

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC „TRAIAN VULI” TIMISOARA  
FACULTATEA DE ELECTROTEHNICA

Ing. POPESCU-BOȘTINARU GHEORGHE

STUDIUL REGIMURILOR TERMICE LA MOTOARELE ELECTRICE  
UTILIZATE IN ACTIONARILE DE MARE PUTERE

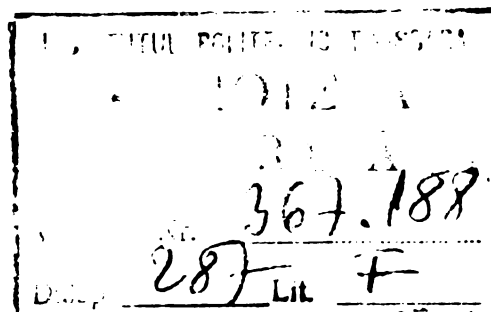
- Teză de doctorat -

Conducător științific,  
Prof.dr.ing. EUGEN SERACIN

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

T I M I Ș O A R A

1 9 7 9



## I N T R O D U C E R E

Știința și tehnica cunosc în prezent o evoluție fără precedent, determinată atât de necesitățile implicate de dezvoltarea mijloacelor de producție cât și de acumularea unor descoperiri și rezultate remarcabile, care măresc considerabil posibilitățile de investigație în absolut toate domeniile.

Introducerea tehnicii noi în toate ramurile industriale este astăzi caracterizată de tendința principală a utilizării cât mai raționale și la întreaga capacitate a tuturor utilajelor, astfel încât să se asigure o productivitate maximă a acestora, un consum minim de energie și materiale.

Dezvoltarea mecanizării și automatizării proceselor industriale au impus un rol tot mai însemnat sistemelor de acționare electrică, care practic se regăsesc în toate ramurile industriale în număr tot mai mare și cu puteri din ce în ce mai ridicate, ME<sup>\*</sup> de acționare devenind principalii consumatori de energie.

Unul din factorii principali care limitează puterea pînă la care pot fi construite economic ME este solicitarea termică admisibilă, în sensul menținerii temperaturii părților active ale motorului la o anumită valoare bine determinată de condițiile exploatareii și de calitatea materialelor utilizate.

Tendința generală spre progres, economicitatea produselor și chiar normalizarea pe plan internațional a dimensiunilor de montaj au condus la o vizibilă amplificare a cercetărilor legate de răcirea ME atât sub aspect teoretic [ 1.38,1.39,1.43,1.44,1.49, 1.51,1.58 ] cât și experimental [ 1.50,1.52,1.53,1.54,1.59 ] .

---

\* În lucrare se folosesc următoarele prescurtări :

- ME - motor electric
- MCC - motor de curent continuu
- MCCD - motor de c.c. cu excitație separată(derivație)
- MCCS - motor de c.c. cu excitație serie
- MA - motor asincron
- MAS - motor asincron cu rotorul în scurtcircuit
- MAB - motor asincron cu rotorul bobinat
- ML - mașină de lucru
- SC - schimbător de căldură

Pentru construirea unor ME cu puteri din ce în ce mai mari este necesar, pe de o parte să se utilizeze materiale electroi- zolante noi cu temperaturi admisibile ridicate, iar pe de altă parte, să se adopte metode și scheme de răcire noi care să intensifice transferul de căldură în cazul unor pierderi relativ ri- dicat prin suprafețe limitate, relativ mici.

Cunoașterea aprofundată a fenomenelor de natură termică din ME și adoptarea unor mijloace noi de răcire, în paralel cu minimizarea pierderilor prin conducerea optimală a sistemului de acționare pot să ducă la creșteri importante de putere cu păs- trarea gabariturii inițial, ceea ce implică totodată reducerea consumului de materiale.

Încălzirea ME, respectiv calculele termice nu pot fi con- siderate decât formînd un tot unitar cu calculul pierderilor și calculul aerodinamic, după cum calculul unei acționări electrice nu poate fi separat de aspectele răcirii ME.

Din cauza dificultăților pe care le prezintă un calcul ri- guros a încălzirii ME legate de faptul că acesta este un mediu eterogen, anizotrop și cu condiții la frontieră complicate, eva- luarea încălzirii este efectuată prin metode bazate pe ipoteze simplificatoare a căror exactitate este departe de a fi mulțumi- toare.

