

INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VULIA" TIMIȘOARA
FACULTATEA DE ELECTROTEHNICĂ

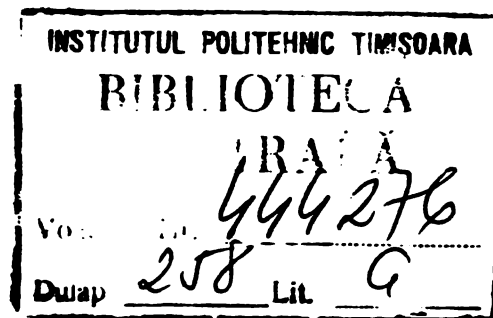
ing. STEFAN BALTEANU

CONTRIBUTII LA STUDIUL MODIFICĂRII DURATEI
MASINII DE INDUCȚIE PRIN INSTALAȚIE DE FRI-
NARE AUTOREGLABILĂ CU RIDICĂTOR ELECTROHI-
DRAULIC

- Teză de doctorat -

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC:
Prof.dr.ing. TOMA DORDEA

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICĂ"
TIMIȘOARA



- Timișoara, 1982 -

CUPRINSUL TEZEI

Cuprins

NOTATII FOLOSITE

INTRODUCERE	1
a. Importanța cercetării modificării turației mașinii de inducție cu inele prin instalație de frânare auto- reglabilă comandată prin ridicător electrohidraulic	1
b. Actualitatea problemei. Necesitatea cercetării	4
c. Contribuțiile autorului la studiul mo- dificării turației mașinii de inducție cu inele prin instalație de frânare auto- reglabilă cu REH	7
d. Valorificarea cercetării	9
1. STUDIUL TEORETIC ASUPRA RIDICATOARELOR ELECTROHIDRAULICE UTILIZATE IN SISTEME DE ACTIONARE CU MASINI DE INDUCTIE CU INELE	13
1.1. Enunțul problemei	13
1.2. Construcția REH. Schema electrică de acționare	13
1.3. Caracteristicile funcționale ale REH	16
1.4. Calculul parametrilor de lucru ai pompei ridicătoarelor electro- hidraulice	20
1.5. Ecuațiile caracteristicilor ri- dicătoarelor electrohidraulice pentru regim staționar	28
1.5.1. Determinarea forței hidraulice \bar{F}_p și a forței de frânare \bar{F}_f transmisă timoneriei FM	31

1.5.2. Expresia forței de frînare \bar{F}_f pentru ridicătoarele electrohidraulice cu arcuri "a, b, c" și "r, c"	35
1.6. Determinarea parametrilor funcționali ai REH la frecvența de 60 Hz	38
1.7. Studiul regimului tranzitoriu de por- nire și oprire a REH cu ajutorul or- dinatorului	41
1.7.1. Enunțul problemei	41
1.7.2. Calculul forțelor dezvoltate de REH în regim tranzitoriu	41
1.7.3. Studiul mișcării pistonului REH cu ordinatorul numeric	51
1.7.4. Concluzii	60
2. ECUATIA MIȘCĂRII MASINII DE ACTIONARE IN SISTEME CU REH	61
2.1. Enunțul problemei	61
2.2. Tensorul momentului cinetic \bar{K}_c	61
2.3. Ecuația mișcării sub formă vec- torială intrinsecă	66
2.4. Determinarea momentului de inerție axial al unui mecanism de ridicare prin metoda căderii greutății	70
2.5. Calculul caracteristicilor statice ale frînelor mecanice acționate prin REH	73
2.5.1. Poziția de montaj A	74
2.5.2. Poziția de montaj B	75
2.5.3. Poziția de montaj C	76
2.5.4. Poziția de montaj D	77
2.5.5. Frână cu saboți din material plastic acționată prin REH, poziția de montaj E	78
2.6. Studiu comparativ asupra variantelor constructive ale FM acționate prin REH	83
2.7. Concluzii	84
3. STABILITATEA LA INSTALATII ACTIONATE CU MASINA DE INDUCTIE SI SISTEM DE FRINARE AUTOREGLĂBIL	85

3.1. Enunțul problemei	85
3.2. Integrarea ecuației mișcării la pornirea motorului asincron cu inele și frână autoreglabilă în cazul acționării mecanismelor de ridicat	85
3.3. Stabilitatea sistemului de acțio- nare cu magină de inducție și frî- nă autoreglabilă pentru mecanisme de ridicat	91
3.3.1. Răspunsul sistemului la un semnal treaptă	96
3.4. Oprirea mecanismelor cu ajutorul frî- nei mecanice comandate prin ridicător electrohidraulic	98
3.5. Concluzii	102
 4. INCERCARI EXPERIMENTALE	 103
4.1. Concepția, proiectarea și execuția instalației experimentale	103
4.2. Incercări experimentale asupra REH	115
4.2.1. Determinarea caracteristicilor de lucru ale motorului REH	115
4.2.2. Verificarea ipotezelor de calcul al diametrului de la ieșire al pompei (D_2)	118
4.2.3. Rezultate experimentale privind forțele REH în regim de funcțio- nare staționar	120
4.2.4. Modul de determinare a caracteris- ticilor REH în regim de funcționare staționar	122
4.2.5. Determinarea cursei h și a forței \bar{F}_p în raport cu timpul la pornirea și oprirea REH	123
4.2.6. Determinarea experimentală a carac- teristicilor pompelor REH	124
4.2.7. Verificarea la încălzire a motoru- lui REH	125

4.2.8. Compararea rezultatelor determinate prin calcul cu cele experimentale	127
4.3. Incercări experimentale asupra FM cu saboți, comandată prin REH	129
a. Determinarea factorului de calitate al articulației	129
b. Determinarea funcției $\mu=f(v_r)$	130
4.3.1. Determinarea caracteristicilor mecanice ale frinelor autoreglabile comandate prin REH	135
4.4. Incercări experimentale privind pornirea și oprirea mașinii de acționare a mecanismului de ridicat de la podul rulant de turnare	141
5. CONCLUZII FINALE	147
Bibliografie	
Anexă	

NOTATIILE FOLOSITE

$$A = \frac{k_M}{J_r}, \quad B = \frac{M_{ro}}{J_r}, \quad M^2 = \frac{B}{A} - \text{constante};$$

$$A_f = \mu D_f i_T \eta_a - \text{constantă a FM};$$

b_2, b_2' - înălțimea paletelor la ieșirea din rotor, pentru cele două diametre de la ieșire (dacă se schimbă frecvența);

$$C_0 = - \frac{1}{D} (\bar{F}_{pN} - F_{co} - \Delta F_{Gf}) - \frac{\rho_c m}{2D^2} - \text{constantă};$$

C_1, C_2, C_3, C_4, C_5 - parametrii frînelor mecanice;

C_e - constanta elastică a dinamometrului;

D - coeficient ce depinde de pierderi locale și pierderi distribuite de sarcină;

D_T, D_f - diametrul tobei respectiv al discului de frână;

d_t, d_c, l - diametrul tijei, diametrul de înfășurare al arcului "c" și respectiv lungimea garniturii de etanșare;

$\bar{F}_a, \bar{F}_b, \bar{F}_r$ - forța de deformare a arcurilor "a, b și r";

\bar{F}_c - forța arcului "c";

$\bar{F}_{ao}, \bar{F}_{co}, \bar{F}_{ro}$ - forțele inițiale de deformare ale arcurilor "a, c și r" (corespunzător cursei $h=0$);

\bar{F}_{cN} - forța nominală a arcului "c" (la poziția $h=h_0$ a pistonului REI);

\bar{F}_{cNred} - forța nominală dezvoltată de arcul "c" redusă la punctul de articulație al sabotului FM;

F_D - mărimea forței dinamice ce accelerează fluidul de lucru prin camera de trecere, prevăzută cu secțiunea de strângere s_1 ;

$F_e = F_p - \Delta F_{Gf}$ - mărimea forței din tija REI;

F_f - mărimea forței de frînare transmisă de REI, timoneriei FM;

- F_G - mărimea forței datorită masei pistonului, a tijei, a timoneriei transmisă tijei și a fluidului de lucru;
- F_{fp} - mărimea forței de frecare dintre piston și cilindru;
- F_{ft} - mărimea forței ce corespunde frecării, produsă de deplasarea tijei, în garnitura de etanșare;
- F_1 - forța dintr-o ramură a funiei mecanismului de ridicat;
- \bar{F}_p, \bar{F}_{pN} - forța hidraulică respectiv nominală a pompei REH;
- \bar{F}_{po} - forța hidraulică a pompei REH la viteza unghiulară Ω_{rN} ;
- \bar{F}_1, \bar{F}_{10} - forțele ce acționează asupra traductorului dinamometric;
- f_1 - frecvența tensiunii din statorul mașinii ml;
- f_2 - frecvența tensiunii din rotorul mașinii ml;
- f_{01}, f_{02} - frecvențele rețelei de alimentare $f_{01} = 50$ Hz și $f_{02} = 60$ Hz;
- f_G - săgeata la capătul dinamometrului;
- $\bar{G} = m\bar{g}$ - greutatea ridicată de mecanismul de ridicare - coborîre a podului rulant;
- $\bar{G}_2 = m_2\bar{g}$ - greutatea ridicată și rotită de lingura macaralei;
- \bar{g} - accelerația gravitațională;
- H - înălțimea de pompare;
- H_1, H_2 - înălțimea de pompare a pompei REH la $f=f_{01}$ și respectiv $f=f_{02}$;
- h, h_c, h_t - cursa de ridicare, coborîre și respectiv totală a pistonului REH;
- $\sum h_p$ - pierderi hidraulice;
- $\bar{I}_{c\lambda}$ - impulsul particulei de masă m_λ ;
- i_p - raport de transmisie al palanului;
- i_T - raport de transmitere al timoneriei frînei mecanice;
- $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$ - vectori unitari ortogonali de direcție constantă;
- J - momentul de inerție total al mecanismului de ridicare raportat la arborele mașinii de acționare (ml);
- J_r - momentul de inerție al indusului mașinii și al rotorului pompei REH;
- J_{xx}, D_{xy}, D_{xs} - momentul de inerție, respectiv momentele

de inerție centrifugale ale volantului față de axele x, y, z ;

J_1, J_2 - momentele de inerție totale ale elementelor care se rotesc cu viteza unghiulară Ω_1 respectiv Ω_2 ;

\bar{K}_c - momentul cinetic total al volantului V , în raport cu punctul c ;

$\bar{K}_{c\lambda}$ - momentul cinetic al particulei de masă m_λ în raport cu punctul c ;

K_m - constantă ce depinde de datele tehnice ale mașinii și de rezistența circuitului rotor;ic;

K_f^* - constantă ce depinde de datele de catalog ale FM și REH;

$K_{SF} = \frac{D_{e2m}}{D_{e1}} - \text{raportul diametrelor de la ieșire la pompa REH};$

k - raportul de transformare al transformatorului $m3$;

k_B - factorul total de înfășurare;

$k_M = \frac{M_{rpN}}{\Omega_{rN}^2} - \text{constantă ce caracterizează raportul dintre cuplul rezistent al pompei și pătratul vitezei unghiulare nominale};$

$k_p = \frac{\pi^2 \gamma s_1 \psi}{2g p_r} - \text{coeficient de sarcină};$

$k_r = \frac{F_{pN}}{n_{rN}^2} - \text{constantă pentru un REH dat};$

k_s - coeficient de suprasarcină pentru motorul REH ($m2$);

$k_x = \frac{R_2}{s_N (R_2 + R_x)} - \text{constantă};$

L_1, \dots, L_7 - lungimile brațelor și respectiv al pîrghiilor FM;

l - lungimea lingurii macaralei;

$l_1 + \frac{D_0}{2}$ - lungimea brațului de pîrghie al mașinii de c.c. cu stator basculant;

- \bar{M} - cuplul mașinii ml ;
 \bar{M}_f - cuplul produs de FM ;
 \bar{M}_r - cuplul rezistent util raportat la arborele mașinii ml ;
 $\Delta \bar{M}_f$ - cuplul rezistent datorită frecărilor ;
 $(M_f)_{sm}$ - valoarea staționară maximă a cuplului de frînare ;
 \bar{M}_{rT} - cuplul rezistent util la arborele tóbei ;
 \bar{M}_{rp} - cuplul rezistent al pompei REH ;
 \bar{M}_{rpN} - cuplul rezistent al pompei la viteza unghiulară nominală Ω_{rN} ;
 \bar{M}_{r0} - cuplul rezistent al pompei cînd rotorul este în repaus ;
 \bar{M}'_o, \bar{M}'_k - cuplul de pornire și cuplul maxim al motorului REH ;
 \bar{M}_{l0}, \bar{M}_l - cuplul de pierderi, respectiv cuplul dezvoltat de mașina de c.c. cu sator basculant ;
 $\Delta M_r(t), \Delta M(t), \Delta M_f(t), \Delta \Omega(t)$ - variația în timp a cuplului rezistent, a cuplului motor, a cuplului de frînare și respectiv a vitezei unghiulare a mașinii de acționare ;
 $\Delta M_r(s), \Delta M(s), \Delta M_f(s), \Delta \Omega(s)$ - transformatele Laplace ale mărimilor $\Delta M_r(t), \Delta M(t), \Delta M_f(t)$ și $\Delta \Omega(t)$;
 δM_r - mărimea treptei cuplului rezistent ;
 $m = m_p + m_f$ - masa pistonului, a elementelor conectate la acesta, precum și masa lichidului din cilindrul de lucru ;
 m_λ - masa punctului material λ ;
 N_2 - numărul de spire pe o fază pentru înfășurarea rotorică a mașinii ml ;
 \bar{N}_1, \bar{N}_2 - forțele normale de apăsare a saboșilor pe discul de frînă ;
 $\bar{\mu}N_1, \bar{\mu}N_2$ - forțele de frecare exercitate de FM ;
 n_r - turația motorului REH (m2) ;
 n_{rN} - turația nominală a motorului REH ;
 n_{rol} - turația cîmpului magnetic învîrtitor al motorului m2 ;
 n_s - turația specifică ;
 Q - debitul volumic ;

- Q_1, Q_2 - debitul pompei REH la $f = f_{01}$ și $f = f_{02}$;
- P_a, P_N - puterea la arbore și nominală a motorului m2;
- \bar{P}_1, \bar{P}_2 - forțele orizontale în punctele de articulație O_1' și O_2' ale pîrghiilor 1 și respectiv 2 de la FM;
- P_{elm1}, P_{elm2} - puterile absorbite de motorul REH la $f = f_{01}$ și $f = f_{02}$;
- p_{at} - presiunea atmosferică;
- p_r - numărul perechilor de poli ai mașinii m2;
- Δp_1 - variația de presiune la mișcarea fluidului prin conducta cu ventil de reglare;
- p_1 - presiunea pe suprafața inferioară a pistonului;
- $p_1 - (\Delta p)_{pist.}$ - presiunea pe suprafața superioară a pistonului;
- $(\Delta p)_{pist.}$ - diferența de presiune între cele două suprafețe ale pistonului;
- $\bar{p}_x, \bar{p}_y, \bar{p}_z$ - componentele tensorului momentului de inerție după vectorii unitari $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$;
- \bar{R}_f - vectorul de rază al discului de frînă;
- $\bar{r}_{c\lambda}$ - vectorul de poziție;
- r_{τ} - rezistența specifică de frecare în garnitura de etanșare;
- S_1, S_2, S_3, s_1 - secțiuni ale camerei de compresie și respectiv de trecere în punctele 1, 2, 3, 1.;
- $s = \frac{\Omega_1 - \Omega}{\Omega_1}$ - alunecarea mașinii m1;
- s_{xN} - alunecarea pe caracteristica artificială corespunzătoare rezistenței $R_2 + R_x$ pentru circuitul rotoric, la care corespunde cuplul nominal M_N ;
- s_r - alunecarea motorului REH (m2);
- $\bar{T}_c = \bar{i} \cdot \bar{p}_x + \bar{j} \cdot \bar{p}_y + \bar{k} \cdot \bar{p}_z$ - tensorul momentului de inerție;
- $T_m = \frac{J}{(K_f^* + K_m)}$ - constanta mecanică de timp a sistemului de acționare cu mașină de inducție cu inele și FM autoreglabilă;
- \bar{t} - vector unitar tangențial;
- t_r, t_c - timpi de ridicare, respectiv coborîre a pistonului REH;

- U_1 - tensiunea din statorul mașinii m1 ;
 U_2 - tensiunea din rotorul mașinii m1 ;
 U_3 - tensiunea la bornele de ieșire de la transformatorul m3;
 U_{e2} - tensiunea indusă în înfășurarea rotorică a unei faze a mașinii m1 ;
 \bar{U}_1, \bar{U}_2 - vitezele tangențiale ale particulei de fluid;
 \bar{W}_1, \bar{W}_2 - vitezele relative ale particulei de fluid față de pereții canalului;
 \bar{V}_1, \bar{V}_2 - vitezele absolute ale particulei de fluid;
 $\bar{V}_{2r}, \bar{V}'_{2r}$ - componentele radiale ale vitezei absolute, pentru cele două diametre de la ieșire (dacă se schimbă frecvența).

Indici

- i - la diametrul interior D_i ;
 e - la diametrul exterior D_e ;
 m - la diametrul D_{e2m} , unde indicele "m" indică mărimea modificată (dacă se schimbă frecvența) ;
 1 ; 2 - la frecvența $f_{01} = 50$ Hz și $f_{02} = 60$ Hz ;
 (1), (2) - punct de intrare respectiv de ieșire a fluidului de lucru din rotorul pompei REH ;
 "s" - mărimile vitezelor la ieșirea din rotor, în cazul când diametrul rotorului pompei se modifică ;
 $v = \frac{dh}{dt}$ - viteza pistonului REH ;
 v_0 - viteza inițială a pistonului ;
 v_{M1} - vitezele medii în secțiunile S_1, \dots, s_1 ;
 \bar{v}_λ - viteza punctului material cu masa m_λ ;
 W_{cs} - energia cinetică a mecanismului de ridicare ;
 $W(s) = \frac{\Delta \Omega(s)}{\Delta M_r(s)}$ - funcția de transfer ;
 z - numărul ramurilor de funie ale palanului ;
 α - unghiul format de viteza tangențială \bar{U} și viteza absolută \bar{V} ;
 $\alpha_{1,2}(t)$ - unghiul de ridicare a lingurii macaralei în plan vertical ;
 β - unghiul format de viteza relativă \bar{W} și sensul nega -

tiv al vitezei tangențiale \bar{U} ;

$\beta_s \in [2;3]$ - coeficient de siguranță al frânei mecanice;

γ - greutatea specifică a fluidului de lucru;

δ - grosimea paletelor;

$\delta^2 = \frac{\Delta F_{Gf}}{F_{pN}}$ - raportul dintre forțele rezistive plus greutatea elementelor cuplate cu pistonul REH și forța nominală dezvoltată de pompă;

$\Delta A_T, \Delta \Omega_n$ - creșterea finită a lucrului mecanic efectuat de greutatea \bar{G} , respectiv a vitezei unghiulare a arborelui cu număr de ordine n ;

$\varepsilon_m = \frac{\Delta \Omega_{1x}}{\Delta t}$ - accelerația unghiulară medie la arborele motor;

Φ - fluxul polar al mașinii ml;

$\varphi = \text{arc tg } \frac{\Omega_{ro}}{M}$ - constantă;

Ψ - coeficient de sarcină;

$\sum_{loc i}$ - coeficienți de rezistență locală în curgerea fluidului prin camera de trecere;

λ_i - coeficient de pierderi distribuite sub sarcină;

ρ - densitatea fluidului;

ρ_d - distanța de la vârful vectorului $\bar{r}_{c\lambda}$ la axa de rotație cO_1 ;

$\rho_a, \rho_b, \rho_c, \rho_r$ - coeficienți de rigiditate ai arcurilor "a, b, c, și r" ;

ρ_2 - coeficient ce ține seama de grosimea paletelor pompei REH;

η_a - factorul de calitate al articulației timoneriei FM;

η_{m1}, η_{m2} - randamentul motorului REH la $f=f_{o1}$ și $f=f_{o2}$;

η_{p1}, η_{p2} - randamentul pompei la $f=f_{o1}$ și $f=f_{o2}$;

η_{h1}, η_{h2} - randamentul hidraulic al pompei la $f=f_{o1}$ și $f=f_{o2}$;

- η_{v1}, η_{v2} - randamentul volumetric al pompei la $f=f_{o1}$ și $f=f_{o2}$;
- η_p - randamentul pompei REH;
- η_{tr} - randamentul transmisiei;
- μ - coeficient de frecare de alunecare;
- $v_{1,n}$ - raport de transmisie al reductorului de la mecanismul de ridicare;
- $v_{1,2}$ - raport de transmisie al mecanismului de rotire al lingurii macaralei;
- Ω_1, Ω - viteza unghiulară a câmpului magnetic învârtitor, respectiv a rotorului maginii m1;
- Ω_2 - viteza unghiulară a lingurii macaralei în jurul axei fixe cu vector unitar $\vec{\delta}_c$;
- Ω_r - viteza unghiulară a rotorului motorului m2 (a rotorului pompei REH);
- Ω^* - viteza unghiulară pe caracteristica de microviteză corespunzătoare punctului de funcționare staționar;
- Ω_{r1}, Ω_{r2} - vitezele unghiulare ale rotorului pompei REH la $f=f_{o1}$ și $f=f_{o2}$;
- $\Omega_I, \Omega_{II}, \Omega_{III}$ - vitezele unghiulare ale maginii de acționare la oprirea mecanismului de ridicare, pentru cele trei etape de funcționare ale REH;
- Ω'_k - viteza unghiulară a motorului m2, corespunzătoare cuplului M'_k ;
- Ω_{1x} - viteza unghiulară în perioada pornirii maginii de acționare a MR.

INTRODUCERE .^x

- a. Importanța cercetării modificării turăției mașinii de inducție cu inele prin instalație de frânare autoreglabilă comandată prin ridicător electro - hidraulic.

Mașina de inducție cu inele cuplată cu sistem de frânare autoreglabil, comandată printr-un REH, a fost introdusă încă din anul 1938 de firma AEG pentru acționarea electrică a instalațiilor de ridicat și transportat.

În ultimele patru decenii, s-a impus atenției specialiștilor o schemă cu REH, datorită faptului că acestea pot servi la comanda FM și sînt folosite în instalații de acționare atît ca frînă de reglare în vederea realizării unor caracteristici de microviteză stabile, cît și ca frînă de oprire și de menținere în stare imobilă a mecanismelor.

Datorită mecanizării și automatizării proceselor tehnice, REH se mai folosesc la următoarele instalații industriale :

-
- x În cele ce urmează se folosesc prescurtările :
- AE - acționare electrică ;
 - MIE - mașină de inducție cu inele ;
 - REH - ridicător electrohidraulic ;
 - MREH - motor electric de acționarea al ridicătorului electrohidraulic ;
 - MEA - motor electric de acționare ;
 - PRT - pod rulant de turnare ;
 - FM - frînă mecanică ;
 - A - anexă ;
 - [] - lucrări elaborate de alți autori menționate în bibliografie ;
 - / / - lucrări elaborate de autor menționate în bibliografie .

- mașini unelte (prese, ștanțe, mașini de perforat, foarfeci, etc.) ;
- dispozitive de stivuire, de sortare, de sudare, de turnare, de prindere rapidă, de presare ;
- acționarea dispozitivelor de basculare, de descărcare a benzilor rulante de transport, a mașinilor de extracție miniere și altele.

Data fiind importanța sistemelor de frînare mecanice autoreglabile din cadrul instalațiilor de acționare cu MIE care deservește diferite procese tehnice moderne, în țări dezvoltate industrial ca : Japonia, R.F.G., Suedia, U.R.S.S., S.U.A., Anglia, Franța, Elveția și altele, se caută să li se asigure acestor aparate parametri funcționali ridicați, rezistență la uzură și deplină siguranță în funcționare.

Studiul și determinarea caracteristicilor de funcționare ale REH, precum și alte date caracteristice sistemului de frînare autoreglabil sînt utile atît în activitatea de proiectare în vederea realizării de microviteză în raport 1 : 4, cît și pentru fabricarea lor în cadrul întreprinderilor constructoare.

Plecînd de la documentele Congresului al XII-lea al partidului, îndeosebi de la Programul - Directivă de cercetare științifică, dezvoltarea tehnologică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981 - 1990, considerăm că problema construirii unor instalații cu mașini de inducție cu inele și sistem de frînare autoreglabil pentru acționarea mecanismelor podurilor rulante și a macaralelor, precum și a mașinilor de extracție miniere, răspunde necesității de " realizarea de componente și produse cu performanțe ridicate, care să asigure promovarea largă, în toate ramurile economiei naționale, a automatizării complexe. " x 1

În Raportul la cel de al XII-lea Congres al Partidului Comunist Român, tovarășul secretar general Nicolae Ceaușescu arăta că " industria constructoare de mașini

x 1. Programul - Directivă de cercetare științifică, dezvoltare tehnologică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981 - 1990 și direcțiile principale pînă în anul 2000.
Editura politică București, 1979, p.19.

va continua să fie ramura cu cea mai dinamică dezvoltare, crescînd într-un ritm de aproape 12 la sută anual. Industria electronică și electrotehnică va cunoaște o creștere de circa 13 la sută anual, iar producția de mașini unelte va spori, pe cincinal, de 2,2 ori . " x 2

Alături de sarcinile privind creșterea volumului de producție, cerințele economiei naționale în continuă dezvoltare impun ridicarea calității utilajelor, la nivelul celor mai înalte cuceriri ale gândirii științifice și tehnice pe plan mondial.

Acestea sînt probleme foarte importante de care trebuie să ținem seama în proiectare, în vederea realizării de utilaje, instalații și echipamente cu consumuri energetice diminuate și cu performanțe tehnice ridicate.

Se constată pe plan mondial că beneficiarii care folosesc astfel de sisteme de acționare sînt interesați și urmăresc în ce măsură ofertele făcute satisfac noile cerințe impuse de creșterea eficienței și siguranței în exploatare.

Considerăm că aceste cerințe constituie criterii de competitivitate ale sistemelor automate de acționare electrică pe plan mondial.

Considerarea acestor aspecte la elaborarea soluțiilor de scheme electrice pentru acționarea mecanismelor mașinilor de ridicat și transportat asigură produselor calitatea de " marketing " care impune orientarea întregii activități prin prisma cerințelor beneficiarilor.

x 2. Nicolae Ceaușescu. Raport la cel de al XII-lea Congres al Partidului Comunist Român. Editura politică București , 1979, p. 29.

b. Actualitatea problemei. Necesitatea cercetării.

Cu scopul de a satisface cerințele arătate, în continuare se prezintă tipurile de REH fabricate de firme străine și în țara noastră, instalațiile electrice de ridicat, precum și principalele lucrări întreprinse în aceste direcții.

În tabelul o.1 din anexă sînt arătate tipurile de REH construite de întreprinderi străine și în țara noastră.

În țara noastră se remarcă preocuparea Centrului de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru mașini de ridicat și transportat uzinal (C.C.S.I.T.M.R. T.U.) Timișoara și a Întreprinderii mecanice Timișoara (I.M. T.) de a ridica performanțele tehnice și de a extinde gama de fabricație a acestor aparate, care să deservească atât utilaje din țară cît și cele trimise la export.

Se remarcă însă faptul că REH cu înălțimea de ridicare de 10, 12 și 16 cm. execuție normală nu se fabrică la noi în țară, iar pentru tipurile din construcția curență nu există un studiu complet efectuat pentru proiectare și pentru caracteristici de funcționare.

Pe de altă parte însă se observă că REH în execuție antigrizutoasă, pentru funcționare în mediu marin și oceanic nu se fabrică încă la noi în țară.

Pentru construcția de noi tipuri de REH, precum și pentru ridicarea performanțelor tehnice și energetice a celor din producția curență, trebuie elaborat un studiu de fundamentare tehnică care să ne permită atât proiectarea cît și exprimarea analitică a caracteristicilor funcționale, ținînd seama de valoarea precisă a unor parametrii care intervin în calculul și proiectarea acestor aparate.

Acest studiu este necesar și pentru îmbunătățirea funcționării REH, în instalațiile electrice de ridicat și transportat la cele două frecvențe industriale uzuale de 50 Hz și de 60 Hz.

În literatură nu sînt prezentate metode de proiectare a REH care să permită un studiu funcțional în instalații de acționare, cu precizia pe care o admite actualul

nivel al tehnicii.

Aceste concluzii au stat la baza definitivării temei pentru prezenta teză.

În tabelul 0.2 din anexă este prezentată situația sinoptică a principalelor scheme de modificare și reglare a turației mașinilor electrice, utilizate de principalele firme producătoare de utilaj de ridicat și transportat, precum și unele concluzii care se desprind din această situație.

Cu A s-a notat costul etalon (costul de 480.000 lei) pentru cea mai ieftină schemă de acționare a unui mecanism de ridicare cu datele : sarcina nominală 2.000 kN, viteza de ridicare 2,5 m/min., puterea motorului 110 kW.

Din situația prezentată se desprind următoarele concluzii :

1. Pentru acele poduri rulante care trebuie să realizeze diagrame de funcționare într-un timp cât mai scurt, în vederea obținerii unor productivități mari, este necesar ca turația motorului să fie ridicată iar variația turației în timpul fenomenelor tranzitorii să fie continuă și controlată. În acest caz se recomandă, pentru acționarea mecanismului, schemele electrice - c, d, e, f - cu reglări a vitezei [84] , [101] , [124] , [129] , [141] ; [82] , [85] , [102] , [141] , [150] ; [18] , [78] , [87] , [90] , [100] , [123] , [124] , și [53] , [77] , [87] , [124] , [147] . Aceste scheme au însă dezavantajul că prezintă un cost ridicat, iar schemele d și f au un grad de fiabilitate redus și necesită pentru întreținere și exploatare un personal cu o calificare ridicată.

2. Podurile rulante metalurgice și siderurgice grele, cu destinație deosebit de importantă pentru economie, folosesc în mare măsură pentru acționarea mecanismelor scheme electrice obișnuite, de curent alternativ, cu mașini de inducție cu inele [87] , [95] , [101] , [110] , [123] , [124] , [147].

3. Podurile rulante de montaj, macaralele pentru șantiere navale, macaralele portal cu parte rotitoare, unele poduri rulante metalurgice și siderurgice precum și unele macarale utilizate în centrale nucleare folosesc pentru acționarea mecanismelor scheme electrice de curent alternativ cu mașini de inducție cu inele cuplate cu sistem mecanic de frînare și comandate prin REM reglabile [80] , [81],

[86] , [124] , [136] , [141] , Aceste scheme asigură o caracteristică naturală și una sau două caracteristici artificiale rigide, în domeniul turațiilor joase în raportul $\Omega_{\min}/\Omega_N \in \left[\frac{1}{5}, \frac{1}{4}\right]$ la un cost mai redus, ușor de întreținut și în condiții de siguranță mărită în exploatare.

4. În construcții moderne de instalații de ridicat și transportat, firme constructoare din țări avansate economic folosesc în proporție de 80 - 85 %, la schemele electrice prezentate, pentru oprirea mecanismelor și pentru frâna de reținere, FM cu doi saboți comandată prin REH [78] , [80] , [85] , [86] , [87] , [90] , [113] , [114] , [124] .

Dezavantajul schemei formate din MIE cuplată cu sistem de frînare mecanic autoreglabil comandat prin REH este legat de uzura destul de mare a frânei. Prin construirea unor sisteme de frînare cu mare rezistență la uzură, dezavantajul menționat este eliminat treptat, iar datorită calității deosebite ale MIE, această schemă electrică este folosită de întreprinderi constructoare din țara noastră și de firme din țări dezvoltate economic și cu experiență în construcții de utilaje de ridicat și transportat.

În tabela 03 din anexă sînt date unele din principale lucrări apărute cari se înscriu în tematica lucrării, ordonate pe probleme.

Scopul principal al cercetărilor teoretice și experimentale efectuate este elaborarea unei metode de proiectare a REH, în vederea ridicării calității și competitivității, precum și a unui studiu pentru rezolvarea unor probleme noi și importante din cadrul sistemelor de acționare electrică cu MIE și frînă mecanică autoreglabilă, întîlnite frecvent în practica industrială dar tratate sumar în literatura de specialitate. Studiul acestor probleme se înscriu în acțiunea de orientare a cercetărilor în direcția de economisire de metal și energie electrică prin dimensionarea riguroasă a sistemului de acționare.

c. Contribuțiile autorului la studiul modificării turației mașinii de inducție cu inele prin instalație de frânare autoreglabilă cu REH.

Conținutul prezentei teze de doctorat este cuprins în 4 capitole, o anexă, introducere și bibliografie.

În cadrul prezentei teze s-au studiat trei probleme legate de modificarea turației mașinii de inducție cu inele prin frânare autoreglabilă cu REH.

În cap. 1 se prezintă contribuții la studiul pentru proiectarea REH precum și pentru determinarea datelor caracteristice în vederea funcționării lor la cele două frecvențe industriale (50 Hz și 60 Hz).

În cap. 2 se aduc contribuții originale cu privire la utilizarea tensorului în dinamica acționărilor electrice și la determinarea prin calcul a mărimilor din ecuația mișcării.

În cap. 3 se aduc contribuții originale privind studiul cu ajutorul ordinatorului a pornirii și opririi mașinii de inducție cu inele și EM autoreglabilă, în cazul acționării mecanismelor de ridicat, și se studiază problema stabilității acestui sistem în cazul general, precum și în cazul încărcării mașinii cu un cuplu rezistent sub formă de treaptă.

În cap. 4 este prezentat standul universal, conceput și realizat de autor, și rezultatele experimentale ce validează investigațiile teoretice. S-au efectuat încercări în regim static și tranzitoriu pe REH, pe frâne mecanice autoreglabile și asupra instalației de acționare a mecanismului de ridicare de la podul rulant de turnare T. 143.

Anexa cuprinde principalele date tehnice legate de teza de față, organigramă de calcul, date de intrare pentru determinarea mărimilor studiate și unele rezultate obținute.

Contribuțiile originale aduse de autor sînt următoarele :

1. Elaborarea unei metode de calcul a caracteristicilor care intervin la proiectarea pompelor REH ;
2. Calculul forțelor, a variației de presiune în lungul conductei de trecere a fluidului și a pierderilor de sarcină în funcție de coeficienți caracteristici pompelor și de elementele constructive ale REH ;
3. Calculul caracteristicilor funcționale ale REH în regim staționar ;
4. Determinarea relației optime pentru noul diametru de la ieșire, în vederea funcționării REH la cele două frecvențe industriale (50 Hz și 60 Hz) ;
5. Determinarea ecuației mișcării pistonului REH și elaborarea unei metode generale de integrare ;
6. Elaborarea algoritmilor de calcul pentru studiul comparativ al regimurilor tranzitorii la REH ;
7. Exprimarea ecuației mișcării sub formă vectorială pentru cazul cel mai general, luând în considerare că între mașina de lucru și cea de acționare există o transmisie de tip cardanic ;
8. Punerea în evidență a conținutului fenomenologic al momentului de inerție și elaborarea unei metode de determinare experimentală a momentului de inerție axial al unui mecanism de ridicare ;
9. Elaborarea algoritmilor de calcul ale cuplului de frînare al frânelor mecanice autoreglabile, comandate prin REH, în cadrul schemei de acționare cu mașină de inducție cu inele ;
10. Studiul cu ajutorul ordinatului a ecuației mișcării la pornirea și oprirea mașinii de inducție cu inele și frână mecanică autoreglabilă, în cazul acționării mecanismelor de ridicat ;
11. Studiul stabilității mașinii de inducție cu inele și sistem de frînare autoreglabil de la acționarea mecanismelor de ridicat ;
12. Conceperea și realizarea unui stand cu funcțiuni multiple pentru încercarea în regim static și tranzitoriu al REH, a frânelor mecanice autoreglabile și a schemei electrice de acționare cu mașină de inducție cu inele și frână autoreglabilă ;
13. Stabilirea unei metode de determinare experimentală a caracteristicilor funcționale ale REH, având drept

scop verificarea ipotezelor de calcul inițiale și a rezultatelor teoretice obținute ;

14. Stabilirea unei noi metode de determinare, pe baza unor încercări experimentale, a mărimilor fizice (η_a, μ) la frâne mecanice, în funcție de factorii mai importanți ce intervin în regimul de frânare ;

15. Stabilirea unei metode de determinare a cuplului de frânare al frânei mecanice autoreglabile comandată prin REH.

d. Valorificarea cercetării.

Tema prezentei teze constituie preocupările autorului pentru rezolvarea unor probleme importante de acționări electrice, cu mașină de inducție și EM autoreglabilă, întâlnite în practica industrială, dar netratate sau tratate sumar în literatura de specialitate.

În anexa A. 04 se enumeră contractele de colaborare cu întreprinderi beneficiare din țară, încheiate în perioada 1967 - 1981, la care s-au utilizat rezultatele teoretice și experimentale ale prezentei lucrări.

Anexele A. 05 - A. 09 atestă, prin aprecierea beneficiarilor, aplicarea cercetării în producție, deci valorificării pentru economia națională.

În cadrul convenției cu Întreprinderea mecanică din Timișoara / 57 /, s-au rezolvat teoretic și aplicativ următoarele probleme :

- determinarea prin calcul a parametrilor de lucru ai pompelor, a relațiilor dintre aceste mărimi și datele de catalog ale REH (pct. 1.4) ;

- cercetări experimentale cu privire la caracteristicile funcționale ale REH și la solicitarea termică a motorului de acționare a pompei (pct. 4.2.3 ; 4.2.7).

Rezultatele cercetării s-au concretizat în propuneri pentru ridicarea calității și a performanțelor funcționale ale unor REH fabricate, la I.M.T.

În cadrul contractelor cu C.C.S.I.T.M.R.T.U. Timișoara / 58 / și / 68 /, au fost rezolvate următoarele probleme :

- stabilirea unor relații între înălțimea de pompare, debit, putere și dimensiuni geometrice ale pompei prin intermediul coeficientului de sarcină și a frecvenței tensiunii ;

- determinarea relației optime pentru noul diametru de la ieșire (D_{2m}), al rotorului pompei și stabilirea încărcării în așa fel încât funcționarea motorului pompei să aibe loc cu parametrii energetici cât mai buni, în condițiile realizării unor caracteristici funcționale ridicate pentru REH ;

- s-au determinat expresiile analitice pentru mărirea forței hidraulice și mărirea forței de frînare, când REH funcționează în regim tranzitoriu ;

- s-au determinat cursa h funcție de timp la pornirea și oprirea REH, plecând de la ecuația mișcării pistonului ;

- s-a stabilit viteza unghiulară funcție de timp, pe treapta de microviteză la acționare, plecând de la ecuația mișcării sistemului de acționare cu FM autoreglată comandată prin REH.

Pe baza rezultatelor teoretice și experimentale ale lucrării /58/, I.M.T. a putut folosi REH de construcție indigenă și pentru poduri rulante care funcționează la frecvența de 60 Hz.

Prin cercetările efectuate în lucrarea /68/, C.C.S.I.T.M.R.T.U.T., a putut proiecta sistemul de acționare cu microviteză a mecanismului de deplasare a podurilor rulante de uz general, iar I.M.T. a executat un asemenea utilaj.

În cadrul contractului cu Întreprinderea Oțelul Roșu /67/, au fost rezolvate următoarele probleme :

- determinarea prin calcul și pe cale experimentală a caracteristicilor FM autoreglabile comandate prin REH ;

- elaborarea schemelor din cadrul standului de laborator, pentru încercat sisteme de acționare cu FM autoreglabile comandate prin REH.

Prin folosirea la macaralele siderurgice a unor FM și REH încercate, s-a mărit siguranța în funcționare a acestor utilaje și ca urmare a crescut productivitatea până la 10 %.

Autorul ține să mulțumească conducerii Intreprinderii mecanice din Timișoara, conducerii și colectivului de cercetare de la C.C.S.I.T.M.R.T.U. Timișoara și conducerii Intreprinderii Oțelul Roșu, pentru colaborarea și concursul generos acordat, în timpul realizării acestei lucrări, prin punerea la dispoziție a instalațiilor asupra cărora s-au efectuat studii și cercetări experimentale.

1. STUDIUL TEORETIC ASUPRA RIDICATOARELOR ELECTRO-HIDRAULICE UTILIZATE IN SISTEME DE ACTIONARE CU MASINI DE INDUCTIE CU INELE

1.1. Enunțul problemei

In cadrul acestui capitol se prezintă mai întâi soluțiile constructive ale REH, schema electrică de acționare cu mașină de inducție cu inele și sistem de frânare autoreglabil. In continuare se prezintă bilanțul energetic pentru funcționarea pompei REH și se scoate în evidență datele de proiectare și caracteristicile de funcționare ale acestor aparate la cele două frecvențe industriale (50 Hz; 60 Hz).

In partea a doua a acestui capitol se stabilește ecuația mișcării pistonului, sub formă generală, se prezintă o metodă de integrare și algoritme de calcul pentru studiul comparativ al regimurilor tranzitorii la REH.

In scopul măririi gradului de utilitate al lucrării se iau în considerare toate tipurile de REH și FM fabricate în țară, determinând relații care să permită calculul caracteristicilor funcționale ale acestor aparate în funcție de datele de proiectare. In același scop se prezintă comparativ și rezultatele obținute pe cale experimentală.

1.2. Construcția REH. Schema electrică de acționare

Un REH este prezentat schematic în fig.1.1.

La construcții mai noi, în locul arcurilor a și b din fig.1.1, se utilizează un singur arc de reglare r, ca în fig. 1,2, la care forța produsă de el este transmisă bolțului de cuplare a frânei 2, prin intermediul manșonului 1, ce poate aluneca pe tija de împingere 3.

In fig.1.3 este dată schema de conectare a MIE cuplată cu sistem de frânare mecanic autoreglabil comandat prin REH.

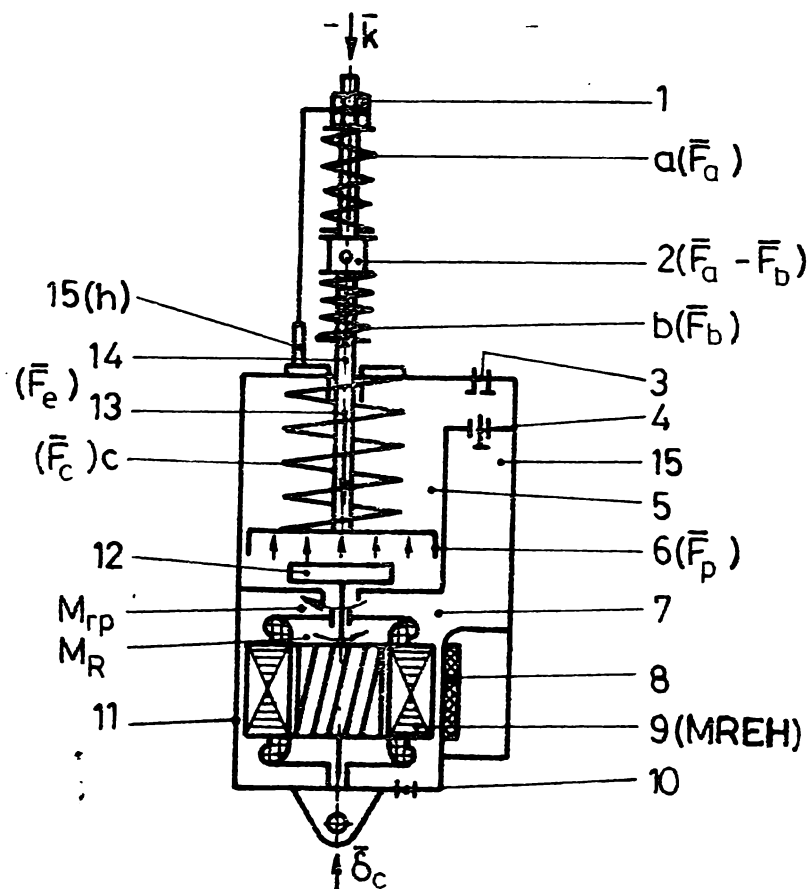


Fig.1.1. Schema ridicătorului electrohidraulic
 1- piuliță de fixare a manșonului; 2- cap de cruce; 3- orificiu de umplere; 4- dispozitiv de temporizare; 5- cameră de compresie; 6- piston; 7- spațiu de aspirație; 8- placă de borne; 9- motor asincron trifazat cu rotor în scurt-circuit (MREH); 10- orificiu de goli-re; 11- cilindru de lucru; 12- pompă; 13- tijă de ghidare; 14- tijă de împingere; a, b - arcuri de amortizare; c- arc de revenire (de frînare); 15- cameră de trecere a fluidului de lucru.

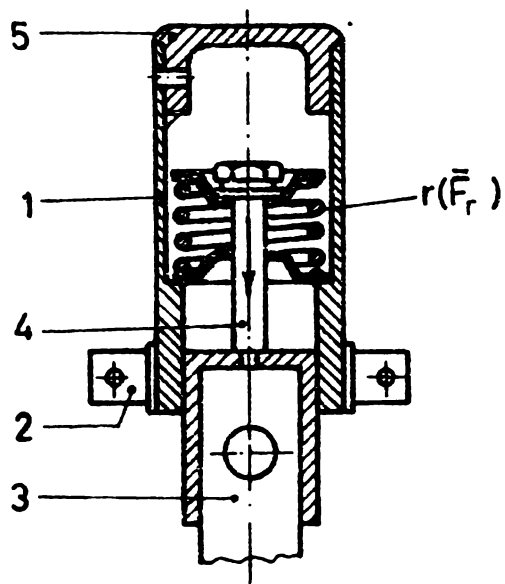


Fig.1.2. Manșon de cuplare a REH cu timoneria frânei.
 1- manșon; 2-bolț de cuplare; 3- tijă de împingere; 4- bolț de fixare a arcului r; 5- capac; r- arc de amortizare.

In cazul frînelor de oprire, REH poate fi prevăzut numai cu arcul c, iar motorul pompei este alimentat de la rețea prin contactele 1c cu tensiune constantă ca valoare și frecvență.

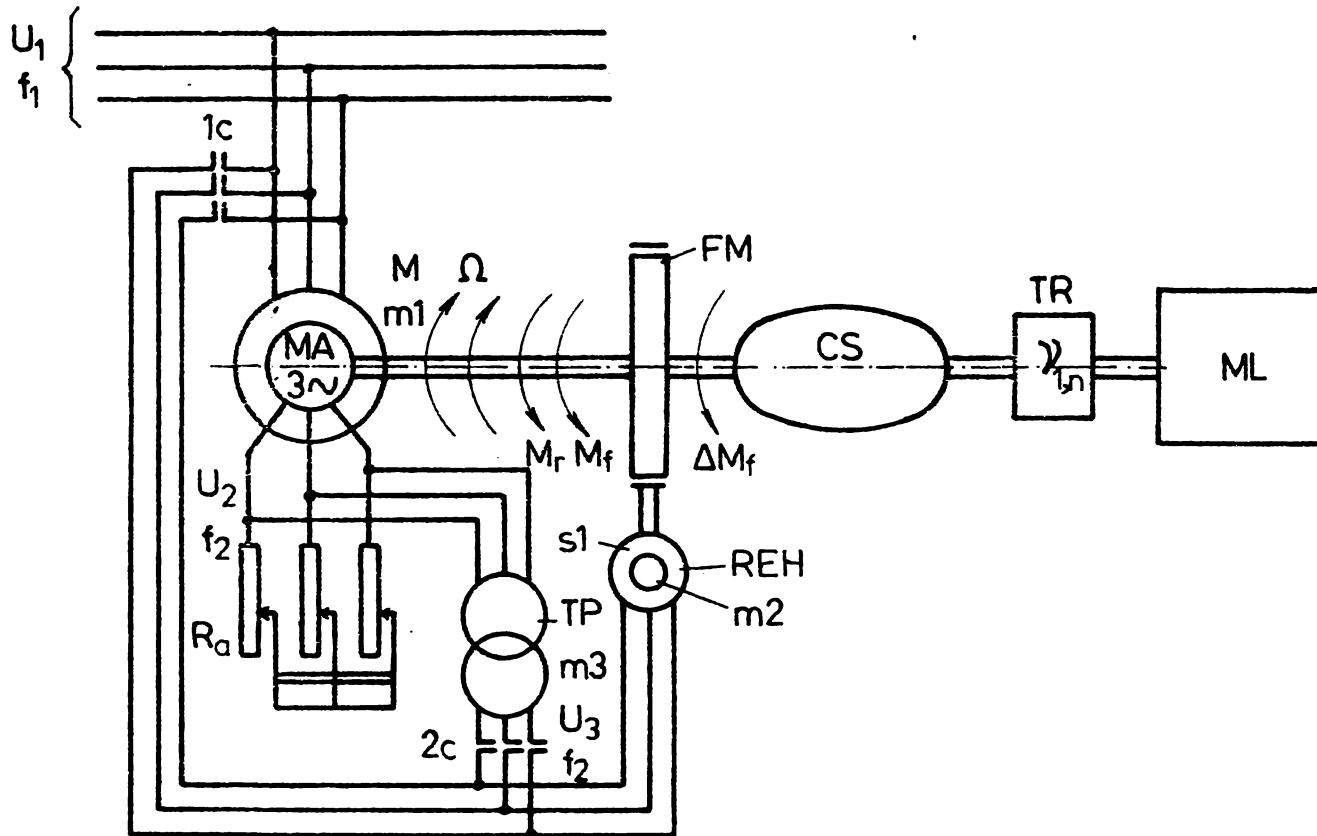


Fig.1.3. Schema de conectare a MIE cuplată cu sistem de frînare mecanic autoreglabil comandat prin REH:
 m1- mașină de inducție cu inele (MIE);
 m2- motorul REH; m3- transformator cu prize;
 TR- transmisie; ML- mașină de lucru; FM- frână mecanică; CS- corp solid nedeformabil; 1c, 2c - contactoare;
 Ra - rezistența reostatului; $\lambda_{1,n}$ - raport de transmisie al reductorului.

In cazul frînelor autoreglabile REH este prevăzut și cu arcurile de amortizare a, b și respectiv r (pentru amortizarea șocurilor la aplicarea frânei și a oscilațiilor cuplului de frînare datorită neuniformității tamburului frânei mecanice). Motorul pompei este alimentat din circuitul rotoric al mașinii de inducție, cu tensiune variabilă ca valoare și frecvență, prin contactele 2c și transformatorul T.P.

In schema din fig.1.3, s-a notat cu:

$U_1; f_1$ - tensiunea și frecvența din statorul mașinii m1;
 $U_2; f_2$ - tensiunea și frecvența din rotorul mașinii m1;
 U_3 - tensiunea la bornele de ieșire de la transformatorul m3;
 $\bar{M}; \bar{\Omega}$ - cuplul și respectiv viteza unghiulară la arborele mașinii m1;
 $\bar{M}_r; \bar{M}_f$ - cuplul rezistent util la arborele mașinii m1 și respectiv cuplul produs de frâna mecanică;
 $\Delta \bar{M}_f$ - cuplul rezistent datorită frecărilor.

Legătura mecanică între MIE și frâna mecanică pe de o parte, și legătura electrică între inelele mașinii și motorul REH pe de altă parte, constituie un sistem de frânare autoreglabil, prin care se realizează reglarea vitezei în circuit închis, cu o legătură rigidă inversă negativă de turație.

1.3. Caracteristicile funcționale ale REH

Caracteristicile de funcționare ale REH, în regim staționar, au ca expresii analitice relațiile în funcție de alunecarea s a mașinii m1, a tensiunii și a frecvenței rotorice, U_2 și respectiv f_2 , a turației motorului pompei n_r , a forței hidraulice \bar{F}_p a pompei care acționează asupra pistonului, a forței \bar{F}_c produsă de arcul "c", a forței de frânare \bar{F}_f transmisă timoneriei, a cursei de ridicare h a pistonului, adică:

$$U_2, f_2, n_r, \bar{F}_p, \bar{F}_c, \bar{F}_f, h = f_{1...7}(s) \quad (1.1)$$

Prin neglijarea căderii de tensiune în circuitul fazei rotorice, tensiunea la bornele rotorice a unei faze a mașinii principale m1 se poate exprima sub forma [12.p.73 + 75]; [27.p.122] :

$$U_2 \approx U_{e2s} = \pi \sqrt{2} k_B N_2 \phi f_2 = \pi \sqrt{2} k_B N_2 \phi f_1 s = s U_{e2} \quad (1.2)$$

Dacă tensiunea la bornele motorului m2 al REH diferă mult de tensiunea nominală, atunci tensiunea la bornele de ieșire din transformatorul m3 este:

$$U_3 = sk U_{e2} \quad (1.3)$$

unde:

k - este raportul de transformare al transformatorului m3 ;
 U_{e2} - t.e.m. indusă în înfășurarea rotorică și apare la inele când rotorul este în repaus și circuitul roto -

ric deschis;

k_B - factorul total de înfășurare;

Φ - fluxul polar al mașinii;

N_2 - numărul de spire pe o fază pentru înfășurarea rotorică a mașinii m_1 ;

f_1 - frecvența rețelei de alimentare.

Frecvența t.e.m. induse în înfășurarea rotorică a mașinii m_1 este :

$$f_2 = s f_1 , \quad (1.4)$$

unde prin s s-a notat alunecarea mașinii m_1 .

Dacă motorul REH este conectat la inelele mașinii de inducție m_1 , frecvența este f_2 , atunci turația motorului pompei REH, pentru alunecarea $s_r \approx 0$, se poate exprima sub forma:

$$n_r = n_{rol} = \frac{60 \cdot f_2}{p_r} \quad (1.5)$$

care cu f_2 din (1.4) devine:

$$n_{rol} = \frac{60 \cdot f_1}{p_r} s \approx n_{rN} s, \quad (1.6)$$

unde s-a notat:

n_{rol} - turația cîmpului magnetic învîrtitor al motorului m_2 ;

n_{rN} - turația nominală a rotorului motorului m_2 ;

p_r - numărul perechilor de poli ai motorului m_2 .

Mărimea forței de frînare F_f , transmisă timoneriei frînei, este [33.p.135] ; [93.p.372] ; și [99.p. 77-79] :

$$F_f = F_c - F_p \quad (1.7)$$

In cazul REH prevăzute cu arcuri "a, b, c" și respectiv "r și c" , mărimea forței de frînare se poate exprima și sub forma :

$$F_f = F_c - F_p = F_a - F_b = F_r , \quad (1.8)$$

unde F_a , F_b și F_r sînt mărimile forțelor de deformare a arcurilor "a, b, și r" .

In [94.p.122] și [116. p.8] forța hidrolică \bar{F}_p a

444 276 a
208 a

pompei REH, este exprimată doar prin intermediul unei legi de proporționalitate cu patratul turației pompei și anume:

$$F_p = k_r \cdot n_r^2 \quad (1.9)$$

În condițiile alimentării REH cu tensiune și frecvență nominale, constante, k_r are expresia:

$$k_r = \frac{F_{pN}}{n_{rN}^2} \quad (1.10)$$

unde F_{pN} este mărimea forței hidraulice nominale dezvoltată de pompa REH.

Din relațiile (1.9) și (1.10) se obține:

$$F_p = F_{pN} \left(\frac{n_r}{n_{rN}} \right)^2 \quad (1.11)$$

care împreună cu relațiile (1.5) și (1.6) conduc la expresia:

$$F_p \approx F_{pN} \cdot s^2 \quad (1.12)$$

Mărimile forțelor F_a , F_b , F_r și F_c dezvoltate de arcurile "a, b, r și c" sînt funcții de cursa de ridicare h a pistonului /74.p.372/ ; [93.p.127] și [99] :

$$\begin{aligned} F_a(h) &= F_{ao} - \varrho_a h ; \\ F_b(h) &= \varrho_b h ; \\ F_c(h) &= F_{co} + \varrho_c h ; \\ F_r(h) &= F_{ro} - \varrho_r h , \end{aligned} \quad (1.13)$$

în care:

F_{ao} , F_{co} , F_{ro} sînt mărimile forțelor inițiale de deformare a arcurilor (corespunzător cursei $h=0$, fig.1.1);

ϱ_a , ϱ_b , ϱ_c , ϱ_r - coeficienți de rigiditate.

Pentru calculul cursei "h" a pistonului REH, în lucrarea [94.p.123] se recomandă să fie îndeplinită condiția:

$$h(s) = \frac{\varepsilon F_{pN} - F_{co}}{\varrho_o} \quad (1.14)$$

unde $\varepsilon \in [1,2; 1,4]$.

În literatură există lucrări [113] ; [114] ; [142] și

[116] care prezintă graficul caracteristicilor statice ale REH, reprezentând:

$$F_p, F_f, F_c, U_2, f_2, n_r = f_{1...6}(s) \quad (1.15)$$

și $F_p, F_a, F_b, F_r, F_f = f_{1...5}(h)$.

În fig.1.4 și 1.5 sînt prezentate aceste caracteristici. Arcurile "a,b,c și r" se reglează ca în fig. 1.5.

Din relația (1.9) se vede că mărimea forței hidraulice F_p nu este exprimată în funcție de datele de proiectare și de dimensiunile principale ale pom-pelor REH.

Pentru generalizarea expresiei forței hidraulice F_p la toate tipurile de REH, este necesar să se exprime această mărime în funcție de date caracteristice care intervin la proiectarea pom-pelor: înălțimea de pompare H și diametrul exterior D_2 .

Pentru o cunoaștere mai completă a funcționării schemei este necesar încă

a se explicita expresiile pentru debitul Q , forța dinamică F_D ce accelerează fluidul prin secțiunea de strangulare, variația de presiune Δp_1 între intrarea și ieșirea din camera ventilului de reglare (temporizare) și respectiv pierderile de sarcină $\sum h_p$ pe acest traseu, în funcție de coeficienți caracteristici pom-pelor și de mărimi importante care intervin la proiectarea REH.

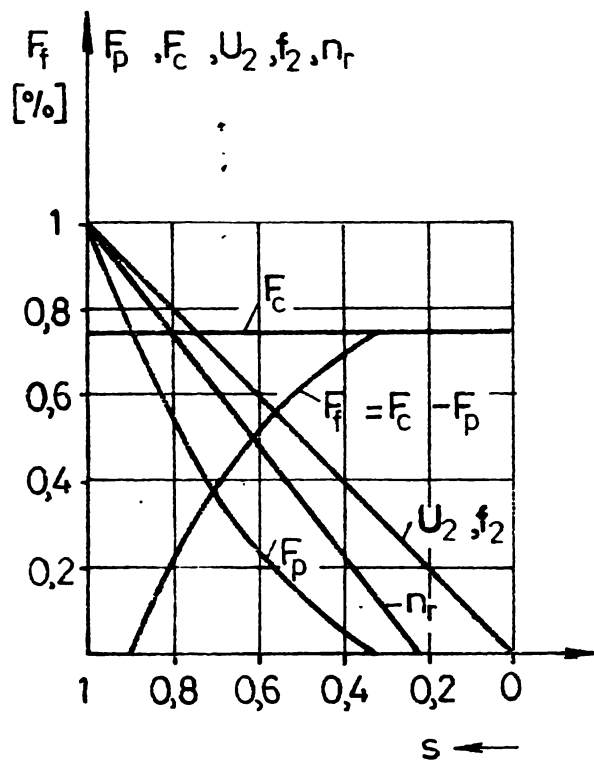


Fig.1.4. Caracteristicile statice ale REH.

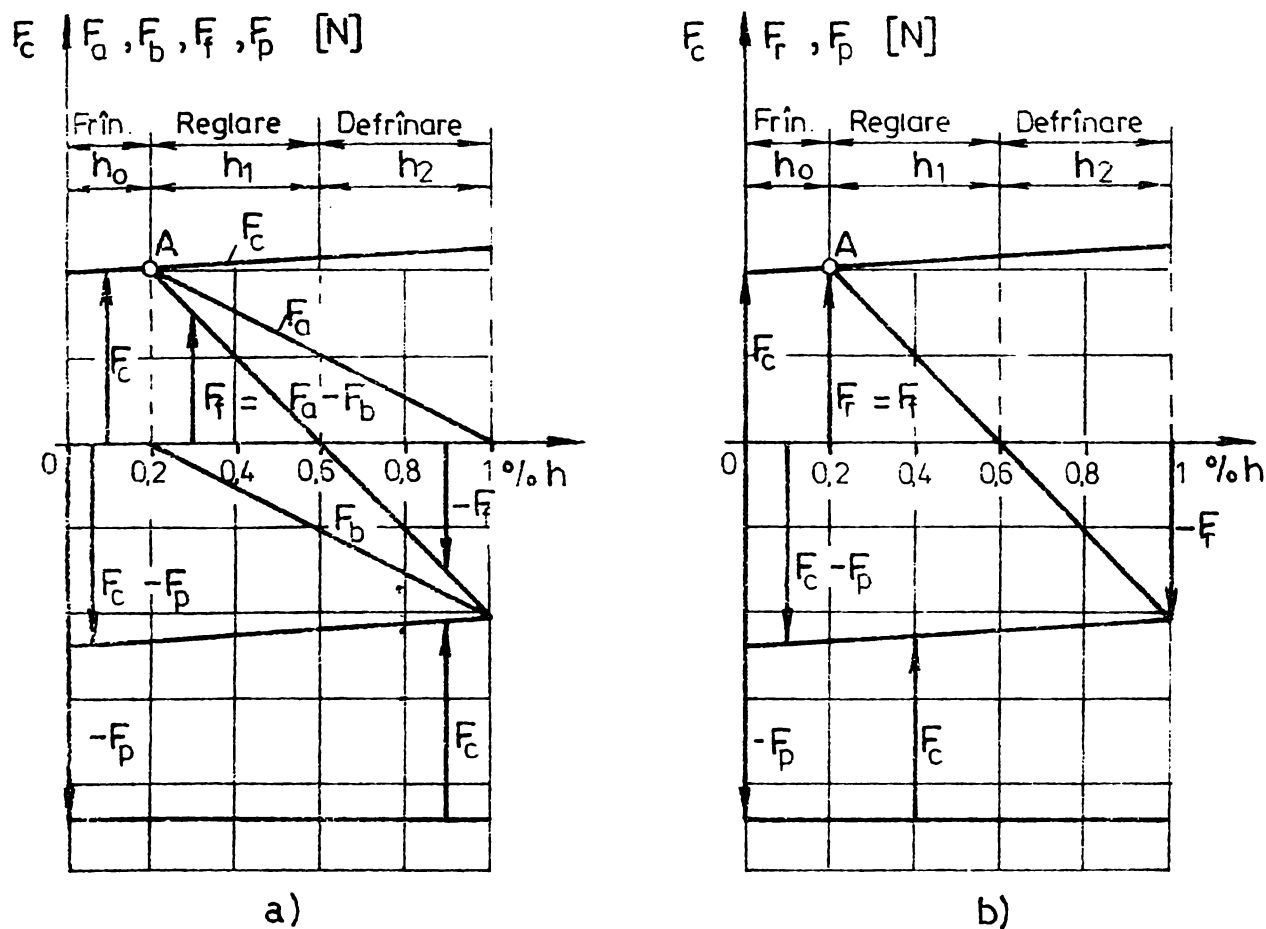


Fig.1.5. Dependența forțelor F_a , F_b , F_c , F_r , F_f și F_p de cursa de ridicare h :
a- REH cu arcuri "a,b,c"; b- REH cu arcuri "r,c" .

1.4. Calculul parametrilor de lucru ai pompelor ridicătoarelor electrohidraulice

În vederea proiectării REH, este necesară cunoașterea relațiilor de calcul pentru înălțimea de pompare H , debitul Q , variația de presiune Δp_i , pierderile de sarcină $\sum h_p$ și forța dinamică F_D ce accelerează fluidul de lucru prin secțiunea de strângulare, pornind de la forțele care apar la funcționarea aparatului.

În fig.1.6 se arată schema de principiu a unui REH și forțele care apar la funcționare /62.p. 166/ .

Circuitul lichidului la REH este arătat în fig.1.7.

Din fig. 1.7.b, se observă că pompa P_R aspiră fluidul de lucru la presiunea $p = p_{at}$ și-l refulează la presiunea p_1 .

Este de remarcat faptul că pentru obținerea unei stabilități a liniei de presiune trebuie controlată presiunea într-un punct din circuit fie prin presiunea atmosferică p_{at} , fie prin aducerea unei presiuni din exterior bine determinată.

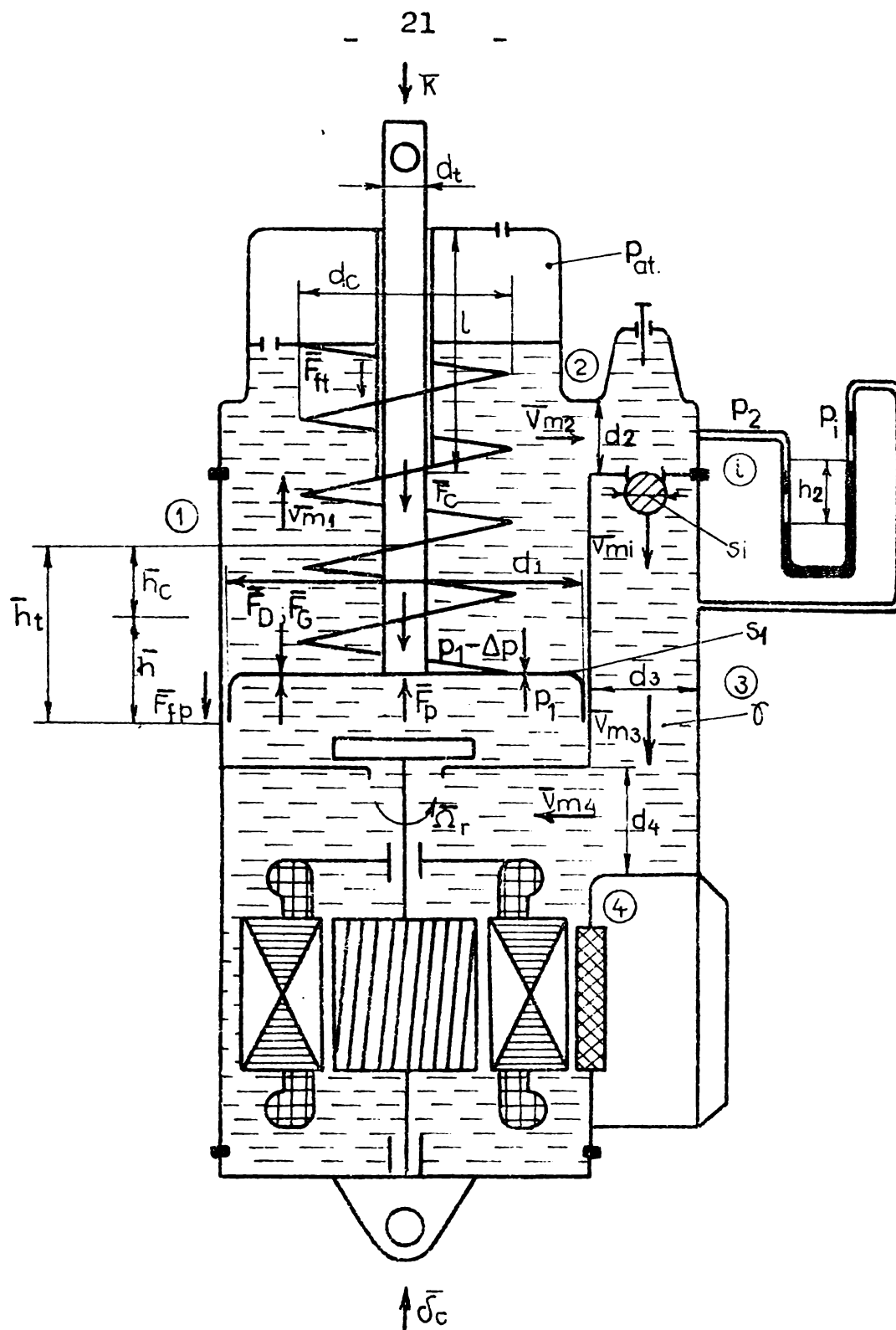


Fig.1.6. Reprezentarea schematică a REH.

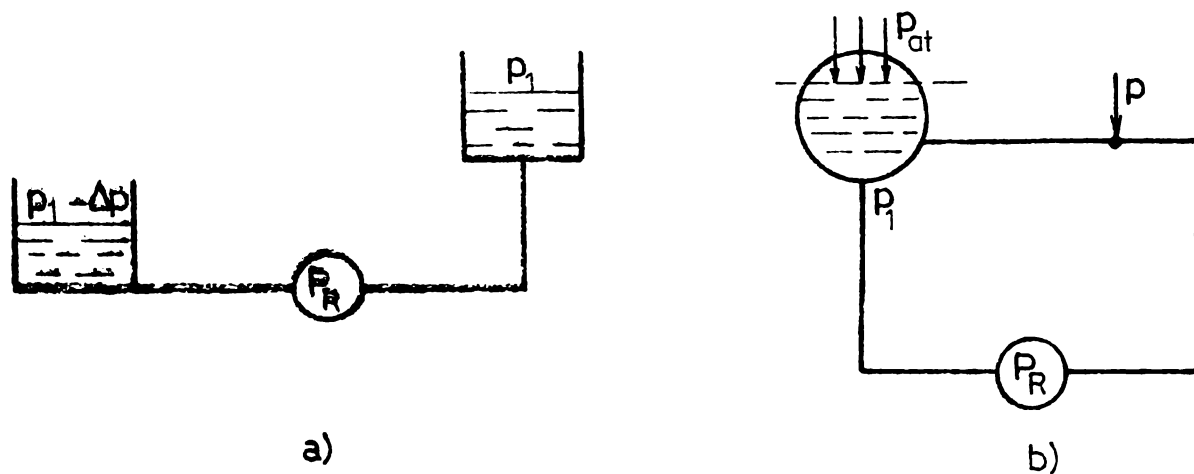


Fig.1.7. Circuitul lichidului la REH.

In fig.1.8, se prezintă variația parametrilor de lucru ai REH.

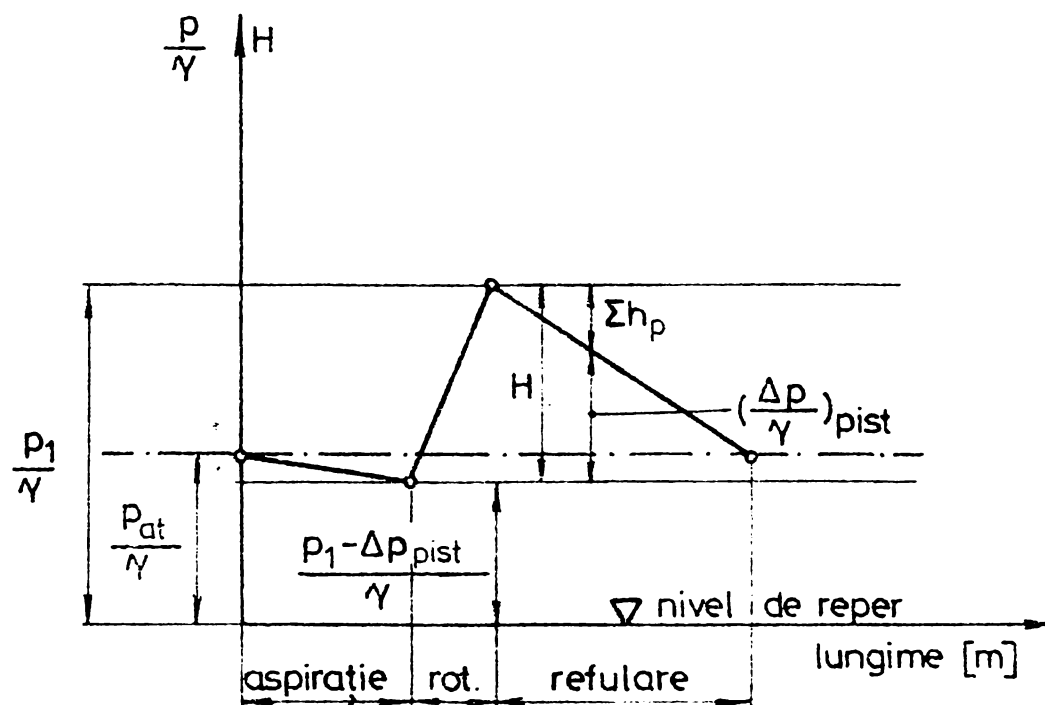


Fig.1.8. Variația presiunii în lungul circuitului parcurs de fluidul REH.

Schema hidraulică echivalentă a unui REH oarecare este prezentată în fig.1.9.

