dot{\psi}_1 + \dot{\varphi}_0)] dt &= 0 \\ \int_0^{2\pi/p} [u M_m (\dot{\psi}_2 + u \dot{\psi}_1 + u \dot{\varphi}_0) - M_t (\dot{\psi}_1 + \dot{\varphi}_0)] \dot{\psi}_1 dt &= 0 \quad (3.37) \\ \int_0^{2\pi/p} [M_m (\dot{\psi}_2 + u \dot{\psi}_1 + u \dot{\varphi}_0)] \dot{\psi}_2 dt &= 0 \end{aligned}$$

unde momentul  $M_t$  al forțelor de frecare față de axa osiei se obține din (3.29) pentru  $\dot{\varphi} > \dot{\varphi}_p$  prin schimbarea de variabile (3.35) :

$$M_t = \left( \frac{a}{r_0} \frac{1}{\dot{\psi}_1 + \dot{\varphi}_0 - \frac{v}{r_0}} + b \right) Q_1 r_0 \quad (3.38)$$

După efectuarea integrărilor se obțin ecuațiile vitezei unghiulare de alunecare  $\dot{\varphi}_0^* = \dot{\varphi}_0 - \frac{v}{r_0}$  și a amplitudinii oscilațiilor  $\psi_{10}$  :

$$u^2 K_m \dot{\psi}_0^{*2} - (b Q_1 r_0 - u M_0) \dot{\psi}_0^* - a Q_1 = 0 \quad (3.39)$$

$$u^4 K_m^2 p^4 \psi_{10}^4 - u^2 K_m p^2 (4a Q_1 + u^2 K_m \dot{\psi}_0^{*2}) \psi_{10}^2 + 4 a Q_1 (a Q_1 + u^2 K_m \dot{\psi}_0^{*2}) = C \quad (3.40)$$

Pentru determinarea timpului în care se ajunge la patinare, de la viteza unghiulară  $\dot{\psi}_p$  la o viteză unghiulară  $\dot{\psi}_0^*$  se separă din ecuațiile de mișcare componentele de oscilație:

$$(2 I + I_r u^2) \frac{d\dot{\psi}_0^*}{dt} = u M_m (u \dot{\psi}_0^*) - M_t (\dot{\psi}_0^*),$$

de unde prin integrare se obține:

$$t = \frac{2I + I_r u^2}{K_m u^2 (\dot{\psi}_{01}^* - \dot{\psi}_{02}^*)} \ln \left[ \left( \frac{\dot{\psi}_0^* - \dot{\psi}_{01}^*}{\dot{\psi}_p - \dot{\psi}_{01}^*} \right)^{\dot{\psi}_{01}^*} \cdot \left( \frac{\dot{\psi}_{02}^* - \dot{\psi}_0^*}{\dot{\psi}_{02}^* - \dot{\psi}_0^*} \right)^{\dot{\psi}_{02}^*} \right] \quad (3.41)$$

în care  $\dot{\psi}_{01}^*$  și  $\dot{\psi}_{02}^*$  sînt soluțiile ecuației (3.39).

Dacă interesează timpul pînă la atingerea vitezei unghiulare maxime de patinare, atunci în relația (3.40) se ia  $\dot{\psi}_0^* = \dot{\psi}_{02}^*$ , numai că pentru această valoare se găsește un timp infinit. De aceea se consideră durata totală T ca timpul pînă se atinge viteza unghiulară  $\dot{\psi}_0^* = 0,95 \dot{\psi}_{02}^*$  din momentul producerii patinării.

Pentru a vedea influența vitezei de mers V la care se produce patinarea osiei asupra vitezei unghiulare  $\dot{\psi}_{02}^*$ , duratei T și amplitudinii oscilațiilor  $\psi_{10}$ , s-a făcut calculul acestor mărimi cu relațiile (3.39), (3.40) și (3.41) în funcție de valorile sarcinii pe roată  $Q_0$  (tab.2.2), coeficienților a, b (tab.3.4) și cuplului motorului  $M_0$  (rel.3.30). Valorile obținute s-au trecut în tabelul 3.5 iar funcțiile  $\dot{\psi}_{02}^*(V)$ , T(V) și  $\psi_{10}(V)$  pentru  $K_m = -1184 \text{ Nms}$  s-au reprezentat în fig.3-16.

Se observă scăderea vitezei unghiulare maxime de patinare  $\dot{\psi}_{02}^*$  și a amplitudinilor  $\psi_{10}$  cu viteza V, de unde se poate trage concluzia că situația cea mai defavorabilă de producere a stick-slipului este la pornirea locomotivei (la  $V = 0$ ) cînd amplitudinile

sînt maxime.

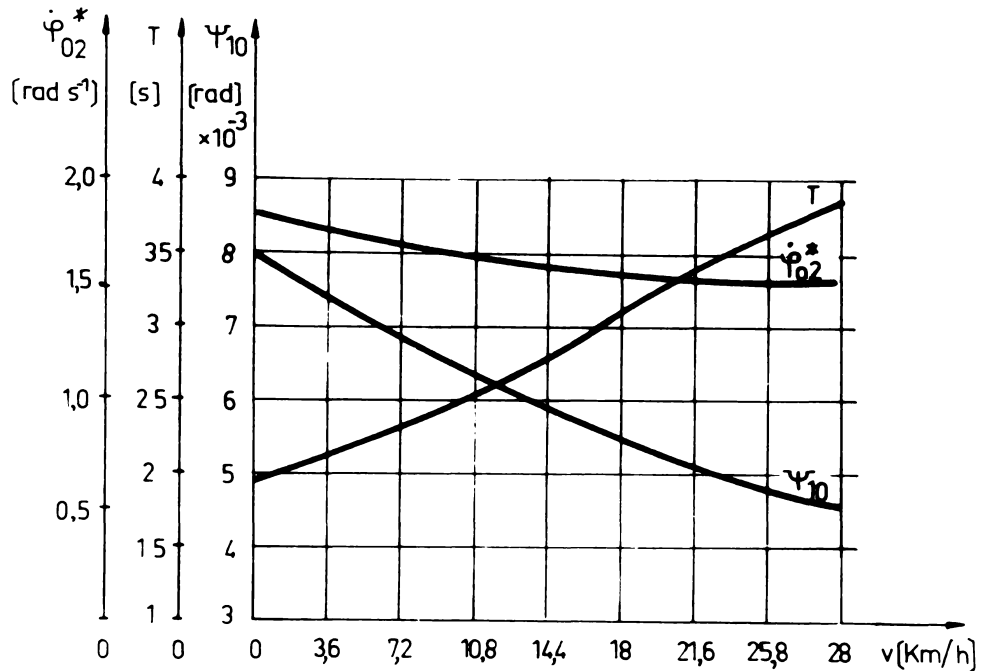


Fig.3-16. Curbele de variație ale funcțiilor  $\dot{\varphi}_{02}^*(V)$ ,  $T(V)$  și  $\psi_{10}(V)$  cu viteza de mers  $V$  în cazul reglării forței de tracțiune la limita de aderență.

Valorile extreme ale vitezelor unghiulare  $\dot{\varphi}$  și  $\dot{\varphi}_r$ , la pornirea locomotivei, în cazul neglijării elasticității osiei (sistem cu două mase) calculate cu metoda Runge-Kutta sînt trecute în anexa A.3.4. iar curbele de variație în timp sînt prezentate în fig.3-16. Valoarea maximă a vitezei unghiulare a roții a rezultat  $\dot{\varphi}_{\max} = 3,2402 \text{ rad s}^{-1}$  în timp ce prin metoda ORE de calcul s-a obținut  $2,8863 \text{ rad s}^{-1}$ , de unde se poate trage concluzia că metoda ORE poate fi folosită numai pentru aprecieri calitative.

Comparativ s-a studiat și cazul antrenării cu motor electric de tracțiune de curent continuu pentru care  $K_m = -440 \text{ Nms}$  (panta caracteristicii mecanice a motorului LJE - 108 liniarizată în domeniul vitezelor mici de patinare).

Tabelul 3.5

Km	$v$ [Km/h]	0	3,6	7,2	10,8	14,4	18	21,6	25,2	28,8
	$Q_0$ [N]	81535	82265	82900	83465	83960	84425	84825	85220	85525
- 440 Nms	$M_0$ [Na]	9255	8975	8729	8514	8322	8152	7998	7861	7733
	$\dot{\varphi}_{O_2}^*$ [rads <sup>-1</sup> ]	4,8724	4,7217	4,5949	4,4824	4,3808	4,2899	4,2318	4,1349	4,0706
- 1184 Nms	$T$ [s]	1,4223	1,4565	1,4875	1,5169	1,5452	1,5721	1,5901	1,6217	1,6437
	$\psi_{1C}$ [rad]	$351 \cdot 10^{-5}$	$3233 \cdot 10^{-5}$	$3133 \cdot 10^{-5}$	$3044 \cdot 10^{-5}$	$2964 \cdot 10^{-5}$	$2935 \cdot 10^{-5}$	$2846 \cdot 10^{-5}$	$2768 \cdot 10^{-5}$	$2720 \cdot 10^{-5}$
Km	$\dot{\varphi}_{max}$ [rads <sup>-1</sup> ]	9,362	9,0532	8,7925	8,5607	8,3519	8,2222	8,0448	7,8435	7,7148
	$\dot{\varphi}_{O_2}^*$ [rads <sup>-1</sup> ]	1,8104	1,7498	1,7059	1,6652	1,6255	1,5903	1,5584	1,5274	1,5109
- 1184 Nms	$T$ [s]	1,9819	2,1811	2,3578	2,5544	2,7867	3,072	3,3126	3,6393	3,8434
	$\psi_{1C}$ [rad]	$803 \cdot 10^{-5}$	$737 \cdot 10^{-5}$	$693 \cdot 10^{-5}$	$650 \cdot 10^{-5}$	$604 \cdot 10^{-5}$	$561 \cdot 10^{-5}$	$521 \cdot 10^{-5}$	$477 \cdot 10^{-5}$	$465 \cdot 10^{-5}$
	$\dot{\varphi}_{max}$ [rads <sup>-1</sup> ]	2,8863	2,7372	2,6344	2,5361	2,4347	2,3419	2,2564	2,1665	2,1339



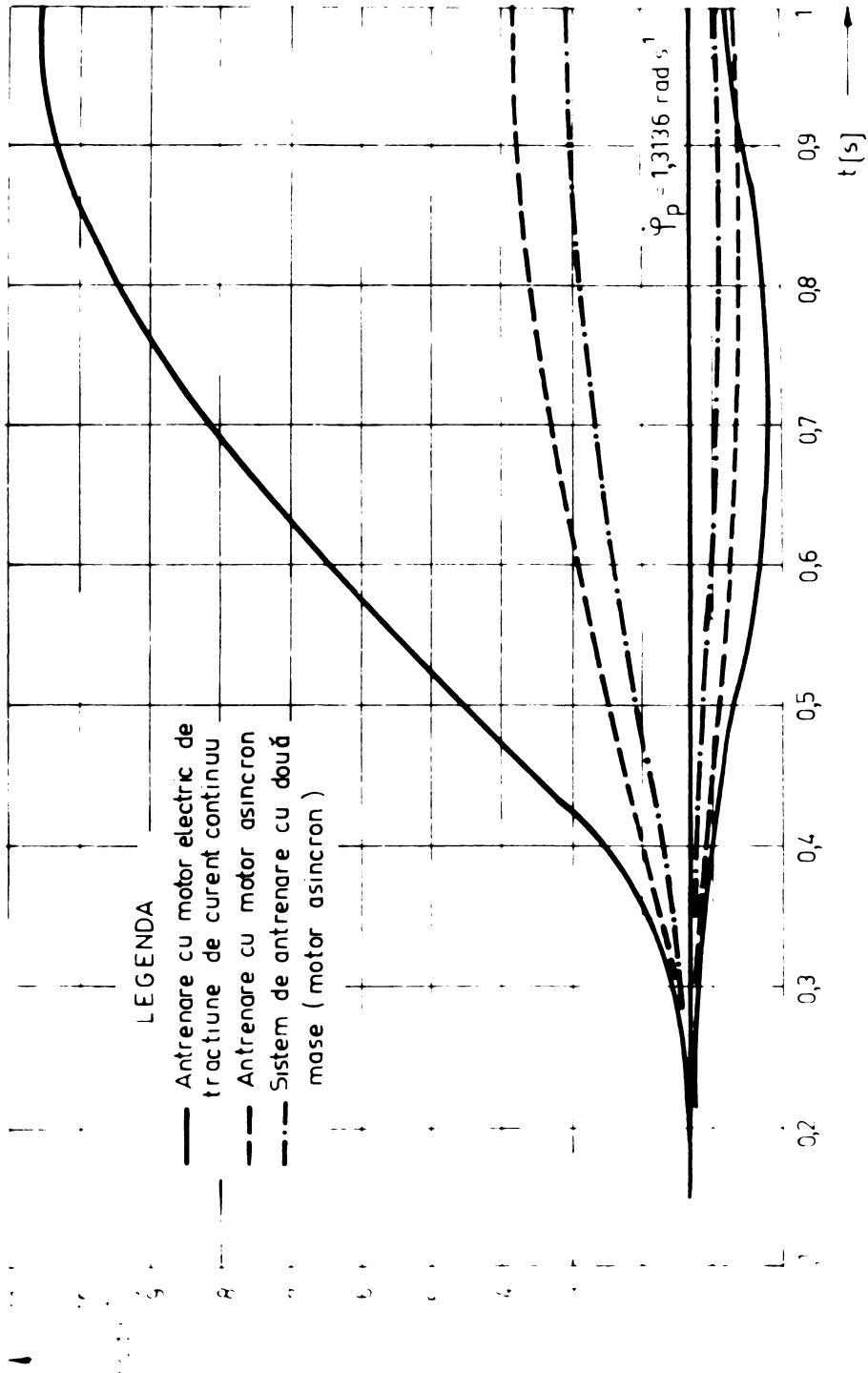


Fig.3-17. Valorile maxime și minime ale vitezei unghiulare a roții locomotivei în timpul oscilațiilor de stick-slip.

Valorile vitezelor unghiulare ale roților locomotivei și rotorului motorului electric de tracțiune obținute prin calculul cu metoda Runge-Kutta cu ajutorul calculatorului cifric pentru acest caz de antrenare sînt date în anexa A.3.3, cu același program de calcul din A.3.1. Curbele de variație în timp ale valorilor extreme a vitezei unghiulare  $\dot{\varphi}_1$  (la pornirea locomotivei) în acest caz și pentru cazul antrenării cu motor asincron s-au reprezentat în fig. 3-17. Se observă o creștere rapidă în timp a valorilor maxime ale vitezei unghiulare a roții ajungîndu-se după 1 s de la producerea stick-slipului la  $\dot{\varphi}_{\max} = 10,512 \text{ rad s}^{-1}$  față de  $3,874 \text{ rad s}^{-1}$  cît s-a obținut pentru aceleași condiții de aderență la locomotiva cu motoare de tracțiune asincrone.

În exploatare s-a constatat că la locomotiva CFR 060-EA în cazul tonajelor mari la depășirea forței limitate de aderență întreg sistemul de antrenare oscilează cu amplitudini care devin din ce în ce mai mari și apar în osie solicitări foarte mari avînd ca rezultat ruperea unor osii /27/.

După cum s-a arătat la locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ au rezultat amplitudini ale oscilațiilor de stick-slip mult mai mici decît la locomotivele cu motoare de tracțiune de curent continuu aceasta datorîndu-se în primul rînd pantei mari a caracteristicii mecanice a motorului asincron de tracțiune. Totodată reglarea „continuă” a mărimilor de alimentare a motorului asincron care este posibilă la locomotivele moderne cu convertizoare statice de frecvență influențează favorabil stick-slipul deoarece creșterea saltului de cuplu  $M_0$ , la reglarea vitezei locomotivei, peste valoarea corespunzătoare limitei de aderență duce la creșterea valorilor amplitudinilor de stick-slip problemă tratată pe larg în lucrările /27/, /60/, /61/, /62/.

Pe lîngă efectele nocive ale oscilațiilor de stick-slip

asupra elementelor sistemului de antrenare al locomotivei acestea influențează și caracteristicile de tracțiune ale locomotivei după cum se va vedea în capitolul care urmează.

CAP.4. INFLUENȚA OSCILAȚIILOR DE STICK-SLIP  
ASUPRA CARACTERISTICILOR DE TRACȚIUNE  
ALE LOCOMOTIVELOR CU TRANSMISIE ÎN CURENT  
ALTERNATIV-CURENT ALTERNATIV.

După cum s-a arătat, fenomenul de stick-slip se produce la depășirea forței de aderență de către forța de tracțiune, deci odată cu patinarea osiei.

La producerea patinării, forța de tracțiune va scădea la o valoare egală cu forța de frecare la viteza de alunecare respectivă. În cazul în care patinarea este însoțită de oscilații de stick-slip are loc o micșorare suplimentară a forței de tracțiune cauzată de stick-slip.

Aceste oscilații se transmit prin angrenajul de tracțiune și arborele de torsiune la rotorul motorului electric de tracțiune, ducând la creșterea alunecării motorului și deci a cuplului motor care poate depăși cuplul critic producând „răsturnarea” prin trecerea pe caracteristica instabilă a motorului asincron.

Oscilațiile de stick-slip prin faptul că produc variații mari ale vitezei unghiulare a osiei și a cuplului la arborele motorului și deci variații ale curentului de sarcină al motorului influențează sistemul de reglare al locomotivei.

Prin urmare stick-slipul va influența caracteristicile de tracțiune ale locomotivei prin modificarea forței de tracțiune la funcționarea motorului electric asincron de tracțiune la tensiune și frecvență constantă, prin influența asupra coeficientului de suprasarcină al motorului ca și prin influența asupra sistemului de reglare.

Oscilațiile de stick-slip, după cum s-a mai menționat, duc la solicitări torționale importante în osia locomotivei. Se

determină în acest capitol valorile acestor solicitări și în cazul locomotivelor diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ.

#### 4.1. Influența oscilațiilor de stick-slip asupra forței de tracțiune.

La locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ caracteristica de tracțiune a locomotivei  $F_0(V)$  în perioada demarajului, când este posibilă producerea stick-slipului, se obține prin menținerea constantă a raportului dintre tensiune și frecvență (v. cap. 1.3), deci o reglare la  $F_0 = \text{constant}$ .

Valoarea forței de tracțiune la demaraj este în funcție de tonajul trenului ce trebuie remorcat, de declivitatea căii de rulare ca și de accelerația trenului în acest regim de mers.

Deoarece oscilațiile de stick-slip duc la variații ale vitezei de alunecare roată-șină și deci la variații ale forței de frecare, vom analiza influența acestor oscilații asupra forței de tracțiune a locomotivei.

După cum s-a arătat în cap. 3 la viteze mici de alunecare  $v_0$ , oscilațiile de stick-slip sînt instabile, amplitudinile acestora crescînd rapid în timp (fig. 3-14). Pentru a determina valoarea forței de frecare la osie care ținează se ține seama de faptul că vitezele unghiulare ale celor două roți sînt diferite după cum se poate vedea în anexa A.3.2, vitezele de alunecare ale roților fiind date de relația (3.10).

Forța de frecare pe osie va fi :

$$F_F = [\mu(v_{a1}) + \mu(v_{a2})] Q_0 \quad (4.1)$$

Ținînd seama de expresia (3.27) a coeficientului de frecare  $\mu(v_a)$  dintre roată și șină, pot apare patru cazuri după cum ambele roți pot fi în zona de microalunecare, o roată în zona de

microalunecare și cealaltă în zona de macroalunecare sau ambele în zona de macroalunecare:

$$F_f = \frac{a Q_0}{\dot{\varphi}_p} (\dot{\varphi}_1 + \dot{\varphi}_2), \text{ dacă } \dot{\varphi}_1, \dot{\varphi}_2 \leq \dot{\varphi}_p \quad (4.2)$$

$$F_f = \left( \frac{\mu a}{\dot{\varphi}_p} \dot{\varphi}_1 + \frac{a}{\dot{\varphi}_2 r_0 - v} + b \right) Q_0, \text{ dacă } \dot{\varphi}_1 \leq \dot{\varphi}_p, \text{ și } \dot{\varphi}_2 > \dot{\varphi}_p \quad (4.3)$$

$$F_f = \left( \frac{a}{\dot{\varphi}_1 r_0 - v} + b + \frac{\mu a}{\dot{\varphi}_p} \dot{\varphi}_2 \right) Q_0, \text{ dacă } \dot{\varphi}_1 > \dot{\varphi}_p \text{ și } \dot{\varphi}_2 \leq \dot{\varphi}_p \quad (4.4)$$

$$F_f = \left[ a \left( \frac{1}{\dot{\varphi}_1 r_0 - v} + \frac{1}{\dot{\varphi}_2 r_0 - v} \right) + 2b \right] Q_0, \text{ dacă } \dot{\varphi}_1 > \dot{\varphi}_p \text{ și } \dot{\varphi}_2 > \dot{\varphi}_p \quad (4.5)$$

În fig.4-1 este reprezentată diagrama de variație a forței de frecare dintre roată și șină datorită oscilațiilor de stick-slip pentru  $\mu_a = 0,3314$ , valorile vitezelor unghiulare  $\dot{\varphi}_1$  și  $\dot{\varphi}_2$  fiind date în anexa A.3.2:

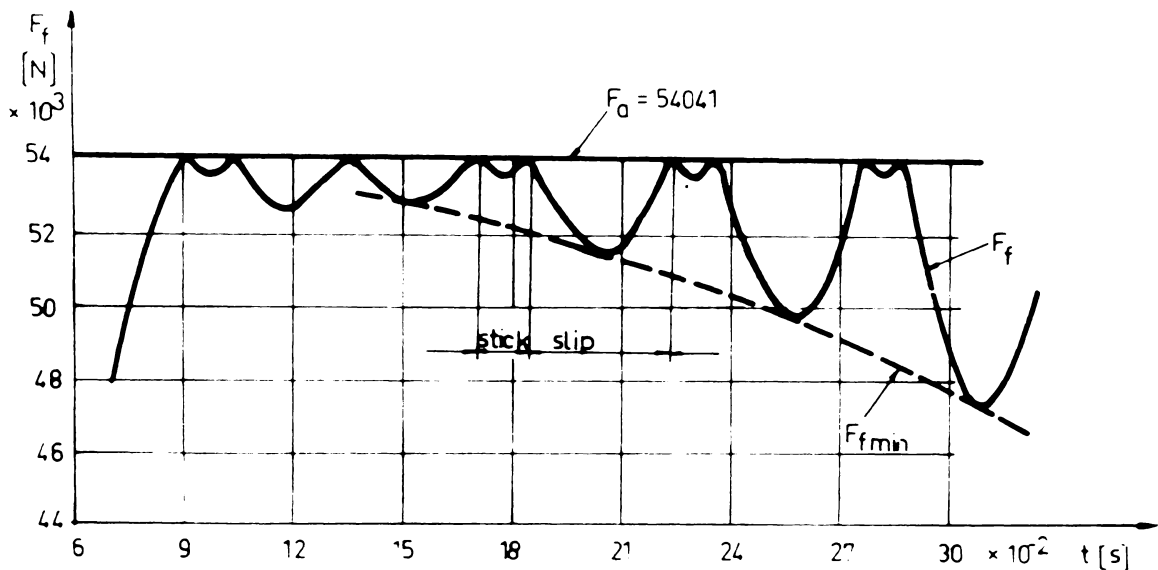


Fig.4-1. Variația în timp a forței de frecare roată-șină în timpul stick-slipului.

Dună cum se vede în fig.4-1 forța de frecare variază între o valoare maximă egală cu forța limitată de aderență  $F_{f \max} = F_a = 54041 \text{ N}$  și o valoare minimă  $F_{f \min}$  în zona de „slip” care scade în timp. Se observă și o variație, relativ mică, a forței de frecare în zona de „stick” datorită faptului că în domeniul microalunecărilor coeficientul de frecare este variabil (fig.3-11).

Funcția  $F_{f \min}(t)$  va scădea pînă la o valoare minimă datorită faptului că la producerea oscilațiilor de stick-slip vitezele unghiulare  $\dot{\psi}_{i \max}$  ( $i=1,2$ ) ale roților, cresc în timp pînă la o anumită valoare limită, după cum s-a văzut în cap.3.4. De asemenea există o limitare a valorilor minime ale forței de frecare datorită alurii caracteristicii coeficientului de frecare roată-șină care la viteze mari de alunecare este aproximativ constant.

După cum s-a arătat în cap.3.4 panta caracteristicii mecanice a motorului electric de tracțiune influențează în mare măsură amplitudinile oscilațiilor de stick-slip. La motoarele de tracțiune asincrone la care reglarea se face prin modificarea frecvenței și a tensiunii de alimentare a motorului (v.cap.1.3) panta  $K_m$  dată de relația (3.31) este constantă deoarece indiferent de valoarea frecvenței  $f_1$ , deci a vitezei de mers la demaraș cînd se produce stick-slipul, avem  $a_c \cdot f_1 = \text{const.} /8/$ .

În urma integrării ecuațiilor de mișcare și pentru viteze de mers de 3,6; 7,2; 10,8; 14,4; 18; 21,6; 25,2 și 28,8 km/h (anexa A.3.2) a rezultat că deoarece valorile funcțiilor  $\dot{\psi}_{1 \max}(t)$  și  $\dot{\psi}_{2 \max}(t)$  scad odată cu creșterea vitezei  $V$ ; situația cea mai defavorabilă, există la pornirea locomotivei ( $V=0$ ) deoarece în acest caz se obține cea mai mică valoare pentru funcția  $F_{f \min}(t)$  (fig.4-2) o parte din valorile calculate cu relația (4.5) fiind trecute în tabelul 4.1.

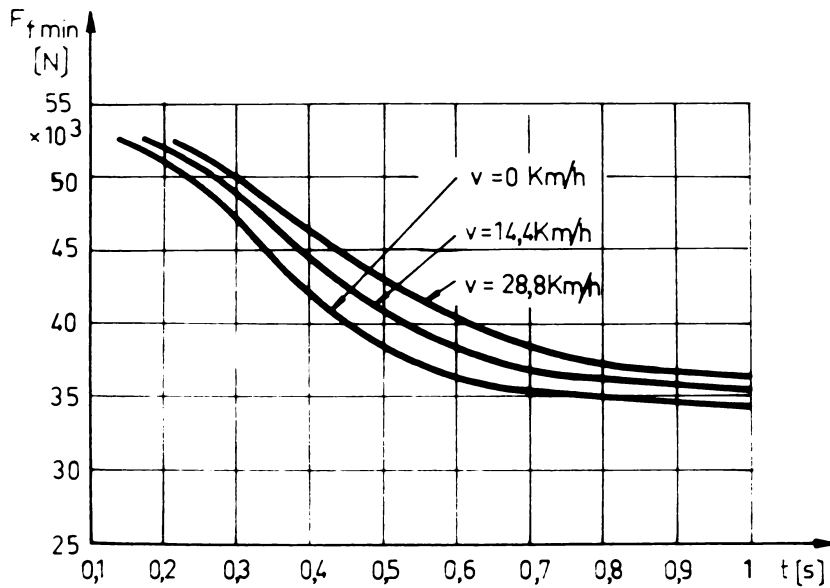


Fig.4-2. Curbele de variație a forței de frecare  $F_{f \min}(t)$ .