Corelarea parametrilor principali: putere, tensiune, tu- rație și a tipului de protecție mecanică care impun construcția ME cu problemele ridicate de încălzirea și ventilație au deter- minat marile fabrici să-și construiască laboratoare de mecanica fluidelor și încercări termice [1.55, 1.56, 4.13], aceasta fiind unica cale de rezolvare sistematică și riguroasă a aspec- telor mai puțin stăpînite prin calcul cum ar fi: coeficienții de transfer a căldurii în canalele de răcire, schimbul de căl- dură în întrefier și părțile frontale, schimbul de căldură în SC, pierderile de presiune la trecerea aerului din canalele axiale în canalele radiale, efectul de ventilație al distanțorilor dintre pachetele de tole, optimizarea aerodinamicii interioare etc.

Prezenta teză de doctorat se înscrie pe linia preocupări- lor actuale și de perspectivă din țara noastră de valorificare din punct de vedere tehnic, energetic și economic a eforturilor susținute depuse de toate întreprinderile constructoare de ME pentru îmbunătățirea performanțelor produselor lor. Intregul ei

conținut s-a cristalizat în urma unei activități de cercetare de peste 10 ani depusă de autor în domeniul încălzirii, ventilației și utilizării optime din punct de vedere termic a ME de acționare, în cadrul mai multor contracte [1.41, 4.6, 4.10, 5.1, 5.2, 5.10] încheiate cu I.C.P. Electroputere Craiova și Combinatul chimic Craiova.

Scopul principal al cercetărilor teoretice și experimentale, efectuate de autor, în domeniul încălzirii ME de mare putere este îmbunătățirea construcției și utilizării lor în sistemele de acționare electrică în vederea unei funcționări cu parametrii energetici cât mai buni și la gabarite cât mai reduse.

Teza de doctorat cuprinde 5 capitole în care se prezintă conținutul cu 84 desene și grafice explicative, o introducere, încheiere cu concluzii finale și o bibliografie cu 134 poziții din care 19 poziții reprezintă lucrări personale ale autorului sau în colaborare, totalizând 192 pagini.

Capitolul 1 al acestei lucrări, cuprinde considerații generale în legătură cu tema abordată, punând în evidență sursele de căldură care determina încălzirea ME și căile de reducere a încălzirii: minimizarea pierderilor, determinarea exactă a stării termice a ME prin calcul și pe cale experimentală, perfecționarea sistemului de răcire prin construcția judicioasă a căilor de circulație a fluidului de răcire și utilizarea schimbătoarelor de căldură. Schemele structurale bloc a pierderilor în ME de acționare care permit, prin modelarea lor pe calculatoare electronice, o analiză eficientă în vederea optimizării sistemului de acționare din punct de vedere termic, minimizarea pierderilor în ME prin conducerea optimală a sistemelor de acționare în scopul reducerii încălzirii și metodica de calcul a regimului termic tranzitoriu a ME utilizând rețelele termice staționare completate cu capacitățile termice sînt principalele contribuții în cadrul acestui capitol, care vin să acopere unele lacune existente în literatură.

Capitolul 2 este consacrat în întregime comenzii optimale, după criteriul pierderilor minime, a MAS utilizînd metoda programării dinamice incrementale. Formulînd problema conducerii optimale a sistemelor de acționare electrică, după criteriul pierderilor minime, care se încadrează ca formalism și metodică de tratare în optimizarea sistemelor deterministe definite prin ecuații diferențiale ordinare cu neliniarități de tip sector sau

saturație și restricții severe impuse variabilelor de stare și comandă s-a construit un algoritm original de rezolvare a problemei, care a fost implementat pe calculator pentru diferite forme ale cuplului static pasiv, determinându-se tahogramele și comenzile (amplitudinea și frecvența tensiunii de alimentare) optime ale acționării cu MAS și s-a stabilit schema bloc de principiu a conducerii optime.