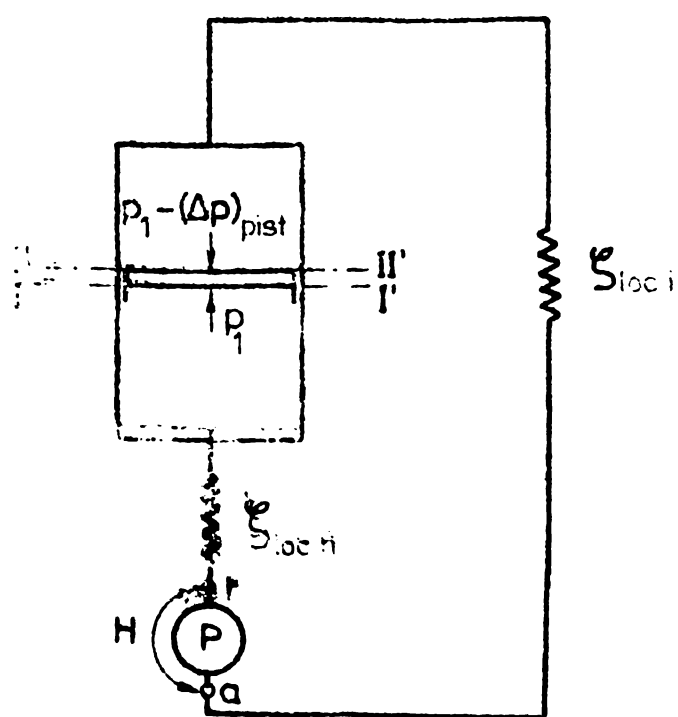


Fig.1.9. Schema hidraulică echivalentă a REH.

Se constată că REH poate fi considerat ca un perete (piston) care efectuează o mișcare de translație în ambele sensuri, datorită diferenței de presiune $(\Delta p)_{pist}$ a fluidului de lucru între cele două suprafețe ale pistonului.

Rezistențele hidraulice în curgerea fluidului prin camera de trecere cu ventil de reglare și la intrarea în spațiul de aspirație (fig.1.1) și (fig.1.6) sînt indicate în fig.1.9

prin coeficienții de rezistență locali, $\zeta_i = (\zeta_{loc.i} + \lambda_1 \frac{l_c}{D_c})$, [42.p.222 + 244], unde λ_1 este coeficientul de pierderi distribuite sub sarcină, $\zeta_{loc.i}$ - coeficientul rezistenței locale în secțiunea de strangulare, l_c și D_c sînt lungimea camerei de trecere și respectiv diametrul acesteia.

Scriind principiul conservării energiei, pentru fluidul de lucru în mișcare, pe circuitul echivalent al REH (fig. 1.9) rezultă /62. p.165/ :

$$H - \sum h_p = \frac{p_1}{\gamma} - \frac{p_1 - (\Delta p)_{pist.}}{\gamma} = \left(\frac{\Delta p}{\gamma} \right)_{pist.}, \quad (1.16)$$

$$\text{unde: } (\Delta p)_{pist.} = \frac{F + F_{fr}}{S_1} \quad (1.17)$$

Semnificația acestor notații este:

p_1 ; $p_1 - (\Delta p)_{pist.}$ - presiunea medie pe suprafața inferioară, respectiv superioară a pistonului; γ - greutatea unității de volum a fluidului; $\sum h_p$ - pierderile de sarcină; S_1 - secțiunea pistonului; F și F_{fr} - componentele forței hidraulice care echilibrează forțele masice, de inerție, forța arcului "c" și respectiv forțele rezistive care apar la deplasarea pistonului (1.21).

Pentru calculul forțelor F și F_{fr} , se folosește ecuația mișcării scrisă în forma generală /62. p.165/ :

$$\bar{F}_p - \bar{F}_c - \bar{F}_G + \bar{F}_{fp} + \bar{F}_{ft} - \bar{F}_D = m \frac{d^2 h}{dt^2} \bar{\delta}_c, \quad (1.18)$$

în care:

$$\begin{aligned} F_p &= k_r n_r^2; & F_c &= F_{co} + \rho_c h; \\ F_G &= \sum_{i=1}^n G_i; & F_D &= D \left(\frac{dh}{dt} \right)^2; \\ F_{ft} &= r_t \tau d_t l; \end{aligned} \quad (1.19)$$

În relația (1.18) s-a considerat ca pozitiv sensul vectorului unitar $\bar{\delta}_c$ (fig.1.1 și fig.1.6).

Expresiile (1.19) reprezintă:

F_G - mărimea forței datorită masei pistonului, a tijei, a timoneriei transmisă tijei și a fluidului de

lucru;

- F_c - mărimea forței produse de arcul "c";
- F_{fp} - mărimea forței de frecare dintre piston și cilindru determinată pe cale experimentală și are valoarea măsurată de 3 daN ;
- F_{ft} - mărimea forței ce corespunde frecării, produsă la deplasarea tijei, în garnitura de etanșare;
- F_D - mărimea forței dinamice care accelerează fluidul de lucru prin secțiunea de strangulare s_i (fig.1.6). Expresia pentru calculul acestei forțe este cea indicată în (1.28);
- D - coeficient ce depinde de pierderi locale și pierderi distribuite de sarcină;
- d_t, d_c, ℓ - diametrul tijei, diametrul de înfășurare al arcului "c" și respectiv lungimea garniturii de etanșare;
- r_{τ} - rezistența specifică de frecare ($r_{\tau} = 1 + 1,5 \text{ daN/cm}^2$);
- m - masa pistonului, a elementelor conectate la acesta precum și a lichidului din cilindru de lucru ($m = m_p + m_f$).

Tabela 1.1 din anexă redă rezultatele obținute pe baza expresiilor (1.19) pentru un REH tip I.M.T.

Pentru a scoate în evidență care sînt componentele ce trebuiesc echilibrate de către forța hidraulică \bar{F}_p a pompei ridicătorului, se scrie ecuația generală a mișcării pistonului în forma:

$$F_p = (m \frac{d^2 h}{dt^2} + F_G + F_c) + (\pm F_{fp} \pm F_{ft}) + F_D \quad (1.20)$$

Punînd: $F_p = F + F_{fr} + F_D$, rezultă pentru mărimea forțelor F și F_{fr} din (1.17) expresiile:

$$F = m \frac{d^2 h}{dt^2} + F_G + F_c \quad (1.21)$$

$$F_{fr} = \pm F_{fp} \pm F_{ft}$$

Expresia (1.18) reprezintă ecuația mișcării pistonului în forma generală sub aspect fenomenologic, deoarece forțele care apar au semnul (+) sau (-), față de sensul de ridicare al pistonului. Expriarea sub forma (1.20) arată care sînt componentele ce trebuiesc echilibrate la ridica-

re, de mărimea forței hidraulice F_p , dezvoltată de pompa aparatului.

Cunoscînd forțele F și F_{fr} , cu relațiile (1.17) și (1.21) se poate calcula diferența de presiune $(\Delta p)_{pist.}$ a fluidului de lucru între cele două suprafețe ale pistonului (coloanele 10, 11, și 12 din tabela 1.3).

Variația de presiune Δp_i la mișcarea fluidului de lucru prin conducta de trecere cu ventil de reglare, se determină cu relația Darcy - Weissbach [42. p.245] :

$$\Delta p_i = \sum_{i=1}^n (\sum_i v_{Mi}^2) \frac{\gamma}{2g} = \sum_{i=1}^n \left[(\sum_{loc.i} + \lambda_i \frac{l_c}{D_c}) v_{Mi}^2 \right] \frac{\gamma}{2g}, \quad (1.22)$$

unde v_{Mi} este viteza medie a fluidului prin secțiunea s_i a REH.

Curgerea fluidului avînd loc prin cei doi cilindri cu secțiuni diferite (fig.1.6), debitul volumic în regim permanent se exprimă cu ajutorul ecuației de continuitate:

$$Q = v_{M1} S_1 = S_1 \frac{dh}{dt} \approx v_{Mi} \cdot s_i, \quad (1.23)$$

iar viteza medie a fluidului prin secțiunea s_i rezultă:

$$v_{Mi} = \left(\frac{S_1}{s_i} \right) \frac{dh}{dt}. \quad (1.24)$$

Inlocuind expresia vitezei medie a fluidului v_{Mi} în relația (1.22), se obține /62. p. 168/ :

$$\Delta p_i = \sum_{i=1}^n \left[(\sum_{loc.i} + \lambda_i \frac{l_c}{D_c}) \left(\frac{S_1}{s_i} \right)^2 \right] \frac{\gamma}{2g} \left(\frac{dh}{dt} \right)^2, \quad (1.25)$$

sau:

$$\sum h_p = \frac{\Delta p_i}{\gamma} = \sum_{i=1}^n \left[(\sum_{loc.i} + \lambda_i \frac{l_c}{D_c}) \left(\frac{S_1}{s_i} \right)^2 \right] \frac{1}{2g} \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 \quad (1.26)$$

Deoarece:

$$\Delta p_{FD} = \frac{F_D}{S_1} = \Delta p_i = \gamma \sum h_p, \quad (1.27)$$

rezultă:

$$\begin{aligned} F_D &= \Delta p_i S_1 = \sum_{i=1}^n \left[(\sum_{loc.i} + \lambda_i \frac{l_c}{D_c}) \left(\frac{S_1}{s_i} \right)^2 \right] \frac{\gamma S_1}{2g} \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 = \\ &= D \left(\frac{dh}{dt} \right)^2. \end{aligned} \quad (1.28)$$

Relația (1.28) este valabilă atât la ridicarea pistonului cât și la coborîrea lui. Coeficientul D include pierderile locale și pierderile distribuite de presiune în curgerea fluidului și este determinat pe baza coeficienților $\sum_{loc.i}$,

λ_i cunoscuți (dinamica fluidelor) [42.p.233] și a dimensiunilor geometrice ale REH. Acest coeficient depinde de forma canalelor, gradul de rugozitate, regimul de curgere și cu ajutorul dispozitivului de strangulare s-au putut obține practic valori în domeniul $D \in [21.256 + 60.000]$. Cunoscînd acești coeficienți, dimensiunile geometrice și cursa h în raport cu timpul de ridicare t_r , fig.1.12, pe baza expresiilor (1.25), (1.26) și (1.28) s-au determinat prin calcul variațiile de presiune Δp_i cărora le corespund pierderile de sarcină $\sum h_p$ și respectiv forța F_D .

În fig. 1.10 din anexă se prezintă organigrama pentru calculul mărimilor Δp_i , $\sum h_p$ și F_D pentru cele 8 tipuri de REH construcție I.M.T., a căror date tehnice sînt indicate în tabela 1.2 din anexă.

Programul prezentat în fig.1.11 din anexă, a fost rulat pentru diferite date ce corespund celor opt tipuri de REH studiate. Rezultatele obținute sînt date în tabela 1.2 din anexă, coloanele 25, 26 și 27.

Pentru determinarea parametrilor funcționali H și Q care intervin la proiectarea pompelor REH se consideră ca fiind cunoscută variația în funcție de timp a cursei h la ridicarea pistonului (fig.1.12).

Diagrama $h=f(t)$ a REH este caracterizată prin două mărimi fundamentale din punct de vedere al funcționării aparatului: cursa totală a pistonului și timpul de ridicare t_r , respectiv coborîre t_c .

Pentru calculul parametrilor menționați, porțiunea inițială a acestei diagrame se reprezintă (în concordanță cu experiența) în fig.1.36, printr-un arc de parabolă (CA_1) cum se vede în fig.1.12 și deci accelerația este $a = \frac{d^2h}{dt^2} = \frac{2s_1}{t_1^2}$.

Continuarea lui CA_1 este o funcție arbitrară. Viteza de ridicare a pistonului se poate exprima sub forma: $\frac{dh}{dt} \approx \frac{\Delta h}{\Delta t}$, unde Δh și Δt sînt mărimi finite (fig.1.12).

Înlocuind în relația (1.16) și (1.26) diferite valori ale lui $\frac{\Delta h_i}{\Delta t_i}$, $i \in [1 + n]$, obținute pe baza diagramei din fig.1.12, avînd cursa h ca parametru ($h = 0; h = h; h-h$)

se determină mărimea lui H . Pentru diferite valori obținute $\frac{\Delta h_i}{\Delta t_i}$, cu relația (1.23) se determină debitul Q . Cunoșcînd

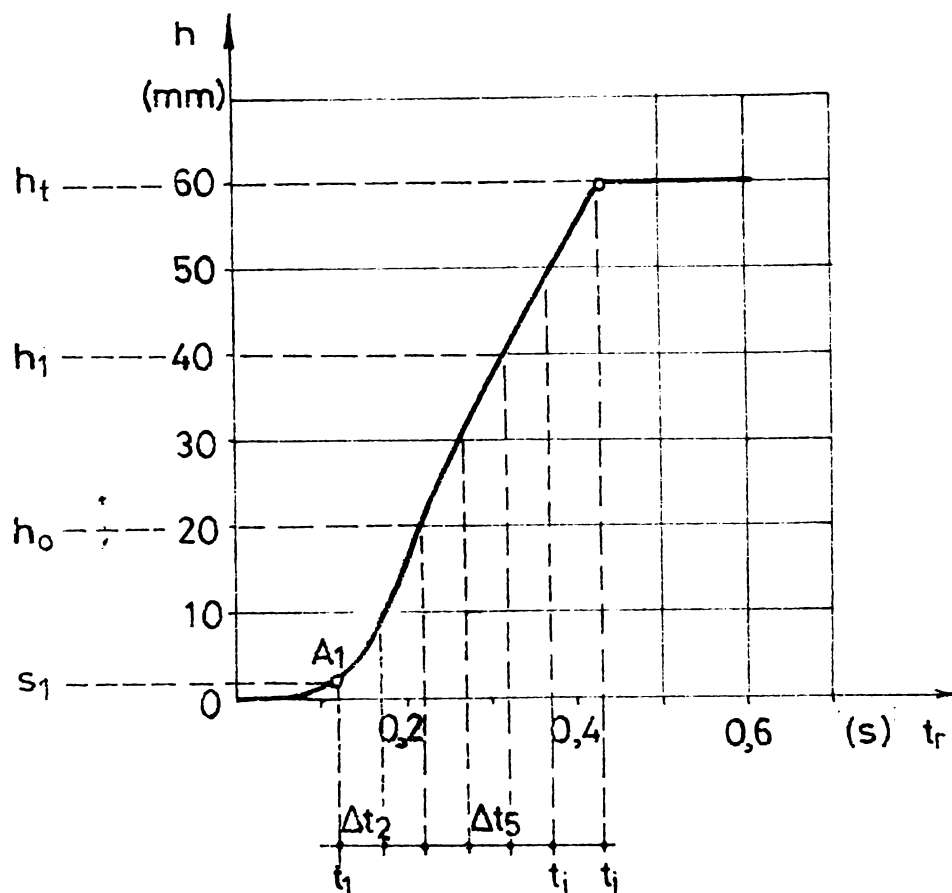


Fig.1.12. Diagrama cursă - timp a REH.

sarcina H și debitul Q se obțin curbele $H = f(Q)$ de forma indicată în fig.1.13, din anexă, pentru cele 8 tipuri studiate.

Alegînd pentru forța F_c valoarea corespunzătoare poziției h_t și pentru creșterea și descreșterea accelerației pistonului valorile numerice obținute din fig.1.12, cu relațiile (1.16), (1.26) și din caracteristica $H=f(Q)$ rezultă domeniul de funcționare și respectiv datele de proiectare H și Q pentru pompa REH (coloanele 16 și 18 din tabela 1.3 anexată).

Dat fiind faptul că sarcina hidraulică a REH variază în limite largi, tipurile R12 ... R125 vor fi prevăzute cu pompe cu un singur etaj de lucru, iar R200 și R320 cu două și respectiv trei etaje cuplate în serie, avînd rotoare identice.

Cunoșcînd datele de proiectare, cu metoda dată în [51.8.211-221] s-au calculat dimensiunile pompelor REH. Rezultatele obținute sînt cuprinse în tabela 1.4 din anexă.

În această tabelă sînt trecute și datele de proiectare ale pompelor REH pentru temperatura fluidului de lucru de 15°C și 60°C .

Verificarea diametrului exterior D_2 s-a făcut la protipurile realizate practic, pentru temperatura fluidului de lucru de 15°C și 80°C . Cercetările experimentale sînt prezentate la cap.4 pct.4.2.2.

Cunoscînd parametrii funcționali de bază H , Q și n_r pentru un REH de dimensiuni geometrice cunoscute și ținînd seama de randamentul total al pompei η_p , puterea P_a la arborele motorului m2 este:

$$P_a = k_s \frac{\rho Q H}{\eta_p} \quad (1.29)$$

unde k_s este un coeficient de suprasarcină și are valorile: $k_s \in [1,1 + 1,4]$.

Deoarece regimul de lucru al REH este foarte variat, puterea nominală P_N a motorului se alege pe baza condiției: $P_N \geq P_a$.

Mărimile nominale ale motoarelor de inducție utilizate la cele opt tipuri de REH sînt date în tabela 1.4 din anexă.

Cunoașterea dimensiunilor geometrice, a forțelor și a parametrilor de bază ai pompelor permite să se exprime analitic caracteristicile funcționale ale REH.

1.5. Ecuatiile caracteristicilor ridicătoarelor electrohidraulice pentru regim staționar.

Pentru calculul caracteristicilor de funcționare la toate tipurile de REH, s-au considerat ca mărimi fundamentale parametrii H și Q , care intervin la proiectarea pompelor, exprimate prin coeficienți adimensionali.

Pentru a exprima înălțimea de pompare H și debitul Q în funcție de elementele constructive de bază ale rotorului pompei, în cele ce urmează se prezintă forma acestuia și dimensiunile caracteristice.

Calculul analitic al caracteristicilor funcționale la REH, se face în cazul unei pompe centrifuge cu palete radiale. Fig. 1.14 din anexă prezintă pompa utilizată în construcția REH, la care principalele dimensiuni au fost determinate pe baza parametrilor calculați la pct. 1.4.

În vederea funcționării REH în ambele sensuri de rotație a rotorului mașinii, rotorul pompei este prevăzut cu palete radiale (fig.1.15).

Reprezentarea vitezelor în punctul de intrare (1) și în punctul de ieșire (2) al unei particule elementare de fluid, din canalul rotorului cu palete radiale se arată în fig.1.15a., iar triunghiul vitezelor la ieșire, în fig.1.16.

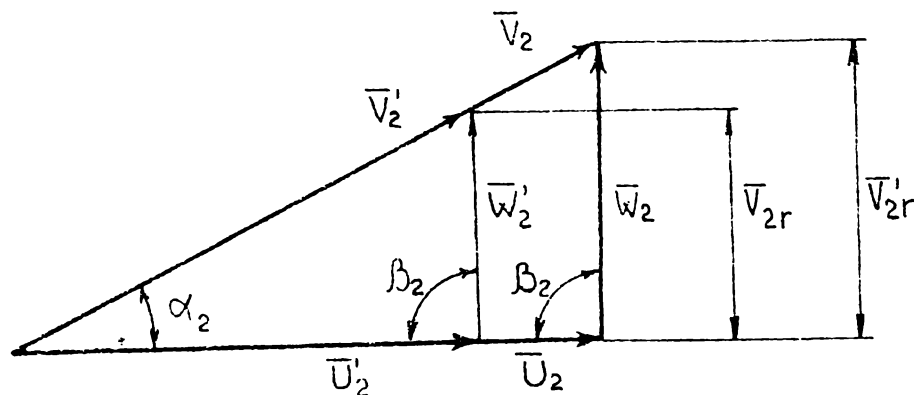


Fig.1.16. Triunghiul vitezelor la ieșirea din rotor.

Notațiile folosite în lucrare corespund schemelor menționate și au următoarele semnificații:

$\bar{\Omega}_r = \bar{\delta}_c \Omega_r$; $\Omega_r = 2\pi n_r/60$ - viteza unghiulară în jurul unei axe fixe, indicată prin vectorul unitar $\bar{\delta}_c$ (fig.1.6);

$$\bar{U}_1 = [\bar{\Omega}_r \times \bar{r}_{c1}]$$

- viteza tangențială a particulei de fluid în punctul (1) al rotorului, indicat de vectorul \bar{r}_{c1} (fig.1.15);

$$\bar{U}_2 = [\bar{\Omega}_r \times \bar{r}_{c2}]$$

- viteza tangențială a particulei de fluid în punctul (2) al rotorului, indicat de vectorul \bar{r}_{c2} ;

$$\bar{w}_1 ; \bar{w}_2$$

- viteza relativă a particulei de fluid, față de pereții canalului, în punctele (1) respectiv (2);

$$\bar{v}_1 ; \bar{v}_2$$

- viteza absolută a particulei de fluid în punctele (1) și (2);

$$\alpha$$

- unghiul format de viteza tangențială \bar{U} și viteza absolută \bar{V} ;

$$\beta$$

- unghiul format de viteza relativă \bar{w} și sensul negativ al

- vitezei tangențiale \bar{U} ;
- f_{01} ; f_{02} - frecvențele rețelei de alimentare $f_{01} = 50$ Hz și $f_{02} = 60$ Hz ;
- H_1 ; H_2 - înălțimea de pompare a pompei REH la $f = f_{01}$ și respectiv $f = f_{02}$;
- Q_1 ; Q_2 - debitul pompei REH la $f = f_{01}$ și $f = f_{02}$;
- Ω_{r1} ; Ω_{r2} - viteza unghiulară a rotorului pompei la $f = f_{01}$ și $f = f_{02}$;
- b_2 ; b_2' - înălțimea paletelor la ieșirea din rotor pentru cele două diametre de la ieșire (dacă se schimbă frecvența) ;
- \bar{V}_{2r} ; \bar{V}_{2r}' - componentele radiale ale vitezei absolute, pentru cele două diametre de la ieșire (dacă se schimbă frecvența) ;
- δ - grosimea paletelor ;
- Indici
- i - la diametrul interior D_i ;
- e - la diametrul exterior D_e ;
- m - la diametrul D_{e2m} , unde indicele "m" indică mărimile modificate (dacă se schimbă frecvența) ;
- 1 ; 2 - la frecvența $f_{01} = 50$ Hz și $f_{02} = 60$ Hz ;
- ① ; ② - punct de intrare respectiv de ieșire al fluidului de lucru din rotor ;
- ,
- mărimile vitezelor la ieșirea din rotor, în cazul când diametrul rotorului pompei se modifică.

*

1.5.1. Determinarea forței hidraulice \bar{F}_p și a forței de frînare \bar{F}_f transmisă timoneriei FM .

Mărimea forței hidraulice F_p , care acționează asupra pistonului REH, poate fi scrisă sub forma:

$$F_p = \gamma S_1 H . \quad (1.30)$$

Coeficientul de sarcină ψ conform [51.p.211-221] , se exprimă sub forma:

$$\psi = \frac{2gH}{U_2^2}, \text{ deci } H = \frac{\psi U_2^2}{2g}. \quad (1.31)$$

Pentru pompe asemănătoare cu a REH, coeficientul de sarcină are expresia:

$$\psi = \frac{14,7}{n_s^3} - \frac{23,67}{n_s^2} - 1,07,$$

iar turația specifică n_s este:

$$n_s = 3,65 \cdot n_r \sqrt{Q/H^3}. \quad (1.32)$$

Cu $U_2 = \pi D_e n_r / 60$ și $n_r = n_{rol}(1 - s_r)$, ecuațiile (1.30) și (1.5) conduc la :

$$F_p = \frac{\pi^2 \delta s_1 \psi D_e^2 f_1^2 s^2 (1 - s_r)^2}{2g p_r^2}. \quad (1.33)$$

Înlocuind și grupînd toate constantele într-o singură mărime se obține:

$$F_p = k_p D_e^2 f_1^2 (1 - s_r)^2 s^2, \quad (1.34)$$

unde:

$$k_p = \frac{\pi^2 \delta s_1 \psi}{2g p_r^2}, \quad (1.35)$$

care este tot un coeficient de sarcină.

La conectarea motorului REH la o rețea cu frecvența și tensiunea nominală la borne, din (1.34) se obține expresia forței nominale F_{pN} a pompei, sub forma:

$$F_{pN} = k_p D_e^2 f_1^2 (1 - s_r)^2. \quad (1.36)$$

Dacă în relația (1.34) se înlocuiește forța F_{pN} , se obține expresia forței hidraulice $F_p = f(s)$ pentru cazul cînd motorul REH este conectat la tensiunea de alunecare (fig.1.3), deci:

$$F_p = F_{pN} \cdot s^2. \quad (1.37)$$

În cazul cînd se modifică turația pompei REH, iar densitatea ρ a fluidului și dimensiunile geometrice ale aparatului rămîn nemodificate, mărimile caracteristice de bază, raportate la cele nominale, devin:

$$\frac{H}{H_N} = \left(\frac{n_r}{n_{rN}} \right)^2, \quad (1.38)$$

$$\frac{F_p}{F_{pN}} = \left(\frac{n_r}{n_{rN}} \right)^2. \quad (1.39)$$

Din compararea relațiilor (1.39) și respectiv (1.37) cu (1.11) și (1.12) rezultă că ele sînt identice.

Se observă însă că expresia coeficientului k_p (1.35) și a forței F_{pN} (1.36), depind de parametrii caracteristici de bază și de dimensiunile geometrice importante ale pompei REH, iar coeficientul k_p intervine la exprimarea caracteristicilor funcționale ale aparatului.

În felul acesta avem posibilitatea să studiem caracteristicile funcționale ale REH în diferite condiții și regimuri de lucru.

Pentru determinarea caracteristicilor REH în regim staționar se scrie ecuația mișcării pistonului sub forma:

$$F_p - F_c - (F_G + F_{ft} + F_{fp}) - D \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 = m \frac{d^2 h}{dt^2}. \quad (1.40)$$

Tinînd seama de forțele rezistive care apar la deplasarea pistonului, în regim cvasistaționar, de forțele masice, precum și de expresia (1.37), mărimea forței utile F_e din tija aparatului are expresia:

$$F_e = F_p - (F_G + F_{ft} + F_{fp}) = F_p - \Delta F_{Gf} = F_{pN} (s^2 - \delta^2), \quad (1.41)$$

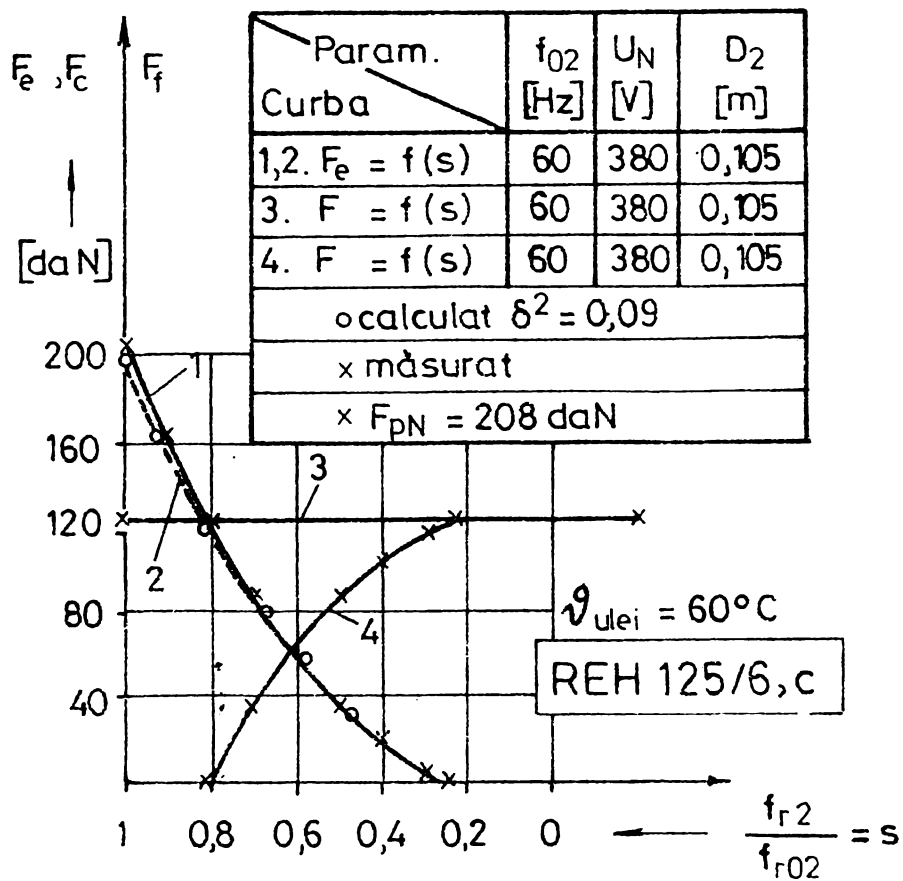
unde $\delta^2 = \Delta F_{Gf} / F_{pN}$ exprimă mărimea forțelor rezistive și greutatea elementelor cuplate cu pistonul REH, raportate la forța hidraulică nominală F_{pN} . După cum rezultă din tabelele 1.1, din anexă $\delta^2 \in [6,3 + 12\%]$.

Forța de frînare transmisă timoneriei (fig.1.1; 1.2) este:

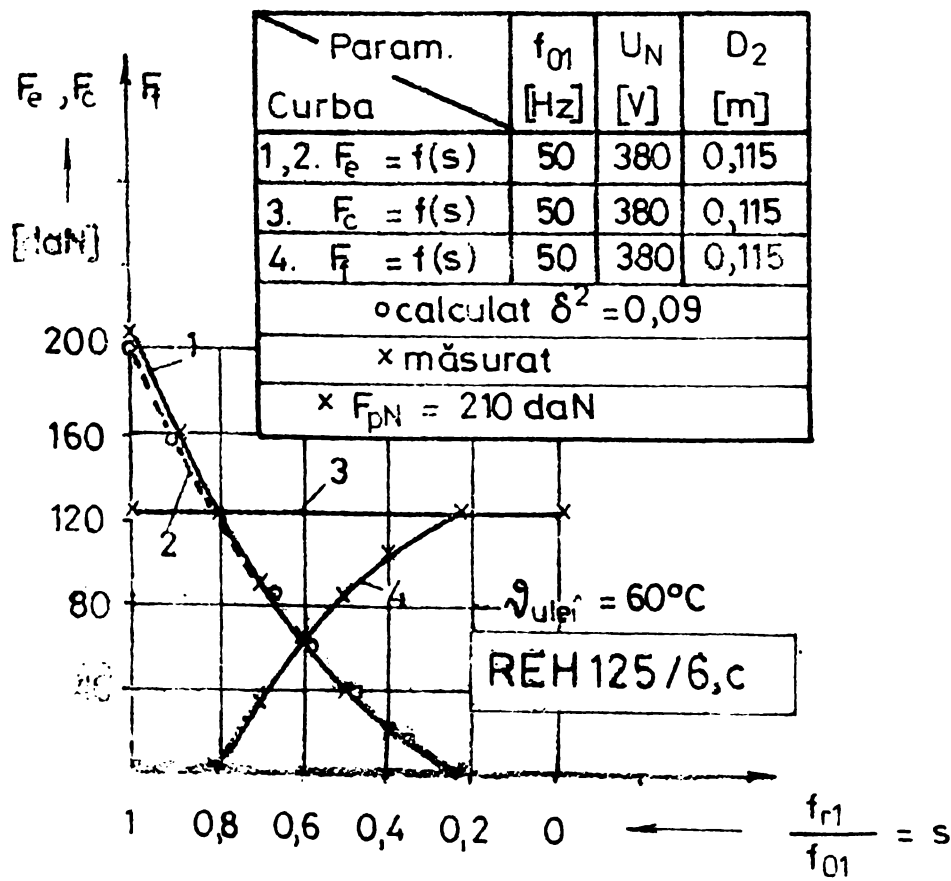
$$\bar{F}_f = \bar{F}_e + \bar{F}_c = \bar{F}_a + \bar{F}_b = \bar{F}_r. \quad (1.42)$$

Deoarece mărimea forței F_c depinde de cursa h a pistonului, constructiv REH se reglează la montaj în așa fel încît la poziția $h = h_0$, (fig.1.5), arcul "c" să dezvolte forța nominală \bar{F}_{cN} .

Exprimînd vectorii din (1.42) prin vectorul unitar



b.



a.

Fig. 1.17
 Curbele $F_e = f(s)$ și $F_f = f(s)$ pentru REH reglabil:
 a- la frecvența de 50Hz ; b- la frecvența de 60Hz .

\bar{k} (fig.1.6) și ținând seama de (1.41) se obține:

$$F_f = F_{cN} - F_{pN}(s^2 - \delta^2). \quad (1.43)$$

Pe baza relației (1.43) s-a reprezentat în fig.1.17 prin curbe cu linie întreruptă caracteristicile funcționale ale REH tip R 125/6,c pentru o valoare constantă a raportului:

$\frac{U_2}{f_r} = \frac{380}{50} = \text{const.}$, și respectiv $\frac{U_2}{60} = \text{const.}$ În aceeași figură sînt prezentate comparativ și rezultatele experimentale (v.pct. 4.2.4).

Comparînd rezultatele obținute prin calcul cu cele obținute experimental se constată că eroarea este sub 3,12% ceea ce demonstrează valabilitatea rezultatelor teoretice propuse în prezenta lucrare.

Expresia (1.43) se utilizează la calculul curbei cuplului de frînare autoreglabil dezvoltat de FM comandată prin REH (v. pct. 2.5.1. ... 2.5.5).

1.5.2. Expresia forței de frînare \bar{F}_f pentru ridicătoare electrohidraulice cu arcuri "a,b,c" și "r, c".

În ipoteza că se neglijează efectul forțelor rezistive și forțele masice, la coborîrea pistonului cu viteze relativ mici, asupra tijei REH acționează forțele (fig.1.1):

$$(F_{cmax} - \varrho_c h_c) - F_{pN} s^2 + (F_{bmax} - \varrho_b h_c) - \varrho_a h_c = 0. \quad (1.44)$$

Pentru $\varrho_a = \varrho_b$, se obține mărimea distanței h_c la coborîre în forma:

$$h_c = \frac{F_{cmax} + F_{bmax} - F_{pN} s^2}{2 \varrho_a + \varrho_c}. \quad (1.45)$$

Distanța totală la coborîre, h_t se obține din (1.45) pentru $s=0$, deci:

$$h_t = \frac{F_{cmax} + F_{bmax}}{2 \varrho_a + \varrho_c}. \quad (1.46)$$

Dacă \bar{h} este distanța parcursă de piston la ridicare, fig.1.18, iar $\bar{h}_t = \bar{h}_c + \bar{h}$, atunci mărimea acesteia poate fi exprimată sub forma:

$$|h| = h_t - h_c = \frac{F_{pN} s^2}{2 Q_a + Q_c} \quad (1.47)$$

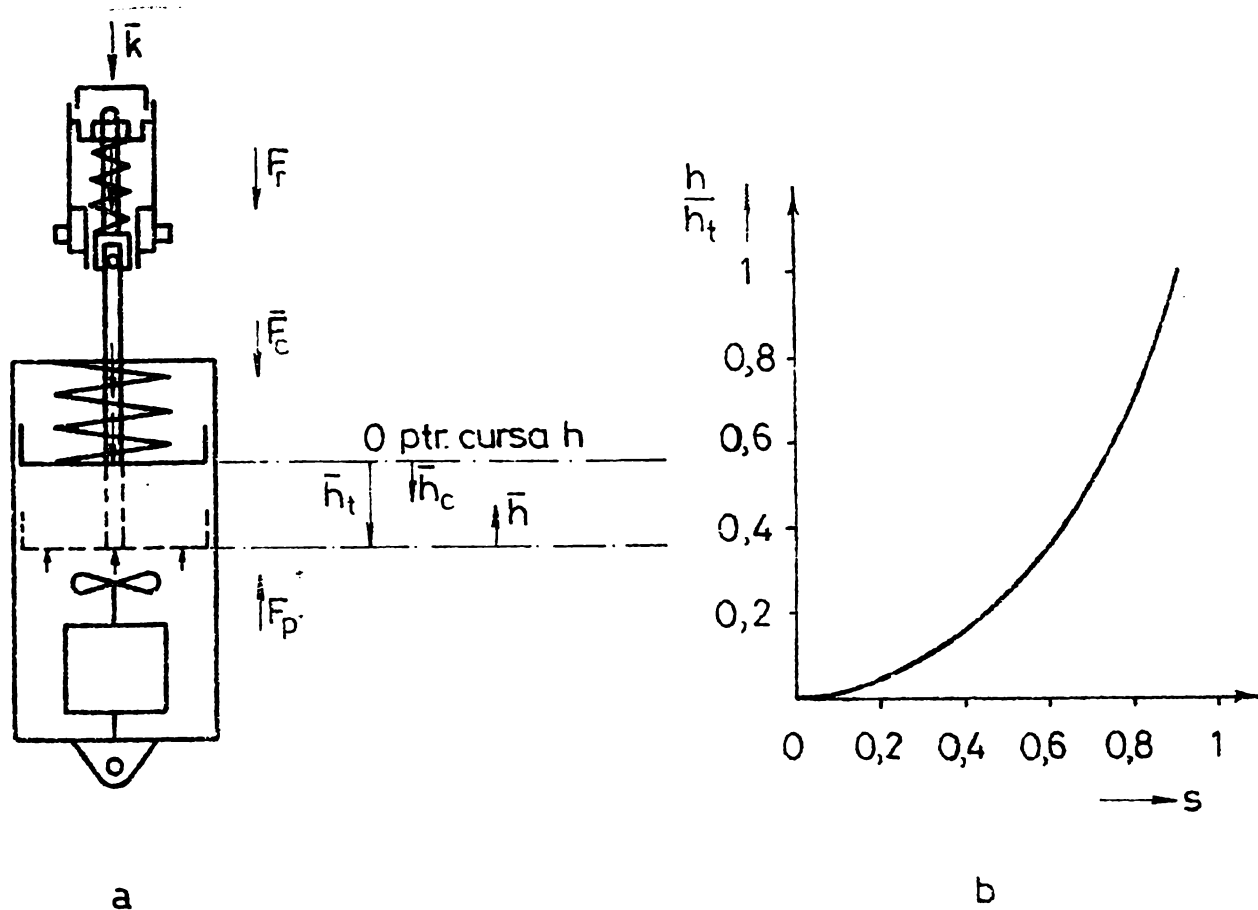


Fig.1.18. Mișcarea de ridicare - coborîre a pistonului REH în regim cvasistaționar:
a- REH cu arcuri "r" și "c"; b- caracteristica $h/h_t = f(s)$.

Tinînd seama de (1.46) și pentru $F_{cmax} + F_{bmax} = F_{pN}$, în sistemul de axe h/h_t și s , relația (1.47) este ecuația unei parabole cu vârful în origine (fig.1.18.b).

REH prevăzut cu arcuri "a, b și c"

Deoarece forța \bar{F}_c este funcție liniară de deforția arcului c, $\bar{F}_c = (F_{co} + Q_c h)\bar{k}$, tinînd seama de (1.47) se obține pentru forța de frînare, în regim de funcționare cvasistaționar, expresia:

$$\begin{aligned} \bar{F}_f &= \bar{F}_c + \bar{F}_{pN} s^2 = \left[F_{co} - 2 Q_a \frac{F_{pN} s^2}{2 Q_a + Q_c} \right] \bar{k} \approx \\ &\approx \left[F_{co} - F_{pN} s^2 \right] \bar{k}, \end{aligned} \quad (1.48)$$

unde \bar{k} este vectorul unitar din axe geometrice a REH.

Tinînd seama că la reglare $F_{a0} = F_{co}$ (REH prevăzute cu arcuri "a,b,c") și $F_{r0} = F_{co}$ (REH prevăzute cu arcuri "r,c"),

prin același raționament expresia forței de frînare se scrie în următoarea formă:

$$\bar{F}_f = \left[F_{ao} - 2 \varrho_a \frac{F_{pN} s^2}{2 \varrho_a + \varrho_c} \right] \bar{k} \approx \left[F_{co} - F_{pN} s^2 \right] \bar{k}. \quad (1.49)$$

În cazul cînd REH sînt prevăzute cu arcurile "r și c", se obține pentru forța de frînare expresia:

$$\bar{F}_f = \left[F_{ro} - \varrho_r \frac{F_{pN} \cdot s^2}{\varrho_r + \varrho_c} \right] \bar{k} \approx \left[F_{ro} - F_{pN} s^2 \right] \bar{k}. \quad (1.50)$$

Relațiile (1.48), (1.49) și (1.50) arată că, pentru REH cu arcurile: "a,b,c" și respectiv "r,c", se obțin aceleași forme de variație a forțelor de frînare, în funcție de alunecare, dacă sînt îndeplinite următoarele condiții:

$$F_{co} = F_{ao} = F_{ro}; \quad \varrho_r = 2 \varrho_a; \quad F_{pN} = ct. \quad (1.51)$$

Dreptele $F_f = f(h)$ din fig.1.5 au coeficientul unghiular:

$$\beta_u = \frac{F}{h_1} = 2 \varrho_a = \varrho_r. \quad (1.52)$$

În scopul obținerii unor caracteristici de frînare avantajoase care să permită pornirea și oprirea simultană a două mecanisme de frînare, prin sistem de acționare prevăzut cu FM comandată prin REH, este necesar să fie îndeplinite relațiile (1.51) și (1.52).

Comparînd caracteristicile calculate cu relațiile (1.43), (1.48), (1.49) și (1.50) cu cele obținute experimental se constată următoarele: caracteristica calculată cu relația (1.43) este foarte apropiată de cea obținută experimental, abaterea maximă fiind de 3,12%, în timp ce pentru caracteristicile calculate cu relațiile (1.48), (1.49) și (1.50) abaterea maximă este în jur de 9%.

Relațiile (1.48), (1.49) și (1.50) sînt de utilitate practică pentru construcția arcurilor și reglarea lor în cadrul procesului tehnic de montare la REH și de asamblare la FM.

Pentru studiul comportării FM comandate prin REH în sisteme de acționare autoreglabile, se impune folosirea relației (1.43), deoarece asigură o precizie ridicată.

1.6. Determinarea parametrilor funcionali ai REH la
frecvența de 60 Hz

Pentru a extinde funcționarea REH la cele două frecvențe industriale, în cele ce urmează se examinează posibilitatea de a folosi calculele teoretice, care exprimă leătura dintre parametrii funcionali, prin transpunerea de la frecvența de 50 Hz la 60 Hz, în vederea obținerii aceluiași caracteristici de lucru.

Lucrările [42.p.410-413] ; [52.p.77 - 79] ; [72.c.25-28] evidențiază posibilitatea funcționării pompelor centrifuge la turații diferite prin modificarea diametrului de la ieșire D_0 .

Ținând seama de acest lucru, este util să se stabilească diametrul de la ieșire în așa fel încât REH să aibe aproximativ aceleași caracteristici de funcționare, în ceea ce privește staționer și dinamic, la cele două frecvențe industriale.

Pentru aceasta este necesar ca forțele hidraulice și rezistive, care apar în funcționare la frecvența de 50 și 60 Hz, să aibă aproximativ aceeași formă de variație în timp.

În cazul în care se menține tensiunea la borne constantă și se modifică numai frecvența de la $f_{o1} = 50$ Hz la $f_{o2} = 60$ Hz, este valabilă relația:

$$\frac{\Omega_{r2}}{\Omega_{r1}} = \frac{n_{r2}}{n_{r1}} \approx \frac{n_{ro2}}{n_{ro1}} = \frac{f_{o2}}{f_{o1}} \quad (1.53)$$

Punând condiția de egalitate a forțelor hidraulice dezvoltate de aparat la turațiile maxime ale rotorului, pentru unul din cele două frecvențe industriale avem:

$$\frac{\pi^2 \delta s_1 \psi_1 D_{e1}^2 f_{o1}^2 s_1^2}{2g p_r^2} = \frac{\pi^2 \delta s_1 \psi_2 D_{e2m}^2 f_{o2}^2 s_2^2}{2g p_r^2} \quad (1.54)$$

Pentru situația în care pistonul se găsește în poziție superioară, avem îndeplinită și condiția: $Q_2 = Q_1$. După ecuațiile (1.54.), (1.21), (1.29) și ținând seama de (1.53) avem pentru raportul diametrelor de la ieșire K_{sf} și pentru parametrii funcionali ai REH expresiile:

$$K_{sf} = \frac{D_{e2m}}{D_{e1}} = \frac{f_{o1}}{f_{o2}} \sqrt{\frac{\psi_1}{\psi_2}} \quad (1.55)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{f_{o2}}{f_{o1}} \right)^2 \left(\frac{D_{e2m}}{D_{e1}} \right)^2 \frac{\psi_2}{\psi_1} \frac{\eta_{h2}}{\eta_{h1}} ; \quad (1.56)$$

$$P_{elm2} = P_{elm1} \cdot \left(\frac{f_{o2}}{f_{o1}} \right)^2 \left(\frac{D_{e2m}}{D_{e1}} \right)^2 \frac{\psi_2}{\psi_1} \frac{\eta_{m1} \eta_{p1}}{\eta_{m2} \eta_{p2}} , \quad (1.57)$$

unde P_{elm1} și P_{elm2} sînt puterile absorbite de motorul REH corespunzător funcționării la frecvențele f_{o1} și f_{o2} ; η_{m1} , η_{m2} , η_{p1} și η_{p2} sînt randamentele motorului și ale pompei la frecvențele menționate.

Experiența arată că pentru raportul de modificare a turației $\nu_1 = \Omega_{ro2}/\Omega_{ro1}$, corespunzător celor două frecvențe, raportul randamentelor este aproximativ egal cu unitatea

$$\left(\frac{\eta_{m1}}{\eta_{m2}} = \frac{0,685}{0,68} \approx 1 ; \frac{\eta_{p1}}{\eta_{p2}} = \frac{0,624}{0,62} \approx 1 ; \frac{\eta_{h1}}{\eta_{h2}} = \frac{0,846}{0,8448} \approx 1 \right) .$$

În regim staționar, cu turație constantă corespunzătoare celor două frecvențe, debitul de fluid la ieșirea din rotor și la o înălțime de pompare H , poate fi calculat cu ajutorul componentelor radiale ale vitezelor (fig.1.16). Dacă \bar{V}_{2r} și \bar{V}'_{2r} sînt componentele radiale ale vitezei absolute, pentru cele două diametre de ieșire, atunci:

$$Q_1 = \pi D_{e1} b_2 \bar{V}_{2r} \vartheta_2 \eta_{v1} = Q_{T1} \eta_{v1} , \quad (1.58)$$

$$Q_2 = \pi D_{e2} b'_2 \bar{V}'_{2r} \vartheta_2 \eta_{v2} = Q_{T2} \eta_{v2} , \quad (1.59)$$

în care ϑ_2 este coeficientul ce ține seama de influența grosimii finite a paletelor, Q_{T1} și Q_{T2} este debitul teoretic iar η_{v1} și η_{v2} este randamentul volumetric la frecvența de 50 Hz și de 60 Hz.

Din triunghiurile de viteze, pentru cele două diametre se la ieșire. (fig.1.16) se poate scrie:

$$\frac{U'_2}{U_2} = \frac{V'_{2r}}{V_{2r}} = \frac{D_{e2m} n_{r2}}{D_{e1} n_{r1}} \approx \frac{D_{e2m} n_{ro2}}{D_{e1} n_{ro1}} = \frac{D_{e2m} f_{o2}}{D_{e1} f_{o1}} , \quad (1.60)$$

și deci:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_{e2m}^2 b'_2 f_{o2} \eta_{v2}}{D_{e1}^2 b_2 f_{o1} \eta_{v1}} . \quad (1.61)$$

Pentru aceleași rotoare, $b_2 = b_2'$, parametrii funcționali ai REH devin:

$$Q_2 = Q_1 \left(\frac{D_{e2m}}{D_{e1}} \right)^2 \cdot \left(\frac{f_{o2}}{f_{o1}} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{v2}}{\eta_{v1}} \right), \quad (1.62)$$

$$H_2 = H_1 \left(\frac{D_{e2m}}{D_{e1}} \right)^2 \cdot \left(\frac{f_{o2}}{f_{o1}} \right)^2 \cdot \left(\frac{\Psi_2}{\Psi_1} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{h2}}{\eta_{h1}} \right), \quad (1.63)$$

$$P_{a2} = P_{a1} \cdot \left(\frac{D_{e2m}}{D_{e1}} \right)^4 \cdot \left(\frac{f_{o2}}{f_{o1}} \right)^3 \cdot \left(\frac{\Psi_2}{\Psi_1} \right) \cdot \left(\frac{\eta_{m1}}{\eta_{m2}} \right). \quad (1.64)$$

Pentru cazul cînd puterile stereomecanice cedate de motorul REH la arbore la cele două frecvențe sînt egale, $P_{a1} = P_{a2} \leq P_{2N}$, ținînd seama de (1.64) pentru raportul diametrelor se la ieșire avem expresia:

$$K_{SP} \leq \sqrt[4]{\left(\frac{f_{o1}}{f_{o2}} \right)^3 \cdot \frac{\Psi_1 \cdot \eta_{m2}}{\Psi_2 \cdot \eta_{m1}}}, \quad (1.65)$$

unde P_{2N} este puterea nominală la tensiunea de 380 V și frecvența de 60 Hz.

Se observă că pentru calculul noului diametru exterior al rotorului pompei se fixează drept criteriu fie egalitatea forțelor hidraulice, fie egalitatea puterilor stereomecanice cedate de motorul REH la arbore la cele două frecvențe.

În cazul cînd motorul REH are o rezervă de putere suficientă, astfel încît în noile condiții de funcționare să nu se încălzească peste limita admisă de clasa de izolație sau de temperatura de inflamabilitate a fluidului, noul diametru de la ieșire se calculează cu relația (1.55). Relația (1.65) se utilizează cînd rezerva de putere a motorului REH este mai redusă.

S-au calculat dimensiunile principale ale pompelor și puterea nominală a motoarelor în vederea funcționării și la tensiunea de 380 V și frecvența de 60 Hz, în aceleași condiții ca la tensiunea de 380 V și 50 Hz a REH tip I.M.F., cu respectarea parametrilor principali inițiali. Rezultatele obținute prin calcul sînt prezentate în tabela 1.4 din anexă, iar verificarea experimentală, efectuată pe stand, este prezentată în capitolul 4 (v.pct. 4.2.2; 4.2.4; 4.2.5 și 4.2.7).

Cercetările experimentale (fig.4.12) confirmă întru totul corectitudinea metodei propuse pentru calculul diametrului de la ieșire al rotorului pompei utilizate la REH.

1.7. Studiul regimului tranzitoriu de pornire și oprire a REH cu ajutorul ordinatorului

1.7.1. Enunțul problemei

Noile instalații de ridicat și transportat lucrează cu viteze mari de ridicare și de translație și ca urmare pentru oprirea mecanismelor se folosesc FM puternice comandate prin REH.

Comportarea FM comandate prin REH în timpul pornirii și opririi mecanismelor este direct legată de caracteristicile funcționale ale REH și ale mașinii de lucru.

Pentru a putea aprecia cantitativ caracteristicile funcționale ale REH în regim tranzitoriu de pornire și oprire, precum și ale FM comandate prin REH, se prezintă un studiu bazat pe modele matematice.

Lucrările [54], [92] din tabela 0.3 tratează pentru regimul tranzitoriu al REH, numai caracteristicile de oprire. Aceste caracteristici se determină printr-o metodă grafo-analitică în cadrul căreia forța $F_p(t)$ este aproximată printr-o funcție empirică, în care parametrii se determină pe baza unor măsurători referitoare la două puncte de pe caracteristică. Această forță se poate exprima în funcție de datele constructive ale REH, ceea ce se face în lucrarea prezentă.

Din literatură se cunosc sub formă grafică caracteristicile cursei de ridicare și coborîre a pistonului REH, în raport cu timpul, determinate experimental. Aceste caracteristici nu scot în evidență parametrii funcționali ai REH de care depinde funcția $h(t)$, la ridicarea și coborîrea pistonului.

Pentru a înlătura aceste deficiențe, în cele ce urmează se face un studiu al fenomenelor tranzitorii la REH pe baza căruia se determină expresii analitice pentru forța hidraulică $F_p(t)$, forța de frînare $F_f(t)$ și pentru mișcarea pistonului $h(t)$.

1.7.2. Calculul forțelor dezvoltate de REH în regim tranzitoriu

Ipoteze de calcul

- Momentul de inerție J_r al rotorului mașinii și al pompei fiind mare și existența unei componente de amortizare în

cuplul rezistent al pompei REH fac, ca curba cuplului mașinii m2 în regim tranzitoriu să se apropie foarte mult de cea în regim staționar. Din acest motiv este posibilă utilizarea expresiei cuplului pentru regimul staționar.

- Caracteristica mecanică naturală a motorului m2, cu rotor în scurtcircuit, în domeniul cuplului de pornire M'_0 și a cuplului critic M'_k se exprimă prin relația:

$$M = M'_0 + (M'_k - M'_0) \frac{\Omega_r^2}{\Omega_k'^2} \quad \text{unde :}$$

M'_0 este cuplul de pornire (fig.1.19), M'_k - cuplul maxim iar Ω_k' - viteza unghiulară corespunzătoare cuplului M'_k . Punctele $(M'_0, 0)$ și (M'_k, Ω_k') se obțin din caracteristica mecanică naturală a mașinii m2 determinată experimental (curba 1, fig.1.19).

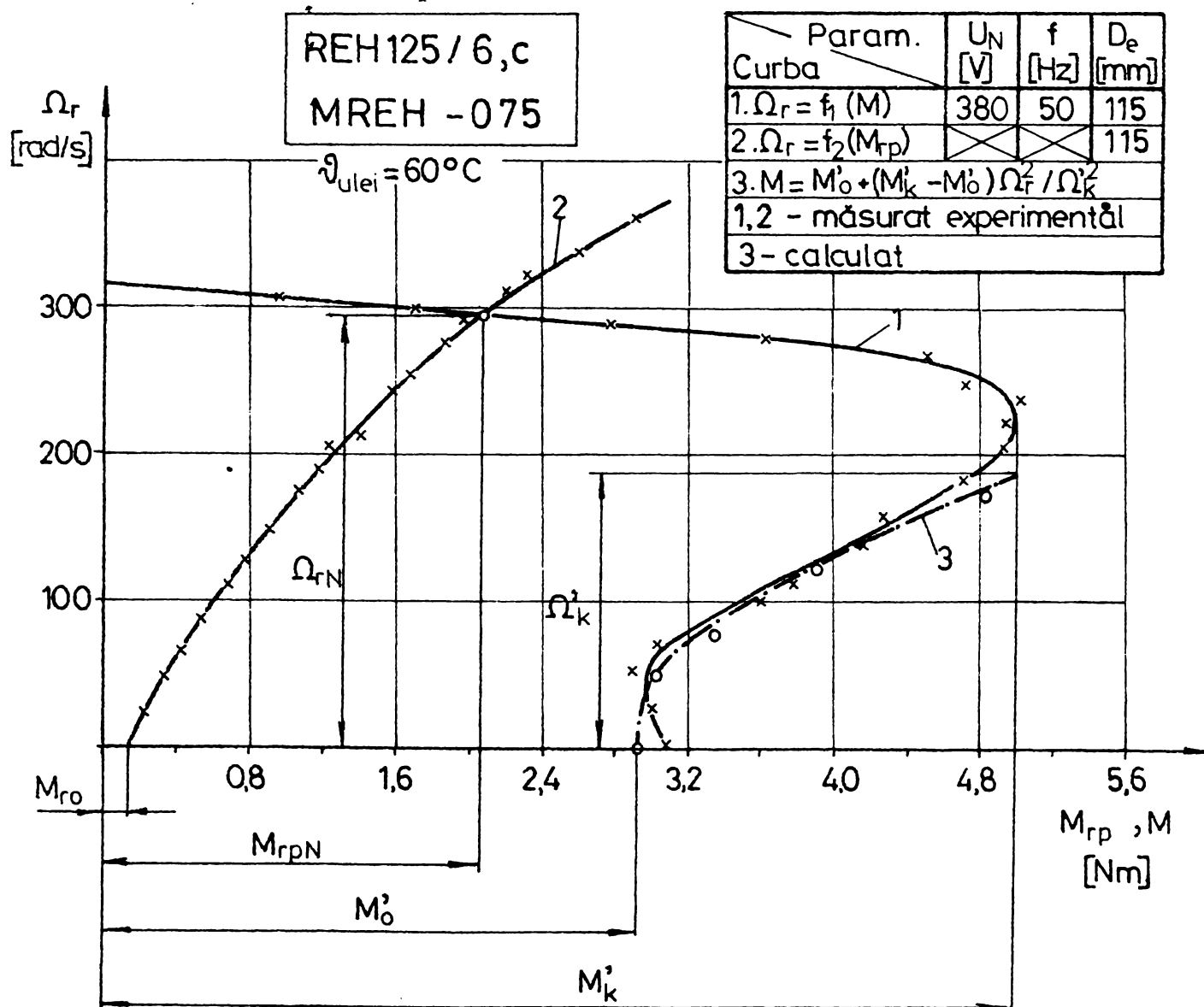


Fig.1.19. Curba cuplului motorului de inducție m2 (0,75 kW) cu rotor în scurtcircuit și a pompei REH tip R 125/6,c în funcție de viteza unghiulară

- Cuplul pompei REH se exprimă, conform curbei 2 din fig. 1:19, prin relația:-

$$M_{rp} = \frac{M_{rpN}}{\Omega_{rN}^2} \Omega_r^2 + M_{ro} = k_M \Omega_r^2 + M_{ro}, \quad M_{rpN} \text{ fiind cu-}$$

plul rezistent al pompei, corespunzător vitezei unghiulare nominale Ω_{rN} , k_M este o mărime determinată experimental la pompe prin raportul: $k_M = M_{rpN} / \Omega_{rN}^2$ iar M_{ro} cuplul rezistent al pompei cînd rotorul este în repaus.

Ecuatia diferențială a mișcării pentru pornire și pentru oprire.

Ecuatia mișcării sistemului motor m2 - pompă pentru REH la pornire este:

$$M'_0 + (M'_k - M'_0) \left(\frac{\Omega_r}{\Omega_k} \right)^2 - k_M \Omega_r^2 - M_{ro} = J_r \frac{d\Omega_r}{dt}, \quad (1.66)$$

sau și:

$$\frac{d\Omega_r}{dt} + \frac{1}{J_r} \left[\frac{1}{\Omega_k^2} (M'_0 - M'_k) + k_M \right] \Omega_r^2 - \frac{M'_0 - M_{ro}}{J_r} = 0, \quad (1.67)$$

care se poate pune sub forma :

$$\frac{d\Omega_r}{dt} + a\Omega_r^2 + b = 0, \quad (1.68)$$

unde:

$$a = \frac{1}{J_r} \left[\frac{1}{\Omega_k^2} (M'_0 - M'_k) + k_M \right],$$

$$b = - \frac{M'_0 - M_{ro}}{J_r}. \quad (1.69)$$

Notînd $\frac{d\Omega_r}{dt} = y'$, $\Omega_r^2 = y^2$ și înlocuind în ecuația diferențială (1.68) obținem:

$$y' = -ay^2 - b; \quad a < 0, \quad b < 0 \implies \frac{b}{a} > 0. \quad (1.70)$$

Cu $\frac{b}{a} = m^2$, soluția generală a ecuației diferențiale (1.70) este:

$$y = m \operatorname{tg}(-mat + K_1). \quad (1.70)'$$

Revenind la funcția Ω_r se obține soluția generală a ecuației (1.68):

$$\Omega_r(t) = \sqrt{\frac{b}{a}} \operatorname{tg}\left(-a\sqrt{\frac{b}{a}} t + K_1\right). \quad (1.71)$$

$$\text{Pentru } t=0, \quad \Omega_r(0) = 0 \implies \operatorname{tg} K_1 = 0 \implies K_1 = 0.$$

Soluția particulară a ecuației (1.68) este o funcție de
 formă:

$$\Omega_r(t) = \sqrt{\frac{b}{a}} \operatorname{tg} \left[(\sqrt{a \cdot b}) \cdot t \right], \quad (1.72)$$

$$\epsilon \left((\sqrt{a \cdot b}) \cdot t \in \left(-\frac{\pi}{2}, \frac{\pi}{2} \right) \right).$$

Dacă se dezvoltă în serie relația (1.72) rezultă:

$$\Omega_r(t) = -bt - \frac{ab^2 t^3}{3} - \frac{2a^2 b^3 t^5}{15} - \dots \quad (1.73)$$

Relația (1.73) se verifică dacă se scrie pentru ecuația
 diferențială (1.68) o soluție în formă de serie de puteri.

În baza relației (1.39), pentru forța $F_p(t)$ se obține:

$$F_p(t) = \frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} \Omega_r^2(t). \quad (1.74)$$

unde F_{po} este forța hidraulică a pompei la viteza $\Omega_{ro} = \Omega_{rN}$.

Tinând seama că în poziția mijlocie a cursei h , forța
 arcului "c" este F_{cN} și cu $F_p(t)$ dat de (1.74), din relația
 $F_f = F_{cN} - F_p(t)$, pentru forța de frînare la bolțul de cuplare
 a timoneriei frînei, se obține expresia :

$$F_f(t) = F_{cN} - \frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} \Omega_r^2(t). \quad (1.75)$$

Calculul vitezei unghiulare $\Omega_r(t)$, a forței hidraulice
 $F_p(t)$ și a forței de frînare $F_f(t)$ la pornirea REH, se face cu
 ajutorul ordinatorului pe baza expresiilor (1.72), (1.74) și
 (1.75). În fig.1.20 din anexă se prezintă organigrama de cal-
 cul pentru aceste mărimi iar în tabela 1.5 și 1.6 din anexă
 sînt prezentate datele de intrare și valorile numerice ale pa-
 rametrilor aparatului.

În cazul folosirii relației (1.73) se obțin erori re-
 lative cuprinse între 0 și 0,7%. La studiul proceselor transi-
 torii se utilizează relația (1.72).

Programul pentru calculul vitezei unghiulare $\Omega_r(t)$, a
 forței hidraulice $F_p(t)$ și a forței de frînare $F_f(t)$ la por-
 nirea motorului m2 al REH tip R 125/6,c, este dat în fig.
 1.21 din anexă.

În fig.1.22 se arată rezultatele obținute cu programul

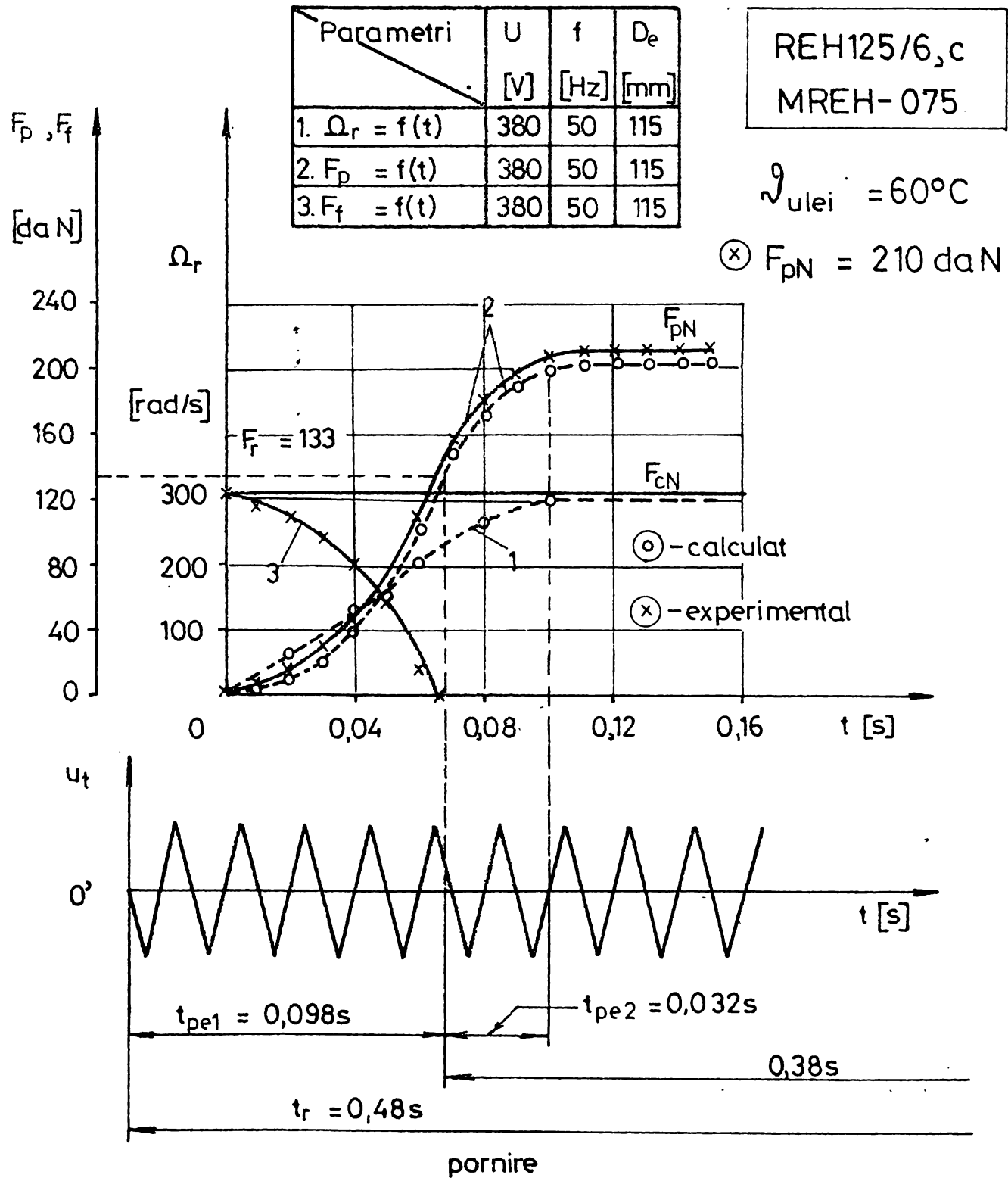


Fig.1.22 Curbele $\Omega_r(t)$, $F_p(t)$ și $F_f(t)$ la pornirea REH tip R 125/6c

din fig.1.21.

La determinarea mărimii $\Omega_r(t)$, în regim tranzitoriu de pornire a motorului m2 în domeniul cuplului critic M_k' și M_{rpN} , s-a aplicat metoda clasică de rezolvare a fenomenelor tranzitorii [10] ; [24] ; [37] .

Cunoscînd aceste caracteristici se pot preciza condițiile în care poate avea loc mișcarea pistonului la ridicare.

Regimul tranzitoriu al pistonului REH este descris de ecuația mișcării (1.40). Pentru forța $F_p(t)$ aplicată pistonului la ridicare avem relația:

$$F_p(t) = (F_{co} + \sum_c h) + (F_G + F_{fp} + F_{ft}) + D\left(\frac{dh}{dt}\right)^2 + m\frac{d^2h}{dt^2} \cdot (1.76)$$

Avînd în vedere forțele care acționează asupra pistonului REH, în timpul ridicării, se disting trei etape:

1. Pentru $F_p(t) < F_r = F_{co} + F_G + F_{fp} + F_{ft}$, fig.1.22., pistonul REH este în repaus. Prin creșterea vitezei unghiulare $\Omega_r(t)$ are loc și creșterea forței $F_p(t)$ pînă la valoarea forței rezistente F_r , astfel încît la timpul t_{pel} vom avea: $F_p(t) = F_r$.

2. Pentru intervalul $F_p(t) \in [F_r \div F_{pN}]$ expresia forței $F_p(t)$ nu se poate exprima printr-o relație analitică adecvată care să poată fi utilizată în studiul mișcării pistonului. Din această cauză s-a determinat curba $F_p(t)$ prin metoda grafo - analitică.

Variația în timp a forței F_p , pentru acest interval, se prezintă în fig.1.22. Timpul în care are loc etapa a doua este de 0,032 s și reprezintă 6,4% din timpul total de ridicare a pistonului care este de 0,48 s.

Din procesul de mișcare a pistonului REH tip R 125/6,c (v.pct. 1.7.3., fig.1.36) se poate observa că spre sfîrșitul etapei a 2-a, are loc o deplasare relativ încetă a pistonului pe o distanță de 2 mm, valoare ce reprezintă 3,(3)% din cursa totală.

De acest lucru se va ține seama în studiul mișcării pistonului ce se va efectua la pct. 1.7.3.

3. Pentru $F_p(t) = F_{pN} > F_r$, are loc deplasarea pistonului REH. Studiul teoretic și experimental al mișcării pistonului la ridicare se efectuează tinînd seama că:

$$F_p(t) = F_{pN} = ct., \quad (\text{v.pct. 1.7.3}).$$

Instalația experimentală, destinată încercărilor REH, prezentată la cap.4. pct. 4.2., permite determinarea forței $F_p(t)$. Această forță determinată experimental pentru REH tip R 125/6, c este prezentată în fig.1.22 unde este dată și cea obținută teoretic.

Se observă în diagrama experimentală la apariția forței $F_p(t)$ o întârziere de 0,032 s, care se datorește timpului necesar începerii creșterii presiunii în cilindru. Pentru determinarea timpului de ridicare al pistonului REH, considerăm originea în momentul în care se conectează motorul m_2 la rețea. Pentru măsurarea timpului s-a folosit tensiunea $u_t(t)$ (fig.1.22).

În intervalul de timp $t_r \in [0 + 0,48 \text{ s}]$ rezultatele experimentale diferă cu mai puțin de 3,33% față de cele calculate, ceea ce confirmă validitatea calculelor efectuate.

Ecuția mișcării la oprirea REH este:

$$k_M \Omega_r^2 + M_{ro} + J_r \frac{d\Omega_r}{dt} = 0, \quad (1.77)$$

sau:

$$\frac{d\Omega_r}{dt} + \frac{k_M}{J_r} \Omega_r^2 + \frac{M_{ro}}{J_r} = 0. \quad (1.78)$$

Dacă se notează:

$$A = \frac{k_M}{J_r} > 0, \quad B = \frac{M_{ro}}{J_r} > 0 \implies \frac{B}{A} > 0, \quad (1.79)$$

ecuația mișcării se scrie sub forma:

$$\frac{d\Omega_r}{dt} + A\Omega_r^2 + B = 0 \quad (1.80)$$

Cu notația $\frac{B}{A} = M^2$, se obține integrala generală a ecuației (1.80) sub forma:

$$\Omega_r(t) = M \operatorname{tg}(-MA t + K_2). \quad (1.81)$$

Pentru $t = 0$, $\Omega_r(0) = \Omega_{ro}$, și deci:

$$K_2 = \operatorname{arc} \operatorname{tg} \frac{\Omega_{ro}}{M} = \psi. \quad (1.82)$$

Soluția particulară a ecuației (1.81) este:

$$\Omega_r(t) = M \operatorname{tg}(-MA t + \varphi) . \quad (1.83)$$

Pentru valori relativ mici ale lui M_{ro} și anume $\frac{M_{ro}}{M_{rpN}} \leq 0,076$, ecuația mișcării la oprire poate fi scrisă și în forma:

$$\frac{d\Omega_r}{dt} + A\Omega_r^2 = 0 , \quad (1.84)$$

cărei soluție este:

$$\Omega_r(t) = \frac{1}{At+C} . \quad (1.85)$$

Tinînd seama de condițiile inițiale, $t=0; \Omega_r(0) = \Omega_{ro} \Rightarrow$
 $\rightarrow C = \frac{1}{\Omega_{ro}} .$

În baza relației (1.39) și tinînd seama de (1.83) și (1.85), la oprire, pentru forțele F_p și F_f , avem expresiile:

$$F_p(t) = \frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} M^2 \operatorname{tg}^2(-MA t + \varphi) ; \quad (1.86)$$

$$F_f(t) = F_{cN} - \frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} M^2 \operatorname{tg}^2(-MA t + \varphi),$$

sau:

$$F_p(t) = \frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} \left(\frac{1}{At+C} \right)^2 , \quad (1.87)$$

$$F_f(t) = F_{cN} - \frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} \left(\frac{1}{At+C} \right)^2 .$$

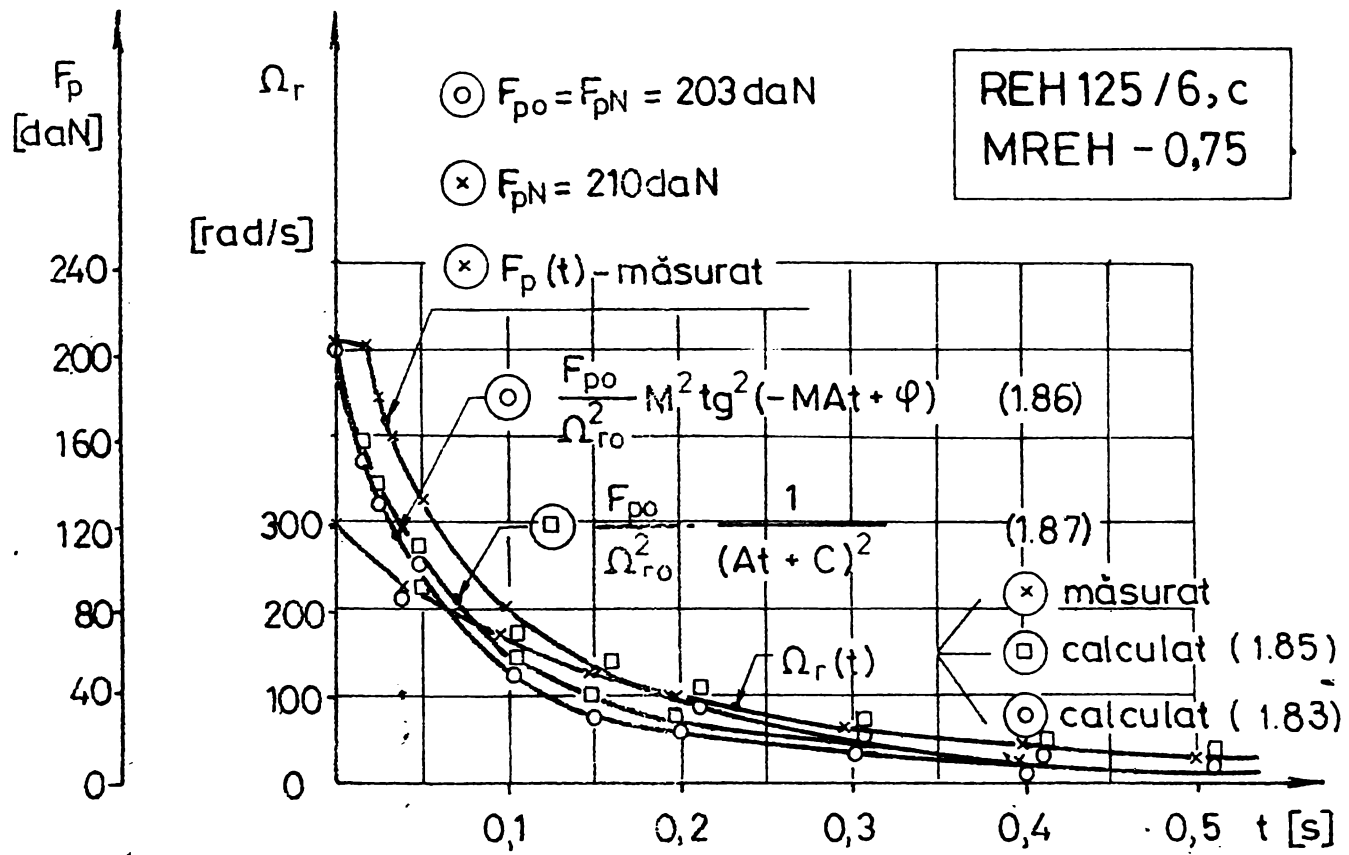
Considerăm un exemplu numeric în care se calculează viteza unghiulară $\Omega_r(t)$, forța hidraulică $F_p(t)$ și forța de frînare $F_f(t)$ la oprire, pentru un REH tip R 125/6, c.