Tabelul 4.1.

$t$ [s]	0,152	0,259	0,364	0,467	0,568	0,669	0,771	0,873	0,934
$\dot{\psi}_1$ [rads <sup>-1</sup> ]	1,3602	1,4814	1,6971	1,8704	2,0869	2,0110	2,2796	2,187	2,2005
$\dot{\psi}_2$ [rads <sup>-1</sup> ]	1,3475	1,4323	1,6395	2,0346	2,1838	2,4678	2,1886	2,4076	2,4017
$F_{fmin}$ [N]	52695	49570	44346	39152	36479	35439	35232	34543	34489

Influența vitezei de mers  $V$  asupra forței de frecare  $F_{fmin}$  după 1s de la producerea stick-slipului se poate vedea și în fig.4-3.

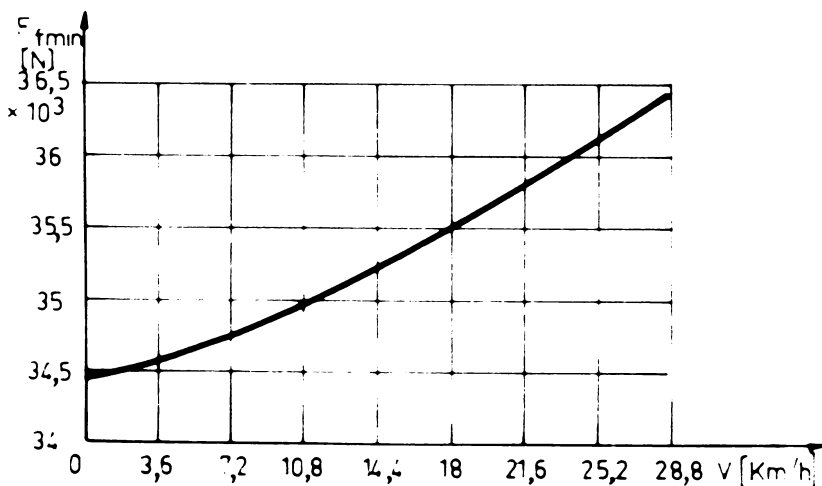


Fig.4-3. Influența vitezei de mers a locomotivei asupra forței  $F_{fmin}$ .



Scăderea forței de tracțiune, la osia care patinează, se poate vedea în fig.4-4 unde s-au reprezentat curbele de variație a forței limitate de aderență  $F_a(V)$ , ale forțelor de frecare  $F_{fi}$  în funcție de viteza de alunecare  $v_a$  pentru diferite valori ale vitezei de mers  $V$  la care se produce stick-slipul precum și ale forțelor  $F_{fmin}(V)$  la intervale de timp de 0,6, 0,7, 0,8 și 1 s de la începutul stick-slipului. Presupunînd că la pornirea locomotivei forța de tracțiune la osia cea mai descărcată este  $F_0 < F_a$  (la  $V = 0$ ) locomotiva va demara iar viteza de mers a acesteia va crește pînă la viteza corespunzătoare punctului de intersecție a caracteristicii forței de tracțiune cu forța limitată de aderență. În acest punct se produce patinarea osiei iar forța de tracțiune va scădea după caracteristica forței de frecare  $F_f(v_a)$ , valoarea minimă a acesteia la un anumit interval de timp de la începutul stick-slipului fiind dată de caracteristica  $F_{fmin}(V)$ .

Variația forței de tracțiune a locomotivei va fi:

$$\Delta F_0(V) = F_a(V) - F_{fmin}(V) \quad (4.6)$$

Valoarea variației forței de tracțiune pentru cazul producerii stick-slipului la  $V = 0$ , după  $t = 1$  s din momentul producerii oscilațiilor va fi  $\Delta F_0 = 19543$  N.

Forța de tracțiune a locomotivei va scădea datorită oscilațiilor de stick-slip la valoarea:

$$F_0 = 6 F_a - \Delta F_0 = 304705 \text{ N} \quad (4.7)$$

față de 324248 N cît este forța de tracțiune limitată de aderența osiei celei mai descărcate a locomotivei cînd nu se produc oscilațiile de stick-slip.

Din cele arătate mai sus se pot trage următoarele concluzii privind influența oscilațiilor de stick-slip asupra forței de tracțiune a locomotivei:

- din fig.4-1 rezultă că oscilațiilor de stick-slip produc

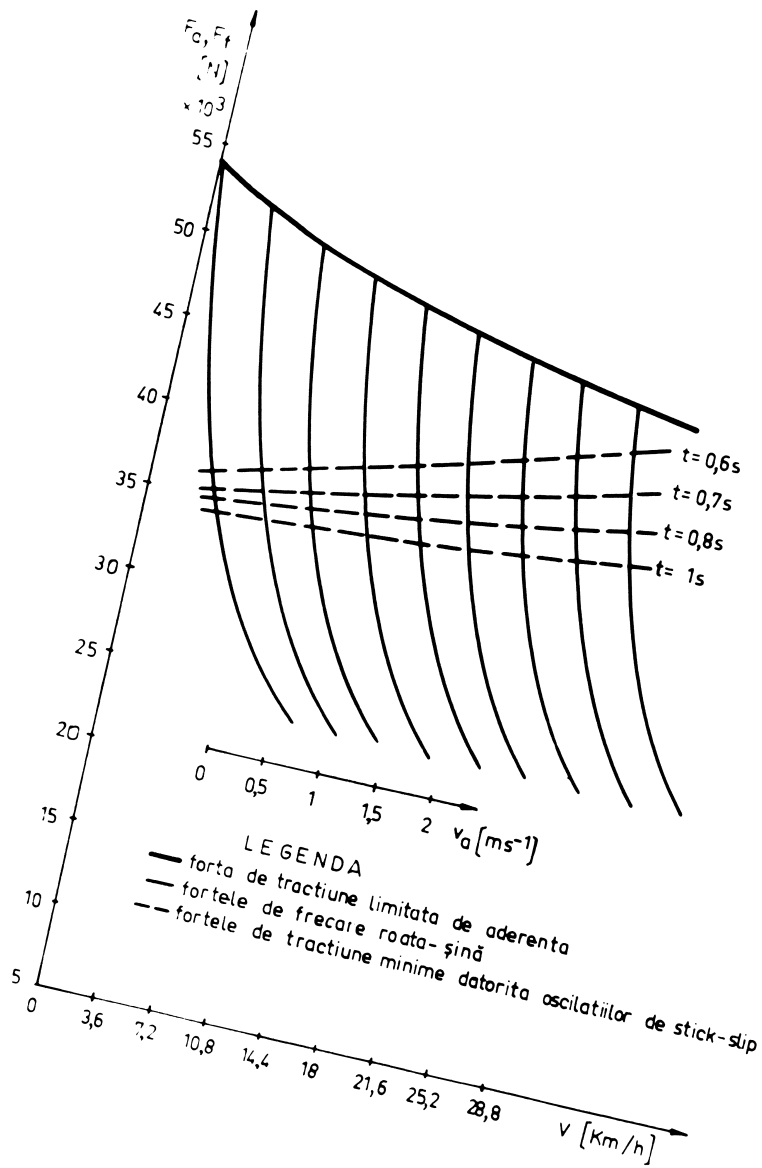


Fig.4-4. Influența oscilațiilor de stick-slip asupra forței de tracțiune la osia care patinează.

variații ale forței de frecare între o valoare maximă egală cu forța limitată de aderență și o valoare minimă  $F_{fmin}$  care scade în timp odată cu creșterea amplitudinii de oscilație;

- din fig.4-2, 4-3 și 4-4 rezultă că micșorarea cea mai importantă a forței de frecare are loc la pornirea locomotivei;

- forța de tracțiune a locomotivei (la  $V = 0$ ) se micșorează după 1 s de la producerea oscilațiilor de stick-slip cu 6,03 % din valoarea forței limitate de aderență (relația 4.7), această scădere fiind mult inferioară cazului acționării cu motoare electrice de curent continuu /3/, /48/, de unde rezultă un important avantaj al transmisiilor în curent alternativ și motoare asincrone de tracțiune din punctul de vedere al posibilităților de tracțiune.

#### 4.2. Influența oscilațiilor de stick-slip asupra coeficientului de suprasarcină al motorului electric de tracțiune.

Coeficientul de suprasarcină  $k_s$  al motorului asincron, definit ca raportul dintre cuplul critic  $M_{mc}$  și cuplul nominal  $M_{mn}$  este unul din parametrii cei mai importanți ai motorului asincron de tracțiune avînd în vedere regimul de sarcini variabile de funcționare a locomotivei.

Creșterea cuplului rezistent cu care poate fi încărcat motorul nu poate depăși valoarea cuplului critic deoarece s-ar ajunge pe porțiunea instabilă a caracteristicii mecanice a motorului și astfel funcționarea acestuia ar fi periclitată /9/.

Deoarece la locomotive fenomenul de stick-slip produce suprasarcini importante prin oscilațiilor care se transmit rotorului motorului asincron de tracțiune este posibilă depășirea cuplului critic. Condiția de a nu fi depășit cuplul critic datorită oscilațiilor de stick-slip reprezintă deci un criteriu de stabilire

a coeficientului de suprasarcină la motoarele asincrone de tracțiune

Mișcarea rotorului motorului de tracțiune va avea așa cum s-a arătat și în cap.3.4 o componentă cu viteza unghiulară  $u \dot{\psi}_0$  monoton crescătoare peste care se suprapune componenta  $\dot{\theta}_r$  de oscilație. Aceste variații ale vitezei unghiulare a rotorului duc la variații ale cuplului motorului asincron.

Tinând seama de expresia (3.30) a cuplului motorului asincron de tracțiune, raportul dintre cuplul maxim la arborele motorului datorită oscilațiilor de stick-slip și cuplul nominal va fi dat de relația:

$$k = \frac{1}{M_{mn}} \left[ M_0 + K_m \left( \dot{\psi}_{rmin} - \frac{V u}{r_0} \right) \right] \quad (4.8)$$

în care  $\dot{\psi}_{rmin}$  este viteza unghiulară minimă a rotorului datorită oscilațiilor de stick-slip.

Deoarece amplitudinile oscilațiilor de stick-slip cresc în timp, după cum s-a văzut în cap.3.4, viteza unghiulară a rotorului  $\dot{\psi}_{rmin}$  va crește și din raportul  $k$  nu va fi constant ci se va micșora în timpul stick-slipului pînă la o anumită valoare minimă.

Din curba  $k = k(t)$  obținută cu relația (4.8) rezultă valoarea maximă  $k_{max}$  corespunzătoare cuplului maxim dezvoltat de motorul asincron de tracțiune. Dacă  $k_{max} < k_s$  înseamnă că motorul asincron a fost bine ales în ceea ce privește supraîncărcarea.

Valorile vitezei unghiulare a rotorului motorului asincron de tracțiune obținute tot în urma integrării pe calculator a ecuațiilor oscilațiilor de stick-slip sînt date în anexa A.3.2.

Calculul valorilor coeficientului  $k(t)$  cu relația 4.8 pentru  $M_{mn} = 6244 \text{ Nm}$  (valorile cuplului  $M_0$  fiind date în tabelul 3.5) s-a făcut numai pentru cazul stick-slipului la  $V = 0$  (tabelul 4.2) deoarece după cum s-a arătat în acest caz avem amplitudini maxime de oscilație. Variația în timp a funcției  $k(t)$  s-a reprezentat în fig.4-5.

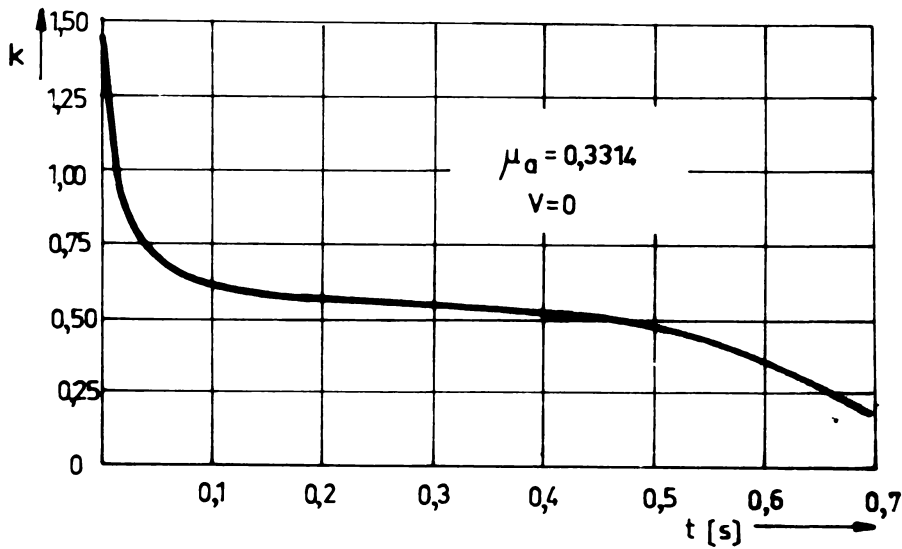


Fig.4-5. In-  
fluența os-  
cilațiilor  
de stick-slip  
asupra coefi-  
cientului de  
suprasarcină  
al motorului  
electric a -  
sincron de  
tracțiune.

Tabelul 4.2

t [s]	$\dot{\varphi}_{rmin} [\text{rads}^{-1}]$	k	t [s]	$\dot{\varphi}_{rmin} [\text{rads}^{-1}]$	k
0,001	0,2695	1,4311	0,306	4,9161	0,5501
0,005	1,2611	1,2431	0,354	5,0105	0,5321
0,010	2,2350	1,0584	0,409	5,0470	0,5252
0,015	2,9771	0,9177	0,464	5,2666	0,4835
0,020	3,2938	0,8576	0,513	5,3852	0,4611
0,025	3,4217	0,8333	0,558	5,9817	0,3479
0,030	3,4614	0,8258	0,614	6,0418	0,3366
0,050	4,0046	0,7229	0,673	6,3681	0,2747
0,100	4,6655	0,5975	0,775	6,9651	0,1615
0,145	4,7833	0,5752	0,838	7,3806	0,0827
0,198	4,8348	0,5654	0,918	7,5414	0,0522
0,249	4,8776	0,5573	0,960	7,6828	0,0254

Influența rigidității  $c_r$  a arborelui de torsiune și a momentului de inerție  $I_r$  a rotorului motorului electric de tracțiune se vede în fig.4-6 în care s-au reprezentat curbele de variație a funcțiilor  $k(c_r)$  și  $k(I_r)$  la  $t=0,1$  s de la începutul

stick-slipului. Calculul s-a făcut cu valorile vitezei unghiulare  $\dot{\varphi}_{rmin}$  obținute cu ajutorul calculatorului (anexa A.4.1) pentru  $c_r = 35 \cdot 10^4 \dots 55 \cdot 10^4 \text{ Kgm}^2 \text{ s}^{-2}$  și  $I_r = 30 \dots 50 \text{ Kgm}^2$ . O parte din valorile calculate s-au trecut în tabelul 4.3.

Tabelul 4.3

$c_r [\text{Kgm}^2 \text{ s}^{-2}]$	$35 \cdot 10^4$	$40 \cdot 10^4$	$49 \cdot 10^4$	$50 \cdot 10^4$	$55 \cdot 10^4$
$\dot{\varphi}_{rmin} [\text{rads}^{-1}]$	4,6738	4,6993	4,7419	4,7507	4,7614
k	0,5959	0,5911	0,5831	0,5814	0,5794
$I_r [\text{Kgm}^2]$	30	35	40	45	50
$\dot{\varphi}_{rmin} [\text{rads}^{-1}]$	5,2090	4,9263	4,8435	4,7506	4,6833
k	0,4945	0,5481	0,5638	0,5814	0,5942

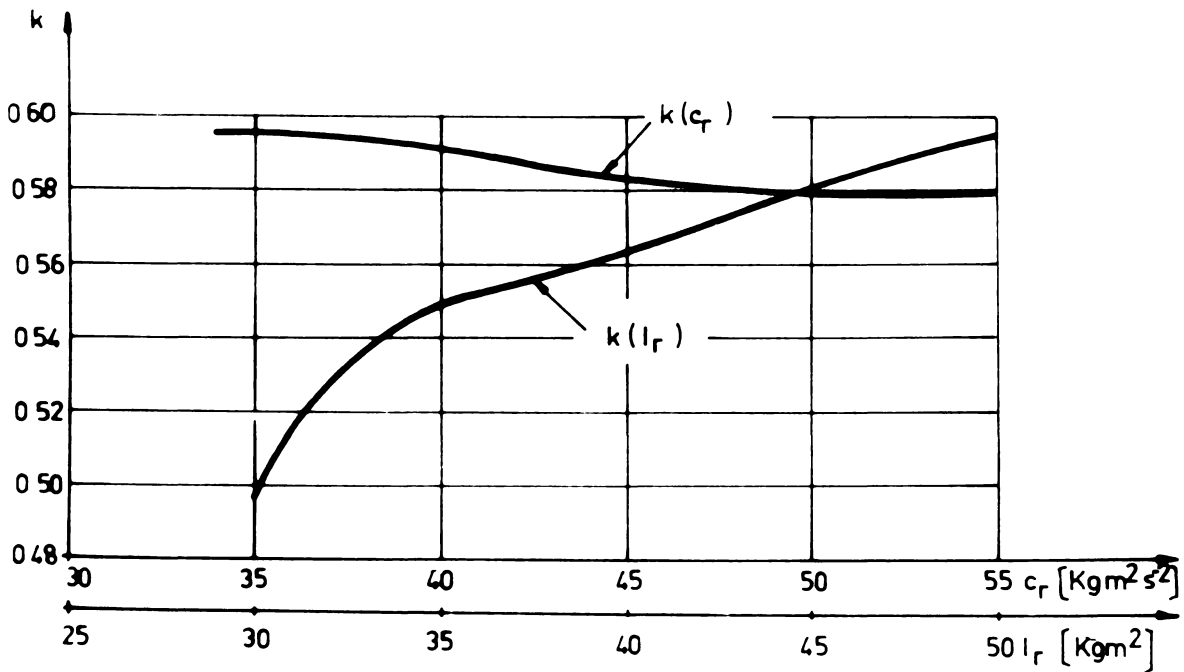


Fig.4-6. Influența rigidității  $c_r$  a arborelui de torsiune și a momentului de inerție  $I_r$  a rotorului motorului electric de tracțiune asupra coeficientului de suprasarcină.

După cum rezultă din diagrama din fig.4-5 creșterea în timp a amplitudinilor oscilațiilor de stick-slip nu influențează coeficientul de suprasarcină al motorului electric de tracțiune aceasta putându-se explica prin faptul că creșterea vitezei unghiulare  $\dot{\varphi}_0$  a rotorului este superioară componentei  $\dot{\theta}_r$  de oscilație datorită stick-slipului. Mărirea rigidității arborelui de torsiune și micșorarea momentului de inerție al rotorului motorului electric de tracțiune duc la micșorarea coeficientului de suprasarcină după cum rezultă din fig.4-6.

Avînd în vedere că la motoarele asincrone cu rotorul în scurtcircuit valoarea coeficientului de suprasarcină  $k_s$  este cuprinsă între 1,8 și 2 se poate alege pentru motorul folosit în tracțiune valoarea minimă deoarece după cum s-a văzut  $k < k_s$  la producerea oscilațiilor de stick-slip.

#### 4.3. Influența oscilațiilor de stick-slip asupra sistemului de reglare al locomotivei.

După cum s-a arătat în cap.3.4 oscilațiile de stick-slip produc variații importante ale vitezei unghiulare a osiei locomotivei cît și a rotorului motorului electric de tracțiune, variații care influențează sistemul de reglare al convertizorului de frecvență al transmisiei în curent alternativ-curent alternativ, sistem care realizează reglarea tensiunii  $U$  și a frecvenței  $f$  de alimentare a motorului asincron în funcție de turație și curentul de sarcină.

Pentru a exemplifica modul în care se realizează reglarea în fig.4-7 este prezentată schema bloc a comenzii locomotivei Henschel - BBC DE 2500 /52/, /53/. Circuitul principal de forță al locomotivei este format din motorul diesel MD, generatorul sincron G, instalația de redresare R și invertoarele I de la care sînt alimentate motoarele electrice de tracțiune MA în curent

alternativ cu tensiune și frecvență variabile. Motorul diesel este prevăzut cu un regulator RMD cu rolul de comandă și corecție a injecției și turației. Semnalul de comandă este transmis de la regulatorul motorului diesel la dispozitivul LC de limitare a cuplului la demarare iar dispozitivul RF, în funcție de reglarea injecției de combustibil stabilește frecvența și cuplul motoarelor electrice de tracțiune, care se transmit sub formă de semnal la blocul BC de comandă și reglare a motoarelor de tracțiune care primește și semnale proporționale cu turația motoarelor de tracțiune (prin traductorul TT) și cu curentul acestora. În urma comparării acestor mărimi în blocul BC se stabilește semnalul de comandă a frecvenței și curentului invertoarelor.

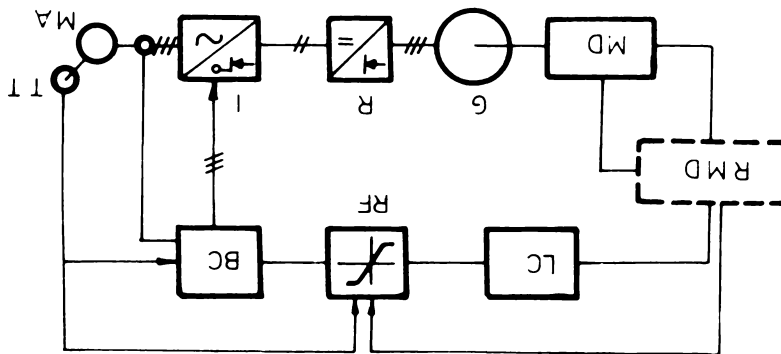


Fig.4-7. Schema bloc a sistemului de reglare al locomotivei Henschel-BBC DE 2500.

La locomotiva britanică „Hawk” a firmei Brush reglarea convertoarelor de frecvență se realizează prin compararea numai a semnalului de curent comandat de controler cu cel real al motoarelor electrice de tracțiune.

La un alt vehicul echipat cu motoare asincrone și anume la automotorul „Airporter” construit în S.U.A. motorul este echipat cu un tahometru electronic pentru măsurarea exactă a turației.



Valoarea efectivă a turației rotorului servește pentru reglajul precis al frecvenței invertorului prin determinarea alunecării motorului asincron.

Stick-slipul, după cum s-a văzut, produce variații importante ale vitezelor unghiulare ale elementelor sistemului de antrenare, cuplului motorului și deci variații ale curentului de sarcină, variații care influențează sistemul de reglare al convertizorului de frecvență al transmisiei în curent alternativ-curent alternativ, acesta realizând reglarea tensiunii  $U$  și frecvenței  $f$  de alimentare a motoarelor asincrone în funcție de turație și curentul de sarcină. Din acest motiv sistemul de reglare trebuie să fie realizat cu o constantă de timp suficient de mare pentru ca să nu reacționeze la variațiile bruște de turație și de cuplu cauzate de stick-slip.

Fără a intra în detalii privind stabilirea parametrilor sistemului de reglare autorul recomandă alegerea constantei de timp superioară valorii de  $0,0193$  s, aceasta fiind perioada oscilațiilor de stick-slip (vezi cap.3.4).

După cum s-a arătat în cap.2, stick-slipul se produce mai întâi la osia cea mai descărcată a locomotivei (osia 1, vezi cap. 2.3) și apoi la celelalte osii în cazul că locomotiva nu este echipată cu un sistem de antipatinare eficient. De aceea poziționarea traductorului de turație TT va trebui făcută la osia cea mai încărcată (osia 6) la care pericolul patinării este mai mic.

Se recomandă de asemenea folosirea unui dispozitiv rapid de antipatinaj plasat în dreptul osiei celei mai descărcate. Analizând actualele dispozitive de antipatinaj / 3 /, autorul ajunge la concluzia că pentru micșorarea efectelor stick-slipului la locomotivele cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ cel mai eficient este dispozitivul „Presductor” / 10 /, construit de firma ASEA. Cu acest dispozitiv s-au obținut până în prezent rezultate

bune la locomotivele electrice cu comandă tiristorizată ca și la locomotivele cu motoare asincrone de tracțiune.

Spre deosebire de dispozitivele existente, dispozitivul „Presductor” reacționează la frecvențe ale oscilațiilor osiei apropiate de frecvența proprie a osiei oscilații care nu apar în exploatarea normală.

Din studiul efectuat în această lucrare se trag o serie de concluzii privind modul de construcție a dispozitivului de antipatinaj pentru folosirea eficientă a acestuia pe locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ. Astfel, dacă dispozitivul reacționează la frecvențe apropiate de cea proprie, este prea târziu deoarece la aceste frecvențe se ajunge după circa 0,6 s (vezi cap.3.4) de la începutul stick-slipului timp după care amplitudinile oscilațiilor ajung la valori importante. De aceea este absolut necesar ca dispozitivul de antipatinaj să fie acordat la o frecvență de aproximativ 20 Hz cât este frecvența oscilațiilor de stick-slip în perioada de început a acestora. În felul acesta dispozitivul va reacționa pînă la maximum 0,4 s, iar prin blocul de comandă al convertizorului sistemul de reglare al locomotivei va micșora valoarea cuplului motorului de tracțiune oprind astfel stick-slipul încă din faza sa incipientă.

#### 4.4. Influența stick-slipului asupra oscilațiilor torsionale ale osiei locomotivei.

Fenomenul de stick-slip, pe lîngă faptul că duce la înrăutățirea caracteristicilor de tracțiune prin perturbarea mersului locomotivei, are și efecte nocive asupra elementelor sistemului de antrenare în deosebi a osiei prin oscilațiile torsionale importante care se produc.

În cazul condițiilor de aderență bune au apărut în osie solicitări foarte mari avînd ca rezultat chiar ruperea unor osii,

momentul de torsiune în osie depășind de 8 ori momentul dat de forța de tracțiune maximă la pornire, așa cum au arătat încercările experimentale efectuate de I.C.P.T.T. București cu locomotiva electrică CFR 060 EA, cele făcute de căile ferate austriece cu locomotiva cu tiristoare seria 1043 și la căile ferate din R.F.G. cu locomotiva diesel 260/261.

Avînd în vedere că această problemă a apărut pînă în prezent la locomotiva cu motoare de tracțiune de curent continuu consider că prezintă importanță studiul oscilațiilor torsionale ale osiei și la locomotivele diesel cu transmisie în curent alternativ și motoare de tracțiune asincrone.

Pentru aceasta în fig.4-8 s-a reprezentat în planul fazelor ( $\dot{\psi}_1, \varphi_2 - \varphi_1$ ) cu valorile din anexa A.3.2 (coloana  $F_1-F_2$ ), mișcarea roții 1 a osiei montate a locomotivei, cu săgeți indicîndu-se sensul de parcurgere al traiectoriilor de fază.

Se observă creșterea rapidă în timp a amplitudinilor oscilațiilor torsionale, atingîndu-se ciclul limită după circa 1 s de la producerea stick-slipului cînd amplitudinile devin maxime.

Valoarea maximă a torsionării osiei la pornire (înainte de producerea stick-slipului) are valoarea de  $0,25898 \cdot 10^2$  rad (la  $t = 0,028$  s) în timp ce valoarea maximă datorită oscilațiilor de stick-slip este de  $1,3996 \cdot 10^2$  rad (la  $t = 0,964$  s).