Capitolul 3 cuprinde un studiu calitativ și cantitativ al rețelelor termice staționare și rețelelor de ventilație a ME având ca scop stabilirea unor metodici de calcul a încălzirii și ventilației ME, utile atât pentru proiectarea cât și pentru o rațională utilizare a lor. În baza cazului general al transmiterii căldurii prin bara cu secțiune constantă și sectorul de cilindru - formele de bază în care se descompun elementele ME - s-au stabilit de autor modelele de rețele termice staționare simetrice care permit o modelare mult mai reală a condițiilor termice cu toate că metoda devine mai laborioasă prin mărirea numărului de surse de căldură și rezistențe termice. Printr-un exemplu de calcul concret se demonstrează valabilitatea metodei și faptul că o rețea termică relativ complexă este rezolvată cu ușurință apelând la tehnica de calcul modernă și implementare pe calculator. Circuitele de ventilație au fost tratate ca rețele de curenți de răcire pentru a căror rezolvare s-a utilizat metoda curenților coardelor din teoria circuitelor electrice, metodă verificată experimental pe o machetă.

Capitolul 4 este consacrat SC utilizate pentru evacuarea căldurii din ME de mare putere care lucrează cu circuit de ventilație închis, în scopul izolării de atmosfera ambientă poluată sau explozivă. Rezultatele cercetărilor efectuate de autor în cazul SC aer-apă sînt concretizate în concluzii și recomandări utile privind cauzele eficienței termodinamice reduse a SC, alegerea schemelor de circulație a agenților termici, criteriul de determinare a eficienței termodinamice și influența debitelor și numărului de încrucișări ale agenților termici. În ultima parte a capitolului sînt prezentate metodele de analiză cantitativă și calitative de optimizare a SC aer-aer al motorului MIB-2 bazate pe studiul caracteristicilor termotehnice experimentale, vizualizarea spectrului aerodinamic de curgere și analiza histogramelor empirice și a curbelor de repartiție a vitezei aerului rece.

Capitolul 5 cuprinde în prima sa parte descrierea instalației de încercări industriale a ventilației și încălzirii ME proiectată de autor și realizată la Combinatul chimic Craiova, destinată omologării ME, cu puteri pînă la MW, care lucrează în instalațiile din industria chimică. Acest stand este prevăzut cu un dispozitiv de control automat care permite depistarea erorilor de măsurare și să se obțină, în mod automat, valoarea cea mai probabilă a mărimii urmărite, mărindu-se în acest fel precizia determinărilor experimentale, scurtarea timpului de execuție a probelor și eliminarea calculelor de prelucrarea datelor. În partea a 2-a a capitolului 5 este descrisă o instalație originală pentru măsurarea temperaturii în mai multe puncte în rotoarele ME, în timpul funcționării, a cărui principiu are drept suport ideea transportului de informație asupra temperaturii de pe un corp aflat în mișcare cu ajutorul unei unde purtătoare în banda UKW.

În încheiere sînt prezentate concluziile finale cu specificarea contribuțiilor originale și direcțiile viitoare de cercetare.

Lucrarea de față, prin problemele teoretice și experimentale cu caracter original pe care le conține, elaborate în cadrul contractelor de cercetare amintite, consider că se face utilă tuturor celor care se ocupă cu studiul, proiectarea și utilizarea ME de acționare de mare putere.

Majoritatea cercetărilor sînt aplicate sau se află în curs de aplicare în industrie. Astfel metodele originale de calcul a încălzirii și ventilației, cercetările teoretice și experimentale a SC, metodele de măsurare a temperaturii sînt utilizate la proiectarea, construcția și încercarea ME fabricate la Intreprinderea Electroputere Craiova, iar standul de încercări termice și aerodinamice a ME conceput de autor, realizat la Combinatul chimic Craiova, se află în probe tehnologice.

Autorul își exprimă întreaga sa recunoștință conducătorului științific prof.dr.ing. Eugen Seracin, adresîndu\_i vii mulțumiri, atît pentru îndrumările atente primite pe tot parcursul elaborării lucrării, cît și pentru înaltul nivel științific pe care a reușit să-l insufle.

Autorul își îndeplinește de asemenea, o plăcută datorie, mulțumind pe această cale, în modul cel mai sincer, tuturor col-

gilor de la Facultatea de electrotehnică din Craiova și colectivului atelierului proiectări mașini rotative de la Institutul de Cercetări și Proiectări Electroputere Craiova, care l-au sprijinit la realizarea tezei de doctorat.