În fig.1.23 din anexă, se prezintă organigrama de calcul pentru ecuațiile (1.81) și (1.86) iar în tabela 1.5 și 1.6 din anexă, datele de intrare cu care se lucrează.

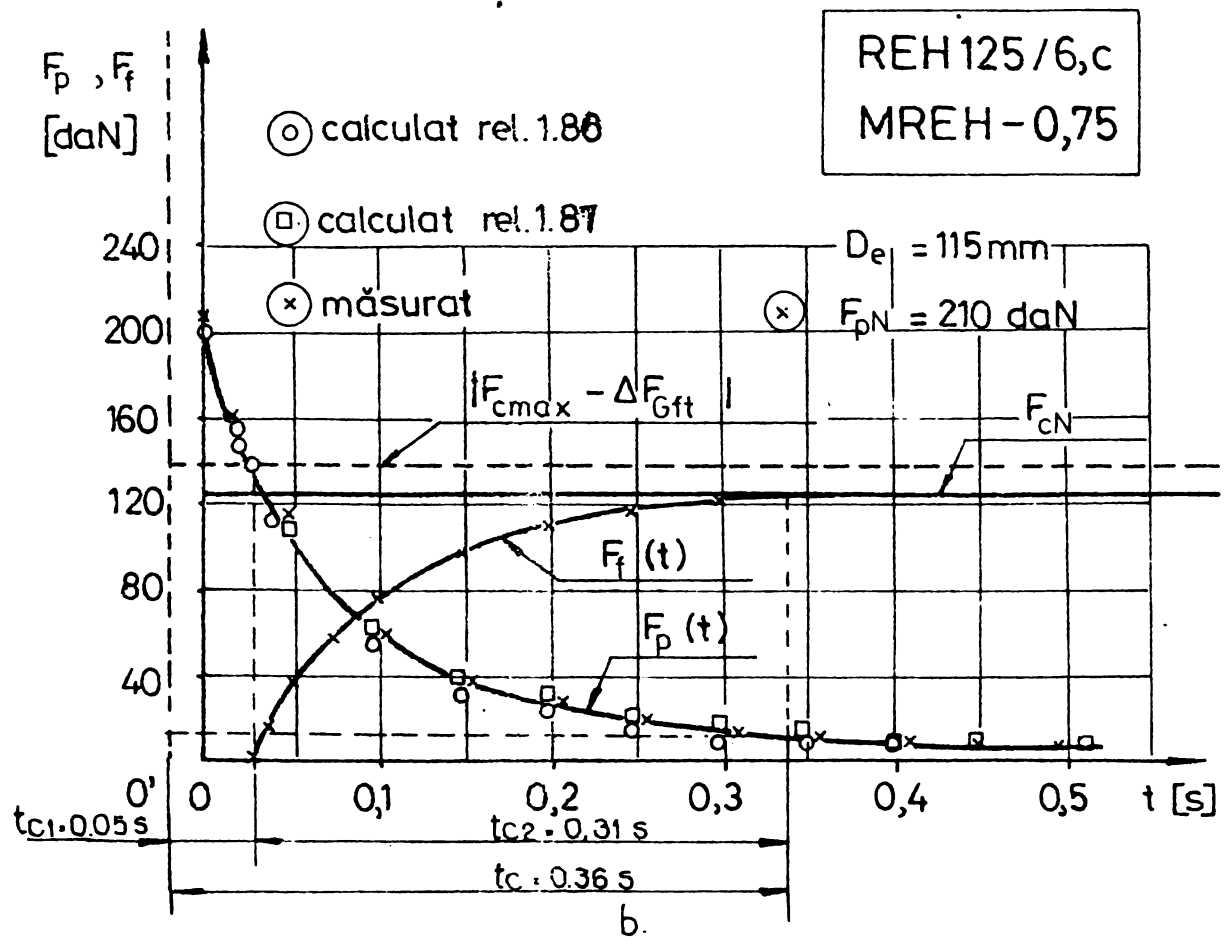
Programul pentru calculul forțelor $F_p(t)$ și $F_f(t)$ la oprirea REH tip R 125/6, c se prezintă în fig.1.24.a din anexă.

Un program similar s-a întocmit pentru calculul aceluși mărimi utilizînd ecuațiile (1.85) și (1.87) (v. fig.1.24.b din anexă).

Reprezentarea grafică a curbelor de variație a vitezei unghiulare $\Omega_r(t)$, a forțelor $F_p(t)$ și $F_f(t)$ este dată în fig.1.25.



a.



b.

Fig. 1.25 Curbele de variație a vitezei unghiulare $\Omega_r(t)$ a forțelor $F_p(t)$ și $F_f(t)$ la oprirea REH, tip 125/6c.
 a) fără translația curbei experimentale $F_p(t)$
 b) cu translația curbei experimentale $F_p(t)$

In figura a sînt arătate comparativ și curbele $\Omega_r(t)$ și respectiv $F_p(t)$, obținute experimental (v. pct. 4.2.5).

Analizînd curbele de variație în timp a vitezei unghiulare $\Omega_r(t)$ și a forțelor $F_p(t)$ și $F_f(t)$ determinate cu expresiile (1.83), (1.85), (1.86) și (1.87) reies următoarele:

- viteza unghiulară $\Omega_r(t)$ calculată cu relația (1.83) respectiv (1.85) diferă foarte puțin (sub 3%) de cea obținută experimental;

- forța $F_p(t)$, datorită presiunii uleiului, calculată cu relația (1.86) scade ceva mai repede în timp decît cea calculată cu relația (1.87). Ecuația (1.87) reprezintă o curbă de gradul doi în raport cu axele de coordonate F_p, t , în cadrul căreia F_p tinde la zero pentru t tinzînd la infinit.

In fig.1.25.a se constată un decalaj între graficele corespunzînd relațiilor (1.86) și (1.87) pe de o parte și graficul forței $F_p(t)$ determinat experimental. Valoarea decalajului este $\Delta t \approx 0,02$ s.

Acest decalaj se datorește inerției maselor de fluid, piston și arcuri, care intervine în cadrul măsurătorii mecanice cu traductorul dinamometric. Viteza de rotație s-a măsurat prin metode electrice, pe baza frecvenței tensiunii induse în stator de cîmpul remanent al rotorului, la care inerția este neglijabilă.

Translatînd curba experimentală cu intervalul de timp $\Delta t \approx 0,02$ s spre stînga (fig.1.25.b) se constată că aproape se suprapune peste cele calculate.

Ecuația (1.86) reprezintă soluția exactă a ecuației mișcării (1.77). Ea se utilizează la studiul mișcării pistonului REH la coborîre (pct. 1.7.3.).

In calculul de proiectare, cînd se studiază procesul de oprire a sistemelor de acționare, pe baza FM comandate prin REH, este recomandabil să se folosească expresia (1.87).

Tinînd seama de relația (1.86), la oprirea REH, ecuația mișcării pistonului dedusă din (1.18) este:

$$\frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} M^2 \operatorname{tg}^2(-Mat + \varphi) - (F_{cmax} - Q_c h_c) + \\ + \Delta F_{of} + D \left(\frac{dh_c}{dt} \right)^2 = m \frac{d^2 h_c}{dt^2} \quad (1.88)$$

- Se constată că pistonul coboară numai dacă este îndeplinită condiția:

$$\left| (F_{c_{\max}} - \rho_c h_c) - \Delta F_{Gf} \right| > \left| \frac{F_{p0}}{\Omega^2 r_0} M^2 \operatorname{tg}^2 (-MA t + \varphi) \right|. \quad (1.89)$$

In caz contrar pistonul rămîne în repaus.

In momentul în care prin scăderea forței $F_p(t)$ se ajunge la situația $|F_p(t)| = |\Delta F_{Gf}|$, coborîrea pistonului începe deoarece forța datorită presiunii uleiului este egală cu forța de frecare.

Timpul după care pistonul ajunge în poziția finală de jos este de 0,36 s de la deconectare. (fig.1.25.b).

1.7.3. Studiul mișcării pistonului REH cu ordinatorul numeric

Ecuția mișcării pistonului REH, la pornire și oprire, [54. p. 35-45] a fost rezolvată numai prin modelare analogică.

In prezența lucrare ecuația mișcării se pune sub o formă potrivită, pentru aplicații, în special pentru proiectare, pentru care se dă o rezolvare numerică. Ecuția se rezolvă și prin algoritmul Runge-Kutta și se fac comparații între rezultatele obținute prin diferite metode.

Pentru regimul tranzitoriu la pornirea REH, ecuația mișcării pistonului are expresia (1.76):

$$F_{pN} - (F_{co} + \rho_c h) - \Delta F_{Gf} - D \left(\frac{dh}{dt} \right)^2 = m \frac{d^2 h}{dt^2}, \quad (1.90)$$

unde $\Delta F_{Gf} = (F_G + F_{fp} + F_{ft})$.

Pentru rezolvare se admit următoarele ipoteze:

- procesul mecanic tranzitoriu de pornire a motorului m2 s-a stins, astfel încît în fiecare moment, pentru mișcarea pistonului REH, forța $F_p(t) = F_{pN} = \text{const.}$ (fig.1.22) ;

- forțele masice F_G și forțele de frecare F_{fp} și F_{ft} , în timpul fenomenelor tranzitorii rămîn practic constante, deci $\Delta F_{Gf} = \text{const.}$ (tabela 1.1);

- se neglijează variația cu temperatura a constantei D;

- forța $F_c = (F_{co} + \rho_c h)$, este proporțională cu deplasarea h a pistonului.

Se notează:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{dh}{dt} \right) = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{dh} \cdot \frac{dh}{dt} = v \frac{dv}{dh} \quad (1.91)$$

Se face schimbarea de funcție:

$$W(h) = v^2(h) > 0, \quad (1.92)$$

și deci:

$$\frac{dW}{dh} = 2v(h) \frac{dv}{dh}, \quad (1.93)$$

$W(h)$ fiind noua funcție.

Ecuatia diferențială (1.90) se poate scrie:

$$F_{pN} - (F_{co} + \rho_c h) - \Delta F_{Gf} - DW(h) = \frac{m}{2} \frac{dW}{dh}, \quad (1.94)$$

sau:

$$\frac{dW}{dh} + \frac{2D}{m} W(h) = \frac{2}{m} (F_{pN} - F_{co} - \Delta F_{Gf} - \rho_c h). \quad (1.95)$$

Integrala generală a ecuației diferențiale (1.95) este:

$$W(h) = e^{-\int \frac{2D}{m} dh} \left[C_1 + \int \frac{2}{m} (F_{pN} - F_{co} - \Delta F_{Gf} - \rho_c h) e^{\int \frac{2D}{m} dh} dh \right], \quad (1.96)$$

sau:

$$v^2(h) = C_1 e^{-\frac{2D}{m} h} + \frac{1}{D} (F_{pN} - F_{co} - \Delta F_{Gf} - \rho_c h) + \frac{\rho_c m}{2D^2} > 0. \quad (1.97)$$

Punînd condițiile inițiale:

$$\begin{aligned} F_p = F_{pN} = \text{const.}; & \quad t(0) = 0; \\ h(0) = 0; & \quad v(0) = 0; \end{aligned} \quad (1.98)$$

se obține expresia constantei sub forma:

$$C_1 = -\frac{1}{D} (F_{pN} - F_{co} - \Delta F_{Gf}) - \frac{\rho_c m}{2D^2}. \quad (1.99)$$

Exprimînd $t = f(h)$ pentru $h \in [0 \div 0,06]$ cu valori crescătoare de la 0 la 0,06, se obține:

$$t+C_1 = \int_0^{0,06} \frac{dh}{\sqrt{C_0 e^{-\frac{2Dh}{m}} + \frac{1}{D}(F_{pN} - F_{co} - \Delta F_{Gf} - \rho_c h) + \frac{\rho_c m}{2D^2}}} \quad (1.100)$$

unde C_1 este o constantă arbitrară care ținând seama de condițiile inițiale ($t=0$; $h(0) = 0$; $v(0) = 0$) dă $C_1 = 0$.

Pentru compararea rezultatelor obținute prin rezolvarea ecuației mișcării cu cele trei metode (două metode de integrare numerică a ecuației diferențiale și o metodă de tip Runge - Kutta) se prezintă sub formă de tabel soluția ecuației mișcării pentru valori $D = 21256,147$ ($F_D = 383 \text{ N}$) și $V_0 = 0,133 \text{ m/s}$, ce corespund la condiții nominale și la ventil de reglare deschis. Soluțiile ecuației mișcării obținute prin algoritmul Runge-Kutta pentru valori $D \in [5000 + 60.000]$ (realizate prin dispozitivul de strangulare) și V_0 parametru, se dau sub formă grafică.

Pentru rezolvarea ecuației diferențiale (1.90) se folosesc trei metode de integrare.

1. În prima categorie ecuația diferențială (1.94) se rezolvă analitic reducându-se la evaluarea integralei (1.100), aceasta făcându-se numeric cu un subprogram de bibliotecă bazat pe metoda lui Simpson (CALL INSIM) și prin metoda trapezelor cu un subprogram propriu (CALL INTEG) ceea ce oferă o posibilitate de verificare.

Funcția de sub semnul integral fiind nedefinită pentru $h = 0$, se alege ca limită inferioară de integrare o valoare pozitivă dar suficient de mică a lui h . Alegerea acestei valori s-a făcut prin încercări în funcție de precizia cu care se realizează calculul integralei.

În calcule s-a ales valoarea $x_1 = 0,0001$. În fig.1.26 din anexă se prezintă schema logică de calcul a integralei (1.100).

Datele de intrare, pentru calculul integralei (1.100) la REH menționat, sînt prezentate în tabela 1.7 din anexă.

Programele complete se găsesc în fig.1.27; 1.28 din anexă iar rezultatele se găsesc în tabelele anexate 1.8 și 1.9, unde se poate verifica faptul că rezultatele obținute prin cele două metode coincid cu o aproximație de 0,26%.

2. Pentru a scoate în evidență natura mișcării și pen-

ru a obține date comparative, ecuația diferențială (1.90) a fost rezolvată și prin algoritm Runge-Kutta.

Pentru ecuația diferențială (1.90), care descrie mișcarea pistonului la ridicare, facem substituția:

$$\frac{dh}{dt} = v \quad ; \quad \frac{d^2h}{dt^2} = \frac{dv}{dt} \quad (1.101)$$

În urma notațiilor introduse în (1.90) avem:

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} [F_{pN} - (F_{co} + \rho_c h) - \Delta F_{Gf} - Dv^2] ; \\ \frac{dh}{dt} = v > 0 . \end{cases} \quad (1.102)$$

Programul pentru calculul mărimii $h(t)$ a fost scris în două moduri:

- cu viteza inițială $V_0 = 0,133$ m/s și D parametru;
- pentru $D = 21.256,147$ ($F_D = 383$ N) și V_0 parametru.

Schemele logice de calcul al regimului tranzitoriu, prin algoritm Runge-Kutta, la pornirea REH tip R 125/6,c se prezintă în fig.1.29 și 1.30 iar programele complete în fig.1.31 și 1.32 în anexă.

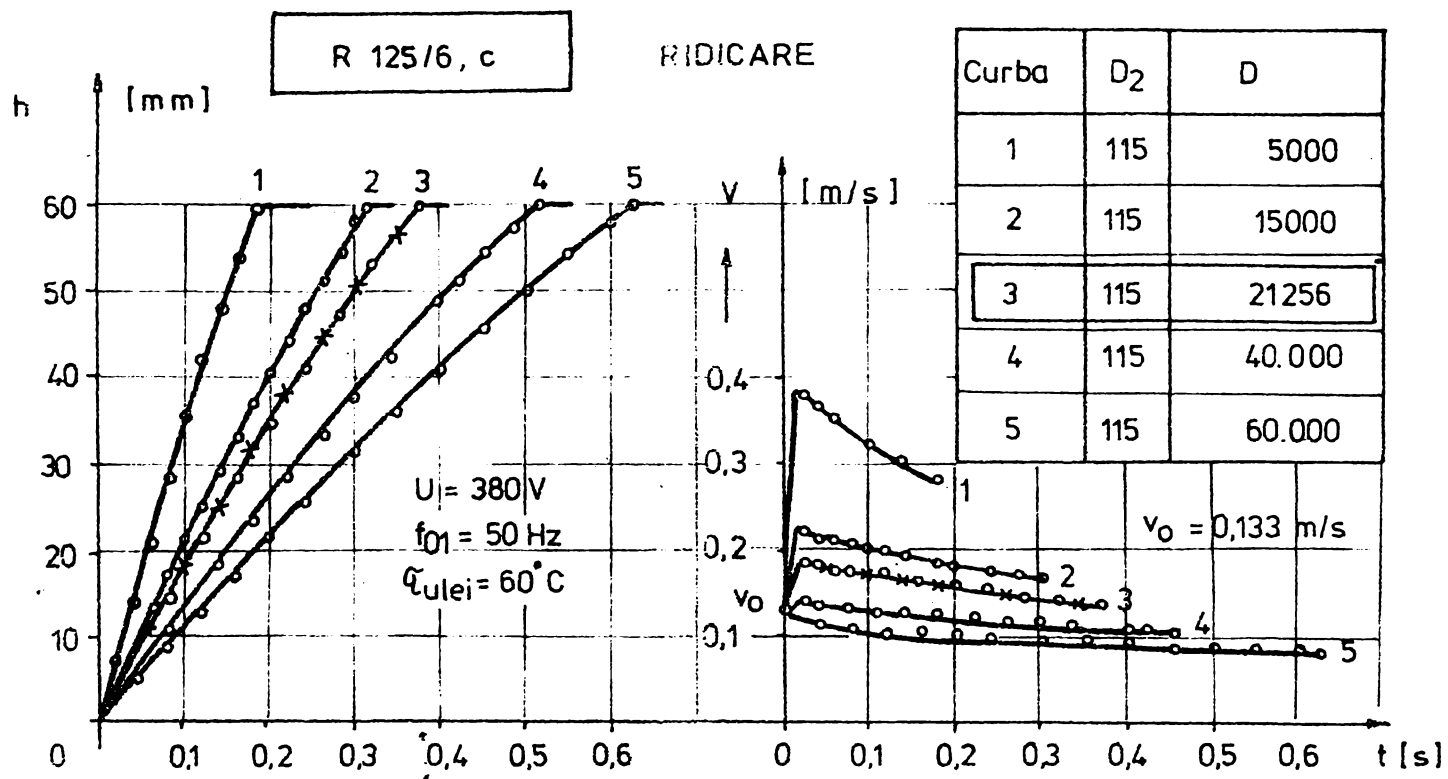
Cu programele menționate s-au obținut tabelele 1.10 și 1.11 din anexă calculate pentru cazul când ventilul de reglare este complet deschis ($D = 21256,15$) și valoarea vitezei inițiale $V_0 = 0,133$ m/s, calculată din diagrama prezentată în fig.1.12.

Rezolvarea numerică a ecuației (1.90), prin algoritm Runge-Kutta, conduce și la determinarea vitezei pistonului în funcție de timp.

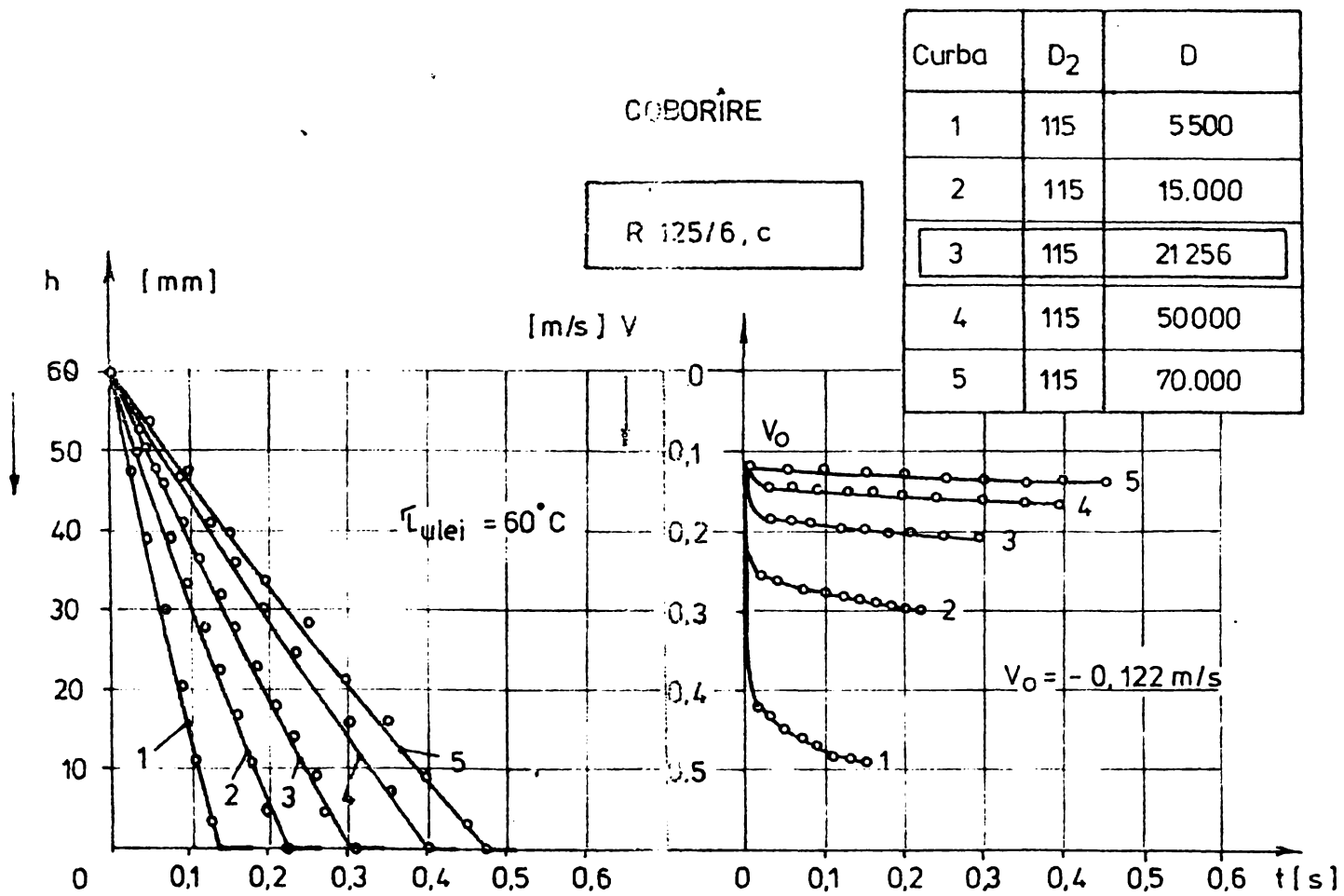
În fig.1.33.a se prezintă dependența cursei de ridicare $h(t)$ și vitezei $v = f(t)$ la pornirea REH tip R 125/6,c , pentru $V_0 = 0,133$ m/s și D - parametru.

Descrierea matematică a cursei de ridicare $h(t)$ se referă numai la intervalul $h \in [0 + 59,7247 \text{ mm}]$, deoarece pentru cursa de ridicare de 60 mm intervine o discontinuitate provocată de limitarea cursei. Ca urmare, viteza de ridicare la capătul cursei trebuie considerată ca fiind cea corespunzătoare deplasării de 59,7247 mm (v.tabela 1.10 din anexă).

S-au obținut tabele similare cu 1.10 și 1.11 referitoare la cazul când ventilul de reglare este complet deschis ($D = 21256,15$), și viteza inițială V_0 a pistonului se consideră



a.



b.

Fig 133. Dependenta cursei $h(t)$ și a vitezei $v(t)$ pentru REH tip R 125/6,c. a - la pornire ; b - la oprire

parametru care variază în intervalul $VO \in [0 \div 0,26 \text{ m/s}]$, (v. tabelele 1.12 și 1.13 din anexă). Din aceste tabele rezultă că dependența cursei de ridicare și respectiv coborâre practic nu este influențată de viteza inițială VO a pistonului. Influență hotărâtoare o are forța F_D , respectiv factorul de frecare D , a lichidului de lucru care se deplasează prin orificiul de strângulare respectiv de temporizare (fig.1.1).

Analizînd rezultatele cuprinse în tabelele (1.9) și (1.10) se constată următoarele: rezultatele obținute cu subprogramul de bibliotecă bazat pe metoda lui Simpson (CALL INSIM) și prin algoritm Runge-Kutta coincid cu o aproximație de 0,52%.

Tinînd seama de relația (1.86) ecuația diferențială care descrie mișcarea pistonului la oprirea REH este:

$$\frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} M^2 \operatorname{tg}^2 (-Mat + \varphi) - (F_{c_{max}} - \rho_c h_c) + \Delta F_{Gf} + D \left(\frac{dh_c}{dt} \right)^2 = m \frac{d^2 h_c}{dt^2} \quad (1.103)$$

Ecuația diferențială (1.103) se integrează numeric folosind algoritmul Runge-Kutta. În acest scop ecuația (1.103) se pune sub forma:

$$\begin{cases} \frac{dv}{dt} = \frac{1}{m} \left[\frac{F_{po}}{\Omega_{ro}^2} M^2 \operatorname{tg}^2 (-Mat + \varphi) - (F_{c_{max}} - \rho_c h_c) + \Delta F_{Gf} + Dv^2 \right]; \\ \frac{dh_c}{dt} = v < 0. \end{cases} \quad (1.104)$$

Procedeuul practic de rezolvare a ecuației (1.104) este cel arătat în cazul pornirii REH.

Se scrie programul pentru calculul mărimilor $h_c = f(t)$ și $v = f(t)$, pentru viteza inițială constantă ($VO = -0,12 \text{ m/s}$) și D parametru ($D \in [5.500 \div 70.000]$).

Schema logică de calcul a regimului tranzitoriu, prin algoritmul Runge-Kutta, la oprirea REH tip R 125/6,c se prezintă în fig.1.34 din anexă. Programul scris în limbaj FORTRAN IV și rulat pe un calculator Felix C-256, se prezintă în fig.1.35 în anexă.

Se consideră cazul în care ventilul de reglare este com-

plet deschis ($D = 21.256,15$) și $V_0 = -0,120$ m/s (tabele 1.14 din anexă). Pentru alte valori ale parametrului D , caracteristicile $h_c(t)$ și $v(t)$ sînt reprezentate în fig.1.33.b.

În fig.1.36 este dată oscilograma cursei pistonului $h(t)$ și a curentului de fază $I(t)$ la un ciclu de funcționare în condiții nominale a REH tip R 125/6,c. Sînt prezentate comparativ și curbele $h(t)$ obținute prin calcul la ridicarea și respectiv coborîrea pistonului.

Comparînd funcțiile $h(t)$ calculate prin metode numerice [relațiile (1.90) și (1.103)] cu cele obținute experimental, se constată că se deosebesc cu mai puțin de 3%.

Deosebiri ceva mai mari apar la începutul mișcării pistonului. Practic deplasarea pistonului la ridicare începe spre sfîrșitul etapei a 2-a (fig.1.22) cînd $F_p(t) \in [F_r \div F_{pN}]$. Studiul teoretic al mișcării pistonului a fost efectuat pentru etapa a 3-a cînd $F_p(t) = F_{pN} = \text{const.}$

Pentru determinarea mai precisă a timpului de ridicare t_r , s-a avut în vedere la diagrama calculată (fig.1.36) și intervalul de timp $\Delta t = 0,032$ s în care are loc etapa a 2-a dar, cu o deplasare egală cu zero pentru cursa de ridicare h .

În cazul coborîrii pistonului, deplasarea începe după un interval de timp $\Delta t = 0,05$ s de la deconectarea aparatului și are loc atîta timp cît este îndeplinită condiția :

$$|(F_{c\max} - Q_c h) - \Delta F_{Gf}| > F_p(t) .$$

Timpul de ridicare și coborîre a pistonului a fost verificat atît direct prin măsurarea cursei $h(t)$, cît și indirect, prin măsurarea în timp a forțelor care apar la funcționarea REH.

În tabela 1.15 se prezintă comparativ timpul de ridicare și coborîre a pistonului REH tip R 125/6,c determinat numeric și experimental.

Se constată că, atît la timpul de ridicare t_r cît și la cel de oprire t_c , valorile determinate prin calcul diferă de cele măsurate cu mai puțin de 3%. Pe baza exemplului studiat se poate afirma că rezultatele experimentale confirmă teoria propusă în prezenta lucrare.

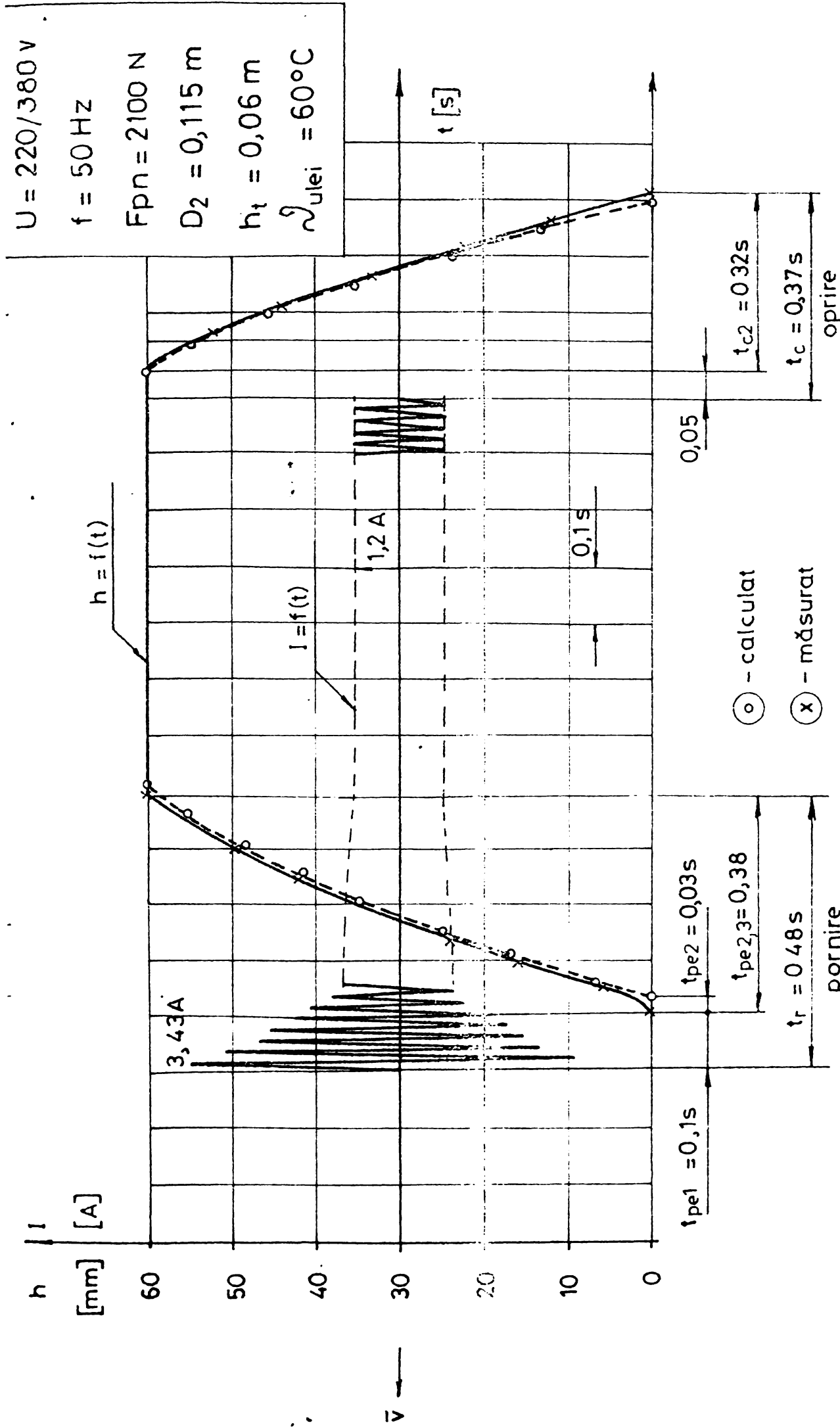


Fig. 1.36 Oscilograma cursei pistonului $h(t)$ și a curentului de fază $I(t)$ la pornirea și oprirea REH tip R125/6c. ($D_2 = 0,115 \text{ m}$; $U = 220/380 \text{ V}$; $f = 50 \text{ Hz}$; ventilație de reglare deschis).

Tabela 1.15

Valorile timpului de ridicare și coborîre la pornirea și oprirea
REH tip R 125/6,c

Metode pentru determi- narea timpului	Program	Ridicare s				Coborîre s			
		t _{pel}	t _{p23}	t _r	ε%	t _{c1}	t _{c2}	t _c	ε%
PORNIRE	Calculul ecuației in- tegrale (1.100)	INSIM	0,372	0,472	1,66	X			
		INTEC	0,373	0,473	1,46				
	Calculul sistemului de ec. (1.102) Experimental	Runge-Kutta	0,37	0,47	2,08	X			
		Experimental	0,1	0,38	0,48				
OPRIRE	Calculul sistemului de ec. (1.104)	Runge-Kutta	X		0,31	0,36	2,7	X	
		Experimental			0,05	0,32	0,37		
	Experimental	X		X		X		X	

1.7.4. Concluzii

Bilanțul energetic pentru funcționarea pompei REH permite să se determine fracțiunea de putere necesară pentru învingerea forțelor rezistive și de inerție în timpul mișcării pistonului precum și pentru învingerea forței rezistive pe circuitul de lucru al fluidului.

Pe baza datelor obținute s-a stabilit ecuația diferențială a mișcării pistonului REH, a cărei rezolvare prin metode numerice a condus la exprimarea grafică a cursei de ridicare și coborîre $h(t)$. Aceste grafice au scos în evidență influența factorului de frecare D asupra cursei de ridicare și coborîre a pistonului. Comparînd, diagramele calculate cu cele obținute experimental, se observă că ele au forme de variație apropiate.

2. ECUATIA MISCARII MASINII DE ACTIONARE IN SISTEME CU REH

2.1. Enunțul problemei

Obișnuit, în acționări electrice, [8.p.46] ; [10.p.22] ; [11.p.13] ; [16.p.14] ; [35.p.17] ; [70.p.187] , la transmisii axiale pentru fenomenele tranzitorii se folosește ecuația mișcării sub formă scalară: $\pm M \mp M_r = Jd\Omega/dt$.

În [75.p.144] se exprimă ecuația mișcării sub formă vectorială, pentru un mecanism de ridicare al unui pod rulant, dar numai pentru cazul particular de funcționare în regim staționar.

În prezenta lucrare se prezintă ecuația mișcării sub formă vectorială pentru cazul general, luându-se în considerare și faptul că între mașina de lucru și cea de acționare există o transmisie de tip cardanic.

S-a făcut uz de operatorul tensor ca afinor simetric, definit ca sumă a trei diade [5.p.793] ; [7.p.135] ; și de teorema momentului cinetic [50.p.442] .

În continuare se prezintă o interpretare nouă a momentului de inerție, sub aspect fenomenologic, precum și calculul momentului de inerție total, echivalent, al unui mecanism de ridicare.

A doua problemă abordată se referă la caracteristicile sistemelor de frâne mecanice acționate prin REH. Obișnuit aceste caracteristici sînt prezentate numai în formă grafică.

În lucrare sînt date expresiile analitice ale cuplului de frînare, $M_f=f(s)$, pentru cele mai uzuale tipuri de frâne mecanice acționate cu REH. În scopul alegerii celei mai avantajoase frâne mecanice, se prezintă și un studiu comparativ.

2.2. Tensorul momentului cinetic \bar{K}_c

În dinamica acționărilor electrice, corpurile în mișcare de rotație sînt înlocuite cu acțiunea unei mase fictive echivalente, concretizată sub forma unui volant, montat

pe arborele mașinii de acționare.

În fig.2.1 este arătat un volant cilindric V, care este

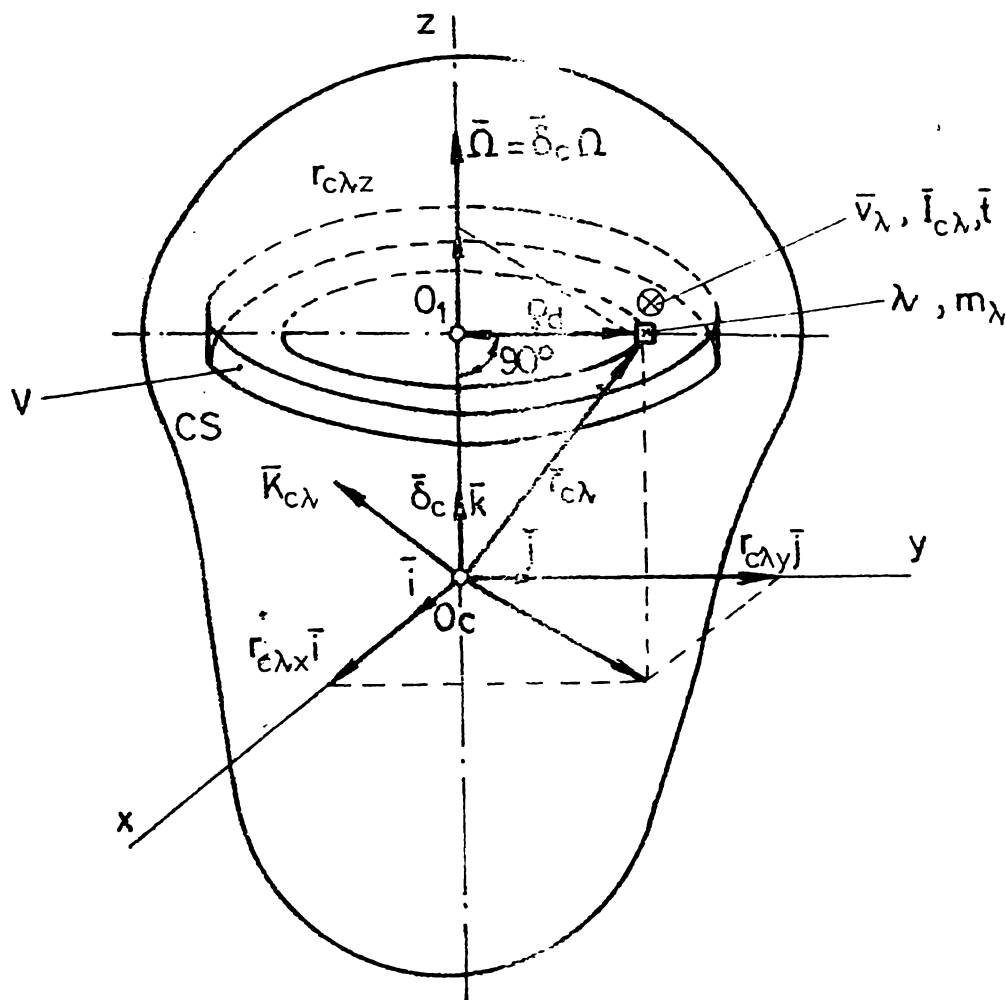


Fig.2.1. Mișcarea solidului în jurul axei fixe de rotație Oz.

un element din corpul solid nedeformabil CS și care se poate roti în jurul axei de rotație cO_1 . Considerăm sistemul de coordonate cartezian fix cu axele x,y,z ale căror vectori unitari sînt \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} .

Dacă corpul se rotește după axa cO_1 , (care poate avea o direcție oarecare în spațiu fig.2.2) și se introduce un simbol separat $\bar{\delta}_c$, ca vector unitar în rotație după această axă, vectorul vitezei de rotație unghiulară $\bar{\Omega}$ a unui punct material λ , cu masa m_λ , se exprimă în forma:

$$\bar{\Omega} = \bar{\delta}_c \Omega; \quad (2.1)$$

sau:

$$\bar{\Omega} = \Omega_x \bar{i} + \Omega_y \bar{j} + \Omega_z \bar{k}, \quad (2.2)$$

unde Ω_x , Ω_y , Ω_z , sînt componentele vectorului $\bar{\Omega}$ după: \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} .

Deoarece:

$$\Omega_x = \Omega \cos \alpha; \quad \Omega_y = \Omega \cos \beta; \quad \Omega_z = \Omega \cos \gamma;$$

$$(\bar{\delta}_c \bar{i}) = \cos \alpha ; \quad (\bar{\delta}_c \bar{j}) = \cos \beta ; \quad (2.3)$$

$$(\bar{\delta}_c \bar{k}) = \cos \gamma ,$$

viteza de rotație unghiulară $\bar{\Omega}$ se poate scrie sub forma:

$$\bar{\Omega} = \Omega \{ (\bar{\delta}_c \bar{i}) \bar{i} + (\bar{\delta}_c \bar{j}) \bar{j} + (\bar{\delta}_c \bar{k}) \bar{k} \} , \quad (2.4)$$

în care α , β , γ , sînt unghiurile pe care le face vectorul unitar al vitezei de rotație $\bar{\delta}_c$ cu vectorii unitari ortogonali de direcție constantă \bar{i} , \bar{j} , \bar{k} .

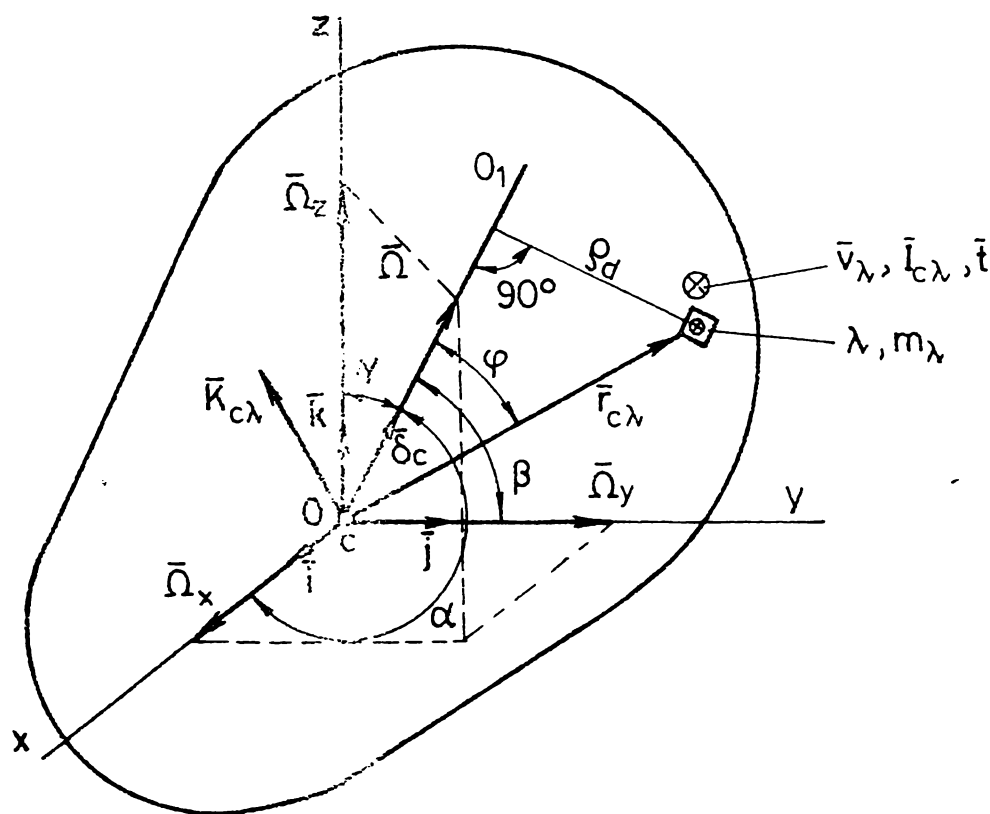


Fig.2.2. Mișcarea solidului în jurul unei axe de rotație cu o direcție oarecare în spațiu .

Viteza de rotație unghiulară se exprimă în două feluri: forma vectorială intrinsecă (2.1) și forma vectorială prin vectori unitari ortogonali (2.2), (2.4).

Viteza punctului material λ , cu masa m_λ , a cărei poziție față de punctul c este determinată prin vectorul $\bar{r}_{c\lambda}$, (fig.2.1; fig.2.2) este:

$$\bar{v}_\lambda = [\bar{\Omega} \times \bar{r}_{c\lambda}] = \Omega \rho_d \bar{t} , \quad (2.5)$$

în care ρ_d este distanța de la vârful vectorului $\bar{r}_{c\lambda}$ la axa de rotație cO_1 , iar \bar{t} este vectorul unitar tangențial

de direcție variabilă.

Impulsul $\bar{I}_{c\lambda}$, al particulei de masă m_λ când acesta se rotește în jurul axei cu vectorul unitar de rotație $\bar{\delta}_c$, este:

$$\bar{I}_{c\lambda} = m_\lambda [\bar{\Omega} \times \bar{r}_{c\lambda}] \quad (2.6)$$

Momentul cinetic $\bar{K}_{c\lambda}$, al acestei particule în raport cu punctul c , existent pe axa de rotație este:

$$\bar{K}_{c\lambda} = [\bar{r}_{c\lambda} \times \bar{I}_{c\lambda}] = [\bar{r}_{c\lambda} \times m_\lambda [\bar{\Omega} \times \bar{r}_{c\lambda}]] \quad (2.7)$$

Momentul cinetic total în raport cu punctul c , la un timp oarecare, este:

$$\bar{K}_c = \sum_{\lambda=1}^n \bar{K}_{c\lambda} = \Omega \sum_{\lambda=1}^n [\bar{r}_{c\lambda} \times m_\lambda [\bar{\delta}_c \times \bar{r}_{c\lambda}]] \quad (2.8)$$

sau:

$$\bar{K}_c = \Omega \sum_{\lambda=1}^n m_\lambda \left\{ \bar{\delta}_c (\bar{r}_{c\lambda}^2) - (\bar{r}_{c\lambda} \bar{\delta}_c) \bar{r}_{c\lambda} \right\} \quad (2.9)$$

ale cărui componente după axele x, y, z sînt:

$$\begin{aligned} \bar{K}_{cx} &= \Omega_x J_{xx} \bar{i} + \Omega_y D_{xy} \bar{i} + \Omega_z D_{xz} \bar{i} \quad ; \\ \bar{K}_{cy} &= \Omega_x D_{yx} \bar{j} + \Omega_y J_{yy} \bar{j} + \Omega_z D_{yz} \bar{j} \quad ; \\ \bar{K}_{cz} &= \Omega_x D_{zx} \bar{k} + \Omega_y D_{zy} \bar{k} + \Omega_z J_{zz} \bar{k} \quad , \end{aligned} \quad (2.10)$$

unde:

$$\begin{aligned} J_{xx} &= \sum_{\lambda=1}^n m_\lambda (r_{c\lambda y}^2 + r_{c\lambda z}^2) \quad ; \\ D_{xy} &= \sum_{\lambda=1}^n m_\lambda (r_{c\lambda x} \cdot r_{c\lambda y}) \quad ; \\ D_{xz} &= \sum_{\lambda=1}^n m_\lambda (r_{c\lambda x} \cdot r_{c\lambda z}) \quad , \\ &\dots \dots \dots \end{aligned} \quad (2.11)$$

reprezintă momentele de inerție față de axele x, y, z și respectiv momentele de inerție centrifugale, în raport cu aceleași axe.

Expresia momentului cinetic \bar{K}_c , este funcție vecto-

rială liniară de vectorul vitezei de rotație unghiulară $\bar{\Omega}$ și ca urmare se poate exprima tensorial .

Tensorul \bar{T}_c , se exprimă sub forma [50.p.444] ;
/64.p.485/ :

$$\bar{T}_c = \bar{i} \cdot \bar{p}_x + \bar{j} \cdot \bar{p}_y + \bar{k} \cdot \bar{p}_z . \quad (2.12)$$

Componentele tensorului $\bar{p}_x, \bar{p}_y, \bar{p}_z$, după vectorii unitari $\bar{i}, \bar{j}, \bar{k}$, au expresiile:

$$\begin{aligned} \bar{p}_x &= J_{xx} \bar{i} + D_{xy} \bar{j} + D_{xz} \bar{k} \quad ; \\ \bar{p}_y &= D_{yx} \bar{i} + J_{yy} \bar{j} + D_{yz} \bar{k} \quad ; \\ \bar{p}_z &= D_{zx} \bar{i} + D_{zy} \bar{j} + J_{zz} \bar{k} . \end{aligned} \quad (2.13)$$

Inmulțind scalar tensorul \bar{T}_c la dreapta cu vectorul $\bar{\Omega}$ se obține:

$$\begin{aligned} \bar{T}_c \bar{\Omega} &= \bar{i}(\bar{p}_x \bar{\Omega}) + \bar{j}(\bar{p}_y \bar{\Omega}) + \bar{k}(\bar{p}_z \bar{\Omega}) = \\ &= \bar{i} \left\{ (\bar{\Omega} \bar{i}) J_{xx} + (\bar{\Omega} \bar{j}) D_{xy} + (\bar{\Omega} \bar{k}) D_{xz} \right\} + \\ &+ \bar{j} \left\{ (\bar{\Omega} \bar{i}) D_{yx} + (\bar{\Omega} \bar{j}) J_{yy} + (\bar{\Omega} \bar{k}) D_{yz} \right\} + \\ &+ \bar{k} \left\{ (\bar{\Omega} \bar{i}) D_{zx} + (\bar{\Omega} \bar{j}) D_{zy} + (\bar{\Omega} \bar{k}) J_{zz} \right\} . \end{aligned} \quad (2.14)$$

Examinînd expresiile (2.10) și (2.14), se observă că este satisfăcută identitatea:

$$\bar{T}_c \bar{\Omega} = \bar{K}_c , \quad (2.15)$$

unde \bar{K}_c ia forma:

$$\bar{K}_c = \bar{i} K_{cx} + \bar{j} K_{cy} + \bar{k} K_{cz} . . . \quad (2.16)$$

Faptul că vectorul $\bar{T}_c \bar{\Omega}$ satisface identitatea (2.15) permite să se exprime momentul de inerție în raport cu axa de rotație. Pentru aceasta, se formează componenta raportului \bar{K}_c / Ω după axa de rotație cO_1 (fig.2.1; fig.2.2). Din (2.14), (2.15) și ținînd seama de (2.1), (2.7) și (2.9) rezultă:

$$\begin{aligned} \frac{(\bar{K}_c \cdot \bar{\delta}_c)}{\Omega} &= (\bar{\delta}_c \bar{r}_c \bar{\delta}_c) = J_{zz} = \sum_{\lambda=1}^n m_{\lambda} S_d^2 = \\ &= \sum_{\lambda=1}^n m_{\lambda} [\bar{\delta}_c \times \bar{r}_{c\lambda}]^2, \end{aligned} \quad (2.17)$$

unde S_d este distanța de la vârful vectorului $\bar{r}_{c\lambda}$ la axa de rotație cO_1 .

2.3. Ecuția mișcării sub formă vectorială intrinsecă

I. Considerăm întâi cazul unui mecanism de ridicare (fig.2.3). Greutatea $\bar{G} = m\bar{g}$ dezvoltă la arborele mașinii m_1 un cuplu rezistent util \bar{M}_r , frecarea între cuzineți și arbori produce cuplul $\Delta\bar{M}_f$, iar frâna mecanică FM, cuplul de frînare \bar{M}_f . Mașina electrică de acționare MEA dezvoltă cuplul \bar{M} și viteza de rotație unghiulară $\bar{\Omega}$ în sensul axei cu vectorul unitar $\bar{\delta}_c$. Cuplurile care sînt în direcția și sensul acestui vector unitar sînt considerate cu valoarea numerică pozitivă iar cele care sînt pe aceeași direcție dar în sensul opus au o valoare numerică negativă.

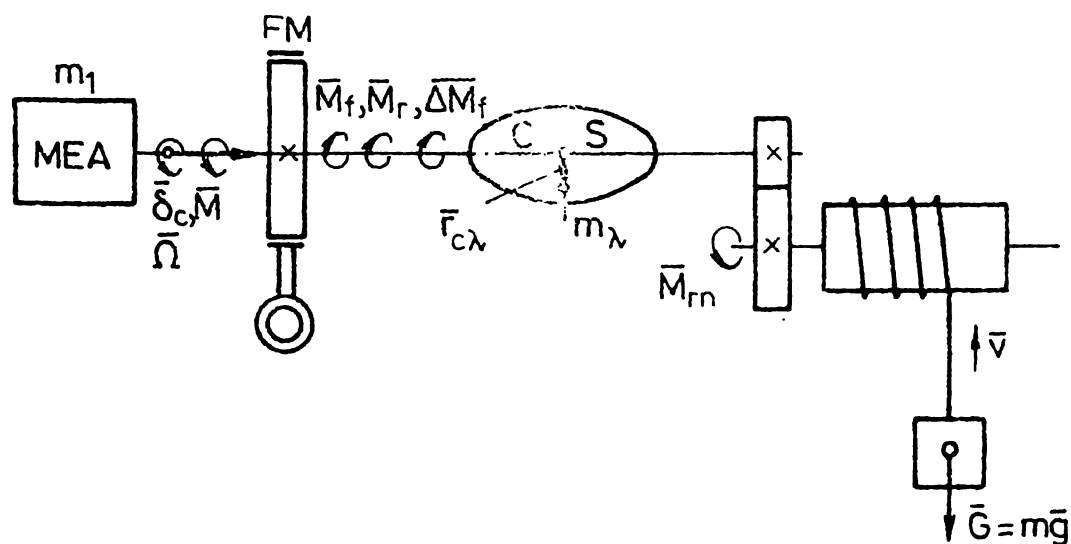


Fig.2.3. Schema de principiu a unui mecanism de ridicare .

Derivata în raport cu timpul a momentului cinetic al sistemului de acționare (fig.2.3) conduce la ecuația mișcării în formă generală:

$$\dot{\bar{M}} + \dot{\bar{M}}_f + \dot{\bar{M}}_r + \dot{\Delta\bar{M}}_f = \frac{d}{dt} \bar{K}_c = \bar{r}_c \bar{\delta}_c \frac{d\Omega}{dt}, \quad (2.18)$$

sau în valori numerice:

$$\pm |M| \bar{\delta}_c \mp |M_f| \bar{\delta}_c \mp |M_r| \bar{\delta}_c \mp |\Delta M_f| \bar{\delta}_c = \bar{T}_c \bar{\delta}_c \frac{d\Omega}{dt} \cdot (2.19)$$

În relația (2.19) sînt valabile cele două rînduri de semne în fața termenilor ecuației (semnele (+) și (-) situate pe rîndul de sus sau varianta cu semnele situate pe rîndul de jos) :

- semnele (+) și (-) pe rîndul superior în fața termenilor ecuației se utilizează cînd mașina electrică dezvoltă cuplu pentru învingerea cuplurilor statice rezistente și de frecare (cupluri cu efect de frînare);

- semnele (-) și (+) pe rîndul inferior în fața termenilor ecuației sînt valabile cînd mașina electrică dezvoltă cuplu de frînare iar mașina de lucru dezvoltă cuplu ce antrenează sistemul de acționare.

Componenta acestor vectori după axa de rotație fixă cu vectorul unitar $\bar{\delta}_c$ este /64.p.483 - 490/ :

$$\pm |M| (\bar{\delta}_c \bar{\delta}_c) \mp |M_f| (\bar{\delta}_c \bar{\delta}_c) \mp |M_r| (\bar{\delta}_c \bar{\delta}_c) \mp |\Delta M_f| (\bar{\delta}_c \bar{\delta}_c) = (\bar{\delta}_c \bar{T}_c \bar{\delta}_c) \frac{d\Omega}{dt} \cdot (2.20)$$

Dacă mașina electrică, transmisia și mașina de lucru au aceeași axă sau axe paralele, iar corpul CS (fig.2.3) este simetric în raport cu axa, atunci ecuația mișcării (2.18) și (2.20) obține forma cunoscută [8.p.46] ; [11.p.13] ; [16.p.14] :

$$\pm |M| \mp |M_f| \mp |M_r| \mp |\Delta M_f| = J_\delta \frac{d\Omega}{dt} \cdot (2.21)$$

II. Un exemplu tipic de folosire a transmisiei cardanice este la mecanismul de acționare a lingurii de la macaraua de alimentare a cuptoarelor Siemens - Martin [13.p.53].

Schema cinematică a acestui mecanism se prezintă în fig.2.4.

La alimentarea cuptoarelor, motorul rotește lingura cu viteza $\bar{\Omega}_1$, raportată la arborele de ieșire al reductorului R, și totodată o ridică în plan vertical cu un unghi

cel condus este constant ($\dot{\nu}_{1,2} = \text{const.}$).

Principiul conservării energiei aplicat sistemului de acționare considerat pentru cazul când lingura macaralei efectuează o mișcare pentru ridicarea și rotirea ei, din starea de repaus în starea finală, este:

$$M_1 \dot{\Omega}_1(t) dt = M_f \dot{\Omega}_1(t) dt + M_{r,2} \dot{\Omega}_2(t) dt + J_1 \dot{\Omega}_1(t) d\Omega_1 + J_2 \dot{\Omega}_2(t) d\Omega_2 + m_2 v(t) dv + m_2 g dh \quad (2.22)$$

$$\text{Cum } h = l \sin \alpha_{1,2}(t), \quad v = \frac{d\alpha_{1,2}(t)}{dt} l = \omega l,$$

$$\frac{dh}{dt} = l \omega \cos \alpha_{1,2}(t) \text{ și } \dot{\Omega}_1(t) / \dot{\Omega}_2(t) = \dot{\nu}_{1,2},$$

pentru $\omega = \text{const.}$, avem:

$$\dot{\Omega}_2(t) dt \left\{ M_1 \dot{\nu}_{1,2} - M_f \dot{\nu}_{1,2} - M_{r,2} - \frac{m_2 g l \omega \cos \omega t}{\dot{\Omega}_2(t)} - (J_1 \dot{\nu}_{1,2}^2 + J_2) \frac{d\dot{\Omega}_2}{dt} \right\} = 0, \quad (2.23)$$

în care s-a notat cu J_1 și J_2 momentele de inerție ale părților care se rotesc cu viteza unghiulară $\dot{\Omega}_1$ și respectiv $\dot{\Omega}_2$. În aceste condiții se obține ecuația mișcării în forma:

$$M_1 \dot{\nu}_{1,2} - M_f \dot{\nu}_{1,2} - M_{r,2} - \frac{m_2 g l \omega \cos \omega t}{\dot{\Omega}_2(t)} = (J_1 \dot{\nu}_{1,2}^2 + J_2) \frac{d\dot{\Omega}_2}{dt} \quad (2.24)$$

Ecuația mișcării, scrisă sub formă vectorială intrinsecă, în raport cu sistemul de referință cu originea în O (fig.2.4) legat fix de mecanismul în mișcare de rotație după direcția vectorilor unitari \bar{j} și $\bar{\delta}_c$ este:

$$+ |M_1| \dot{\nu}_{1,2} \bar{j} - |M_f| \dot{\nu}_{1,2} \bar{j} - |M_{r,2}| \bar{\delta}_c - \frac{m_2 \bar{g} l \omega (\bar{j} \cdot \bar{\delta}_c)}{\dot{\Omega}_2(t)} = (\bar{j} \cdot \bar{p}_y) \bar{j} \dot{\nu}_{1,2}^2 \frac{d\dot{\Omega}_2}{dt} + \bar{T}_c \bar{\delta}_c \frac{d\dot{\Omega}_2}{dt}, \quad (2.25)$$

unde \bar{p}_y este componenta tensorului după direcția axei y

iar \bar{T}_c este tensorul .

Din cele prezentate se desprind următoarele:

1. Produsul scalar $(\bar{K}_c \bar{\delta}_c)$ reprezintă componenta lui \bar{K}_c după axa de rotație cu vector unitar $\bar{\delta}_c$, iar în caz de simetrie a sistemelor de puncte materiale ce determină volantul V (fig.2.1), \bar{K}_c se găsește în axa de rotație.

2. Forma $\sum m_\lambda \rho_d^2$ este expresia momentului de inerție, iar forma $(\bar{K}_c \bar{\delta}_c) / \Omega$ reprezintă o expresie mai generală din care se deduce expresia $\sum m_\lambda \rho_d^2$.

3. Faptul că momentul cinetic se poate exprima cu ajutorul tensorului \bar{T}_c , $\bar{K}_c = \bar{T}_c \bar{\Omega}$, face posibilă scrierea ecuației mișcării în forma generală, vectorială.

2.4. Determinarea momentului de inerție axial al unui mecanism de ridicare prin metoda căderii greutății

În [9.p.22] este arătată metoda "căderii greutății" pentru determinarea momentului de inerție al corpurilor simetrice în raport cu axa de rotație. Această metodă se poate extinde și la calculul momentului de inerție al unui mecanism de ridicare (fig.2.5).

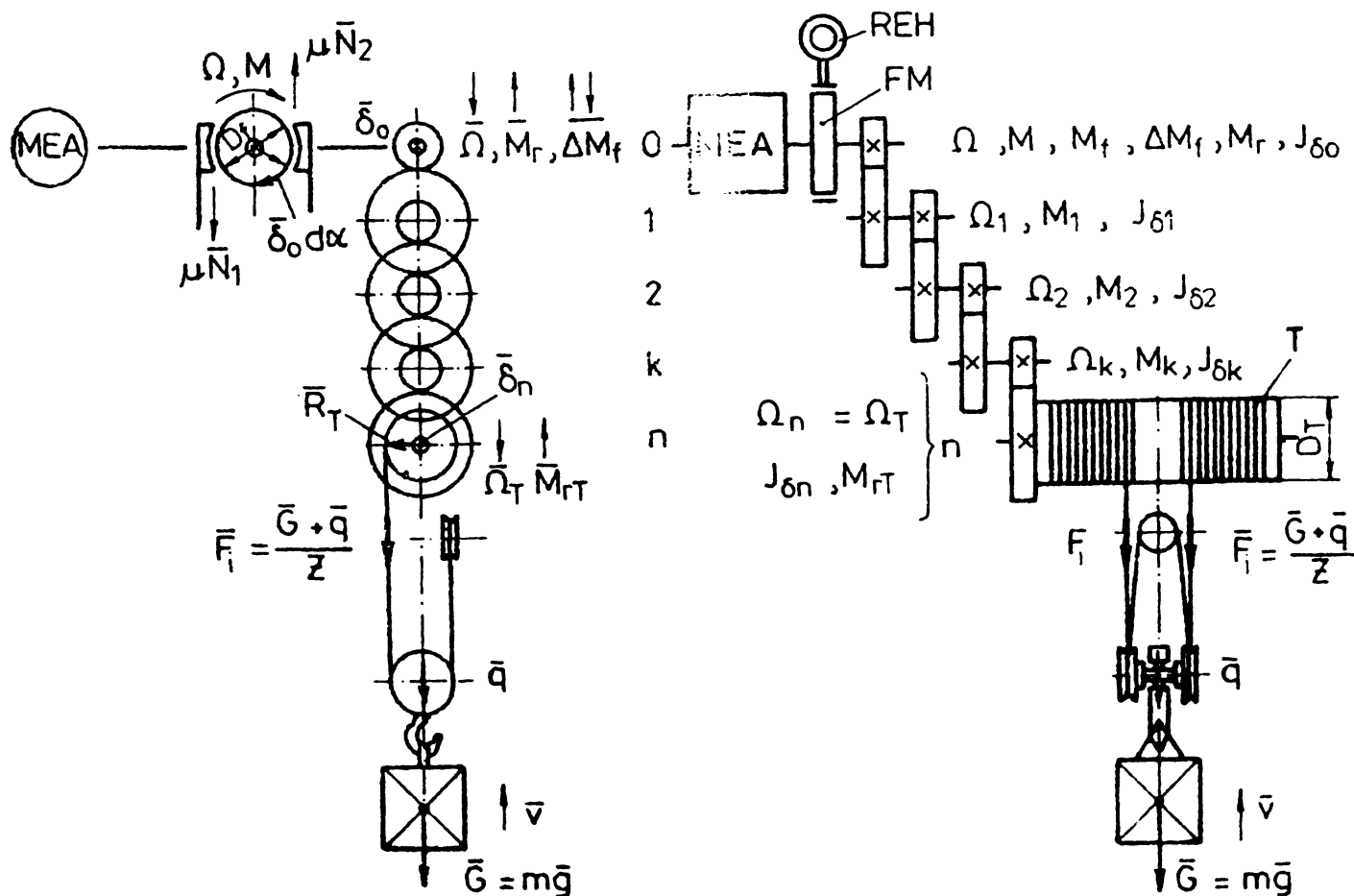


Fig.2.5. Scheme cinematică a mecanismului de ridicare.

Fie : $0, 1, 2, \dots, n$ - numerele de ordine ale arborilor transmisiei, $\delta_0, \delta_1, \delta_2, \dots, \delta_n$ - vectorii unitari în raport cu arborele transmisiei; T - toba mecanismului cu diametrul D_T pe care se înfășoară două ramuri de cablu; D_f - diametrul discului de frână.

Momentul de inerție echivalent $J_{e\delta_0}$, raportat la arborele motorului de acționare, este:

$$J_{e\delta_0} = J_{\delta_0} + J_{\delta_1} \left(\frac{\Omega_1}{\Omega} \right)^2 + J_{\delta_2} \left(\frac{\Omega_2}{\Omega} \right)^2 + \dots \\ + J_{\delta_n} \left(\frac{\Omega_n}{\Omega} \right)^2 + m \left(\frac{v}{\Omega} \right)^2 \quad (2.26)$$

Energia cinetică a mecanismului de ridicare este:

$$W_{cs} = J_{\delta_0} \frac{\Omega^2}{2} + J_{\delta_1} \frac{\Omega_1^2}{2} + J_{\delta_2} \frac{\Omega_2^2}{2} + \dots \\ + J_{\delta_n} \frac{\Omega_n^2}{2} + m \frac{v^2}{2} \quad (2.27)$$

Se echivalează energia cinetică a celor n arbori în mișcare cu energia cinetică W_{cn} a unui volant fictiv V_T , montat pe arborele tobei, care are momentul de inerție echivalent $J_{e\delta_n}$. În caz că pierderile prin transmisie se neglijează se poate scrie:

$$W_{cs} = W_{cn} = J_{e\delta_n} \frac{\Omega_n^2}{2} \quad (2.28)$$

Dacă dA_T este lucrul mecanic infinitesimal efectuat de greutatea \bar{G} în timpul dt de parcurgere pe verticală a înălțimii h , pentru $J_{e\delta_n} = \text{constant}$, principiul conservării energiei se poate scrie sub forma:

$$dA_T = dW_{cn} = d \left(J_{e\delta_n} \frac{\Omega_n^2}{2} \right) = J_{e\delta_n} d \left(\frac{\Omega_n^2}{2} \right) \quad (2.29)$$

de unde rezultă:

$$J_{e\delta_n} = \frac{dA_T}{\Omega_n d\Omega_n} \quad (2.30)$$

care în forma creșterilor finite devine:

$$J_{e\delta_n} = \frac{\Delta A_T}{\Omega_n \Delta \Omega_n} \quad (2.31)$$

Tinând seama că între cîrligul mecanismului de ridicare și mașina de acționare se găsește transmisia, din egalitatea energiilor cinetice pe cei doi arbori rezultă:

$$J_e \delta_o = \frac{J_e \delta_n}{\nu_{o,n}^2} \quad (2.32)$$

unde $\nu_{o,n}$ este raportul total de transmisie.

Pentru determinarea momentului de inerție $J_e \delta_n$, se lasă masa m , fixată la cîrligul mecanismului, să "cadă" de la diferite înălțimi și se măsoară, în timpul t , înălțimea h , vitezele Ω_n , Ω și se calculează lucrul mecanic: $A_T = mgh$.

Aceste mărimi se reprezintă în funcție de timp în graficele din fig.2.6.

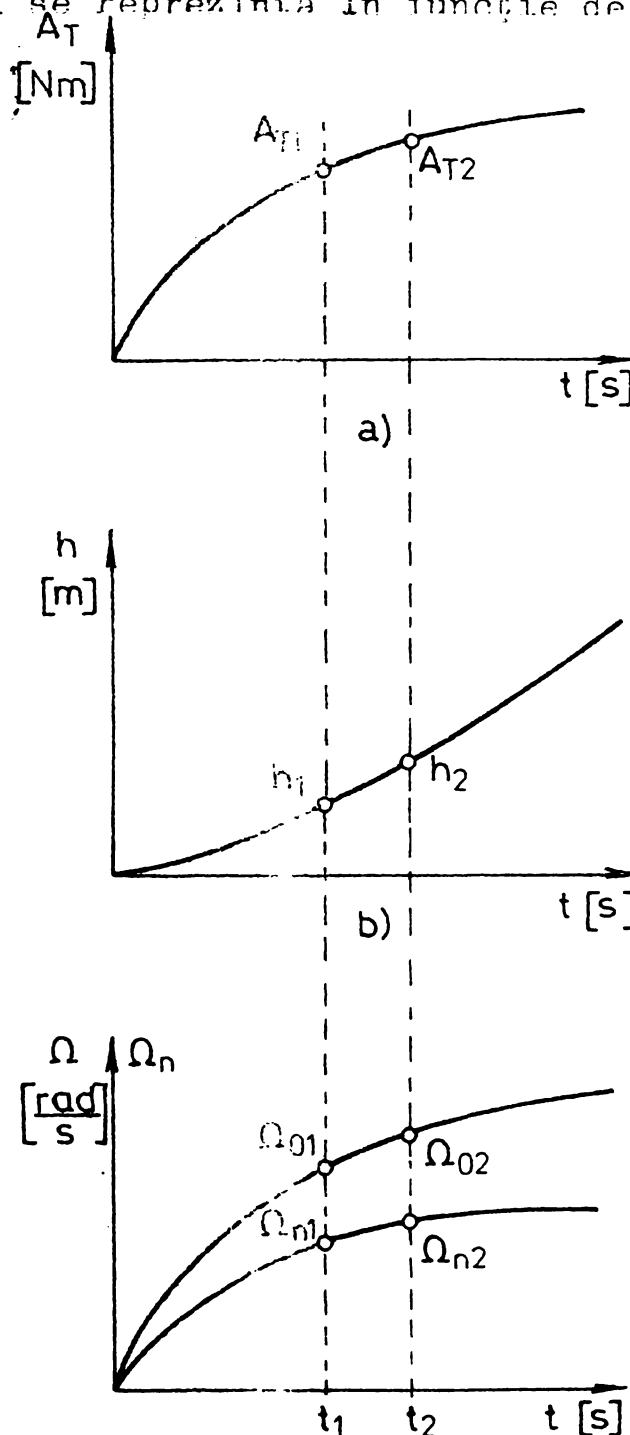


Fig.2.6. Curbele A_T , h , Ω în funcție de timp la metoda "căderii" greutății.