Rezultă deci o creștere a momentului de torsiune în osie la producerea stick-slipului de circa 5,4 ori valoare inferioară cazului antrenării cu motor de tracțiune de curent continuu, dar care trebuie avută în vedere la proiectarea osiei.

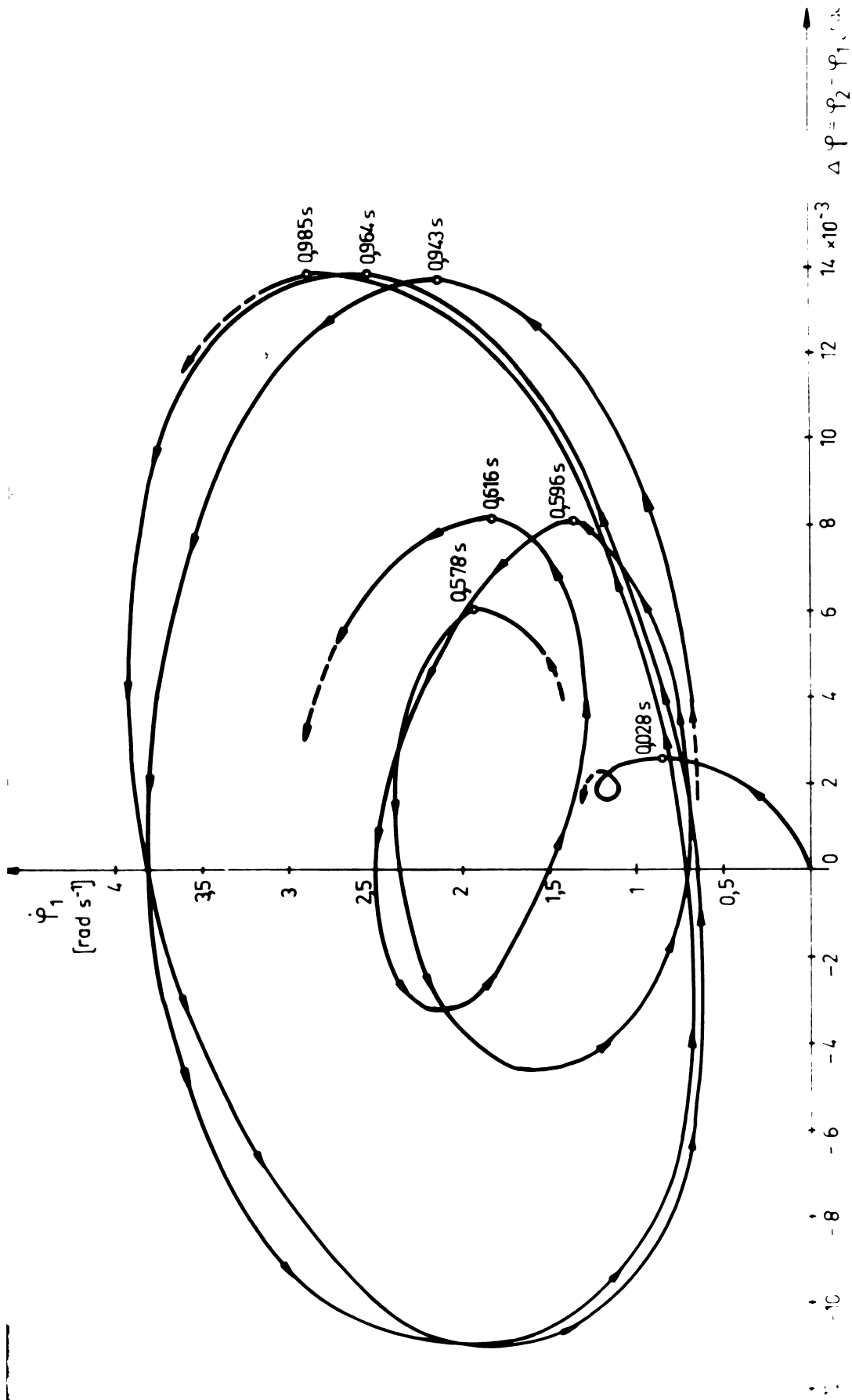


Fig. 1. The trajectories of the system in the phase space for different values of the time interval  $t$ .

## CAP.5. VERIFICARI EXPERIMENTALE PE STAND SI PE LOCOMOTIVA

Intrucît în țara noastră nu există locomotive diesel cu transmisie electrică în curent alternativ cu motoare de tracțiune asincrone din acest motiv verificările experimentale privind fenomenul de stick-slip s-au făcut pe un stand special construit de către autor care a permis să se pună în evidență influența sarcinii pe osie și a părții electrice (v.cap.1.1) asupra stick-slipului, cît și pe locomotiva CFR 060-BA de 5100 KW cu care s-au verificat aspectele stick-slipului care nu sînt influențate de tipul transmisiei locomotivei (sarcinile pe osii la demaraj și influența vitezei de patinare asupra amplitudinilor oscilațiilor).

### 5.1. Standul pentru cercetarea experimentală a fenomenului de stick-slip.

Autorul a conceput și realizat un stand pentru studiul experimental al stick-slipului în cadrul laboratorului de locomotive al catedrei de material rulant al Facultății de transporturi din Institutul politehnic București.

Standul care este compus dintr-un sistem de antrenare cu motor de tracțiune asincron și un dispozitiv de modificare a apăsărilor pe osie, reprezintă un model acvat pentru simularea fenomenului de stick-slip, el permițînd o evaluare mai exactă, față de metodele teoretice a influenței parametrilor de natură mecanică și electrică ai locomotivei asupra stick-slipului.

In fotografia din figura 5-1 se prezintă o vedere generală a standului. Motorul asincron de tracțiune 1 de 7,5 kW transmite mișcarea angrenajului de tracțiune prin intermediul arborelui „de torsiune” 2 legat de arborele motorului prin intermediul unui cuplaj elastic. Angrenajul de tracțiune (fig.5-2) format din pinionul 3 fixat la capătul arborelui „de torsiune” și coroana dințată 4 fixa-

tă asimetric pe osie, antrenează osia motoare 5.

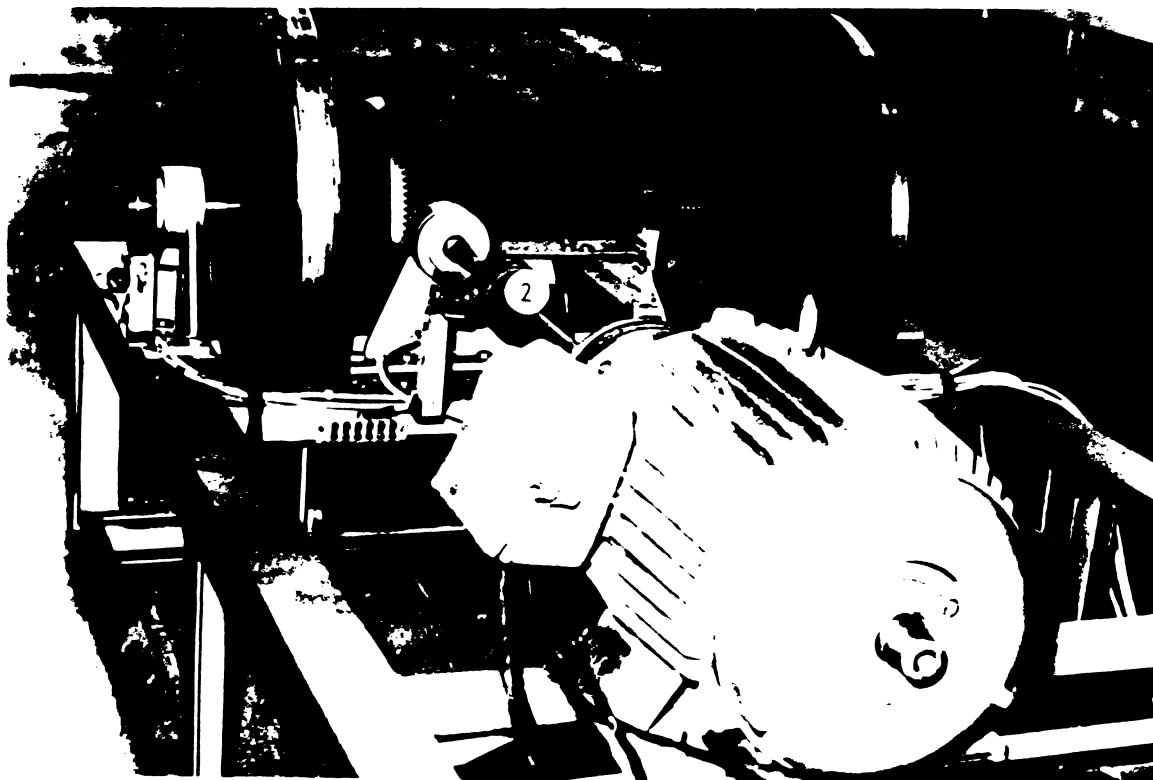


Fig.5-1. Vedere generală a standului pentru simularea fenomenului de stick-slip.

1- motor asincron de tracțiune; 2 - arbore de torsiune.

Pentru modificarea sarcinilor pe roți standul (fig.5-3) mai este prevăzut cu două șine mobile 6 articulate fix la un capăt de cadrul standului iar la celălalt capăt articulate la bara transversală 7 care se poate deplasa în plan vertical prin rotirea șurubului cu manivelă 8.

Reglarea vitezei motorului asincron de tracțiune s-a făcut prin modificarea frecvenței și a tensiunii de alimentare. Aceste mărimi s-au obținut de la generatorul sincron trifazat 15 (fig.5.4) tip GTE 125/400 TS antrenat de motorul diesel 14 Torpedo de tip 21967 Tc.

Din lipsa unui convertizor de frecvență variația frecvenței și a tensiunii motorului s-a obținut prin modificarea turației și excitației generatorului sincron.

În fotografia din figura 5-4 este prezentat grupul motor

diesel-generator sincron care a constituit sursa de energie pentru alimentarea standului.

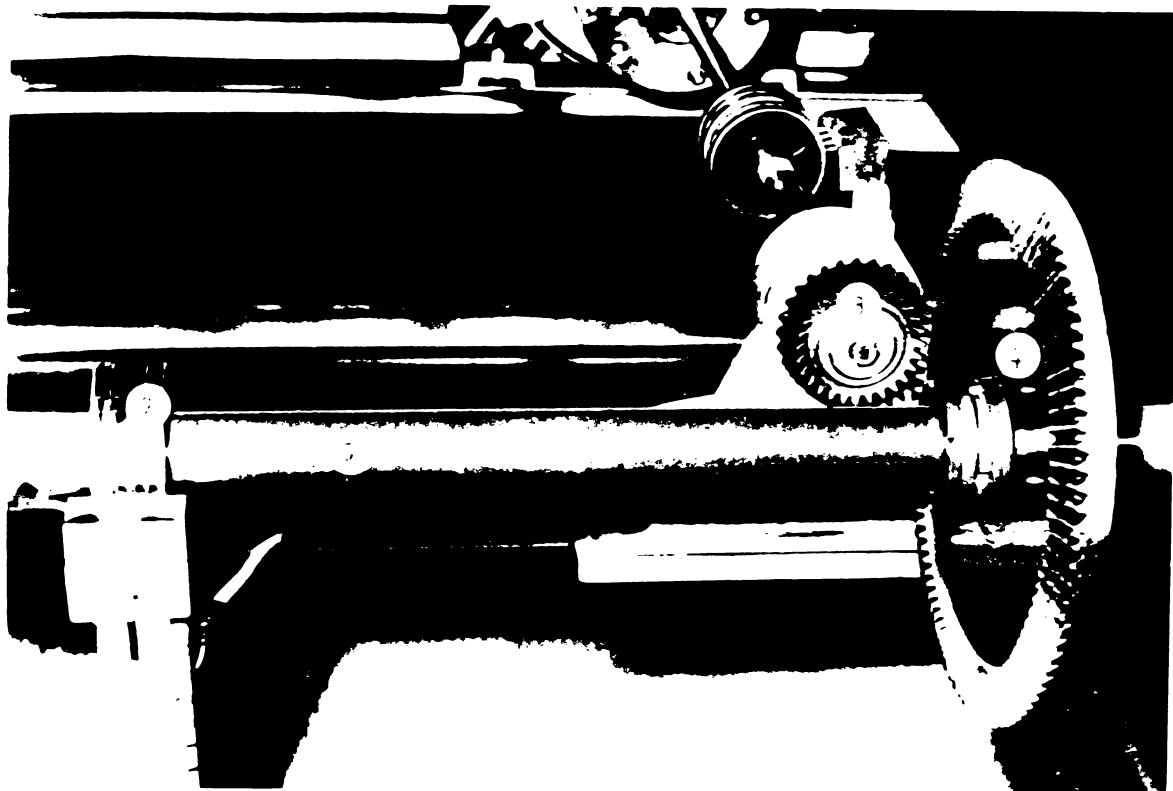


Fig.5-2. Transmiterea cuplului de la arborele „de torsiune” la osie.

3-pinion; 4-coroană dințată; 5-osia motoare; 9-sistem cu inele colectoare și perii pentru transmiterea semnalelor electrice date de traductoarele tensometrice.

În timpul experiențelor s-au înregistrat următoarele mărimi: frecvența  $f$  și tensiunea  $U$  la bornele motorului asincron de tracțiune, viteza unghiulară  $\omega_0$  a osiei cuplul  $M_a$  în arborele „de torsiune” al sistemului de antrenare, forțele de frecare  $F_{f1}$ ,  $F_{f2}$  dintre roți și șine precum și forța normală de contact  $Q_0$ .

Măsurarea vitezei unghiulare a osiei s-a făcut indirect cu un traductor cu impulsuri electrice construit de către autor (fig.5-5). Acesta este format dintr-un disc cu 16 orificii montat la capătul osiei, o celulă fotoelectrică fixată la nivelul orifi-

ciilor din disc și un bec pentru iluminare. Prin rotirea discului celula fotoelectrică va primi impulsuri luminoase cu o frecvență care depinde de viteza unghiulară a osiei și de numărul de orificii practicate în disc. Aceste impulsuri luminoase sînt transformate de către celulă în impulsuri electrice care se transmit apoi la oscilograful 13 (fig.5-3).

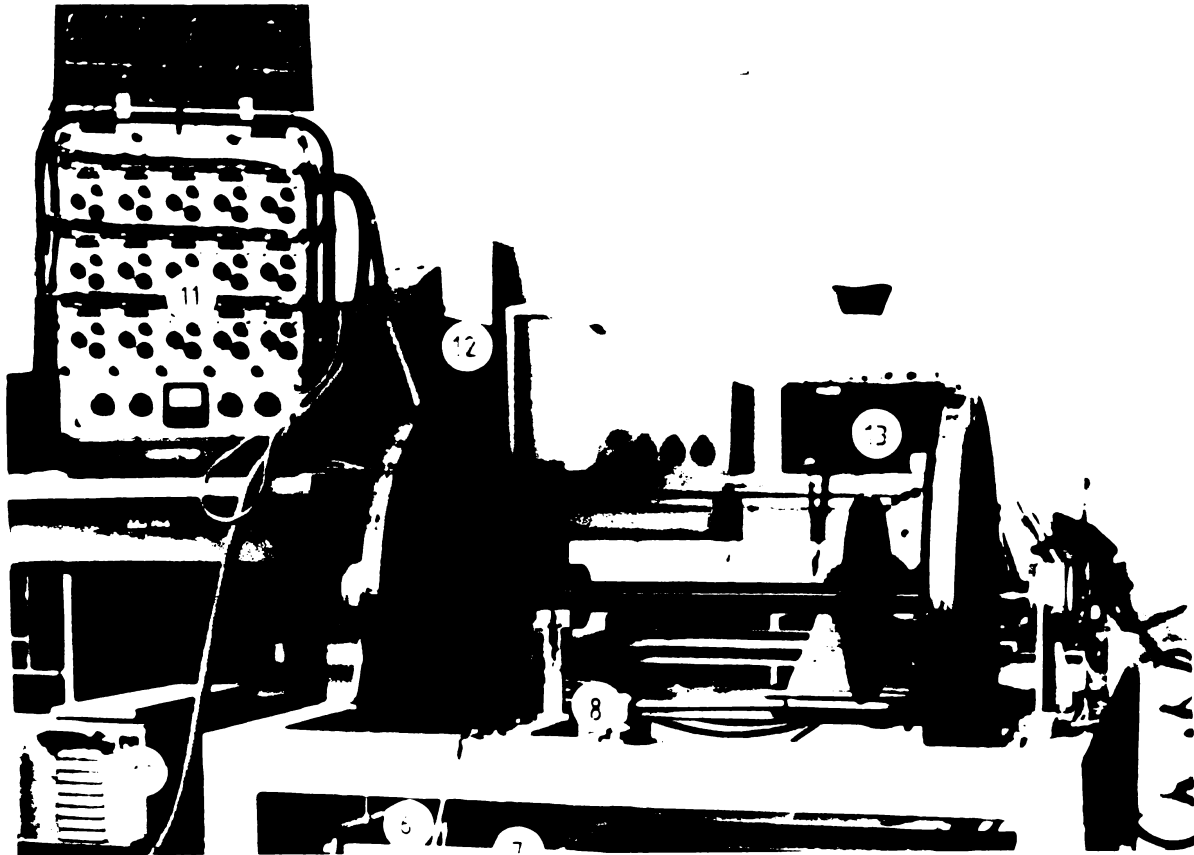


Fig.5-3. Sistemul de modificare a sarcinilor pe roți și instalația de tensometrie Telec tip NOR.

6- șină mobilă; 7-bară transversală; 8-șurub de strîngere; 10-bloc de alimentare a instalației Telec; 11-amplificator tensometric; 12-oscilograf Telec; 13-oscilograf RFT-12 LS.

Pentru măsurarea cuplului în arborele „de torsiune” pe acesta s-au aplicat patru traductoare tensometrice perpendiculare între ele și orientate după direcții ce fac  $45^{\circ}$  cu axa arborelui.

Semnalele electrice provenite de la traductoarele tensometrice se transmit prin intermediul unui sistem cu inele colectoare și perii 9 (fig.5-2) la instalația de tensometrie Telec tip NOR



(fig.5-3) formată din blocul de alimentare 10, amplificatorul tensometric 11 și oscilograful 12 cu înregistrare pe hîrtie fotografică.



Fig.5-4. Grupul motor diesel-generator sincron folosit pentru alimentarea motorului asincron al standului.  
14-motor diesel; 15-generator sincron;16-pupitru de comandă.



Fig.5-5. Traductor cu impulsuri pentru măsurarea vitezei unghiulare a osiei.

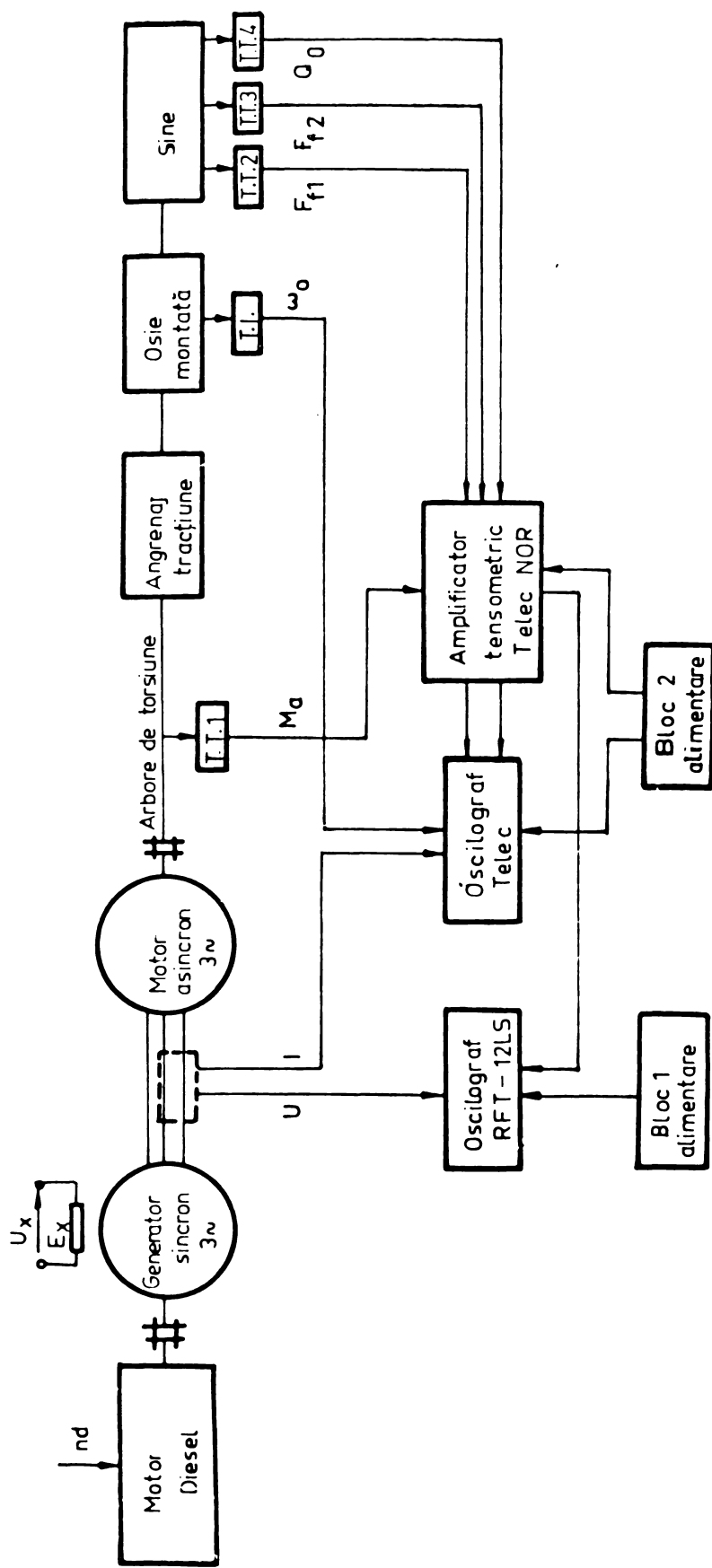


Fig.56 Schema bloc a instalației folosite pentru verificările experimentale pe stand

TT1 - traductor tensometric pentru măsurarea cuplului  $M_a$  în arborele de torsiune

TT2 TT3 - traductoare tensometrice pentru măsurarea forțelor de frecare  $F_{f1}$  și  $F_{f2}$

TT4 - traductor tensometric pentru măsurarea sarcinii pe roata  $Q_0$

TT1 - traductor cu impulsuri pentru măsurarea vitezei unghiulare a osiei  $\omega_0$

Forțele de frecare dintre roți și șine s-au măsurat tot cu traductoare tensometrice aplicate pe șine între punctul de articulație cu cadrul standului și punctul de contact cu roțile. Pentru măsurarea și înregistrarea acestor mărimi s-a folosit amplificatorul 11 și oscilograful 12.

Pentru măsurarea sarcinii pe roată  $Q_0$  s-a aplicat un traductor tensometric pe una din șinele mobile între punctul de contact cu roata și articulația cu bara transversală 7 (fig.5-3), iar înregistrarea s-a făcut cu oscilograful 13, RFT-12 LS.

## 5.2. Efectuarea și prelucrarea măsurărilor efectuate pe stand.

Măsurarea pe stand a mărimilor  $\omega_0$ ,  $M_a$ ,  $F_{f1}$ ,  $F_{f2}$  s-a făcut simultan pentru diferite valori ale sarcinii pe osie  $Q_0$  și ale mărimilor  $U$  și  $f$  de alimentare a motorului asincron.

În fig.5-6 este prezentată schema bloc a instalației folosite pentru verificările experimentale care cuprinde grupul motor diesel-generator sincron, standul pentru simularea stick-slipului, traductoarele și aparatura de măsurare și înregistrare.

Reglarea frecvenței  $f$  de alimentare a motorului s-a făcut prin modificarea turației  $n_d$  a grupului motor diesel-generator prin intermediul cremalierii pompei de injecție a motorului diesel.

Tensiunea  $U$  la bornele generatorului sincron pentru o anumită valoare a turației  $n$  s-a modificat prin intermediul tensiunii  $U_x$  la bornele înfășurării de excitație  $Ex$ . Înregistrarea acestei mărimi s-a făcut pe oscilograful RFT-12 LS.

La efectuarea măsurărilor s-a înregistrat mai întâi pe oscilogramă pentru fiecare canal linia de zero față de care se determină distanțele corespunzătoare mărimilor măsurate.

5.2.1. Determinarea experimentală a caracteristicii  
coeficientului de frecare roată - șină

Caracteristica experimentală a coeficientului de frecare roată șină ( $v_a$ ) s-a determinat indirect măsurînd valorile  $F_{f1,i}$  ( $i=1, \dots, n$ ) ale forței de frecare la roata 1 (fig.5-3) la diferite viteze de alunecare  $v_{ai}$  ( $i=1, \dots, n$ ) pentru o anumită valoare a sarcinii pe roată  $Q_0$ .

Deoarece forța de frecare dintre roată și șină este egală cu forța normală care soliciță șina (fig.5-7) măsurarea acestei forțe s-a făcut cu traductorul tensometric T.T.3. Traductorul tensometric T.T.4 măsoară deformația specifică în șină de încovoiere dată de forța  $F_s$ , obținută prin sistemul de strîngere cu șurub menționat anterior, care este proporțională cu sarcina pe roată  $Q_0$ .

Valorile coeficientului de frecare, vor fi date de relația:

$$\mu_i = \frac{F_{f1,i}}{Q_0} \quad (i=1, \dots, n) \quad (5.1)$$

Viteza de alunecare  $v_a$  s-a determinat tot indirect prin numărul de impulsuri  $m$  generate de celula fotoelectrică a traductorului T.I. într-o secundă:

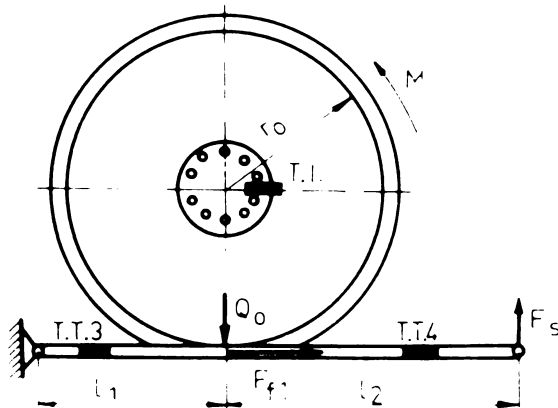


Fig.5-7. Determinarea experimentală a caracteristicii coeficientului de frecare roată-șină.

$$v_a = \omega_0 r_0 = 2\pi \frac{m}{m_0} r_0 \quad (5.2)$$

unde  $m_0 = 16$  este numărul orificiilor din discul traductorului.

Pentru evitarea stick-slipului care se produce în cazul antre-

nării osiei de către motorul electric asincron al standului, determinarea coeficientului de frecare s-a făcut prin aplicarea unui cuplu  $M$  direct roții 1 la care se fac măsurătorile.

În cadrul determinărilor experimentale s-a făcut un număr de 20 de măsurători.

Valorile coeficienților de frecare și a vitezelor de alunecare obținute în urma prelucrării oscilogramelor s-au înscris în tabelul 5.1.