- oOo -

## C A P I T O L U L 1

### CONSIDERAȚII PRIVIND ÎNCĂLZIREA ȘI RĂCIREA MOTOARELOR ELECTRICE

Cunoașterea actuală a mașinilor electrice rotative pe plan teoretic și practic a ajuns la un asemenea stadiu încât căile de creștere a performanțelor acestora s-au redus considerabil, în mod concret rămânând doar patru domenii care pot duce la salturi calitative spectaculoase și anume : utilizarea tehnicilor de calcul moderne în proiectare, crearea și utilizarea de materiale electroizolante noi, perfecționarea tehnologiei și studiul aprofundat al încălzirii și ventilației mașinilor electrice [1.52] .

Dacă în primele trei domenii a existat o preocupare serioasă atât pe plan mondial cât și la noi în țară, nu același lucru se poate afirma despre calculul precis a fenomenelor termice și de ventilație.

În general, doar marile fabrici constructoare de ME și-au permis construcția unor laboratoare [1.56, 1.55, 1.49, 1.53, 1.38] în care să se studieze aceste fenomene, în cele mai multe cazuri rezolvarea problemei încălzirii și ventilației fiind lăsată pe experiența proiectantului și verificarea mai mult sau mai puțin amănunțită a prototipului.

Îmbunătățirea performanțelor ME de mare putere este legată de mărirea coeficientului de utilizare a motoarelor fapt ce implică creșterea pierderilor pe unitatea de volum care trebuie să fie evacuate [1.48, 1.58, 1.6] .

Metodele de calcul analitice [1.58, 1.60] bazate pe rezolvarea ecuațiilor diferențiale de tip Poisson sau Laplace, datorită complexității construcției ME nu pot fi utilizate decât în ipoteze simplificatoare și numai pentru elementele componente cu formă geometrică simplă.

Metoda parametrilor termici [1.36] bazată pe principiul superpoziției nu dă o imagine completă a încălzirii ME deoarece nu ține cont de faptul că diferitele părți ale motorului se află în condiții diferite, față de agentul răcitor.

Modelarea regimurilor termice atât cu ajutorul rețelelor electrice cât și cu calculatoare analogice [1.40, 1.45, 1.46]



pentru obținerea câmpului de temperaturi în ME nu a dat rezultate satisfăcătoare datorită în principal dificultăților de modelare a condițiilor de frontieră și erorilor de măsurare.

Rețelele termice echivalente [1.37, 1.38, 1.39, 3.1, 3.2, 3.3, 3.7] permite calculul repartiției temperaturii în ME prin rezolvarea unui sistem de ecuații algebrice. Schemele de rețele termice echivalente care se întâlnesc în literatura de specialitate prezintă dezavantajul că ele trebuie bine analizate pentru fiecare caz concret iar rezistențele termice depind de direcția de curgere a fluxului de căldură.

Metodele de calcul a ventilației ME [1.1, 1.2, 1.3, 1.38, 1.39, 1.49, 3.12] urmăresc mai mult stabilirea debitului total al ventilatorului și rezistenței aerodinamice globale a mașinii, fără a ține seama de influența rotației. Calculul corect al coeficientului de transfer a căldurii presupune cunoașterea vitezelor fluidului care spală suprafețele de transfer a căldurii și deci determinarea cât mai precisă a curenților de răcire în toate canalele de ventilație. Astfel de metode precise de calcul [1.50, 1.52, 3.12] se lovesc atât de caracterul neliniar al circuitelor de ventilație cât și de cunoașterea slabă a coeficienților aerodinamici pentru elementele componente ale ME și influenței rotației.

Pentru intensificarea răcirii ME de construcție închisă s-a adoptat soluția utilizării SC [1.48, 1.49, 4.9]. Conceperea unor SC cu randament termic ridicat, tipizarea și adaptarea lor la ME necesită însă stabilirea pe cale experimentală a caracteristicilor termotehnice a acestora în baza cărora proiectantul de ME poate alege tipul de SC cel mai adecvat.