Pentru intervalul de timp $\Delta t = t_2 - t_1$, ales cât mai mic, avem: $\Delta \Omega_n = \Omega_{n2} - \Omega_{n1}$; $\Delta h = h_2 - h_1$ și $\Delta A_T = A_{T2} - A_{T1}$. In intervalul de timp Δt avem: $\Omega_n = \text{const.}$; și $v = \text{const.}$

Avînd toate elementele de calcul cunoscute, se aplică relațiile (2.31), (2.32) și se obține $J_c \delta_0$. In metoda prezentată s-a considerat randamentul transmisiei $\eta_{tr} = 1$.

2.5. Calculul caracteristicilor statice ale frînelor mecanice acționate prin REH

Frînele mecanice acționate prin REH se evidențiază prin caracteristica mecanică statică, $M_f = f(s)$, care reprezintă legătura dintre cuplul de frînare și alunecarea mașinii m_1 (fig.1.3), atunci cînd motorul REH are la borne anumite tensiuni de alimentare corespunzătoare alunecării s .

In prezent există următoarele construcții de frîne mecanice și posibilități de montaj a REH:

1. Frîne cu saboți și REH reglabil, poziția de montaj A, [121.p.544] , [146.p.3] ;
2. Frîne cu saboți și REH reglabil, poziția de montaj B, [121.p.544] , [146.p.3] ;
3. Frîne cu saboți cu timonerie sub formă de triunghi rigid și REH reglabil, poziția de montaj C, [74.p.375] ;
4. Frîne cu saboți și REH reglabil, poziția de montaj D, [138.p.2] .

In literatură se consideră numai cazul saboților metalici cu garnitură de ferodo. Este util a se considera și cazul saboților din material plastic [96] ceea ce se face la pct. 2.6.5.

Asupra frînelor mecanice cu saboți și REH acționează următoarele forțe (fig.2.7... 2.11):

- a) forțe active pentru deschiderea frînei (\bar{F}_p, \bar{F}_t);
- b) forțe produse de arcuri pentru aplicarea frînei ($\bar{F}_a, \bar{F}_r, \bar{F}_c$);
- c) forțe normale de apăsare a saboților pe discul de frînă (\bar{N}_1, \bar{N}_2) și respectiv reacțiunile acestor forțe (\bar{N}'_1, \bar{N}'_2);

$$\bar{M}_f = \sum_{i=1}^n [\bar{R}_f \times \mu \bar{W}_i] = \mp \mu D_f N_2 \bar{\delta}_c. \quad (2.33)$$

Formînd momentul forțelor față de punctele O și O_2 avem:

$$N_2 = P_2 \frac{L_1}{L_2} = F_f \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5+L_4}{L_6}, \quad (2.34)$$

și din (2.33) se obține:

$$\bar{M}_f = \mp \mu D_f F_f \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5+L_4}{L_6} \cdot \eta_a \bar{\delta}_c. \quad (2.35)$$

Tinînd seama de expresia forței de frînare $\bar{F}_f(s)$ (1.43), ecuația (2.35) poate fi scrisă în forma:

$$\begin{aligned} M_f &= \mp \mu D_f \left[F_{cN} - F_{pN}(s^2 - \delta^2) \right] \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5+L_4}{L_6} \cdot \eta_a \cdot \bar{\delta}_c = \\ &= \mp C_1 \left[F_{cN} - F_{pN}(s^2 - \delta^2) \right] \bar{\delta}_c. \end{aligned} \quad (2.36)$$

În aceste ecuații μ este coeficientul de frecare de alunecare; L_1, \dots, L_7 sînt lungimile brațelor și respectiv ale pîrghiilor (fig.2.7); $i_T = \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5+L_4}{L_6}$ este raportul de transmitere al timonerii frînei iar $C_1 = \mu D_f \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5+L_4}{L_6} \eta_a$ este un parametru al FM.

Factorul de calitate al articulației timoneriei frînei are expresia:

$$\eta_a = \frac{N_2}{F_{cNred}}, \quad (2.37)$$

unde N_2 este forța normală reală de apăsare a sabotului pe discul de frînă determinată experimental; F_{cNred} este forța nominală dezvoltată de arcul „c” redusă la punctul de articulație al sabotului.

2.5.2. Poziția de montaj B. În fig.2.8 este reprezentată schița acestei frîne. În această situație, poziția pîrghiei 3 este rotită în jurul axei $O_1' O_2'$ (fig.2.7) cu 180° .

Prin același raționament se obține:

$$M_f = \mp \mu D_f [F_{cN} - F_{pN}(s^2 - \delta^2)] \cdot \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5 + L_4}{L_3 - L_6} \eta_a \bar{\delta}_c =$$

$$= \mp C_2 [F_{cN} - F_{pN}(s^2 - \delta^2)] \bar{\delta}_c \quad (2.38)$$

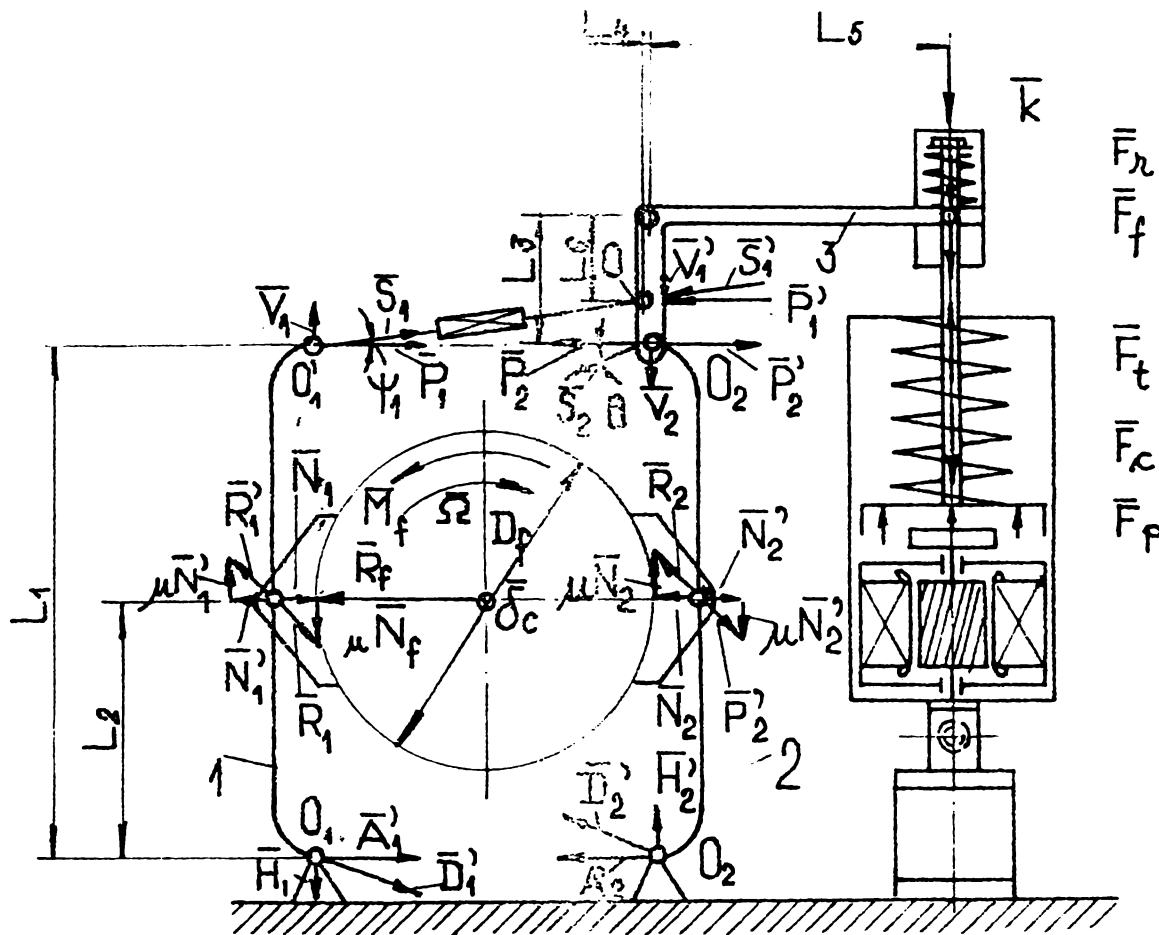


Fig.2.8. Sistem de frinare mecanic cu REH reglabil, poziția de montaj B.

Raportul de transmitere al acestui sistem de frână este:

$$i_T = \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5 + L_4}{L_3 - L_6} \quad \text{Parametrul } C_2 \text{ se scrie pentru poziția montaj B}$$

$$\text{în forma : } C_2 = \mu D_f \frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5 + L_4}{L_3 - L_6} \eta_a$$

2.5.3. Poziția de montaj C. Cum se arată în fig.2.9, timoneria 3 este triunghiulară.

Conform /74.p.375/, cuplul de frinare are forma:

$$M_f = \mp \mu \frac{D_f}{2} F_f \frac{L_1}{L_2} \left[\frac{\sin \beta}{\sin \gamma} \cos \psi + \frac{\sin \alpha}{\sin \gamma} \cos \theta \right] \eta_a \bar{\delta}_c =$$

$$= \mp \mu \frac{D_f}{2} F_f^A \eta_a \bar{\delta}_c \quad (2.39)$$

unde $L_1, L_2, \alpha, \beta, \gamma, \psi, \theta$ - sînt mărimi constante (fig.2.9)

și

$$A = \frac{L_1}{L_2} \left[\frac{\sin \beta}{\sin \delta} \cos \psi + \frac{\sin \alpha}{\sin \gamma} \cos \theta \right]. \quad (2.40)$$

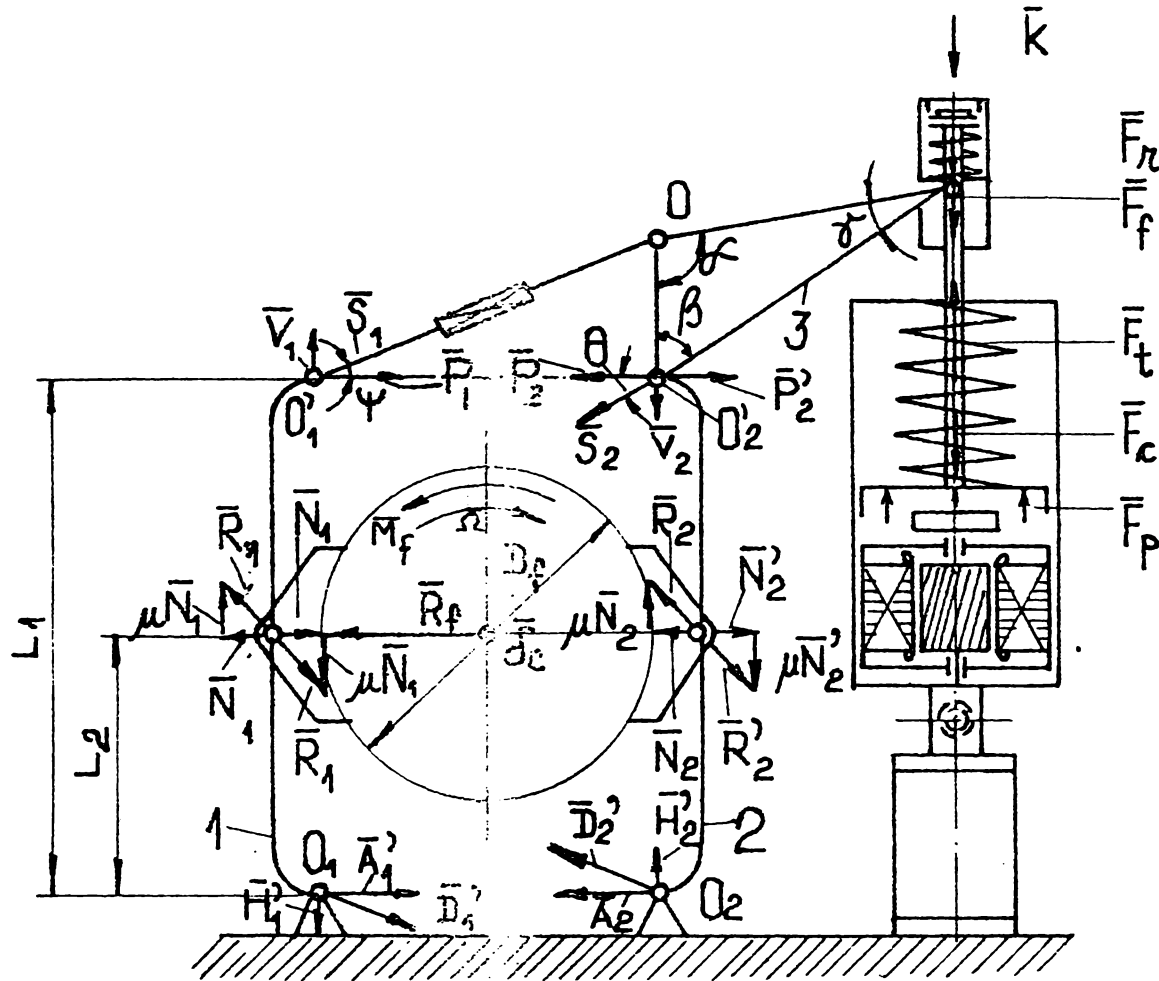


Fig.2.9. Sistem de frinare mecanic cu timonerie triunghiulară și REH reglabil

Cu \bar{F}_f din (1.43) momentul de frinare devine :

$$\begin{aligned} \bar{M}_f &= \bar{\mu} \frac{D_f}{2} \left[F_{cN} - F_{pN} (s^2 - \delta^2) \right] A \eta_a \bar{\delta}_c = \\ &= \bar{C}_3 \left[F_{cN} - F_{pN} (s^2 - \delta^2) \right] \bar{\delta}_c \end{aligned} \quad (2.41)$$

Parametrul C_3 al frinei este: $C_3 = \mu \frac{D_f}{2} A \eta_a$.

2.5.4. Poziția de montaj D. La această schemă (fig. 2.10) pîrghia 3 are aceeași poziție ca și în cazul 2.5.1., cu observația că resortul c este montat în exteriorul REH. Din momentele forțelor față de punctele 0 și O_2 , pentru cazul cînd $L_4 = 0$, expresia cuplului de frinare este:

$$\bar{M}_f = \bar{\mu} D_f \left[F_{cN} \frac{L_7}{L_5} - F_{pN} (s^2 - \delta^2) \right] \frac{L_5}{L_6} \frac{L_1}{L_2} \eta_a \bar{\delta}_c = \quad (2.42)$$

$$= \bar{F} C_4 \left[F_{CN} \frac{L_7}{L_5} - F_{pN} (s^2 - \delta^2) \right] \delta_c.$$

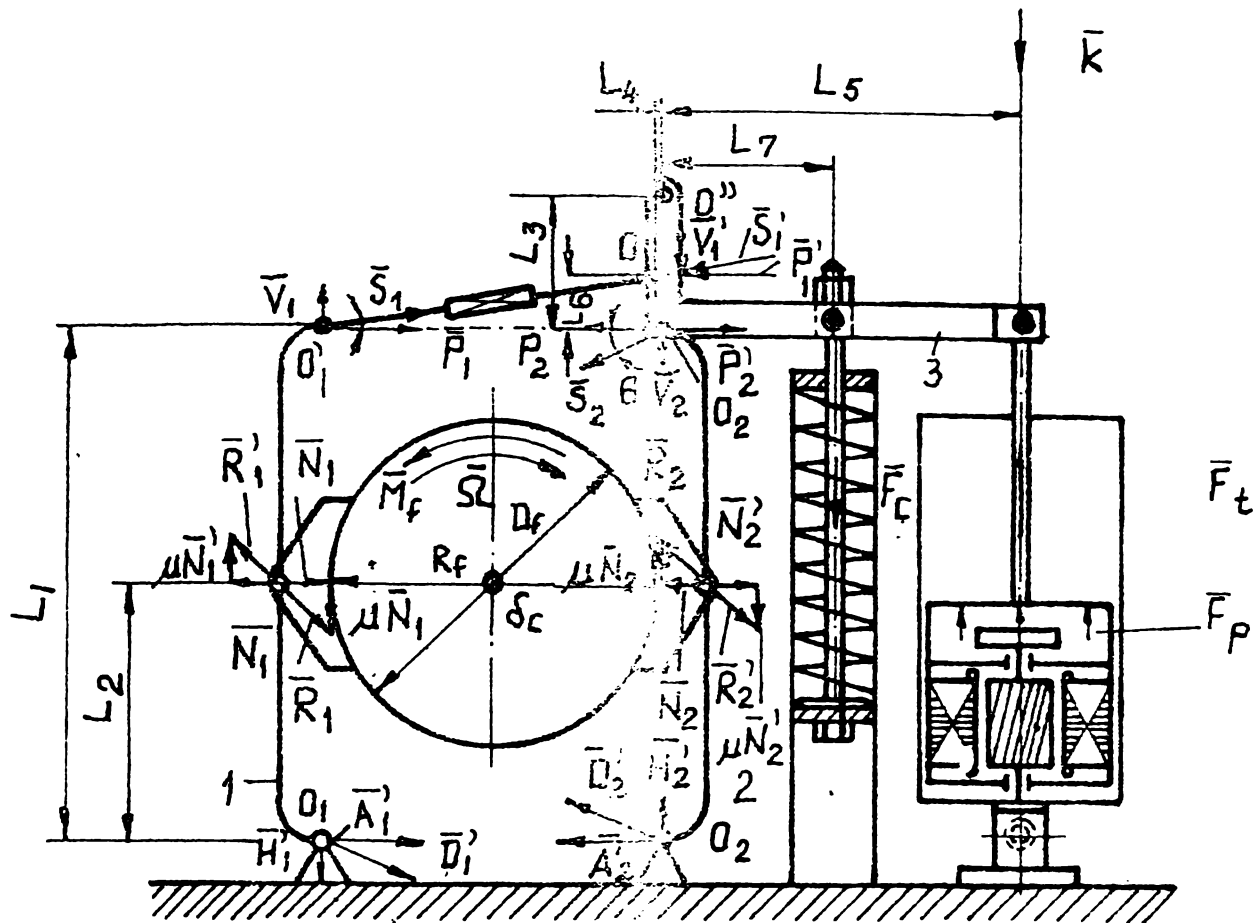


Fig.2.10. Sistem de frinare mecanic cu REH reglabil iar arcul "c" montat între timonerie și REH .

Dacă $L_7=L_5$, relația (2.42) obține forma (2.36) pentru cazul când resortul c este montat în interiorul REH. Din (2.42) rezultă că în acest caz se dezvoltă un cuplu de frinare mai mare decât în cazul 2.5.1, deoarece lungimea L_5 pentru pârghia 3 este mai mare. Raportul de transmitere al timoneriei frânei este: $i_T = L_5 \cdot L_1 / L_6 \cdot L_2$. În acest caz parametrul C_4 are forma: $C_4 = \mu D_f \eta_n L_5 \cdot L_1 / L_6 \cdot L_2$.

2.5.5. Frâna cu saboți din material plastic acționată prin REH, poziția de montaj E

Avînd în vedere solicitarea deosebită a frînei mecanice autoreglabile comandate prin REH, în vederea obținerii vitezelor mici se poate utiliza o frînă mecanică cu două arcuri de frinare [138] și saboți din material plastic [96] . În fig.2.11 este dată schema acestei frîne mecanice.

Din momentul forțelor față de punctele O și O₂ (fig.

2.11) se obține pentru cuplul de frînare expresia :

$$\begin{aligned} \bar{M}_f &= \mp \mu D_f \left\{ \left[F_{CN} \frac{L_7}{L_5} - F_{pN}(s^2 - \delta^2) \right] \frac{L_5}{L_6} + F_a \right\} \frac{L_1}{L_2} \eta_a \dot{\delta}_c = \\ &= \mp C_5 \left\{ \left[F_{CN} \frac{L_7}{L_5} - F_{pN}(s^2 - \delta^2) \right] \frac{L_5}{L_6} + F_a \right\} \dot{\delta}_c . \end{aligned} \quad (2.43)$$

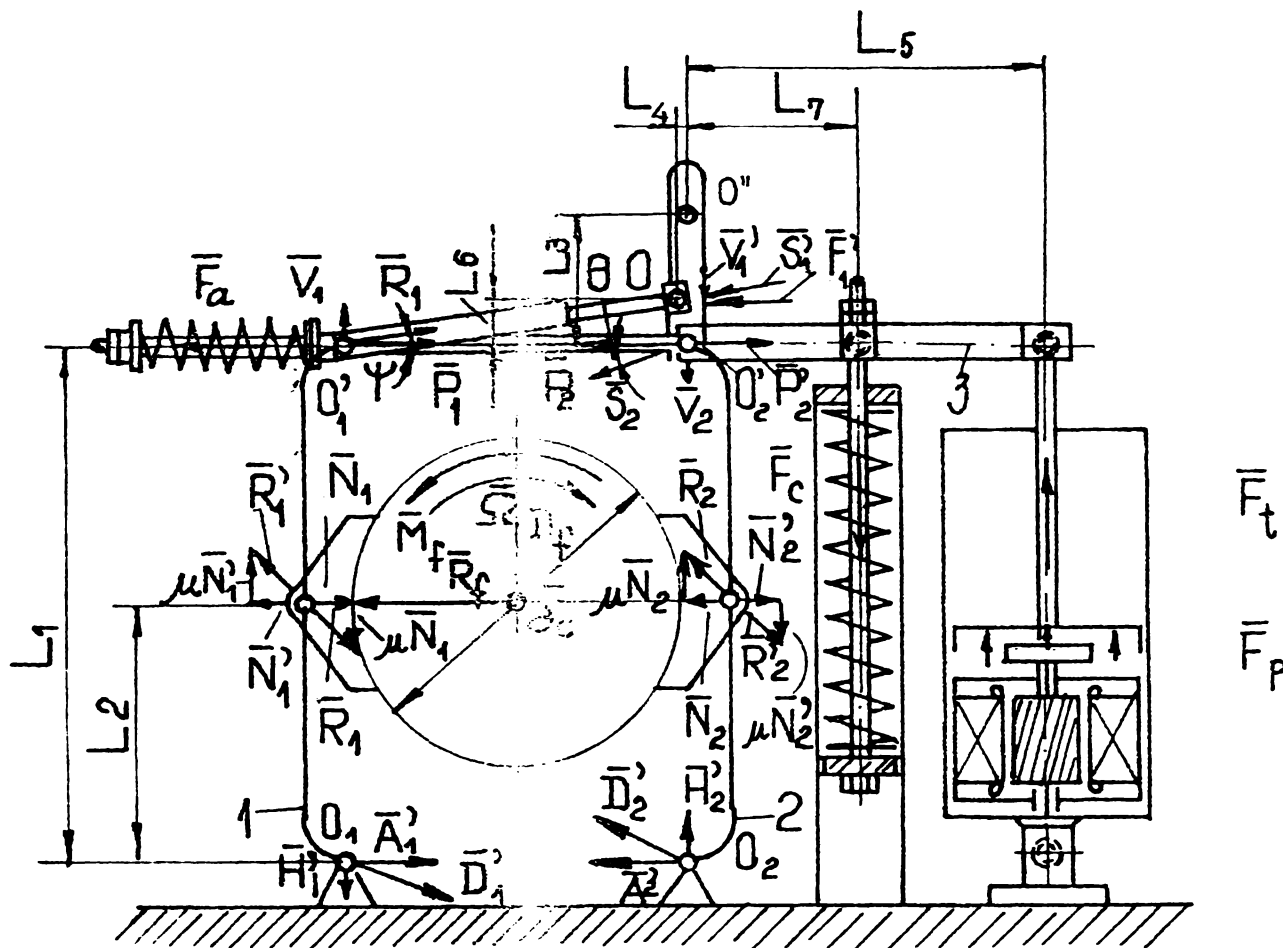


Fig.2.11. Sistem de frînare mecanic cu REH reglabil, poziția de montaj E (două arcuri de frînare).

Parametrul C_5 al acestui sistem de frînare este: $C_5 = \mu D_f \eta_a L_1 / L_2$.

Deoarece în expresia (2.43) intervin forțele \bar{F}_{CN} și \bar{F}_a , frânele mecanice cu arcură "c" și "a" dezvoltă cuplu mai mare, iar sistemul de cuplaj material plastic - oțel asigură și o rezistență mai mare la uzură [96.p.22].

În tabela 2.1 din anexă sînt date dimensiunile brațelor și respectiv a pîrghiilor PM cu doi saboți și cu diametrul discului de frînă de 630 mm [221]. Sînt trecute și valorile lui η_a , i_T și μ pentru frînă mecanică precum și valorile lui F_{pN} și δ^2 pentru REH utilizat.

Tinând seama de relațiile (2.36), (2.38), (2.41), (2.42) și (2.43) și de valorile numerice ale parametrilor FM (tabelul 2.1), se poate determina $M_f = f(s)$ lucru care s-a făcut, pentru pozițiile de montaj A, B, C și D cu organigrama din fig. 2.12 din anexă, iar pentru poziția de montaj E, cu cea din fig. 2.13 din anexă. În tabelul 2.2 din anexă sînt prezentate datele de intrare și valorile numerice ale parametrilor FM pentru cele cinci variante de montaj.

Programele listate de calculator pentru calculul caracteristicilor FM cu doi saboți acționate prin REH reglabile la pozițiile de montaj A, B, C, D și respectiv E sînt arătate în fig. 2.14 din anexă.

În graficele din fig. 2.15 s-a reprezentat dependența dintre cuplul de frînare M_f în funcție de alunecarea s a mașinii de inducție luîndu-se ca parametrii mărimile $C_1 \dots C_5$ care rezultă din expresiile (2.36), (2.38), (2.41), (2.42) și (2.43).

Literele încercuite din prima coloană din diagramă reprezintă tipul constructiv de FM și poziția de montaj a REH iar cifrele din coloana a doua reprezintă numărul de ordine din tabelul 2.1 pentru raportul de transmitere al timoneriei frînei. Numerele din chenarele dreptunghiulare reprezintă valorile parametrilor $C_1 \dots C_5$.

Curbele obținute nu se suprapun deoarece raportul de transmitere al timoneriei frînei variază într-un interval larg de valori, în funcție de construcția acestuia și de poziția de montaj a REH.

Ecuțiile (2.36), (2.38), (2.41), (2.42) și (2.43) reprezintă o familie de parabole și care pentru $F_{cN} = ct.$, $F_{pN} = ct.$, și $C_1 \dots C_5$ ca parametrii, intersecționează axa $O S$ în

punctele de coordonate $\left(0, \sqrt{\frac{F_{cN} + F_{pN} \delta^2}{F_{pN}}}\right)$; $\left(0, \sqrt{\frac{F_{cN} \frac{L_7}{L_5} + F_{pN} \delta^2}{F_{pN}}}\right)$
 și respectiv $\left(0, \sqrt{\frac{F_a \frac{L_6}{L_5} + F_{cN} \frac{L_7}{L_5} + F_{pN} \delta^2}{F_{pN}}}\right)$.

Primele două puncte se suprapun deoarece s-a considerat

$F_{cN} \frac{L_7}{L_5} = F_{cN}$, iar valoarea abscisei ultimului punct este foarte apropiată de a celorlalte două, considerîndu-se pentru

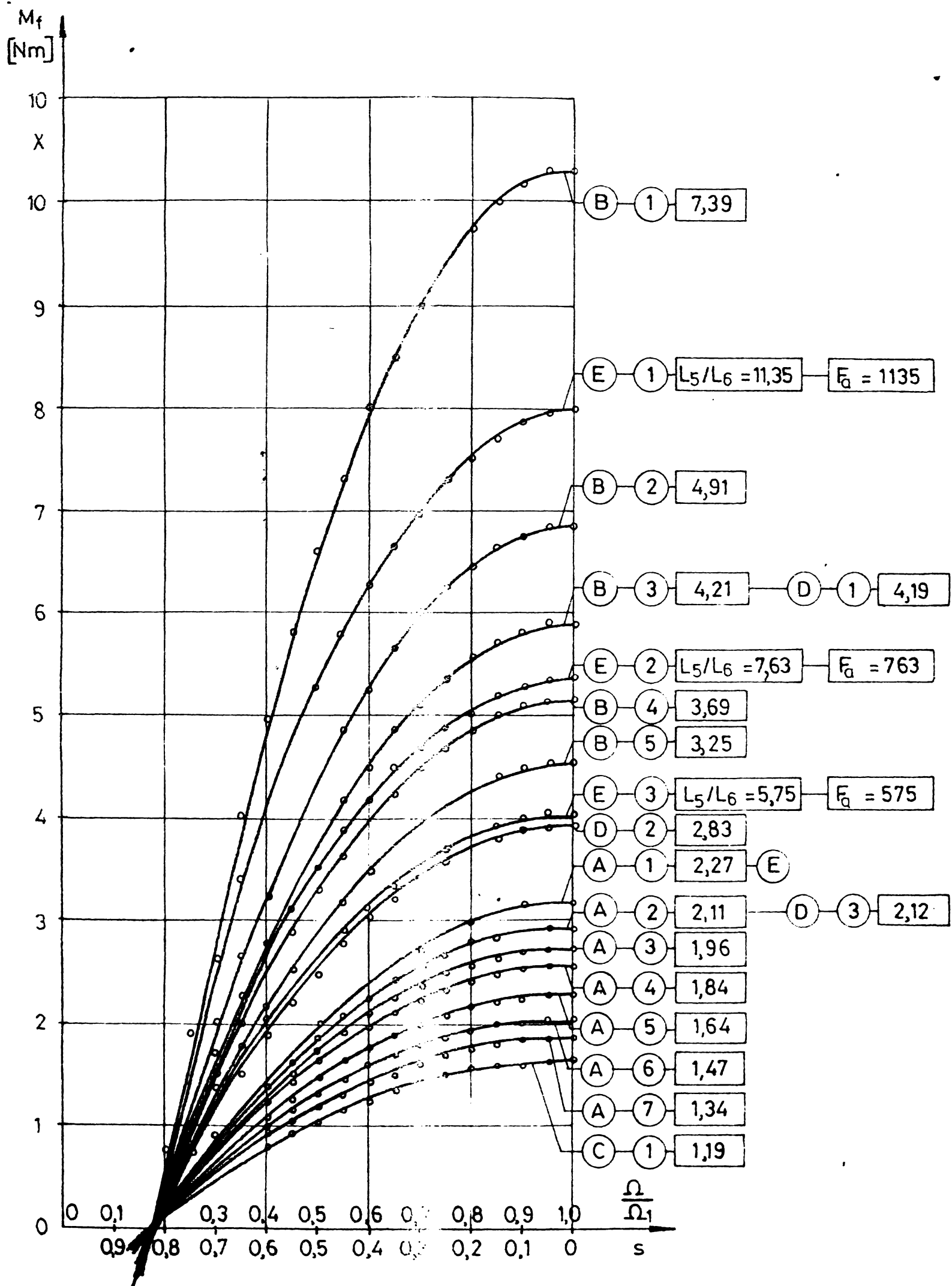


Fig. 2.15 Curbele $M_f = f(s)$ pentru FM autoreglabile acționate prin REH (poz.montaj A, B, C, D și E)

$F_a \frac{L_6}{L_5}$ valorile 100, 10 și 5 care sînt mici față de $F_{CN} \frac{L_7}{L_5} + F_{pN} \delta^2$ care este egal cu 1450.

Pentru pozițiile de montaj A, B, C și D, cuplul de frînare a calculat cu $\mu = 0,3$ ce corespunde condițiilor caracterizate prin: disc de frînă confecționat din OT-50, garnitura cabotului în ferodo, iar viteza cuprinsă între 3,2 + 4,2 m/s., (v.pct. 4.3.b).

La determinarea cuplului de frînare pentru FM cu saboți în material plastic s-a considerat $\mu = 0,38$ - valoare corespunzătoare compoziției III - bandaj din oțel și viteză 3,2 + 4,2 /s [96. p.22] .

Factorul de calitate al articulației timoneriei frînei (rel. 2.37) determinat în laborator este de 0,84 + 0,87 (v.pct. 4.3.a).

Relațiile deduse pentru caracteristicile mecanice $M_f = f(s)$, corespunzătoare pozițiilor de montaj A, B și C au fost verificate experimental atât în laborator pe standul realizat și în exploatare pe un pod rulant, cu FM cu doi saboți tip S/320 cu REH tip R 50/5,a,b,c , pe poziție de montaj A, la I.M.T. (v.pct. 4.4.).

Caracteristic pentru FM este și valoarea staționară maximă a cuplului de frînare $(M_f)_{sm}$, prin care se înțelege valoarea cuplului pe care îl poate dezvolta frîna atunci cînd REH este reconectat, cu pistonul în poziția inferioară și discul de frînă în repaus. Acest cuplu se poate exprima sub forma:

$$(M_f)_{sm} = \mu D_f F_{CN} i_T \eta_a \quad (2.44)$$

Cu ajutorul mărimilor din tabela 2.1 se calculează valoarea staționară maximă a acestui cuplu $(M_f)_{sm}$, pentru tipurile de FM și poziții de montaj studiate. Rezultatele calculului s-au sistematizat în tabela 2.3 din anexă.

Modelul experimental este descris în cap.4 la pct.4.3.

2.6. Studiu comparativ asupra variantelor constructive ale FM acționate prin REH

Pentru compararea FM prezentate, se alege drept criteriu, mărimea masei m , fixată de dispozitivul de prindere al unui mecanism de ridicare, ce poate fi menținută în stare blocată de frâna mecanică în câmpul gravitațional.

Dacă \bar{F}_i este forța dintr-o ramură de funie a mecanismului de ridicare, iar raza tobei este : $R_T = D_T/2$, (fig.2.5), atunci cuplul rezistent util M_{rT} la arborele tobei creat de greutatea \bar{G} este :

$$M_{rT} = \sum_{i=1}^n [\bar{R}_T \times \bar{F}_i] = \frac{D_T}{2} \cdot \frac{G}{i_p} \cdot \bar{G}_n, \quad (2.45)$$

unde $i_p = z/2$ este raportul de transmisie al palanului, iar z este numărul ramurilor de funie.

Mărimea cuplului rezistent al mecanismului raportat la arborele MEA, are expresia:

$$M_r = \frac{D_T}{2} \cdot \frac{G}{\sqrt{1,n} i_p}, \quad (2.46)$$

unde $\sqrt{1,n}$ este raportul total al transmisiei.

Tinând seama că la alegerea prealabilă a FM se utilizează relația: $(M_f)_{sm} = \beta_s M_r$, înlocuind pe M_r și $(M_f)_{sm}$ dat de (2.46) și (2.44) rezultă pentru masa m expresia:

$$m = \frac{2 \sqrt{1,n} i_p \mu D_f F_{cN} i_T \eta_a}{\beta_s D_T}, \quad (2.47)$$

unde coeficientul de siguranță $\beta_s \in [2 + 3]$; [13.p.111] .

Tabela 2.3 din anexă conține rezultatele obținute cu relația (2.47) pentru tipurile de FM menționate.

Se observă că FM în pozițiile de montaj B și E poate menține în stare blocată, pe întreaga gamă de reglaj, cu coeficient de siguranță 3, masa m cuprinsă între 27,6 ... 41,54 t și respectiv 24,56 ... 48,44 t.

Pentru pozițiile de montaj D și A, masa menținută în stare blocată cu coeficient de siguranță $\beta_s = 2$, este : 26,89 ... 53,18 t respectiv 19,0 ... 28,8 t.

Tipul de montaj C este cel mai dezavantajos, deoarece are cel mai mic raport de transmitere și menține în stare

blocată o masă de 10,08 t și respectiv 15,12 t cu coeficient de siguranță 3 și respectiv 2.

Din cele de mai sus rezultă că cea mai eficace FM este aceea care corespunde poziției de montaj B și D. Tipul D având saboți din material plastic, asigură și o rezistență mare la uzură [96. p. 22] .

2.7. Concluzii

Exprimarea ecuației mișcării cu tensorul momentului cinetic ne furnizează o legătură între cuplul mașinii de acționare, cuplul rezistent al mașinii de lucru și momentele de inerție axiale și centrifugale ale sistemului. Cuplul calculat cu această ecuație conduce la alegerea mașinii de acționare și în cazul când în sistemul de acționare există o transmisie de tip cardanic.

Expresiile analitice ale cuplului de frînare și studiul comparativ al FM acționate prin REH oferă posibilitatea cunoașterii complete a comportării lor, chiar și în condiții când parametrii electrici și tehnici diferă de la o instalație la alta. Fiind dată caracteristica cuplului rezistent și cunoscând caracteristica mecanică a mașinii de acționare, cu ajutorul expresiei analitice a cuplului de frînare în funcție de datele de catalog ale FM și REH, se poate dimensiona schema electrică de acționare în așa fel ca mașina să lucreze pe caracteristica mecanică care să asigure o microviteză în raport $1/4 + 1/5$.

Cunoașterea exactă a mărimilor din ecuația mișcării permite să se determine algoritmi de calcul pentru studiul cu precizie al fenomenelor tranzitorii și al stabilității sistemelor de acționare cu MIE și FM autorreglabilă comandată prin REH.

3. STABILITATEA LA INSTALATII ACTIONATE CU MASINA DE INDUCTIE SI SISTEM DE FRINARE AUTOREGLABIL

3.1. Enunțul problemei

Procesul mecanic de pornire a mașinii de inducție, din cadrul instalației de acționare a mecanismelor de ridicat, se studiază în general prin integrare grafică sau analitică a ecuației mișcării [10.p.50] , [12.p.290] .

Lucrarea [37.p.145] evidențiază calculul proceselor tranzitorii folosind transformata Laplace pentru ecuațiile care definesc sistemul de acționare electrică, dar numai pentru cazul în care acest sistem este format din mașină electrică și mașină de lucru.

În prezenta lucrare se tratează pornirea mașinii de inducție cu inele și FM autoreglabilă din cadrul instalațiilor de acționare a mecanismelor de ridicat, stabilitatea acestui sistem de acționare pe treapta de microviteză și fenomenele care apar la oprirea mecanismului cu ajutorul frânei mecanice, în care scop se propun trei modele matematice pentru studiu pe ordinator a proceselor de mai sus.

Exemplificarea metodei numerice de calcul propuse s-a efectuat cu datele mecanismului de ridicare a unui pod rulant de turnare simbol T.143.

3.2. Integrarea ecuației mișcării la pornirea motorului asincron cu inele și frână autoreglabilă în cazul acționării mecanismelor de ridicat

Se consideră cunoscut momentul de inerție J , tipul FM autoreglabile și a REH, cuplul nominal M_N și caracteristicile mecanice $M = f(\Omega)$ ca fiind drepte (spre exemplu, cele din fig.3.1 ale mașinii de inducție de la MR a podului rulant de turnare simbol T.143).

Cu notațiile din fig.3.1, se poate scrie:

$$\frac{M_N}{s_{1N}} = \frac{1,3M_N}{1} ; \frac{M_N}{s_{xN}} = \frac{k_x M_N}{1} ; \frac{M}{s_x} = \frac{k_x M_N}{1} \quad (3.1)$$

Pentru o valoare a rezistenței circuitului rotoric, din (3.1) se obține expresia caracteristicii mecanice a mașinii de inducție sub forma :

$$\frac{M}{M_N} = k_x s_x \quad (3.2)$$

În care k_x este o constantă.

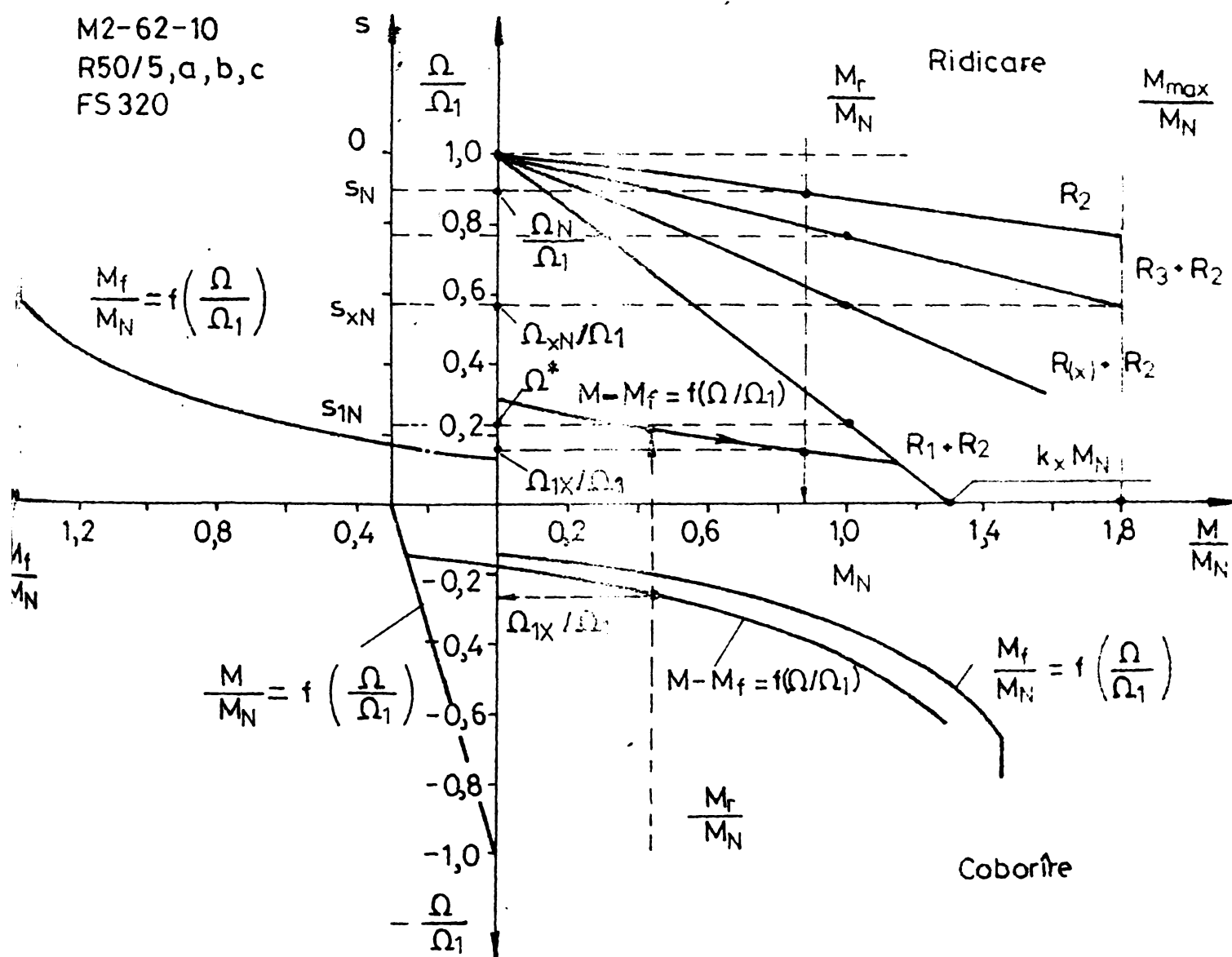


Fig.3.1. Caracteristicile cuplului mașinii de inducție cu inele și a FM autoreglabile de la ER a podului rulant simbol T.143.

În procesul de pornire, trecerea de pe un plot pe altul,

are loc cînd cuplul are valoarea minimă admisibilă, ceea ce implică [10.p.175] :

$$\frac{s_{xN}}{s_N} = \frac{R_x + R_2}{R_2} \quad ; \quad s_{xN} = s_N \frac{R_x + R_2}{R_2} . \quad (3.3)$$

Din (3.1) și (3.3) rezultă:

$$k_x = \frac{1}{s_{xN}} = \frac{R_2}{s_N(R_x + R_2)} . \quad (3.4)$$

În relațiile de mai sus s_{xN} este alunecarea curentă pe caracteristica artificială corespunzătoare rezistenței $R_2 + R_x$ pentru circuitul rotoric, la care corespunde cuplul nominal M_N .

Tinînd seama de relațiile (2.36) și (3.2), ecuația mișcării la ridicarea sarcinii, pe treapta de microviteză, pentru sistemul de acționare menționat este /66/ :

$$k_x M_N \left(1 - \frac{\Omega_x}{\Omega_1} \right) - A_f \left\{ F_{cN} - F_{pN} \left[\left(1 - \frac{\Omega_x}{\Omega_1} \right)^2 - \delta^2 \right] \right\} - M_r = J \frac{d\Omega_x}{dt} , \quad (3.5)$$

în care:

$A_f = \mu D_f i_T \eta_a$, este o constantă a FM ;

δ^2 - este o constantă a REH (v.pct.1.5.1);

F_{cN} și F_{pN} - forțe dezvoltate de REH;

Ω_1 - viteza unghiulară a cîmpului magnetic învîrtitor al mașinii de inducție.

Notăm:

$$y = \Omega_x - \Omega_1; \quad \frac{dy}{dt} = \frac{d\Omega_x}{dt} ; \quad (3.6)$$

ecuația (3.5) devine:

$$\frac{dy}{dt} = \frac{A_f F_{pN}}{J \Omega_1} y^2 - \frac{k_x M_N}{J \Omega_1} y - \left(\frac{\delta^2 A_f F_{pN} + A_f F_{cN} + M_r}{J} \right) ; \quad (3.7)$$

care se poate scrie sub forma:

$$y' = ay^2 + by + c. \quad (3.8)$$

10. Timpul de pornire în sensul ridicării sarcinii pe treapta de microviteză este:

$$t = \int \frac{dy}{ay^2 + by + c}. \quad (3.9)$$

Integrând se obține :

$$\left. \begin{aligned} t - C_0 &= \frac{1}{\sqrt{\Delta}} \ln \left| \frac{2ay + b - \sqrt{\Delta}}{2ay + b + \sqrt{\Delta}} \right|, & \Delta > 0 \\ t - C_0 &= \frac{2}{\sqrt{-\Delta}} \operatorname{arc\,tg} \frac{2ay + b}{\sqrt{-\Delta}}, & \Delta < 0 \\ t - C_0 &= \frac{-2}{2ay + b}, & \Delta = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.10)$$

$$\Delta = b^2 - 4ac,$$

din care rezultă imediat :

$$\left. \begin{aligned} \Omega_{1x}(t) &= \Omega_1 + \frac{\sqrt{\Delta} - b}{2a} - \frac{\sqrt{\Delta}}{2a} \frac{e^{\frac{\sqrt{\Delta}}{2}(t-C_0)}}{\operatorname{sh} \left[\frac{\sqrt{\Delta}}{2}(t-C_0) \right]}, & \Delta > 0 \\ \Omega_{2x}(t) &= \Omega_1 + \frac{\sqrt{\Delta} - b}{2a} - \frac{\sqrt{\Delta}}{2a} \frac{e^{\frac{\sqrt{\Delta}}{2}(t-C_0)}}{\operatorname{ch} \left[\frac{\sqrt{\Delta}}{2}(t-C_0) \right]}, & \Delta > 0 \\ \Omega_x(t) &= \Omega_1 - \frac{1}{2a} \left\{ b - \sqrt{-\Delta} \operatorname{tg} \left[\frac{\sqrt{-\Delta}}{2}(t-C_0) \right] \right\}, & \Delta < 0 \\ \Omega_x(t) &= \Omega_1 - \frac{b}{2a} - \frac{1}{a(t-C_0)}, & \Delta = 0 \end{aligned} \right\} \quad (3.11)$$

Condițiile inițiale sînt: $t=0$; $\Omega_x = 0$ și $y = -\Omega_1$.

În continuare se obține:

$$c_0 = \frac{1}{\sqrt{\Delta}} \ln \left| \frac{2a\Omega_1 - b - \sqrt{\Delta}}{2a\Omega_1 - b + \sqrt{\Delta}} \right|, \quad \Delta > 0$$

$$c_0 = \frac{2}{\sqrt{-\Delta}} \operatorname{arc\,tg} \frac{2a\Omega_1 - b}{\sqrt{-\Delta}}, \quad \Delta < 0 \quad (3.12)$$

$$c_0 = \frac{2}{b - 2a\Omega_1}, \quad \Delta = 0$$

Deoarece:

$$\left(-\frac{k_x M_N}{J\Omega_1} \right)^2 + 4 \left(\frac{A_f^F p_N}{J\Omega_1^2} \right) \cdot \left(\frac{\delta^2 A_f^F p_N + A_f^F c_N + M_r}{J} \right) > 0$$

rezultă că Δ nu poate fi decât pozitiv.

Expresia vitezei unghiulare $\Omega_{1x}(t)$ a motorului de acționare, la coborîrea sarcinii cu microviteză, este dată de (3.11) cazul $\Delta > 0$, constantele a , b , și c avînd alte valori.

În fig.3.2 din anexă este prezentată organigrama pentru calculul vitezei unghiulare în perioada pornirii motorului de acționare a MR de la podul rulant T.143, la ridicarea și la coborîrea sarcinii.

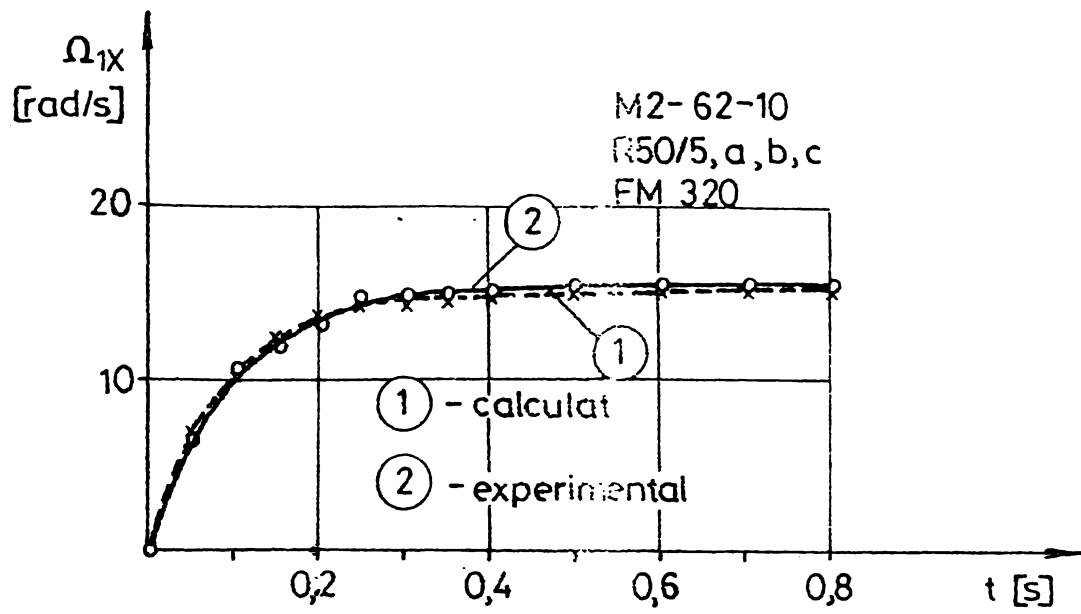
Tabela 3.1 din anexă prezintă datele de intrare, iar în tabela 3.2 din anexă sînt arătate datele tehnice ale MR de la podul rulant de turnare (P.R.T) simbol T.143.

În fig.3.3 din anexă este dat programul în FORTRAN IV, pentru determinarea vitezei unghiulare $\Omega_{1x}(t)$. Rezultatele sînt date în tabela 3.3 din anexă și fig.3.4.

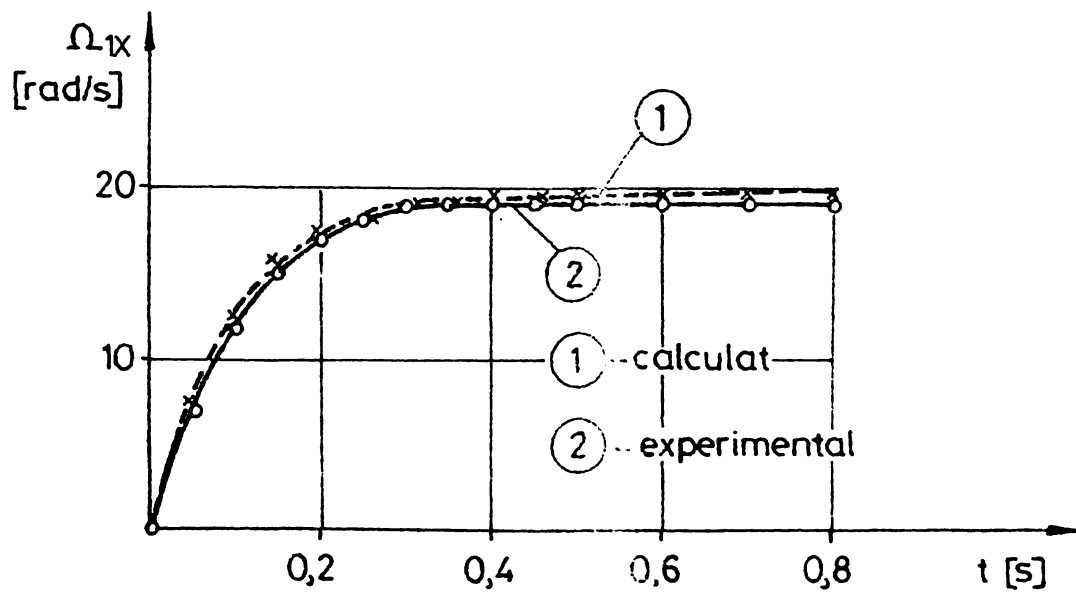
În aceeași figură sînt arătate comparativ și curbele $\Omega_{1x}(t)$, obținute experimental.

Datorită variației liniare a caracteristicii mecanice $M = f(\Omega)$ a mașinii și variației parabolice a cuplului de frînare $M_f = f(\Omega)$ a FM autoreglabile, în timpul pornirii la cuplu rezistent M_r constant, valoarea accelerației unghiulare medii la arborele motor (conform fig.3.4) este :

$$\varepsilon_m = \frac{\Delta\Omega_{1x}}{\Delta t} = \frac{15,02}{0,7} = 21,45 \text{ rad./s}^2 \text{ la ridicare și } \frac{20}{0,7} = 28,57 \text{ rad./s}^2 \text{ la coborîre. La pornire fără FM autoreglabilă, accelerația unghiulară medie se dublează.}$$



a.



b.

Fig. 3.4 Variația în timp a vitezei unghiulare reglabile $\Omega_{1x}(t)$ pentru motorul mecanismului de ridicare de la podul rulant de turnare (T.143):
a - la ridicarea sarcinii; b - la coborîrea sarcinii

Rezultatele experimentale diferă cu mai puțin de 4% față de cele calculate, ceea ce din punct de vedere practic confirmă valabilitatea acestor calcule.

Expresia cuplului de frînare autoreglabil M_f în funcție de viteza unghiulară de rotație a mașinii permite:

a) rezolvarea analitică a ecuației mișcării;

b) determinarea punctului de funcționare staționar pentru treapta de rezistență cunoscută, la fiecare cuplu rezistent dat și fiecare reglaj al FM autoreglabile, sau determinarea treptei de rezistență necesară pentru a obține viteza de rotație unghiulară dorită;

c) determinarea analitică a timpului de atingere a microvitezei staționare la pornire în sensul de ridicare și respectiv în sensul de coborîre, ceea ce oferă posibilitatea sincronizării mai multor mecanisme care funcționează în paralel.

Relațiile analitice obținute pentru cuplul de frînare autoreglabil M_f și cuplul M al mașinii, în funcție de viteza de rotație unghiulară, pot fi utilizate la studiul stabilității sistemelor de acționare.

3.3. Stabilitatea sistemului de acționare cu mașină de inducție și frână autoreglabilă pentru mecanisme de ridicat

În cazul funcționării sistemului de acționare pe caracteristica de microviteză, ecuațiile (3.2) și (2.36), pentru cuplul $M = f_1(\Omega)$ și respectiv $M_f = f_2(\Omega)$, pot fi retranscrise sub forma:

$$M = k_x M_N \left(1 - \frac{\Omega}{\Omega_1} \right); \quad (3.13)$$

$$M_f = A_f \left\{ F_{cN} - F_{pN} \left[\left(1 - \frac{\Omega}{\Omega_1} \right)^2 - \delta^2 \right] \right\}. \quad (3.14)$$

Pentru variații mici ale cuplului motor $\Delta M(t)$ și ale cuplului de frînare $\Delta M_f(t)$ se obțin prin diferențiere din (3.13) și (3.14) următoarele dependențe liniare:

$$\Delta M(t) = - k_{xN} M_N \frac{1}{\Omega_1} \Delta \Omega(t) = - K_m \Delta \Omega(t) ;$$

$$\Delta M_f(t) = 2A_{fPN} \left(1 - \frac{\Omega^*}{\Omega_1}\right) \left(-\frac{1}{\Omega_1}\right) \Delta \Omega(t) = - K_f^* \Delta \Omega(t) \quad (3.15)$$

Constantele K_m și K_f^* se exprimă sub forma:

$$K_m = \frac{k_{xN} M_N}{\Omega_1} ; \quad K_f^* = 2A_{fPN} \left(1 - \frac{\Omega^*}{\Omega_1}\right) \left(\frac{1}{\Omega_1}\right) , \quad (3.16)$$

unde viteza unghiulară Ω^* corespunde punctului de funcționare staționar, pe treapta de microviteză, față de care variază cu $\Delta \Omega(t)$ atunci când variază cuplul rezistent cu $\Delta M_r(t)$ (fig.3.1).

În general, la o variație a cuplului rezistent, cuplul mașinii se modifică de la M la $M + \Delta M$, cuplul FM de la M_f la $M_f - \Delta M_f$ și viteza unghiulară de la Ω la $\Omega + \Delta \Omega$, iar ecuația mișcării (2.21) obține forma:

$$(M + \Delta M) - (M_f - \Delta M_f) - (M_r + \Delta M_r) = J \frac{d}{dt} (\Omega + \Delta \Omega) . \quad (3.17)$$

Din ecuațiile (2.21) și (3.17) rezultă ecuația mișcării la ridicare pentru variații de cuplu (considerate ca variații în timp):

$$\Delta M(t) + \Delta M_f(t) - \Delta M_r(t) = J \frac{d}{dt} (\Delta \Omega(t)) . \quad (3.18)$$

Ecuațiile (3.15) și (3.18) conduc la schema structurală a sistemului de acționare, cu mașină de inducție cu inele și FM autoreglabilă pentru M.R., de forma celei arătate în fig. 3.5.

Transformatele Laplace ale mărimilor $\Delta M_r(t)$, $\Delta M(t)$, $\Delta M_f(t)$ și $\Delta \Omega(t)$ cu condiții initiale nule, se exprimă în forma:

$$\begin{aligned} \Delta M_r(s) &= \mathcal{L}[\Delta M_r(t)] ; \\ \Delta M(s) &= \mathcal{L}[\Delta M(t)] ; \end{aligned} \quad (3.19)$$

$$\Delta M_f(s) = \mathcal{L}[\Delta M_f(t)] ;$$

$$\Delta \Omega(s) = \mathcal{L}[\Delta \Omega(t)] ,$$

unde s este variabila complexă a transformatei Laplace
[49.a. p.155] .

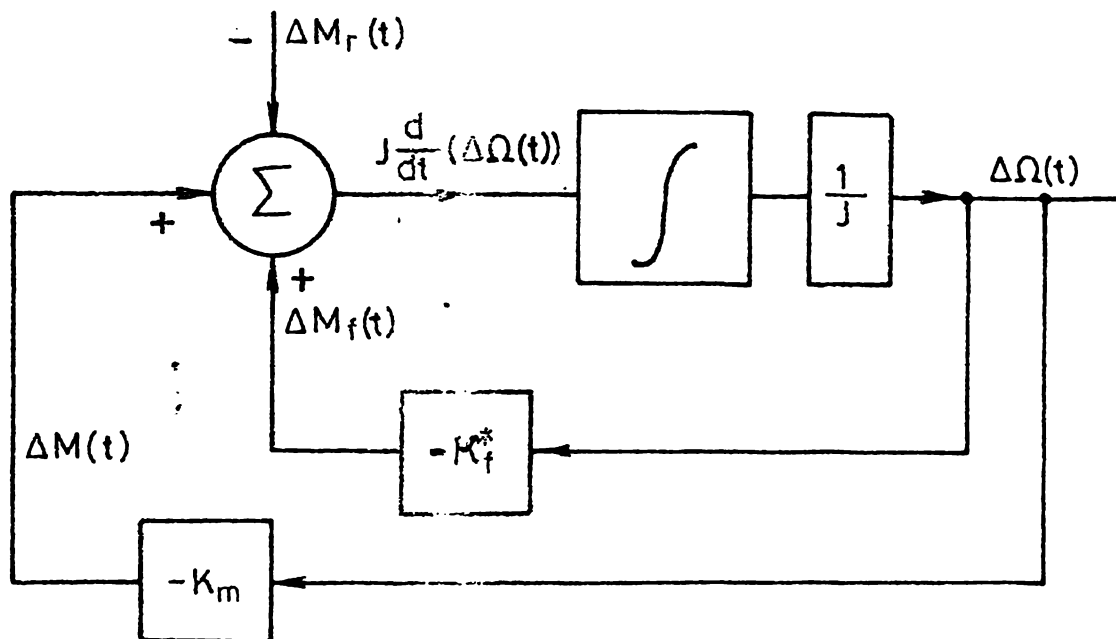


Fig.3.5. Schema structurală a sistemului de acționare cu mașină de inducție cu inele și FM autoreglabilă pentru mecanisme de ridicare.

Ecuatiile (3.15) și (3.18) obțin forma:

$$\Delta M(s) = -K_m \cdot \Delta \Omega(s) ;$$

$$\Delta M_f(s) = -K_f^* \cdot \Delta \Omega(s) ;$$
(3.20)

și deci:

$$\Delta M(s) + \Delta M_f(s) - \Delta M_r(s) = J \cdot s \Delta \Omega(s)$$
(3.21)

Din aceste ecuații se deduce funcția de transfer care leagă $\Delta \Omega(s)$, ca mărime de ieșire, funcție de $\Delta M_r(s)$ ca mărime de intrare. Înlocuind (3.20) în (3.21) rezultă:

$$\Delta \Omega(s) \cdot [J \cdot s + K_m + K_f^*] = -\Delta M_r(s),$$
(3.22)

și deci :

$$W(s) = \frac{\Delta \Omega(s)}{\Delta M_r(s)} = - \frac{1}{(K_f^* + K_m)} \cdot \frac{1}{(1 + sT_m)} \quad (3.23)$$

S-a notat cu $T_m = \frac{J}{(K_f^* + K_m)}$ constanta de timp și res-

pectiv cu $\frac{1}{(K_f^* + K_m)}$ coeficientul de transfer al sistemului.

Ecuațiile (3.20) , (3.21) conduc și la o schemă bloc a sistemului de acționare care indică o structură de sistem închis, reprezentată în fig.3.6.

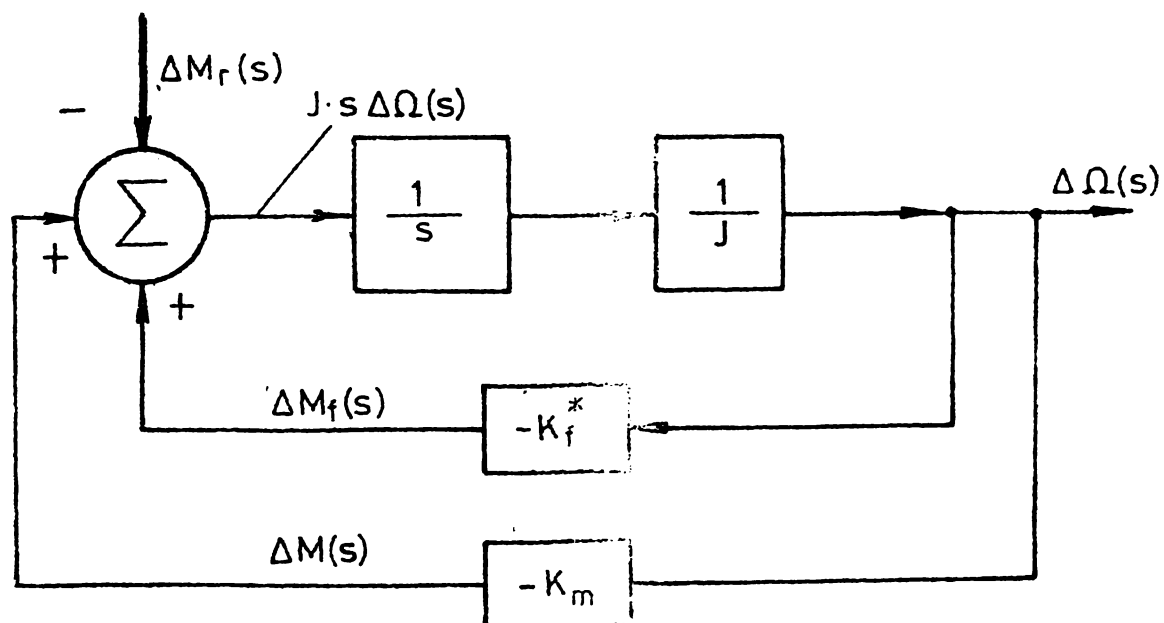


Fig.3.6. Schema bloc a sistemului de acționare cu mașină de inducție cu inele și FM autoreglabilă, de la mecanisme de ridicare.

Dacă se elimină bucla interioară de reacție, se obține schema bloc din fig.3.7. Eliminând și bucla exterioară, se obține schema bloc din fig.3.8 din care rezultă aceeași funcție de transfer $W(s)$ ca și cea exprimată cu relația (3.23).

Pentru aprecierea stabilității trebuie determinați polii funcției de transfer $W(s)$ [49.a. p.283] :

$$W(s) = \frac{P(s)}{Q(s)} \quad (3.24)$$

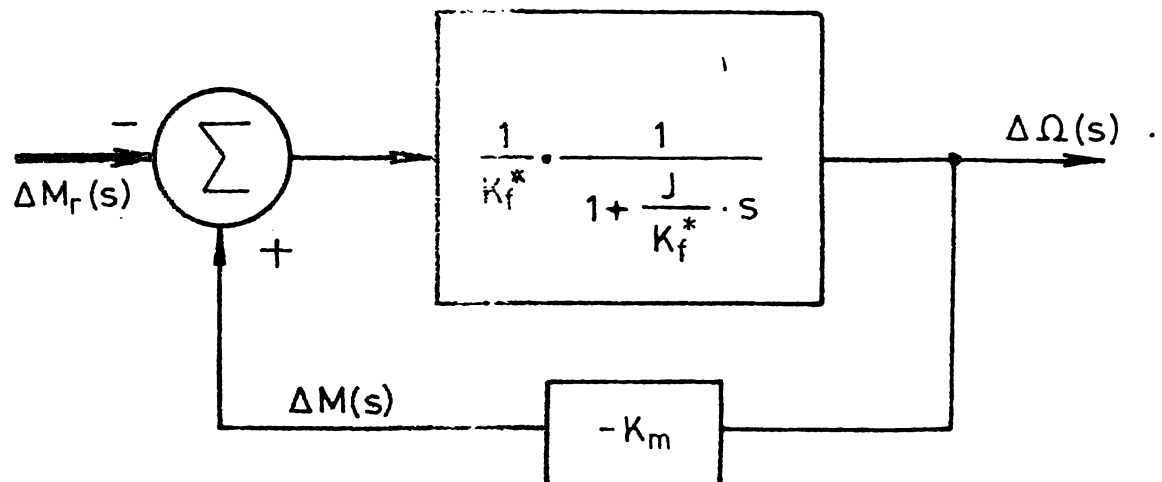


Fig.3.7. Schema bloc redusă

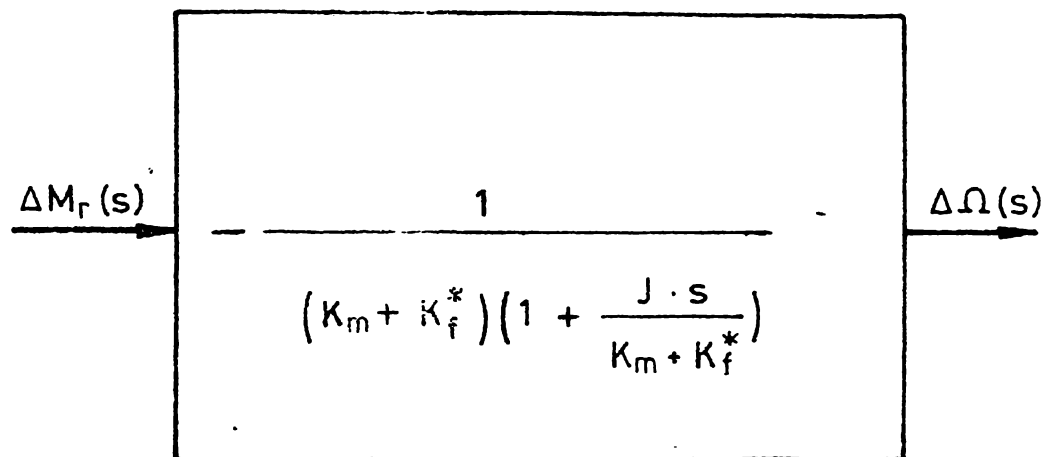


Fig.3.8. Funcția de transfer a sistemului închis

Polii acestei funcții sînt rădăcinile numitorului funcției de transfer:

$$Q(s) = (K_f^* + K_m) \left(1 + sT_m \right) = 0, \quad (3.25)$$

de unde rezultă:

$$s = - \frac{1}{T_m} < 0 . \quad (3.26)$$

Deoarece funcția de transfer are un pol real negativ

$s = -1/T_m$, sistemul de acționare cu mașină de inducție cu inele și FM autoreglabilă de la mecanismele de ridicare este stabil.

3.3.1. Răspunsul sistemului la un semnal treaptă

Transformata Laplace a mărimii de ieșire a sistemului (a variației vitezei unghiulare a mașinii) se poate scrie:

$$\Delta \Omega (s) = W(s) \cdot \Delta M_r (s) . \quad (3.27)$$

Deoarece sistemul de acționare pe caracteristica de microviteză, este excitat de un semnal treaptă, transformata Laplace a acestuia va fi :

$$\Delta M_r (s) = \frac{\delta M_r}{s} , \quad (3.28)$$

unde δM_r este mărimea treptei, deci valoarea variației sub formă de treaptă a cuplului.

Inlocuind (3.28) în (3.27) și ținând seama de (3.23) se obține :

$$\Delta \Omega (s) = - \frac{\delta M_r}{s} \cdot \frac{1}{(K_f^* + K_m)} \cdot \frac{1}{(1 + sT_m)} . \quad (3.29)$$

Pentru a determina variația $\Delta \Omega (s)$ în domeniul timpului, se face inversiunea:

$$\Delta \Omega (t) = \mathcal{L}^{-1} [\Delta \Omega (s)] , \quad (3.30)$$

obținându-se :

$$\Delta \Omega (t) = - \delta M_r \cdot \frac{1}{(K_f^* + K_m)} \cdot (1 - e^{-\frac{t}{T_m}}) . \quad (3.31)$$

Aplicație. Se consideră că mașina de acționare a mecanismului de ridicare a P.R.T. T.143 funcționează pe caracteristica de microviteză; cuplul la arbore la $t = 0$ fiind

$\frac{M_r}{M_N} = 0,44$, iar viteza unghiulară corespunzătoare acestui cuplu are valoarea $\frac{\Omega}{\Omega_1} = 0,248$ (fig.3.1).