Prelucrarea matematică a datelor experimentale s-a făcut prin metoda celor mai mici pătrate, funcția  $\mu^*(v_a)$  cu care s-a aproximat caracteristica coeficientului de frecare fiind de forma (3.27). Coeficienții  $a$  și  $b$  ai acestei funcții calculați cu relațiile (3.28) pe baza valorilor din tabelul 5.1 sînt  $a = 0,091 \text{ ms}^{-1}$ ,  $b = 0,167$  iar valoarea coeficientului de aderență obținută prin măsurători este  $\mu_a = 0,3839$ .

În fig.5-8 s-au reprezentat prin puncte valorile  $\mu_i$  ( $i=1, \dots, 20$ ) obținute la vitezele  $v_{ai}$  ( $i=1, \dots, 20$ ) din tabelul 5.1 precum și caracteristica teoretică a coeficientului de frecare.

#### 5.2.2. Determinarea experimentală a forțelor de frecare, a cuplului în osie și în arborele motorului asincron în cazul producerii stick-slipului.

Forțele de frecare dintre roți și șine  $F_{f1}$  respectiv  $F_{f2}$  ca și cuplul  $M_a$  în arborele de torsiune s-au determinat experimental pentru diferite valori ale sarcinilor pe roți  $Q_0$  cuprinse între 703,5 N și 1096 N ca și pentru diferite valori ale frecvenței și tensiunii de alimentare a motorului asincron al standului.

Prin modificarea frecvenței și tensiunii de alimentare s-a obținut o familie de caracteristici mecanice ale motorului asincron, deci diferite viteze de patinare a roților.

Tabelul 5.1

i	$F_P$ [N]	$\mu_i$	$v_{ai}$ [ms <sup>-1</sup> ]	$1/v_{ai}$	$1/v_{ai}^2$	$\mu_i/v_{ai}$
1	270,125	0,384	0,369	2,717	7,384	1,043
2	260,980	0,371	0,424	2,358	5,562	0,875
3	240,579	0,342	0,561	1,783	3,178	0,609
4	246,911	0,302	0,672	1,488	2,214	0,518
5	220,883	0,294	0,740	1,351	1,826	0,397
6	221,587	0,245	1,124	0,890	0,792	0,218
7	190,635	0,251	1,353	0,739	0,546	0,186
8	184,304	0,215	1,728	0,579	0,335	0,124
9	193,449	0,225	1,817	0,550	0,303	0,124
10	196,263	0,270	2,049	0,488	0,238	0,107
11	170,235	0,210	2,223	0,450	0,202	0,094
12	169,531	0,215	2,552	0,392	0,154	0,084
13	143,504	0,204	2,925	0,342	0,117	0,070
14	147,021	0,209	3,416	0,293	0,086	0,061
15	135,062	0,192	3,511	0,285	0,081	0,055
16	134,359	0,191	3,781	0,264	0,070	0,051
17	122,400	0,174	4,099	0,244	0,060	0,042
18	127,324	0,194	4,395	0,228	0,052	0,044
19	120,993	0,185	4,821	0,207	0,043	0,038
20	116,069	0,165	5,232	0,191	0,037	0,032
		4,788		15,839	23,279	4,772

$$a = \frac{20 \cdot 4,772 - 15,839 \cdot 4,788}{20 \cdot 23,279 - 15,839^2} = 0,091 \text{ ms}^{-1}$$

$$b = \frac{23,279 \cdot 4,788 - 15,839 \cdot 4,772}{20 \cdot 23,279 - 15,839^2} = 0,167$$

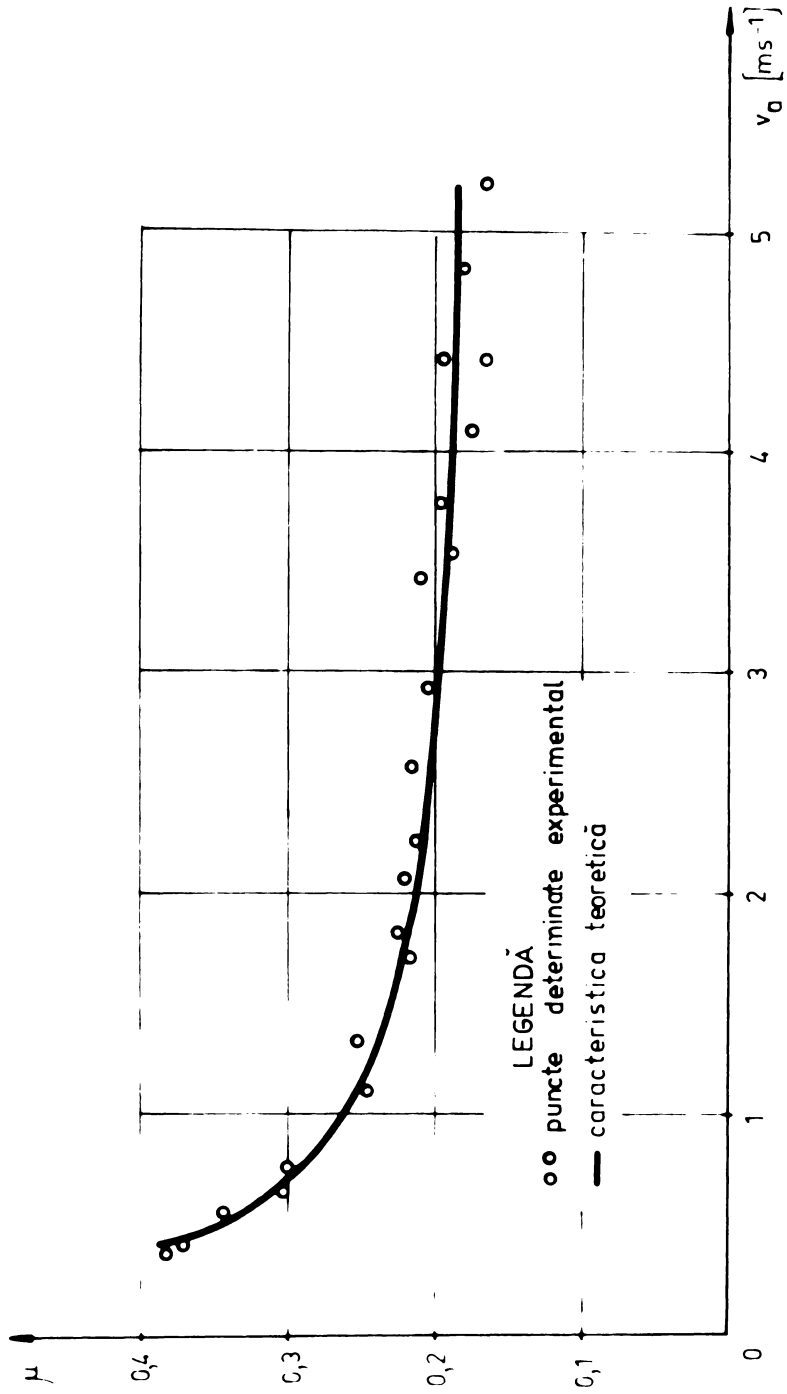


Fig. 5-8 Caracteristica coeficientului de frecare roată-șină la stand

Pentru a simula condițiile reale din exploatare a locomotive-  
lor cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ s-au ales  
acele valori ale tensiunii și frecvenței pentru care raportul  $u/f = \text{const}$   
deci cazul reglării la cuplu constant. Astfel, pentru fiecare valoare a  
forței  $Q_0$ , frecvența tensiunii de alimentare a motorului s-a variat  
între valorile stabile  $f = 20$  și  $50$  Hz prin modificarea turației gru-  
pului motor diesel-generator sincron (v.cap.5.1) respectiv tensiunea  
între  $U = 190$  și  $380$  V.

Menținerea constantă a frecvenței sub valoarea de  $20$  Hz. s-a  
realizat numai pentru intervale foarte scurte de timp (circa  $1-2$  s)  
din cauza instabilității grupului motor diesel-generator la turații  
mici. Cu toate acestea și la frecvențe scăzute s-au putut face verifi-  
cări experimentale concludente avîndu-se în vedere timpul scurt de  
producere al stick-slipului.

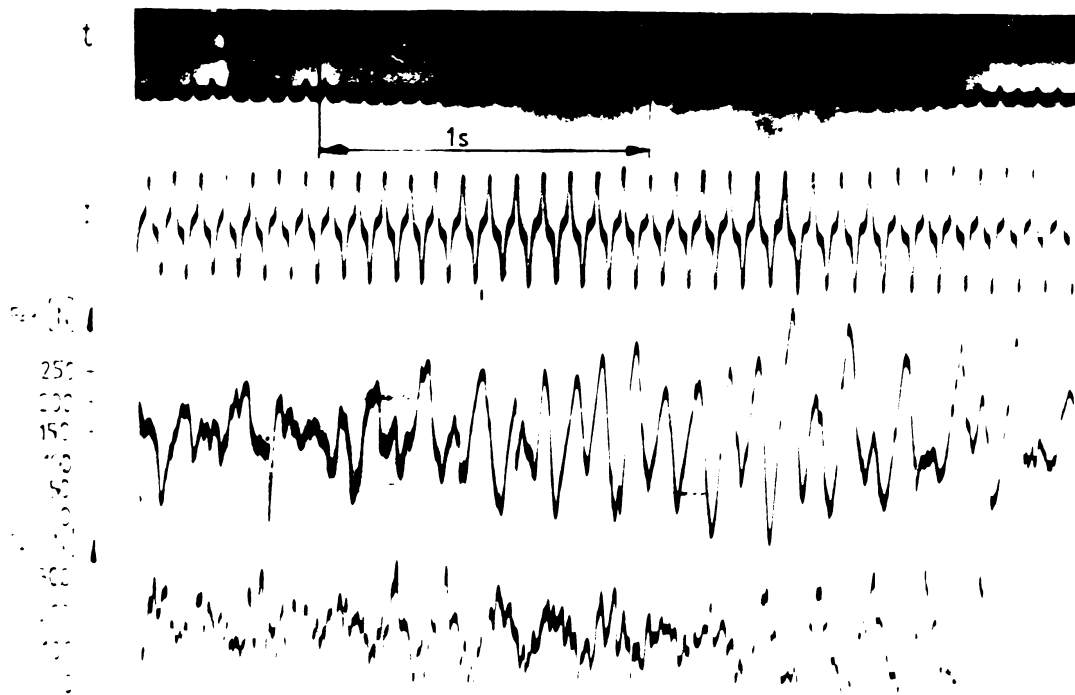


Fig.5-9 Oscilogrammele forțelor de frecare dintre roți  
și șine la producerea stick-slipului

În fig.5-9 se prezintă fotocopia după oscilograma care re-  
prezintă variația în timp a forțelor de frecare  $F_{f1}$  și  $F_{f2}$  pentru



$Q_0 = 965,2$  N, frecvența de alimentare a motorului fiind  $f = 25$  Hz după cum se vede și din oscilograma curentului I al motorului.

Impulsurile generate de celula fotoelectrică cu care se determină viteza de alunecare se pot vedea în partea superioară a oscilogrammei.

Pentru a stabili influența oscilațiilor de stick-slip asupra forței de tracțiune se determină valoarea limită a forței de frecare  $F_{f \text{ min}}$  (v.cap.4.1). Influența sarcinii pe roată  $Q_0$  și a frecvenței  $f$  asupra valorilor limită ale forței de frecare  $F_{f \text{ min}}$  se vede în fig.5-10 și tabelul 5.2 în care s-au trecut o parte din rezultatele prelucrării oscilogramelor.

Tabelul 5.2

$Q_0$ [N]	703,5	769	834,3	899,8	965,2	1030,6	1096
$f=25$ Hz							
$U=190$ V							
$F_{flmin}$ [N]	197	227	253	268	280	293	296
$M_{amax}$ [Nm]	58,5	62	67,5	71	78,5	81	85
$M_{omax}$ [Nm]	201	223	259	272	299	309	324
$f=29$ Hz							
$U=220$ V							
$F_{flmin}$	185	218	237	252	269	278	292
$M_{amax}$	59	70	78,5	83	88,5	96	97
$M_{omax}$	294	304	317	325	336	342	354
$f=33$ Hz							
$U=251$ V							
$F_{flmin}$	172	205	219	240	258	269	279
$M_{amax}$	59,5	72	81	84	93,5	102	112
$M_{omax}$	309	316	307	318	326	332	341

În oscilogramele din figura 5-11 se vede variația în timp vitezei de alunecare a roții (creșterea numărului de impulsuri în timp) și a cuplului în osie (fig.5-11.a) și arborele de torsiune (fig.5-11.b). Se observă creșterea amplitudinilor de oscilație până la atingerea unor valori limită, ceea ce confirmă concluziile teoretice din cap.3.4.

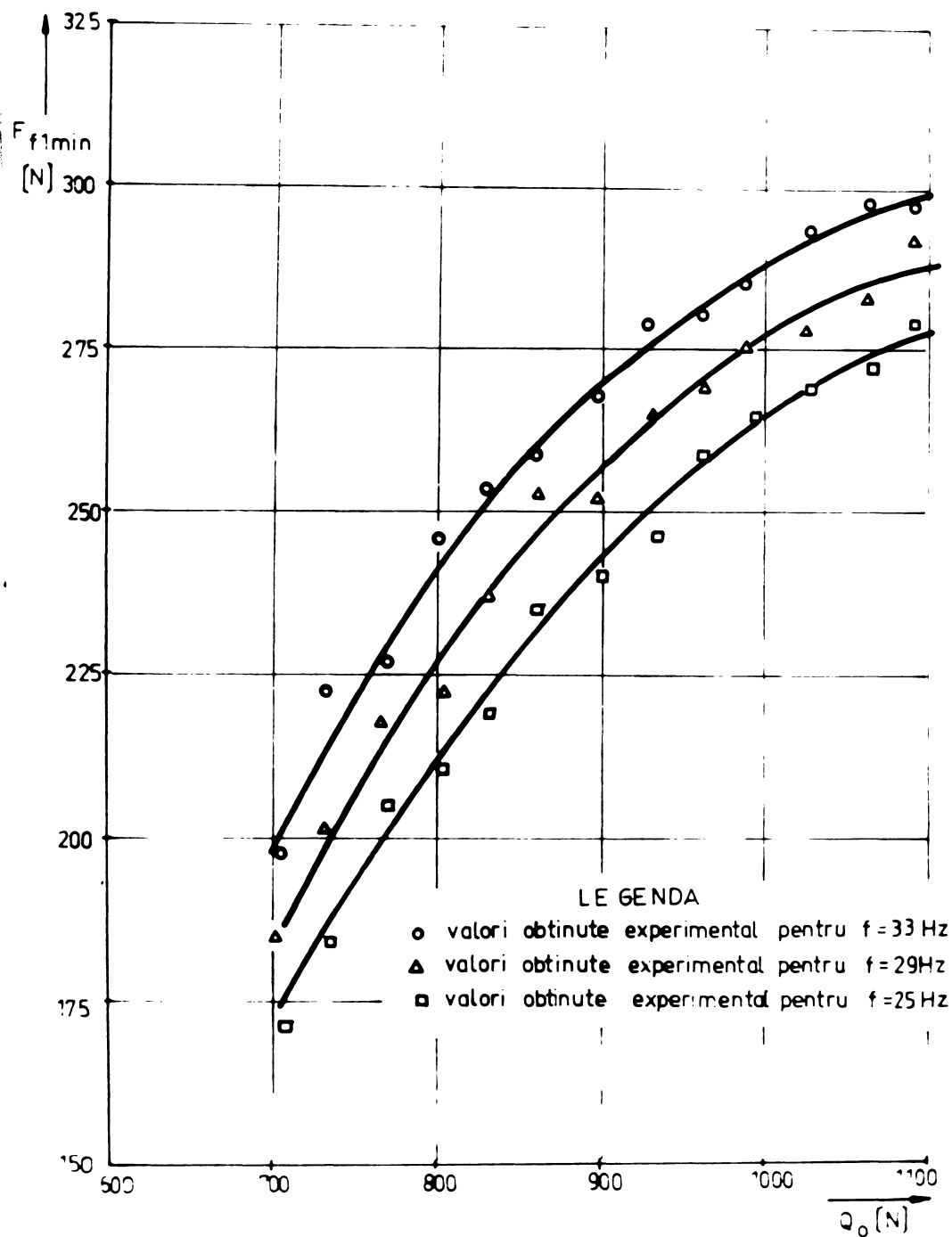


Fig.5-10. Diagramele obținute experimental ale variației forței de frecare  $F_{fmin}$  cu sarcina pe roată  $Q_0$  pentru diferite valori ale frecvenței  $f$  a tensiunii de alimentare a motorului asincron.

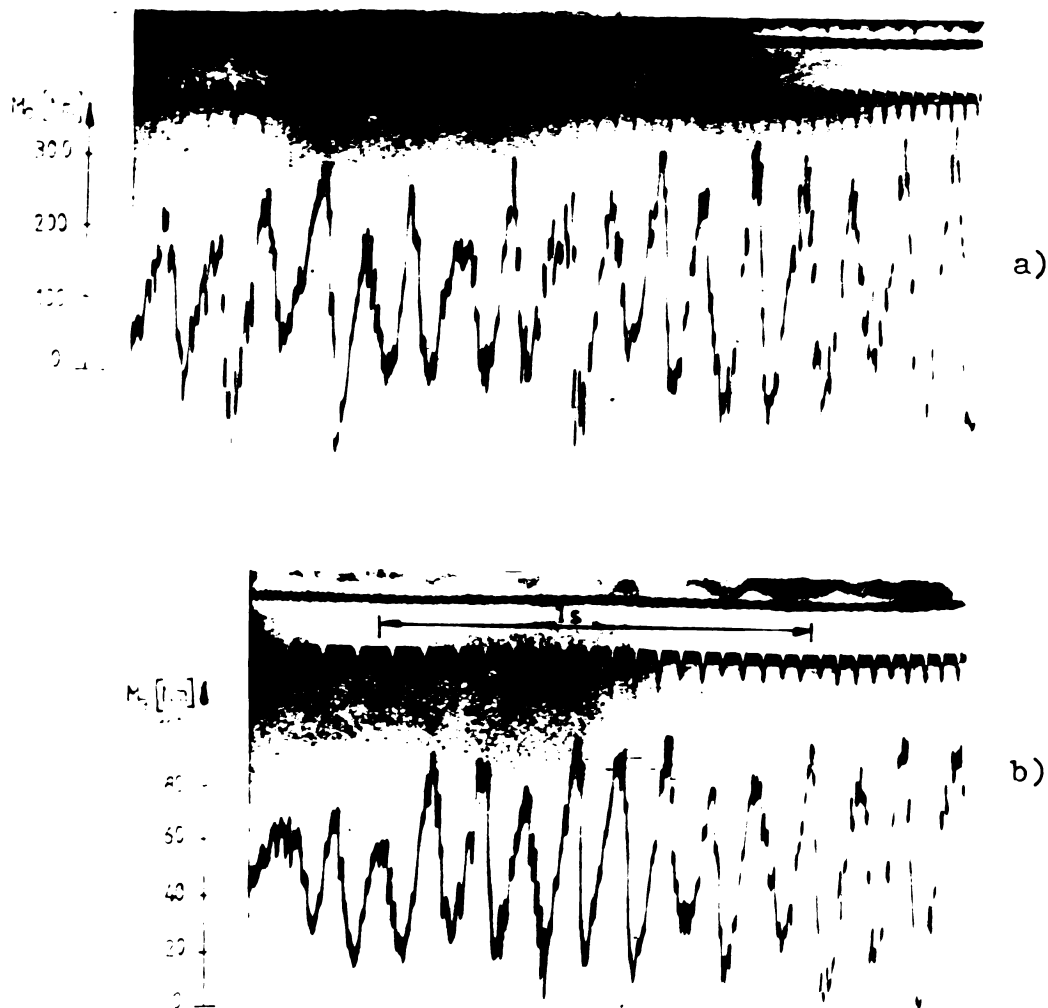


Fig.5-11 Oscilograme ale cuplului în osie și arborele de torsiune.

În tabelul 5-2 s-au trecut și valorile cuplurilor maxime în arborele de torsiune și osie  $M_{amax}$ , respectiv  $M_{omax}$  iar diagramele de variație a acestor mărimi în funcție de sarcina pe roată  $Q_0$  pentru  $f = 29$  Hz s-au reprezentat în fig.5-12.

Deoarece valorile acestor cupluri au crescut odată cu mărirea frecvenței tensiunii de alimentare a motorului, după cum se vede în tabelul 5.2 se confirmă că pentru micșorarea amplitudinilor de oscilație este necesară micșorarea frecvenței într-un timp util astfel ca amplitudinile să nu ajungă la valori periculoase

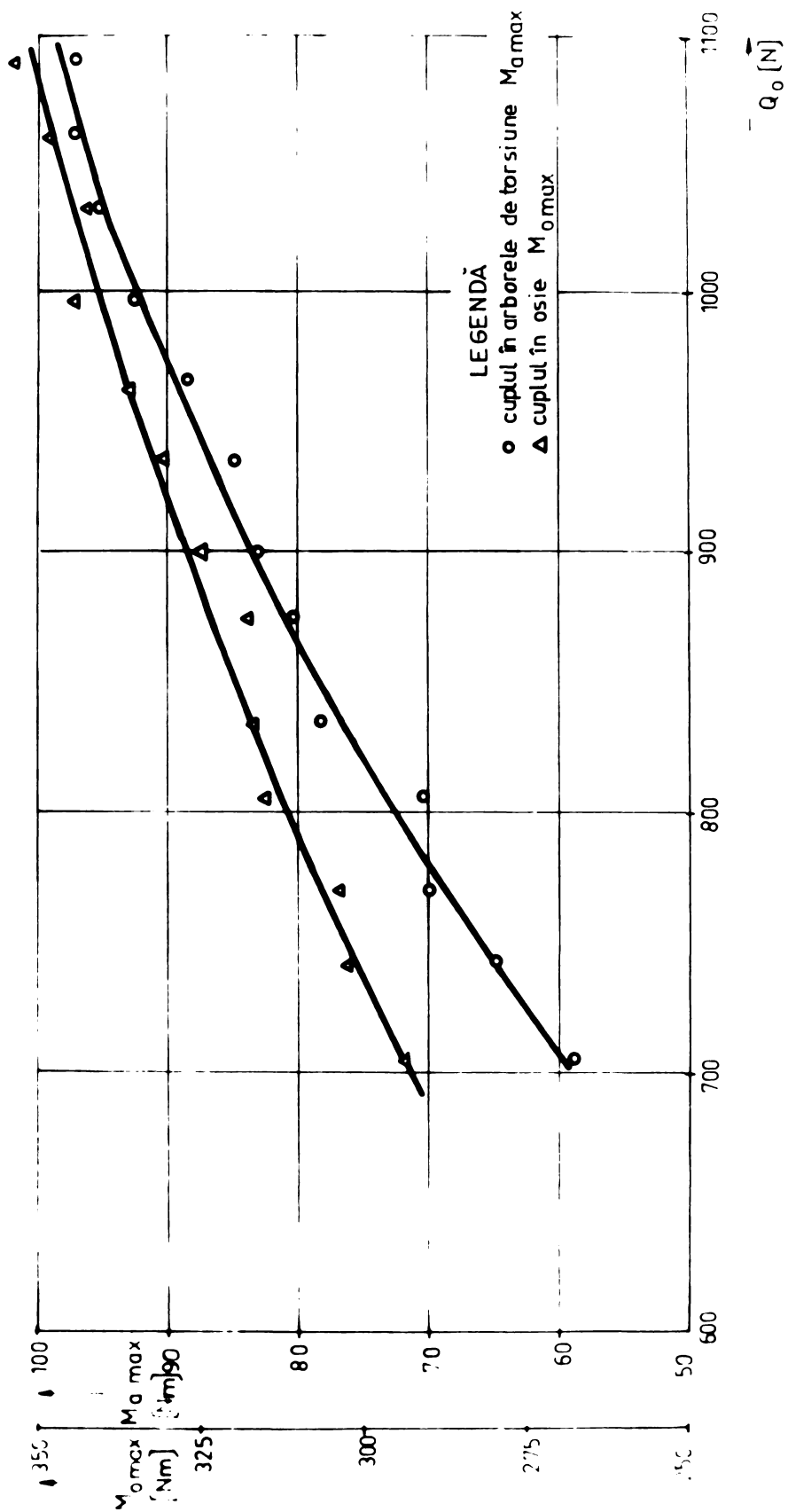


Fig.5-12 Diagramele obținute experimental ale variației cuplurilor  $M_{omax}$  și  $M_{osie}$  cu sarcina pe roată  $Q_0$

după cum s-a văzut și în cap.4.3.

Se observă și faptul că, creșterea în timp a amplitudinilor oscilațiilor de stick-slip nu influențează coeficientul de suprasarcină al motorului, pentru nici unul din cazurile de încărcare și alimentare a motorului care au fost arătate „răsturnarea” motorului ne avînd loc.

### 5.5. Verificări experimentale pe locomotivă.

După cum s-a arătat și la începutul acestui capitol, unele concluzii teoretice privind fenomenul de stick-slip s-au verificat experimental pe locomotiva CFR 060 EA de 5100 kW, cu ocazia încercărilor efectuate de I.C.F.T.T. /27/ la care a participat autorul, întrucît în țara noastră nu există locomotive diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ.

În timpul experimentelor s-au măsurat: viteza unghiulară a osiei, cuplul în osie, sarcinile pe osii și viteza de înaintare a vehiculului.

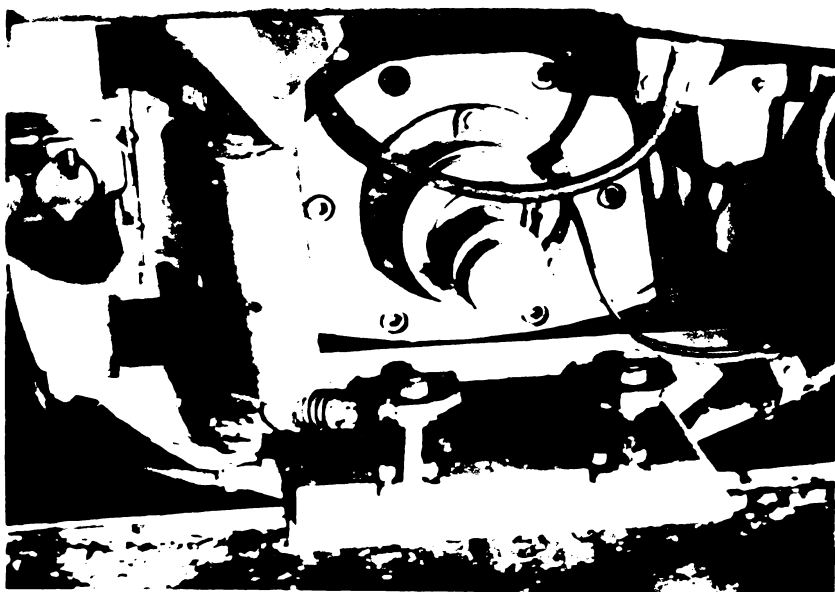


Fig.5-13 Amplasarea traductorului de turație.