Deoarece majoritatea problemelor nesoluționate în calculul termic al ME reprezintă probleme ridicate de stabilirea coeficienților de transfer a căldurii și aerodinamică, în condițiile unor construcții de mașini relativ complicate și în general foarte diferite, soluționarea lor nu poate fi făcută decât prin experimentări directe pe prototipuri și repetate pentru fiecare cap de serie în parte. Aceasta este concluzie îmbrățișată de o serie de cercetători și odată cu ei de marile firme constructoare de ME [1.49, 1.50, 1.52, 1.53, 1.54, 1.55, 1.56].

Determinarea experimentală a câmpului termic presupune utilizarea unor metode de măsurare a temperaturii atât pentru părțile fixe cât și pentru cele în mișcare de rotație [1.57]. Dacă

pentru părțile fixe ale ME măsurarea temperaturii este o problemă rezolvată și se execută de toate fabricile constructoare, pentru elementele aflate în mișcare de rotație metodele cunoscute [ 1.57 ] de măsurare a temperaturii nu dau rezultate satisfăcătoare.

### 1.1. - Sursele de căldură

Motoarele electrice sînt mașini electro-mecanice care transformă energia electrică în energie mecanică. Această transformare se realizează cu pierderi de energie a căror intensitate reprezintă pierderile de putere (sursele de căldură).

În regim de funcționare staționar al unui sistem de acționare electrică, câmpul termic care se stabilește în ME depinde, în principal, de modul de repartizare volumetrică a pierderilor, de forma sa constructivă și de sistemul de răcire adoptat.

Pierderile se pot determina fie prin calcul la proiectarea ME [ 1.1, 1.2, 1.3 ] fie pe cale experimentală [ 1.4 ] .

În mod obișnuit pierderile se împart în patru grupe : pierderi electrice (pierderi în cupru), pierderi magnetice (în fier), pierderi mecanice și pierderi suplimentare (în cupru și în fier).

Pierderile suplimentare, legate de armonicile superioare ale câmpului magnetic, de efectul pelicular al său în creștături și dispersiei în zona părților frontale au o distribuție inegală. Astfel, cea mai mare parte a pierderilor suplimentare sînt concentrate într-o pătură superficială cu grosimea de cîteva milimetri și deci valoarea lor specifică poate depăși de cîteva ori valoarea specifică a pierderilor principale [ 1.5, 1.6 ] .

Diferitele procese industriale impun motoarelor electrice de acționare funcționarea în regimuri variate, dintre care unele foarte dificile. Astfel este cazul motoarelor care lucrează în regimuri tranzitorii cu durate lungi (serviciile nominale S4, S5, S7, S8) [ 1.7 ] cînd trebuie ținut cont și de pierderile care apar în timpul regimurilor tranzitorii. Energia transformată a unui sistem de acționare, în timpul unui regim tranzitoriu, se compune din energia corespunzătoare pentru învingerea cuplului static, din pierderile de energie în motor și modificarea conținutului de energie a maselor în mișcare. Regimul termic al motorului este astfel mult influențat de pierderile suplimentare produse de curent.

În afara pierderilor principale și suplimentare din motor, mai apar pierderi în toate aparatele care împreună cu motorul

formează sistemul de acționare. Aceste pierderi nu contribuie la încălzirea motorului, dar trebuie avute în vedere la stabilirea randamentului total al sistemului de acționare.

1.1.1. - Pierderile la acționarea cu motor de curent continuu cu excitație separată.

1.1.1.1. - Ecuațiile de funcționare ale acționării cu MCCD.

Considerându-se acționarea electrică cu MCCD (fig.1.1) în regim tranzitoriu, având aplicată la bornele înfășurării indusului tensiunea  $U_a$ , curentul din indus  $I_a$ , tensiunea aplicată înfășurării de excitație  $U_e$ , curentul de excitație  $I_e$ , cuplul static (pasiv) raportat la arborele motorului  $M_s$  și momentul de inerție total raportat la arborele motorului  $J$ , se pot scrie următoarele ecuații funcționale [1.8, 1.9, 1.10]