Se consideră mărirea de intrare δM_r sub formă treaptă cuprinsă de la $\frac{M_r}{M_N} = 0,44$ pînă la $\frac{M_r}{M_N} = 0,88$, valoare ce corespunde sarcinii nominale. In fig.3.9.a este prezentată mă-

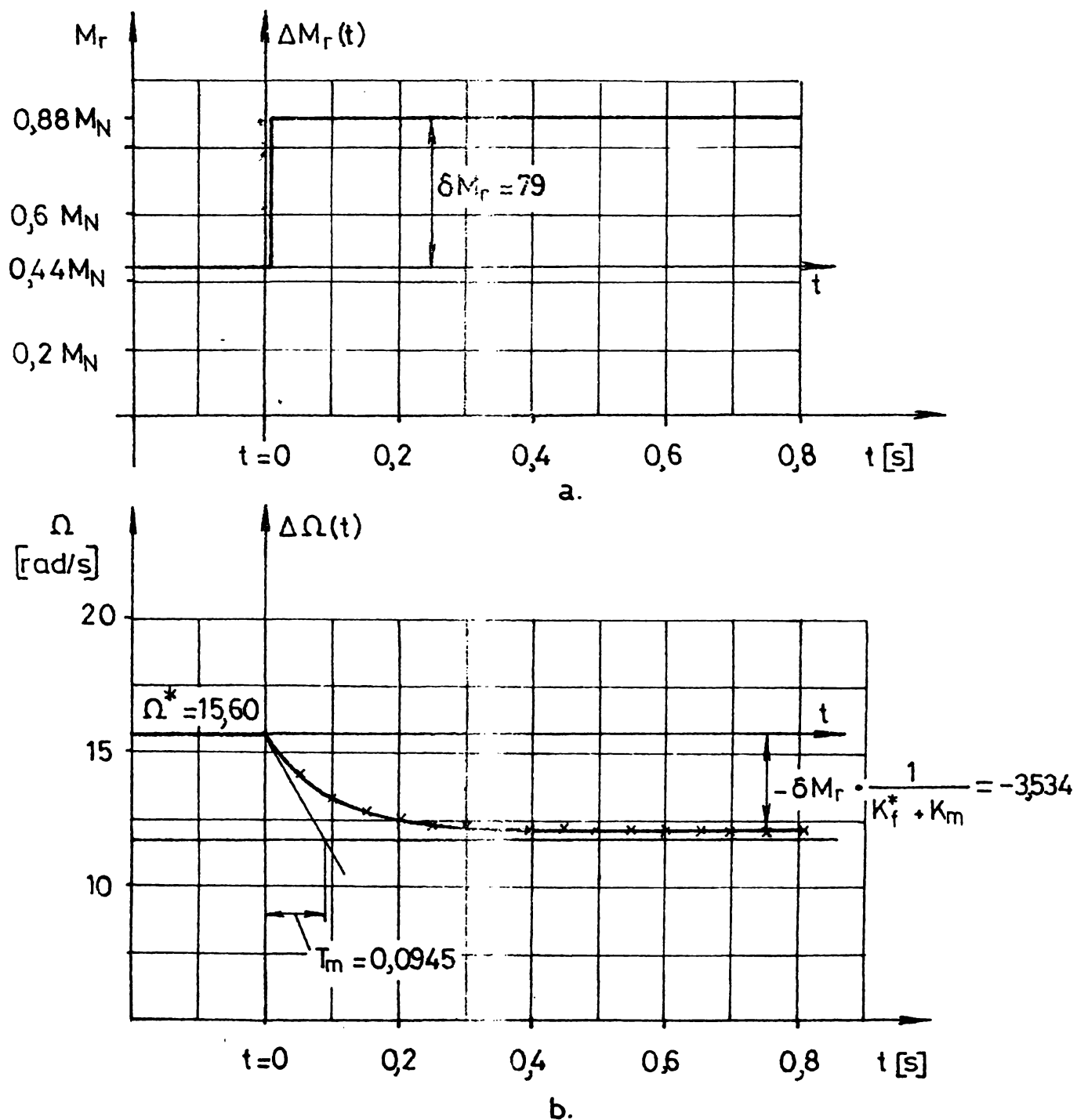


Fig.3.9. Semnal treaptă a mărimii de intrare δM_r și funcția $\Delta\Omega(t)$ corespunzătoare transformatei (3.30): a- mărirea de intrare; b- variația vitezei unghiulare $\Delta\Omega(t)$. (P.R.T.T.143).

rimea de intrare δM_r ca diferență între $0,88 M_N$ și $0,44 M_N$.

Pentru datele din tabela 3.4 se prezintă în fig. 3.10 și 3.11 din anexă șcheșma logică și programul pentru determinarea variației vitezei unghiulare $\Delta \Omega(t)$, la încărcarea mecanismului de ridicare sub formă de treaptă.

Rezultatele obținute pe calculator la determinarea variației vitezei unghiulare $\Delta \Omega(t)$ a mașinii de acționare, la încărcarea sub formă de treaptă a mecanismului de ridicare a podului rulant T.143, sînt arătate grafic în fig. 3.9.b.

Se vede că la încărcarea sistemului de acționare cu un cuplu rezistent sub formă de treaptă, viteza unghiulară $\Omega(t)$ a mașinii scade exponențial, tinzînd asimptotic către o nouă valoare staționară pe treapta de microviteză, ceea ce înseamnă că sistemul de acționare cu mașină de inducție și FM autoreglabilă este stabil.

3.4. Oprirea mecanismelor cu ajutorul frînei mecanice comandate prin ridicător electrohidraulic

La oprirea mecanismelor, cunoașterea vitezei de rotație unghiulară $\Omega(t)$ este necesară atît pentru stabilirea duratei procesului de frînare, dar mai ales pentru realizarea siguranței în funcționare a instalației, în special atunci cînd se lucrează cu metal topit (poduri rulante de turnare).

Se consideră cunoscut momentul de inerție J , tipul FM și al REH, cuplul rezistent M_r și expresia analitică a cuplului de frînare $M_f(t)$ în regim tranzitoriu.

În fig.2.5 este dată șcheșma cinematică a MR. În timpul opririi mecanismului de ridicare pentru REH care comandă FM apar trei etape distincte :

I. în prima etapă se deconectează mașina de acționare, iar REH parcurge $1/3$ din drumul de coborîre fără ca FM să atingă discul de frînare;

II. în a doua etapă, are loc frînarea mecanismului cu un cuplu reglabil dat de FM corespunzător parcurgerii celei de a doua treimi a cursei de coborîre;

III. în a treia etapă, are loc frînarea la cuplu

constant (cuplu nominal), pînă la oprirea mecanismului.

Etapele menționate mai sus se observă în graficul $\Omega(t)$ prezentat în fig.3.12.

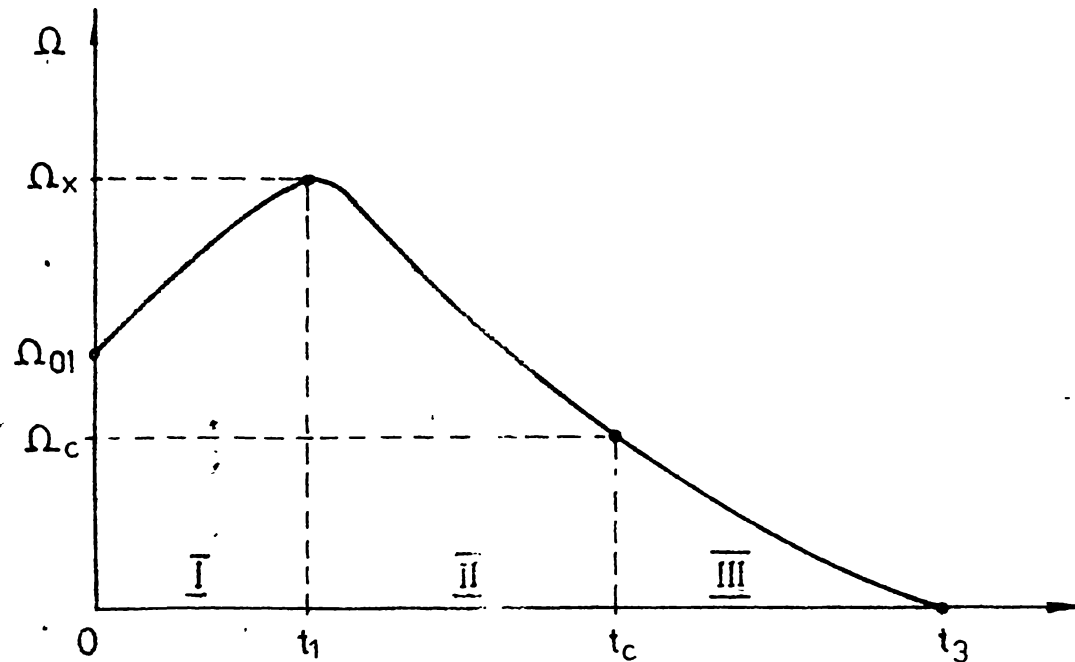


Fig.3.12. Curba vitezei de rotație unghiulară a motorului de acționare a MR, la oprire în sensul coborîrii.

Pentru oprirea mecanismului de ridicare, ecuația mișcării este :

$$- M_f + M_r = J \frac{d\Omega}{dt} . \quad (3.32)$$

Tinînd seama de (1.87), din condiția ca în momentul cînd începe să intre în acțiune frîna, forța F_{cN} este egală cu forța F_{p0} , se obține pentru $F_f(t)$ expresia:

$$F_f(t) = F_{cN} \left[1 - \frac{1}{\Omega_{ro}^2} \cdot \frac{1}{(At + C)^2} \right] . \quad (3.33)$$

În baza relației (2.35) cuplul de frînare în regim tranzitoriu, la FM comandată prin REH, este:

$$\begin{aligned} M_f &= \mu D_f F_{cN} \left[1 - \frac{1}{\Omega_{ro}^2} \frac{1}{(At + C)^2} \right] i_T \cdot \eta_a = \\ &= A_f F_f(t) , \end{aligned} \quad (3.34)$$

în care $A_f = \mu D_f i_T \eta_a$ e o constantă a frânei mecanice.

I. Prima etapă se desfășoară în intervalul de timp $t \in [0, t_1)$ în care avem condiția inițială: $\Omega(0) = \Omega_{01}$.

Ecuția mișcării sistemului de acționare pentru prima etapă este:

$$M_r = J \frac{d\Omega}{dt}, \quad (3.35)$$

cu soluția:

$$\Omega_I(t) = \frac{M_r}{J} t + \Omega_{01}. \quad (3.36)$$

II. Cea de a doua etapă se desfășoară în intervalul de timp $t \in [t_1, t_c)$, unde t_c reprezintă timpul de coborîre al pistonului REH. Pentru acest interval ecuația mișcării este:

$$- A_f F_f(t) + M_r = J \frac{d\Omega}{dt}. \quad (3.37)$$

Cu notațiile :

$$\alpha = A_f F_{cN} \quad ; \quad \beta = \frac{\alpha}{\Omega_{ro}}, \quad (3.38)$$

și cu condiția inițială: $\Omega(t_1) = \Omega_x$ se obține:

$$\Omega_{II}(t) = \frac{M_r - \alpha}{J} (t - t_1) + \frac{\beta}{AJ} \left(\frac{1}{At_1 + C} - \frac{1}{At + C} \right) + \Omega_x \quad (3.39)$$

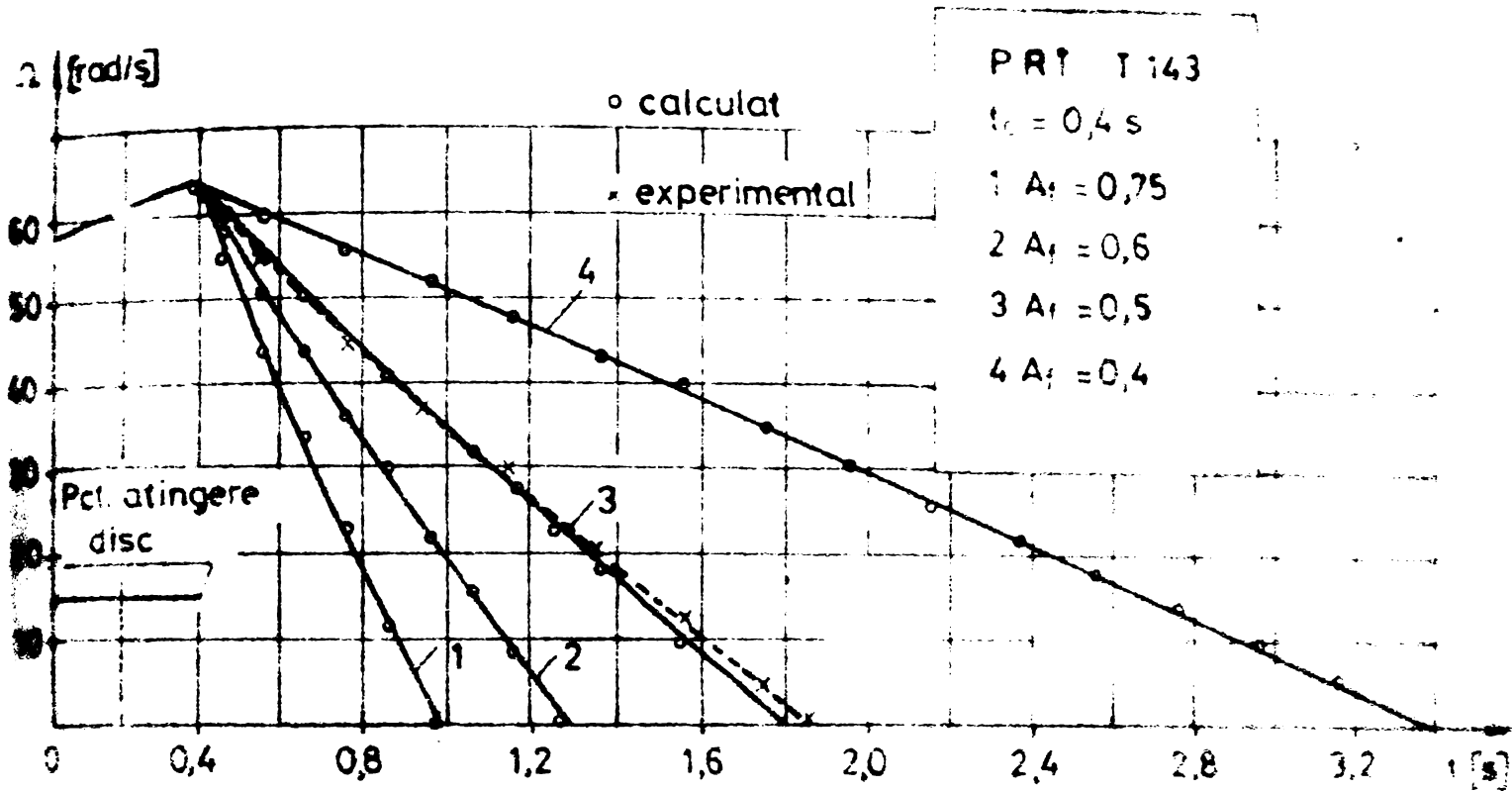
III. Pentru intervalul de timp $t \in [t_c, t_3]$ frînarea mecanismului are loc la cuplu constant. Ecuția mișcării este:

$$- A_f F_{cN} + M_r = J \frac{d\Omega}{dt}. \quad (3.40)$$

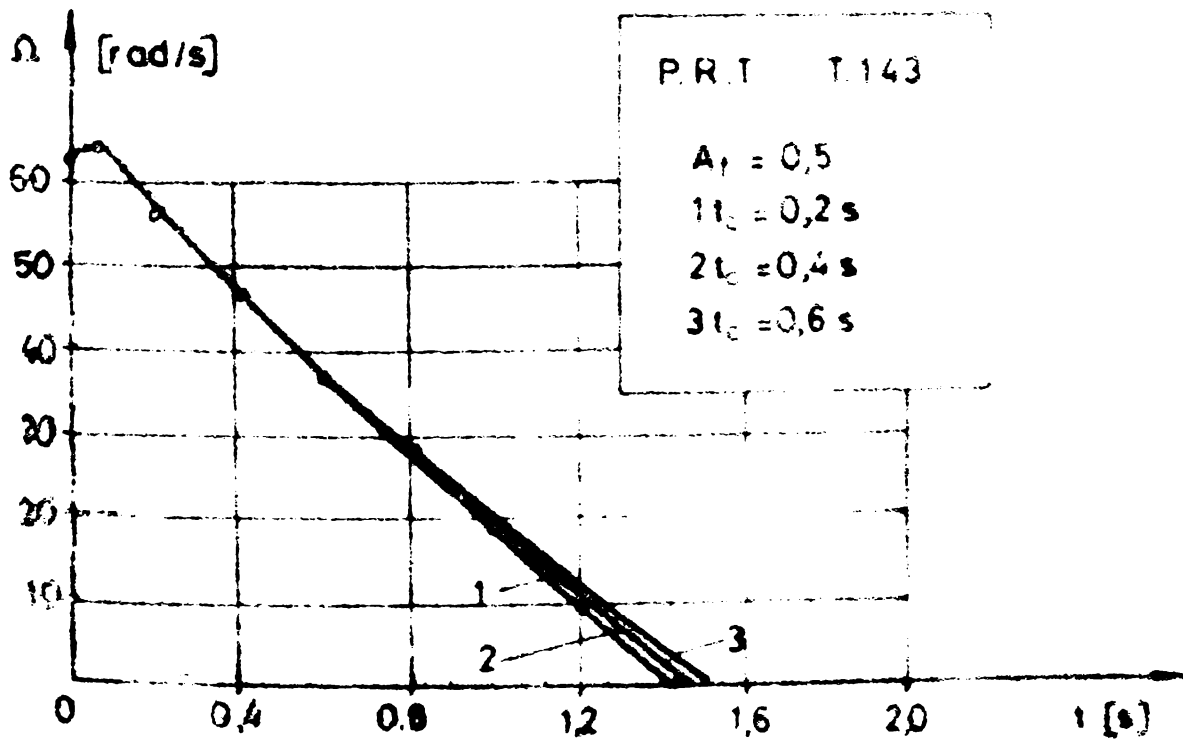
Punînd condiția : $\Omega(t_c) = \Omega_c$, se obține soluția:

$$\Omega_{III}(t) = \frac{M_r - A_f F_{cN}}{J} (t - t_c) + \Omega_c. \quad (3.41)$$

În figurile 3.13 și 3.14 din anexă se arată schema logică și programul pentru determinarea variației în timp a



a.



b.

Fig. 3.10. Oprirea mașinii de acționare a MR în sensul coboririi, cu PM comandată prin REH; a - dependența vitezei unghiulare în funcție de timp, pentru diferite valori ale constantei A_f ; b - viteza unghiulară în funcție de timp, pentru diferite valori ale timpului de coborire t_c . (P.R.T. T.143)

vitezei de rotație unghiulară $\Omega(t)$ la oprirea mașinii MR, în sensul coborîrii cu FM comandată prin REH, pentru podul rulant T.143.

La calculul vitezei unghiulare $\Omega_{II}(t)$, s-a considerat originea timpului în momentul cînd viteza unghiulară a mașinii de acționare este maximă, deci cînd sabotul atinge discul de frînă.

În fig.3.15 sînt date rezultatele obținute prin calcul pentru patru valori ale constantei A_f și pentru trei valori ale timpului de coborîre t_c . Dintre parametrii funcționali ai sistemului de frînare, numai parametrul A_f are o influență hotărîtoare asupra variației în timp a vitezei unghiulare la oprirea mașinii de acționare a M.R.

Funcționarea sistemului de frînare cu constanta $A_f = 0,5$ și $t_c = 0,4$ s, asigură un proces lin de oprire a mașinii de acționare a MR.

Pentru $A_f = 0,5$ și $t_c = 0,4$ s, s-au efectuat încercări experimentale (v. pct. 4.4). În fig.3.15.a este arătată cu linie întreruptă curba $\Omega = f(t)$ obținută experimental, pentru mașina de acționare a MR de la PRT.T-143.

Experiența confirmă rezultatele acestor calcule cu o eroare de 4,7%.

3.5. Concluzii

Din cele prezentate rezultă următoarele concluzii:

- la pornirea mecanismelor, este posibil să se determine analitic timpul de atingere a microvitezei la care se dorește să funcționeze sistemul de acționare;

- prin alegerea corespunzătoare a raportului de transmitere i_T al FM, cât și prin reglarea corespunzătoare a REH, se poate obține o variație lină a vitezei de rotație unghiulară a mașinii de acționare la oprirea mecanismelor, problemă importantă pentru instalațiile care transportă metal topit și cu masă inertă mare ;

Relațiile de calcul propuse pot fi utilizate direct la studiul sincronizării mai multor mecanisme care funcționează în paralel.

4. INCERCARI EXPERIMENTALE.

Pentru verificarea experimentală a considerațiilor teoretice s-a conceput și realizat un stand cu caracter universal, dispozitive și traductoare dinamometrice. Cercetările experimentale au avut ca obiect :

a. Ridicarea caracteristicilor funcționale și a datelor nominale ale REH și ale elementelor componente (motor- pompă) ;

b. Determinarea mărimilor fizice (η_a , μ) și a caracteristicilor frânelor mecanice autoreglabile comandate prin REH.

Cercetările experimentale se extind și asupra comportării sistemului de acționare menționat la pornirea și oprirea MR a unui pod rulant de turnare (T.143).

Standul de încercări realizat este susceptibil să servească și pentru încercări asupra mașinilor electrice de acționare în diferite regimuri de funcționare și pentru încercarea reductoarelor și a frânelor cu curenți turbionari.

4.1. Conceptia proiectarea și execuția instalației experimentale.

Standul cu caracter universal, este arătat în fig. 4.1.

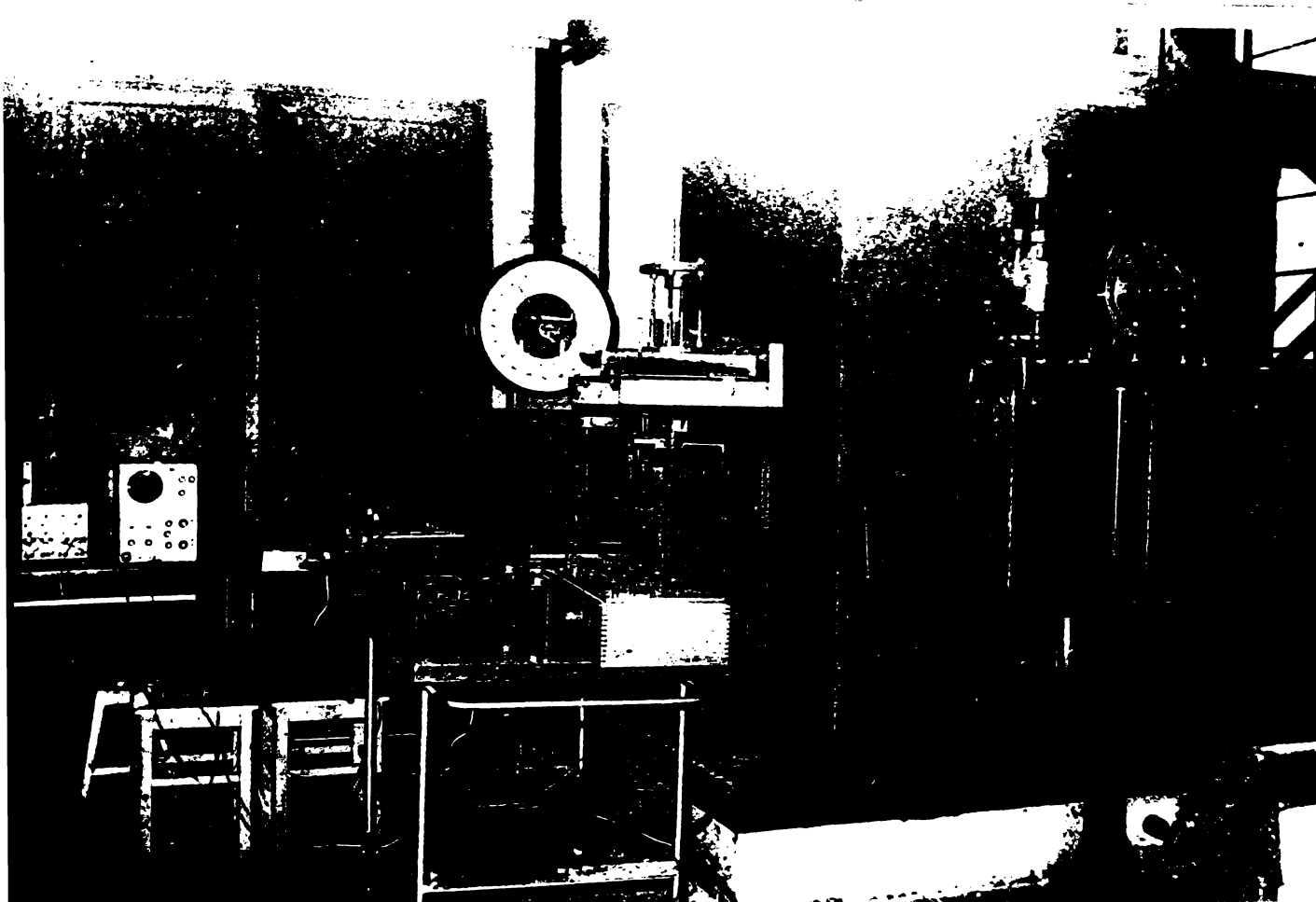


Fig. 4.1. Vedere generală a standului universal pentru încercat RMH, PM și sisteme de acționare cu MIE și PM autoreglabilă.

Schema structurală a standului de încercări experimentale este prezentată în fig. 4.2. și 4.3.

Din fig. 4.3. se vede posibilitatea montării unui mecanism de ridicare, în vederea studierii diferitelor sisteme de frînare cu mașina electrică de acționare.

Schema electrică de distribuție a standului de încercări experimentale este prezentată în fi. 4.4.; iar în fig. 4.5. se prezintă fotografia cu aparatura de comandă a instalației.

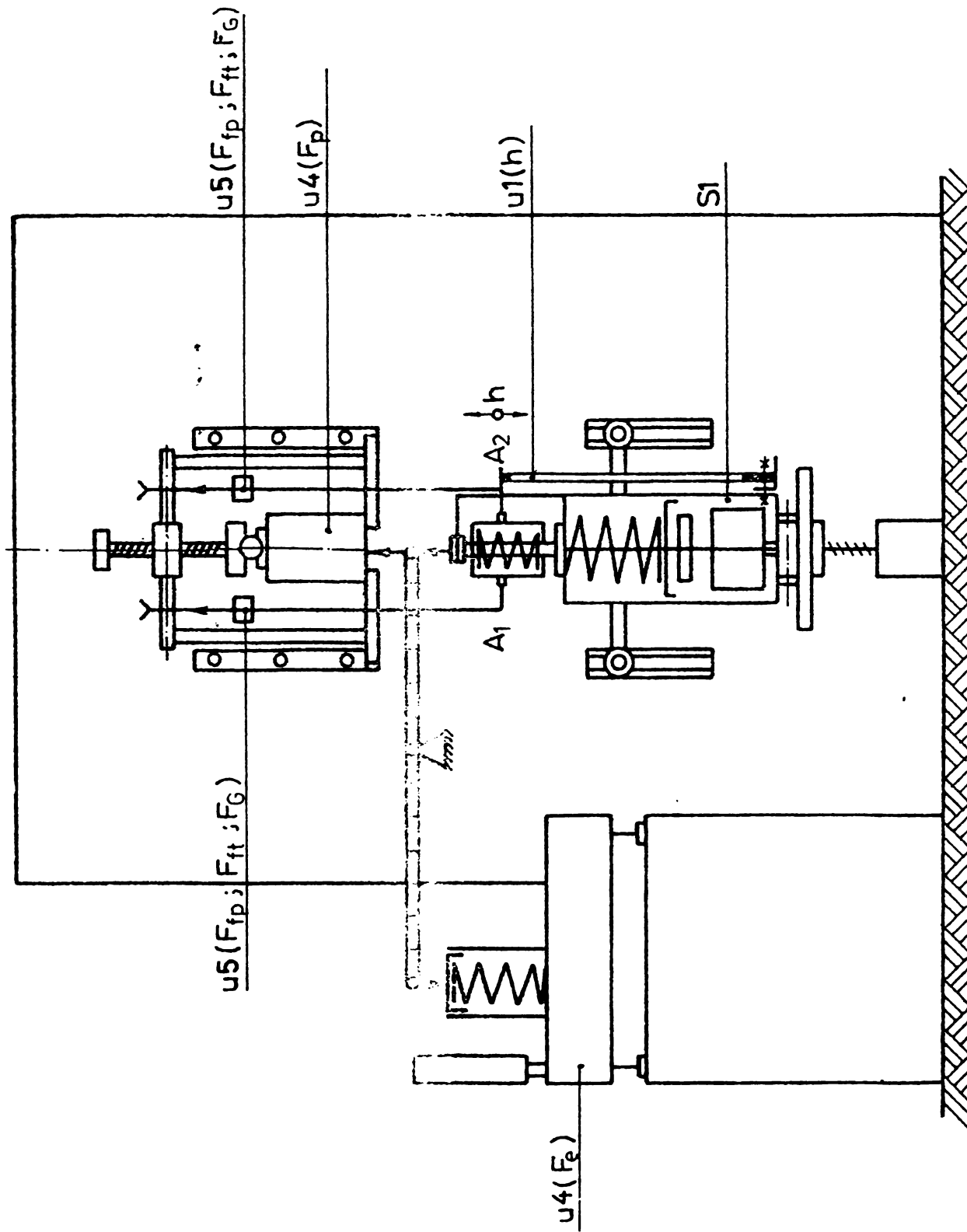


Fig. 4.2 Schema standului pentru incercarea REH

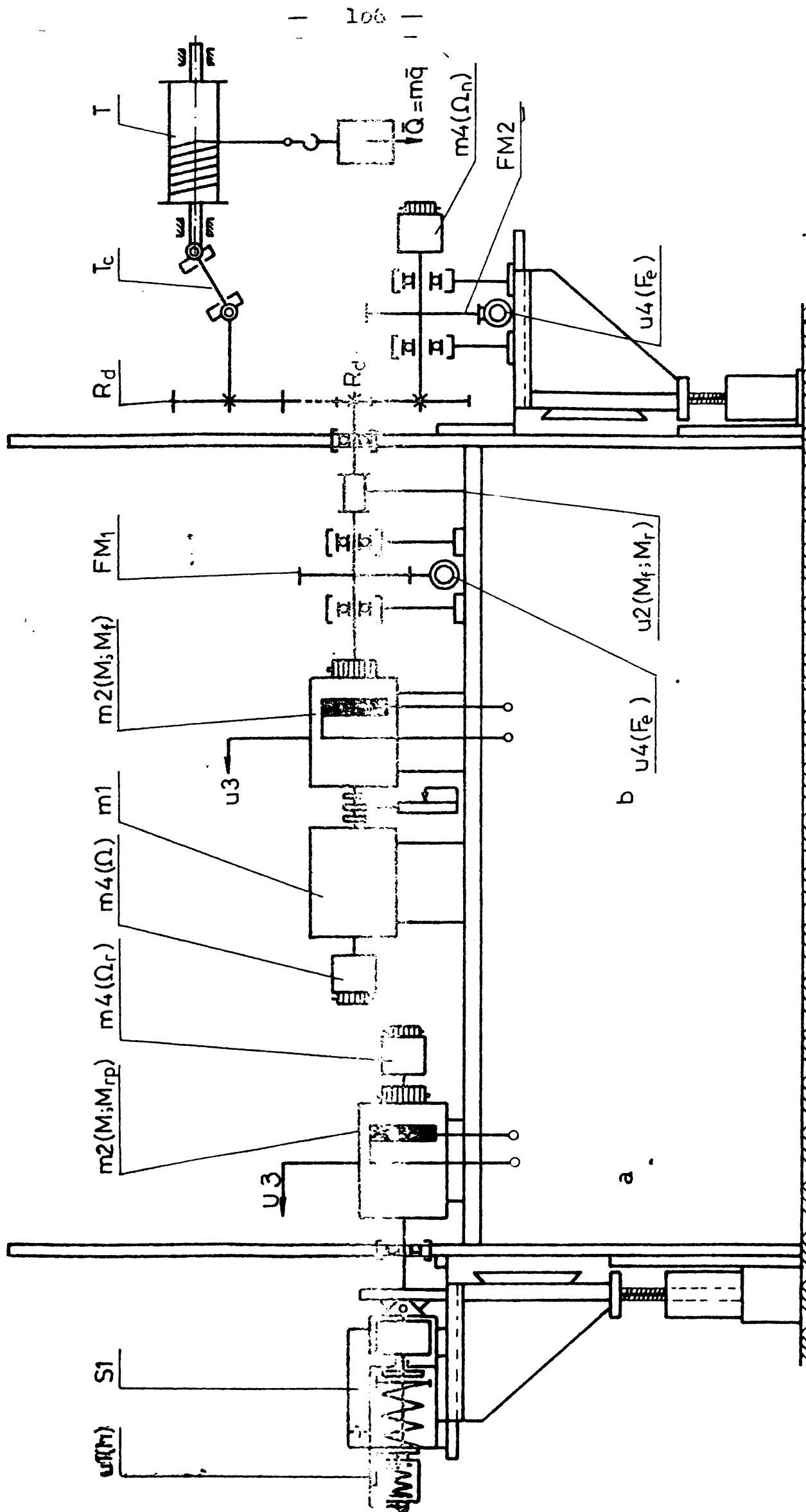


Fig. 4.3 Schema standului pentru determinarea caracteristicilor MREH, a pompelor REH și a sistemului de acționare cu MIE și FM autoreglabilă.

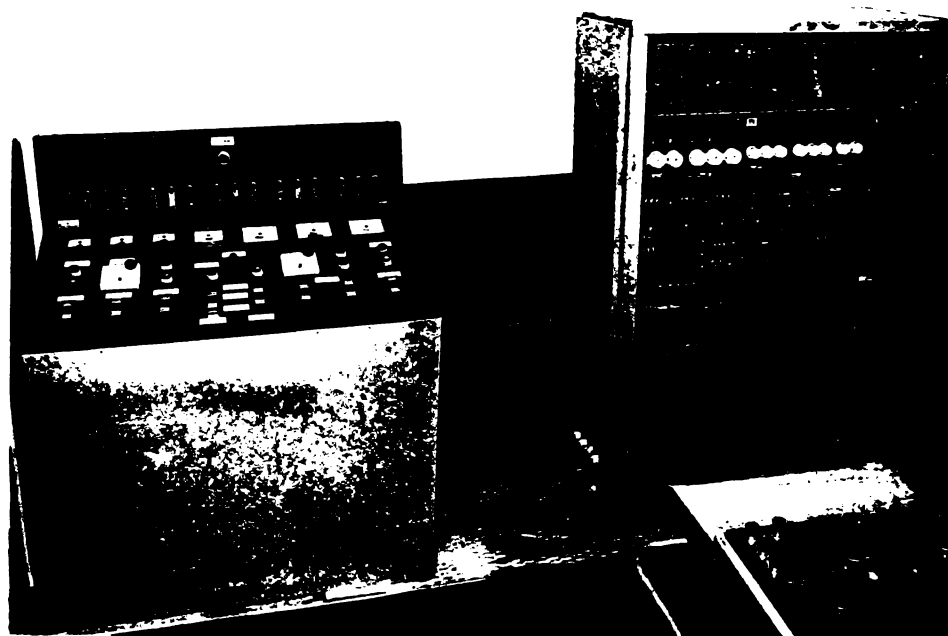


Fig. 4.5. Aparatura de comandă a instalației din fig.4.4.

Schema electrică desfășurată a standului realizează determinarea caracteristicilor funcționale ale REH, ale FM autoreglabile și ale sistemului de acționare cu MIE și FM autoreglabilă așa cum se vede în fig. 4.6.

Semnificația notațiilor din aceste scheme este următoarea :

m 1 - mașină asincronă trifazată cu inele, având caracteristicile :

$$P_N = 3 \text{ kW} ; \quad \lambda = \frac{M_K}{M_N} = 2,3 ; \quad U = 220/380 \text{ V} ;$$

$$n_N = 940 \text{ rot./min.} ; \quad J = 0,10 \text{ kg m}^2 ;$$

m 2 - generator de curent continuu cu stator basculant cu următoarele date :

$$P_N = 7 \text{ kW} , \quad n_N = 1000 \text{ rot./min.} ,$$

$$U_N = 220 \text{ V} , \quad J = 0,145 \text{ kg m}^2 ,$$

$$I_N = 32 \text{ A} ;$$

m 3 - autotransformator trifazat tip AFE 1 cu următoarele date :

$$P_N = 400 \text{ VA} ,$$

$$U_{1N} = 63 - 80 - 100 - 125 \text{ V} ,$$

$$U_{2N} = 380 - 418 - 456 - 500 - 550 \text{ V}$$

$$DA = 40 \% ;$$

m 4 - generator tahometric cu caracteristica :

$$u = 39 \text{ V la } n = 1000 \text{ rot./min. ;}$$

FM 1 - frînă mecanică cu următoarele date :

$$FS 200 , R 20/5 \text{ c ;}$$

FM 2 - frînă mecanică cu următoarele date :

$$FS 320 , R 50/5 \text{ c ;}$$

R_a - reostat de pornire cu cursor pentru max.

$$4 \Omega , 20 \text{ A ;}$$

R₁ - reostat pentru max. 31 A, 110 V ;

R_d - reductor cu raport de transmisie :

$$1 : 2 ; 1 : 4 ;$$

T - tobă ;

e 1 . . . e 15 - siguranțe fuzibile ;

e 16, e 18 - relee termice ;

s 1 , s 2 - ridicătoare electrodraulice ;

c 1 . . . c 14 - contactoare de curent alternativ, max. 100 A, tensiunea la bornele înfășurărilor 380 V;

g 1 . . . g 11 - aparate de măsură ;

u 1 - traductor de distanță ;

u1, u3, u4, - traductor dinamometric (TD);

u 5 - greutate etalon ;

u 6 - punte dublă ;

IR - înregistrator rapid 12 LS 1 ;

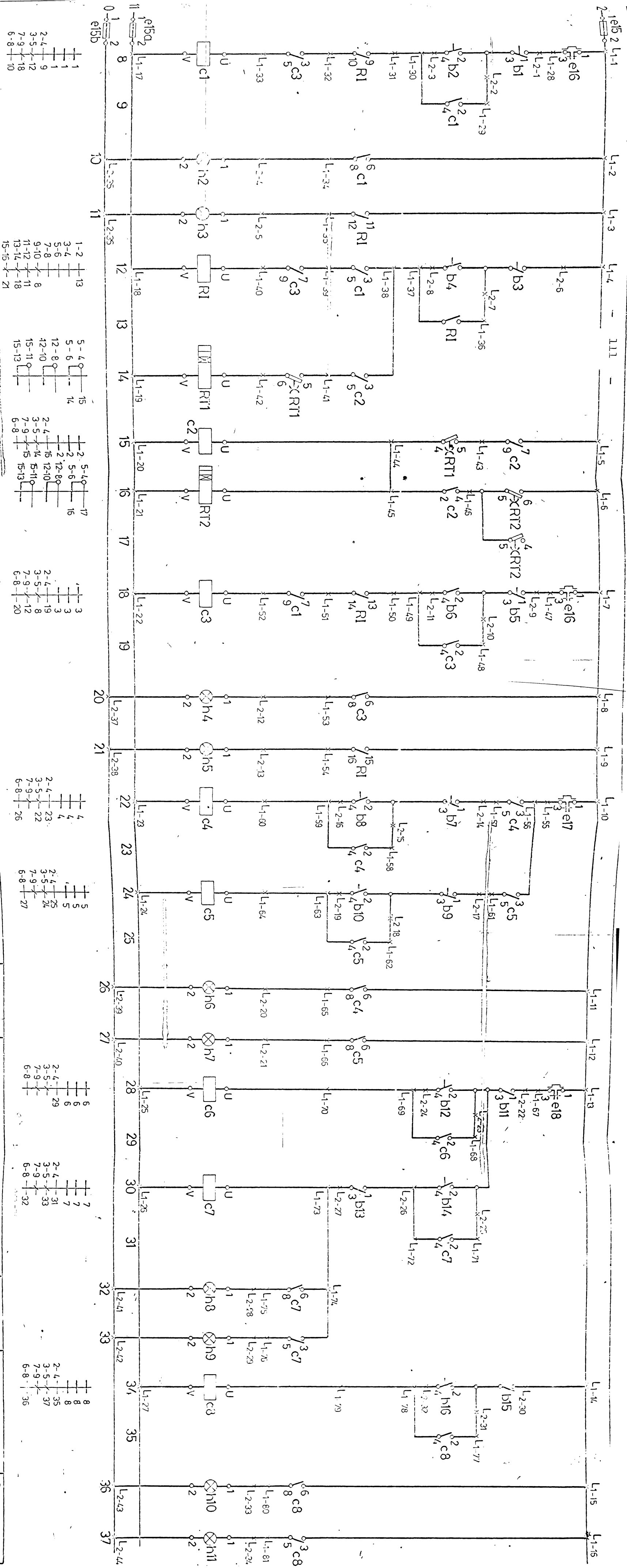
Ba - sursă stabilizată de tensiune ;

n 1 - redresor ;

f 1 - transformator de măsură ;

Ra , R 1 - rezistoare.

In fig. 4.7. se prezintă schema electrică desfășurată a circuitelor secundare de comandă, semnalizare, protecție și blocare.



Determinarea experimentală a caracteristicilor la o următoarelor mărimi:	Funcționalitate	Funct. s.i.p.(S3)	Determinarea experimentală a caracteristicilor funcționale ale REH, în serviciu intermitent periodic (S3)	Determinarea experimentală a caracteristicilor cu ajutorul dinamometrului	Semnalizare	Pauză	Acționare motor ml	Sifinga	Semnalizare	Alimentare mașina m2 cu stator bas-culent și a circuitului de încălzire	Semnalizare	Circuit închis	Circuit deschis	Alimentare circuite de comandă	Semnalizare	Funcționare	Pauză

Fig. 4.7. Schema electrică desfășurată a circuitelor secundare de comandă, semnalizare, protecție și blocare a instalației din fig. 4.1

Starea contactoarelor pentru realizarea schemei

electrice a standului de încercări experimentale.

Cercetarea efectuată	Poz. Inver- borului	Starea contactoarelor														Observații
		c 1	c 2	c 3	c 4	c 5	c 6	c 7	c 8	c 9	c 10	c 11	c 12	c 13	c 14	
Cuplat	AR; BS; CT;	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	X	
Decuplat	AO; BU; CO;	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Ridicarea caracteristici- lor de lucru ale MREH	AR; CT; BS;	X	-	-	X	-	X	X	-	-	-	-	-	-	-	Se cuplează MREH cu reșina de c.c. M (Fig. 3.a)
Determinarea caracteristi- cilor statice ale pompelor MREH	AO; CO; BO;	-	-	-	-	X	X	-	-	-	-	-	-	-	-	Se cuplează rotorul MREH cu reșina de c.c.M (Fig. 3.a)
Măsurarea forțelor produse de MREH (F_e ; F_{fp} ; F_{ft} ; F_D)	AR; CT; BS;	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Ridicarea caracteristici- lor MREH în regim de funcț. staționar și tranzitoriu	AR; CT; BS;	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	
Determinarea curbei de încălzire și răcire a MREH	AO; CO; BO;	-	X	-	-	-	-	-	X	-	-	-	-	-	-	serviciu intern- tent periodic (S 3)
Determinarea caracteristici- lor statice ale PM auto- reglabile	AO; CO; BO;	-	-	-	X	-	X	-	-	X	-	-	-	-	-	
Determinarea diagr. de funcț. U_1 , n , I_1 , $I_2 = f(t)$ ale MIE	AO; CO; BO;	-	-	-	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	
Studiu asupra sistemului de acționare cu MIE și PM autoreglabilă	AO; CO; BO;	-	-	-	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	

Modul de funcționare a standului rezultă din fig. 4.6. Circuitele se pun sub tensiune, prin contactoarele C 1 . . . C 14, în raport cu necesitățile. Poziția contactelor se prezintă sinoptic în tabela 4.1.

4.2. Incercări experimentale asupra REH.

Au fost făcute încercări experimentale asupra următoarelor tipuri de REH : R 20/5, c ; R 32/5, c ; R 80/6, c și R 125/6, c, / 57/ ; /58/ ; /68/.

În lucrare se prezintă rezultatele obținute pentru tipul cel mai reprezentativ R 125/6, c și conțin următoarele determinări :

- variația puterii primite de motorul REH în funcție de temperatura fluidului ;
- caracteristicile de lucru ale motorului de acționare a pompei REH (P_1 , I_1 , η și $\cos \varphi = f_{1...4}(P_u)$);
- variația cuplului motor și a cuplului rezistent al pompei REH în funcție de viteza unghiulară ;
- măsurarea forțelor la REH ;
- cursa pistonului REH în raport cu timpul la ridicare și coborîre ;
- încălzirea înfășurărilor statorului motorului și a uleiului REH.

S-au efectuat încercări asupra REH la tensiunea de 220/380 V, 50 Hz și respectiv 60 Hz.

4.2.1. Determinarea caracteristicilor de lucru ale motorului REH.

Pentru determinarea parametrilor energetici și verificarea considerațiilor teoretice privind dimensionarea elementelor componente ale REH, s-au efectuat cercetări experimentale separat asupra motorului m 2, asupra pompei precum și asupra REH.

Puterea primită de motorul REH este funcție de temperatura fluidului de lucru ca și vîscozitatea dinamică relativă. Rezultatele măsurătorilor sînt prezentate în fig. 4.8. și 4.9.

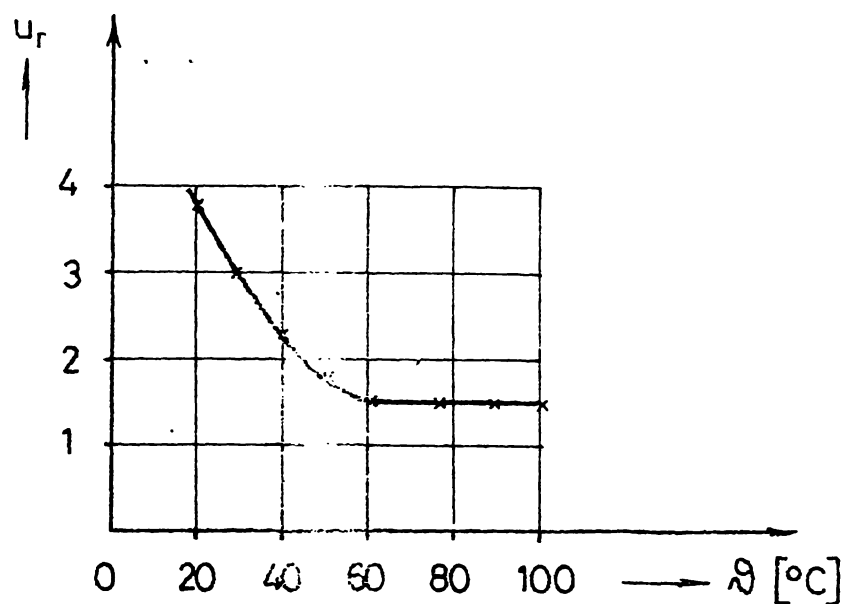


Fig. 4.8. Variația vîscozității dinamice relative a uleiului STAS 811-72 cu temperatura.

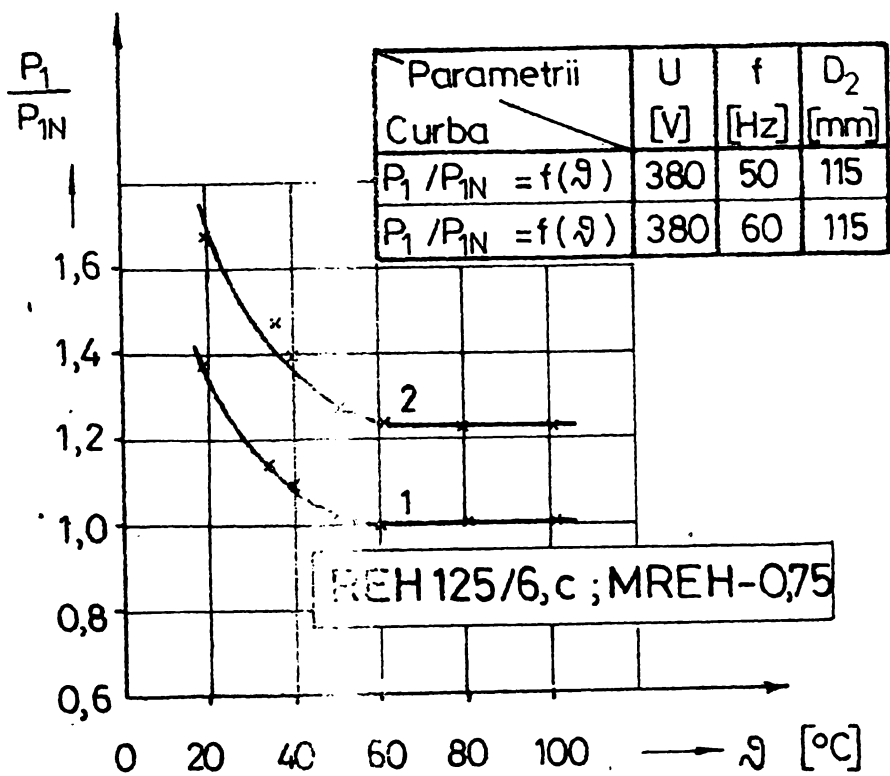


Fig. 4.9. Puterea primită de MREH tip R 125/6,c în funcție de temperatură.

Cum rezultă din caracteristicile de lucru ale MREH tip R 125/6, c, (fig.4.10), la funcționarea aparatului cu o pompă al cărui diametru la ieșire este $D_2 = 115 \text{ mm.}$, se obțin valori ridicate pentru randament și $\cos \varphi$.

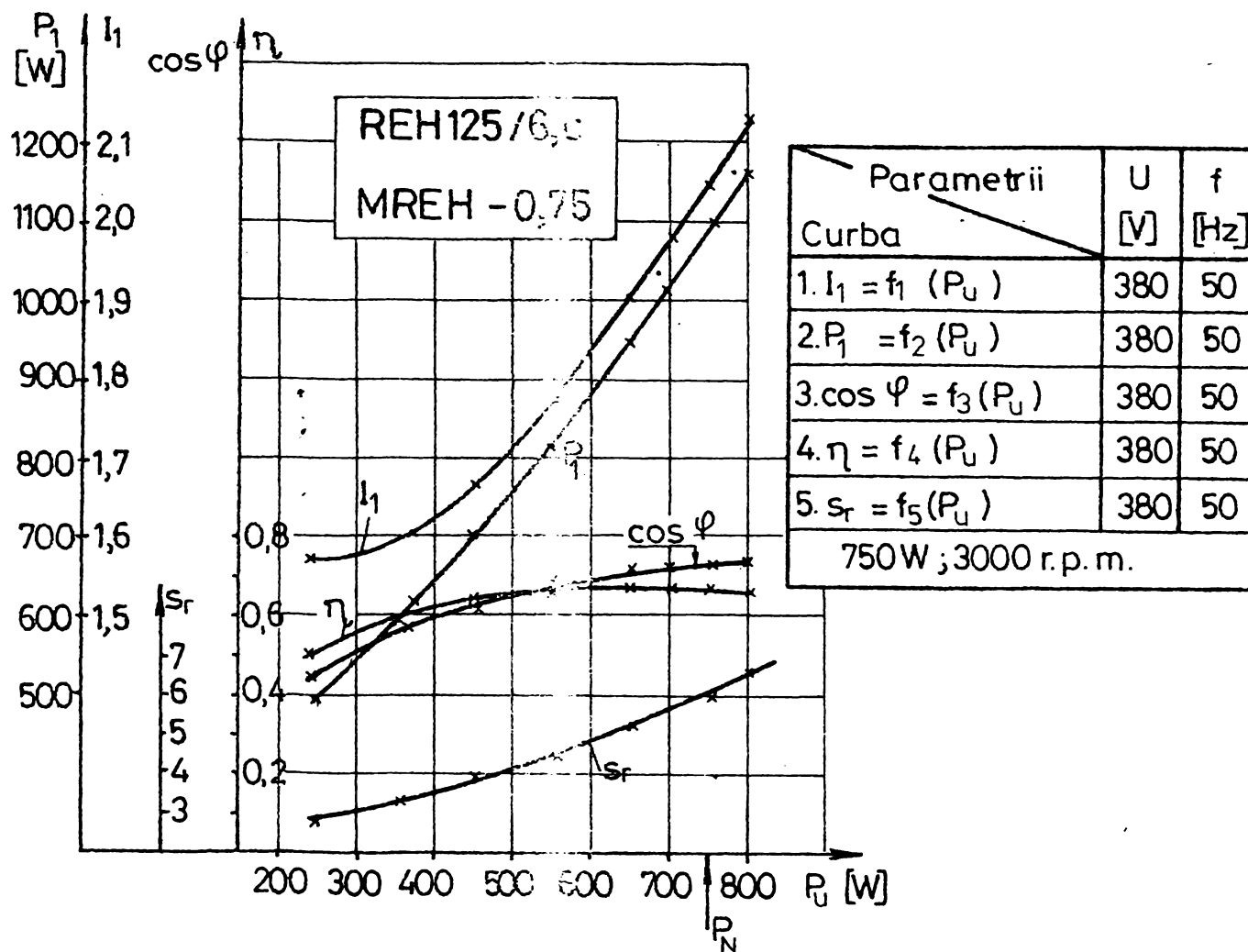


Fig. 4.10. Caracteristicile de lucru ale motorului m 2 de la REH tip R 125/6, c.

Verificarea considerațiilor teoretice privind dimensionarea elementelor componente ale REH (pct.1.4÷ 1.7.) s-a făcut pe mai multe cazuri, avînd în vedere complexitatea problemei și mulțimea factorilor care influențează și anume:

- pe baza caracteristicilor mecanice ale motorului și ale pompei REH ;
- pe baza măsurării forțelor care apar la funcționarea REH în regim cvasistaționar și staționar ;
- pe baza comportării REH în regim tranzitoriu la pornire și oprire ;
- pe baza încălzirii motorului R.H.

4.2.2. Verificarea ipotezelor de calcul al diametrului de la ieșire al pompei (D_2)

În acest scop s-au ridicat caracteristicile mecanice ale motorului și ale pompei REH (fig.4.11) controlându-se mai întâi temperatura fluidului de lucru, tensiunea nominală și frecvența.

Din caracteristicile $\Omega_r = f(M)$ și $\Omega_r = f(M_{rp})$, fig. 4.11., se obțin caracteristicile $P_u = f(D_2)$, la frecvență constantă, (fig. 4.12.), în care P_u este puterea utilă la arborele pompei REH.

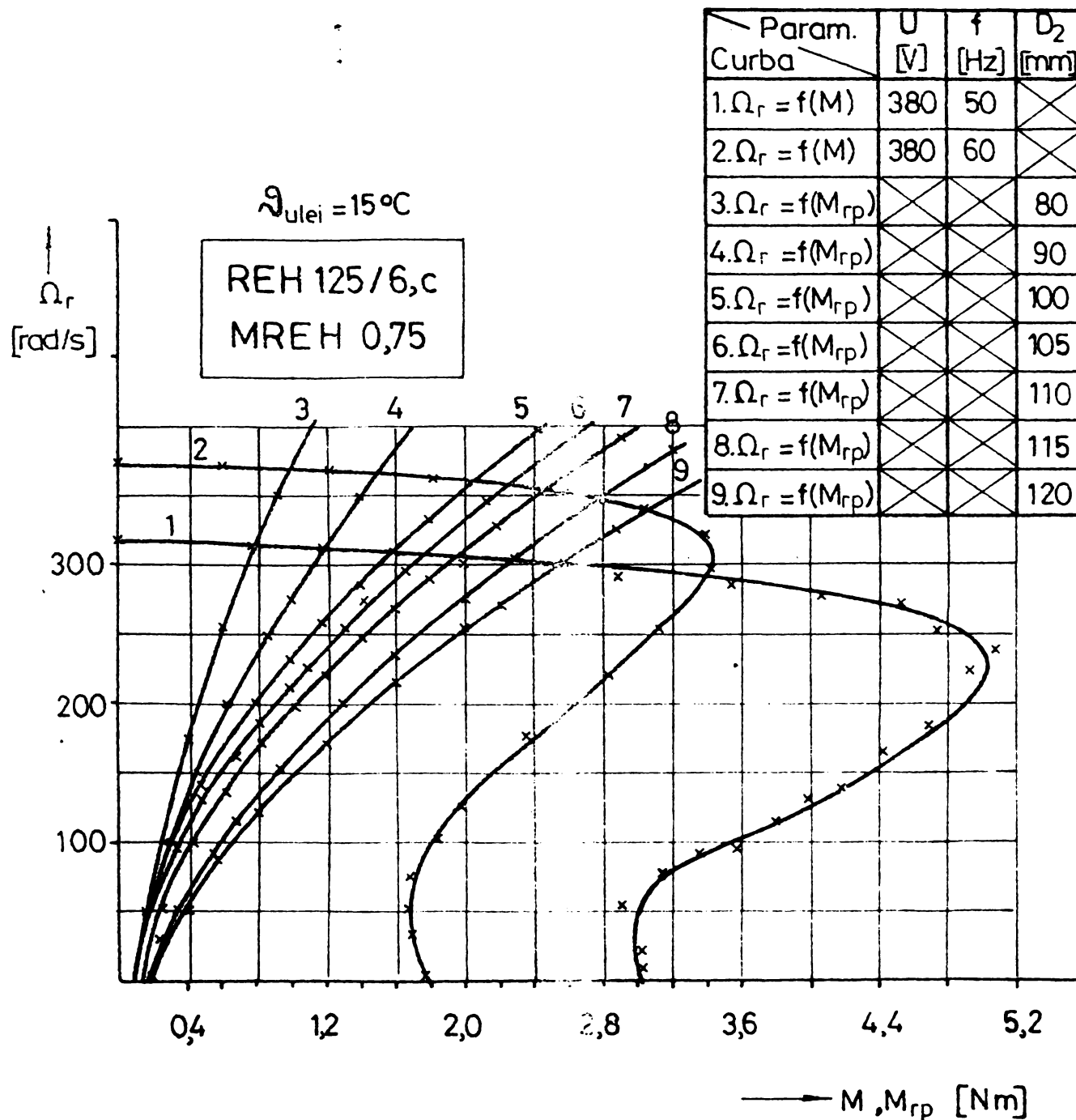


Fig. 4.11. Cuplul motorului m 2 și cuplul rezistent al pompei REH 125/6,c în funcție de viteza unghiulară, pentru diferite valori ale diametrului D_2 de la ieșire.

Cuplul motor M și cuplul rezistent M_{rp} al pompei s-a măsurat direct cu mașina de c.c. n 2, care are stator basculant și traductor dinamometric (fig. 4.3.).

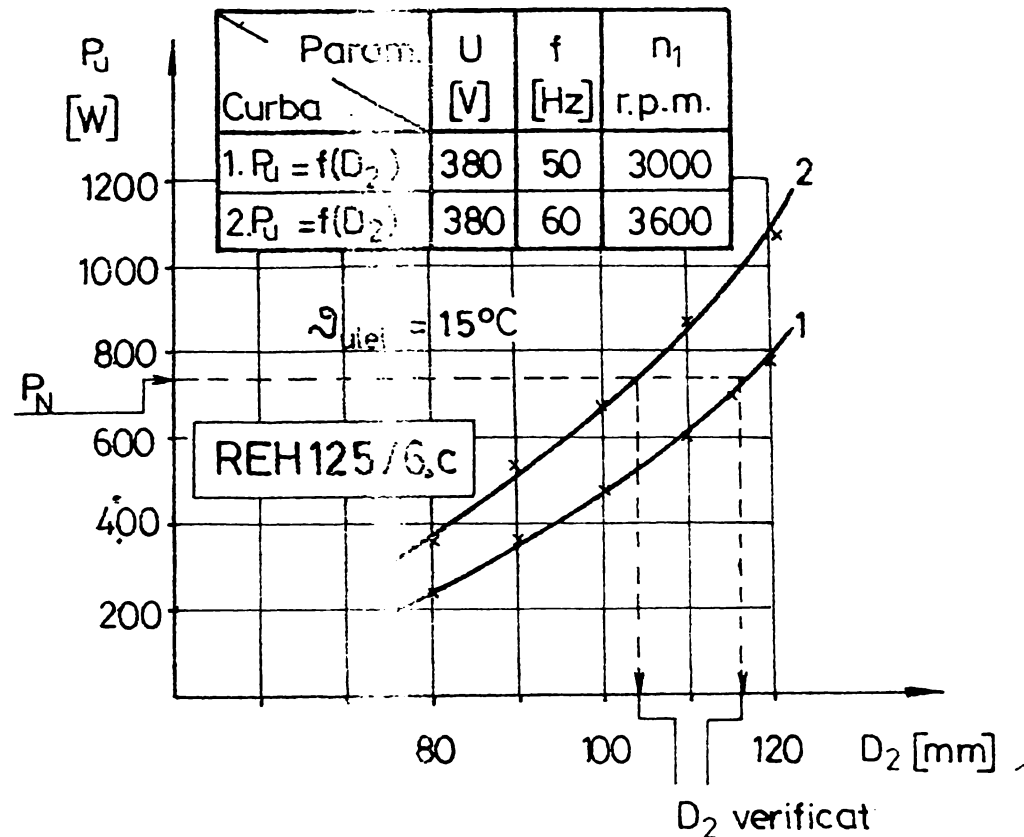


Fig. 4.12. Dependența puterii utile de diametrul de la ieșire, la tensiune și frecvență constantă.

Cunoscînd din catalog puterea P_N dată de motor și turația n_1 , cu condiția $P_N = P_u$, rezultă diametrul de la ieșire D_2 al pompei care încarcă motorul REH la puterea nominală.

În fig. 4.12. sînt arătate valorile diametrului D_2 , pentru cele două frecvențe industriale, determinate pe baza caracteristicilor mecanice ale motorului și ale pompei REH obținute experimental.

Comparînd rezultatele determinate prin calcul pentru diametrul D_2 cu cele obținute prin metoda experimentală se constată că diferă cu mai puțin de 3,5 % (v.tabela 4.3. și pct.1.5.1).

4.2.3. Rezultate experimentale privind
forțele REH în regim de funcțio-
nare staționar.

Ridicătorul electrohidraulic este montat pe stand (fig.4.2.), fiind fixat printr-un sistem mecanic cu trei puncte de sprijin. Intre tija REH și sistemul de blocare a acesteia este montat, prin intermediul unei bile de înaltă calitate, traductorul dinamometric prevăzut cu timbre tensometrice care asigură determinarea forței hidraulice \bar{F}_p dezvoltate de aparat.

Sistemul de blocare a tijei asigură, cu o precizie de 0,1 mm.; menținerea pistonului REH în poziția inferioară.

S-a considerat că între 15° C și 30° C volumul uleiului variază în limite foarte mici, din care motiv s-a admis o greutate specifică constantă $\gamma = 9000 \text{ N/m}^3$, corespunzătoare temperaturii de 20° C și presiunii de $1,01326 \cdot 10^5 \text{ N/m}^2$.

La aceste încercări arcul de readucere "c" a fost demontat.

Forțele de frecare \bar{F}_{ft} , \bar{F}_{fp} și forța masică \bar{F}_G s-au măsurat în prealabil prin greutăți etalon, aplicate direct prin intermediul a două cabluri flexibile fixate în punctele A_1 și A_2 ale tijei REH (fig.4.2.).

Forța \bar{F}_D s-a măsurat prin înălțimi echivalente de coloană de fluid, la funcționarea REH în regim cvasi-staționar.

Rezultatele experimentale obținute privind forța hidraulică și forțele de frecare precum și forța corespunzătoare pierderilor de presiune prin secțiunea de strangulare în funcție de temperatura fluidului de lucru se prezintă în fig. 4.13.

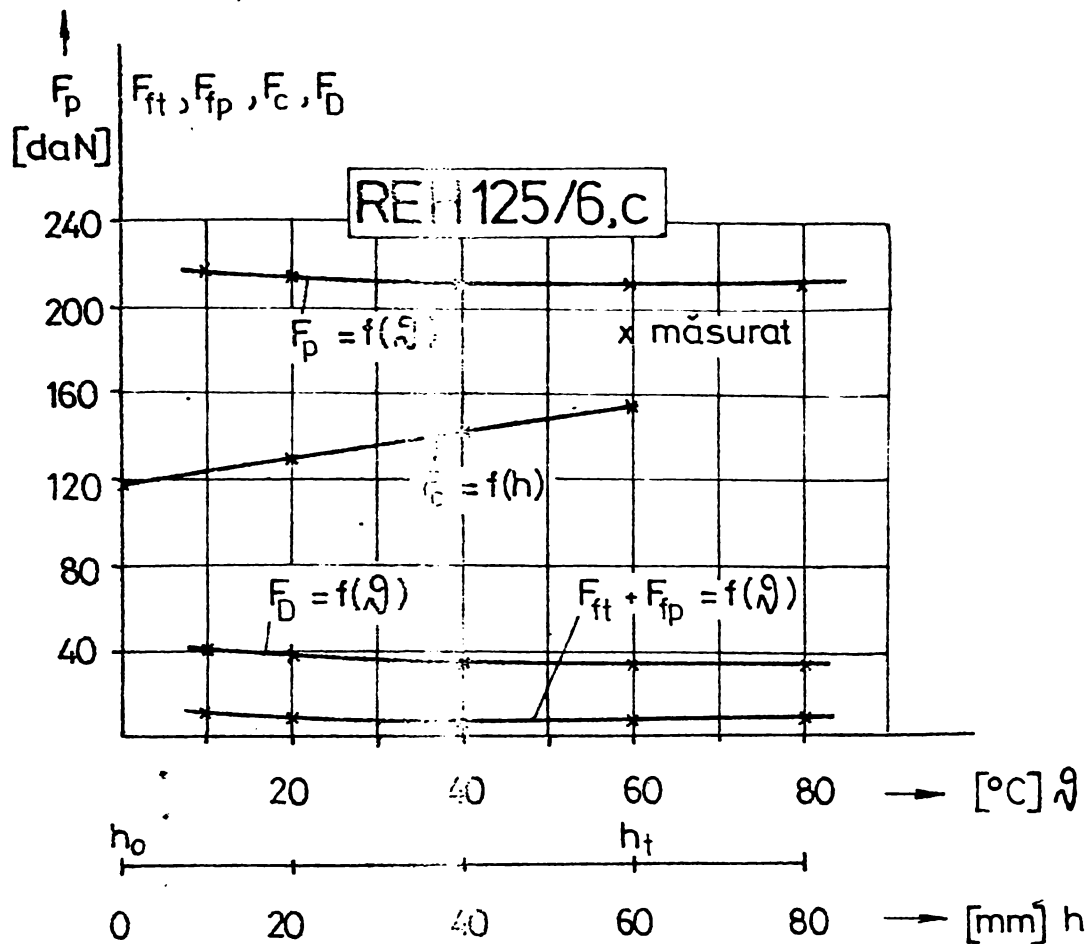


Fig. 4.13. Caracteristicile $F_p, F_{ft}, F_{fp}, F_D = f_1 \dots 4 (\alpha)$ și $F_c = f_5 (h)$, la REH tip R 125/6,c : ($U_N = 380$ V ; $f_{01} = 50$ Hz ; $D_2 = 115$ mm.).

Caracteristica arcului de readucere "c" s-a determinat separat, la Institutul de metrologie din Timișoara. Prin sistemul de încărcare cu mase etalon și prin măsurarea deformației arcului, s-a putut determina caracteristica $F_c = f(h)$.

Mărimea forței arcului "c" în raport cu poziția pistonului la $h = h_0$ și $h = h_t$, (fig. 4.13.), precum și valorile forțelor obținute la funcționarea REH pentru $\alpha_{lei} = 60^\circ$ C, sînt date în tabela 4.2.

Tabela 4.2.

Mărimea forțelor la REH tip R 125/6, c.

REH 125/6,c	F_{c0} [daN]	$F_{c \max}$ [daN]	F_G [daN]	$F_{ft} + F_{fp}$ [daN]	F_D [daN]	F_{pi} (60° C) [daN]
calculat	112,5	150	6,56	3,32	33,3	203,4
măsurat	118	154	6,56	3,00	36,00	210

Din aceste măsurători se constată că, pentru REH încercat, mărimea forței F_p măsurată experimental diferă cu mai puțin de 3,14 % față de mărimea calculată, ceea ce demonstrează valabilitatea rezultatelor teoretice.

Deoarece în exploatarea REH funcționează la temperatura fluidului de lucru \mathcal{J} ulei $\in [40 \div 80^\circ \text{C}]$, se consideră mărimile de bază care determină caracteristicile aparatului la temperatura medie de 60°C .

4.2.4. Modul de determinare a caracteristicilor REH în regim de funcționare staționar.

Pentru determinarea caracteristicii forței de frînare în funcție de alunecarea mașinii de acționare $F_p = f(s)$, REH montat pe instalația prezentată în fig. 4.2. a fost conectat la o sursă de c.a. cu tensiune și frecvență variabilă.

Traductorul dinamometric a fost montat între tija REH și sistemul de blocare a acesteia, asigurând determinarea forței \bar{F}_p .

Pentru a simula comportarea când motorul REH ar fi alimentat de la rotorul mașinii de inducție, este necesar ca în timpul încercărilor să se respecte condiția: $U_2 / f_2 = \text{const.}$

Caracteristicile $F_p = f(s)$ ale REH s-au determinat pentru o valoare constantă a raportului: $\frac{U_2}{f_2} = \frac{380}{50} =$

const. , și respectiv $\frac{380}{60} = \text{const.}$, măsurînd direct cu puntea tensometrică valoarea forței F_p pentru o anumită frecvență f_2 .

Se decuplează motorul REH și se determină separat mărimea forțelor de frecare F_{ft} , F_{fp} și a forței masice F_G . Prin scăderea din caracteristica forței hidraulice corespunzătoare presiunii uleiului, a forțelor de frecare și a forțelor masice, rezultă caracteristica forței $\bar{F}_e = f(s)$.

Se determină mărimea forței F_c , produsă de arcul de frînare "c", la poziția h_0 a pistonului (fig. 4.13). Prin scăderea grafică a caracteristicii $F_e = f(s)$ din cea produsă de arcul de frînare "c" rezultă caracteristica forței de frînare a REH:

$$F_f (s) = F_c (s) - F_o (s).$$

In fig.1.17. (v.pct.1.5.) sînt prezentate caracteristicile REH reglabile corespunzătoare tensiunii de 220/380 V la frecvența de 50 Hz și respectiv 60 Hz. . . .

4.2.5. Determinarea cursei h și a forței \bar{F}_p în raport cu timpul la pornirea și oprirea REH.

Pentru verificarea comportării REH în regim tranzitoriu, s-au măsurat cursa h a pistonului în raport cu timpul folosind traductor de distanță inductiv fixat de REH și traductor dinamometric cu mărci tensometrice montat separat pe tija aparatului (fig.4.2.).

In fig.4.14. se prezintă schema bloc a instalației de măsurare a cursei h și a forței \bar{F}_p în raport cu timpul.

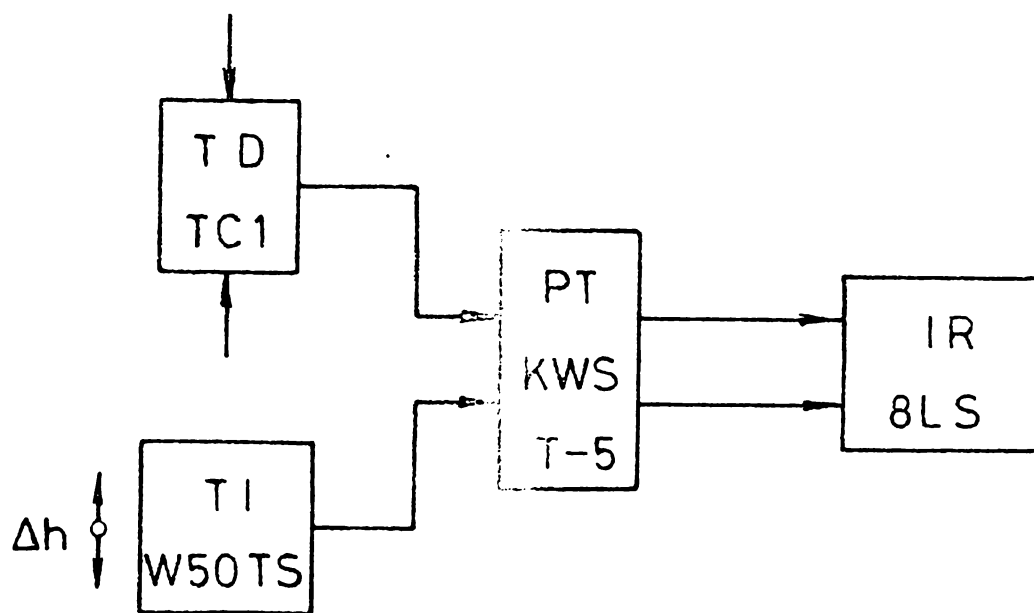


Fig. 4.14. Schema bloc a instalației de măsurare: TD - traductor dinamometric ; TI - traductor inductiv de distanță ; PT - punte tensometrică dinamică ; IR - înregistrator rapid.