Măsurarea vitezei unghiulare a osiei s-a făcut cu ajutorul unui traductor de turație fixat pe cutia de osie (fig.5-13). Cuplul în osie

s-a măsurat cu ajutorul unui traductor inductiv de cuplu, variațiile de sarcini pe osii s-au determinat indirect prin măsurarea cu ajutorul unor traductoare de deplasare a deplasărilor produse între cutiile de osie și cadrul boghiului iar viteza de înaintare s-a măsurat cu ajutorul unui traductor de turație plasat pe osia vagonului dinamometric atașat locomotivei.

Din oscilogramele obținute cu ocazia încercărilor din care o parte sînt prezentate în fig.5-14, s-au scos în tabelul 5.3 următoarele valori:  $v_{amax} = r_o \cdot \dot{\psi}_{max}$ ,  $M_{oa}$  - momentul de torsiune al osiei limitat de aderență  $M'_{omax}$  - momentul maxim în osie corespunzător numai oscilațiilor de stick-slip.

Aceste mărimi au măsurate la prima osie față de sensul de mer al locomotivei care are prima tendința de a patina după cum s-a arătat ca și în capitolul 2.3.

Tabelul 5.3

$v_{a \max}$		$M_{oa}$	$M'_{omax}$	$M'_{omax}$
[km/h]	[m/s]	[da Nm]	[da Nm]	$M'_{oa}$
8,28	2,3	1689	9489 (9521)	5,62 (5,64)
10	2,78	-	9719 (9809)	5,75 (5,81)
12	3,33	-	10116 (10282)	5,99 (6,09)
14,4	4	-	15884 (16531)	9,40 (9,79)
18	5	-	20064 (22386)	11,88 (13,25)

Atît din tabelul 5.3 ca și din fig.5-13 se observă că solicitările torsionale maxime datorită oscilațiilor de stick - slip ating valori de peste 11 ori față de solicitarea dată de aderență.

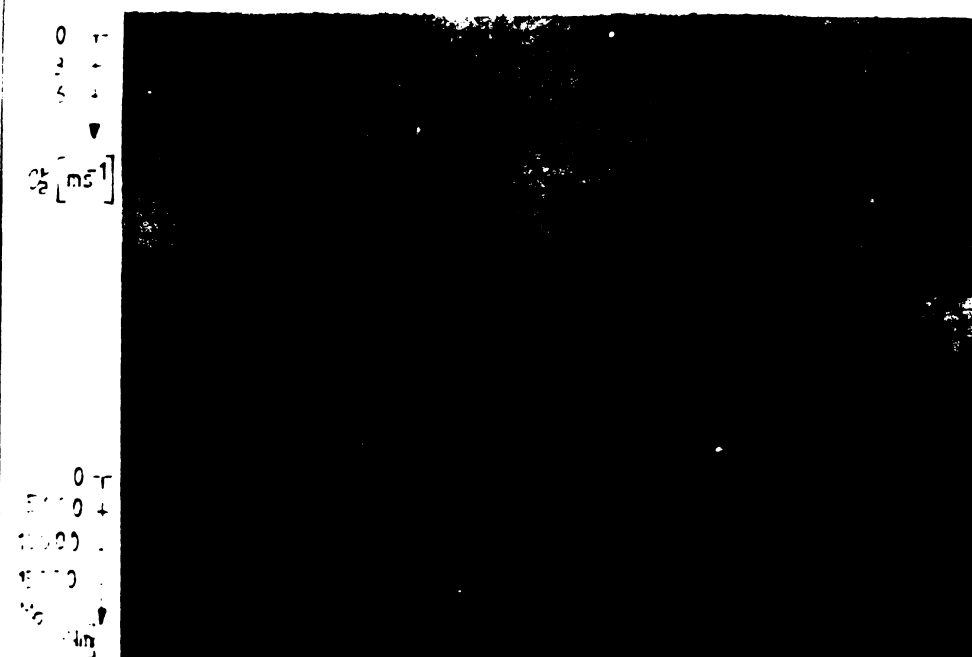
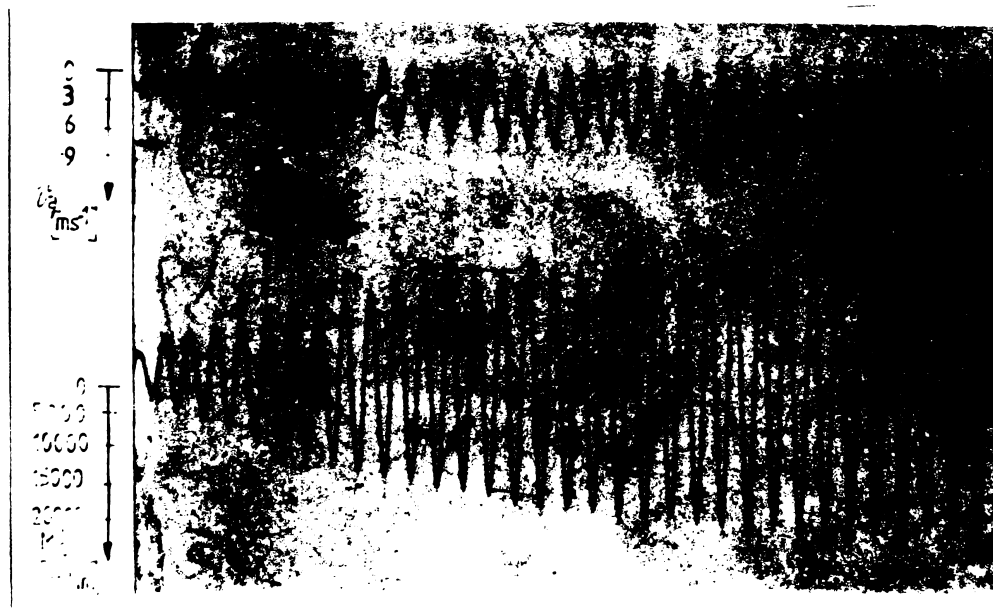


Fig.5-14 Oscillograme ale vitezei  $v_a$  și cuplului  $M_o$  obținute cu ocazia încercărilor efectuate cu locomotiva C.F.R. - 060 EA.

Variația vitezei de oscilație  $v_{a \max}$  în timp, din momentul producerii stick-slipului se poate vedea în fig.5-15.

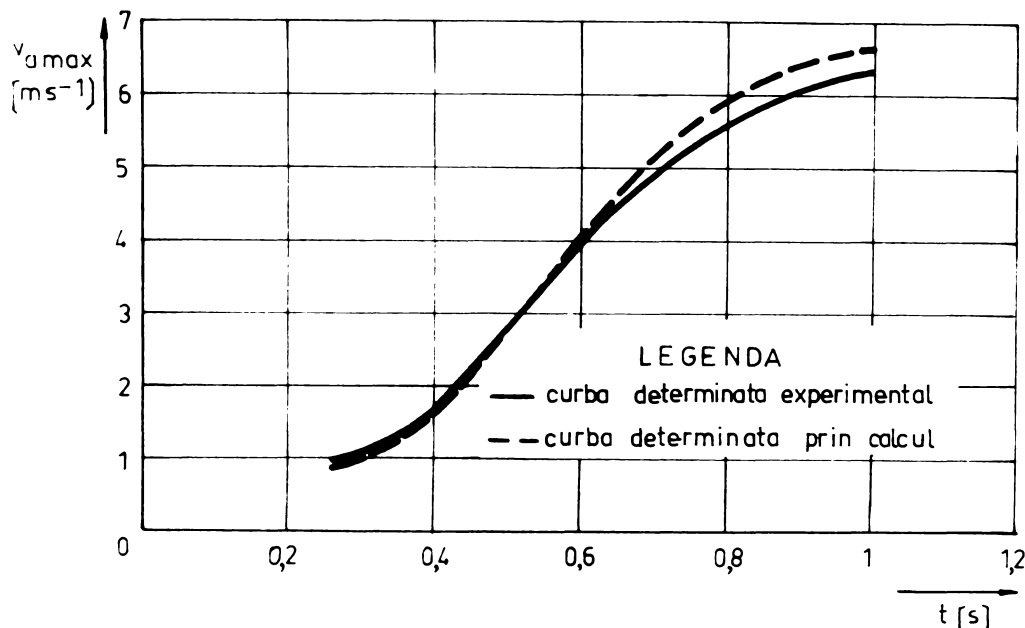


Fig.5-15 Variația în timp a vitezei  $v_{a \max}$

Alura curbei de variație în timp a vitezei  $v_{a \max}$  confirmă, atât cele arătate în cap.3.4 cât și măsurătorile făcute de Schröter și Schöenberger/48/, și anume că deși sistemul este instabil și amplitudinile de oscilație cresc rapid în perioada de început a stick-slipului, există o limitare în timp a acestor amplitudini.

Din măsurătorile efectuate pe locomotivă a rezultat de asemenea o creștere a frecvenței oscilațiilor de stick-slip de la circa 18 Hz pînă la 48 Hz cînd amplitudinile oscilațiilor sînt maxime.

#### 5.4. Analiza comparativă a rezultatelor obținute pe cale teoretică și experimentală.

Pentru a compara rezultatele experimentale obținute pe stand cu cele teoretice s-a făcut și integrarea ecuațiilor de mișcare pe calculator pentru parametrii standului (anexa A.5.1). Aceștia sînt:  $I_1 = I_2 = I = 3,449 \text{ kgm}^2$ ;  $I_r = 0,0806 \text{ kgm}^2$ ;  $c_1 = 3767,847 \text{ kgm}^2\text{s}^{-2}$ ;  $c_r = 169,359 \text{ kgm}^2\text{s}^{-2}$ ;  $u = 3,65$ ;  $r_0 = 0,29 \text{ m}$ ;  $K_m = - 27,59 \text{ kgm}^2\text{s}^{-1}$ .



O parte din valorile calculate pentru  $\dot{\psi}_1, \dot{\psi}_2, \dot{\psi}_r$  și  $\psi_r - u\psi_2$  sînt trecute în anexă. Cu aceste valori s-au calculat forțele de frecare  $F_f$  (relațiile 4.2-4.5), cuplul în arborele de torsiune  $M_a$  și viteza  $v_a$ .

Comparînd valorile calculate cu cele măsurate, din capitolul 5.2.2 se constată o foarte bună concordanță în ceea ce privește alura și dispunerea curbelor. Această arată că și caracteristica teoretică a coeficientului de frecare obținută prin prelucrarea matematică a datelor experimentale (v. cap. 3.3) este foarte apropiată de cea reală. Unele abateri între valorile calculate și cele măsurate se pot datoră influenței temperaturii la suprafața de contact care atinge valori ridicate în cazul unei patinări îndelungate.

Rezultatele experimentale obținute pe locomotivă se compară cu cele teoretice calculate cu valorile din anexa A.3.3. După cum se vede în tabelul 5.3. în care s-au trecut în paranteză valorile cuplurilor în osie calculate, au rezultat unele diferențe care însă sînt acceptabile. La fel se vede și în figura 5-14 în care cu linie punct s-a trasat caracteristica teoretică. Explicația acestor abateri între caracteristici constă în faptul că în timpul încercărilor cu locomotiva nu s-a determinat experimental și alura curbei coeficientului de frecare dintre roată și șină.

Comparînd valorile frecvențelor de oscilație calculate cu cele măsurate se constată diferențe foarte mici de circa 1-2 Hz. Astfel frecvența maximă a oscilațiilor de stick-slip obținută prin calcul este de 50 Hz față de 48 Hz cît este cea măsurată. Se observă că valoarea frecvenței oscilațiilor de stick-slip este apropiată de valoarea frecvenței proprii a sistemului de antrenare  $\gamma_1 = 51,596 \text{ Hz}$  (cap. 3.4 rel. 3.35) confirmîndu-se astfel concluziile la care au ajuns și alți cercetători care au studiat fenomenul numai experimental /7/, /10/, /43/, /48/.

## Cap.6 CONCLUZII SI PARTI ORIGINALE

### 6.1. Concluzii și propuneri

Din studiul efectuat în lucrarea de față, rezultă o serie de concluzii importante în ceea ce privește construcția locomotive-  
lor moderne de mare putere utilizate astăzi și în perspectivă în  
transportul pe calea ferată (v.introducere), după cum urmează:

1) În special la locomotivele de mare putere, indiferent dacă este locomotivă diesel sau electrică, datorită fenomenului de stick-slip apar oscilații autoîntreținute extrem de violente în tot sistemul de antrenare al locomotivei precum și solicitări importante în elementele componente și șocuri ce înrăutătesc în același timp caracteristicile de tracțiune ale locomotivei (v.cap.4).

2) Deoarece la motorul asincron de tracțiune caracteristica cuplului este abruptă în zona sa stabilă, vitezele de patinare sînt mult mai mici în comparație cu motorul electric de tracțiune de curent continuu. Pericolul „ambalării” motorului și osiei la patinare este complet înlăturat dar nu și stick-slipul. Stick-slipul se produce imediat după „ruperea aderenței” odată cu patinarea roților oricît de mici ar fi vitezele de patinare, datorită faptului că oscilațiile de stick-slip sînt autoîntreținute, amplitudinile acestora crescînd rapid în timp (v.cap.3.4).

3) Toate puținele cercetări apărute asupra fenomenului de stick-slip la locomotive sînt în general cercetări experimentale și care se referă exclusiv asupra ruperilor de osii (v.cap.1.2).

În lucrarea de față se studiază fenomenul de stick-slip pe baza calculelor teoretice originale ale autorului și se determină influențele nocive ale acestuia asupra caracteristicilor de tracțiune ale locomotivelor.

4) Prin stabilirea ecuațiilor de mișcare ale sistemului

de antrenare la producerea stick-slipului s-a putut și s-a făcut o comparație între diferitele sisteme de transmisie cu motoare electrice de tracțiune de curent continuu și de curent alternativ (v. cap. 3.4) cu concluziile interesante a avantajelor pe care le reprezintă motoarele de curent alternativ asincrone, stabilind astfel încă un motiv important pentru generalizarea transmisiei în curent alternativ-curent alternativ în viitorul apropiat.

5) Deoarece stick-slipul, așa după cum se arată în cap. 4.3 nu poate fi evitat, se indică dispozitive de antipatinaj și condițiile pe care acestea trebuie să le îndeplinească pentru a reduce efectele oscilațiilor de stick-slip în limite acceptabile. S-a stabilit astfel că timpul de intervenție al dispozitivului de antipatinaj trebuie să fie de până la 0,4 s din momentul producerii stick-slipului.

6) Studiul teoretic făcut a dat posibilitatea stabilirii influenței oscilațiilor de stick-slip asupra coeficientului de supra-sarcină al motorului de tracțiune asincron evitându-se astfel supra-dimensionarea motorului (v. cap. 4.2).

7) Oscilațiile de stick-slip duc la solicitări torsionale importante în osia locomotivei (v. cap. 4.3). Aceste solicitări la sistemele de antrenare cu motoare asincrone fiind inferioare cazului cu motoare de tracțiune de curent continuu rezultă încă un avantaj important al transmisiei în curent alternativ-curent alternativ.

8) Din studiul stabilității mișcării făcut în cap. 3.2 rezultă că creșterea pantei caracteristicii motorului asincron de tracțiune (caracteristicile rigide) și micșorarea momentului de inerție al rotorului influențează favorabil comportarea sistemului de antrenare la producerea stick-slipului. Pe baza acestui studiu se pot stabili în faza de proiectare parametri optimi constructivi ai motorului de tracțiune.

9) Deoarece față de studiile efectuate de F. Böhm /7/

Wes Rahn /43/ și de alți cercetători acest studiu scoate în evidență atât influența asupra oscilațiilor de stick-slip a caracteristicii coeficientului de frecare roată-șină cât și a parametrilor mecanici și a transmisiei locomotivei, lucrarea aduce deci contribuții noi la studiul acestor oscilații la locomotive.

10) Din calculul amplitudinilor oscilațiilor de stick-slip făcut în cap.3.4 rezultă că neglijarea rigidității osiei (făcută în lucrările de specialitate apărute pînă în prezent nu este permisă deoarece aceasta influențează în mare măsură amplitudinile de oscilație. Considerarea unui model mecanic cu două mase pentru sistemul de antrenare nu se poate lua în considerare decît pentru aprecieri calitative asupra stick-slipului.

11) Verificările experimentale făcute atât pe stand în laboratorul catedrei de Material rulant din I.P.București cât și cele făcute pe locomotivă (v.cap.5) au confirmat rezultatele teoretice. Astfel de încercări legate de fenomenul de stick-slip la locomotive s-au efectuat pentru prima dată pe un model experimental.

## 6.2. Părți originale

Lucrarea „Contribuții la studiul influenței fenomenului de stick-slip asupra caracteristicilor de tracțiune ale locomotivelor diesel cu transmisie în curent alternativ-curent alternativ” constituie un studiu aprofundat a unei probleme apărute în ultimul timp la locomotive și care este foarte puțin cercetată pînă în prezent pe plan mondial.

În forma în care este realizată lucrarea corespunde unei necesități majore de a pune la îndemîna producției rezultatele cercetărilor aplicative și fundamentale.

Rezultatele originale pe care le-am obținut apar în majoritatea lor pentru prima dată în această lucrare, altele au fost

deja publicate în reviste de specialitate atât în țară cât și în străinătate.

Dintre contribuțiile principale ale autorului în această lucrare se pot evidenția următoarele:

1) Stabilirea unui model mecanic original și a unui sistem de ecuații diferențiale pe baza cărui se poate studia fenomenul de stick-slip la locomotive. Caracterul general al modelului dă posibilitatea adaptării acestuia și la alte locomotive în vederea unor studii similare prin particularizări.

2) Intregul calcul complex al oscilațiilor de stick-slip este absolut original. Pentru rezolvarea sistemului de ecuații diferențiale (3.8) ale mișcării sistemului de antrenare al locomotivei, autorul a întocmit un program de calcul în limbaj Fortran (v.cap.3.4) pentru calculatorul Felix C-256 al I.P. București.

3) Studiarea influenței oscilațiilor de stick-slip asupra caracteristicilor de tracțiune ale locomotivei (v.cap.4). Autorul stabilește condițiile pe care trebuie să le îndeplinească dispozitivele de antipatinaj (cap.4.3) și determină influența stick-slipului asupra coeficientului de suprasarcină al motorului asincron de tracțiune (cap.4.2).

4) Stabilirea unei metode generale de calcul a solicitărilor torsionale în osia locomotivei datorate stick-slipului de care pînă în prezent nu se ținea seama la proiectarea osiei.

5) Determinarea influenței principalilor factori (starea căii de rulare, parametrii mecanici și transmisia locomotivei) asupra oscilațiilor de stick-slip.

6) Stabilirea unei noi metode de calcul (v.cap.2) a variației sarcinilor pe osii (statice și dinamice), prin reducerea forțelor și momentelor față de centrele de rotație ale boghiurilor, obținîndu-se prin aceasta ecuații globale de echilibru ale boghiurilor, aplicabile oricărui tip de locomotivă și nu separat pentru

fiecare element component al locomotivei, cum se proceda înainte.

7) Stabilirea influenței parametrilor sistemului de antrenare asupra stabilității oscilațiilor de stick-slip (v. cap. 3.2) și a unui program de calcul pentru calculatorul numeric.

8) Modelul utilizat și construit de autor pentru verificările experimentale în laborator ale calculelor teoretice, este original, rezultatele experiențelor confirmând veridicitatea metodei de studiu a fenomenului de stick-slip la locomotive stabilită în prima parte a lucrării.

Rezultatele obținute de autor au fost confirmate calitativ și de o serie de experiențe făcute la căile ferate din R.F.G., Austria cât și la C.F.R.

Lucrarea ține seama de progresele realizate în industria constructoare de locomotive din țară și din străinătate. Din acest motiv, avându-se în vedere colaborările cu producția, consider că lucrarea este utilă specialiștilor din producție. Prin metodele moderne folosite în studiul teoretic și experimental lucrarea reprezintă un punct de plecare pentru viitoarele cercetări privind studiul fenomenului de stick-slip la locomotive.

BIBLIOGRAFIE

1. Aizerman M.A., Cantmacher F.R. - Absolutnaia ustoicivosti reguliruemih sistem. Izd.Akad.Nauk SSSR, 1963.
2. Alitov A.A. - Asupra autovibrațiilor într-un sistem cu excitație limitată. Maşinovedenie, 1, 1979.
3. Antipatinage, controle et regulation de l'effort moteur. Rapport ORE, B44.
4. Banarjee A.K.- Influence of Kinetic friction on the velocity of stick-slip motion. Wear, 12, 1968.
5. Bitterberg F., Teich W.-Henschel - BBC - DE2500 Ein wendepunkt in der Lokomotivtechnik, ETR, 1, 1971.
6. Borgeaud G.-Achslaständerungen infolge zugkraft an Lokomotiven mit zwei Triebgestellen und Möglichkeiten, sie durch Lastausgleich zu verbessern. Glasers Annalen, 3,4,5,7,1965.
7. Böhm F. - Der Schleudervorgang beim Anfahren und Rangieren mit dieselhydraulischen Kardanwellengetriebehen Lokomotiven. Glasers Annalen, 6, 1960.
8. Boțan N.V. - Reglarea vitezei sistemelor de acționare electrică. Editura Tehnică, București, 1974.
9. Brașovan M., Seracin E., Bogoevici N, Kelemen A., Trifan V. - Acționări electrice, aplicații industriale. Ed.Tehnică, București, 1977.
10. Breyer W. - Das Adhasionsverhalten von Thyristorlokomotiven Entwicklungen bei Reihe 1043 der Ö.B.B.Elektrische Bahnen, 4-5, 1976.
11. Breyer W. - Besonderheiten der Thyristorlokomotiven Reihe 1043 der Österreichische Bundesbahnen Österreichische Ingenieur-Zeitung, 1975.

12. Brun R. - Oscillations provoquées par le frottement dites oscillations de relaxation. *Automobilismo e automobilismo industriale*, 11/12, 1971.
13. Carli A., Rubteri A. - Modello matematico di un motore asincrono controllato in frequenza. *Elettrotecnica*, 12, 1965.
14. Conducse N., Sebeșan I. - Variația sarcinilor pe osii la locomotiva electrică 040 - EC (tip Bo-Bo) din parcul CFR în perioada de demaraj. *Rev. Transporturilor și telecomunicațiilor*, 2, 1976.
15. Corbeiller Ph. - Les systèmes auto-entretenues et les oscillations de relaxation. Paris, Hermann, 1931.
16. Dincă F., Teodosiu C. - Vibrații neliniare și alea - toare. Ed. Acad. RSR, București, 1969.
17. Dimitrov B. - On the damping of the stick-slip motion and the variation of its characteristics. *Rev. Roum. Sci. Techn. Méc. Appl.*, Tome 14, nr. 5, 1969.
18. Den Hartog J.P. - Mechanical Vibrations. Mc.Graw-Hill Book Company, New York, 1957.
19. Eber W.G., Hunter Shu. - Coefficient of static friction under statically dynamically applied loads. *Wear*, 4, 1961.
20. Etienne M. - Système de traction utilisant le moteur asynchrone alimenté en fréquence variable. *Revue Générale des chemins de fer*, 7/8, 1969.
21. Frederich F. - Beitrag zur Untersuchung der Kräfteschlussbeanspruchungen an schrägrollenden Schienenfahrzeugrädern. Teză de doctorat la Technische Universität Braun-Schweig.



22. Groșanu I., Roșca G. - Studiul autovibrațiilor ținând seama de interacțiunea cu motorul electric de acționare. Lucrări științifice, seria A, Institutul de învățământ superior Oradea, 1976.
23. Görlich D. - Teoretische Untersuchung der Schwingungsvorgänge beim Schalten von Reibkupplungen. Teză de doctorat, Karlsruhe, 1968.
24. Hamburger L., Buzdugan Gh. - Teoria vibrațiilor și aplicațiile ei în construcția mașinilor. Ed. Tehnică, București, 1958.
25. Hofmann H., Schmidt H. - Über Einflussgrößen auf den stick-slip Effect. Maschinenbautechnik 10, 1961.
26. Holban H. - Contribuții la studiul fenomenelor de patinaj ale locomotivelor diesel cu transmisie hidrodinamică și stabilirea procedeeilor optime de detectare și evitare. Teză de doctorat susținută la I.P. Timișoara, 1974.
27. Influența oscilațiilor datorită fenomenului de stick-slip asupra ruperilor de torsiune ale osiilor locomotivelor electrice 060-EA de 5100 KW. Contract de cercetare I.P. Timișoara - I.M.R. Reșița, nr. 211, 1975, responsabil temă prof. Emerit Ing. Ioan Zăgănescu.
28. Jerzy Madej - Criteriile dinamice de formare a caracteristicilor active ale vehiculului de tracțiune (în limbă polonă). Al. IV-lea simpozion științific, vehicule feroviare, Warszawa - Halin, 1975.
29. Kalker J.J. - Rolling with Slip and Spin in the Presence of Dry Friction. Wear, Nr. 9, 1966.
30. Klepp H.J. - Studiul autooscilațiilor cvasiarmonice datorită frecării uscate. Studii și cercetări de mecanică aplicată. Tom 3032, 1971.
31. Kolerus J. - Notwendige Bedingungen zur Vermeidung Stationärer Stick-Slip Schwingungen in Lokomotivantrieben. Glasers Annalen, 10, 1973.

32. Kolerus J. - Stabilitätsbedingungen zur Vermeidung von Stick-Slip-Schwingungen in Lokomotiv-Antrieb. Glasers Annalen, 3, 1975.
33. Körner E. - Reibschwingungen eines elektrischen Triebfahrzeuges an der Haftertgrenze. Glasers Annalen, 8/9, 1977.
34. Leven W. - Die Reibung Zwischen Rad und Schiene. Organ Nr.21-1/15.11.41.
35. Mihăilescu D. - Contribuții cu privire la utilizarea transmisiei în curent alternativ la locomotive cu motoare termice. Teză de doctorat.1977.
36. Niemann G., Ehrlenspiel K. - Anlaufreibung und Stick-Slip bei Gleitparungen. V.D.L-Zeitschrift, nr.6, 1963.
37. Nicolescu E. - Comportarea mașinilor asincrone trifazate la variația turației prin variația frecvenței tensiunii de alimentare. Electrotehnica, nr.1 1972.
38. Nouvion M., Bernard M. - Connaissances nouvelles sur l'adhérence des locomotives électriques. Revue Générale des chemins de fer, 3, 1961.
39. Pavelescu D., Dimitrov B. - Cu privire la stadiul actual al cercetărilor asupra mișcării sacadate. Studii și cercetări de mecanică aplicată. Tom 29, 2, 1970.
40. Pavelescu D. - Dependence of friction and stick-slip on the main wear factors. Rev. Roum. Sci. Techn. Méc. Appl. Tome 13, 1, 1969.
41. Popa Al. - Comanda și reglarea automată a vehiculelor de tracțiune feroviară. Ed. CDPT-MTTc, București, 1974.