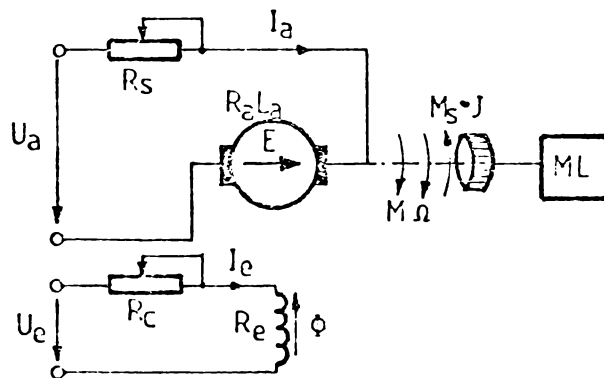


Fig. 1.1 - Schema de principiu a acționării cu MCCD

$$U_a = E + (R_a + R_s) I_a + \Delta U_p + L_a \frac{dI_a}{dt} \quad (1.1)$$

$$U_e = (R_e + R_c) I_e + L_e \sigma \frac{dI_e}{dt} + L_{e\sigma} \frac{d}{dt} (s I_e) \quad (1.2)$$

$$\phi = \frac{L_{e\sigma}}{c} (s I_e) \quad (1.3)$$

$$E = k \phi \Omega \quad (1.4)$$

$$M = k \phi I_a \quad (1.5)$$

$$J \frac{d\Omega}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{pentru } M < M_s + M_m + M_{Fe} \text{ și } \Omega = 0 \\ M - M_s - M_m - M_{Fe} & \text{pentru } M \geq M_s - M_m - M_{Fe} \text{ și } \Omega \neq 0 \end{cases} \quad (1.6)$$

unde  $E$  - t.e.m. indusă în înfășurarea rotorului;  $R_a, L_a$  - rezistența și inductivitatea înfășurării indusului;  $R_s$  - rezistența suplimentară înscrisă în circuitul indusului;  $\Delta U_p$  - căderea de tensiune pe contactul perie-colector;  $R_e, R_c$  - rezistențele înfășurării de excitație și a reostatului de câmp;  $L_{e\sigma}, L_{ea0}$  - inductivitatea de dispersie și inductivitatea utilă nesaturată;  $S$  - factorul de saturație;  $\phi$  - fluxul fascicular;  $C$  - constantă de proporționalitate;  $k$  - constanta motorului;  $\Omega$  - viteza unghiulară;  $M$  - cuplul electromagnetic;  $M_m, M_{Fe}$  - cuplurile corespunzătoare pierderilor mecanice și pierderilor în fier;  $J = \text{const.}$

Ecuțiile funcționale (1.1) ... (1.6) scrise în unități relative iau forma

$$u_a = e + m(\rho_\sigma + \rho_s)i_a + \delta u_p + \eta \frac{di_a}{dt} \quad (1.1')$$

$$u_e = (1 + \rho_c)i_e + \ell_1 \frac{di_e}{d\tau} + \ell_2 \frac{d}{d\tau}(\lambda i_e) \quad (1.2')$$

$$\rho = \lambda i_e \quad (1.3')$$

$$e = \varphi \dot{\gamma} \quad (1.4')$$

$$\mu = \varphi i_a \quad (1.5')$$

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \begin{cases} 0 & \text{pentru } \mu < \mu_s + \mu_m + \mu_{Fe} \text{ și } \gamma = 0 \\ \mu - \mu_s - \mu_m - \mu_{Fe} & \text{pentru } \mu \geq \mu_s + \mu_m + \mu_{Fe} \text{ și } \gamma \neq 0 \end{cases} \quad (1.6')$$

unde :  $u_a = \frac{U_a}{E_N}$ ;  $e = \frac{E}{E_N}$ ;  $\rho_\sigma = \frac{R_a}{R_M}$ ;  $\rho_s = \frac{R_s}{R_N}$ ;  $R_N = \frac{U_N}{I_{aN}}$ ;  $i_a = \frac{I_a}{I_{aN}}$

$\delta u_p = \frac{\Delta U_p}{E_N}$ ;  $m = \frac{R_N I_{aN}}{E_N}$ ;  $\eta = \frac{L_a I_{aN}}{E_N T_m}$ ;  $u_e = \frac{U_e}{U_{eN}}$ ;  $1 + \rho_c = \frac{R_e + R_c}{R_e}$ ;