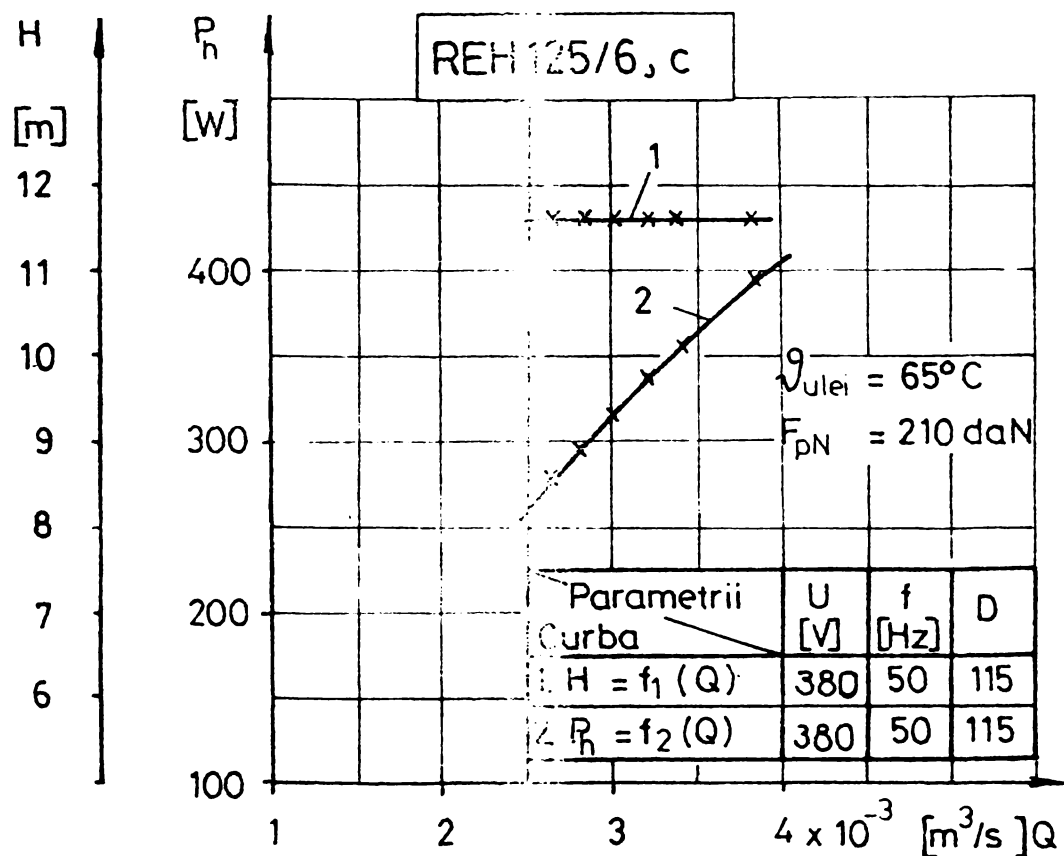
Curbele $h = f (t)$ și $F_p = f (t)$ ridicate experimental au fost prezentate în figurile 1.26 ; 1.22 ; 1.25; , alături de cele teoretice.

Concordanța bună a rezultatelor experimentale cu cele teoretice confirmă validitatea teoriei expuse la pct. 1.7.2.

4.2.6. Determinarea experimentală a caracteristicilor pompelor REH.

S-au verificat expresiile analice (1.16), (1.17), (1.26) și (1.23) pe șase tipuri de REH construite la I.A.T., / 58/.

Pentru REH tip R 125/6, c, oscilogramele forței hidraulice $\bar{F}_p(t)$ și a cursei pistonului $h(t)$ pentru un ciclu de funcționare sînt date în fig. 1.22.; 1.25 ; și 1.36. Ținînd seama că $F_p = \delta S_1 H$, din $F_p(t)$ se determină $H = f(t)$, iar din graficul $v(t)$ fig. (1.33) pe baza relației $Q = S_1 \frac{dh}{dt}$ se determină $Q = f(t)$. Din $H = f(t)$ și $Q = f(t)$ se obține $H = f(Q)$. În fig. 4.15 se prezintă caracteristica $H = f(Q)$ și $P = f(Q)$.



- Fig. 4.15. Caracteristicile de funcționare a pompei REH tip R 125/6, c.
(U = 220/380 V ; f = 50 Hz ; D₂ = 115 mm.; ν_{ulei} = 65° C).

Din aceste grafice rezultă că parametrii H și Q , ai pompei REH tip R 125/6, c., coincid cu cei obținuți prin calcul cu o eroare de 2,6 % (v. tabela 4.3).

4.2.7. Verificarea la încălzire a motorului REH.

Ridicarea curbelor de încălzire s-a efectuat pentru funcționarea REH în serviciu intermitent periodic (S 3-600 c/h) cu durată relativă de funcționare DA = 40 % și 600 conectări pe oră, și în serviciul intermitent periodic (S 3 - 60 %) cu durată relativă de funcționare DA = 60 %; aparatul fiind pus sub tensiunea de 380 V și 50 Hz respectiv 60 Hz.

Serviciul intermitent periodic (S 3- 600 c/h) cu DA = 40 % a fost realizat cu ajutorul instalației experimentale din fig. 4.6. și 4.7. În timpul încercărilor experimentale ventilul de temporizare a fost complet deschis.

Măsurarea temperaturii uleiului s-a făcut cu un termometru, iar supratemperatura înfăgurării motorului REH s-a determinat, conform STAS 9904- 75 cu relația :

$$\vartheta = \vartheta_2 - \vartheta_a = \frac{R_2 - R_1}{R_1} (\vartheta_{1+235}) + \vartheta_1 - \vartheta_a \quad (4.1)$$

Rezultatele încercărilor experimentale sînt reprezentate grafic în fig. 4.16., în care nu s-a reprezentat curba de încălzire a uleiului, care are aceeași formă ca a înfăgurării statorului, dar mai coborîță cu 1 ... 2° C.

Din figură se observă că REH tip R 125/6, c are o rezervă de încălzire la serviciul S 3 - 600 c/h cu DA = 60 % de 3 ÷ 4° C, iar la serviciul S 3 - 60 % rezerva de încălzire este de 11 ÷ 15° C. Celălalte tipuri de REH au o rezervă de încălzire mai mare cu 4 ÷ 8° C față de cea a tipului R 125/6, c / 58 .

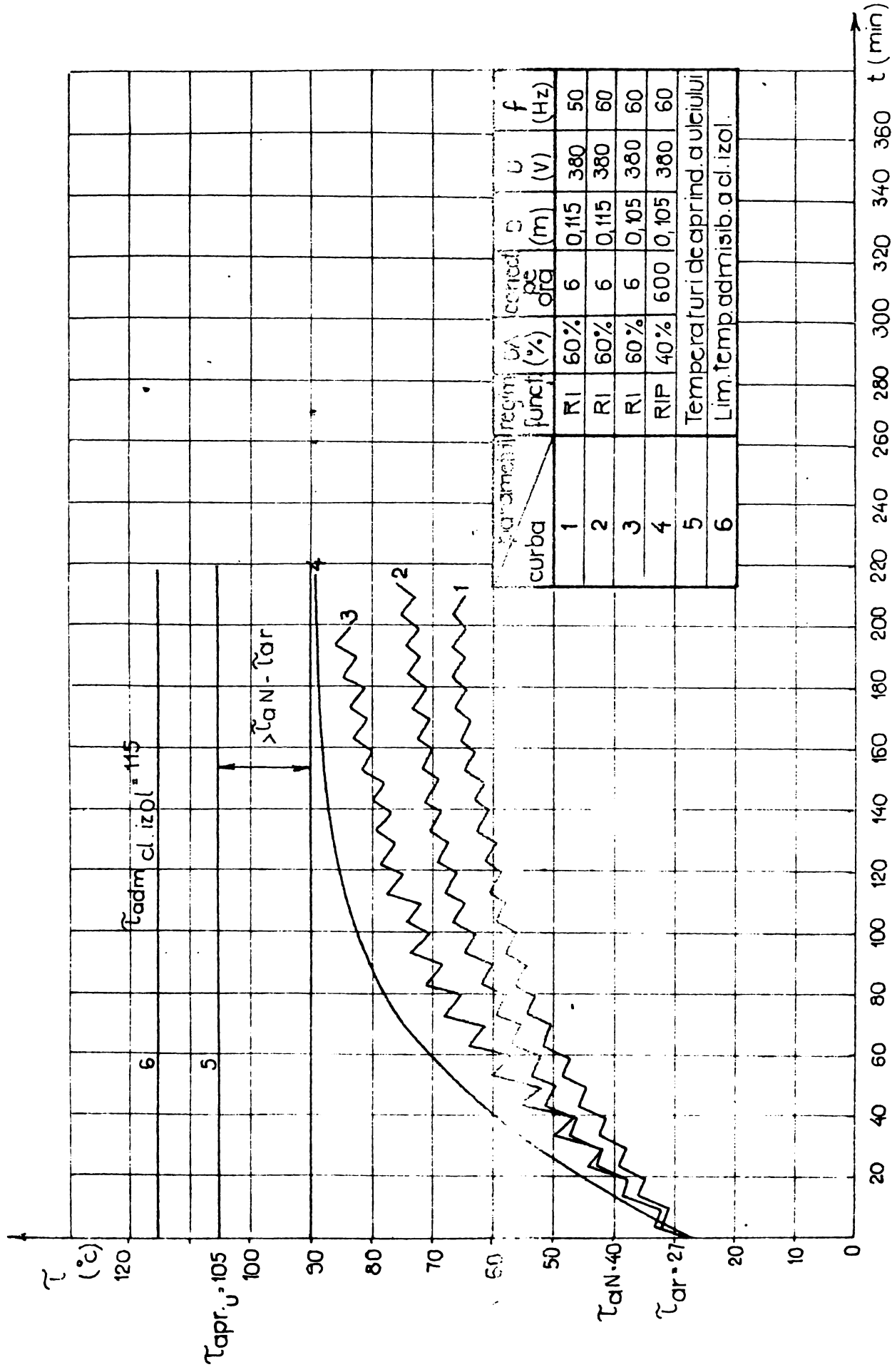


Fig. 4.16. Variatia temperaturii motorului REH tip R 125/6.c la functionarea in serviciu intermitent periodic (S3 - 600 c/h notat R I P) si (S3 - 60% notat R I)

4.2.8. Compararea rezultatelor determinate prin calcul cu cele experimentale.

Rezultatele principale obținute prin calcul sînt prezentate în tabela 4.3.

Rezultatele teoretice diferă de cele experimentale cu abateri sub 3,5 %. Pe această bază se consideră că metoda utilizată pentru calculul parametrilor și caracteristicilor R.H., în funcție de datele inițiale de catalog, poate fi utilizată la o proiectare corectă a acestor aparate și la studiul comportării sistemelor de acționare cu mașină de inducție cu inele și sistem de frînare mecanic autoreglabil.

Tabela 4.3.

Rezultate obținute și calculul erorilor.

Mărimi caracteristice ale REN 125/6,c	Relația	Calculat	Experim.	Erroarea %
Sarcina H [n]	1.16	11,3	11,6	2,6
Debitul Q [m ³ /s]	1.23	2,65 · 10 ⁻³	2,67 · 10 ⁻³	0,75
Diametrul D ₂ [mm]	$\frac{60 U_2}{\eta n_r}$	112	116	3,4
Diametrul D _{2in} [mm]	1.65	105	104	0,1
Forța hidr.nom. F _{ph}	1.20	203,4	210	3,14
Forța hidr.nom. F _{phm}	1.20	203,4	208	2,3
Timpul de ridicare t _r	1.102	0,47	0,48	2,08
Timpul de coborîre t _c	1.104	0,36	0,37	2,7
Rezerva de încălzire			3÷4 °C 11÷15 °C	-

4.3. Încercări experimentale asupra FM cu saboți, comandată prin REH.

Pentru verificarea principalelor rezultate teoretice privind expresia cuplului de frînare în funcție de alunecarea mașinii de acționare, $M_f = f(s)$, au fost efectuate încercări de laborator asupra FM în poziții de montaj A, B și C.

Programul de încercări s-a desfășurat în două etape:

- încercări de laborator privind determinarea factorului de calitate al articulației η_a , a timoneriei frânei, și a caracteristicilor de frecare de alunecare μ în funcție de viteza relativă v_r ;

- încercări asupra FM autoreglabile montate pe stand, în condițiile sistemului de acționare autoreglabil comandat prin REH.

a. Determinarea factorului de calitate al articulației.

Pentru determinarea factorului de calitate al articulației, au fost efectuate încercări pe FM în poziții de montaj : A, B și C. În fig. 4.17 se prezintă schema instalației realizate pe standul de laborator.

La capătul timoneriei frânei au fost fixate greutăți etalon cunoscute. Forța de apăsare \bar{F}_1 a sabotului pe discul de frână a fost măsurată prin intermediul unui transductor dinamometric prevăzut cu mărci tensometrice.

Fiind cunoscută greutatea \bar{G}_e a etalonului, forța de apăsare \bar{F}_1 și raportul de transmitere i_T , se determină factorul de calitate al articulației cu relația :

$$\eta_a = \bar{F}_1 / 50 \cdot i_T .$$

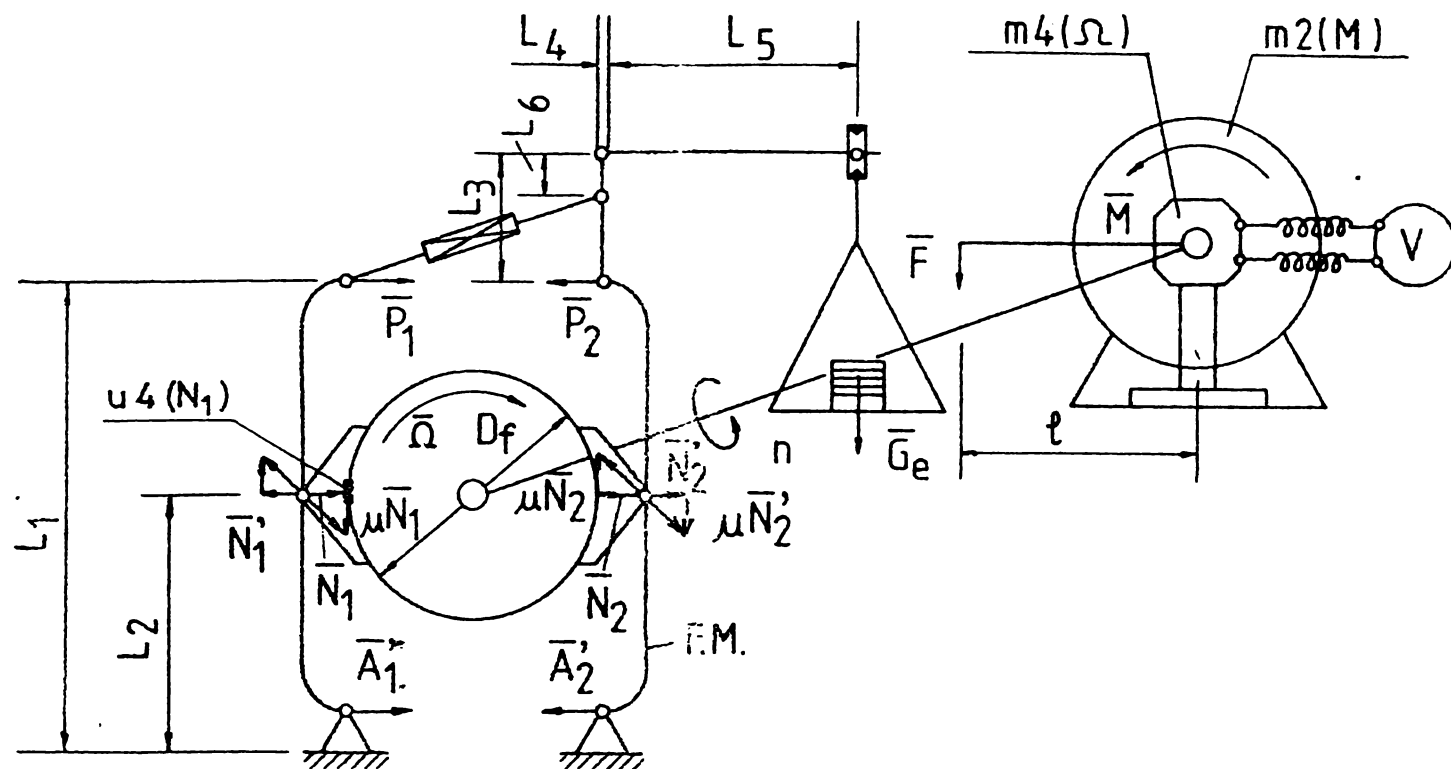


Fig. 4.17. Schema instalației pentru determinarea factorului de calitate al articulației timonieriei și a caracteristicii de frecare de alunecare.

Forța de apăsare \bar{N}_1 s-a măsurat cu traductorul dinamometric cu mărci tensometrice cărnia i s-a etajat puntea tensometrică și înregistratorul rapid. Rezultatele experimentale obținute sînt prezentate în tabla 4.4., iar în fig. 4.18 este reprodusă oscilograma forței \bar{N}_1 .

Pentru factorul de calitate al articulației din încercările efectuate, rezultă valorile : $\eta_a \in [0,831 \div 0,854]$. Expresia $M_f - f(s)$ s-a calculat cu valoarea $\eta_a = 0,84$.

b. Determinarea funcției $\mu = f(v_r)$.

Pentru determinarea experimentală a variației coeficientului de frecare μ cu viteza relativă v_r , s-a utilizat o instalație de felul celei din fig. 4.17. Se urmărește ca saboții frînei mecanice să fie centrați pe discul unde acționează cuplul de frînare M_f .

Tabela 4.4.

Tabel sinoptic cuprinzând rezultate experimentale pentru determinarea factorului de calitate al articulației FM.

Poz. mont.	Tipul		i_T	G_e [daN]	N_1 [daN]	$F_{c\ red} = 50 i_T$	n_a	$(M_f)_{sm}$ [daNm]		Abatoare relativă ξ	Observații
	FM	NBH						calc.	exp.		
A	FM 320	50/50 NBH	0,10	50	346	465	0,854	32,6	33,8	3,6	Articulația timoneriei
B	FM 320	50/50 NBH	0,55	50	397	477,5	0,821	38,5	40,2	4,4	frânei : stare uscată.
C	FM 320	50/50 NBH	1,54	50	318	377	0,843	30,4	31,6	3,9	

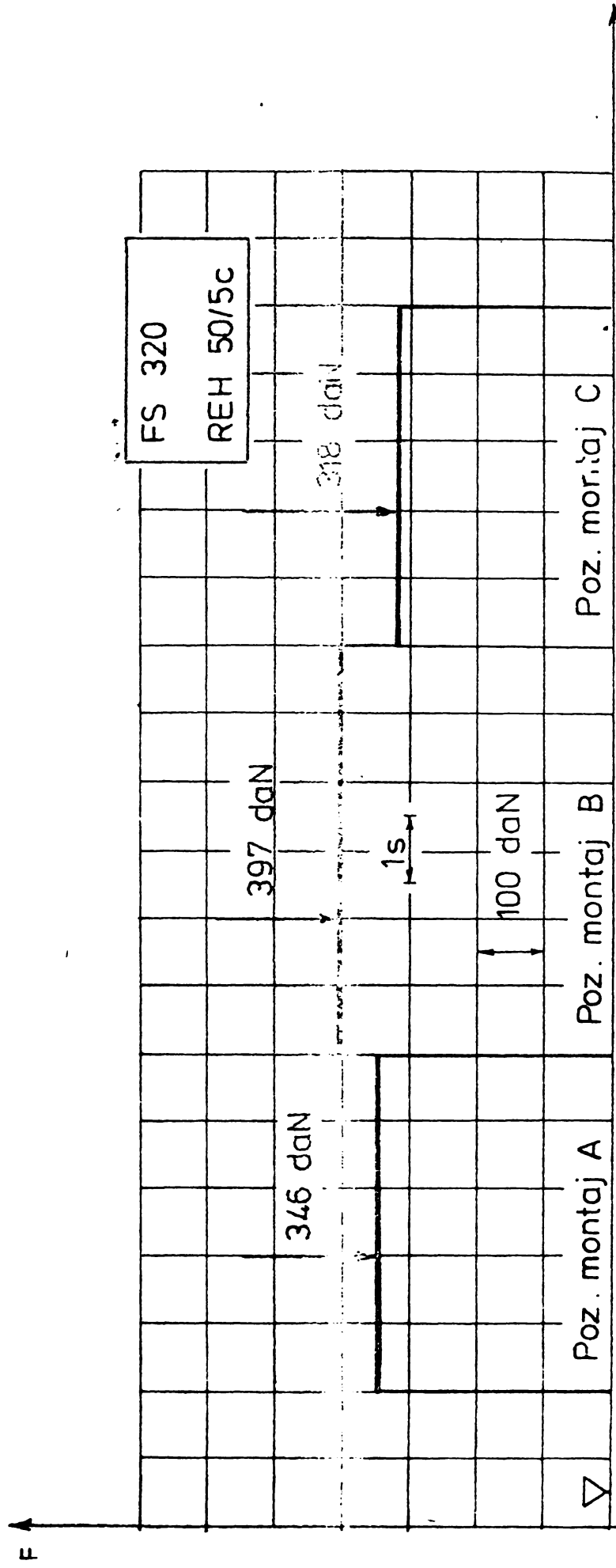


Fig.4.18.Oscilogramă înregistrată la instalația din fig.4.17 pentru mărimea forței \bar{N}_1 la FM cu doi saboți (discul din oțel -OT 50 cu 200 HB și garnitura sabotului -ferodo).

Prin sistemul de încărcare, cu greutateți etalon la capătul timoneriei frânei, în condiții statice, forța normală de apăsare \bar{N}_1 a saboților poate varia în trepte pînă la valoarea reală produsă de forța \bar{F}_{on} a REM.

Se conectează mașina de curent continuu m 2, prevăzută cu stator basculant, și se mărește curentul prin indus. Mașina rotește discul FM cu turația n. La funcționarea staționară se realizează condiția de a avea cuplul motor egal cu cuplul rezistent dezvoltat de frînă: $M = M_f = \mu N_1 D_f$.

Măsurînd cu traductorul cu timbre tensometrice cuplul \bar{M} și forța normală de apăsare \bar{N}_1 și cunoscînd mărimea D_f , se poate determina pentru o anumită turație n (viteză relativă v_r) coeficientul de frecare cu relația: $\mu = \frac{M}{N_1 D_f}$.

În fig. 4.19 se prezintă dependența $\mu = f(v_r)$. Curba experimentală 1 a fost obținută cu instalația din fig. 4.17, iar curba 2 cu o instalație tribometrică. Cele două curbe experimentale se suprapun.

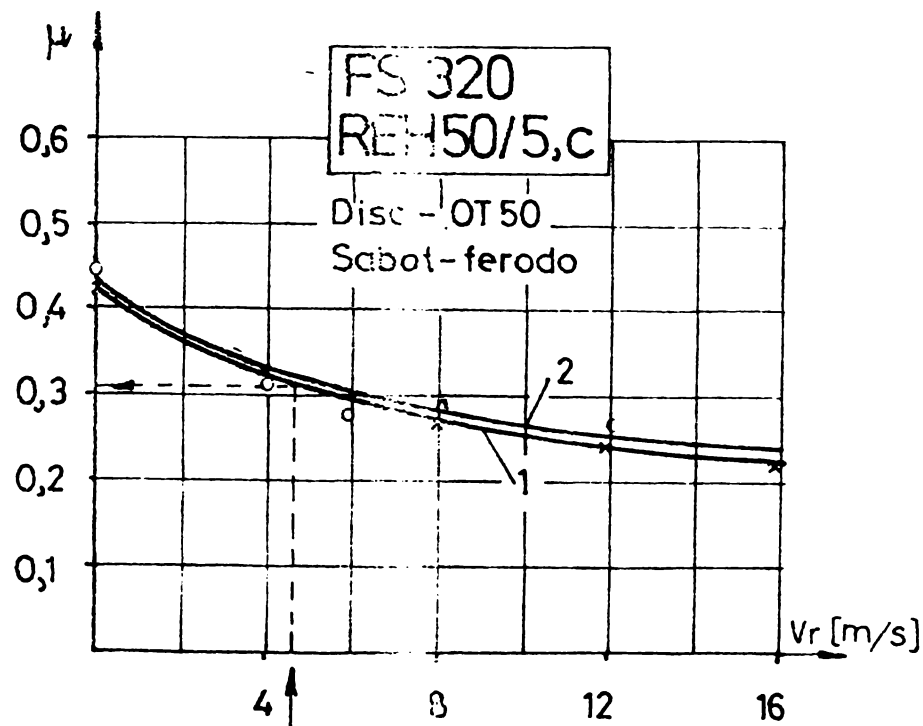


Fig.4.19. Variația coeficientului de frecare cu viteza relativă.

Deoarece, pentru FM studiate viteza relativă este cuprinsă între limitele (3,2 - 4,2 m/s), se lucrează cu valoarea medie a coeficientului de frecare $\mu = 0,3$.

4.3.1. Determinarea caracteristicilor mecanice ale frânelor autoreglabile comandate prin REH.

Utilajul conceput pentru studiul caracteristicilor frânelor mecanice autoreglabile, comandate prin REH, se prezintă schematic în fig. 4.20.

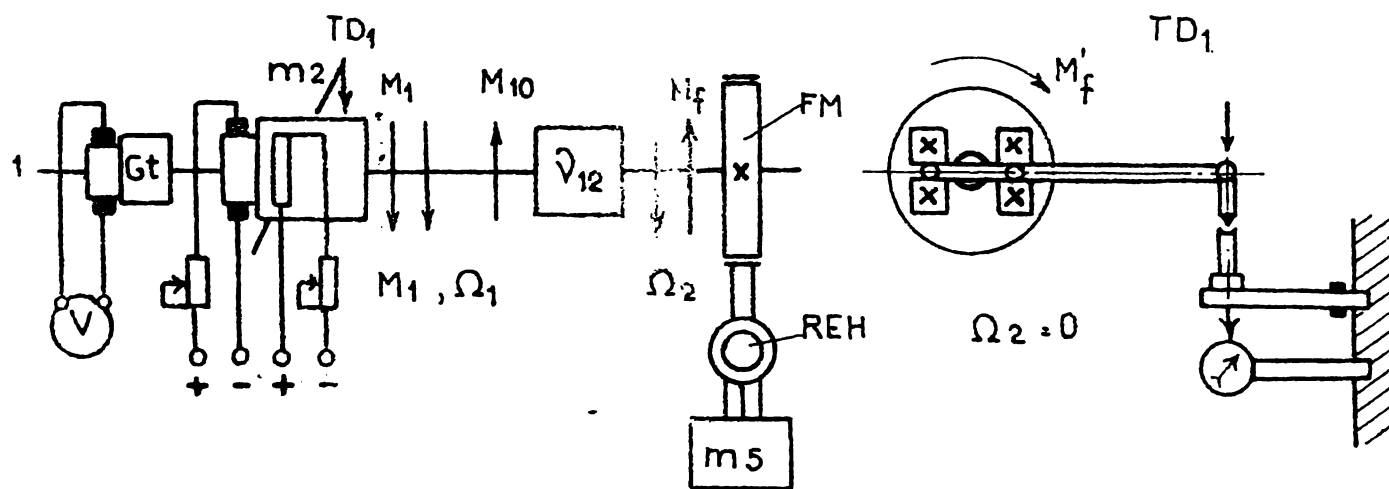


Fig. 4.20. Schema instalației experimentale pentru determinarea cuplului FM și a randamentului reductoarelor.

Mașina de c.c. (m 2) cu stator basculant este încărcată, printr-o cutie de viteză multiplicatoare, de către FM autoreglabilă comandată prin REH. Statorul mașinii de c.c. are un braț de pârghie cu lungimea l_1 variabilă, ce acționează asupra dinamometrului (T D₁) special construit (fig. 4.21) și fixat pe batiul standului, cum indică fig.4.23.

Cuplul de frînare \bar{M}_f și cuplul de pierderi \bar{M}_{10} , se determină prin măsurarea forțelor \bar{F} și \bar{F}_{10} cu care statorul basculant al mașinii m 2 acționează asupra traductorului T D₁ prevăzut cu mărci tensometrice. Acestui traductor i s-a atașat o punte tensometrică și un comparator.

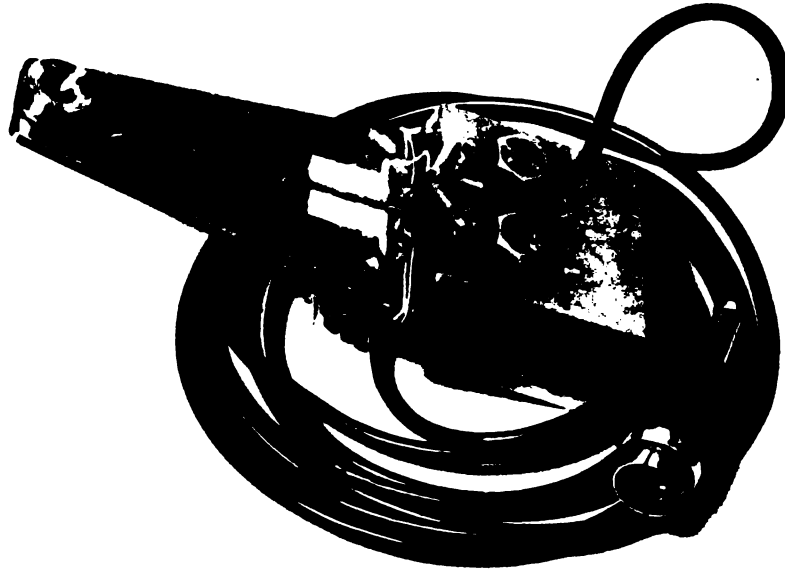


Fig. 4.21. Dinamometrul cu măreai tensometrice.

Tinând seama de principiul conservării energiei aplicat sistemului de acționare menționat în fig. 4.20, pentru cazul când turația este constantă, cuplul de frînare se determină cu ajutorul expresiei :

$$M_f = (M_1 - M_{10}) \sqrt{v}_{12} , \quad (4.3)$$

unde \sqrt{v}_{12} este raportul de transmisie al reductorului.

Cuplul cu care mașina m 2 cu stator basculant acționează asupra dinamometrului TD_1 , prin brațul de pârghie $(l_1 + \frac{D_0}{2})$, la mersul în gol și respectiv când este în încărcată prin frâna mecanică comandată prin RHM, se poate scrie în forma (fig. 4.23. a) :

$$M_{10} = F_{10} (l_1 + \frac{D_0}{2}) , \quad (4.4)$$

$$M_1 = F (l_1 + \frac{D_0}{2}) . \quad (4.5)$$

Inlocuind în (4.3) se obține :

$$M_f = \left[(F - F_{10}) \cdot (l_1 + \frac{D_0}{2}) \right] \sqrt{v}_{12} \quad (4.6)$$

Intre forțele F și F_{10} , săgețile f_G și f_{G0} măsurate la capătul dinamometrului (TD_1) și constanta elastică C_e se pot scrie relațiile :

$$f_G = F \cdot \text{tg } \varphi ; \quad f_{G0} = F_{10} \text{tg } \varphi , \quad (4.7)$$

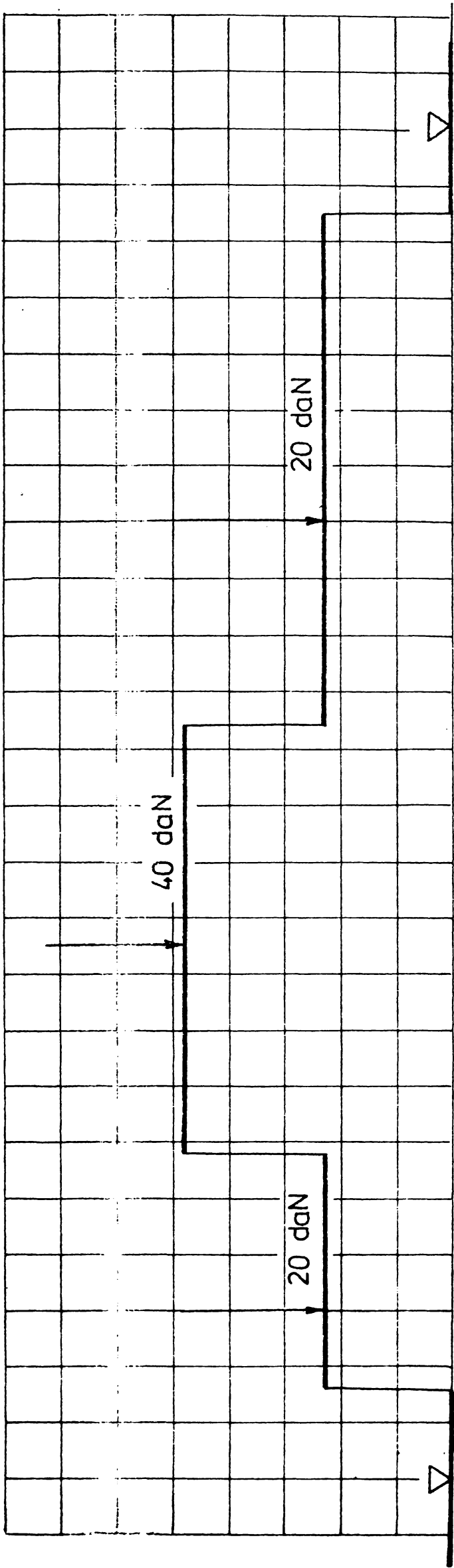


Fig.4.22. Oscilograma înregistrată la etalonarea dinamometrului TD₁

sau :

$$C_e = \frac{f_{\sigma}}{F} = \frac{f_{\sigma 0}}{F_{10}} = \operatorname{tg} \varphi, \quad (4.8)$$

unde φ este unghiul pe care-l face caracteristica săgeată-forță a dinamometrului, cu axa forțelor.

Din (4.8) și (4.6) se obține :

$$M_f = \left[\left(\frac{f_{\sigma} - f_{\sigma 0}}{C_e} \right) \cdot \left(l_1 + \frac{D_0}{2} \right) \right] \sqrt{12}. \quad (4.9)$$

Determinarea experimentală a caracteristicilor $M_f = f(s)$ la EM autoreglabile, comandate prin RM, se poate face pe baza ecuațiilor (4.6) și (4.9).

În cazul utilizării relației (4.6), pentru măsurarea forțelor se folosește puntea tensometrică.

Deoarece între forță și săgeată există o relație liniară, forța se poate determina din măsurarea săgeții.

Se etalonează mai întâi dinamometrul TD_1 . Se aplică greutatea etalon la vârful dinamometrului și se măsoară săgeata f_{σ} [mm] cu ajutorul comparatorului. În fig. 4.22 se prezintă oscilograma înregistrată la etalonare, iar în fig. 4.23.a, 4.23.b, sînt arătate schița mașinii de c.c. cu stator basculant și dinamometru, și caracteristica dinamometrului.

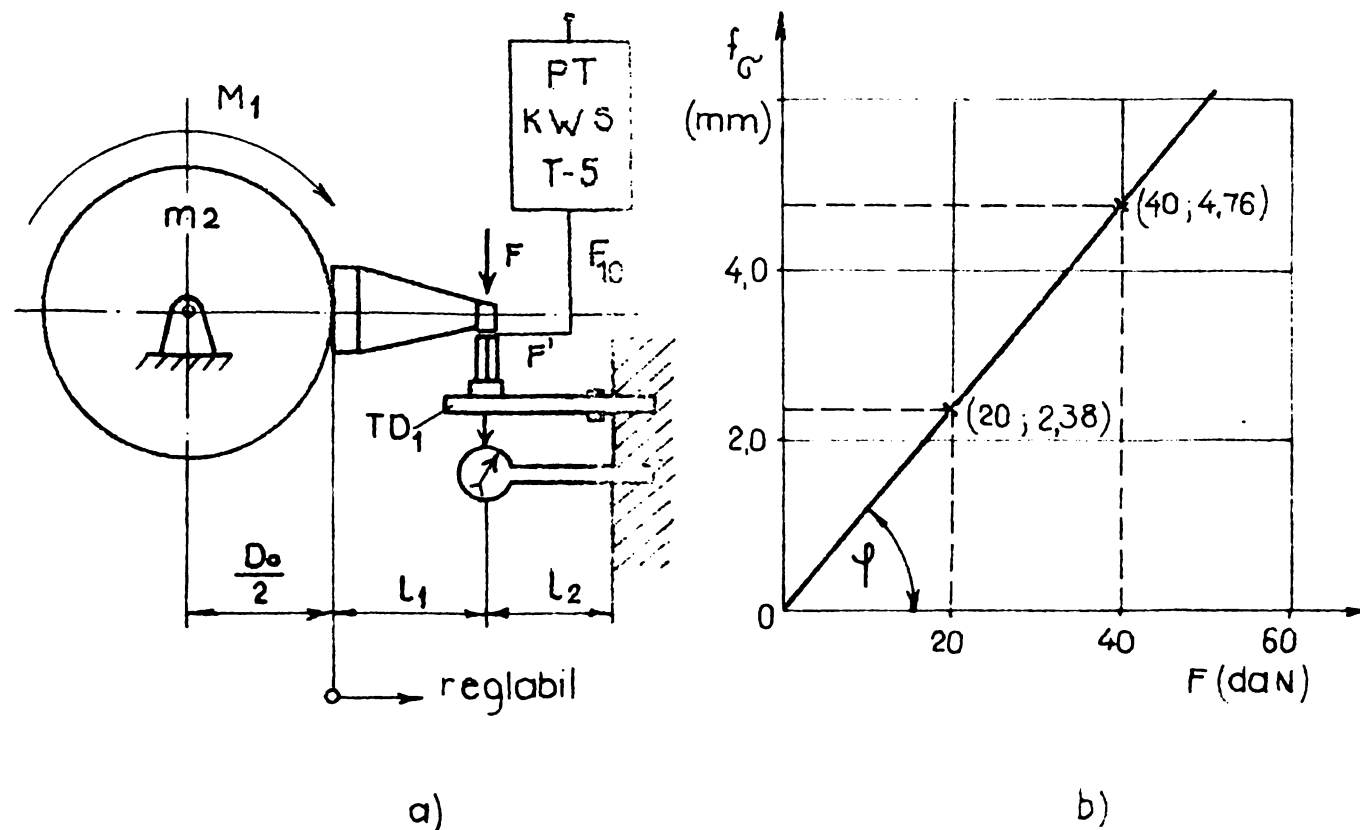


Fig. 4.23. Măsurarea cuplului de frînare cu mașina de c.c. cu stator basculant și dinamometru : a.- schița mașinii de c.c. cu stator basculant și dinamometru; b.- caracteristica dinamometrului.

S-a determinat în prealabil cuplul M_{10} corespunzător frecărilor din reductor. În acest scop, FM a fost demonstrată, iar reductorul a fost antrenat de motorul de c.c. m 2, pînă la turația nominală de 960 rot./min. Cuplul M_{10} , reprezentat în fig.4.24, s-a determinat cu ajutorul relațiilor (4.6) și (4.9) măsurînd direct, pentru o anumită turație n , mărimea forței F_{10} , respectiv săgeata $f_{\sigma 0}$ și distanța $(l_1 + \frac{D_0}{2})$.

Se montează apoi FM împreună cu REH și se ridică caracteristica $M_f = f (s)$. Pentru aceasta, se conectează REH la o rețea de tensiune și frecvența variabile, în timp ce sistemul este rotit în stand cu turația n , de motorul de c.c. m 2.

Pentru a simula comportarea cînd mașina de acționare ar fi cea de inducție iar alimentarea REH se face din rotorul acesteia, este necesar ca în timpul încercărilor să se respecte condițiile :

$$\frac{60f_1}{p} = n + \frac{60f_2}{p} \quad \text{și} \quad \frac{U_2}{f_2} = ct. \quad (4.10)$$

Caracteristicile mecanice $M_f = f (s)$, s-au determinat pentru valoarea constantă a raportului : $\frac{U_2}{f_2} = \frac{380}{50} = ct.$

Măsurarea forței prin cele două metode arătate a condus la aceleași rezultate.

În fig. 4.24 se prezintă caracteristicile FM autoreglabile comandate prin REH în poziții de montaj A, B și C. În aceeași figură sînt reprezentate comparativ și caracteristicile $M_f = f (s)$ calculate cu relațiile (2.36), (2.38) și (2.39). Datele de calcul ale FM și a REH sînt prezentate în tabela 4.5.

La determinarea cuplului staționar maxim $(M_f)_{sm}$ pe care-l poate dezvolta frîna, atunci cînd REH este deconectat cu pistonul în poziție inferioară și discul în repaus se folosește schema din fig. 4.20.

Se conectează mașina m 2 și se mărește curentul prin indus, făcînd să crească cuplul M_1 . Citirea cuplului M_1 se face în momentul cînd discul de frînă începe să se rotească. Mărimile astfel citite sînt trecute în tabela 4.4, împreună cu cele calculate pe baza relației (2.44).

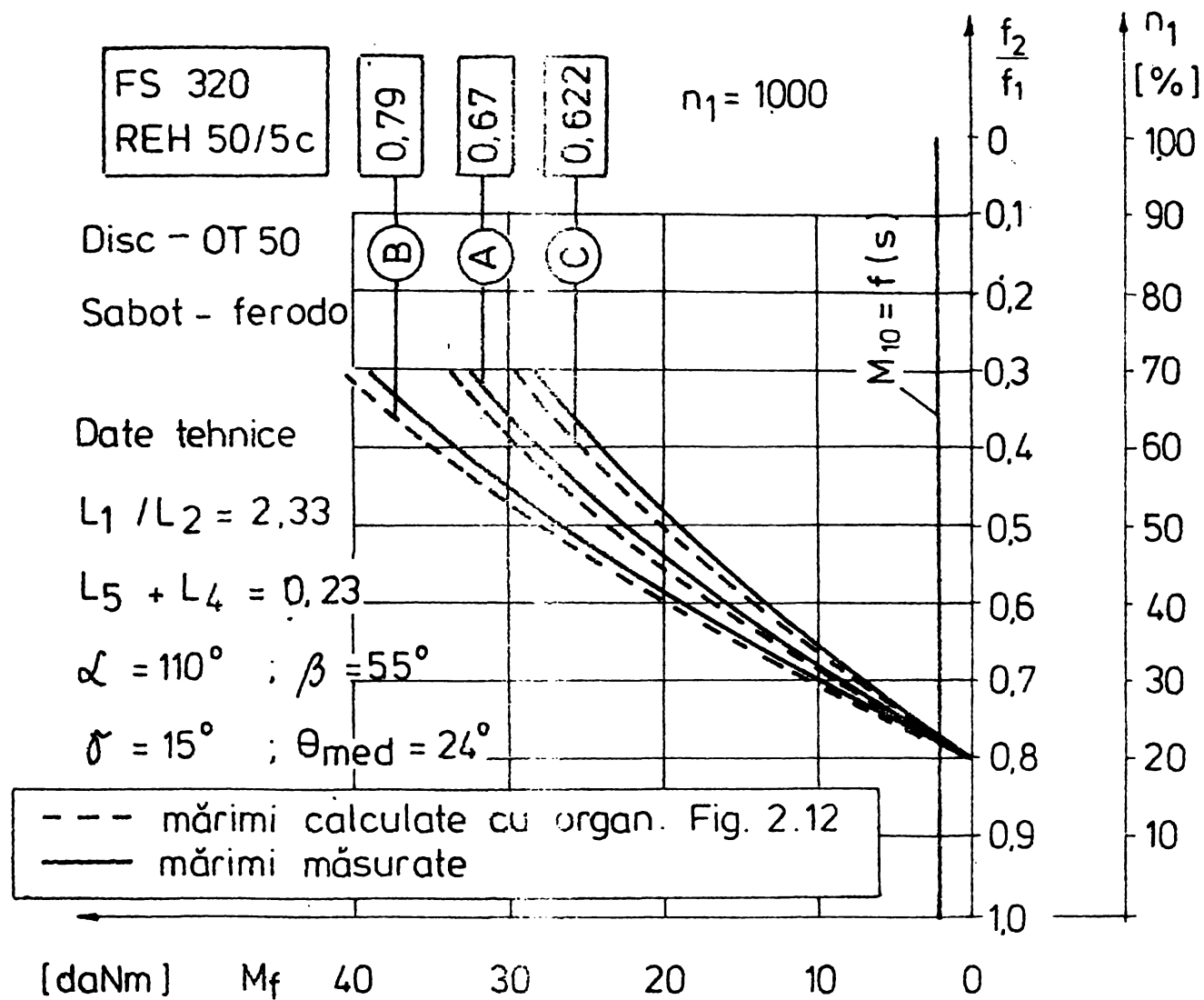


Fig.4.24. Cuplul de frinare in functie de alunecare pentru FM autoreglabile actionate prin REH (poz. mont. A, B, C).

Tabela 4.5

Date pentru calculul cuplului de frinare.

Poz. mont.	Not. utiliz.	Relatii de calcul pentru param. FM	Valori	REH	
				F_{pN}	F_{cN}
A	COEF.	$\mu D_f \frac{L_1 \cdot L_5 + L_4}{L_2 \cdot L_6} \cdot \eta_a$	0,67	97,3	50
B	COEF.	$\mu D_f \frac{L_1 \cdot L_5 + L_4}{L_2 \cdot L_3 - L_6} \cdot \eta_a$	0,79	97,3	50
C	COEF.	$\mu D_f \frac{A}{2} \cdot \eta_a$	0,622	97,3	50

Rezultatele obținute experimental diferă de cele calculate cu mai puțin de 4,6% ceea ce confirmă justetea ipotezelor de calcul.

4.4. Incercări experimentale privind pornirea și oprirea mașinii de acționare a mecanismului de ridicat de la podul rulant de turnare ;

Pentru verificarea variației în timp a vitezei unghiulare reglabile $\Omega_{lx}(t)$ a mașinii de inducție cu inele și sistem de frinare autorreglabil, a punctului de funcționare staționar pe treapta de microviteză și a variației în timp a vitezei unghiulare $\Omega(t)$ la oprirea mecanismului, s-au efectuat încercări experimentale pe mecanismul de ridicare a PRT - T.143.

În fig.4.25 este dată schema de principiu a mecanismului de ridicare în care : m1 este mașina de acționare; m2 - transformator; m3 - REH; m4 - generator tahometric; FM - frână mecanică; H - reductor; ML - mecanism de ridicare; c 1, c 2, c 3 - contactoare; TU - traductor de tensiune; TH - traductor de distanță; MW - atenuator; 12 LS 1 - oscilograf.

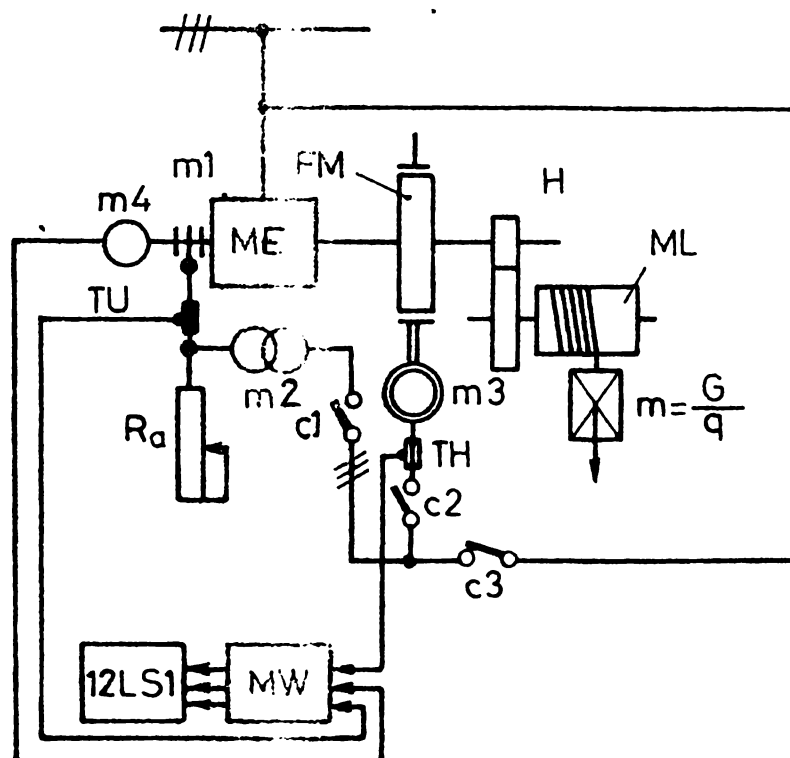


Fig.4.25: Schema folosită la studiul pornirii și opririi mașinii de acționare a mecanismului de ridicare de la PRT - T.143.

In fig.4.26.a, 4.26.b și 4.27 sînt date două din oscilogramele înregistrate la pornire (în sensul ridicării și respectiv coborîrii sarcinii) și una la oprirea mecanismului cu FM comandată prin REH.

Oscilogramele din fig.4.26 scot în evidență forma de variație în timp a vitezei unghiulare reglabile a mașinii de inducție, verifică timpul de atingere al microvitezei staționare; precum și punctul de funcționare staționar, pentru treapta de rezistență cunoscută, cuplul rezistent dat și reglaj al FM.

Oscilograma din fig.4.27 arată forma de variație în timp a vitezei de rotație unghiulară a mașinii de acționare, la pornirea și oprirea MR în sensul coborîrii sarcinii. Se scoate în evidență faptul că pentru constanta $A_f = 0,5$ frîna mecanică comandată prin REH asigură oprirea lină a mecanismului.

Pe baza rezultatelor astfel obținute s-a putut trece la realizarea scopului urmărit și anunțat la pct. 3.2 și 3.4 și anume la compararea rezultatelor $\Omega_{lx}(t)$ și $\Omega(t)$ obținute analitic cu cele obținute experimental.

Studiile și încercările efectuate asupra REH sînt utile atît pentru proiectarea unor astfel de aparate, ale căror caracteristici analitice erau complet necunoscute, cît și pentru fabricarea și repararea lor în cadrul întreprinderilor. Cunoașterea caracteristicilor funcționale și a datelor nominale ale REH și ale FM autoreglabile sînt absolut necesare la proiectarea riguroasă a instalațiilor de acționare, atît pentru realizarea microvitezei cît și pentru oprirea mecanismelor în condiții de siguranță mărită.

Rezultatele experimentale obținute pe stand sînt în concordanță cu rezultatele obținute pe cale analitică.

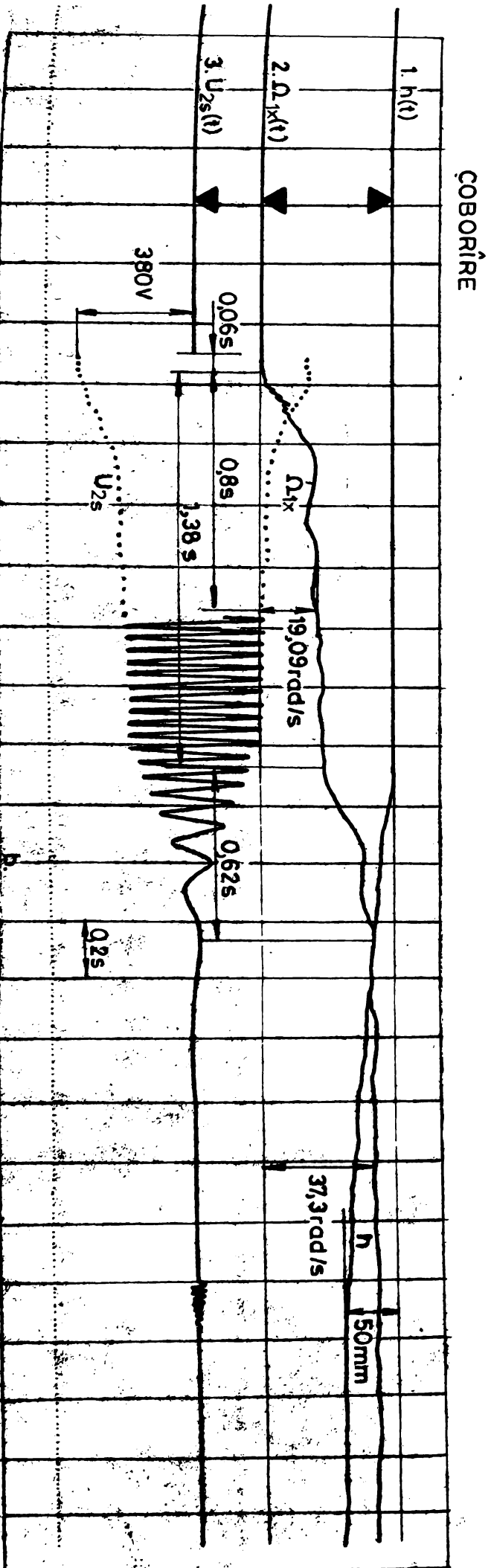
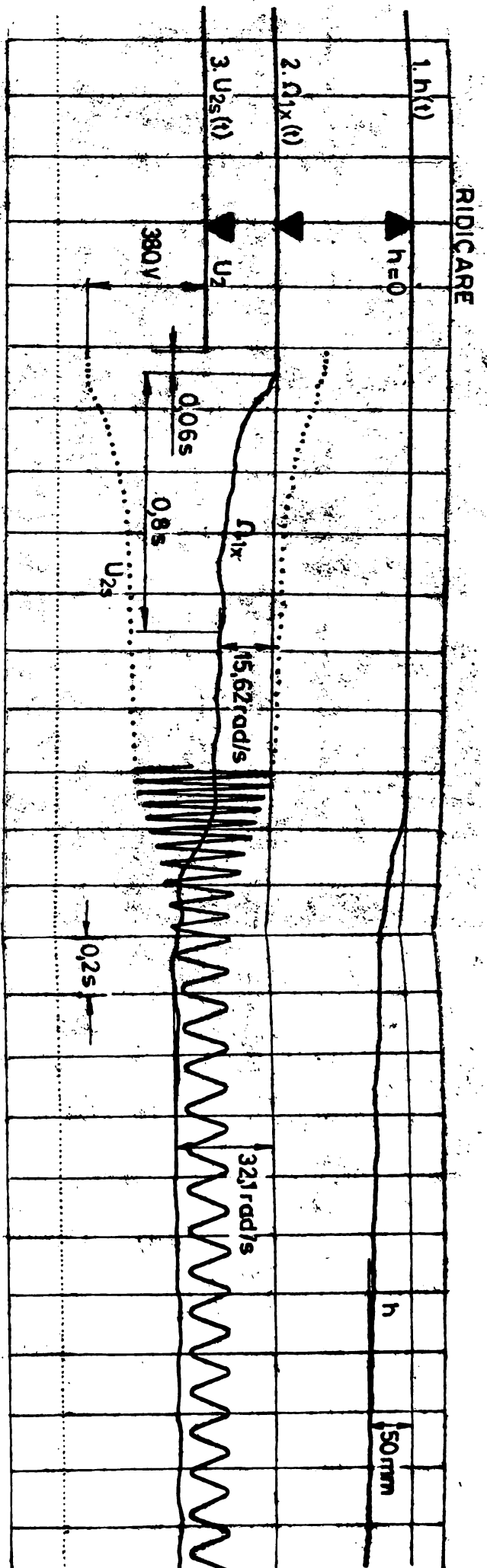


Fig. 4.26 Variații în raport cu timpul a cursei h a cureii, a vitezei unghiulare reglabile Ω_x și a tensiunii U_{2s} la bornele rotoare ale mașinii de acționare a mec. de ridicare de la FR-T 143
 a - la pornirea în sensul ridicării; b - la pornirea în sensul coborîrii sarcinii.

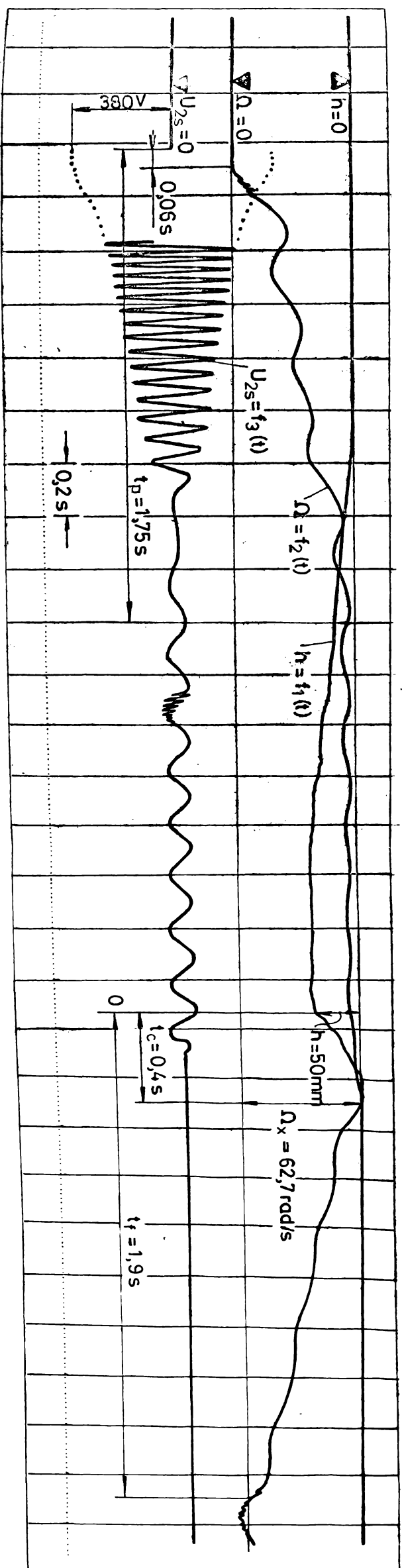


Fig. 4.27. Oscilogramă înregistrată la PRT - T 143 pentru pornirea și oprirea mașinii de acționare a mecanismului de ridicare, în sensul coborîrii sarcinii.

5. CONCLUZII FINALE

În cadrul lucrării de față s-a elaborat o teorie, validată prin încercări experimentale, privind calculul caracteristicilor funcționale ale ridicătoarelor electrohidraulice (REH) și ale frânelor mecanice (FM) autoreglabile, folosite în instalații de acționare pentru modificarea vitezei unghiulare și oprirea mecanismului acționat. Pe baza acestei teorii s-a putut trece la calculul analitic al vitezei unghiulare a mașinii de inducție cu inele, în perioada pornirii pe treapta de microviteză a mecanismului de ridicare-(MR) și în perioada opririi, precum și la studiul stabilității la funcționarea cu microviteză.

După o prezentare cu caracter de sinteză a principalelor scheme electrice de acționare utilizate pentru instalații de ridicat, se arată avantajele schemei cu mașină de inducție cu inele și FM autoreglabilă comandată prin REH.

Se remarcă faptul că pentru realizarea de utilaje cu performanțe tehnice ridicate, și consumuri energetice mai reduse, trebuie determinate caracteristicile funcționale ale REH și ale FM autoreglabile.

În acest sens, după o prezentare comparativă a tipurilor de REH construite în țară, se trece la studiul și determinarea caracteristicilor de funcționare ale REH, ale FM și ale sistemului de acționare cu mașină de inducție cu inele și frână autoreglabilă.

Principalele rezultate ale lucrării sînt:

- stabilirea relațiilor de calcul pentru datele nominale care intervin la proiectarea pompelor REH (H , și Q). Este arătată grafic dependența $H = f(Q)$, pentru diferiți parametri funcționali ai REH:

- stabilirea expresiilor pentru forța hidraulică, variația de presiune și pierderile de sarcină în funcție de

coeficienții caracteristici ai pompelor și de elementele constructive ale REH;

- deducerea unor expresii de calcul pentru caracteristicile funcționale ale REH, care intervin la exprimarea cuplului de frinare autoreglabil din cadrul schemei electrice de acționare;
- extinderea domeniului de funcționare a REH la frecvența de 60 Hz și calculul caracteristicilor funcționale și constructive corespunzătoare la această frecvență;
- analiza riguroasă a regimului transitoriu de pornire și oprire a REH pe baza ecuației mișcării pistonului, dedusă și rezolvată cu contribuții personale ale autorului, aplicând metode numerice și algoritmul Runge-Kutta;
- evidențierea unor concluzii utile pentru practică privind oprirea mecanismelor cu FM comandată prin REH (v. p.3.4);
- analiza ecuației mișcării sistemului de acționare pentru cazul general, când între mașina de lucru și cea de acționare există o transmisie tip cardanic. Se dă o interpretare adecvată momentului de inerție și se trag concluzii de ordin practic privind calculul cuplului motor la sisteme de acționare cu transmisii cardanice;
- deducerea unor expresii de calcul ale cuplului de frinare pentru cinci tipuri de FM autoreglabile comandate prin REH, ele având o importantă valoare practică pentru rezolvarea analitică a ecuației mișcării sistemului de acționare și pentru determinarea punctului de funcționare staționară pe treapta de microviteză;
- analiza stabilității sistemului de acționare cu mașină de inducție cu inele și FM autoreglabilă, pentru mecanisme de ridicare și deducerea unor expresii de calcul ale vitezei unghiulare la oprirea lină a mașinii. Din studiul prezentat a rezultat modul de asigurare a unui regim de oprire lină a mașinii;
- efectuarea unor încercări experimentale pentru verificarea ipotezelor inițiale de calcul precum și a rezultatelor teoretice obținute. În acest cadru s-au deter-

minat și mărimile fizice factorul de calitate al articulației η_a a timoneriei și coeficientul de frecare μ , la FM.

Pentru o mai bună edificare asupra fenomenelor specifice REH și a FM autoreglabile, s-au studiat experimental cinci tipuri de REH și trei tipuri de FM.

Determinarea experimentală a caracteristicilor REH și a FM a fost făcută în condițiile unui sistem de acționare autoreglabil. Pentru măsurarea forțelor s-au folosit dinamometre cu timbre tensometrice. Standul de laborator cu funcțiuni multiple pentru încercat REH și FM autoreglabile este original.

Pe lângă aceste încercări pe stand s-au studiat experimental comportarea FM comandată prin REH în cadrul unei instalații de acționare a mecanismului de ridicare de la PRT - T.143. existent la I.M.T.

Concordanța bună a rezultatelor teoretice și experimentale confirmă validitatea teoriei originale elaborate.

Acest studiu asigură obținerea unor importante avantaje economice și de natură tehnică funcțională, după cum urmează:

- punerea la dispoziția proiectanților de REH și FM a unei metodici generale și complete de calcul pentru adaptarea acestor echipamente la diferite instalații existente în industrie prin extinderea corespunzătoare a tipo-dimensiunilor fabricate;

- îmbunătățirea performanțelor REH și FM prin reproiectarea unor tipuri existente în fabricație;

- optimizarea sistemului de acționare cu mașină de inducție și FM autoreglabilă pe baza criteriului economiei de energie și siguranță mărită în funcționare. Ultimele avantaje rezultă prin dimensionarea corespunzătoare a REH și alegerea mașinii de acționare și a FM autoreglabile pe baza mărimilor din ecuația mișcării.

Rezultatele cercetării au fost aplicate în practică la Intreprinderea mecanică Timișoara, Centrul de cercetare științifică și inginerie tehnologică pentru mașini de ridicat și transportat uranial Timișoara și Intreprinderea Oțelul Roșu.

In concluzie, cercetările teoretice și experimentale supra caracteristicilor funcționale ale REM și ale EM au-oreglabile constituie un studiu riguros al comportării ma-
inii de inducție cu inele și REM, în diferite condiții teh-
ice de funcționare a instalațiilor electrice.

x

x

x

BIBLIOGRAFIE

a) Cărți

1. NICOLAE, CEAUSESCU, Raport la cel de-al XII-lea Congres al Partidului Comunist Român, Editura politică, București, 1979.
2. x^x x Directivele Congresului al XII-lea al Partidului Comunist Român cu privire la Dezvoltarea economico-socială a României în cincinalul 1981-1985 și orientările de perspectivă până în 1990, Editura politică, București, 1979.
3. x^x x Programul-Directivă de cercetare științifică, Dezvoltare tehnologică și de introducere a progresului tehnic în perioada 1981-1990 și direcțiile principale până în anul 2000, Editura politică, București, 1979.
4. ALEXEEV, A., E., Construcția mașinilor electrice, Editura energetică de stat, București, 1954.
5. ANDRONESCU, Pl., Bazele electrotehnicii, vol. I și II, Editura didactică și pedagogică, București, 1972.
6. ANGOT, A., Elemente de matematici pentru inginerii din electrotehnică și telecomunicații, Editura tehnică, București, 1966.
7. BALAN, St., Elemente de mecanică teoretică, Editura didactică și pedagogică, București, 1975.
8. BOȚAN, N., COMAN, L., SEBASTIAN, L., Acționarea electrică a macaralelor și podurilor rulante, Editura tehnică, București, 1968.
9. BOȚAN, N.V., SAAL, C. Acționarea electrică a mecanismelor cu volant. Editura tehnică, București, 1967.
10. BRAȘOVAN, M., Acționări electromecanice, Editura didactică și pedagogică, București, 1967.
11. BRAȘOVAN, M., SERACIU, E., Metode noi de proiectare a acționărilor electrice, Editura Academiei R.S.R.,

București, 1968.

12. DORDEA, T., Mașini electrice, Editura didactică și pedagogică, București, 1970.
13. ERNST, H., Die Hebezeuge, Band, I,II,III, Friedr.Vieweg und Sohn, Braunschweig, 1964-1965.
14. ERNST, H., Die Hebezeuge, Bemessungsgrundlagen, Bauteile, Antriebe, 1973.
15. DORN, W.S., Mc.CRACKEN, D.D., Metode numerice cu programare în FORTRAN IV, Editura tehnică, București
16. FRANSUA, A., SAAL, C., TOPA, I., Acționări electrice, Editura didactică și pedagogică, București, 1975.
17. FRANTISEK, CADIL, MIROSLAV CERNY, CSC, Elektrické pohony, I, dil., Vysoké ucení technické V Brno, Praha, 1971.
18. GILLMAN, I., Les Engins de Levage, Tome I,II, Dunod, 1972.
19. ISCRULESCU, I., ISPASOIU, GH., PETRESCU, V., Sistemul internațional de unități de măsură, Editura tehnică, București, 1970.
20. LEGRAS, J., Precis d'analyse numerique. Paris, Dunod, 1968.
21. KAȚ, S.,M., Balansirniie dinamometrii dlia izmerenia vrashchialușcievo momenta. Gosudarstvennoe energeticeskoe izdatelstvo, Moscva, 1962.
22. KELEMEN, A., Acționări electrice, Editura didactică și pedagogică, București, 1976.
23. KRASSOV, I., M., Elementele sistemelor de reglare automată hidraulice, Editura tehnică, București, 1965.
24. LEONARD, A., Elektrische Antriebe. Ferdinand Enke Verlag, Stuttgart, 1959.
25. MECHTOLD, A., Hebe- und Förderanlagen, 5. Aufl., Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1969.
26. MIROSLAV CERNY, CSC., Elektrické pohony,II, dil., Vysoké ucení technické V Brno, Praha, 1975 .
27. NOVAC, I., OPRENDECK, B., Mașini electrice. Litografia I.P."Traian Vuia" , Timișoara, 1972.
28. OPREAN, A., MARIN, V., MOȘTEA, V., Sistemele hidrosta-

- 55
- tice ale mașinilor unelte și preselor, Editura tehnică, București, 1974.
29. PATTANTYÜS, G., Matematikai képletek, tablázatok. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1959.
 30. RICHTER, R., Mașini electrice, Editura tehnică: Mașini de inducție, Transformatoare, București, 1960.
 31. ROSCULET, N., MARCEL, Analiza matematică, Editura didactică și pedagogică, București, 1974.
 32. RUMSISKI, L., Z., Prelucrarea matematică a datelor experimentale, Editura tehnică, București, 1974.
 33. RUSU, H., Acționări electromecanice la mașini de ridicat. Indrumător de proiectare, Litografia I.P. "Traian Vuia", Timișoara, 1966.
 34. SAAL, C., Acționări electromecanice. Institutul politehnic Brașov, 1970.
 35. SAAL, C., TOPA, I., Acționări electromecanice. Comanda automată a acționării reglabile. Universitatea Brașov, 1971.
 36. SERACIN, E., Utilajul electromecanic al întreprinderilor industriale, Editura didactică și pedagogică, București, 1973.
 37. SERACIN, E., Acționări electrice, vol. I, II, I.P. "Traian Vuia", Timișoara, 1980.
 38. SILAȘ, GH., STOENESCU, AL., Mecanică teoretică, ediția a III-a, Editura didactică și pedagogică, București, 1963.
 39. ȘORA, I., Acționări electrice și automatizări. Litografia I.P. "Traian Vuia", Timișoara, 1978.
 40. STUMPE, C., NEUMANN, K., Thyristoren. Stuttgart, B.G. Teubner, 1969.
 41. TIMOTIN, A., HORTOPAN, V., IFRIM, A., PREDA, M., Lecții de bazele electrotehnicii, Editura didactică și pedagogică, București, 1970.
 42. TODICESCU, A., Mecanica fluidelor și mașini hidropneumatice, Editura didactică și pedagogică, București, 1974.
 43. VÎLCOVICI, V., BALAN, ST., VOINEA, R., Mecanică teoretică, Editura tehnică, București, 1968.

44. VOICU, N., Probleme noi în proiectarea instalațiilor de încălziri centrale și ventilare, Editura tehnică, București, 1964.
45. x^x x Tipuri noi de motoare electrice protejate și capsule. Institutul de documentare tehnică, București, 1964.
46. x^x x Desen tehnic industrial. Standarde și comentarii. Editura tehnică, București, 1973. Seria tehnică A, nr. 82.
47. I.S.C.I.R., Indrumător pentru construcția și exploatarea macaralelor, Editura tehnică, București, 1965.
48. Colectiv de autori, Projektierungsanleitung für elektrohydraulische Betätigungsgeräte ELHY. In : VEB Elektromotorenwerk Oschersleben (Bode), DDR, 1 Iulie, 1965.
49. Colectiv de autori, ELHY, Electrohidrauliceskie ispolnitelnie pribori. In : VEB elektromaschinenwerke der DDR Katalog V 100.1.g.37, Ianvapia, 1967.
- 49.a. CHRISTOFOR, VAZACA., Analiza și sinteza sistemelor automate liniare, Editura Academiei Republicii Populare Române, București, 1961.

b) Reviste

50. ANDRONESCU, PL., Semnificația principală a versorului. In: Electrotehnica 16, nr.12, 1968, p.441-447.
51. ANTON, I., Contribuții la calculul și dimensionarea pom-pelor. In: Studii și cercetări științifice, Editura Academiei R.S.R., Anul II, 1955, p.211-221.
52. ANTON, I., Opera științifică a profesorului Aurel Bărglăzan. In: Laboratorul de mașini hidraulice, Editura Academiei R.P.R., 1964.
53. ATANASIU, GH., COJOCARU, E., HAULER, E., Mașină electrică cu comutație statică având o plajă largă de reglare a turației. In: Buletinul științific și tehnic al I.P. "Traian Vuia", Timișoara, Fasc.1, Tom 20(34), 1975.

54. ARAKELIAN, A.,K., TEREHOBA, N., A., Issledovanie perehodnih protsessov asinhronnogo electroprivoda s electrohdraulicchim tolcatel'em metodom modelirovaniia na mashinakh neprerivnogo deistvia. In: Trudf. Moskovskovo ordena Lenina Energheticeskovo Instituta , 1964, p:56.c. 35-47.
55. BALTEANU, ST., Studiu critic asupra unor caracteristici ale ridicătorului de frână electrohidraulic, folosit la sistemele de acționare cu motor asincron cu inele. Lucrările ICPE nr.18 1967, p.51-57.
56. BALTEANU, ST., Contribuții la alegerea optimă a datelor frâneli mecanice acționată prin ridicător electrohidraulic. Lucrările ICPE nr.21, 1969, p.31-40.
57. BALTEANU, ST., Studiul acționărilor cu motor asincron și ridicător de frână electrohidraulic. Convenție de colaborare științifică nr. 6527/28.III.1967 cu IMT.
58. BALTEANU, ST., Cercetări cu privire la funcționarea REH tip R 20/5; R 32/5; R 50/5; R 80/6 și R 125/6 construcție I.M.P. la tensiunea de 380 V și 60 Hz. Convenție de colaborare științifică nr. 3528/5.IV. 1969 cu ICPMRT și IMT.
59. BALTEANU, ST., SCHUCH, C., HESCA, V., Metode de verificare a transformatoarelor utilizate în schema electrică a podurilor rulante. Contract nr. 17214 din 22.XI. 1973 cu ICPMRT.
60. BALTEANU, ST., Studiu asupra sistemelor de frânare mecanice și electrice folosite la aparatele de ridicat. Referat nr. 1, 22 iunie 1972.
61. BALTEANU, ST., Studiu asupra unor caracteristici de funcționare la sistemele de acționare cu mașină de inducție și REH. Referat nr. 2, 4 aprilie 1973.
62. BALTEANU, ST., Contribuții la studiul caracteristicilor

funcționale ale ridicătoarelor de frână electrohidraulice. In: Buletinul șt. și tehn. I.P.T.V.T., Editat în cadrul Cîntării României, 1978, p.165-172

63. BALTEANU, ST., Contribuții la calculul caracteristicilor frînelor mecanice comandate prin REH în sisteme de acționare electrică. In lucrările: Optimizarea echipamentelor electrice și electronice, Brașov, 17-19 noiembrie 1978, p.377-383.
64. BALTEANU, ST., Contribuții cu privire la utilizarea tensorului în dinamica acționărilor electrice. In lucrările : Optimizarea echipamentelor electrice și electronice, Brașov, 17-19 noiembrie 1978, p.483-490.
65. BALTEANU, ST., Studii și încercări asupra unor conductoare emailate folosite la bobinarea mașinilor electrice . Contract de cercetare șt. nr.142/28.VII /1978 cu Electromotor Timișoara.
66. BALTEANU, ST., Studiul regimului dinamic la pornirea motorului asincron cu inele și frînă mecanică autoreglabilă la acționarea mecanismelor de ridicat. Lucrare publicată la sesiunea Cîntarea României, I.P.T.V.Timișoara, mai 1979 și depusă pentru publicare în Buletinul șt. și tehnic al I.P.T.V.T.
67. BALTEANU, ST., Mărirea siguranței de funcționare a parametrilor tehnico-economici la frînele mecanice acționate prin REH existente la oțelăria electrică. Contract cercet. șt. nr. 141/1980.
68. BALTEANU, ST., Studii și cercetări privind realizarea de microviteze în raport 1:4 prin REH la mecanismele de deplasare ale podurilor rulante de uz general , simbol T 3345-80. Contract cercet.șt. ne.120/1981.
69. BALTEANU, ST., Studiu experimental asupra frînei mecanice autoreglabile comandate prin REH. Lucrare depusă pentru comunicare la sesiunea Universității

din Craiova 22-24 mai 1981.