42. Popa Al., Condacse N. - Probleme generale ale transmisiilor electrice în curent alternativ pe locomotive cu motoare termice. Revista căilor ferate, 4, 1972.
43. Rahn Theo - Zugkraftübertragung und Reibsch-Wingungen in Sekundärsystem diesel hydraulischer Lokomotiven mit Kardanwellentrieb. Archiv für Eisenbahntechnik, Folge 27, Nov., 1972.
44. Sebeșan I., Dîndăreanu D., Boșianu L. - Studiul regimului tranzitoriu electromecanic al motorului electric de tracțiune și influența acestui regim asupra modului de reglare a vitezei locomotivei electrice. Rev. Transporturilor și telecomunicațiilor, 1, 1974.
45. Sebeșan I. - Contribuții la studiul fenomenului de stick-slip la vehiculele de tracțiune. Rev. Transporturilor și telecomunicațiilor, 3, 1975.
46. Sebeșan I. - Influența fenomenului de stick-slip asupra parametrilor sistemului de antrenare ale vehiculului de tracțiune. Buletinul I.P. București, 1, 1976.
47. Sebeșan I. - Asupra unor aspecte ale funcționării în comun a elementelor sistemului de transmitere a puterii în curent alternativ al unei locomotivei cu turbină cu gaze. Buletinul I.P. București, 3, 1977.
48. Schröter H., Schönenberger A. - Gleitvorgänge zwischen Rad und Schiene bei Dieseltrieb-fahrzeugen und Gegenmassnahmen durch Schutzgeräte. E.T.R., H. 3, 1974.
49. Silaș Gh. - Metode și rezultate noi în studiul sistemelor viborpercutante generale cu un grad de libertate și a vibrațiilor cu caracteristici neliniare. Teză de doctorat, Iași, 1971.

50. Stocker J.J. - Nonlinear Vibrations in Mechanical and Electrical Systems. Interscience Publishers, Inc., New York, 1966.
51. Taran T. - Cercetări privind influența fenomenului de stick-slip asupra solicitărilor de torsiune în osiile locomotivelor diesel electrice. Comunicare la sesiunea de comunicări științifice I.C.P.T.T., 1979.
52. Teich W. - Dieselelektronische Triebfahrzeuge mit schleifringlosen Asynchronfahrmotoren. Elektrische Bahnen, 4, 1972.
53. Teich W. - BBC - Asynchronmotor - Antrieb für Diesellokomotiven Ein Baukastensystem für viele Leistungsklassen. E.T.R., 5, 1974.
54. Teich W. - Elektrische Übertragung für Diesel und Gasturbinenfahrzeuge mit Umrichter und Asynchronmotoren. Glasers Annalen, 7/8, 1971.
55. Verbeck A. - Connaissances actuelles de l'adhérence et son utilisation. Rail International, 5, 1973.
56. Weinrich G.,... - Sisteme de reglare unificate pentru procese rapide. Ed. Tehnică, București, 1970.
57. Zăgănescu I., - Locomotive și automotoare cu motoare termice. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1972.
58. Zăgănescu I. - Utilizarea greutateii de aderență la locomotiva electrică CFR-060-EA. Buletinul I.P. București, 4, 1971.
59. Zăgănescu I., Sebeșan I. - The study of the stick-slip oscillations of the lokomotive. IV Vedecka Konferencia Vysokej Skoly Dopravnej, Zilina, 1973.

60. Zăgănescu I., Sebeșan I. - Influența fenomenului de stick-slip asupra oscilațiilor torsionale ale osiilor locomotivelor electrice 060-EA de 5100 KW. Sesiunea de comunicări științifice, I.P. București, 1979.
61. Zăgănescu I., Sebeșan I. - Influența oscilațiilor de stick-slip asupra ruperilor de torsiune ale osiilor locomotivelor electrice. Buletin I.P. Timișoara, fasc.1, 1979.
62. Zăgănescu I., Sebeșan I. - Contribuții asupra stabilității oscilațiilor de stick-slip la locomotive. Conferința specialiștilor în frecare ungere, uzare, TRIBOTEHNICA '80, Hunedoara, 16-17 mai 1980.



**ΑΔΕΞΑ Α.1.1.2**

D4

D3

D2

A5

A4

A3

A2

A1

A0

ΕΒ--004	.97294E+33
ΕΒ--005	.58739E+33
ΕΒ--006	.29669E+33
ΕΒ--007	.91694E+32
ΕΒ--008	-.14749E+32
ΕΒ--009	-.37817E+32
ΕΒ--010	-.29274E+32
ΕΒ--011	-.18344E+33
ΕΒ--012	.62340E+33
ΕΒ--013	-.74947E+33
ΕΒ--014	-.11549E+33
ΕΒ--015	-.16479E+34
ΕΒ--016	-.22241E+34
ΕΒ--017	-.28724E+34
ΕΒ--018	-.16039E+34
ΕΒ--019	-.64137E+34
ΕΒ--020	-.32992E+34
ΕΒ--021	-.92607E+34
ΕΒ--022	-.72947E+34
ΕΒ--023	-.84060E+34
ΕΒ--024	-.94874E+34
ΕΒ--025	-.12163E+35
ΕΒ--026	-.12163E+35
ΕΒ--027	-.13535E+35
ΕΒ--028	-.15011E+35
ΕΒ--004	.67439E+30
ΕΒ--005	.32905E+30
ΕΒ--006	.20110E+30
ΕΒ--007	-.84647E+29
ΕΒ--008	-.84647E+29
ΕΒ--009	-.89917E+29
ΕΒ--010	-.15344E+30
ΕΒ--011	-.20344E+30
ΕΒ--012	-.23404E+30
ΕΒ--013	-.25744E+30
ΕΒ--014	-.25944E+30
ΕΒ--015	-.24649E+30
ΕΒ--016	-.21008E+30
ΕΒ--017	-.17109E+30
ΕΒ--018	-.11121E+30
ΕΒ--019	-.34643E+29
ΕΒ--020	-.57743E+29
ΕΒ--021	-.16344E+30
ΕΒ--022	-.26944E+30
ΕΒ--023	-.42944E+30
ΕΒ--024	-.58344E+30
ΕΒ--025	-.75641E+30
ΕΒ--026	-.94344E+30
ΕΒ--027	-.11444E+31
ΕΒ--028	-.13044E+31
ΕΒ--004	.70944E+18
ΕΒ--005	.57744E+18
ΕΒ--006	.46544E+18
ΕΒ--007	-.18744E+17
ΕΒ--008	-.20044E+17
ΕΒ--009	-.38244E+17
ΕΒ--010	-.56544E+17
ΕΒ--011	-.74744E+17
ΕΒ--012	-.92944E+17
ΕΒ--013	-.11144E+18
ΕΒ--014	-.12944E+18
ΕΒ--015	-.14744E+18
ΕΒ--016	-.16544E+18
ΕΒ--017	-.18344E+18
ΕΒ--018	-.20144E+18
ΕΒ--019	-.21944E+18
ΕΒ--020	-.23744E+18
ΕΒ--021	-.25544E+18
ΕΒ--022	-.27344E+18
ΕΒ--023	-.29144E+18
ΕΒ--024	-.30944E+18
ΕΒ--025	-.32744E+18
ΕΒ--026	-.34544E+18
ΕΒ--027	-.36344E+18
ΕΒ--028	-.38144E+18
ΕΒ--004	.27244E+15
ΕΒ--005	.26443E+15
ΕΒ--006	.25441E+15
ΕΒ--007	-.24820E+15
ΕΒ--008	-.24008E+15
ΕΒ--009	-.23107E+15
ΕΒ--010	-.22344E+15
ΕΒ--011	-.21573E+15
ΕΒ--012	-.20762E+15
ΕΒ--013	-.19950E+15
ΕΒ--014	-.19139E+15
ΕΒ--015	-.18327E+15
ΕΒ--016	-.17514E+15
ΕΒ--017	-.16702E+15
ΕΒ--018	-.15890E+15
ΕΒ--019	-.15078E+15
ΕΒ--020	-.14266E+15
ΕΒ--021	-.13454E+15
ΕΒ--022	-.12642E+15
ΕΒ--023	-.11830E+15
ΕΒ--024	-.11018E+15
ΕΒ--025	-.10206E+15
ΕΒ--026	-.94027E+14
ΕΒ--027	-.85848E+14
ΕΒ--028	-.77669E+14
ΕΒ--004	.70944E+18
ΕΒ--005	.57744E+18
ΕΒ--006	.46544E+18
ΕΒ--007	-.18744E+17
ΕΒ--008	-.20044E+17
ΕΒ--009	-.38244E+17
ΕΒ--010	-.56544E+17
ΕΒ--011	-.74744E+17
ΕΒ--012	-.92944E+17
ΕΒ--013	-.11144E+18
ΕΒ--014	-.12944E+18
ΕΒ--015	-.14744E+18
ΕΒ--016	-.16544E+18
ΕΒ--017	-.18344E+18
ΕΒ--018	-.20144E+18
ΕΒ--019	-.21944E+18
ΕΒ--020	-.23744E+18
ΕΒ--021	-.25544E+18
ΕΒ--022	-.27344E+18
ΕΒ--023	-.29144E+18
ΕΒ--024	-.30944E+18
ΕΒ--025	-.32744E+18
ΕΒ--026	-.34544E+18
ΕΒ--027	-.36344E+18
ΕΒ--028	-.38144E+18
ΕΒ--004	.33777E+15
ΕΒ--005	.33777E+15
ΕΒ--006	.33266E+15
ΕΒ--007	.33701E+15
ΕΒ--008	.33676E+15
ΕΒ--009	.33651E+15
ΕΒ--010	.33626E+15
ΕΒ--011	.33601E+15
ΕΒ--012	.33576E+15
ΕΒ--013	.33551E+15
ΕΒ--014	.33526E+15
ΕΒ--015	.33501E+15
ΕΒ--016	.33476E+15
ΕΒ--017	.33451E+15
ΕΒ--018	.33426E+15
ΕΒ--019	.33401E+15
ΕΒ--020	.33376E+15
ΕΒ--021	.33351E+15
ΕΒ--022	.33326E+15
ΕΒ--023	.33301E+15
ΕΒ--024	.33276E+15
ΕΒ--025	.33251E+15
ΕΒ--026	.33226E+15
ΕΒ--027	.33201E+15
ΕΒ--028	.33176E+15
ΕΒ--004	.70544E+12
ΕΒ--005	.65444E+12
ΕΒ--006	.61144E+12
ΕΒ--007	.56444E+12
ΕΒ--008	.51744E+12
ΕΒ--009	.47044E+12
ΕΒ--010	.42344E+12
ΕΒ--011	.37644E+12
ΕΒ--012	.32944E+12
ΕΒ--013	.28244E+12
ΕΒ--014	.23544E+12
ΕΒ--015	.18844E+12
ΕΒ--016	.14144E+12
ΕΒ--017	.9444E+11
ΕΒ--018	.47744E+11
ΕΒ--019	.10E+11
ΕΒ--020	.10E+11
ΕΒ--021	.10E+11
ΕΒ--022	.10E+11
ΕΒ--023	.10E+11
ΕΒ--024	.10E+11
ΕΒ--025	.10E+11
ΕΒ--026	.10E+11
ΕΒ--027	.10E+11
ΕΒ--028	.10E+11
ΕΒ--004	.16519E+12
ΕΒ--005	.16519E+12
ΕΒ--006	.16519E+12
ΕΒ--007	.16519E+12
ΕΒ--008	.16519E+12
ΕΒ--009	.16519E+12
ΕΒ--010	.16519E+12
ΕΒ--011	.16519E+12
ΕΒ--012	.16519E+12
ΕΒ--013	.16519E+12
ΕΒ--014	.16519E+12
ΕΒ--015	.16519E+12
ΕΒ--016	.16519E+12
ΕΒ--017	.16519E+12
ΕΒ--018	.16519E+12
ΕΒ--019	.16519E+12
ΕΒ--020	.16519E+12
ΕΒ--021	.16519E+12
ΕΒ--022	.16519E+12
ΕΒ--023	.16519E+12
ΕΒ--024	.16519E+12
ΕΒ--025	.16519E+12
ΕΒ--026	.16519E+12
ΕΒ--027	.16519E+12
ΕΒ--028	.16519E+12







Anexa A.2

$i$	$\mu_i$	$v_{ai} [\text{ms}^{-1}]$	$1/v_{ai}$	$\mu_i/v_{ai}^2$	$\mu_i/v_{ai}$
1	0,45	0,8	1,25	1,5625	0,5625
2	0,4	1	1	1	0,4
3	0,36	1,2	0,8333	0,694	0,3
4	0,335	1,5	0,6666	0,4444	0,2233
5	0,3	1,65	0,606	0,3673	0,1818
6	0,28	1,8	0,5555	0,3086	0,1555
7	0,265	2	0,5	0,25	0,1325
8	0,25	2,4	0,4166	0,1736	0,1041
9	0,215	3	0,3333	0,1113	0,0716
10	0,17	4	0,25	0,0625	0,0425
11	0,15	5	0,2	0,04	0,03
12	0,12	6	0,1666	0,0277	0,02
13	0,1	8	0,125	0,0156	0,0125
14	0,085	10	0,1	0,01	0,0085
15	0,08	15	0,0666	0,0044	0,0053
16	0,07	20	0,05	0,0025	0,0035
17	0,06	40	0,025	0,0006	0,0015
$\Sigma$	3,69		7,145	5,075	2,25

$$a = \frac{17 \cdot 2,25 - 7,145 \cdot 3,69}{17 \cdot 5,075 - 51,051} = 0,3375 \text{ ms}^{-1}$$

$$b = \frac{5,075 \cdot 3,69 - 7,145 \cdot 2,25}{17 \cdot 5,075 - 51,051} = 0,0752$$

ANEXA A.2.1

C  
C

C CALCULUL OSCILATIILOR DE STIC-SITIP DE REȚINA MINGE-KRITA

```

1  REAL I1,I2,I3,M,M0,M
2  M=1.0
3  F1(1000),F2(1000),F3(1000),X1(1000),X2(1000),X3(1000)
4  F1(1000)=0.0
5  F2(1000)=0.0
6  F3(1000)=0.0
7  X1(1000)=0.0
8  X2(1000)=0.0
9  X3(1000)=0.0
10 50  F1(1000)=2.5,4,F7,2,15,F4,3,2,F7,3,12,17,16,2,F4,2,415)
11  M=1.0
12  M0=M*(1.0)
13  M0=1.0
14 60  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
15  M0=1.0
16 70  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
17  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
18  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
19  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
20  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
21  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
22  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
23  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
24  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
25  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
26  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
27  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
28  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
29  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
30  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
31  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
32  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
33  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
34  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
35  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
36  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
37  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
38  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
39  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
40  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
41  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
42  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
43  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
44  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
45  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
46  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)
47  FOM=AT(1.1,200,IMOR1,F7,0)

```

FORTRAN 00,00

9-2FHLU1 10/04/80 21,40,47

```

48  H3=X3(1)+P(2)/2
49  GO TO(100,200,300,400)1
50 1  K=2
51  A1=X1(1)+M/2*X1(1)
52  A2=X2(1)+M/2*X2(1)
53  A3=X3(1)+M/2*X3(1)
54  H1=X1(1)+G(1)/2
55  H2=X2(1)+G(2)/2
56  H3=X3(1)+G(3)/2
57  GO TO(100,200,300,400)1
58 4  FOM
59  X1(1+1)=X1(1)+T(1)+2*T(2)+2*T(3)+T(4)/6
60  X2(1+1)=X2(1)+G(1)+2*G(2)+2*G(3)+G(4)/6
61  X3(1+1)=X3(1)+P(1)+2*P(2)+2*P(3)+P(4)/6
62  F1(1+1)=F1(1)+M/6*(T(1)+T(2)+T(3))
63  F2(1+1)=F2(1)+M/6*(G(1)+G(2)+G(3))
64  F3(1+1)=F3(1)+M/6*(P(1)+P(2)+P(3))
65  V1=X1(1+1)-U1*F1(1+1)
66  V2=X2(1+1)-U2*F2(1+1)
67  V3=X3(1+1)-U3*F3(1+1)
68  IF (ABS(X1(1+1)-V1)/1.3136)11,11,12
69  IF (ABS(X2(1+1)-V2)/1.3136)13,13,14
70  IF (ABS(X3(1+1)-V3)/1.3136)15,15,16
71 11 1=2
72 12 1=3
73 13 1=4
74 14 1=5
75 15 1=6
76 16 1=7
77 17 1=8
78 18 1=9
79 19 1=10
80 200 T(n)=1/10*(-C1*(A1-A2)-(A2/(1.3136*M)+M)*U1*(H1-V1/M)+M/1.3136)
81 G(n)=1/2*(C1*(A1-A2)+C3*U1*(A3-U1*A2)-(A2/(1.3136/M)*M)*U1*(H2-V2/M)+M)
82 P(n)=M/1.3136*(-C3*(A3-U1*A2)+M*U1*(H3-V3/M))
83 GO TO(1,2,3,4)K
84 T(n)=1/10*(-C1*(A1-A2)-(A2/(1.3136*M)+M)*U1*(H1-V1/M)+M/1.3136)
85 G(n)=1/2*(C1*(A1-A2)+C3*U1*(A3-U1*A2)-(A2/(1.3136/M)*M)*U1*(H2-V2/M)+M)
86 P(n)=M/1.3136*(-C3*(A3-U1*A2)+M*U1*(H3-V3/M))
87 GO TO(1,2,3,4)K
88 T(n)=1/10*(-C1*(A1-A2)-(A2/(1.3136/M)+M)*U1*(H1-V1/M)+M/1.3136)
89 G(n)=1/2*(C1*(A1-A2)+C3*U1*(A3-U1*A2)-(A2/(1.3136/M)*M)*U1*(H2-V2/M)+M)
90 P(n)=M/1.3136*(-C3*(A3-U1*A2)+M*U1*(H3-V3/M))
91 GO TO(1,2,3,4)K
92 93 94 95 96 97 98

```

FORTRAN 00,00

9-2FHLU1 10/04/80 21,40,47

```

99 200 T(n)=1/10*(-C1*(A1-A2)-(A2/(1.3136/M)+M)*U1*(H1-V1/M)+M/1.3136)
100 G(n)=1/2*(C1*(A1-A2)+C3*U1*(A3-U1*A2)-(A2/(1.3136/M)*M)*U1*(H2-V2/M)+M)
101 P(n)=M/1.3136*(-C3*(A3-U1*A2)+M*U1*(H3-V3/M))
102 GO TO(1,2,3,4)K
103 99 100 101 102

```

FORTRAN 00,00

9-2FHLU1 10/04/80 21,40,47



111	11100E+00	12899E+01	47795E+01	21095E+02
112	11200E+00	12877E+01	47804E+01	21095E+02
113	11300E+00	12801E+01	47867E+01	21130E+02
114	11400E+00	12806E+01	48042E+01	21172E+02
115	11500E+00	12791E+01	48149E+01	21225E+02
116	11600E+00	12779E+01	48167E+01	21287E+02
117	11700E+00	12771E+01	48210E+01	21365E+02
118	11800E+00	12767E+01	48250E+01	21450E+02
119	11900E+00	12771E+01	48312E+01	21540E+02
120	12000E+00	12900E+01	48327E+01	21630E+02
121	12100E+00	12919E+01	48356E+01	21720E+02
122	12200E+00	12934E+01	48357E+01	21810E+02
123	12300E+00	12957E+01	48352E+01	21900E+02
124	12400E+00	12976E+01	48352E+01	22000E+02
125	12500E+00	12992E+01	48352E+01	22100E+02
126	12600E+00	13013E+01	48355E+01	22200E+02
127	12700E+00	13027E+01	48255E+01	22312E+02
128	12800E+00	13040E+01	48261E+01	22420E+02
129	12900E+00	13062E+01	48251E+01	22530E+02
130	13000E+00	13078E+01	48251E+01	22640E+02
131	13100E+00	13094E+01	48170E+01	22750E+02
132	13200E+00	13111E+01	48155E+01	22860E+02
133	13300E+00	13127E+01	48110E+01	22970E+02
134	13400E+00	13164E+01	48039E+01	23080E+02
135	13500E+00	13197E+01	48029E+01	23190E+02
136	13600E+00	13233E+01	47945E+01	23300E+02
137	13700E+00	13263E+01	47928E+01	23410E+02
138	13800E+00	13295E+01	47851E+01	23520E+02
139	13900E+00	13327E+01	47832E+01	23630E+02
140	14000E+00	13359E+01	47832E+01	23740E+02
141	14100E+00	13359E+01	47832E+01	23850E+02
142	14200E+00	13414E+01	47858E+01	23960E+02
143	14300E+00	13467E+01	47858E+01	24070E+02
144	14400E+00	13473E+01	47858E+01	24180E+02
145	14500E+00	13490E+01	47858E+01	24290E+02
146	14600E+00	13522E+01	47847E+01	24400E+02
147	14700E+00	13543E+01	47855E+01	24510E+02
148	14800E+00	13562E+01	47854E+01	24620E+02
149	14900E+00	13578E+01	47921E+01	24730E+02
150	15000E+00	13590E+01	47901E+01	24840E+02
151	15100E+00	13594E+01	48035E+01	24950E+02
152	15200E+00	13602E+01	48037E+01	25060E+02
153	15300E+00	13601E+01	48016E+01	25170E+02
154	15400E+00	13594E+01	48073E+01	25280E+02
155	15500E+00	13583E+01	48073E+01	25390E+02
156	15600E+00	13583E+01	48358E+01	25500E+02
157	15700E+00	13589E+01	48370E+01	25610E+02
158	15800E+00	13599E+01	48370E+01	25720E+02
159	15900E+00	13625E+01	48358E+01	25830E+02
160	16000E+00	13641E+01	48358E+01	25940E+02
161	16100E+00	13643E+01	48358E+01	26050E+02
162	16200E+00	13645E+01	48090E+01	26160E+02
163	16300E+00	13625E+01	48075E+01	26270E+02
164	16400E+00	13625E+01	48075E+01	26380E+02
165	16500E+00	13625E+01	48098E+01	26490E+02
166	16600E+00	13645E+01	48095E+01	26600E+02
167	16700E+00	13645E+01	48127E+01	26710E+02
168	16800E+00	13645E+01	48127E+01	26820E+02





305	305000E+00	170490E+01	50825E+01	191791E+02	192000
306	363000E+00	160295E+01	514131E+01	22272E+02	192000
307	364000E+00	163959E+01	51421E+01	2327E+02	192000
308	365000E+00	167049E+01	517604E+01	25771E+02	192000
309	366000E+00	173252E+01	521635E+01	27791E+02	192000
310	367000E+00	173252E+01	526172E+01	29791E+02	192000
311	368000E+00	170290E+01	53126E+01	31525E+02	192000
312	369000E+00	166578E+01	53603E+01	33085E+02	192000
313	370000E+00	165278E+01	54279E+01	34701E+02	192000
314	371000E+00	165278E+01	54901E+01	36481E+02	192000
315	372000E+00	165418E+01	55558E+01	38421E+02	192000
316	373000E+00	146638E+01	56161E+01	40521E+02	192000
317	374000E+00	141622E+01	56753E+01	42717E+02	192000
318	375000E+00	147844E+01	57322E+01	45157E+02	192000
319	376000E+00	147844E+01	57820E+01	47791E+02	192000
320	377000E+00	146202E+01	58272E+01	50571E+02	192000
321	378000E+00	122022E+01	58572E+01	53402E+02	192000
322	379000E+00	121504E+01	58975E+01	56291E+02	192000
323	380000E+00	12228E+01	59039E+01	59251E+02	192000
324	381000E+00	12228E+01	5921E+01	62271E+02	192000
325	382000E+00	12455E+01	5939E+01	65351E+02	192000
326	383000E+00	12554E+01	58931E+01	68495E+02	192000
327	384000E+00	11752E+01	58740E+01	71771E+02	192000
328	385000E+00	11407E+01	58574E+01	75135E+02	192000
329	386000E+00	11407E+01	58336E+01	78591E+02	192000
330	387000E+00	14605E+01	58070E+01	82141E+02	192000
331	388000E+00	15011E+01	57743E+01	85791E+02	192000
332	389000E+00	11570E+01	57494E+01	89541E+02	192000
333	390000E+00	11935E+01	57170E+01	93391E+02	192000
334	391000E+00	12392E+01	56827E+01	97341E+02	192000
335	392000E+00	14696E+01	5659E+01	101391E+02	192000
336	393000E+00	14646E+01	56250E+01	105541E+02	192000
337	394000E+00	13472E+01	56044E+01	109791E+02	192000
338	395000E+00	14102E+01	55853E+01	114141E+02	192000
339	396000E+00	14760E+01	55440E+01	118591E+02	192000
340	397000E+00	15404E+01	55022E+01	123141E+02	192000
341	398000E+00	15995E+01	5460E+01	127791E+02	192000
342	399000E+00	16499E+01	54202E+01	132541E+02	192000
343	400000E+00	16687E+01	53723E+01	137391E+02	192000
344	401000E+00	17150E+01	53220E+01	142341E+02	192000
345	402000E+00	17302E+01	52723E+01	147391E+02	192000
346	403000E+00	17044E+01	52220E+01	152541E+02	192000
347	404000E+00	17226E+01	51754E+01	157791E+02	192000
348	405000E+00	17044E+01	51355E+01	163141E+02	192000
349	406000E+00	16926E+01	50977E+01	168591E+02	192000
350	407000E+00	16780E+01	50550E+01	174141E+02	192000
351	408000E+00	16677E+01	5010E+01	179791E+02	192000
352	409000E+00	16677E+01	50070E+01	185541E+02	192000
353	410000E+00	16771E+01	50529E+01	191391E+02	192000
354	411000E+00	16978E+01	50711E+01	197341E+02	192000
355	412000E+00	17290E+01	51099E+01	203391E+02	192000
356	413000E+00	17689E+01	51410E+01	209541E+02	192000
357	414000E+00	18140E+01	51912E+01	215791E+02	192000
358	415000E+00	1837E+01	51912E+01	222141E+02	192000
359	416000E+00	1801E+01	52402E+01	228591E+02	192000
360	417000E+00	19022E+01	53158E+01	235141E+02	192000
361	418000E+00	19352E+01	5375E+01	241791E+02	192000
362	419000E+00	19540E+01	54149E+01	248541E+02	192000
363	420000E+00	19540E+01	54570E+01	255391E+02	192000
364	421000E+00	19372E+01	54924E+01	262341E+02	192000
365	422000E+00	14073E+01	55284E+01	269391E+02	192000
366	423000E+00	14073E+01	5569E+01	276541E+02	192000
367	424000E+00	14073E+01	56149E+01	283791E+02	192000
368	425000E+00	14073E+01	56649E+01	291141E+02	192000
369	426000E+00	14073E+01	57194E+01	298591E+02	192000
370	427000E+00	14073E+01	57784E+01	306141E+02	192000
371	428000E+00	14073E+01	58419E+01	313791E+02	192000
372	429000E+00	14073E+01	59099E+01	321541E+02	192000
373	43000E+00	14073E+01	59824E+01	329391E+02	192000
374	431000E+00	14073E+01	60594E+01	337341E+02	192000
375	432000E+00	14073E+01	61409E+01	345391E+02	192000
376	433000E+00	14073E+01	62269E+01	353541E+02	192000
377	434000E+00	14073E+01	63174E+01	361791E+02	192000
378	435000E+00	14073E+01	64124E+01	370141E+02	192000
379	436000E+00	14073E+01	65119E+01	378591E+02	192000
380	437000E+00	14073E+01	66159E+01	387141E+02	192000
381	438000E+00	14073E+01	67244E+01	395891E+02	192000
382	439000E+00	14073E+01	68374E+01	404791E+02	192000
383	44000E+00	14073E+01	69549E+01	413841E+02	192000
384	441000E+00	14073E+01	70769E+01	423041E+02	192000
385	442000E+00	14073E+01	72024E+01	432391E+02	192000
386	443000E+00	14073E+01	73414E+01	441891E+02	192000
387	444000E+00	14073E+01	74844E+01	451541E+02	192000
388	445000E+00	14073E+01	76314E+01	461341E+02	192000
389	446000E+00	14073E+01	77824E+01	471291E+02	192000
390	447000E+00	14073E+01	79374E+01	481391E+02	192000
391	448000E+00	14073E+01	80964E+01	491641E+02	192000
392	449000E+00	14073E+01	82594E+01	502041E+02	192000
393	45000E+00	14073E+01	84264E+01	512591E+02	192000
394	451000E+00	14073E+01	85974E+01	523291E+02	192000
395	452000E+00	14073E+01	87724E+01	534141E+02	192000
396	453000E+00	14073E+01	89514E+01	545141E+02	192000
397	454000E+00	14073E+01	91344E+01	556291E+02	192000
398	455000E+00	14073E+01	93214E+01	567591E+02	192000
399	456000E+00	14073E+01	95124E+01	579041E+02	192000
400	457000E+00	14073E+01	97064E+01	590641E+02	192000
401	458000E+00	14073E+01	99034E+01	602391E+02	192000
402	459000E+00	14073E+01	101034E+01	614291E+02	192000
403	460000E+00	14073E+01	103064E+01	626341E+02	192000
404	461000E+00	14073E+01	105124E+01	638541E+02	192000
405	462000E+00	14073E+01	107214E+01	650891E+02	192000
406	463000E+00	14073E+01	109334E+01	663391E+02	192000
407	464000E+00	14073E+01	111484E+01	676041E+02	192000
408	465000E+00	14073E+01	113664E+01	688841E+02	192000
409	466000E+00	14073E+01	115874E+01	701791E+02	192000
410	467000E+00	14073E+01	118114E+01	714891E+02	192000
411	468000E+00	14073E+01	120384E+01	728141E+02	192000
412	469000E+00	14073E+01	122684E+01	741541E+02	192000
413	47000E+00	14073E+01	125014E+01	755091E+02	192000
414	471000E+00	14073E+01	127374E+01	768791E+02	192000
415	472000E+00	14073E+01	129764E+01	782641E+02	192000
416	473000E+00	14073E+01	132184E+01	796641E+02	192000
417	474000E+00	14073E+01	134634E+01	810791E+02	192000
418	475000E+00	14073E+01	137114E+01	825091E+02	192000
419	476000E+00	14073E+01	139624E+01	839541E+02	192000
420	477000E+00	14073E+01	142164E+01	854141E+02	192000