$i_e = \frac{I_e}{I_{eN}}$ ;  $\ell_1 = \frac{L_{e\sigma}}{R_e T_m}$ ;  $\ell_2 = \frac{L_{ea0} S_N}{R_N T_m}$ ;  $\varphi = \frac{\phi}{\phi_N}$ ;  $\lambda = \frac{S}{S_N}$ ;

$\dot{\gamma} = \frac{\Omega}{\Omega_N}$ ;  $\mu = \frac{M}{M_N}$ ;  $\mu_s = \frac{M_s}{M_N}$ ;  $\mu_m = \frac{M_m}{M_N}$ ;  $\mu_{Fe} = \frac{M_{Fe}}{M_N}$ ;

$\tau = \frac{t}{T_m}$ ;  $T_m = \frac{J \Omega_N}{M_N}$

1.1.1.2. Ecuația pierderilor în MCCD.

Dacă se notează pierderile prin efect Joule în înfășurarea rotorică cu  $\Delta P_{Cu}$ , pierderile în fier cu  $\Delta P_{Fe}$ , pierderile electrice în contactul perie-colector  $\Delta P_p$ , pierderile mecanice și de ventilație cu  $\Delta P_m$ , pierderile în înfășurarea de excitație cu  $\Delta P_e$  și pierderile suplimentare cu  $\Delta P_s$  rezultă că pierderile totale în motor care determină încălzirea sa vor fi [1.11]

$$\Delta P = \Delta P_{Cu} + \Delta P_{Fe} + \Delta P_p + \Delta P_m + \Delta P_e + \Delta P_s \quad (1.7)$$

unde  $\Delta P_{Cu} = R_\alpha I_\alpha^2 = R_\alpha I_{\alpha N}^2 i_\alpha^2 \quad (1.8)$

$$\Delta P_{Fe} = \Delta P_H + \Delta P_T \quad (1.9)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_H &= \alpha_{1H} f \phi + \alpha_{2H} f^2 \phi^2 = b_{1H} \Omega \phi + b_{2H} \Omega^2 \phi^2 = \\ &= b_{1H} \Omega_N \phi_N \gamma \varphi + b_{2H} \Omega_N^2 \phi_N^2 \gamma^2 \varphi^2 \end{aligned} \quad (1.10)$$

$$\Delta P_T = \alpha_T f^2 \phi^2 = b_T \Omega^2 \phi^2 = b_T \Omega_N^2 \phi_N^2 \gamma^2 \varphi^2 \quad (1.11)$$

$$\Delta P_p = \Delta U_p I_\alpha = \Delta U_p I_{\alpha N} i_\alpha \quad (1.12)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_m &= \alpha_{1m} \Omega + \alpha_{2m} \Omega^2 + \alpha_{3m} \Omega^3 = \\ &= \alpha_{1m} \Omega_N \gamma + \alpha_{2m} \Omega_N^2 \gamma^2 + \alpha_{3m} \Omega_N^3 \gamma^3 \end{aligned} \quad (1.13)$$

$$\Delta P_e = R_e I_e^2 = R_e I_{eN}^2 i_e^2 \quad (1.14)$$

În ecuațiile (1.10) și (1.11) corespunzătoare pierderilor prin histeresis  $\Delta P_H$  și respectiv pierderilor prin curenți turbionari  $\Delta P_T$  s-a considerat că frecvența  $f$  este proporțională cu viteza unghiulară  $\Omega$ , iar în ecuația (1.13) s-a considerat că pierderile mecanice și de ventilație conțin trei componente proporționale respectiv cu viteza, cu pătratul vitezei și cu viteza la puterea a treia.

Dacă se raportează pierderile totale date de ecuația (1.7) la pierderile nominale

$$\Delta P_N = P_N \left( \frac{1}{\eta_N} - 1 \right) \quad (1.15)$$

și se ține cont de ecuațiile (1.8) ... (1.14) se obține ecuația pierderilor din MCCD exprimate în unități relative



$$p = d_m i_a^2 + d_{H1} \varphi + d_{H2} \varphi^2 + d_T \varphi^2 + d_{p1} \varphi + d_{m1} \varphi + d_{m2} \varphi^2 + d_{m3} \varphi^3 + d_e i_e^2 \quad (1.16)$$