70. BARTZER, ST., Cu privire la determinarea randamentelor transmisiei la calculul acționărilor electrice. Buletinul șt. și tehn. al I.P.T.V.T. Fasc. 2, Tom 20(34), 1975.
71. BARTZER, ST., O metodă nouă de calcul pentru raportarea la arboarele mașinii de acționare a mărimilor din ecuația mișcării. Buletinul șt. și tehn. al I.P.T.V.T. Tom 22(63) Fasc. 1, p.218-220, 1977.
72. BARGLAZAN, A., Funcționarea pompelor în cazul variației frecvenței rețelei electrice. In: Hidrotehnica, nr.10, București, 1953, p.25-28.
73. BERNHÖFT, E.; BÖTTCHER, S., Konstruktive Gestaltung Neuzeitlicher Lauf- und Hüttenkrone. In: Sonderdruck aus "Kleipzig Fachberichte, H.8/66 S.358-365, Kleipzig Verlag, Düsseldorf.
74. BOGŌEVICI, N., BĂLĂȘANU, ST., Despre unele caracteristici ale ridicătoarelor de frână electrohidraulice folosite la aparatele de ridicat. In: Construcția de mașini nr.7 1967, p.372-379.
75. BURCEA, T., Domeniile regimurilor de viteză ale motorului asincron de macara cu turație continuu variabilă. Electrotehnica 21, nr.3, 1973, p.109-119.
76. CARIAN, V., Methode zum Berechnen der Eldro-Regelbrems-Systeme. In: Deutsche Hebe und Fördertechnik, Heft 14, 1968, S.356-359.
77. CLAESSON, R., Elektrische Ausrüstung für einen 450 t-Werftportalkran. In: ASEA-Zeitschrift Nr.3, 1971, S.77-81.
78. COMAN, L., Raționalizarea descărcării în porturi a materialelor în vrac. Buletin de informare tehn. MICM-GUR, ICPEHR, Timișoara nr.1, 1972, p.8-40.
79. FEIL, A., Die Neue Krupp-Ardelt-Norm-Doppelbackenbremse. In: Techn.Mitt.Krupp-Werksberichte, 1963, S.165-169.

80. FERTIG, K., Wippdrehkran für Greifer - und Stückgutbetrieb. In: Fördern und Heben, nr.5, 1971, S.246-249.
81. FERTIG, K., Einfachlenker-Wippdrehkran für Massengut und Stückgutumschlag. In: Deutsche Hebe - und Fördertechnik, Sonderheft, 1971, S.219-224.
82. FLOERKE, H., Berücksichtigung industrieller Belange in den Errichtungs - Bestimmungen VDE C100-Hilfsstromkreise. In: Elektrotechnische Zeitschrift, H3, 1974, S.140-147.
83. MECHTOLD, F., Grosse Portalkrane rationalisieren Rohrlagerumschlag. In: Deutsche Hebe - und Fördertechnik, Sonderheft 1971, S. 75-78.
84. NACHTWEIDE, D., , RADDEWIG, N., Hannover-Messe-berichte : Krane. In: Fördern und Heben, nr.10, 1973, S. 527-541.
85. NEALE, P., Krane für den Container-Umschlag. In: Deutsche Hebe- und Fördertechnik nr. 11, 1971, S.670-672.
86. NIEMEYER, D., Hanover-Messeberichte: Krane. In: Fördern und Heben, nr.10, 1971, S.590-605.
87. OBERING, W., MÜLLER, Verladebrücken in Einträgerbauweise mit aussermittiger last. In: Der Stahlbau H. 12, 1967, S.317-376.
88. SCHIEBELER, C., Die Eldrobromssteuerung für Hebezeuge. -In: Sonderdruck aus den AEG-Mitteilungen, Heft, 2, 1938, S.1-8.
89. SCHIEBELER, C., Drehstrom-Hafenkrane. In: Sonderdruck aus "Werft-Reederei-Hafen", Heft. 11, 1941, S.174-180.
90. SCHLEMMINGER, K., Zur Angabe des Gutdurchsatzes von Schiffsentladern mit Greiferbetrieb. In: Deutsche Hebe - und Fördertechnik nr.12, 1971, S.49-52.
91. SOFAN, E., și colectiv, Stand de probă pentru motoarele de macara și pentru acționarea troliilor de ascensor cu pornirea în sarcină și cu programarea regimului de funcționare. Probl. Ac. 15.13.9.ICPE.

dec. 1969, București.

92. SEDLMAYER, F., Bremskräfte der Fahrwerke-ihre dynamische Wirkung auf die Tragkonstruktion der Krane. In: Fördern und Heben, vol.17, nr.4, 1967, S.203-215.
93. SOKOLOV, M., M., Staticeskie rejimf reguliruemogo asinhronogo elektroprivoda s elektrohidravliceskim tolkatelem. In: Elektromehhanica, nr.6, 1971, p.76-91.
94. SOKOLOV, M., M., ARAKELIAN, A., K., Electroprivod s asinhronnim dvigatelem i elektrohidravliceskim tolkatelem dlia kranov sridnego i legcogo rejimov raboti. In: "Trudf Moskovskovo ordena Lenina Energheticeskovo Instituta", 1964, 56, c. 117-136.
95. STRUNA, A.; Krane in Hüttenwerken. In: Sonderdruck aus "Fördern und Heben", H 13, 1967, S.735-742.
96. SULEA, O., P., Contribuții la studiul reducerii uzurii sa-
boților pentru frinarea vehiculelor de șină. In: Auto-
referat asupra lucrării de disertație. IPTVT, 1972.
97. ȘORA, I., Determinarea momentului de inerție al rotoarelor
mașinilor electrice prin efectuarea încercării de lansa-
re. Lucrările ICPE, nr.18, București, 1967, p. 121-124.
98. TURCU, I., BALTEANU, ȘT., Cu privire la funcționarea ridi-
cătoarelor de frână electrohidraulice tip R20, construc-
ție U.M.T. la frecvența de 60 Hz. Lucrările ICPR nr.22,
1969, p.77-84.
99. VESPER, H., Die Planung der Eldroregelbremse für Dreh-
strom Kranantriebe. In: Fördern und Heben, Fachberic-
hte, Band 6, Krausskopf-Verlag, Wiesbaden, 1962.
100. x x Lagerung und Transport von Coils. In: Deutsche
Hebe- und Fördertechnik, Sonderheft, 1971, S. 172-174.
101. x x Spezialkrane in Hüttenwerken. In: Fördern und He-
ben, nr. 8, 1974, S.791-795.
102. x x Steelwörke cranes for Firth. Brown, England. In :
ASEA- Jurnal nr. 5, 1975, S. 126.
103. Colectiv de autori, Ridicătoare electrohidraulice, MICM,

Directia Generală Utilaj Chimic, Energetic și
Metalurgic, Editura G.D.P.T., MICM.

104. Colectiv de autori, Neues Bremslüftgerät zum feinfüh-
-ligēn Bremsen der Krantriebwerke, In : Deutsche
Hebe und Fördertechnik, Heft. 12, 1966, S.798-799.

c) Prospecte și cataloage

105. x x Antriebe und Steuerungen für Hebezeuge. In : Cata-
log VEM - Elektromaschinenwerke DDR, 1967.
106. x x Bremslüftmagnete. In: Catalog Stemman liste Azb.
107. x x Building cranes with thyristor controlled hoisting
motors. In: Prospect ASEA, AS, 51-101, E/Reg.643.
108. Catalog cu poduri rulante fabricate la Uzinele UMT.
109. x x CRANES. In: Catalog Ishikawajima-Harima Heavy
Industries Co. Ltd Co48 (6307) Tokyo-Japan.
110. x x Drehmomentwaagen in Entwicklungsprüfständen für
den neuzeitlichen, Verbrennungsmotorenbau. In:
Catalog SIEMENS-Schuckertwerke Aktiengesellschaft,
Bestell. Nr. SSW410/330.
111. x x Dröll-Geräte mit vollhydraulischer Steuerung. In:
Catalog Gensel-Kranantriebe K.G. 4811 Heepen über
Bielefeld. Fernruf Bielefeld (0521) 53364.
112. x x Doppelbackenbremsen nach DIN 15435 SN-B03, SN-B05
und SN-B06, SN-B07, bis SN-B07.1, SN-B11 und
SN-B12, SN-B13 und SN-B14.
113. x x Elektrohydraulische Hubgeräte ELDRO Typ Ed22/5,
Ed 30/5, Ed 50/6, Ed 50/12, Ed 80/6, Ed 80/12 ,
Ed 125/6, Ed 125/12, Ed 200/6, Ed 200/12, Ed
300/6, Ed 300/12. In: Catalog EMG, WENDENERHÜTTE.
114. x x Elektrohydraulische Hubgeräte ELDRO Typ Ed5, Ed6,
Normal und (Sch)(Ex) - Ausführung. In: Catalog
EMG, WENDENERHÜTTE.
115. x x Elektrohydraulische Hubgerate ELDRO. In: Catalog
EMG. WENDENERHÜTTE.
116. x x ELHY Elektrohydraulische Betätigungsgerate. In:
Catalog VEM-Elektromaschinenwerke DDR. 26 aug.1971.

117. x^x x Fișă tehnică de documentare MICM-CIUEMMR, ICPMRTU, Filiala Timișoara, 1978.
118. x^x x Freni electromagnetici autocentranti. Serie TM-TMR, Grandezze 43÷3014; 3309/bis. In: Ercole Marelli & C. S.p.A.
119. x^x x Freins adaptables. In: Catalog PATAY, Z.237, Lyon.
120. x^x x Freins F.D.H. a DEBLOCAGE HYDRAULIQUE. In: Catalog PATI, z.254, Lyon, Avril/1967.
121. x^x x Frîne pentru mașini de ridicat și transportat uzinal. In: Fișă de documentare, MICM-ICPMTR, Timișoara, Catalog, 1968.
122. x^x x HITACHI CRANES FOR STEEL WORKS. In: Catalog Hitachi, Ltd, TC-E002A, Tokyo, Japan.
123. x^x x HITACHI CRANES AND MATERIAL HANDLING EQUIPMENT. In: Catalog Hitachi Ltd., TC-E009, Tokyo, Japan.
124. x^x x Hüttenwerkskrane. In: Catalog KRUPP-ARDELT. Wilhelmshaven. AR. 3.941 d 465, Essen, RFG.
125. x^x x Industrieanlagen, Ausgeführte Drehstromantriebe mit Transduktorsteuerung. In: Catalog AEG 4631.651, A 342/1264.
126. x^x x Industrieanlagen, Transduktor-Steuerungen mit Thyristor - Regelverstärken für Hebezeuge. In: Catalog AEG 4632-652, A 342/0466.
127. x^x x Industrieelektronik Gleichstrom-Bremslüfter für Hebezeuge Typ BG, Typ BG Sp. In: Catalog AEG 4632.163, E 512/1269.
128. x^x x Industrie-Elektronik, Hebezeuge Regelgerät für Wirbelstrombremsen Typ WR 300, Typ WR 344. In: Catalog AEG E512.2.7/0473.
129. x^x x Industrieelektronik wirbelstrombremsen Typ SYA. In: Catalog AEG 4632.654, A212/0269.
130. x^x x Industrie-Elektronik, Hebezeuge Kompaktbausteine Drehstrommotoren mit angebauter Wirbelstrombremse Typ MASW und FASW E 512.2.5./0478.

131. x^x x Industrieelektronik, Wirbelstrombremsen (und Zubehör). In: Catalog AEG 4636.156, A 212/1268.
132. x^x x Industrieanlagen, Erregergeräte Typ ER und ES für gesteuerte Antriebe mit Wirbelstrombremsen. In: Catalog AEG 4631.602, A 342/0467.
133. x^x x Industrieanlagen, Erregergeräte Typ ER und ES für gesteuerte Antriebe mit Wirbelstrombremsen. In: Catalog AEG 4631.653, 5512/1072.
134. x^x x Industrieelektronik, Hebezeuge Wirbelstrombremsen Typ SYA. In: Catalog AEG E 512.2.6/0473.
135. x^x x Installation and Maintenance of Disc Brake Type BXLD o.2...8. In: Catalog ASEA S 71-1.S1 Eb.
136. x^x x KRANE. In: VEB Schwermaschinenbau Ernst Thälmann, Magdeburg, DDR.
137. x^x x LADLE CRANES. push-pull type cranes floating guide frame Type soaking pit cranes. Hydraulic type stripper cranes. Straight line trolley type forging manipulators. In: Catalog Alliance.
138. x^x x M.A.N.-Kranbremsen nach DIN 15435. Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg Aktiengesellschaft Werk Nürnberg.
139. x^x x Motor-driven lifters type BMV. In: Catalog ASEA S 73-1E August, 1965.
140. x^x x Normbauteile Doppelbackenbremse. In: Catalog Krupp: Ardelt. Wilhelmshaven.
141. x^x x Poduri rulante construite în R.S.R. In: Fișă tehnică de documentare MICM-GUR, ICPEMR, Filiala Timișoara. Mașini de ridicat.
142. x^x x Ridicătoare electrodraulice (12, 20, 32, 50, 80, 125) daN. In: Fișă tehnică I.M.T. 28.09.1974.
143. x^x x Ridicătoare electrodraulice. Editat de O.D.P.T.-M.I.C.M. Direcția generală utilaj chimic, energetic și metalurgic.
144. x^x x Scheibenbremsen für die Industrie, In: Catalog

ASEA- Hauptverwaltung Wästerås, Schweden, 8053T, Reg.
2285, 1963.

145. Schränke und Geräteausrüstungen für Kräne. In: Catalog
ASEA, SA86-2T, Mai 1969.
146. x^x x STAS - privind instalații de ridicat și calculul
frânelor cu saboți articulați. In: STAS 7677-74, c.71;
STAS R 9188-73 c.71.
147. x^x x Stromrichter, Antriebstechnik KOMPAKTSEMI-Reihe 86.
In: Catalog AEG E44.1.2/0471, E44/V3-F.
148. x^x x Stromrichter, Antriebstechnik Minisemi, 380.6/43,
380.6/87. In: Catalog AEG E44/V3-F, Ausgabe 1971.
149. x^x x Three-phase brake motors. In: Catalog ASEA MK 16E
Part B1, December 1969.
150. x^x x Thyristor-Stellglieder für Drehzahlregelte Hebe-
zeugantriebe mit Asynchronmotoren. In: Catalog Brown ,
Boweri, Baden (Schweiz) 21.7.1969.

ANEXA

A.1.

TIPURI DE

REH	Tipuri de REH Date tehnice	Tara Firme si intrep.constr.	RS R												RDG											
			I.M. Timisoara												VEM - Elektromotoren werk, Oschersleben/ Boide EIny-BL											
Executie normală	Forța nominală [dan]		12/5	20/5	32/5	50/5	80/6	125/6	12	20	32	50	80	125	12	20	32	50	80	125	200	320	480	630	800	1000
	Forța datorită presiunii [dan]		12	20	32	50	80	125	11+5	18+8	29+10	45+12	72+18	110+25	200+13	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
	Cursa [cm]		40	40	80	80	210	210	45	45	80	80	160	200	300	480	230	350	80							
	Tensiunea [V]		3~ 3 x 380 V, Y												3~ 3 x 127 V pînă la 3 x 660 V, Y											
	Frecvența [Hz]		50												50											
	Serviciu [s]		S3, DA 40%												S1 (DA 100%) S3 (DA 25%, 40%, 60%)											
	Conceldări be ordă		600 c/h la DA 40 %												2000 c/h la DA 40% pînă la limita term. (115°C)											
	Puțere absorbită [W]		150	150	200	200	500	500	150	150	200	200	250	300	300	500	350	350	200							
	Timp ridic/cor. [s]		0.25	0.43	0.3	0.6	0.4	0.6	0.25	0.32	0.38	0.5	0.41	0.5	0.52	1.5	0.6	0.7	1.42							
			0.4	0.3	0.3	0.35	1.0	0.6	0.34	0.43	0.8	0.58	0.7	0.58	0.4	0.3	0.4	0.33	0.33							
Pentru funcționare în mediu marin și oceanic:			X												Executie conf. prescripțiilor DRSK (Deutsche Schiffsre vision											
Pentru funcționare în mediu climatic (norme, prescripții)			X												Execuție pentru expl. climatică THA I, conf. TGL 9200, val. max											
Execuție arifigriculoasă			X												Execuție (EX) ale G3 conform TGL 19430 f.f											
Execuție dintr-explozivă			X												Execuție											
Alte limitate de timp, de mediu dintr-hiont			X												de la -45°C pînă la +5											
Executie specială			X												X											

STADIUL SINOPTIC A PRINCIPALILOR SCHEME DE MODIFICARE A TURATIILOR MASINILOR ELECTRICE

Tabela 0 2

No. in tabel	Cost	Utilizare, date tehnice, firme producator in R.S.R	SITUAȚIA SINOPTICĂ A PRINCIPALILOR SCHEME DE MODIFICARE A TURATIILOR MASINILOR ELECTRICE					
			a	b	c	d	e	f
			cu reostat	cu REH reglabili	cu frind curenti turbion.	cu reglare antinductivă și rezistență pulsativă	cu sistemul generatoarelor	cu redr. comandate
1								
2		Caracteristici mecanice						
3		Utilizare, date tehnice, firme producator in R.S.R	<p>-F.r. p. t. 60t-275m Krupp, (124). -F.r. clește 50t.60t. 25m, (103,123), (101) -F.r. de turnare 300/80/25t - 22m 475/80/20t - 25m, MAN (95), (101), (129), (87) -F.r. turnare 190t ASEA, (145), (123).</p>	<p>-M. p. cu parte roitoare 9/15t x 15/9/6m tip EH, 6t x 20/7 m; 8t x 19/7 m; 25t x 25/10m, Ag (80; 81) -M. p. 80/32/5t - 8,8 m E. Thälman, (136) -F.r. de montaj 75t-21,8m Krupp, (124) -F.r. pi. centr. nucleară 200t x 30/7,5t - 34,5 m, Gg. Noell u CO. (86).</p>	<p>-F.r. cu clește 32t - 30m. Krupp, (124) -F.r. t. braține 30t - 13m 40t - 27,5m, Krupp (124) (101) -F.r. pi. centr. nucleară AEG, (129) -F.r. pi. containere 45t AEG, (129) -M. p. 20t - 20m, Gm bH, (83), (84).</p>	<p>-F.r. de turnare 150t 30t, 5t, BBC, (150) -F.r. de sargare 75/20t 40/10t - 19,8m, ASEA (102). -F.r. pi. containere 46t, Siemens AG (82) -M. t. 36t m., -40m Hr. 200m, ASEA, (150) -M. p. pi. containere 45t - 12m, ASEA, (85)</p>	<p>-F.r. de turnare 300 - 19,9m Krupp, (124); 200t - 21,7m, Hitachi, (123) -F.r. pi. depozit 65t, DEMAG pt. R.S.R, (100) -F.r. cârucior tractat cu cablu 35t - 26m c.T. (18) -F.r. cârucior în consolă 25t - 90m, MAN, (87) -F.r. de 50t (30).</p>	<p>-F.r. de sargare 150t 13m, Krupp (124), (147) -F.r. de turnare 125t 22,5m, Krupp, (124, 147) -F.r. de sargare pi. Fonta bruid 300t; Krupp (124, 147) -M. p. 450t - 108m, Hr. 77m, ASEA, (77) -M. p. pi. containere 45t - 12m, ASEA (87).</p>
4		Cost	A	1.03A	1.37 A	1.84 A	154 A	198 A
5		No. in tabel	F.r. - pod rulant, M.p. - macara portal, P.t. - pod transbordor, M.t. - macara turn, F.r. p.t. - pod rulant pentru transportat					

Probleme tratate în teză și lucrări-apărute în literatură care se înscriu în tematica lucrării.

Nr. crt.	Principalele probleme tratate în teza de față	Probleme similare tratate în literatura de specialitate pe plan mondial pînă în anul 1980	
		nivel mediu	nivel ridicat
1.	Contribuții la studiul REH utilizate în sisteme cu MIE	[33] , [47] , [88] , [39] , [113] , [114] , [115] , [116] , [142] , 1) ^x .	[8] , [13] , [14] , [25] , [48] , [49] , [76] , [92] , [93] , [99] , 1) ^{xx}
2.	Contribuții la utilizarea tensorului în dinamica acționărilor electrice și la calculul caracteristicilor statice ale FM autoreglabile acționate prin REH	[33] , 2) ^x .	[5] , [8] , [10] , [11] , [14] , [16] , [24] , [34] , [38] , [39] , [43] , [44] , [50] , [71] , [75] , [94] , [99] , [138] , [146] , 2 a) ^{xx}
3.	Studiul fenomenelor tranzitorii cu ajutorul ordinatorului la acționarea mecanismelor de ridicat cu MIE și sistem de frînare autoreglabil comandat prin REH		[54] , 3) ^{xx} . [49 a] .
4.	Stand universal utilizat pentru studii experimentale legate de teza de față	[143] , 4) ^x .	

Contracte de colaborare cu producția.

Nr. crt.	Obiectul contractului (convenției)	Beneficiar	Forma de colaborare
1.	Studiul acționărilor cu motor asincron și ridicător de frână electrohidraulic	Intreprinderea mecanică Timișoara (I.M.T.)	Convenție Nr. 6527/28.III. 1967, / 57 /
2.	Cercetări cu privire la funcționarea REH tip R 20/5 ; R 32/5 ; R 80/6; R 125/6 la tens. 380 V și 60 Hz	CCSITMRTU Timișoara I.M.T.	Convenție Nr. 3528/5.IV. 1969, / 58 /
3.	Verificarea transformatoarelor utilizate în schema electrică a podurilor rulante	CCSITMRTUT	Contract Nr. 17214/22.XI. 1973, / 59 /
4.	Mărirea siguranței de funcționare la FM acționate prin REH existente la instalațiile de ridicat de la Oțelăria electrică	Intreprinderea Oțelu Roșu	Contract Nr. 141/1980, / 67 /
5.	Studii și cercetări privind realizarea de microviteze în raport 1 : 4 prin REH la mec.de deplasare a P.R. deviz general simbol T 3345 - 80	CCSITMRTU Timișoara	Contract Nr. 120/1981, / 68 /

21086 (7 VII 87)

o t r e

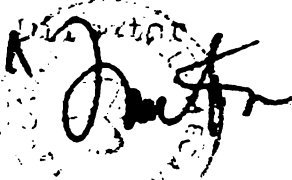
Institutul politehnic Pimisoara
Catedra de Utilizările energiei electrice

Pimisoara

str. Craşioara 1

Vă aducem la cunoştinţă ca lucrarea " Determinarea
experimentală a unor caracteristici ale ridicătoarelor electro-
hidraulice folosite la aparatale de ridicat " elaborată de tov.
ing. Băltescu Stefan a fost necesară întreprinderii, deoarece,
în vederea îmbunătăţirii caracteristicilor acestor aparate la
reproducerea lor, s-a ştiut necesar de recomandările date în
lucrare.

Pimisoara 7.VII. 1987

Director


M. I. C. M.
INSTITUTUL DE CERCETARE ŞI PROIECTARE
PENTRU MAŞINI DE TRANSPORTAT ŞI RIDICAT
TIMIŞOARA
ALEEA CFR Nr. 3



TELEFONE:
Cămin: 12490-41, 491-41, 192
Director, Secreteriat: 11731
Ingineri: 11732
Contabil şef, Birou: 14304

Nr. 6014 din 19 iunie 1969

A.6.

Loc pt. ştampilă de intrare

Loc pentru adresa de corespondenţă

Către,

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIŞOARA
FACULTATEA DE ELECTROTEHNICĂ
CAFEDRA DE UTILIZARILE ENERGIEI
ELECTRICE

Redact.: Ing. Ioan V.
Dactil.: F...

Scrisoarea Lucrarea de cercetare

-Loco-

1393

13 VI 1969

Cu scrisoarea dv. nr. 6847/1283 din 6.06.1969,
ne-aţi transmis lucrarea "Studiul comportării ridicătorilor
de frână electrohidraulici construcţie U.S.T. la frecvenţa
de 60 Hz, utilizate la acţionarea electrică a unor macarale
le portal".

Materiul livrat reprezintă documentaţia de ba-
ză a convenţiei de colaborare nr. 3528 din 9.04.1969 încheia-
tă între I.P.T. şi I.C.P.M. şi răspunde integral con-
diţiilor de temă elaborate de I.C.P.M.

Rezultatele acestui studiu vor fi utilizate pen-
tru adaptarea ridicătorilor de frână electrohidraulici, la
frecvenţa de 60 Hz, în cadrul unor proiecte de macarale
destinate exportului.

I. MIHAI SEF,
Ing. Bernath Mihai

SEF ANEXA,
Ing. Iosif George

Anexe :

Dactilogr. în 4 ex.

1. destinatar
2. secretariat
3. dos. 1005
4. atelier 1/5

Nr. 15.500 / 16.VI. 1971

Către


INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"

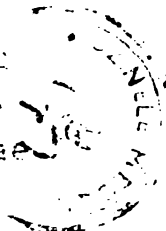
T I M I S O A R A

Referitor la convenția de colaborare nr.3528 din 5 aprilie 1969 încheiată între "Institutul de cercetare și proiectare pentru mașini de transportat și ridicat" din Timișoara și "Institutul politehnic "Traian Vuia" din Timișoara privind "Cercetări cu privire la funcționarea ridicătoarelor de frână electrohidraulice tip R 20/5,a, c; R 50/5,a,b,c; R 80/6,a,b,c și R 125/6,a,b,c; construcție UMT la tensiunea de 330 V și frecvența de 60 Hz", Vă comunicăm că indicațiile date în lucrare asupra modificărilor constructive a ridicătoarelor de frână electrohidraulice au fost utile.

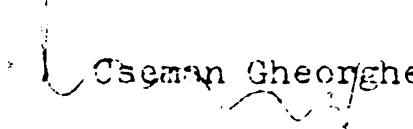
Podurile rulante livrate la export și echipate cu aceste ridicătoare electrohidraulice astfel modificate funcționează în condițiuni bune, fapt care permite ca și pe viitor în condiții similare să întrebuițăm aceste ridicătoare fără a se mai necesita importul lor.

Timișoara, 16.VI.1971

DIRECTOR

Ing. Popescu Nicolae



Ing. Proiectant specialist,


Cseman Gheorghe

A.8.

Intreprinderea OTELUL ROSU
din Oraşul Otelul Roşu
jud. Caraş Severin
C.A. Nr. 141/1980
ZONA

A P R E C I E R E

cantitativă şi calitativă a eficienţei aplicării în practică a lucrărilor executate la Contractul nr.141/1980.

Lucrările executate şi rezultatele obţinute de către Catedra de UTILIZARI SI MASINI ELECTRICE în baza contractului nr.141/1980 cuprinse în 2 (două) volume ce ne-au fost predate, le considerăm corespunzătoare atât calitativ cât şi cantitativ privind eficienţa aplicării în practică.

Din analiza lucrărilor predate se constată că la efectuarea cercetării ştiinţifice s-au folosit metodele actuale de investigaţie, iar cele mai importante probleme ale cuptorului cu arc electric au fost studiate şi pe bază de măsurători efectuate în întreprindere, la Oţelăria electrică.

Un rezultat important îl constituie realizarea unui program de calcul care permite, ca într-un număr relativ mic de variante (30-40) să se poată încadra toate posibilităţile de funcţionare ale cuptorului cu arc electric obţinute prin modificarea parametrilor principali : Încălzirea, materialele de adaus, Duratele pe faze şi Durata pe ciclu, pierderile de energie , Temperaturile , Energia electrică introdusă în cuptor.

În lucrarea predată sînt prezentate detaliat concluziile bilanşului energetic şi posibilităţile de reducere a consumului specific de energie pe trei etape ce se pot aplica toate trei fără modificări în instalaţie. Eficienţa minimă ce se poate obţine faţă de situaţiile care au fost determinate prin măsurători, prin aplicarea concluziilor din lucrare, este de cel puţin 50 kWh/tonă. În lucrare sînt prevăzute şi etape de îmbunătăţire în continuare a reducerii consumului de energie care este posibilă printr-o dezvoltare mai aprofundată inclusiv experimentală a modului de utilizare a treptelor de tensiune de la transformatorul cuptorului, practic şi această etapă se poate realiza fără modificări în instalaţie. Importanţa încadrării în duratele utile ale realizării unei garje a rezultat că prelungirea ciclului cu 1 (una) oră conduce la un consum suplimentar de 10 kWh/tonă.

Eficiență cu efect imediat rezultă și din partea din lucrare predată care se referă la un stand conceput să fie realizat cu grupuri de șaguni existente la Intreprinderea Oțelul Roșu.

Se prezintă un studiu de fundamentare a caracteristicilor tehnico-funcționale a ridicătoarelor electrohidraulice și a frinei mecanice comandate prin aceste aparate, precum și verificarea practică a acestora pe stand.

Calculul cinematic al mecanismelor macaralei se bazează pe caracteristicile dinamice ale ridicătoarelor electrohidraulice și a frinelor mecanice. Prin reglarea acestor aparate, pe baza caracteristicilor de lucru, productivitatea macaralei poate fi mărită până la 10%, iar utilizarea unor elemente de acționare ^{încercate} pe stand are drept urmare mărirea siguranței în funcționare și reducerea substanțială a avariilor. Calculele au arătat că avaria la o macara care deservește cuptoare electrice cu arc conduce la un consum suplimentar de energie în timp de o oră de 1,45 kWh.

Procedeu de calcul se referă la frine mecanice pentru poduri rulante; poate fi însă aplicat și pentru alte utilaje tehnologice din întreprinderi metalurgice.

În afară de părțile din lucrare cu aplicabilitate imediată și concretă în lucrare sînt analizate și posibilități de îmbunătățire calitativă și cantitativă la cuptoare cu arc electric; posibile de realizat într-o perspectivă apropiată.

Oțelul Roșu, 29 noembrie 1980

Director Tehnic
Cin Nicolae

A P R E C I E R E

cantitativă și calitativă a eficienței aplicării în practică a lucrărilor executate la contractul nr.120/1981.

Lucrarea executată și rezultatele obținute de către Catedra de UTILIZARI ȘI MAȘINI ELECTRICE în baza contractului nr.120/1981 ce ne-a fost predată, o considerăm corespunzătoare atât cantitativ cât și calitativ privind eficiența aplicării în practică.

Din analiza lucrării predate se constată că la efectuarea cercetărilor științifice s-au folosit metodele actuale de investigare, iar cele mai importante probleme privind determinarea caracteristicilor funcționale ale ridicătoarelor electrohidraulice au fost studiate teoretic și experimental pe standul existent la Catedra de Utilizări și Mașini de la Facultatea de electrotehnică.

În lucrarea predată sînt prezentate expresiile analitice ale caracteristicilor funcționale ale ridicătoarelor electrohidraulice precum și verificarea experimentală a considerațiilor teoretice. Verificarea experimentală s-a efectuat pe elementele componente ale ridicătoarelor electrohidraulice și pe aparat în ansamblu.

În lucrare sînt prezentate caracteristicile arcurilor de readucere "c" și de amortizare "r" pentru 3 buc. REH tip R 50/5 c și 3 buc. tip R 32/5, c.

Un rezultat important îl constituie ridicarea caracteristicilor funcționale ale REH și anume : forța hidraulică F_p și forța de frinare F_f , în funcție de alunecarea mașinii de acționare precum și dependența dintre cursa h a pistonului și timp la pornirea și respectiv la oprirea aparatului.

Determinarea experimentală a caracteristicilor REH a fost făcută în condițiile sistemului de acționare autoreglabil.

Aceste caracteristici constituie documentația de bază pentru studiu și proiectarea sistemelor de acționare a translației podurilor rulante de uz general cu microviteză.

Calculul cinematic al mecanismului de translație al podului rulant se bazează pe caracteristicile ridicătoarelor electrohidraulice.

Exprimarea analitică a caracteristicilor funcționale permite studiul comportării sistemului de acționare, la pornire pe treapta de microviteză precum și la oprirea mecanismelor cu frâna mecanică comandată prin REH.

Prin cunoașterea acestor caracteristici se poate determina viteza unghiulară a mecanismului, pe treapta de microviteză iar utilizarea unor ridicătoare electrohidraulice încercate pe stand are drept urmare mărirea siguranței în funcționare și reducerea substanțială a avariilor.

În afară de părțile din lucrare cu aplicabilitate imediată și concretă în lucrare sunt prezentate și date tehnice asupra ridicătoarelor electrohidraulice, utile în activitatea de proiectare.

Timișoara, 15 iunie 1981.

D i r e c t o r ,
Inș. Antonovici Vasile

Responsabil contract
Dr. Inș. Coman Liviu

FORTELE REZULTATE PRIN CALCUL PENTRU REH TIP I.M.T

parametrii Tipul REH																		
	F _{Co}	F _{CN}	S _c	F _{Cmax}	F _G	d _c	F _{FP}	F _{ft}	m _p	m _f	m = m _p + m _f	ΔF _{Cf}	$a = \frac{2S_1}{t_1^2}$	m _a	F _D	F _{PN} (80°C)	δ ²	F _{PN} (15°C)
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18
R 12/5	10,80	12	0,07	16,00	2,57	70	0,60	1,40	1,15	2,50	3,65	4,57	0,31	0,14	14,9	35,6	12	38,4
R 20/5	18,02	20	0,12	24,00	2,57	70	0,60	1,40	1,15	2,50	3,65	4,57	0,27	0,13	10,5	43,6	11	47,0
R 32/5	28,70	32	0,20	38,60	4,23	75	1,04	2,50	2,40	3,00	5,40	7,77	0,24	0,13	28,6	75,1	10	82,1
R 50/5	45,01	50	0,30	60,00	4,10	75	1,43	2,75	2,40	3,00	5,40	8,28	0,22	0,12	21,8	90,2	9,7	97,2
R 80/6	72,00	80	0,40	96,00	6,34	95	2,64	4,26	3,00	5,50	8,50	13,47	0,23	0,15	38,1	147,8	9,0	158
R 125/6	112,5	125	0,625	150,0	6,56	95	3,00	5,32	3,00	5,50	8,50	14,90	0,27	0,15	38,3	203,0	7,4	215
R 200/6	180,0	200	1,00	240,0	7,33	110	6,00	9,03	4,30	7,50	11,80	22,36	0,29	0,14	44,5	307,2	7,3	328
R 320/6	296,0	320	1,20	368,0	10,6	110	6,40	10,5	5,20	10,0	15,20	27,50	0,28	0,15	42,9	438,8	6,3	470

NOTĂ

Forța F_{Cmax} s-a calculat pe baza relației: F_{Cmax} ≈ 1,2 F_{CN}. Această condiție asigură coborîrea pistonului în timpul impuls.

A.10.I.

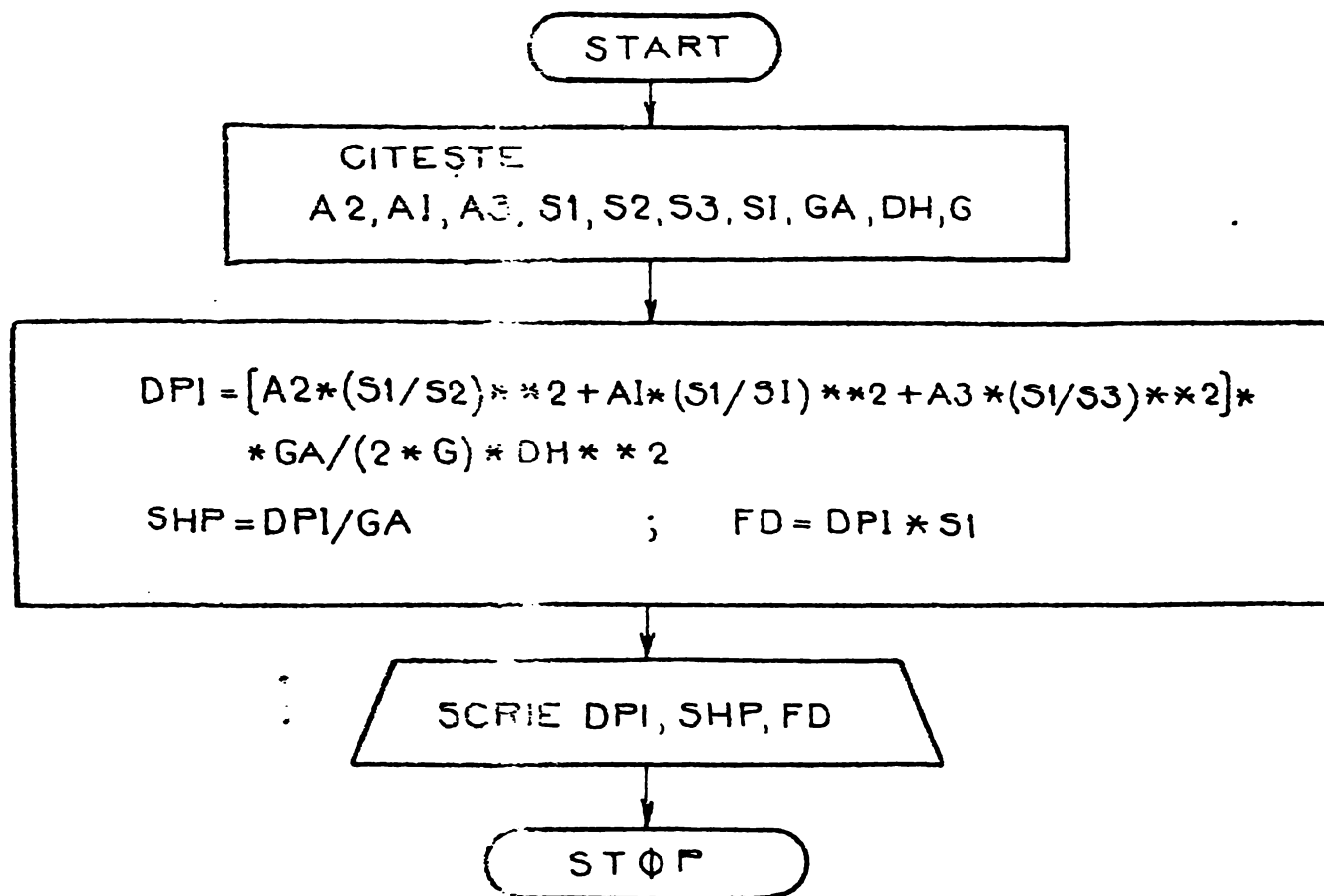


Fig. 1.10 Organigramă pentru determinarea parametrilor :
 Δp_i , Σh_p și F_0 la REH

Date de intrare pentru calculul mărimilor :

Δp , Σh_p și F_0

simbol	date de intrare	valori
Δp_i	DPI	
Σh_p	SHP	
F_0	DPI * S1	
S_1, S_2, \dots, S_i	S1, S2, ... S1	tab. 1.2
ξ_2, ξ_3, ξ_i	A2, A3, A1	tab. 1.2
γ	GA	9000
g	G	9.81
$\frac{dh}{dt}$	DH	$DH = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{\Delta h_i}{\Delta t_i}}{n}$. tab.1.2

VARIATIJA DE PRESIUNE Δp , PIERDERILE DE SARCINA Σhp SI FORTELE D

Param. constr.	d ₁		d ₂		d ₁		d ₃		d ₄		t _r	t _e	h	l _c	D _c	v _s
	mm	m ²	mm	m ²	mm	m ²	mm	m ²	mm	m ²						
Tipul REH	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16
0																
R 12/5	110	0.0095	26	0.00053	15	0.00017	18	0.00025	18	0.00025	0.32	0.55	0.05	0.3	0.025	0.15
R 20/5	110	0.0095	26	0.00053	15	0.00017	18	0.00025	18	0.00025	0.38	0.5	0.05	0.3	0.025	0.13
R 32/5	140	0.0154	30	0.0007	15	0.00017	20	0.00033	20	0.00033	0.38	0.52	0.05	0.3	0.030	0.13
R 50/5	140	0.0154	30	0.0007	15	0.00017	20	0.00033	20	0.00033	0.45	0.46	0.05	0.3	0.030	0.11
R 80/6	160	0.02	38	0.0011	16	0.0002	45	0.00158	45	0.00158	0.42	0.44	0.06	0.36	0.040	0.14
R 125/6	160	0.02	38	0.0011	16	0.0002	45	0.00158	45	0.00158	0.43	0.40	0.06	0.36	0.040	0.12
R 200/6	160	0.02	42	0.00137	18	0.00025	45	0.00158	45	0.00158	0.42	0.41	0.06	0.45	0.050	0.14
R 320/6	160	0.02	42	0.00137	18	0.00025	45	0.00158	45	0.00158	0.43	0.41	0.06	0.52	0.050	0.14

NOTA

- Viteza medie a pistonului la ridicare s-a calculat cu relatia : $V_M = \frac{\sum_{i=1}^n \Delta h_i}{n} = \frac{V_{1e} + V_{23} + \dots + V_{11}}{n}$, unde V_{10} este v
- Viteza medie a fluidului prin sectiunea s_i , normala pe directia de circulatie s-a calculat pe baza expresiei : V
- Valoarea coeficientului de rezistenta locala $\zeta_{loc.2}$ este aceiasi la sectiunile s_2 si s_4 deoarece au forma geometric

Tabela 1.2

TEBLE DE ACCELERARE F_D A FLUIDULUI PENTRU RECI TIP IMT.

Dc	V _M	V _{M1}	V _{N12}	V _{M1}	V _{M3} - V _{M4}	Σ _{loc2}	Σ _{loc1}	Σ _{loc3}	mf	Δp _i	Σh _p	F _D
m'	m/s	m/s	m/s	m/s	m/s	-	-	-	19	N/m ²	m	daN
15	46	17	18	13	20	21	22	23	24	25	26	27
0.025	0.156	0.155	1.77	7.32	4.97	0.39	0.41	0.056	2.50	11.066	1.74	14.9
0.025	0.131	0.131	2.11	8.71	5.32	0.39	0.41	0.056	2.50	15.066	1.23	10.5
0.030	0.131	0.131	3.80	11.86	6.11	0.38	0.24	0.056	3.00	18.626	2.06	28.6
0.030	0.111	0.111	3.22	10.05	5.17	0.38	0.24	0.056	3.00	13.373	1.48	21.8
0.040	0.143	0.143	2.43	13.4	1.63	0.43	0.22	0.12	3.50	19.079	2.11	38.1
0.040	0.133	0.133	2.41	13.3	1.68	0.43	0.22	0.12	3.50	19.160	2.12	38.3
0.050	0.143	0.143	2.08	11.4	1.80	0.43	0.36	0.14	4.50	22.250	2.47	44.5
0.050	0.140	0.140	2.04	11.2	1.77	0.43	0.74	0.16	10.00	21.326	2.37	42.3

ve viteza in intervalul de timp (t_j-t_i) fig. 1.12
 expresiei : $V_{Mi} = \frac{Q}{S_i}$
 na geometrică și dimensiuni apropiate.

VALORI NUMERICHE ALLE PARAMETRI LON FUNZIONALI AI POMPELLORI REH TIPO I.M.T

Parametri Tipul REH	S1		Fco		Fco		Fmax		Ffp		Fft		md		Vm		Fg		Δp _{pist} h=0		Δp _{pist} h=h ₀		Δp _{pist} h=h ₁		Σ h _p		H _{h=0}		H _{h=h₀}		H _{h=h₁}		H _{h=h₁}		Q _{Δh-min} Δt		Q _{Δh-max} Δt		Dimensioni																																																																																																																																																																																																																																																																					
	m ²	daN	daN	daN	daN	daN	daN	daN	daN	daN	daN	daN	daN	daN	m/s	m/s	daN	daN	KN/m ²	KN/m ²	KN/m ²	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m	m																																																																																																																																																																																																																																																																									
0	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
R 12/5	0,0095	10,80	12	16,0	0,60	14	0,114	0,156	2,57	16,10	17,10	19,70	1,23	4,34	4,61	5,08	148 × 10 ⁻³	1,56 × 10 ⁻³	1 rotor																																																																																																																																																																																																																																																																																									
R 20/5	0,0095	18,02	20	24,0	0,90	14	0,10	0,131	2,57	23,80	25,90	30,10	1,74	5,09	5,19	5,49	124 × 10 ⁻³	1,30 × 10 ⁻³	1 rotor																																																																																																																																																																																																																																																																																									
R 32/5	0,0154	28,7	32	38,6	1,04	2,5	0,13	0,131	4,23	23,90	25,80	29,70	2,06	5,55	5,16	6,20	20 × 10 ⁻³	2,10 × 10 ⁻³	1 rotor																																																																																																																																																																																																																																																																																									
R 50/5	0,0154	45,01	50	60,0	1,43	2,75	0,12	0,111	4,10	35,10	38,40	44,80	1,48	5,34	6,30	7,01	1,7 × 10 ⁻³	1,80 × 10 ⁻³	1 rotor																																																																																																																																																																																																																																																																																									
R 80/6	0,02	72,00	80	96,0	2,64	4,26	0,25	0,134	6,34	42,80	46,70	55,00	2,11	6,85	7,55	8,90	2,68 × 10 ⁻³	2,80 × 10 ⁻³	1 rotor																																																																																																																																																																																																																																																																																									
R 125/6	0,02	112,5	125	150	3,00	5,32	0,23	0,133	6,58	64,20	70,00	82,50	2,12	7,22	9,90	11,30	2,65 × 10 ⁻³	2,80 × 10 ⁻³	1 rotor																																																																																																																																																																																																																																																																																									
R 200/6	0,02	180,0	200	240	6,00	9,03	0,34	0,143	7,33	101,0	113,0	131,0	2,47	13,67	15,02	17,62	2,86 × 10 ⁻³	3,0 × 10 ⁻³	2 rotore																																																																																																																																																																																																																																																																																									
R 320/6	0,02	295,0	320	368	6,40	10,5	0,43	0,140	10,6	149	164,0	194,0	2,37	21,27	22,90	26,52	2,86 × 10 ⁻³	3,0 × 10 ⁻³	3 rotore																																																																																																																																																																																																																																																																																									

```

1 2 3 4 5 6 7 8 9 10
INIEGER GA
1 REAU(10)A2.A1.A3.S1.S2.S3.S4.GA.DH.G
  FORMAT(F5.2,F3.2,F7.2,F5.4,F6.5,FF.4,I4.F4.S.F3.2)
  DP1=(A2*(S1/S2))*2+AI*(S1/S1))*2+AS*(S1/S3))*2+GA/(2*G))*DH**2
2 SHPE=DP1/GA
  FD=DP1*ST
  WRITE(10)DP1.SHP.FD
  FORMAT(F15.3,F8.3,F8.3)
  STOP
  END
PORTAN 00.00                                CD14      04/07/79  19.20.21

```

A.12.

```

• RUN
  STARTED

```

```

*STOP* 19160.142  2.127 583.275

```

```

0187  CD14      AN = 0001  FA4A = 0000  DATA = 04/07/79
HDEB = 19160.142  HFEI = 19160.142  CSH-1 = 000000075
LGP = 000064  MEM = 00003  LN = 00003  IN = 00003  OUT = 00000
PR = 01  CP = 01

```

Fig. 1.11 Program pentru determinarea mărimilor Δp_i , Σhp și F_D la REH

A.13.I.

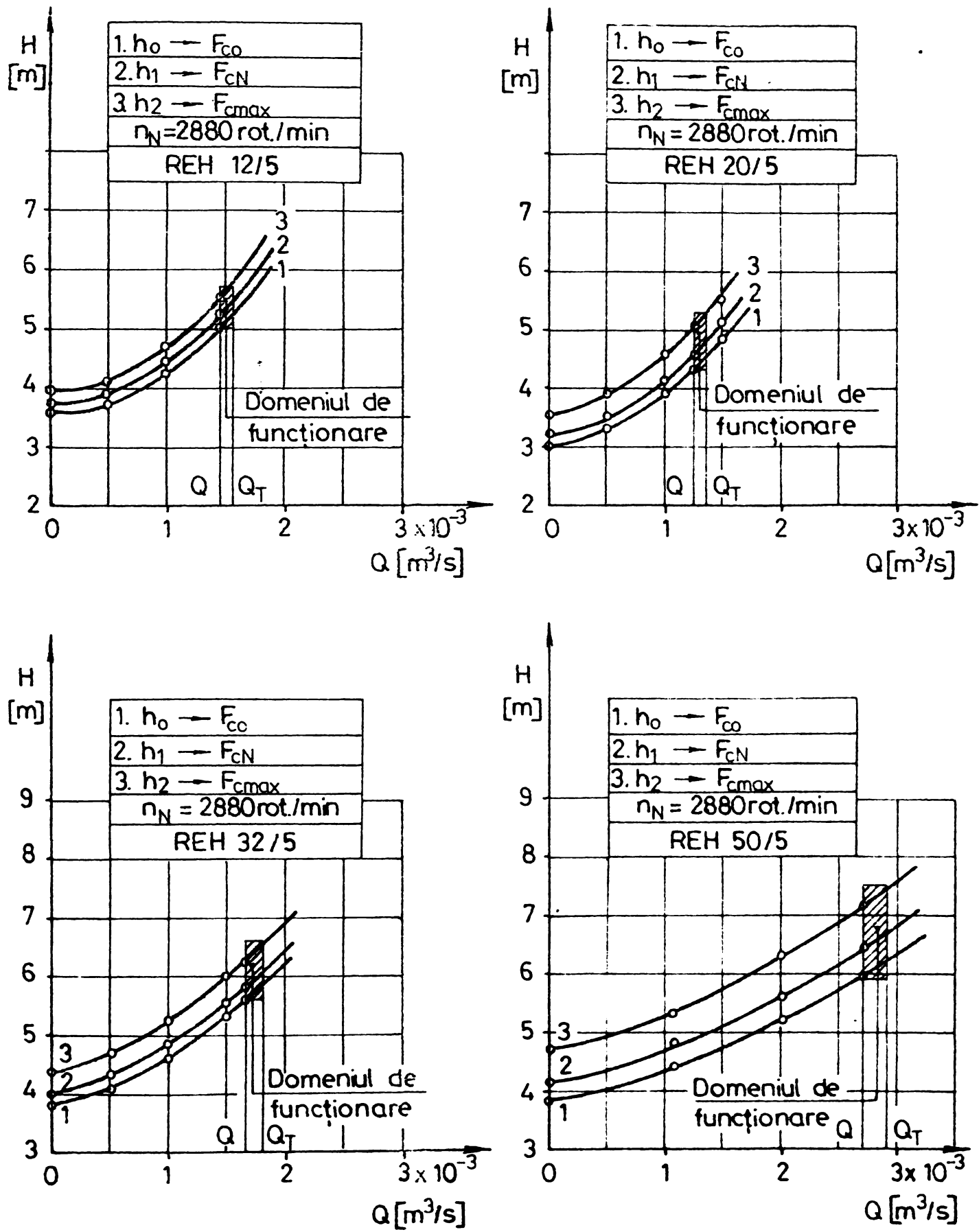


Fig. 1.13a Caracteristicile $H-f(Q)$ ale pompelor REH

A.13.II.

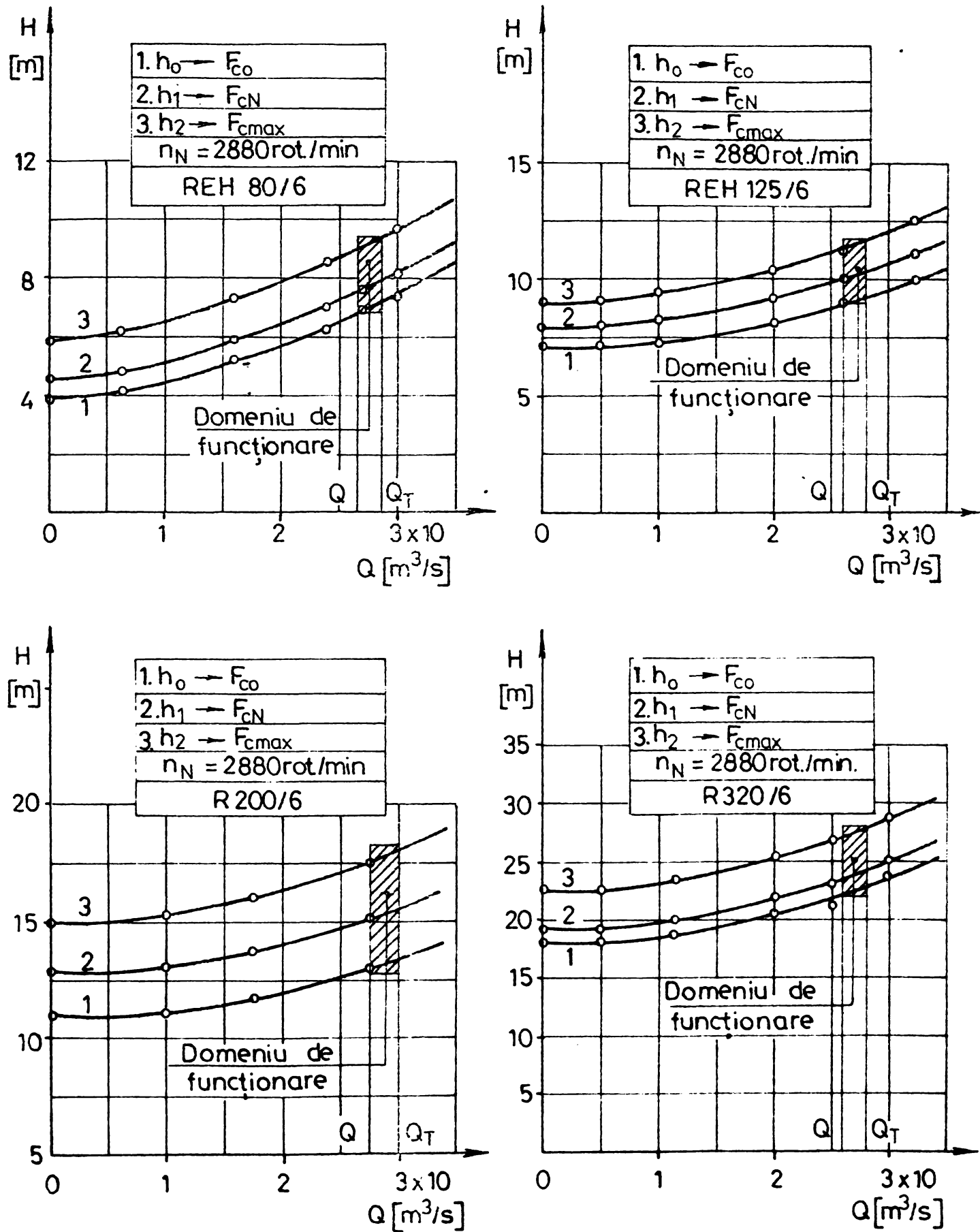


Fig.1.13b Caracteristicile H=f (a) ale pompelor REH

**DIMENSIUNILE PRINCIPALE ALE POMPELOR REH TIP I.M.T. PENTRU CELE DOUĂ FI
CARACTERISTICE ALE MOTORELOR**

Parametrii Tipul REH	fo1 - 50 Hz							fo2 - 60 Hz							Nr. de to- care	D2 admis la 60 Hz	Tipul motoarelor	
	$Q_1 \times 10^3$ [m ³ /s]	$\frac{H_1}{H_1}$ la 80°C la 15°C	$\frac{P_{RN}}{P_{RN}}$ la 80°C la 15°C	$\frac{N_{S1}}{N_{S1}}$ la 80°C la 15°C	D2 la 80°C la 15°C	D2 verif.	D2 admis	$\frac{b_1}{b_2}$	D1	$\frac{P_{RN}}{P_{RN}}$	$\frac{N_{S2}}{N_{S2}}$	$Q_2 \times 10^3$ [m ³ /s]	H2 [m]	$\frac{K_{SF}}{K_{SF}}$ KSP				$\frac{D_{2m}}{D_{2m}}$ (KSP)
R-12/5	1,48	$\frac{5,49}{5,92}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{102}{98,0}$	$\frac{70}{78}$	$\frac{72}{77}$	80	$\frac{7,66}{4,0}$	41	3384	121,5	1,43	6,01	$\frac{0,86}{0,89}$	$\frac{69}{72}$	1	72	MREH-0,25
R-20/5	124	$\frac{5,08}{5,47}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{99,03}{95,0}$	$\frac{70}{76}$	$\frac{71}{74}$	80	$\frac{7,30}{4,0}$	41	3384	117,8	1,20	6,20	$\frac{0,86}{0,89}$	$\frac{69}{72}$	1	72	MREH-0,25
R-32/5	2,00	$\frac{6,20}{6,77}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{108,2}{102,0}$	$\frac{76}{84}$	$\frac{79}{83}$	85	$\frac{8,7}{4,5}$	42	3384	128,8	1,31	6,73	$\frac{0,86}{0,89}$	$\frac{73}{76}$	1	76	MREH-0,37
R-50/5	1,70	$\frac{7,01}{7,55}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{90,34}{87,0}$	$\frac{78}{88}$	$\frac{82}{85}$	85	$\frac{8,1}{4,0}$	42	3384	108,3	1,63	7,55	$\frac{0,86}{0,89}$	$\frac{73}{76}$	1	76	MREH-0,37
R80/6	2,68	$\frac{8,90}{9,51}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{97,64}{93,0}$	$\frac{89}{98}$	$\frac{92}{96}$	100	$\frac{9,25}{5,0}$	50	3384	116,3	2,6	9,71	$\frac{0,86}{0,89}$	$\frac{86}{90}$	1	90	MREH-0,37
R 125 /6	2,65	$\frac{11,3}{11,96}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{79,35}{77,0}$	$\frac{97}{112}$	$\frac{102}{106}$	115	$\frac{9,7}{5,5}$	50	3384	94,4	2,64	12,89	$\frac{0,86}{0,90}$	$\frac{99}{105}$	1	105	MREH-0,75
R200/6	2,86	$\frac{17,62}{18,82}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{98,44}{96,0}$	$\frac{90}{100}$	$\frac{94}{97}$	105	$\frac{9,7}{5,5}$	50	3384	98,2	2,83	20,90	$\frac{0,85}{0,90}$	$\frac{90}{95}$	2	90	MREH-0,9
R320/6	2,80	$\frac{26,52}{28,4}$	$\frac{2820}{2640}$	$\frac{98,27}{96,0}$	$\frac{90}{100}$	$\frac{93}{96}$	105	$\frac{9,7}{5,5}$	50	3384	113,3	2,70	29,66	$\frac{0,88}{0,90}$	$\frac{93}{95}$	3	90	MREH-1,1

* Forma și dimensiunile principale ale pompelor se referă la fig. 1.14 - 1.15

INTRU CELE DOUĂ FRECVENȚE INDUSTRIALE SIMILARE
 CARACTERISTICE ALE MOTORILOR DE ACȚIONARE

m SF) 2m kSP)	Nr. de toare	D ₂ admis la 60 Hz	Tipul motorilor	Mărimile caracteristice ale motorilor										Obs	
				CO- neci- unco	U _N [V]	I _{1N} [A]	P _N [W]	cos φ _N	η	n _N [rot/min]	Freci. [Hz]	P _u utiliz. 50Hz 60Hz			P _{elN} [W]
2 2	1	72	MREH-0,25	Y Δ	220 380	0,8 0,47	250	0,7	0,68	2820	50	252	240	330	factorul de putere cos φ si randamen- tul η s-a determi- nat pen- tru con- xiunea Y d motoru- lui m 2 Mărimile geometrice se refera la fig. 1.15
2 2	1	72	MREH-0,25	Y Δ	220 380	0,8 0,47	250	0,7	0,68	2820	50	252	240	330	
3 6	1	76	MREH-0,37	Y Δ	220 380	0,95 0,55	370	0,73	0,7	2820	50	315	320	475	
3 6	1	76	MREH-0,37	Y Δ	220 380	0,95 0,55	370	0,73	0,7	2820	50	315	320	475	
6 10	1	90	MREH-0,37	Y Δ	220 380	1,56 0,9	370	0,7	0,68	2820	50	490	510	640	
20 05	1	105	MREH-0,75	Y Δ	220 380	2,1 1,24	750	0,75	0,68	2820	50	720	740	1040	
10 15	2	90	MREH-0,9	Y Δ	220 380	2,9 1,7	900	0,73	0,68	2820	50	950	980	1250	
33 15	3	90	MREH-1,1	Y Δ	220 380	3,2 1,85	1400	0,8	0,76	2820	50	1320	1360	1720	

A.16.

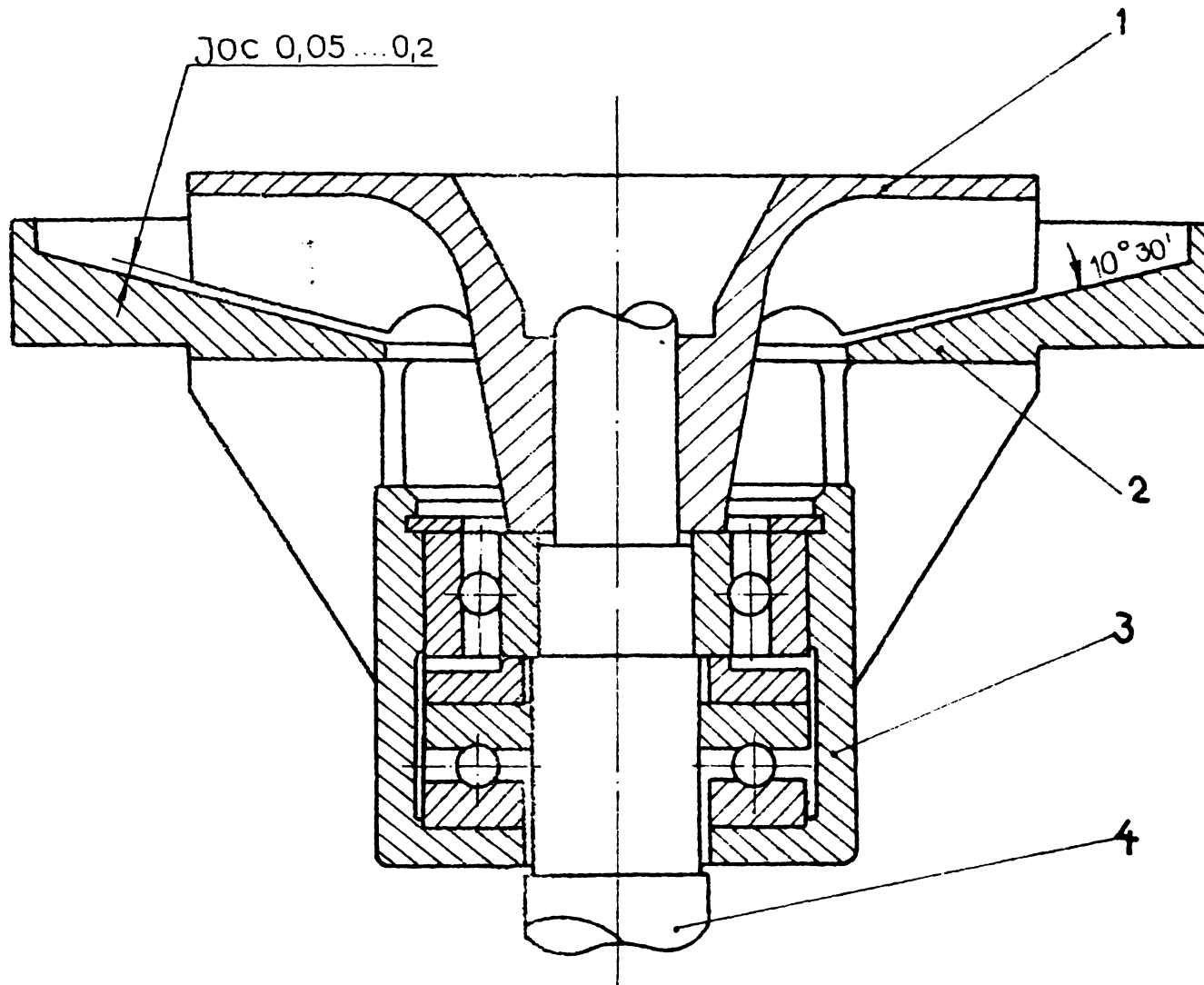


Fig. 1.14 Pompa centrifugă a REH

A.17.

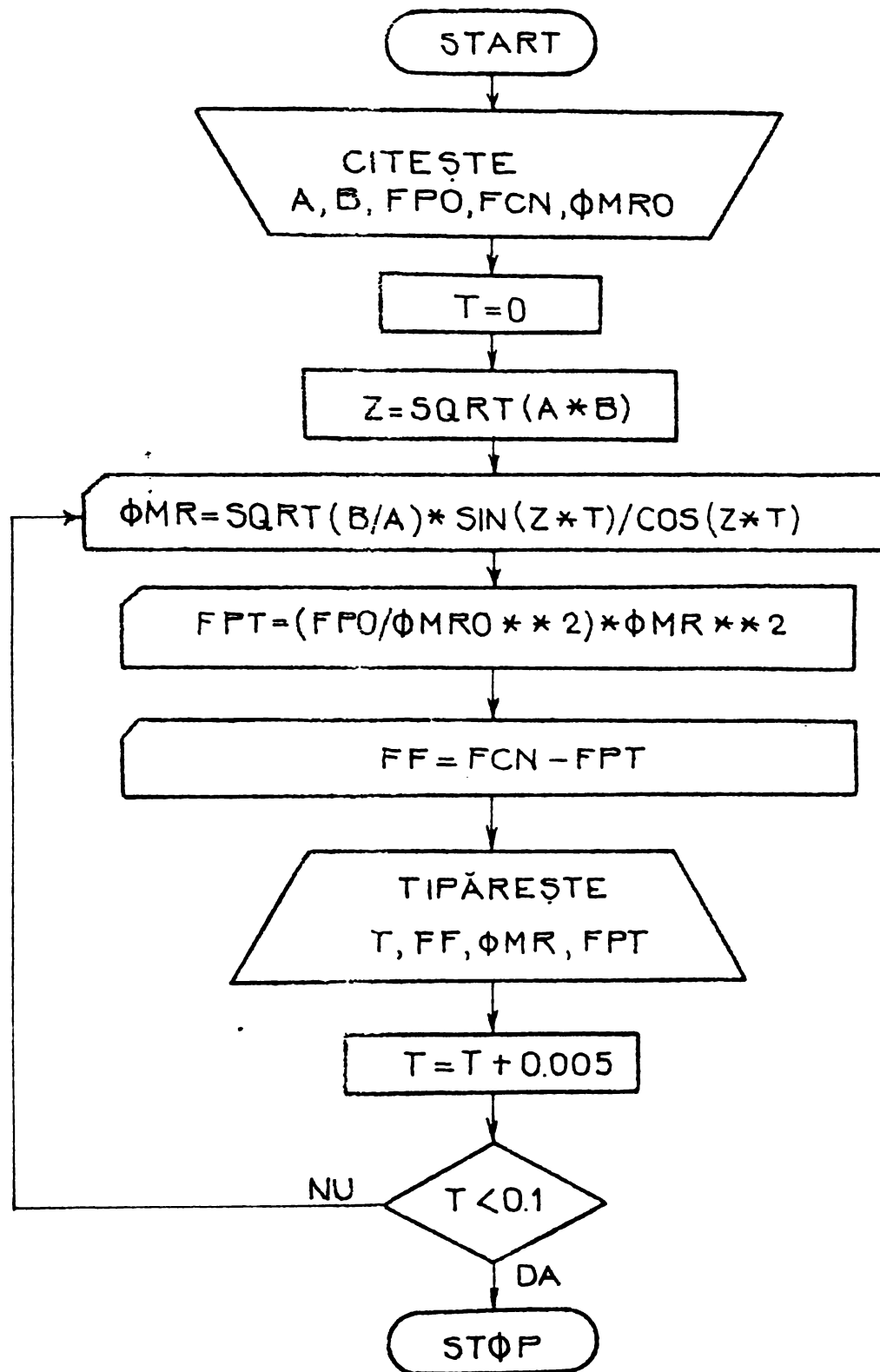


Fig.1.20.Organigrama pentru calculul mărimilor $\Omega_r(t)$, $F_p(t)$, și $F_f(t)$ la pornirea REH tip R 125 /6,c

Date de înțrarc pentru calculul caracteristicilor $\Omega_r(t)$, $F_p(t)$, $F_f(t)$ la pornire și la oprire a REH tip R 125/6, c.

Regimul dinamic	Simbol	Date de înțrarc	Valori
P O R N I R E	$b = -(M_o' - M_{ro}) / J_r$	B	- 3100 [s ⁻²]
	$a = 1 / J_r [\quad]$	A	- 0,028
	Ω_{ro}	Ø MEGA 0	296 [rad/s]
	F_{po}	FPO	2030 [N]
	F_{cN}	FCN	1250 [N]
	$\Omega_r(t)$	Ø MR = F (T, A, B)	
	$F_p(t)$	FPT = F (T, A, B)	
	$F_f(t)$	FF = FCN - FPT	
O P R I R E	$\Omega_r(t)$	Ø MEGA = F (T, A, C)	
	$A = k_M / J_r$	A	0,028
	$C = 1 / \Omega_{ro}$	C	0,0033 [s/rad]
	$B = M_{ro} / J_r$	B	128,755 [s ⁻²]
	$M = \sqrt{B/A}$	M	67,81145 [s ⁻¹]
	F_{cN}	FCN	1250 [N]
	F_c	FC	1500; 1400; 1300; 1250; [N]
	$F_{c \max}$	FC MAX	1500 [N]
	F_{po}	FPO	2030 [N]
	$F_p(t)$	FP = F(T, A, M, Ω_o)	
	$F_f(t)$	FF = FC - FP	

Valori numerice ale parametrilor REH
tip R 125/6, c.

Tip constructiv de REH	Parametrii	Valori
Pompă REH tip R 125/6, c	δ	0,003 [m]
	D_2	0,115 [m]
	δ_{A1}	$2,7 \cdot 10^3$ [da N/m ³]
	J_p	$1,62 \cdot 10^{-4}$ [Nms ²]
	$\Omega_{rN} \approx \Omega_{r0}$	296 [rad./s]
	M_{rpN}	2,3 [Nm]
	$kM = M_{rpN} / \Omega_{rN}^2$	$0,262 \cdot 10^{-4}$ [Nms ²]
	M_{r0}	0,12 [Nm]
MREH - 0,75	M'_K	4,82 [Nm]
	Ω'_k	190 [rad./s]
	M'_o	2,92 [Nm]
	P_N	750 [W]
	U_N	220/380 [V]
	n_N	2820 [r.p.m.]
	J_m	$7,7 \cdot 10^{-4}$ [Nms ²]
	$J_r = J_p + J_m$	$9,32 \cdot 10^{-4}$ [Nms ²]

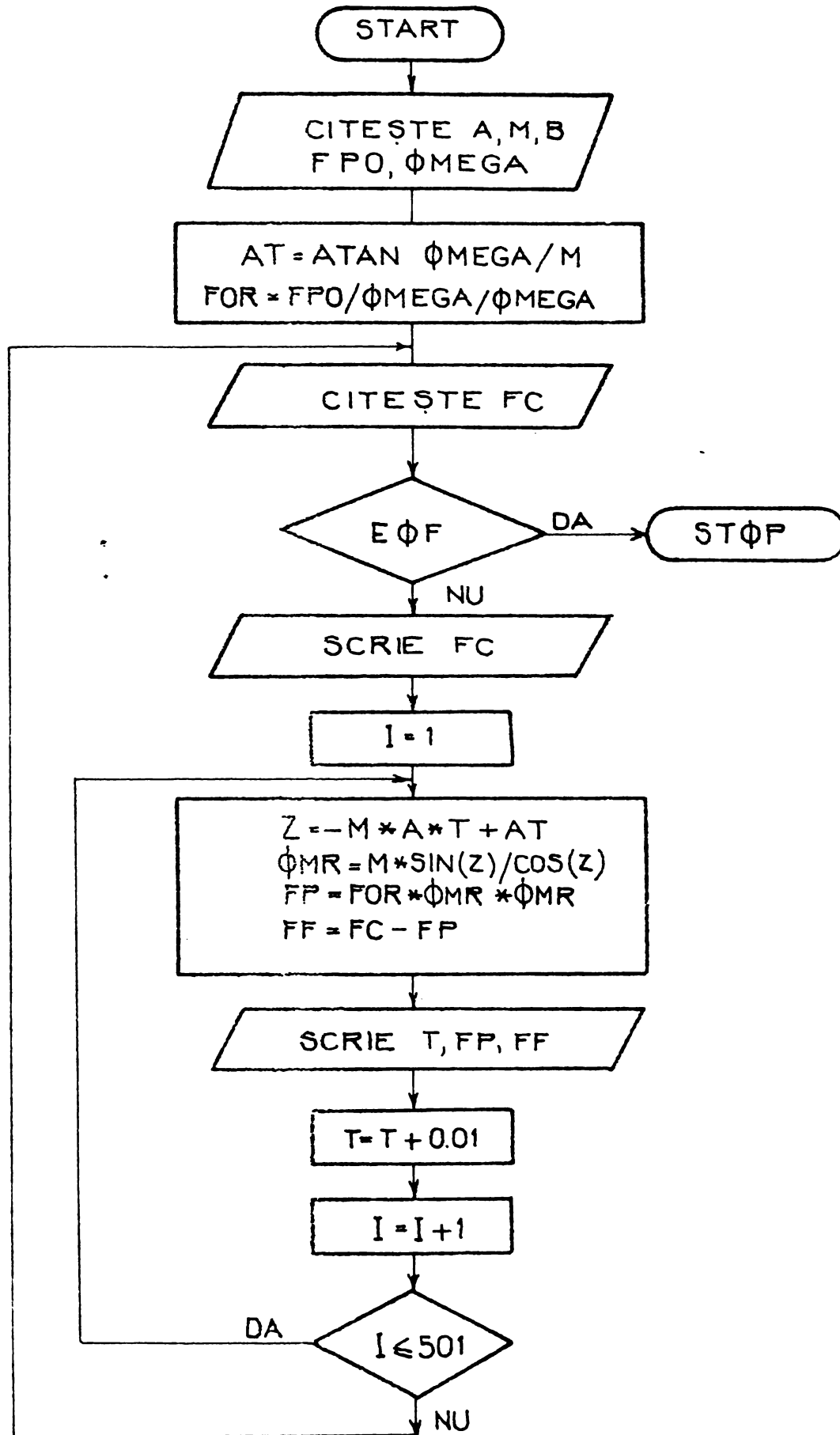


Fig.1.23. Organigramă pentru calculul forțelor $F_p(t)$ și $F_f(t)$ la oprirea REH tip R 125 / 6 c.