**Annex A.3.3**

	TIMP	SISTEM	X1	X2	X3	X2	X3	P3-UF2
30	50000F-01	2	90235F+00	93120E+00	58042F+01	58042F+01	572000	
31	31000E-01	2	94203E+00	96548F+00	38070F+01	38070F+01	572000	
32	32000E-01	2	97919E+00	99764E+00	38081F+01	38081F+01	572000	
33	33000E-01	2	10138E+01	10273E+01	38082F+01	38082F+01	572000	
34	34000E-01	2	10460E+01	10543E+01	3808F+01	3808F+01	572000	
35	35000E-01	2	10757E+01	10784E+01	38079F+01	38079F+01	572000	
36	36000E-01	2	11030E+01	10955E+01	38087F+01	38087F+01	572000	
37	37000E-01	2	11177E+01	11176E+01	38100E+01	38100E+01	572000	
38	38000E-01	2	11499E+01	11329E+01	38142E+01	38142E+01	572000	
39	39000E-01	2	11595E+01	11456E+01	38197F+01	38197F+01	572000	
40	40000E-01	2	11865E+01	11558E+01	38274F+01	38274F+01	572000	
41	41000E-01	2	12009E+01	11639E+01	38373E+01	38373E+01	572000	
42	42000E-01	2	12125E+01	11702E+01	38497F+01	38497F+01	572000	
43	43000E-01	2	12215E+01	11750E+01	38645F+01	38645F+01	572000	
44	44000E-01	2	12280E+01	11785E+01	38618F+01	38618F+01	572000	
45	45000E-01	2	12336E+01	11810E+01	39015F+01	39015F+01	572000	
46	46000E-01	2	12332E+01	11828E+01	39235F+01	39235F+01	572000	
47	47000E-01	2	12309E+01	11839E+01	39477E+01	39477E+01	572000	
48	48000E-01	2	12309E+01	11845E+01	39740E+01	39740E+01	572000	
49	49000E-01	2	12270E+01	11845E+01	40023F+01	40023F+01	572000	
50	50000E-01	2	12218E+01	11845E+01	40322F+01	40322F+01	572000	
51	51000E-01	2	12087E+01	11830E+01	40637F+01	40637F+01	572000	
52	52000E-01	2	12015E+01	11830E+01	40945F+01	40945F+01	572000	
53	53000E-01	2	11941E+01	11819E+01	41313F+01	41313F+01	572000	
54	54000E-01	2	11868E+01	11787E+01	41650E+01	41650E+01	572000	
55	55000E-01	2	11795E+01	11769E+01	42003E+01	42003E+01	572000	
56	56000E-01	2	11733E+01	11749E+01	42360E+01	42360E+01	572000	
57	57000E-01	2	11675E+01	11730E+01	42737E+01	42737E+01	572000	
58	58000E-01	2	11623E+01	11730E+01	43072E+01	43072E+01	572000	
59	59000E-01	2	11580E+01	11717E+01	43423E+01	43423E+01	572000	
60	60000E-01	2	11548E+01	11695E+01	43767F+01	43767F+01	572000	
61	61000E-01	2	11517E+01	11683E+01	44102E+01	44102E+01	572000	
62	62000E-01	2	11499E+01	11676E+01	44425E+01	44425E+01	572000	
63	63000E-01	2	11499E+01	11674E+01	44735E+01	44735E+01	572000	
64	64000E-01	2	11487E+01	11679E+01	45030E+01	45030E+01	572000	
65	65000E-01	2	11507E+01	11691E+01	45307E+01	45307E+01	572000	
66	66000E-01	2	11520E+01	11710E+01	45607E+01	45607E+01	572000	
67	67000E-01	2	11558E+01	11717E+01	45886E+01	45886E+01	572000	
68	68000E-01	2	11595E+01	11712E+01	46222E+01	46222E+01	572000	
69	70000E-01	2	11638E+01	11858E+01	46615E+01	46615E+01	572000	
70	71000E-01	2	11658E+01	11910E+01	46566E+01	46566E+01	572000	
71	72000E-01	2	11705E+01	11966E+01	46703E+01	46703E+01	572000	
72	73000E-01	2	11705E+01	12025E+01	46823E+01	46823E+01	572000	
73	74000E-01	2	11806E+01	12047E+01	46923E+01	46923E+01	572000	
74	75000E-01	2	11848E+01	12047E+01	47000E+01	47000E+01	572000	
75	76000E-01	2	11948E+01	12158E+01	47072E+01	47072E+01	572000	
76	77000E-01	2	12025E+01	12278E+01	47123E+01	47123E+01	572000	
77	78000E-01	2	12105E+01	12338E+01	47154E+01	47154E+01	572000	
78	79000E-01	2	12146E+01	12359E+01	47191E+01	47191E+01	572000	
79	80000E-01	2	12229E+01	12458E+01	47192E+01	47192E+01	572000	
80	81000E-01	2	12352E+01	12510E+01	47192E+01	47192E+01	572000	
81	82000E-01	2	12424E+01	12573E+01	47193E+01	47193E+01	572000	

160	16000E+00	13267E+01	4785AE+01	55029E+01
161	16100E+00	13268E+01	13222E+01	47875E+01
162	16200E+00	13269E+01	13223E+01	47891E+01
163	16300E+00	13270E+01	13224E+01	47907E+01
164	16400E+00	13271E+01	13225E+01	47923E+01
165	16500E+00	13272E+01	13226E+01	47939E+01
166	16600E+00	13273E+01	13227E+01	47955E+01
167	16700E+00	13274E+01	13228E+01	47971E+01
168	16800E+00	13275E+01	13229E+01	47987E+01
169	16900E+00	13276E+01	13230E+01	48003E+01
170	17000E+00	13277E+01	13190E+01	48019E+01
171	17100E+00	13278E+01	13172E+01	48107E+01
172	17200E+00	13279E+01	13155E+01	48195E+01
173	17300E+00	13280E+01	13138E+01	48283E+01
174	17400E+00	13281E+01	13122E+01	48371E+01
175	17500E+00	13282E+01	13106E+01	48459E+01
176	17600E+00	13283E+01	13090E+01	48547E+01
177	17700E+00	13284E+01	13074E+01	48635E+01
178	17800E+00	13285E+01	13058E+01	48723E+01
179	17900E+00	13286E+01	13042E+01	48811E+01
180	18000E+00	13287E+01	13026E+01	48899E+01
181	18100E+00	13288E+01	13010E+01	48987E+01
182	18200E+00	13289E+01	13000E+01	49075E+01
183	18300E+00	13290E+01	13000E+01	49163E+01
184	18400E+00	13291E+01	13000E+01	49251E+01
185	18500E+00	13292E+01	13000E+01	49339E+01
186	18600E+00	13293E+01	13000E+01	49427E+01
187	18700E+00	13294E+01	13000E+01	49515E+01
188	18800E+00	13295E+01	13000E+01	49603E+01
189	18900E+00	13296E+01	13000E+01	49691E+01
190	19000E+00	13297E+01	13000E+01	49779E+01
191	19100E+00	13298E+01	13000E+01	49867E+01
192	19200E+00	13299E+01	13000E+01	49955E+01
193	19300E+00	13300E+01	13000E+01	50043E+01
194	19400E+00	13301E+01	13000E+01	50131E+01
195	19500E+00	13302E+01	13000E+01	50219E+01
196	19600E+00	13303E+01	13000E+01	50307E+01
197	19700E+00	13304E+01	13000E+01	50395E+01
198	19800E+00	13305E+01	13000E+01	50483E+01
199	19900E+00	13306E+01	13000E+01	50571E+01
200	20000E+00	13307E+01	13000E+01	50659E+01
201	20100E+00	13308E+01	13000E+01	50747E+01
202	20200E+00	13309E+01	13000E+01	50835E+01
203	20300E+00	13310E+01	13000E+01	50923E+01
204	20400E+00	13311E+01	13000E+01	51011E+01
205	20500E+00	13312E+01	13000E+01	51099E+01
206	20600E+00	13313E+01	13000E+01	51187E+01
207	20700E+00	13314E+01	13000E+01	51275E+01
208	20800E+00	13315E+01	13000E+01	51363E+01
209	20900E+00	13316E+01	13000E+01	51451E+01
210	21000E+00	13317E+01	13000E+01	51539E+01
211	21100E+00	13318E+01	13000E+01	51627E+01
212	21200E+00	13319E+01	13000E+01	51715E+01
213	21300E+00	13320E+01	13000E+01	51803E+01
214	21400E+00	13321E+01	13000E+01	51891E+01
215	21500E+00	13322E+01	13000E+01	51979E+01
216	21600E+00	13323E+01	13000E+01	52067E+01
217	21700E+00	13324E+01	13000E+01	52155E+01
218	21800E+00	13325E+01	13000E+01	52243E+01

INSTITUTIONAL PORTFOLIO  
 TIME DATA  
 BUREAU OF ECONOMIC ANALYSIS

219	21900E+00	4	13500E+01	13459E+01	48495E+01	500
220	22000E+00	4	13494E+01	13440E+01	48545E+01	501
221	22100E+00	4	13471E+01	13395E+01	48633E+01	502
222	22200E+00	4	13454E+01	13351E+01	48705E+01	503
223	22300E+00	4	13433E+01	13314E+01	48777E+01	504
224	22400E+00	4	13405E+01	13282E+01	48840E+01	505
225	22500E+00	4	13375E+01	13251E+01	48904E+01	506
226	22600E+00	4	13344E+01	13220E+01	48968E+01	507
227	22700E+00	4	13309E+01	13190E+01	49035E+01	508
228	22800E+00	4	13274E+01	13160E+01	49106E+01	509
229	22900E+00	4	13239E+01	13130E+01	49178E+01	510
230	23000E+00	4	13204E+01	13100E+01	49252E+01	511
231	23100E+00	4	13163E+01	13070E+01	49327E+01	512
232	23200E+00	4	13119E+01	13040E+01	49404E+01	513
233	23300E+00	1	13075E+01	13010E+01	49482E+01	514
234	23400E+00	1	13031E+01	12980E+01	49561E+01	515
235	23500E+00	1	13044E+01	12950E+01	49641E+01	516
236	23600E+00	1	13050E+01	12920E+01	49722E+01	517
237	23700E+00	1	13050E+01	12890E+01	49804E+01	518
238	23800E+00	1	13062E+01	12860E+01	49887E+01	519
239	23900E+00	1	13079E+01	12830E+01	49972E+01	520
240	24000E+00	1	13100E+01	12800E+01	50058E+01	521
241	24100E+00	1	13123E+01	12770E+01	50146E+01	522
242	24200E+00	1	13146E+01	12740E+01	50235E+01	523
243	24300E+00	1	13171E+01	12710E+01	50325E+01	524
244	24400E+00	4	13194E+01	12680E+01	50416E+01	525
245	24500E+00	4	13220E+01	12650E+01	50508E+01	526
246	24600E+00	4	13249E+01	12620E+01	50601E+01	527
247	24700E+00	4	13281E+01	12590E+01	50695E+01	528
248	24800E+00	4	13315E+01	12560E+01	50790E+01	529
249	24900E+00	4	13351E+01	12530E+01	50886E+01	530
250	25000E+00	4	13381E+01	12500E+01	50983E+01	531
251	25100E+00	4	13404E+01	12470E+01	51081E+01	532
252	25200E+00	4	13424E+01	12440E+01	51180E+01	533
253	25300E+00	4	13442E+01	12410E+01	51280E+01	534
254	25400E+00	4	13459E+01	12380E+01	51381E+01	535
255	25500E+00	4	13474E+01	12350E+01	51483E+01	536
256	25600E+00	4	13487E+01	12320E+01	51586E+01	537
257	25700E+00	4	13499E+01	12290E+01	51690E+01	538
258	25800E+00	4	13509E+01	12260E+01	51795E+01	539
259	25900E+00	4	13517E+01	12230E+01	51901E+01	540
260	26000E+00	4	13524E+01	12200E+01	52008E+01	541
261	26100E+00	4	13529E+01	12170E+01	52116E+01	542
262	26200E+00	4	13533E+01	12140E+01	52225E+01	543
263	26300E+00	4	13536E+01	12110E+01	52335E+01	544
264	26400E+00	4	13538E+01	12080E+01	52446E+01	545
265	26500E+00	4	13539E+01	12050E+01	52558E+01	546
266	26600E+00	4	13539E+01	12020E+01	52671E+01	547
267	26700E+00	4	13538E+01	11990E+01	52785E+01	548
268	26800E+00	4	13536E+01	11960E+01	52900E+01	549
269	26900E+00	4	13533E+01	11930E+01	53016E+01	550
270	27000E+00	4	13529E+01	11900E+01	53133E+01	551
271	27100E+00	0	13524E+01	11870E+01	53251E+01	552
272	27200E+00	4	13518E+01	11840E+01	53370E+01	553
273	27300E+00	4	13511E+01	11810E+01	53490E+01	554
274	27400E+00	4	13503E+01	11780E+01	53611E+01	555
275	27500E+00	4	13494E+01	11750E+01	53733E+01	556
276	27600E+00	4	13484E+01	11720E+01	53856E+01	557
277	27700E+00	4	13473E+01	11690E+01	53980E+01	558
278	27800E+00	4	13461E+01	11660E+01	54105E+01	559
279	27900E+00	4	13449E+01	11630E+01	54231E+01	560
280	28000E+00	4	13436E+01	11600E+01	54358E+01	561
281	28100E+00	4	13423E+01	11570E+01	54486E+01	562
282	28200E+00	4	13409E+01	11540E+01	54615E+01	563
283	28300E+00	4	13395E+01	11510E+01	54745E+01	564
284	28400E+00	4	13381E+01	11480E+01	54876E+01	565
285	28500E+00	4	13367E+01	11450E+01	55008E+01	566
286	28600E+00	4	13353E+01	11420E+01	55141E+01	567
287	28700E+00	4	13339E+01	11390E+01	55275E+01	568
288	28800E+00	4	13325E+01	11360E+01	55410E+01	569
289	28900E+00	4	13311E+01	11330E+01	55546E+01	570
290	29000E+00	4	13297E+01	11300E+01	55683E+01	571
291	29100E+00	4	13283E+01	11270E+01	55821E+01	572
292	29200E+00	4	13269E+01	11240E+01	55960E+01	573
293	29300E+00	4	13255E+01	11210E+01	56100E+01	574
294	29400E+00	4	13242E+01	11180E+01	56241E+01	575
295	29500E+00	4	13229E+01	11150E+01	56383E+01	576
296	29600E+00	4	13216E+01	11120E+01	56526E+01	577
297	29700E+00	4	13203E+01	11090E+01	56670E+01	578
298	29800E+00	4	13190E+01	11060E+01	56815E+01	579
299	29900E+00	4	13177E+01	11030E+01	56961E+01	580
300	30000E+00	4	13165E+01	11000E+01	57108E+01	581

Valorile extreme ale vitezelor unghiulare  $\dot{\varphi}$  și  $\dot{\varphi}_r$   
calculate cu metoda Runge-Kutta pentru sistemul cu  
două mase

t [s]	$\dot{\varphi}$ [rad s <sup>-1</sup> ]	$\dot{\varphi}_r$ [rad s <sup>-1</sup> ]	t [s]	$\dot{\varphi}$ [rad s <sup>-1</sup> ]	$\dot{\varphi}_r$ [rad s <sup>-1</sup> ]
0,041	1,160791	3,6202817	0,808	2,868582	5,261326
0,056	1,089406	4,391312	0,83	0,919585	8,803859
0,087	1,313930	4,575891	0,855	2,942155	5,237587
0,107	1,273653	4,781944	0,877	0,899168	8,978293
0,14	1,338213	4,786531	0,902	3,002243	5,213557
0,16	1,304714	4,880143	0,925	0,888911	9,076567
0,188	1,367981	4,840474	0,95	3,041991241	5,281337193
0,21	1,307494	4,979272	0,972	0,872703	9,203751
0,236	1,415222	4,876806	0,997	3,085547	5,252725
0,259	1,300155	5,120542	1,019	0,860339	9,307249
0,285	1,484148	4,924125	1,044	3,120073	5,225629
0,307	1,283599	5,323890	1,067	0,857533	9,343358
0,333	1,599153	4,964684	1,092	3,137268	5,294522
0,355	1,259261	5,592085	1,114	0,846909	9,421306
0,381	1,699040	5,014166	1,139	3,163293	5,263256
0,403	1,228513	5,918630	1,161	0,839118	9,484004
0,428	1,842638	5,030292	1,186	3,183373	5,234099
0,45	1,189625	6,307723	1,209	0,840999	9,484230
0,476	1,995751	5,089309	1,233	3,198080	5,209707
0,498	1,180136	6,697629	1,256	0,833375	9,535243
0,523	2,155932	5,096816	1,281	3,204066	5,271841
0,546	1,112203	7,077835	1,303	0,828112	9,576171
0,571	2,306685	5,160985	1,328	3,216496	5,241200
0,593	1,068655	7,471310	1,351	0,832779	9,556150
0,618	2,452422	5,157321	1,375	3,225049	5,215732
0,641	1,036368	7,790756	1,398	0,826573	9,593095
0,666	2,575528	5,224974	1,423	3,224897	5,279452
0,688	0,998213	8,115443	1,445	0,822541	9,622889
0,713	2,692716	5,210768	1,47	3,233482	5,247482
0,735	0,965866	8,397104	1,493	0,828544	9,594832
0,76	2,792678	5,193826	1,517	3,240218	5,221165
0,783	0,9451448143	8,594028397	1,54	0,822992	9,624057
			1,565	3,236184962	5,286489663

ALUZA A-4.1  
 50000 Nm

TIP	SISTEM	X1	X2	X3	F1-F2	F3-UF2
10000F-02	2	00000E+00	43013E-03	26940E+00	-11000E-05	15000E-13
20000F-02	2	25387E-04	33129E-02	53077E+00	-16797E-05	52000E-13
30000F-02	2	19358E-03	10705E-01	10208E+01	-18172E-05	16530E-13
40000F-02	2	78307E-03	24111E-01	10208E+01	-24388E-05	24000E-13
50000F-02	2	22702E-02	44404E-01	14574E+01	-56833E-05	51577E-13
60000F-02	2	53313E-02	71805E-01	16536E+01	-11072E-05	43599E-13
70000F-02	2	10812E-01	10594E+00	16536E+01	-19124E-05	43599E-13
80000F-02	2	10609E-01	14591E+00	18336E+01	-30181E-05	61735E-13
90000F-02	2	32829E-01	19045E+00	19984E+01	-44379E-05	79975E-13
10000F-01	2	51402E-01	23806E+01	21480E+01	-61619E-05	92758E-13
11000F-01	2	75969E-01	28719E+00	22829E+01	-81550E-05	10535E-13
12000F-01	2	10720E+00	33637E+00	24038E+01	-10360E-05	11702E-13
13000F-01	2	14530E+00	38436E+00	25116E+01	-12712E-05	13050E-13
14000F-01	2	19021E+00	47301E+00	26072E+01	-15115E-05	14500E-13
15000F-01	2	24152E+00	47301E+00	26914E+01	-17482E-05	16050E-13
16000F-01	2	29849E+00	51371E+00	27651E+01	-19724E-05	17600E-13
17000F-01	2	36010E+00	55129E+00	28292E+01	-21762E-05	19250E-13
18000F-01	2	42510E+00	58658E+00	28807E+01	-23529E-05	21000E-13
19000F-01	2	49211E+00	62019E+00	29322E+01	-25079E-05	22850E-13
20000F-01	2	55971E+00	65284E+00	29728E+01	-26406E-05	24800E-13
21000F-01	2	62648E+00	68521E+00	30071E+01	-27644E-05	26850E-13
22000F-01	2	69115E+00	71737E+00	30363E+01	-28720E-05	29000E-13
23000F-01	2	75261E+00	75121E+00	30610E+01	-29691E-05	31250E-13
24000F-01	2	80981E+00	78537E+00	30824E+01	-30424E-05	33600E-13
25000F-01	2	86261E+00	82024E+00	31013E+01	-30917E-05	36050E-13
26000F-01	2	91013E+00	85545E+00	31189E+01	-31207E-05	38600E-13
27000F-01	2	95239E+00	89002E+00	31362E+01	-31400E-05	41250E-13
28000F-01	2	98945E+00	92448E+00	31541E+01	-31502E-05	44000E-13
29000F-01	2	10215E+01	95668E+00	31736E+01	-31520E-05	46850E-13
30000F-01	2	10490E+01	98636E+00	31956E+01	-31458E-05	49800E-13
31000F-01	2	10722E+01	10127E+01	32207E+01	-31312E-05	52850E-13
32000F-01	2	10915E+01	10353E+01	32495E+01	-31074E-05	56000E-13
33000F-01	2	11074E+01	10536E+01	32825E+01	-30744E-05	59350E-13
34000F-01	2	11201E+01	10675E+01	33198E+01	-30324E-05	62900E-13
35000F-01	2	11370E+01	10772E+01	33615E+01	-30000E-05	66650E-13
36000F-01	2	11415E+01	10831E+01	34074E+01	-29759E-05	70600E-13
37000F-01	2	11435E+01	10855E+01	34573E+01	-29568E-05	74750E-13
38000F-01	2	11435E+01	10853E+01	35106E+01	-29468E-05	79100E-13
39000F-01	2	11431E+01	10831E+01	35608E+01	-29427E-05	83650E-13
40000F-01	2	11400E+01	10799E+01	36050E+01	-29427E-05	88400E-13
41000F-01	2	11355E+01	10762E+01	36500E+01	-29471E-05	93350E-13
42000F-01	2	11287E+01	10729E+01	36850E+01	-29544E-05	98500E-13
43000F-01	2	11201E+01	10703E+01	37404E+01	-29664E-05	103850E-13
44000F-01	2	11101E+01	10659E+01	38076E+01	-29800E-05	109400E-13
45000F-01	2	10992E+01	10609E+01	38600E+01	-29944E-05	115150E-13
46000F-01	2	10878E+01	10589E+01	39202E+01	-30094E-05	121100E-13
47000F-01	2	10765E+01	10570E+01	39855E+01	-30254E-05	127250E-13
48000F-01	2	10659E+01	10531E+01	40029E+01	-30424E-05	133600E-13
49000F-01	2	10563E+01	10481E+01	40294E+01	-30604E-05	140150E-13
50000F-01	2	10484E+01	10417E+01	40631E+01	-30794E-05	146900E-13
51000F-01	2	10425E+01	10370E+01	41022E+01	-30994E-05	153850E-13
52000F-01	2	10390E+01	10326E+01	41471E+01	-31204E-05	161000E-13
53000F-01	2	10310E+01	10285E+01	41980E+01	-31424E-05	168350E-13

1 11 12 13 14 15 16 17 18 19 20 21 22 23 24 25 26 27 28 29 30 31 32 33 34 35 36 37 38 39 40 41 42 43 44 45 46 47 48 49 50 51 52 53