A.24.

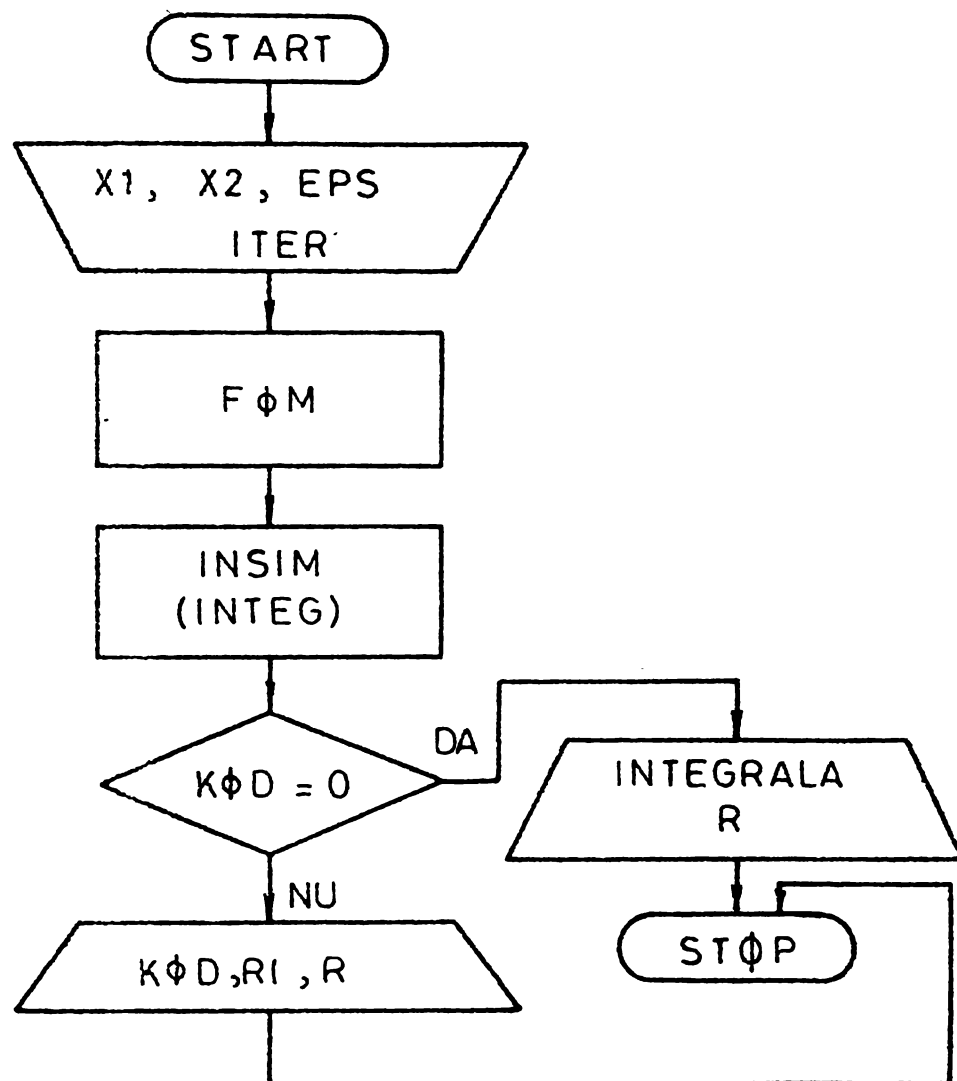


Fig.126 Schemă logică pentru calculul cursei de ridicare $h(t)$ la pornirea REH tip R 125/6,c.(Program INSIM;program INTEG.)

Date de înțrare pentru calculul cursei $h(t)$
la pornirea și oprirea REH tip R 125/6, c.

	Simbol	Date de înțrare	Valori
	$F_{pN} = F_{po}$	FPG	1030 [N]
	F_{co}	FCO	1125 [N]
	$F_{c \max}$	F	1500 [N]
	S_c	R ϕ C	6250 [N/m]
	D	DSIR (1)..(7)	
	m	M	6,9 [kg]
	σ	-	9000 [N m ³]
	h_t	-	0,06 [m]
	Ω_{ro}	OMEGA	300 [rad/s]
Pornirea REH (ridicare)	ΔF_{Gf}	DFG	149 [N]
	$C = -\frac{1}{D} (F_{pN} - F_{co} - \Delta F_{Gf}) \frac{S_{cm}}{2 D^2}$	C	-0,03562 [m ² /s ²]
	$\frac{2 D}{m}$	$\frac{2 D}{M}$	6161,2 [m ⁻¹]
	$\frac{S_c}{D}$		0,294 [m/s ²]
	v_0	V0	0 \div 0,06 [m/s]
Oprirea REH (coborîre)	$M = \sqrt{B/A}$	MM	67,2 [s ⁻¹]
	$A = k_m / J_r$	A	0,023
	$\arctg \frac{\Omega_{ro}}{M}$	AT	4,42403
	V0	V0	- 0,12 [m/s]

```

1  PUNTRAN 00.00
2  EXTERNAL FUN
3  EPSE=100
4  X1=0
5  X2=1
6  PRINT(50) .. 'REZULTATE UBTANUTE'
7  PRINT(60) .. 'PKIN INTEGRARE'
8  FORMAT(10) .. 'NUMERICA'
9  PRINT(100) .. '18(.....)'
10 PRINT(110) .. 'TIMP * N *'
11 DO 10 I=1,45
12 X1=X1+U6*(I/45)
13 X2=X2+U6*(I/45)
14 PRINT(100) .. 'R'
15 PRINT(110) .. 'F(.....)'
16 CONTINUE
17 GO TO 6
18 WRITE(100) .. 'KUD=K1,R
19 FORMAT(10) .. 'KOD=.....,I1, ..K1=0, P12,3, ..K= .., F12,3)
20 STOP
21 ENU

```

PUNTRAN 00.00 CUTOUT U>10/19 11.22.46

```

1  PUNTRAN 00.00
2  FUNCTION FUN(X)
3  Y=0.161+0.4*M
4  X=X+0.5562*EXP(Y)=U,2Y=H*U,U3562
5  X=X+U,2
6  FOM=1./SQRT(X)
7  RETURN
8  END

```

PUNTRAN 00.00 CUTOUT U>10/19 11.22.51

```

1  SUBROUTINE INTEB(FUN,X1,X2,EP5,ITER,M1,M,KUD)
2  KOU=U
3  REU
4  DO 10 I=1,ITER
5  X=X1+(X2-X1)*I/ITER
6  RE=0
7  RE=0
8  RE=0
9  RE=0
10 RE=0

```

PUNTRAN 00.00 CUTOUT U>10/19 11.22.51

Fig. 1.27 Program pentru calculul cursei de ridicare h(t), prin evaluarea integralei (1.106) cu metoda trapezelor (CALL INTEG) la pornirea REH (p R125/6c (CD.1401)

```

23  EPS=0.00001
24  ITERS=1000
25  X1=0.50
26  PRINT(60) 'REZULTATE OBTINUTE'
27  PRINT(60) 'PRIN INTEGRARE'
28  PRINT(101) 'NUMERICA'
29  PRINT(102) 'NUMERICA'
30  PRINT(110) 'TIMP * H *'
31  PRINT(102) '45'
32  DO=1.0
33  X=X1+DO
34  CALL IN(100)
35  IF(KO) THEN
36  WRITE(100) X,F8.3,'F7.5,'
37  PRINT(102)
38  GO TO 6
39  WRITE(100) X,KOD,R1,R
40  WRITE(100) X,KOD,R1,R,F12.3,F12.3)
41  STOP
42  END
43
44  FUNCTION FON(X)
45  Y=-61.6125H
46  X=-0.03569+FMPI(Y)-0.294*H+0.05502
47  X=X+X
48  X=X+X
49  FON=X/5
50  RETURN
51  END
52
53  PURTRAN 00.00 06/02/80 19.52:29 601403
54
55  FORTRAN 00.00 06/02/80 19.52:29 601403
56
57  FUNCTION FON(X)
58  Y=-61.6125H
59  X=-0.03569+FMPI(Y)-0.294*H+0.05502
60  X=X+X
61  X=X+X
62  FON=X/5
63  RETURN
64  END

```

Fig. 1.28 Program pentru calculul cursei de ridicare $h(t)$ prin evaluarea integralei (1.100) cu metoda Simpson (CALL INSIM) la pornirea REH tip R 125/6c (C.D. 14003).

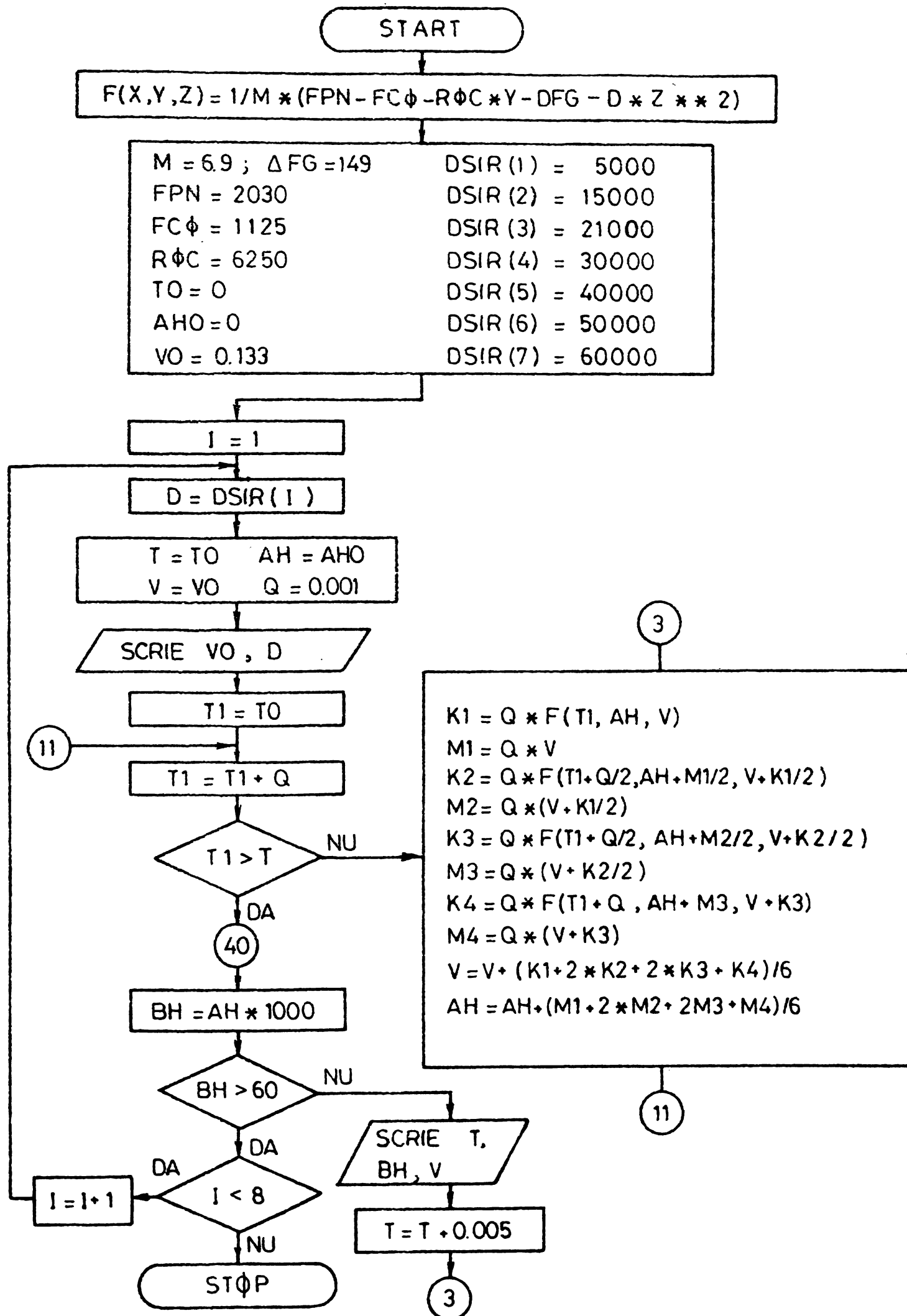


Fig.1.29. Schema logică de calcul al regimului tranzitoriu, prin algoritmul Runge - Kutta, la pornirea REH tip R125/6,c cu $VO = 0,133$ m/s și D - parametru

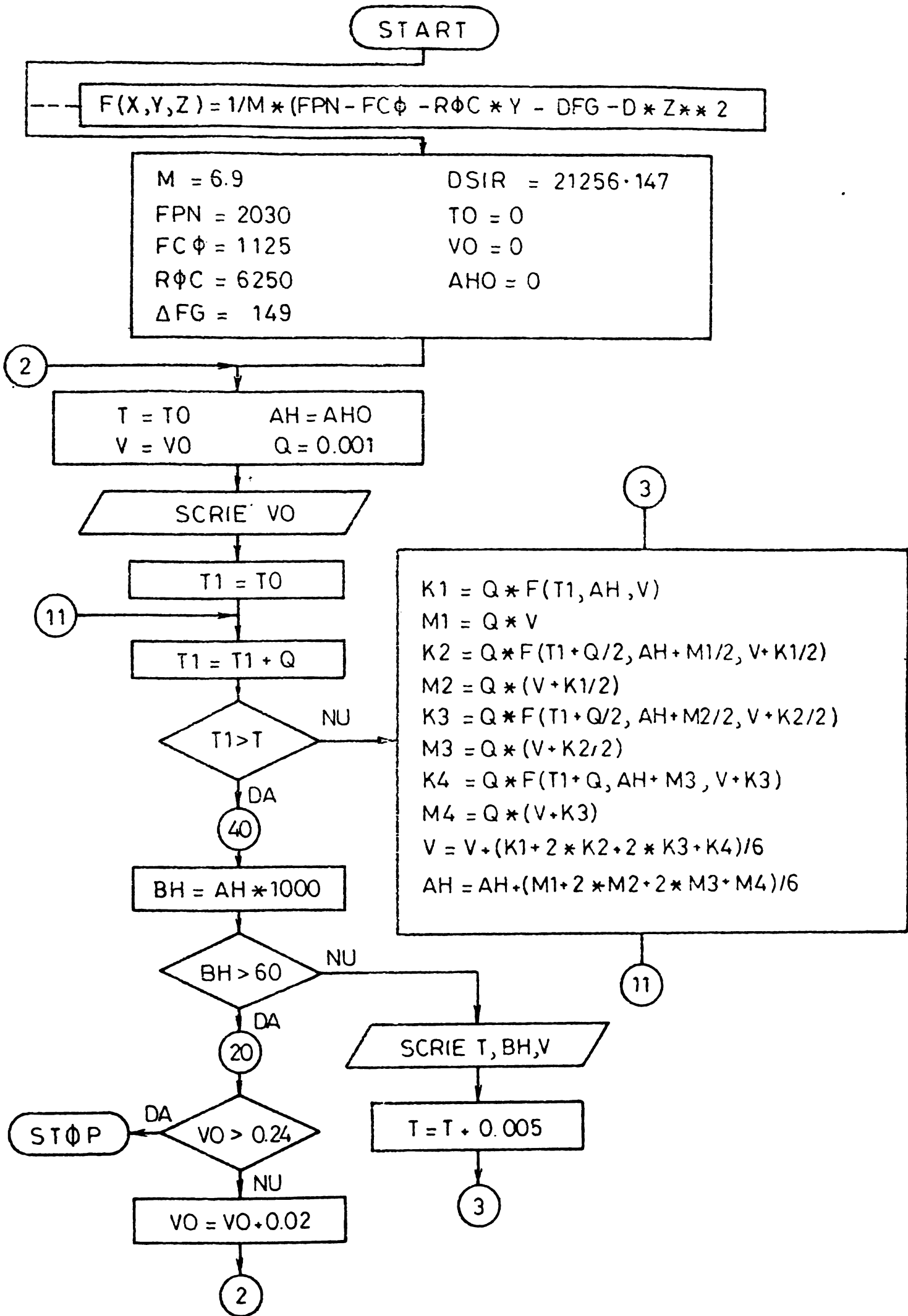


Fig.130. Schema logică de calcul al regimului tranzitoriu, prin algoritmul Runge - Kutta, la pornirea REH tip R 125/6,c cu D = 21.256,147 ; $F_0 = 383$ N și V_0 - parametru

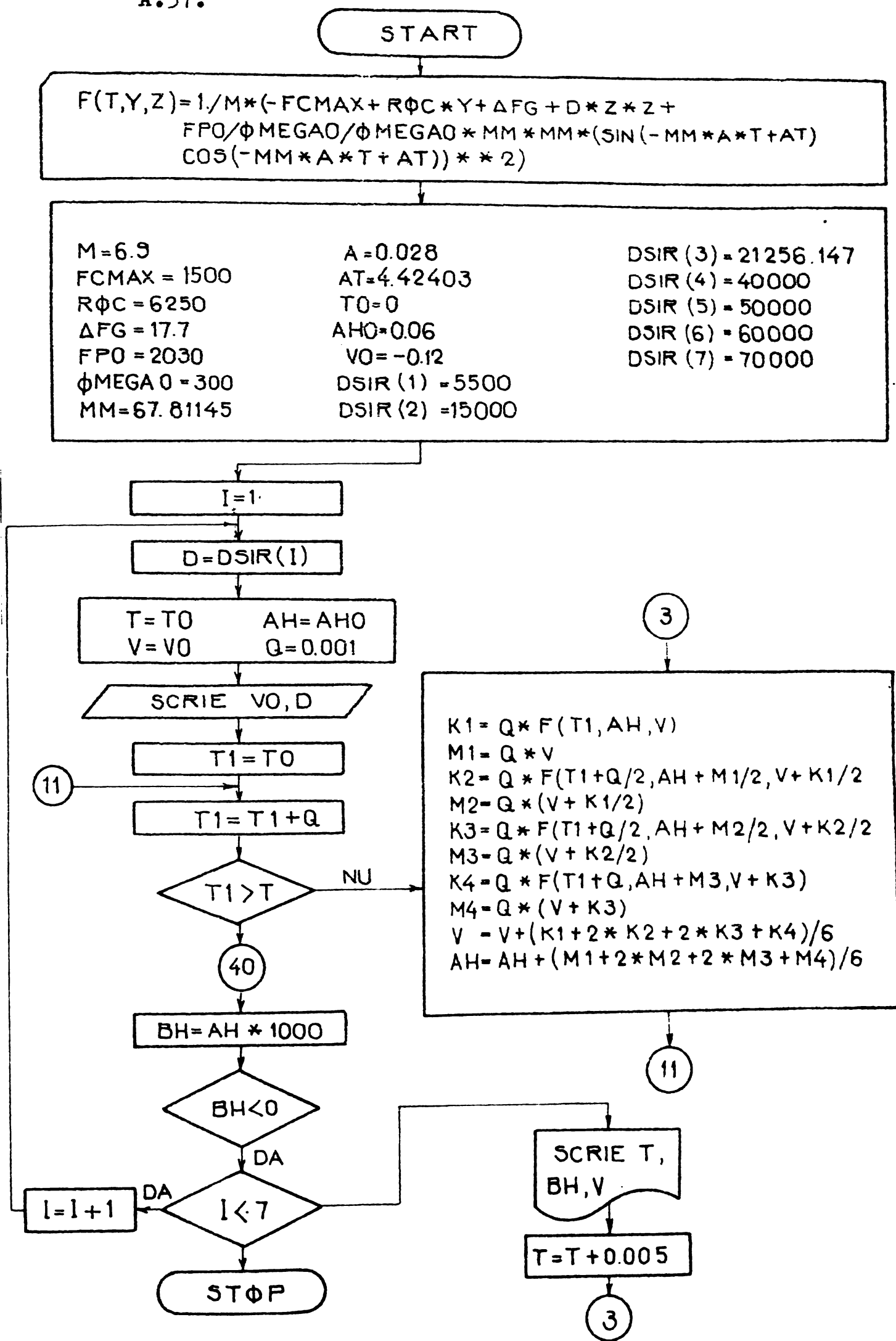


Fig. 1.34 Schema logică de calcul a regimului tranzitoriu, cu algoritmul Runge - Kutta, la oprirea REH tip R125/6,c cu $v_0 = -0,12$ m/s și D - parametru

```

C
PROGRAM PT COBORIRE
REAL K1,K2,K3,K4,M1,M2,M3,M4,M
DIMENSION DSIR(7)
F(T,Y,Z)=1./M*(-FCMAX+ROC*Y+UFG+D*Z*Z+FP0/OMEGA0/OMEGA0+MM*MM*(SIN
*(-MM*A*T+AT)/COS(-MM*A*T+AT))**2)
MM=6.9
FCMAX=1500.
ROC=6250.
UFG=17.7
FP0=2030
OMEGA0=300
MM=67.81145
A=0.028
AT=4.42403
T=0.
AH=0.
V=0.12
DSIR(1)=5500
DSIR(2)=15000
DSIR(3)=21256.147
DSIR(4)=40000
DSIR(5)=50000
DSIR(6)=60000
DSIR(7)=70000
DD=20.1=1.7
DO DSIR(I)
T=T0
V=V0
U=0.001
AH=AH0
7 FORMAT(/'T10, ' VITEZA INITIALA=' ,F6.4, ' M/S U=' ,F9.2//
*'T10,50('*)')
T1=T0
11 T1=T1+U
IF(T1.GT.T)GOTO 40
3 K1=U*F(T1,AH,V)
M1=U*V
K2=U*F(T1+U/2,AH+M1/2,V+K1/2)
M2=U*(V+K1/2)
K3=U*F(T1+U/2,AH+M2/2,V+K2/2)
M3=U*(V+K2/2)
K4=U*F(T1+U,AH+M3,V+K3)
M4=U*(V+K3)
V=V+(K1+2*K2+2*K3+K4)/6
AH=AH+(M1+2*M2+2*M3+M4)/6
GOTO 11
MAXI 26/08/80 15.31.57

FORTRAN 16.06
40 MM=AH*1000.
IF(RH.LT.0)GOTO 20
WRITE(108,16)T,RH,V
16 FORMAT(T10, 'TIMPUL=' ,F8.4, ' SECUNDE INALTIMEA=' ,F8.4,
*'MILIMETRI VITEZA=' ,F9.4, ' M/S')
T=T+U*0.05
GOTO 3
20 CONTINUE
STOP
END

```

Fig. 1.35 Program scris de calculator în Fortran IV pentru calculul cursei de coborîre $h_c(t)$ și vitezei $v(t)$, cu algoritm Runge-Kutta, la aprirea REH tip R 125/6,C cu $v_0 = 0,12$ m/s și D-parametru.

A.40
DATELE TEHNICE UTILIZATE PENTRU CALCULUL CARACTERIS-
TICILOR FRÎNELOR MECANICE CU SABOȚI ACȚIONATE PRIN REH.
 A.40 Tabela 2.

Poz. mcnt.	Tipul		F _{PN} [daN]	Valorile numerice ale parametrilor frînclor mecanice cu doi saboți								Notă:
	frinei	REH										
A	FS 630	125 6	203	L ₃ [m]	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	1) v. fig. 2.5 2) δ ² = 7,4% 3) μ = 0,3 4) η _α = 0,84 5) i _T = $\frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5+L_4}{L_6}$
				L ₆ [m]	0,065	0,07	0,075	0,08	0,09	0,10	0,11	
				L ₁ /L ₂	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33	
				L ₅ + L ₄ [m]	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	
				i _T	14,33	13,31	12,43	11,65	10,35	9,32	8,47	
				(M _f) _{sm} [daNm]	284	263	246	230	205	185	167	
B	FS 630	125 6	203	L ₃ [m]	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	0,11	1) v. fig. 2.6 2) δ ² = 7,4% 3) μ = 0,3 4) η _α = 0,84 5) i _T = $\frac{L_1}{L_2} \cdot \frac{L_5+L_4}{L_3-L_6}$	
				L ₆ [m]	0,11	0,1	0,09	0,08	0,075	0,07		0,065
				L ₁ /L ₂	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33	2,33		2,33
				L ₅ +L ₄ [m]	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4		0,4
				i _T			46,6	31,0	26,6	23,3		20,7
				(M _f) _{sm} [daNm]			923	614	526	460		408
C	FS 630	125 6	203	L ₁ = 0,79 [m]	L ₂ = 0,34 [m]			$\frac{L_1}{L_2} = 2,33$			1) v. fig. 2.7 2) δ ² = 7,4% 3) μ = 0,3 4) η _α = 0,84 A. $\frac{L_1 \sin \beta}{L_2 \sin \delta} \cos \psi + \frac{\sin \alpha}{\sin \delta} \cos \theta$	
				α = 110°	β = 55°			δ = 15°				
				θ _{max} = 37°20'	θ _{min} = 10°20'			θ _{med} = 24°				
				ψ = 10°20'								
				A = 15								
				(M _f) _{sm} [daNm]	149			149				
D	FS 630	125 6	203	L ₃ [m]	0,11	0,11	0,11		L ₇ = 0,21 [m]	1) v. fig. 2.8 2) δ = 7,4% 3) μ = 0,3 4) η _α = 0,84 5) i _T = $\frac{L_5}{L_6} \cdot \frac{L_1}{L_2}$		
				L ₆ [m]	0,037	0,055	0,073		L ₅ = 0,42 [m]			
				L ₁ /L ₂	2,33	2,33	2,33		L ₄ = 0,05 [m]			
				L ₅ /L ₆	11,35	7,63	5,75		F _{CN} $\frac{L_7}{L_5} = 125$ [daN]			
				i _T	26,44	17,77	13,29		F _{CN} = 250 [daN]			
				(M _f) _{sm} [daNm]	524	353	2,65					
E	FS 630	125 6	203	L ₃ [m]	0,11	0,11	0,11		L ₇ = 0,21 [m]	1) v. fig. 2.9 2) δ ² = 7,4% 3) μ = 0,38 4) η _α = 0,84 5) i _T = $\frac{L_5}{L_6} \cdot \frac{L_1}{L_2}$		
				L ₆ [m]	0,037	0,055	0,075		L ₅ = 0,42 [m]			
				L ₁ /L ₂	2,33	2,33	2,33		F _{CN} $\frac{L_7}{L_5} = 125$ [daN]			
				L ₅ /L ₆	11,35	7,63	5,75		F _a $\frac{L_6}{L_5} = 10$ [daN]			
				i _T	26,44	17,77	13,39		F _{CN} = 250 [daN]			
				(M _f) _{sm} [daNm]	716	481	363					

A.41.

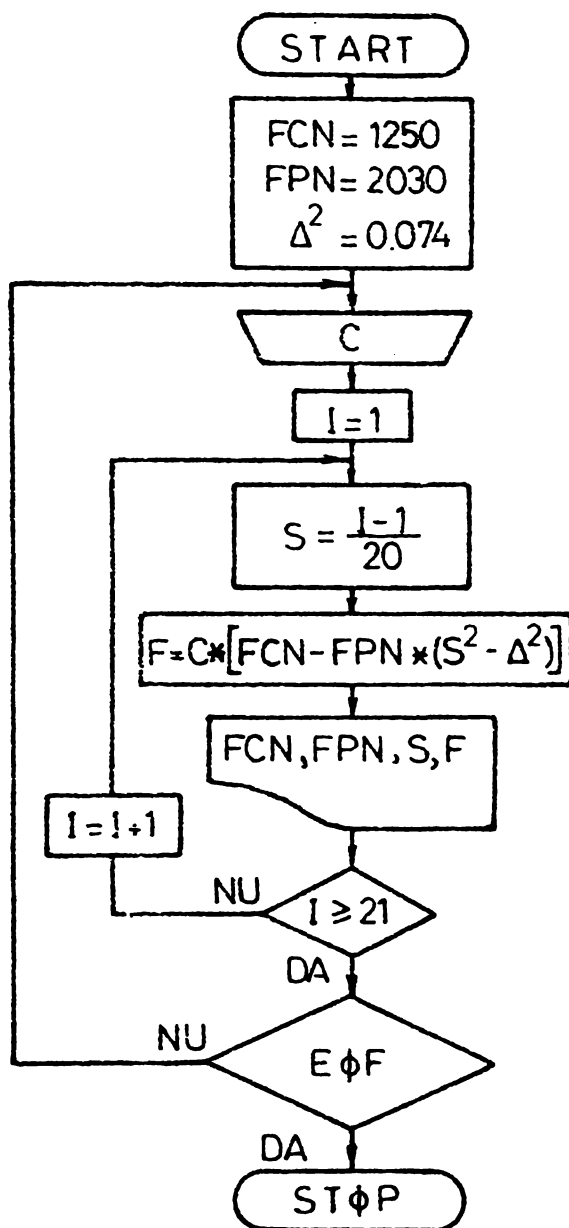


Fig. 2.12 Organigramă pentru calculul cuplului de frinare $M_f \cdot f(s)$ la poziția de montaj A, B, C și D

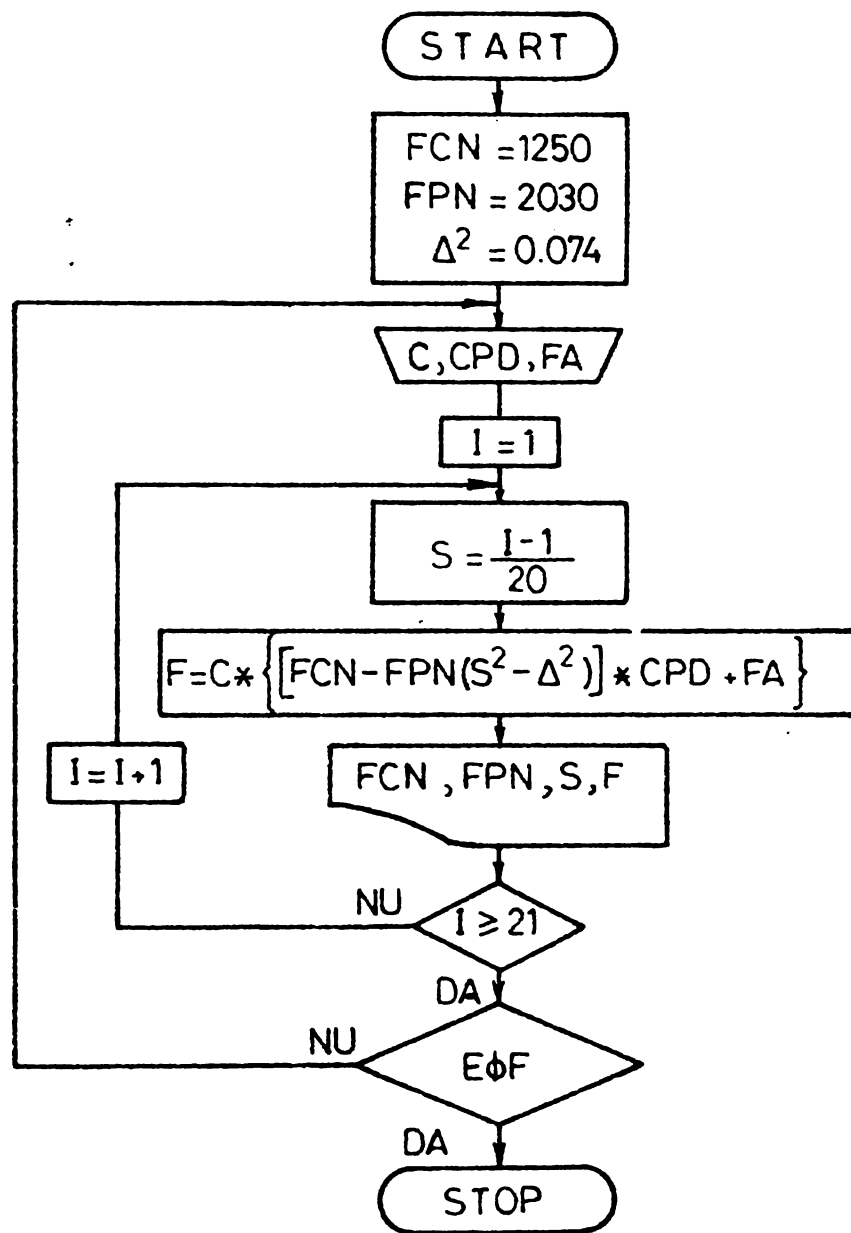


Fig.2.13. Organigramă pentru calculul cuplului de frinare $M_f = f(s)$ la poziția de montaj E.

Date de intrare pentru calculul cupulului de frinare $M_f = f(s)$, la FM cu doi saboți cu $D_f = 0,63$ m și REN tip R 125/6,c , poziții de montaj A, B, C, D și F.

Simbol	Date de intrare	Valori
Poz. montaj A	F_{cN}	1250 [N]
	F_{pN}	2030 [N]
	$\mu \cdot D_f \cdot i_T \cdot \eta_a$	COEFICIENT 2,27; 2,11; 1,96 ; 1,34; 1,64; 1,47 ; 1,34 ;
Poz. montaj B	F_{cN}	1250 [N]
	F_{pN}	2030 [N]
	$\mu \cdot D_f \cdot i_T \cdot \eta_a$	COEFICIENT 7,39; 4,91; 4,21; 3,69 ; 3,25 ;
Poz. montaj C	F_{cN}	1250 [N]
	F_{pN}	2030 [N]
	$\mu \frac{D_f}{2} \cdot \eta_a$	COEFICIENT 1,19
Poz. montaj D	F_{cN}	1250 [N]
	F_{pN}	2030 [N]
	$\mu \cdot D_f \cdot i_T \cdot \eta_a$	COEFICIENT 4,19; 2,83; 2,12
Poz. montaj E	$F_{ck} \frac{L7}{L5}$	1250 [N]
	F_{pN}	2030 [N]
	$\mu \cdot D_f \cdot \eta_a \cdot L_1 / L_2$	COEFICIENT 0,46
	L 5/ L 6	C/ D 11,35 ; 76,3; 5,75
	F_a	FA 1135 ; 763 ; 575 [N]

SINTEZA STUDIULUI COMPARATIV ASUPRA FRINELOR MECANICE CU SABOTI ACIONATE PRIN REH

Tabela 2.3

Poz. (montaj)	Tipul frinei		FcN [daN]	Parametrii semnificativi ai frinei mec. cu saboti			Valoarea maximă a cuplului dezvoltat de frină (MF) sm [daNm]	Parametrii mecanismului de ridicare				Coeficient de siguranță β_s	Masa de ridicat		Incalzirea conf. fig. 2.15	
	REH	Frinei		D_c [m]	l_T	η_d		μ	D_T	Z	lp		$\eta_{1,n}$	$\beta_s \cdot 2$ [t]		$\beta_s \cdot 3$ [t]
A	FS 630	$\frac{125}{6}$	125	0,63	14,33	0,84	0,3	[28,4]	0,63	4	2	32	2 ÷ 3	[28,8]	[19,3]	A.1
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	26,7	17,8	A.2
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	24,9	16,64	A.3
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	23,3	15,5	A.4
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	23,7	15,6	A.5
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	20,8	13,9	A.6
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	19,0	12,65	A.7
B	FS 630	$\frac{125}{6}$	125	0,63	46,6	0,84	0,3	(92,3)	0,63	4	2	32	2 ÷ 3	(93,6)	(62,45)	B.1
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	[61,4]	[41,54]	B.2
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	53,38	35,6	B.3
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	46,63	31,12	B.4
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	41,41	27,6	B.5
C	FS 630	$\frac{125}{6}$	125	0,63	15	0,84	0,3	[14,3]	0,63	4	2	32	2 ÷ 3	[15,12]	[10,08]	C.1
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	53,18	35,45	D.1
D	FS 630	$\frac{125}{6}$	125	0,63	26,44	0,84	0,3	[52,4]	0,63	4	2	32	2 ÷ 3	35,82	23,88	D.2
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	26,89	17,93	D.3
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	[72,67]	[48,44]	E.1
E	FS 630	$\frac{125}{6}$	125	0,63	17,17	0,84	0,38	48,1	0,63	4	2	32	2 ÷ 3	42,82	32,54	E.2
									0,63	4	2	32	2 ÷ 3	36,84	24,56	E.3

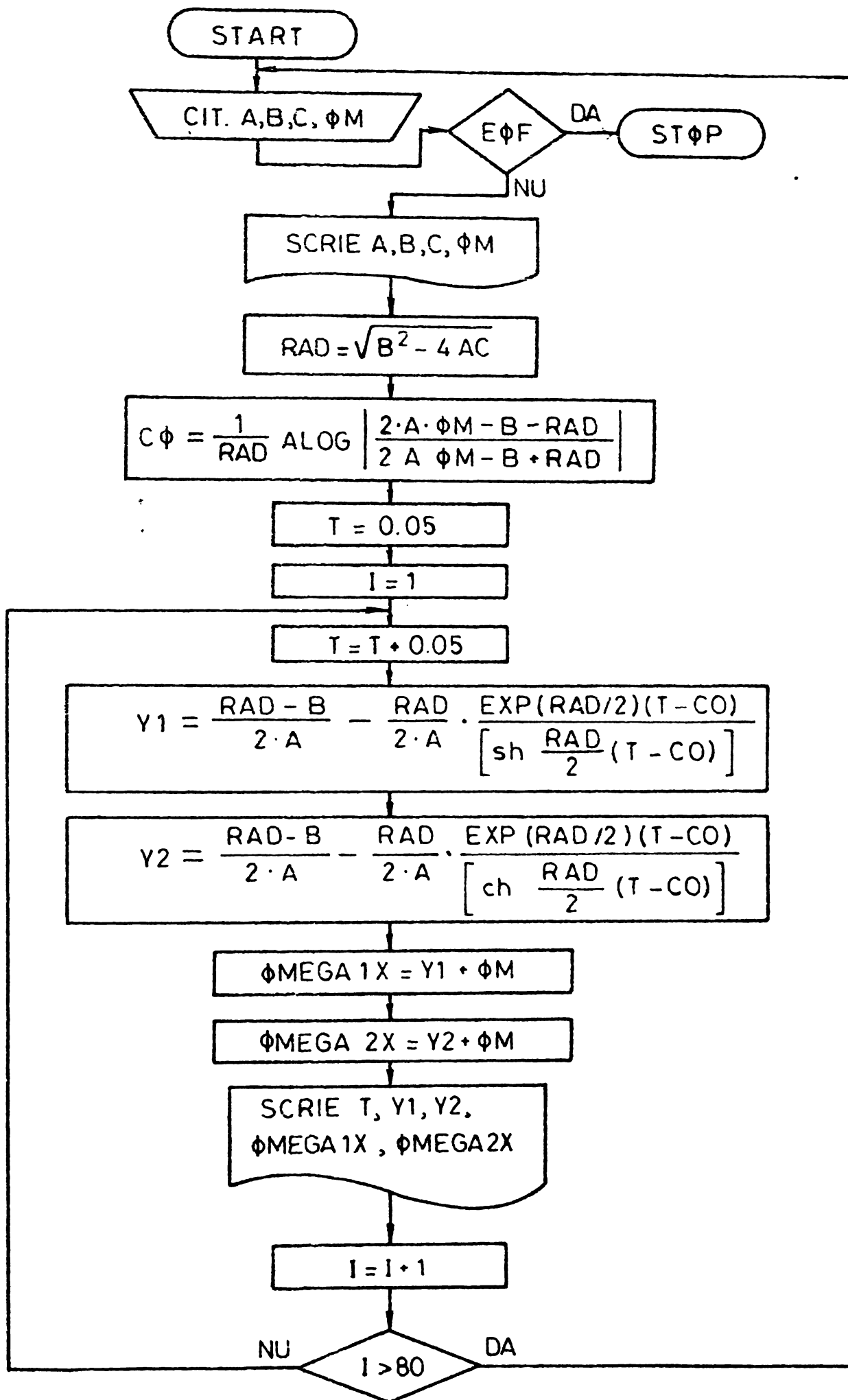


Fig. 3.2 Organigramă pentru calculul vitezei unghiulare reglabile $\Omega_{1x}(t)$ în perioada pornirii motorului, de la MR a podului rulant T. 143, în sensul ridicării și respectiv coborârii sarcinii.

Date de intrare pentru calculul vitezei unghiulare reglabile $\Omega_{1x}(t)$ în perioada pornirii motorului, de la MR a podului rulant T.143, în sensul ridicării și respectiv coborîrii sarcinii.

Simbol	Date de intrare	Valori
M_N	-	180 [Nm]
M_r	-	158 ; 75 [Nm]
J	-	2,003 [Nm s ²]
Ω_1	Ø MEGA 1	62,8 [rad/s]
k_x	-	1,3 ; 0,3
A_f	-	0,75 [m]
F_{pN}	-	973 [N]
δ^2	-	0,097
F_{cN}	-	500 [N]
RIDICARE		
a	A	0,0924
b	B	- 1,8602 [s ⁻¹]
c	C	- 299,62 [s ⁻²]
COBORIRE		
a	A	0,0924
b	B	- 0,4293 [s ⁻¹]
c	C	- 135,1153 [s ⁻²]

A.48.

Date tehnice ale mecanismului de ridicare
de la podul rulant de turnare simbol T.143.

Elem. componente	<p>Datele tehnice a elementelor componente de la mecanismul de ridicare</p> <p>Sarcina nominală : $Q_N = 80 \text{ kN}$ Viteza nominală de ridicare : $V_N = 6,3 \text{ m/min}$ Microviteza : $V_{rN} = 1,4 \text{ m/min}$ M. R. Diametrul tamburului : $D_T = 400 \text{ mm.}$ Reductor RM 590 ; raport transmisie : $V_{12} = 57,5$ Numărul ramurilor de funie : 4 Cuplul rezistent la sarcină nominală : $M_r = 158 \text{ Nm}$ Moment de inerție echivalent : $J = 2,003 \text{ N m s}^2$</p>
Motor	<p>Motor asincron cu inele tip M 2- 62- 10 $P_N = 11 \text{ kW}$; $\Omega_N = 60,7 \text{ rad./s}$; $M_N = 180 \text{ N m}$; $\lambda = 2,73$; $U_{1N} = 380 \text{ V}$; $U_{2N} = 200 \text{ V}$; $I_{1N} = 29 \text{ A}$; $I_{2N} = 34,1 \text{ A}$</p>
FM REH	<p>REH tip R 50/5, a, b, c ; V_r ; V_c $F_{pN} = 973 \text{ N}$; $F_{cN} = 500 \text{ N}$; $\delta^2 = 0,092$ $J_r = 0,51 \cdot 10^{-4} \text{ N m s}^2$ FM poziție de montaj A ; $D_f = 0,32 \text{ m}$ $i_T = 7,83$; $\eta_a = 0,84$; $\mu = 0,3$ $A_f = \mu D_f i_T \cdot \eta_a = 0,75$</p>

0924 8= -1.061.2 U= -299.021 UMEGA1= 02.200

TIMP	Y1	Y2	JHIX	UM2X
0000	-02.79797*	-35.0300*	0.00003*	20.97390*
0100	-01.09998*	-30.92224*	1.70003*	25.87772*
0200	-00.82351*	-37.92744*	3.19049*	24.87250*
0300	-00.29044*	-30.04761*	4.50076*	23.95279*
0400	-00.71449*	-39.08761*	5.65552*	23.11240*
0500	-00.12400*	-40.45421*	6.67531*	22.34579*
0600	-00.52251*	-41.15244*	7.57770*	21.64757*
0700	-00.42253*	-41.78767*	8.37747*	21.01233*
0800	-00.72206*	-42.06487*	9.07336*	20.43513*
0900	-00.32310*	-42.08399*	9.71034*	19.91132*
1000	-00.05223*	-43.05375*	10.27077*	19.43025*
1100	-00.02211*	-43.74411*	10.77991*	19.00589*
1200	-00.12742*	-44.12275*	11.22501*	18.61027*
1300	-00.17453*	-44.03301*	11.62304*	18.26381*
1400	-00.11958*	-44.00545*	11.97902*	17.94518*
1500	-00.05202*	-45.01027*	12.29648*	17.65727*
1600	-00.02208*	-45.04249*	12.58032*	17.39731*
1700	-00.09345*	-45.03731*	12.83343*	17.16269*
1800	-00.05498*	-45.02991*	13.06055*	16.95099*
1900	-00.02309*	-45.02492*	13.26573*	16.76010*
2000	-00.03209*	-46.02124*	13.44753*	16.58800*
2100	-00.01201*	-46.03871*	13.61063*	16.43291*
2200	-00.02277*	-46.05075*	13.75899*	16.29315*
2300	-00.07441*	-46.06075*	13.89550*	16.16727*
2400	-00.06059*	-46.06810*	14.01174*	16.05392*
2500	-00.07289*	-46.07283*	14.11111*	15.95184*
2600	-00.08599*	-46.07421*	14.19111*	15.85997*
2700	-00.09989*	-46.07275*	14.25373*	15.77730*
2800	-00.11449*	-46.06950*	14.30036*	15.70291*
2900	-00.12969*	-46.06450*	14.33276*	15.63596*
3000	-00.14549*	-46.05785*	14.35121*	15.57570*
3100	-00.16179*	-46.04950*	14.35555*	15.52150*
3200	-00.17859*	-46.03950*	14.34501*	15.47290*
3300	-00.19589*	-46.02785*	14.32035*	15.42897*
3400	-00.21369*	-46.01460*	14.28225*	15.38959*
3500	-00.23199*	-46.00000*	14.23125*	15.35417*
3600	-00.25079*	-46.08425*	14.16827*	15.32233*
3700	-00.26999*	-46.07750*	14.09321*	15.29364*
3800	-00.28969*	-46.06975*	14.00711*	15.26790*
3900	-00.30989*	-46.06050*	13.91111*	15.24480*
4000	-00.33059*	-46.04975*	13.80555*	15.22391*
4100	-00.35179*	-46.03750*	13.69111*	15.20514*
4200	-00.37349*	-46.02375*	13.56778*	15.18837*
4300	-00.39569*	-46.00850*	13.43556*	15.17322*
4400	-00.41839*	-46.09125*	13.29444*	15.15959*
4500	-00.44159*	-46.08250*	13.14444*	15.14730*
4600	-00.46529*	-46.07225*	12.98556*	15.13641*
4700	-00.48949*	-46.06050*	12.81778*	15.12650*
4800	-00.51419*	-46.04725*	12.64111*	15.11766*
4900	-00.53939*	-46.03250*	12.45556*	15.10973*
5000	-00.56509*	-46.01625*	12.26111*	15.10255*
5100	-00.59129*	-46.09850*	12.05778*	15.09608*
5200	-00.61799*	-46.08925*	11.84556*	15.09033*
5300	-00.64519*	-46.07850*	11.62444*	15.08510*
5400	-00.67279*	-46.06625*	11.39444*	15.08038*
5500	-00.70079*	-46.05250*	11.15556*	15.07622*
5600	-00.72919*	-46.03725*	10.90778*	15.07246*
5700	-00.75799*	-46.02050*	10.65111*	15.06909*
5800	-00.78719*	-46.00225*	10.38556*	15.06599*
5900	-00.81679*	-46.08250*	10.11111*	15.06328*
6000	-00.84679*	-46.07125*	9.82778*	15.06084*
6100	-00.87719*	-46.05850*	9.53556*	15.05861*
6200	-00.90799*	-46.04425*	9.23444*	15.05664*
6300	-00.93919*	-46.02850*	8.92444*	15.05481*
6400	-00.97079*	-46.01125*	8.60556*	15.05321*
6500	-01.00279*	-46.09250*	8.27778*	15.05177*
6600	-01.03519*	-46.08225*	7.94111*	15.05049*
6700	-01.06799*	-46.07050*	7.59556*	15.04937*
6800	-01.10119*	-46.05725*	7.24111*	15.04830*
6900	-01.13479*	-46.04250*	6.87778*	15.04728*
7000	-01.16879*	-46.02625*	6.50556*	15.04631*
7100	-01.20319*	-46.00850*	6.12444*	15.04539*
7200	-01.23799*	-46.08925*	5.73444*	15.04452*
7300	-01.27319*	-46.07850*	5.33556*	15.04370*
7400	-01.30879*	-46.06625*	4.92778*	15.04293*
7500	-01.34479*	-46.05250*	4.51111*	15.04221*
7600	-01.38119*	-46.03725*	4.08556*	15.04154*
7700	-01.41799*	-46.02050*	3.65111*	15.04092*
7800	-01.45519*	-46.00225*	3.20778*	15.04035*
7900	-01.49279*	-46.08250*	2.75556*	15.03983*
8000	-01.53079*	-46.07125*	2.29444*	15.03936*
8100	-01.56919*	-46.05850*	1.82444*	15.03894*
8200	-01.60799*	-46.04425*	1.34556*	15.03857*
8300	-01.64719*	-46.02850*	0.85778*	15.03825*
8400	-01.68679*	-46.01125*	0.36111*	15.03798*
8500	-01.72679*	-46.09250*	-0.14444*	15.03776*
8600	-01.76719*	-46.08225*	-0.65111*	15.03759*
8700	-01.80799*	-46.07050*	-1.15556*	15.03747*
8800	-01.84919*	-46.05725*	-1.65667*	15.03740*
8900	-01.89079*	-46.04250*	-2.15444*	15.03738*
9000	-01.93279*	-46.02625*	-2.64778*	15.03741*
9100	-01.97519*	-46.00850*	-3.13667*	15.03749*
9200	-02.01799*	-46.08925*	-3.62111*	15.03762*
9300	-02.06119*	-46.07850*	-4.10111*	15.03780*
9400	-02.10479*	-46.06625*	-4.57667*	15.03803*
9500	-02.14879*	-46.05250*	-5.04778*	15.03831*
9600	-02.19319*	-46.03725*	-5.51444*	15.03864*
9700	-02.23799*	-46.02050*	-5.97667*	15.03902*
9800	-02.28319*	-46.00225*	-6.43444*	15.03945*
9900	-02.32879*	-46.08250*	-6.88778*	15.03993*

Rezultate tipărite de calculator la imprimantă pentru viteza unghiulară reglabilă $\Omega_{1x}(t)$ în perioada pornirii motorului, de la MR a podului rulant T143 în sensul ridicării sarcinii.

0924 B= -0.4743 C= -195.1153 OMEGA1= 62.8010

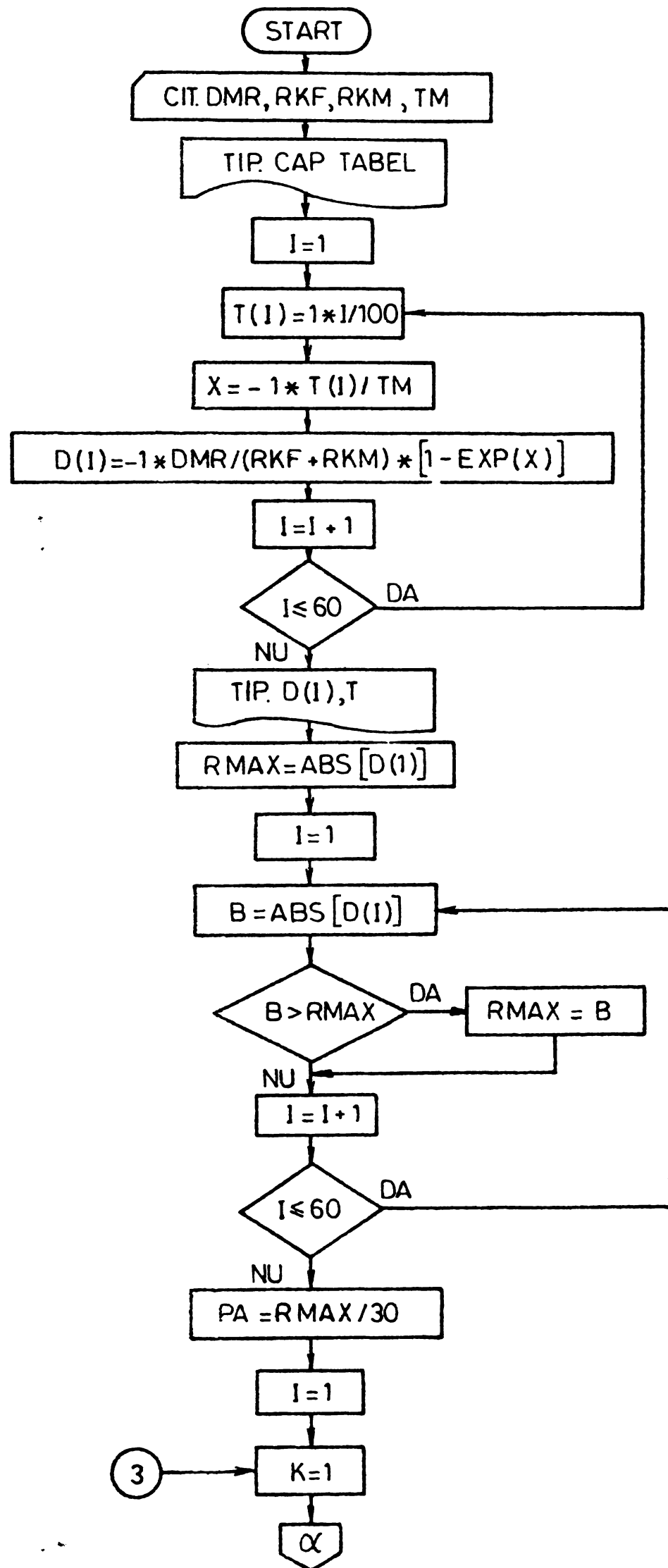
TIMP	Y1	Y2	IMAX	OM2X
0000	-02.80000	-20.02000	-0.00000	34.27673
0100	-02.83554	-20.04760	1.94444	33.32733
0200	-02.87108	-20.07520	3.67445	32.43217
0300	-02.90662	-20.10280	5.21809	31.58943
0400	-02.94216	-20.13040	6.60114	30.79735
0500	-02.97770	-20.15800	7.84169	30.05385
0600	-03.01324	-20.18560	8.95771	29.35710
0700	-03.04878	-20.21320	9.96327	28.70485
0800	-03.08432	-20.24080	10.87193	28.09509
0900	-03.11986	-20.26840	11.69366	27.52565
1000	-03.15540	-20.29600	12.43817	26.99443
1100	-03.19094	-20.32360	13.11340	26.49931
1200	-03.22648	-20.35120	13.72607	26.03830
1300	-03.26202	-20.37880	14.28471	25.60934
1400	-03.29756	-20.40640	14.79251	25.21174
1500	-03.33310	-20.43400	15.25523	24.84530
1600	-03.36864	-20.46160	15.67723	24.49061
1700	-03.40418	-20.48920	16.06234	24.17767
1800	-03.43972	-20.51680	16.41449	23.88200
1900	-03.47526	-20.54440	16.73553	23.60730
2000	-03.51080	-20.57200	17.02951	23.35420
2100	-03.54634	-20.59960	17.29944	23.11430
2200	-03.58188	-20.62720	17.54807	22.88724
2300	-03.61742	-20.65480	17.77227	22.67100
2400	-03.65296	-20.68240	17.97713	22.46520
2500	-03.68850	-20.71000	18.16671	22.26920
2600	-03.72404	-20.73760	18.34314	22.08340
2700	-03.75958	-20.76520	18.50847	21.90720
2800	-03.79512	-20.79280	18.66473	21.74000
2900	-03.83066	-20.82040	18.81297	21.58140
3000	-03.86620	-20.84800	18.95423	21.43100
3100	-03.90174	-20.87560	19.08953	21.28840
3200	-03.93728	-20.90320	19.21989	21.15320
3300	-03.97282	-20.93080	19.34633	21.02500
3400	-04.00836	-20.95840	19.46987	20.90340
3500	-04.04390	-20.98600	19.59053	20.78800
3600	-04.07944	-21.01360	19.70833	20.67840
3700	-04.11498	-21.04120	19.82329	20.57420
3800	-04.15052	-21.06880	19.93643	20.47600
3900	-04.18606	-21.09640	20.04777	20.38340
4000	-04.22160	-21.12400	20.15733	20.29600
4100	-04.25714	-21.15160	20.26513	20.21420
4200	-04.29268	-21.17920	20.37117	20.13760
4300	-04.32822	-21.20680	20.47547	20.06680
4400	-04.36376	-21.23440	20.57803	20.00140
4500	-04.39930	-21.26200	20.67885	19.94100
4600	-04.43484	-21.28960	20.77795	19.88520
4700	-04.47038	-21.31720	20.87533	19.83360
4800	-04.50592	-21.34480	20.97101	19.78600
4900	-04.54146	-21.37240	21.06500	19.74200
5000	-04.57700	-21.40000	21.15731	19.70120
5100	-04.61254	-21.42760	21.24805	19.66320
5200	-04.64808	-21.45520	21.33723	19.62760
5300	-04.68362	-21.48280	21.42487	19.59400
5400	-04.71916	-21.51040	21.51100	19.56200
5500	-04.75470	-21.53800	21.59563	19.53120
5600	-04.79024	-21.56560	21.67877	19.50140
5700	-04.82578	-21.59320	21.76043	19.47240
5800	-04.86132	-21.62080	21.84063	19.44400
5900	-04.89686	-21.64840	21.91937	19.41600
6000	-04.93240	-21.67600	22.00000	19.38920
6100	-04.96794	-21.70360	22.08000	19.36320
6200	-04.99990	-21.73120	22.16000	19.33800
6300	-05.03186	-21.75880	22.24000	19.31320
6400	-05.06382	-21.78640	22.32000	19.28880
6500	-05.09578	-21.81400	22.40000	19.26480
6600	-05.12774	-21.84160	22.48000	19.24120
6700	-05.15970	-21.86920	22.56000	19.21800
6800	-05.19166	-21.89680	22.64000	19.19520
6900	-05.22362	-21.92440	22.72000	19.17280
7000	-05.25558	-21.95200	22.80000	19.15080
7100	-05.28754	-21.97960	22.88000	19.12920
7200	-05.31950	-22.00720	22.96000	19.10800
7300	-05.35146	-22.03480	23.04000	19.08720
7400	-05.38342	-22.06240	23.12000	19.06680
7500	-05.41538	-22.09000	23.20000	19.04680
7600	-05.44734	-22.11760	23.28000	19.02720
7700	-05.47930	-22.14520	23.36000	19.00800
7800	-05.51126	-22.17280	23.44000	18.98920
7900	-05.54322	-22.20040	23.52000	18.97080
8000	-05.57518	-22.22800	23.60000	18.95280
8100	-05.60714	-22.25560	23.68000	18.93520
8200	-05.63910	-22.28320	23.76000	18.91800
8300	-05.67106	-22.31080	23.84000	18.90120
8400	-05.70302	-22.33840	23.92000	18.88480
8500	-05.73498	-22.36600	24.00000	18.86880
8600	-05.76694	-22.39360	24.08000	18.85320
8700	-05.79890	-22.42120	24.16000	18.83800
8800	-05.83086	-22.44880	24.24000	18.82320
8900	-05.86282	-22.47640	24.32000	18.80880
9000	-05.89478	-22.50400	24.40000	18.79480
9100	-05.92674	-22.53160	24.48000	18.78120
9200	-05.95870	-22.55920	24.56000	18.76800
9300	-05.99066	-22.58680	24.64000	18.75520
9400	-06.02262	-22.61440	24.72000	18.74280
9500	-06.05458	-22.64200	24.80000	18.73080
9600	-06.08654	-22.66960	24.88000	18.71920
9700	-06.11850	-22.69720	24.96000	18.70800
9800	-06.15046	-22.72480	25.04000	18.69720
9900	-06.18242	-22.75240	25.12000	18.68680

Rezultate tipărite de calculator la imprimantă pentru viteza unghiulară reglabilă $\Omega_{ix}(t)$ în perioada pornirii motorului, de la MR a podului rulant T43 în sensul coborârii sarcinii.

Date de înțrare pentru programul de calcul
a variației vitezei de rotație unghiulară
 $\Delta\Omega(t)$ a mașinii de acționare, la o mărime
de înțrare δM_r sub formă de treaptă
(MR.P.R.T.T.143).

Simbol	Date de înțrare	Valori
M_N	-	180 [km]
k_x	-	1,3
J	-	2,003 [nms ²]
M_r	-	158 [N]
Ω_1	-	62,8 [rad/s]
Λ_f	-	0,75 [m]
F_{pN}	-	973 [N]
Ω_x	-	15,60 [rad/s]
δM_r	DMR	79,00 [Nm]
Km	RKM	3,726 [nms]
K_f^x	RKP	17,467 [Nms]
T_m	Tm	0,0945 [s]

INSTITUTUL POLITEHNIC
TIMOȘOARA
CENTRAL



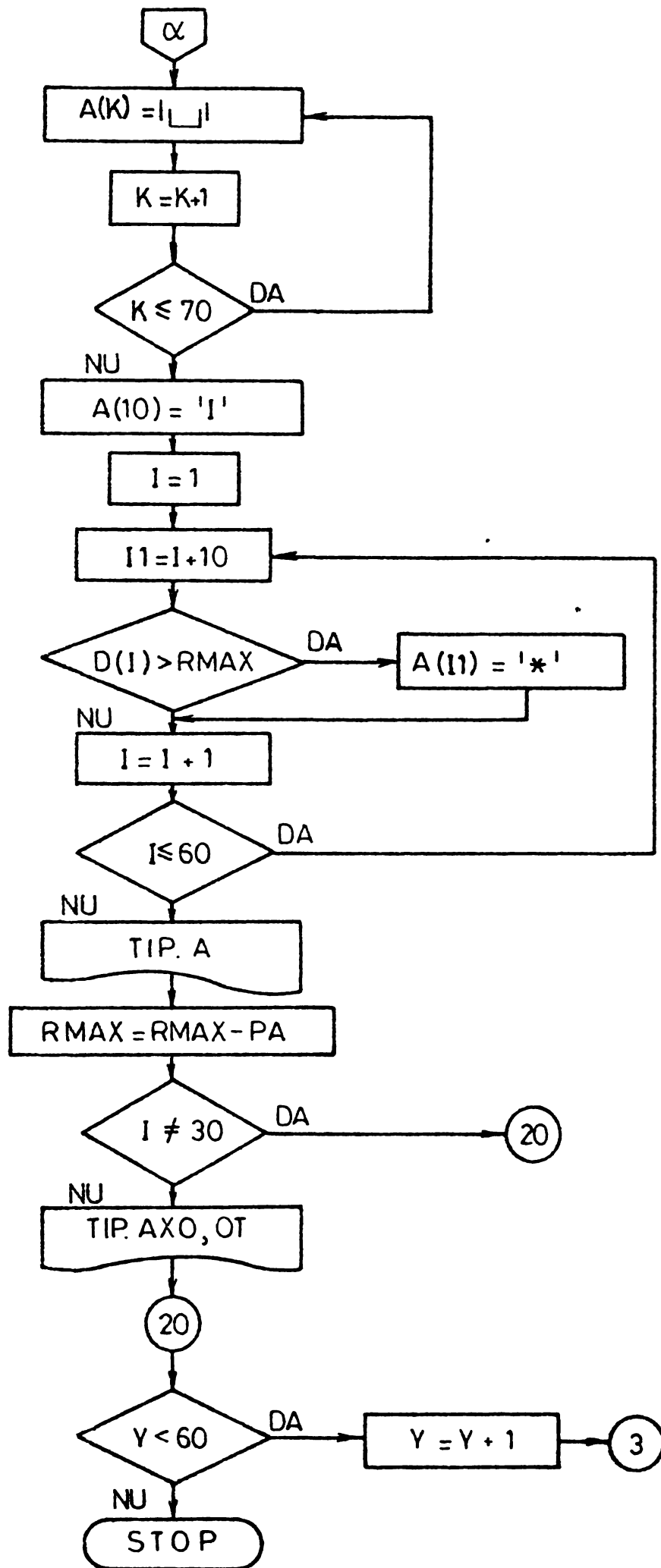


Fig. 3.10. Schema logică de calcul a variației vitezei unghiulare $\Delta\Omega(t)$ a mașinii la încărcarea mecanismului de ridicare sub formă de treaptă: $\delta M_r = 79 \text{ Nm}$. (P.R.T T.143)

```

1      T(122),D(122),A(132)
      A2,A3,A4
100    ,21('*'))
120    , ' * T * 0 *!)
10     (KKF+RKP)*(1.-EXP(X))
120    (I),D(I)
      ,F9.3), '*)
11     RMAX)
15     ,132
14     GT.RMAX)A(11)BA2
3      (3)A
      (132A1)
200    GL TC 20
20     ,132('0'))

```

Fig. 3.11. Program listat de calculator pentru determinarea variației vitezei unghiulare $\Delta\Omega(t)$ a mașinii, la încărcarea mecanismului de ridicare sub formă de treaptă :

$$\delta M_r = 79 \text{ Nm (P.R.T. T.143).}$$

A.54.

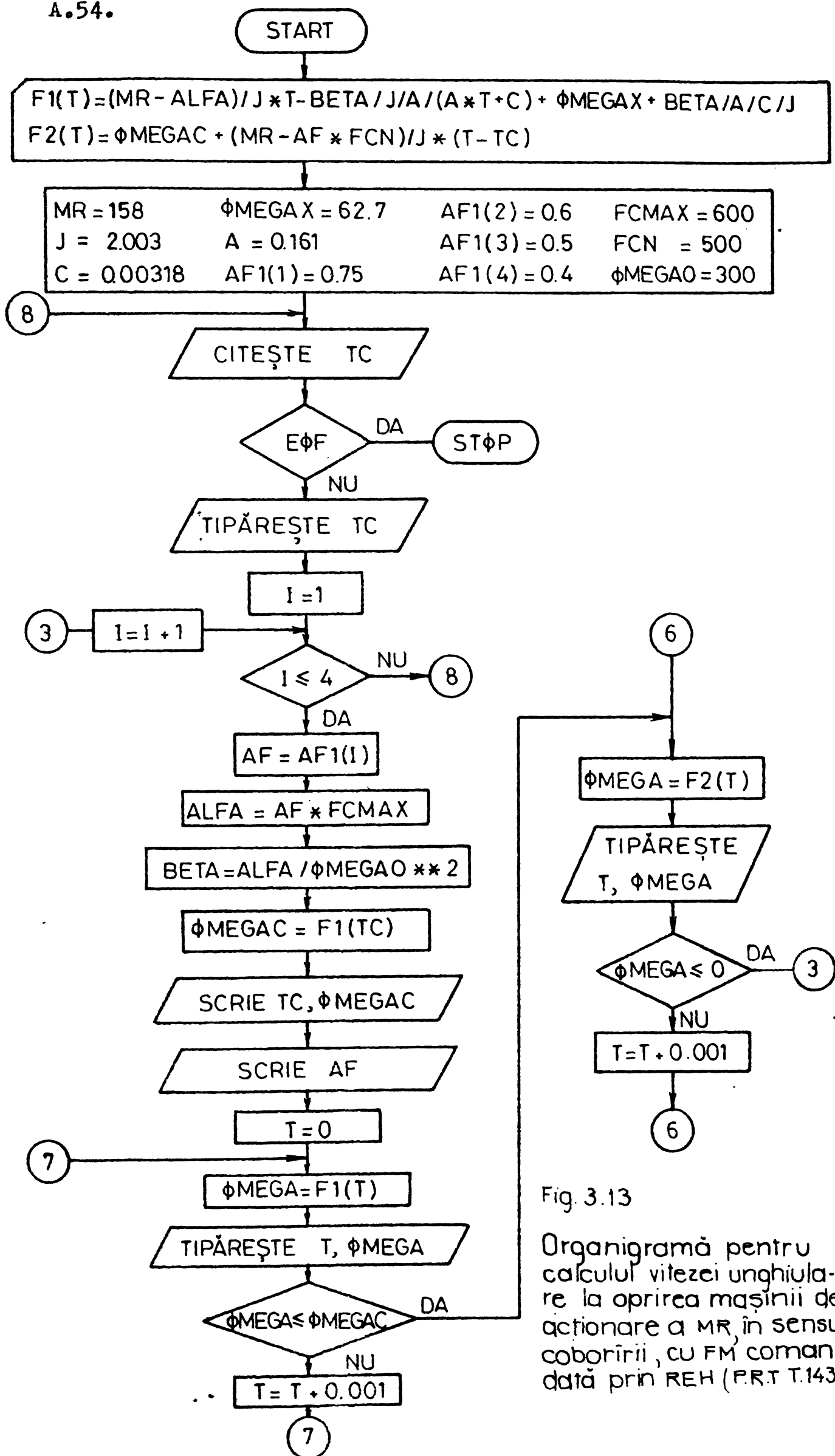


Fig. 3.13

Organigramă pentru calculul vitezei unghiulare la oprirea mașinii de acționare a MR, în sensul coborîrii, cu FM comandată prin REH (P.R.T T.143)


```

1  PROGRAM PENTRU CALCULUL LUI OMEGA PORNIND DE LA ECUAȚIA DIFERENTIALĂ ȘI
2  AVIND CA PARAMETRU TIMPUL DE COBORIRE ȘI AF (PROCES DE COBORIRE)
3  C
4  C
5  DIMENSION AF1(10)
6  REAL J
7  P1((MR-ALFA)/J)*T=BETA/A/J/(A+T+C)+OMEGAX+BETA/A/C/J
8  P2(T)=OMEGAC+(MR-AF*FCN)/J*(T-TC)
9  MR=156
10 J=2.003
11 CBO=0.0338
12 OMEGAX=62.7
13 A=0.161
14 AF1(1)=0.75
15 AF1(2)=0.6
16 AF1(3)=0.5
17 AF1(4)=0.4
18 FCMAX=502
19 FCN=500
20 OMEGA0=300
21 READ(1056,1)END=99)TC
22 1 FORMAT(T5.6(1*),T20,'TIMPUL DE COBORIRE=',F10.4/
23 *T5.6(1*),T5.60(1*))
24 2 *T5.60(1*),T5.60(2)TC
25 WRITE(108,1)TC
26 11 FORMAT(T10,'TC=',F10.5,' OMEGAC=',F12.5)
27 DO 3 I=1,4
28 AF=AF1(I)
29 ALFA=AF*FCMAX
30 AFABALFA/OMEGA0**2
31 OMEGAC=FF1(TC)
32 WRITE(108,4)AF
33 4 FORMAT(//T5.60(1*),T20,'AF=',F10.4/T5.60(1*),/
34 *T15,'TIMPUL',T30,'*
35 T=0
36 7 CONTINUE
37 OMEGA=FF1(T)
38 WRITE(108,5)T,OMEGA
39 5 FORMAT(T15,F10.5,T30,'*',T35,F12.6)
40 IF(OMEGA.LE.OMEGAC)GOTO 6
41 T=T+0.01
42 GOTO 7
43 6 CONTINUE
44 OMEGA=FF2(T)
45 WRITE(108,5)T,OMEGA
46 IF(OMEGA.LE.0)GOTO 3
47 T=T+0.01
48 GOTO 6
49 3 CONTINUE
50 GOTO 8
51 99 CONTINUE
52 $STOP
53 END
54
55 FORTRAN 16.06
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

```

Fig. 3.14 Program listat de calculator pentru determinarea vitezei de rotație Ω în timpul opririi mașinii de acționare a MR, în sensul coboririi, cu FM comandă prin REH (P.R.T.T. 143)