114	11800F+00	3	13174F+01	47555F+01	22067F+02	18911F+01
114	11900F+00	3	13127E+01	47542F+01	22709F+02	18769F+01
120	12100F+00	3	13136E+01	47552F+01	22710F+02	18637F+01
121	12100F+00	3	13145E+01	47555F+01	22600F+02	18709F+01
122	12200F+00	4	13154E+01	47523E+01	22079F+02	18709F+01
123	12300F+00	4	13165E+01	47525E+01	22355F+02	18709F+01
124	12400F+00	4	13177E+01	47532E+01	22100F+02	18709F+01
125	12500F+00	4	13190E+01	47504E+01	22004E+02	18709F+01
126	12600F+00	4	13204E+01	47541E+01	21905F+02	18709F+01
127	12700F+00	4	13218E+01	47503E+01	21707F+02	18709F+01
128	12800F+00	4	13231E+01	47511F+01	21667F+02	18709F+01
130	13000F+00	4	13243E+01	47604E+01	21577F+02	18709F+01
131	13100F+00	4	13251E+01	47604E+01	21508F+02	18709F+01
132	13200F+00	4	13256E+01	47727F+01	21451F+02	18709F+01
133	13300F+00	4	13250F+01	47770F+01	21438F+02	18709F+01
134	13400F+00	4	13239E+01	47830F+01	21428F+02	18709F+01
135	13500F+00	4	13229E+01	47887E+01	21435F+02	18709F+01
136	13600F+00	4	13220E+01	47947E+01	21408E+02	18709F+01
137	13700E+00	4	13176E+01	48008E+01	21468E+02	18709F+01
138	13800F+00	4	13149E+01	48070E+01	21089E+02	18709F+01
140	14000F+00	4	13120E+01	48158E+01	21527E+02	18709F+01
141	14100F+00	2	13096E+01	48243E+01	21550E+02	18709F+01
142	14200F+00	2	13077E+01	48292E+01	21545E+02	18709F+01
143	14300F+00	2	13064E+01	48334E+01	21550E+02	18709F+01
144	14400F+00	2	13056E+01	48374E+01	21579E+02	18709F+01
145	14500F+00	2	13041E+01	48400E+01	21511E+02	18709F+01
146	14600F+00	2	13035E+01	48456E+01	21724E+02	18709F+01
147	14700F+00	2	13028E+01	48456E+01	21807E+02	18709F+01
148	14800F+00	2	12990E+01	48445E+01	21907E+02	18709F+01
149	14900E+00	2	12993E+01	48440E+01	22022E+02	18617E+01
150	15000E+00	2	13000E+01	48431E+01	22104E+02	18617E+01
151	15100E+00	2	13012E+01	48417E+01	22104E+02	18617E+01
152	15200E+00	1	13028E+01	48399E+01	22275E+02	18709F+01
153	15300E+00	1	13048E+01	48378E+01	22400E+02	18709F+01
154	15400E+00	1	13072E+01	48355E+01	22526E+02	18709F+01
155	15500E+00	1	13098E+01	48330E+01	22703E+02	18635F+01
156	15600E+00	1	13126E+01	48304E+01	22827E+02	18551E+01
157	15700E+00	1	13208E+01	48278E+01	22891E+02	18605F+01
158	15800E+00	4	13221E+01	48225E+01	22930E+02	18605F+01
159	15900E+00	4	13228E+01	48200E+01	22941E+02	18605F+01
160	16000E+00	4	13236E+01	48175E+01	22922E+02	18605F+01
161	16100E+00	4	13245E+01	48153E+01	22902E+02	18605F+01
163	16300E+00	4	13257E+01	48135E+01	22878E+02	18605F+01
164	16400E+00	4	13273E+01	48116E+01	22850E+02	18605F+01
165	16500E+00	4	13291E+01	48102E+01	22839E+02	18605F+01
166	16600E+00	4	13313E+01	48091E+01	22845E+02	18605F+01
167	16700E+00	4	13338E+01	48086E+01	22807E+02	18605F+01
168	16800E+00	4	13350E+01	48080E+01	21940E+02	18517E+01
169	16900E+00	4	13342E+01	48035E+01	21812E+02	18503E+01
170	17000E+00	4	13418E+01	48106E+01	21697E+02	18503E+01
171	17100E+00	4	13424E+01	48127E+01	21604E+02	18329E+01
172	17200E+00	4	13450E+01	48150E+01	21530E+02	18329E+01
173	17300E+00	4	13472E+01	48150E+01	21476E+02	18236E+01
174	17400E+00	4	13478E+01	48238E+01	21456E+02	18236E+01
175	17500E+00	4	13475E+01	48290E+01	21404E+02	18236E+01
176	17600E+00	4	13466E+01	48350E+01	21375E+02	18236E+01



I<sub>T</sub>-30 Kg<sup>2</sup>

139	13900F+00	4	14495E+01	51057E+01	14670E+01	20200E+01
140	14000F+00	4	14332E+01	51915E+01	14660E+01	20200E+01
141	14100F+00	4	142364E+01	52436E+01	14760E+01	20200E+01
142	14200E+00	4	14078E+01	52436E+01	14955E+01	20200E+01
143	14300E+00	4	14199E+01	53245E+01	14355E+01	20200E+01
144	14400E+00	4	14095E+01	53245E+01	14073E+01	20200E+01
145	14500E+00	4	13973E+01	53500E+01	17747E+01	20200E+01
146	14600E+00	4	13834E+01	53806E+01	17541E+01	20200E+01
147	14700E+00	4	13679E+01	54076E+01	17343E+01	20200E+01
148	14800E+00	4	13541E+01	54237E+01	17359E+01	20200E+01
149	14900E+00	4	13511E+01	54379E+01	17511E+01	20200E+01
150	15000E+00	4	13336E+01	54435E+01	17465E+01	20200E+01
151	15100E+00	4	13162E+01	54435E+01	17465E+01	20200E+01
152	15200E+00	4	12996E+01	54390E+01	19212E+01	20200E+01
153	15300E+00	4	12797E+01	54299E+01	21143E+01	20200E+01
154	15400E+00	4	12761E+01	54106E+01	21143E+01	20200E+01
155	15500E+00	4	12770E+01	53999E+01	22260E+01	20200E+01
156	15600E+00	4	12821E+01	53801E+01	23332E+01	20200E+01
157	15700E+00	4	12908E+01	53575E+01	24327E+01	20200E+01
158	15800E+00	4	13027E+01	53325E+01	25189E+01	20200E+01
159	15900E+00	4	13168E+01	53052E+01	25875E+01	20200E+01
160	16000E+00	4	13336E+01	52758E+01	26553E+01	20200E+01
161	16100E+00	4	13529E+01	52446E+01	27589E+01	20200E+01
162	16200E+00	4	13737E+01	52117E+01	28589E+01	20200E+01
163	16300E+00	4	13951E+01	51772E+01	29591E+01	20200E+01
164	16400E+00	4	14159E+01	51416E+01	30594E+01	20200E+01
165	16500E+00	4	14354E+01	51057E+01	31597E+01	20200E+01
166	16600E+00	4	14527E+01	50689E+01	32598E+01	20200E+01
167	16700E+00	4	14673E+01	50330E+01	33598E+01	20200E+01
168	16800E+00	4	14791E+01	49986E+01	34598E+01	20200E+01
169	16900E+00	4	14880E+01	49667E+01	35598E+01	20200E+01
170	17000E+00	4	14944E+01	49383E+01	36598E+01	20200E+01
171	17100E+00	4	14989E+01	49144E+01	37598E+01	20200E+01
172	17200E+00	4	15022E+01	48942E+01	38598E+01	20200E+01
173	17300E+00	4	15050E+01	48764E+01	39598E+01	20200E+01
174	17400E+00	4	15082E+01	48603E+01	40598E+01	20200E+01
175	17500E+00	4	15123E+01	48459E+01	41598E+01	20200E+01
176	17600E+00	4	15179E+01	48344E+01	42598E+01	20200E+01
177	17700E+00	4	15251E+01	48255E+01	43598E+01	20200E+01
178	17800E+00	4	15337E+01	48199E+01	44598E+01	20200E+01
179	17900E+00	4	15433E+01	48177E+01	45598E+01	20200E+01
180	18000E+00	4	15533E+01	48182E+01	46598E+01	20200E+01
181	18100E+00	4	15625E+01	48219E+01	47598E+01	20200E+01
182	18200E+00	4	15700E+01	48271E+01	48598E+01	20200E+01
183	18300E+00	4	15745E+01	48339E+01	49598E+01	20200E+01
184	18400E+00	4	15772E+01	48406E+01	50598E+01	20200E+01
185	18500E+00	4	15822E+01	48475E+01	51598E+01	20200E+01
186	18600E+00	4	15880E+01	48549E+01	52598E+01	20200E+01
187	18700E+00	4	15946E+01	48627E+01	53598E+01	20200E+01
188	18800E+00	4	16000E+00	48700E+01	54598E+01	20200E+01
189	18900E+00	4	16055E+00	48777E+01	55598E+01	20200E+01
190	19000E+00	4	14705E+01	54263E+01	56598E+01	20200E+01
191	19100E+00	4	14393E+01	54128E+01	57598E+01	20200E+01
192	19200E+00	4	14393E+01	54128E+01	58598E+01	20200E+01
193	19300E+00	4	14774E+01	54930E+01	59598E+01	20200E+01
194	19400E+00	4	14774E+01	54930E+01	60598E+01	20200E+01
195	19500E+00	4	14968E+01	55482E+01	61598E+01	20200E+01
196	19600E+00	4	14968E+01	55482E+01	62598E+01	20200E+01
197	19700E+00	4	15051E+01	55917E+01	63598E+01	20200E+01
198	19800E+00	4	15051E+01	55917E+01	64598E+01	20200E+01
199	19900E+00	4	15051E+01	55917E+01	65598E+01	20200E+01
200	20000E+00	4	15051E+01	55917E+01	66598E+01	20200E+01





P3-UP2

X3

X2

X1

SYSTEM

TIMP

433	43300E+00	12720E+01	12940E+01	52063E+01	25112E+01
434	43400E+00	12650E+01	12957E+01	52033E+01	25124E+01
435	43500E+00	12596E+01	13093E+01	51975E+01	25127E+01
436	43600E+00	12552E+01	13096E+01	51491E+01	25140E+01
437	43700E+00	12551E+01	13169E+01	517A5E+01	25143E+01
438	43800E+00	12564E+01	13244E+01	51654E+01	25152E+01
439	43900E+00	12604E+01	13320E+01	51514E+01	25158E+01
440	44000E+00	12759E+01	13344E+01	51356E+01	25173E+01
441	44100E+00	12870E+01	13445E+01	51186E+01	25182E+01
442	44200E+00	12999E+01	13491E+01	51007E+01	25190E+01
443	44300E+00	13142E+01	13525E+01	50827E+01	25197E+01
444	44399E+00	13301E+01	13550E+01	50630E+01	25202E+01
445	44499E+00	13379E+01	13566E+01	50430E+01	25207E+01
446	44599E+00	13670E+01	13574E+01	50241E+01	25212E+01
447	44699E+00	13866E+01	13612E+01	50046E+01	25217E+01
448	44799E+00	14061E+01	13644E+01	49852E+01	25222E+01
449	44899E+00	14244E+01	13695E+01	49661E+01	25227E+01
450	44999E+00	14420E+01	13767E+01	49474E+01	25232E+01
451	45099E+00	14572E+01	13863E+01	49297E+01	25237E+01
452	45199E+00	14702E+01	13943E+01	49128E+01	25242E+01
453	45299E+00	14807E+01	14124E+01	48972E+01	25247E+01
454	45399E+00	14886E+01	14241E+01	48831E+01	25252E+01
455	45499E+00	14944E+01	14447E+01	48710E+01	25257E+01
456	45599E+00	14989E+01	14614E+01	48612E+01	25262E+01
457	45699E+00	15017E+01	14774E+01	48541E+01	25267E+01
458	45799E+00	15035E+01	14909E+01	48501E+01	25272E+01
459	45899E+00	15062E+01	15019E+01	48494E+01	25277E+01
460	45999E+00	15077E+01	15093E+01	48588E+01	25282E+01
461	46099E+00	15094E+01	15125E+01	48692E+01	25287E+01
462	46199E+00	15112E+01	15114E+01	48633E+01	25292E+01
463	46299E+00	15129E+01	15060E+01	48609E+01	25297E+01
464	46399E+00	15139E+01	14967E+01	49217E+01	25302E+01
465	46499E+00	15139E+01	14841E+01	49453E+01	25307E+01
466	46599E+00	15139E+01	14692E+01	49712E+01	25312E+01
467	46699E+00	15139E+01	14692E+01	49990E+01	25317E+01
468	46799E+00	15119E+01	14522E+01	50240E+01	25322E+01
469	46899E+00	15074E+01	14363E+01	50577E+01	25327E+01
470	46999E+00	14887E+01	14205E+01	50875E+01	25332E+01
471	47099E+00	14734E+01	14064E+01	50875E+01	25337E+01
472	47199E+00	14550E+01	13944E+01	51454E+01	25342E+01
473	47299E+00	14550E+01	13861E+01	51454E+01	25347E+01
474	47399E+00	14327E+01	13803E+01	51731E+01	25352E+01
475	47499E+00	14072E+01	13770E+01	51993E+01	25357E+01
476	47599E+00	13793E+01	13766E+01	52230E+01	25362E+01
477	47699E+00	13501E+01	13733E+01	52467E+01	25367E+01
478	47799E+00	13206E+01	13733E+01	52677E+01	25372E+01
479	47899E+00	12920E+01	13745E+01	52966E+01	25377E+01
480	47999E+00	12692E+01	13770E+01	53000E+01	25382E+01
481	48099E+00	12519E+01	13720E+01	53102E+01	25387E+01
482	48199E+00	12403E+01	13540E+01	53321E+01	25392E+01
483	48299E+00	12343E+01	13549E+01	53427E+01	25397E+01
484	48399E+00	12333E+01	13416E+01	53506E+01	25402E+01
485	48499E+00	12367E+01	13294E+01	53557E+01	25407E+01
486	48599E+00	12433E+01	13094E+01	53557E+01	25412E+01
487	48699E+00	12521E+01	12844E+01	53557E+01	25417E+01
488	48799E+00	12521E+01	12751E+01	53557E+01	25422E+01
489	48899E+00	12521E+01	12751E+01	53557E+01	25427E+01





**Annex A.5.1**

```

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153
154
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165
166
167
168
169
170
171
172
173
174
175
176
177
178
179
180
181
182
183
184
185
186
187
188
189
190
191
192
193
194
195
196
197
198
199
200
201
202
203
204
205
206
207
208
209
210
211
212
213
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
228
229
230
231
232
233
234
235
236
237
238
239
240
241
242
243
244
245
246
247
248
249
250
251
252
253
254
255
256
257
258
259
260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
841
842
843
844
845
846
847
848
849
850
851
852
853
854
855
856
857
858
859
860
861
862
863
864
865
866
867
868
869
870
871
872
873
874
875
876
877
878
879
880
881
882
883
884
885
886
887
888
889
890
891
892
893
894
895
896
897
898
899
900
901
902
903
904
905
906
907
908
909
910
911
912
913
914
915
916
917
918
919
920
921
922
923
924
925
926
927
928
929
930
931
932
933
934
935
936
937
938
939
940
941
942
943
944
945
946
947
948
949
950
951
952
953
954
955
956
957
958
959
960
961
962
963
964
965
966
967
968
969
970
971
972
973
974
975
976
977
978
979
980
981
982
983
984
985
986
987
988
989
990
991
992
993
994
995
996
997
998
999
1000

```

RAN 00.00

SEP01 02/09/00 10.11.53



	TIDP	SISTEM	X1	X2	X3	F1-F2	F3-UP2
112	.11200E+00	2	.78014E+00	.67388E+00	.42474E+01	-.55004E-01	.56202E+01
113	.11300E+00	2	.62586E+00	.67685E+00	.42368E+01	-.55537E-01	.56202E+01
114	.11400E+00	2	.87141E+00	.68030E+00	.42259E+01	-.55366E-01	.56202E+01
115	.11500E+00	2	.91676E+00	.68426E+00	.42152E+01	-.55155E-01	.56202E+01
116	.11600E+00	2	.96185E+00	.68879E+00	.42045E+01	-.54902E-01	.56202E+01
117	.11700E+00	2	.10066E+01	.69392E+00	.41940E+01	-.54649E-01	.56202E+01
118	.11800E+00	2	.10511E+01	.69969E+00	.41837E+01	-.54277E-01	.56202E+01
119	.11900E+00	2	.10952E+01	.70613E+00	.41735E+01	-.53910E-01	.56202E+01
120	.12000E+00	2	.11388E+01	.71328E+00	.41635E+01	-.53699E-01	.56202E+01
121	.12100E+00	2	.11820E+01	.72114E+00	.41537E+01	-.53546E-01	.56202E+01
122	.12200E+00	2	.12247E+01	.72985E+00	.41440E+01	-.53378E-01	.56202E+01
123	.12300E+00	2	.12668E+01	.73933E+00	.41346E+01	-.53207E-01	.56202E+01
124	.12400E+00	2	.13083E+01	.74964E+00	.41255E+01	-.53035E-01	.56202E+01
125	.12500E+00	2	.13493E+01	.76080E+00	.41165E+01	-.52863E-01	.56202E+01
126	.12600E+00	2	.13896E+01	.77285E+00	.41079E+01	-.52691E-01	.56202E+01
127	.12700E+00	2	.14292E+01	.78581E+00	.40995E+01	-.52519E-01	.56202E+01
128	.12800E+00	2	.14682E+01	.79969E+00	.40914E+01	-.52347E-01	.56202E+01
129	.12900E+00	3	.14906E+01	.81450E+00	.40836E+01	-.52175E-01	.56202E+01
130	.13000E+00	3	.15126E+01	.83025E+00	.40761E+01	-.52003E-01	.56202E+01
131	.13100E+00	3	.15341E+01	.84694E+00	.40690E+01	-.51831E-01	.56202E+01
132	.13200E+00	3	.15551E+01	.86455E+00	.40623E+01	-.51659E-01	.56202E+01
133	.13300E+00	3	.15755E+01	.88307E+00	.40559E+01	-.51487E-01	.56202E+01
134	.13400E+00	3	.15954E+01	.90250E+00	.40499E+01	-.51315E-01	.56202E+01
135	.13500E+00	3	.16147E+01	.92282E+00	.40444E+01	-.51143E-01	.56202E+01
136	.13600E+00	3	.16334E+01	.94402E+00	.40393E+01	-.50971E-01	.56202E+01
137	.13700E+00	3	.16516E+01	.96608E+00	.40346E+01	-.50799E-01	.56202E+01
138	.13800E+00	3	.16692E+01	.98894E+00	.40305E+01	-.50627E-01	.56202E+01
139	.13900E+00	3	.16862E+01	.10127E+01	.40268E+01	-.50455E-01	.56202E+01
140	.14000E+00	3	.17026E+01	.10372E+01	.40236E+01	-.50283E-01	.56202E+01
141	.14100E+00	3	.17184E+01	.10625E+01	.40209E+01	-.50111E-01	.56202E+01
142	.14200E+00	3	.17337E+01	.10885E+01	.40188E+01	-.49939E-01	.56202E+01
143	.14300E+00	3	.17484E+01	.11152E+01	.40172E+01	-.49767E-01	.56202E+01
144	.14400E+00	3	.17625E+01	.11427E+01	.40162E+01	-.49595E-01	.56202E+01
145	.14500E+00	3	.17760E+01	.11707E+01	.40156E+01	-.49423E-01	.56202E+01
146	.14600E+00	3	.17890E+01	.11994E+01	.40154E+01	-.49251E-01	.56202E+01
147	.14700E+00	3	.18014E+01	.12287E+01	.40166E+01	-.49079E-01	.56202E+01
148	.14800E+00	3	.18133E+01	.12585E+01	.40180E+01	-.48907E-01	.56202E+01
149	.14900E+00	3	.18247E+01	.12888E+01	.40200E+01	-.48735E-01	.56202E+01
150	.15000E+00	3	.18356E+01	.13195E+01	.40220E+01	-.48563E-01	.56202E+01
151	.15100E+00	3	.18460E+01	.13507E+01	.40259E+01	-.48391E-01	.56202E+01
152	.15200E+00	3	.18560E+01	.13823E+01	.40297E+01	-.48219E-01	.56202E+01
153	.15300E+00	3	.18655E+01	.14142E+01	.40343E+01	-.48047E-01	.56202E+01
154	.15400E+00	3	.18745E+01	.14464E+01	.40395E+01	-.47875E-01	.56202E+01

207	.20700E+00	.24360E+01	.26756E+01	.51446E+01	.59471E+01
208	.20800E+00	.24567E+01	.26719E+01	.51777E+01	.59471E+01
209	.20900E+00	.24778E+01	.26672E+01	.52057E+01	.59471E+01
210	.21000E+00	.24992E+01	.26614E+01	.52334E+01	.59471E+01
211	.21100E+00	.25208E+01	.26546E+01	.52609E+01	.59471E+01
212	.21200E+00	.25427E+01	.26469E+01	.52881E+01	.59471E+01
213	.21300E+00	.25648E+01	.26382E+01	.53151E+01	.59471E+01
214	.21400E+00	.25870E+01	.26286E+01	.53418E+01	.59471E+01
215	.21500E+00	.26094E+01	.26182E+01	.53681E+01	.59471E+01
216	.21600E+00	.26318E+01	.26070E+01	.53941E+01	.59471E+01
217	.21700E+00	.26544E+01	.25950E+01	.54197E+01	.59471E+01
218	.21800E+00	.26769E+01	.25824E+01	.54450E+01	.59471E+01
219	.21900E+00	.26994E+01	.25690E+01	.54698E+01	.59471E+01
220	.22000E+00	.27219E+01	.25551E+01	.54943E+01	.59471E+01
221	.22100E+00	.27442E+01	.25406E+01	.55183E+01	.59471E+01
222	.22200E+00	.27664E+01	.25256E+01	.55419E+01	.59471E+01
223	.22300E+00	.27884E+01	.25101E+01	.55651E+01	.59471E+01
224	.22400E+00	.28102E+01	.24943E+01	.55878E+01	.59471E+01
225	.22500E+00	.28317E+01	.24781E+01	.56100E+01	.59471E+01
226	.22600E+00	.28528E+01	.24616E+01	.56318E+01	.59471E+01
227	.22700E+00	.28737E+01	.24448E+01	.56531E+01	.59471E+01
228	.22800E+00	.28941E+01	.24279E+01	.56739E+01	.59471E+01
229	.22900E+00	.29140E+01	.24106E+01	.56943E+01	.59471E+01
230	.23000E+00	.29335E+01	.23937E+01	.57141E+01	.59471E+01
231	.23100E+00	.29524E+01	.23765E+01	.57334E+01	.59471E+01
232	.23200E+00	.29708E+01	.23593E+01	.57523E+01	.59471E+01
233	.23300E+00	.29886E+01	.23423E+01	.57706E+01	.59471E+01
234	.23400E+00	.30057E+01	.23253E+01	.57885E+01	.59471E+01
235	.23500E+00	.30221E+01	.23080E+01	.58059E+01	.59471E+01
236	.23600E+00	.30377E+01	.22920E+01	.58228E+01	.59471E+01
237	.23700E+00	.30526E+01	.22758E+01	.58392E+01	.59471E+01
238	.23800E+00	.30667E+01	.22599E+01	.58552E+01	.59471E+01
239	.23900E+00	.30799E+01	.22443E+01	.58707E+01	.59471E+01
240	.24000E+00	.30923E+01	.22292E+01	.58857E+01	.59471E+01
241	.24100E+00	.31037E+01	.22145E+01	.59003E+01	.59471E+01
242	.24200E+00	.31142E+01	.22000E+01	.59145E+01	.59471E+01
243	.24300E+00	.31238E+01	.21868E+01	.59282E+01	.59471E+01
244	.24400E+00	.31323E+01	.21737E+01	.59415E+01	.59471E+01
245	.24500E+00	.31398E+01	.21613E+01	.59544E+01	.59471E+01
246	.24600E+00	.31463E+01	.21496E+01	.59670E+01	.59471E+01
247	.24700E+00	.31517E+01	.21385E+01	.59792E+01	.59471E+01
248	.24800E+00	.31559E+01	.21282E+01	.59910E+01	.59471E+01
249	.24900E+00	.31591E+01	.21186E+01	.60025E+01	.59471E+01
250	.25000E+00	.31612E+01	.21098E+01	.60136E+01	.59471E+01
251	.25100E+00	.31621E+01	.21014E+01	.60245E+01	.59471E+01

254	.25400E+00	.31578E+01	.20827E+01	.60555E+01	.16063E-1	.21670E+00
255	.25500E+00	.31540E+01	.20791E+01	.60653E+01	.15708E-1	.21750E+00
256	.25600E+00	.31490E+01	.20744E+01	.60750E+01	.14712E-1	.21820E+00
257	.25700E+00	.31429E+01	.20715E+01	.60844E+01	.14059E-1	.21874E+00
258	.25800E+00	.31355E+01	.20695E+01	.60937E+01	.13570E-1	.21914E+00
259	.25900E+00	.31270E+01	.20684E+01	.61028E+01	.13150E-1	.21944E+00
260	.26000E+00	.31173E+01	.20682E+01	.61118E+01	.12954E-1	.21964E+00
261	.26100E+00	.31064E+01	.20689E+01	.61207E+01	.12810E-1	.21974E+00
262	.26200E+00	.30944E+01	.20705E+01	.61295E+01	.12734E-1	.21974E+00
263	.26300E+00	.30812E+01	.20730E+01	.61383E+01	.12731E-1	.21974E+00
264	.26400E+00	.30668E+01	.20763E+01	.61470E+01	.12803E-1	.21974E+00
265	.26500E+00	.30514E+01	.20805E+01	.61556E+01	.12920E-1	.21974E+00
266	.26600E+00	.30348E+01	.20855E+01	.61643E+01	.13082E-1	.21974E+00
267	.26700E+00	.30172E+01	.20913E+01	.61730E+01	.13292E-1	.21974E+00
268	.26800E+00	.29985E+01	.20979E+01	.61817E+01	.13564E-1	.21974E+00
269	.26900E+00	.29787E+01	.21053E+01	.61904E+01	.13902E-1	.21974E+00
270	.27000E+00	.29579E+01	.21134E+01	.61993E+01	.14307E-1	.21974E+00
271	.27100E+00	.29362E+01	.21221E+01	.62082E+01	.14781E-1	.21974E+00
272	.27200E+00	.29135E+01	.21316E+01	.62172E+01	.15325E-1	.21974E+00
273	.27300E+00	.28899E+01	.21417E+01	.62263E+01	.15937E-1	.21974E+00
274	.27400E+00	.28654E+01	.21524E+01	.62356E+01	.16615E-1	.21974E+00
275	.27500E+00	.28400E+01	.21630E+01	.62450E+01	.17362E-1	.21974E+00
276	.27600E+00	.28138E+01	.21738E+01	.62545E+01	.18173E-1	.21974E+00
277	.27700E+00	.27868E+01	.21847E+01	.62642E+01	.19051E-1	.21974E+00
278	.27800E+00	.27591E+01	.21957E+01	.62741E+01	.19990E-1	.21974E+00
279	.27900E+00	.27307E+01	.22068E+01	.62843E+01	.20990E-1	.21974E+00
280	.28000E+00	.27016E+01	.22180E+01	.62946E+01	.22054E-1	.21974E+00
281	.28100E+00	.26719E+01	.22294E+01	.63051E+01	.23183E-1	.21974E+00
282	.28200E+00	.26416E+01	.22409E+01	.63158E+01	.24376E-1	.21974E+00
283	.28300E+00	.26108E+01	.22536E+01	.63268E+01	.25633E-1	.21974E+00
284	.28400E+00	.25795E+01	.22675E+01	.63379E+01	.26954E-1	.21974E+00
285	.28500E+00	.25477E+01	.22825E+01	.63493E+01	.28348E-1	.21974E+00
286	.28600E+00	.25156E+01	.22986E+01	.63610E+01	.29805E-1	.21974E+00
287	.28700E+00	.24831E+01	.23158E+01	.63729E+01	.31326E-1	.21974E+00
288	.28800E+00	.24502E+01	.23337E+01	.63850E+01	.32922E-1	.21974E+00
289	.28900E+00	.24171E+01	.23524E+01	.63973E+01	.34634E-1	.21974E+00
290	.29000E+00	.23838E+01	.23718E+01	.64099E+01	.36463E-1	.21974E+00
291	.29100E+00	.23504E+01	.23773E+01	.64227E+01	.38411E-1	.21974E+00
292	.29200E+00	.23168E+01	.23899E+01	.64357E+01	.40479E-1	.21974E+00
293	.29300E+00	.22831E+01	.24022E+01	.64490E+01	.42667E-1	.21974E+00
294	.29400E+00	.22494E+01	.24134E+01	.64624E+01	.44975E-1	.21974E+00
295	.29500E+00	.22157E+01	.24251E+01	.64761E+01	.47404E-1	.21974E+00
296	.29600E+00	.21820E+01	.24357E+01	.64899E+01	.49954E-1	.21974E+00
297	.29700E+00	.21483E+01	.24456E+01	.65039E+01	.52624E-1	.21974E+00
298	.29800E+00	.21145E+01	.24544E+01	.65181E+01	.55414E-1	.21974E+00