în care s-au făcut următoarele notații :

$$p = \frac{\Delta P}{\Delta P_N}; \quad d_{cu} = \frac{R_\sigma I_{\sigma N}^2}{\Delta P_N}; \quad d_{H1} = \frac{b_{1H} \Omega_N \Phi_N}{\Delta P_N}; \quad d_{H2} = \frac{b_{2H} \Omega_N \Phi_N^2}{\Delta P_N};$$

$$d_T = \frac{b_T \Omega_N^2 \Phi_N^2}{\Delta P_N}; \quad d_p = \frac{\Delta U_p I_{\sigma N}}{\Delta P_N}; \quad d_{m1} = \frac{\sigma_{1m} \Omega_N}{\Delta P_N};$$

$$d_{m2} = \frac{\sigma_{m2} \Omega_N^2}{\Delta P_N}; \quad d_{m3} = \frac{\sigma_{m3} \Omega_N^3}{\Delta P_N}; \quad d_e = \frac{R_e I_{eN}^2}{\Delta P_N}$$

În ecuația (1.16) pierderile suplimentare s-au considerat incluse în pierderile principale electrice și magnetice.

În baza ecuațiilor funcționale (1.1')... (1.6') și a ecuației (1.16) autorul a întocmit schema bloc a acționării cu MCCD punîndu-se în evidență pierderile care duc la încălzirea motorului (fig.1.2).

1.1.2. - Pierderile la acționarea cu motor de curent continuu cu excitație serie.

1.1.2.1. - Ecuațiile de funcționare ale acționării cu MCCS.

Folosind aceleași notații ca la punctul 1.1.1.1, și ținînd seamă de semnificația notațiilor din fig.1.3, rezultă următoarele ecuații de funcționare a acționării cu MCCS în regim tranzitoriu [1.8, 1.10] .

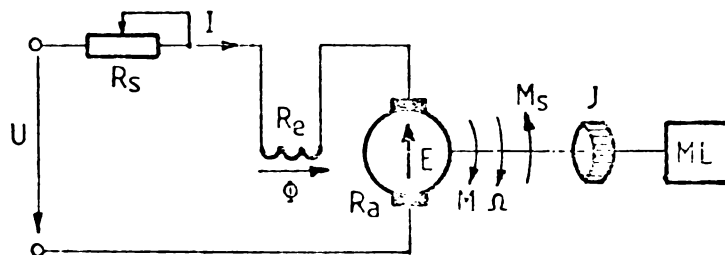


Fig.1.3 - Schema de principiu a acționării cu MCCS

$$U = E + (R_\sigma + R_e + R_s) I + \Delta U_p + L_\sigma \frac{d}{dt} (SI) \quad (1.17)$$

$$\phi = \frac{L_\sigma}{C} (SI) \quad (1.18)$$

$$E = k\phi\Omega \quad (1.19)$$

$$M = k\phi I \quad (1.20)$$

$$\int \frac{d\Omega}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{pentru } M < M_s + M_m + M_{Fe} \text{ și } \Omega = 0 \\ M - M_s - M_m - M_{Fe} & \text{pentru } M \geq M_s - M_m - M_{Fe} \text{ și } \Omega \neq 0 \end{cases} \quad (1.21)$$

în care  $L_0 = L_{e0} + L_{\alpha 0}$  ; s-a considerat că saturația magnetică afectează în aceeași măsură inductivitățile  $L_e$  și  $L_{\alpha}$ .

Ecuatiile de funcționare (1.17) ... (1.21) scrise în unități relative au forma :

$$u = e + m(\beta_{\alpha} + \beta_e + \beta_s)i + \delta u_p + n \frac{d}{d\tau} (\Delta i) \quad (1.17')$$

$$\varphi = \Delta i \quad (1.18')$$

$$e = \varphi \dot{\gamma} \quad (1.19')$$

$$\mu = \varphi \dot{i} \quad (1.20')$$

$$\frac{d\dot{\gamma}}{d\tau} = \begin{cases} 0 & \text{pentru } \mu < \mu_s + \mu_m + \mu_{Fe} \text{ și } \dot{\gamma} = 0 \\ \mu - \mu_s - \mu_m - \mu_{Fe} & \text{pentru } \mu \geq \mu_s - \mu_m - \mu_{Fe} \text{ și } \dot{\gamma} \neq 0 \end{cases} \quad (1.21')$$

unde s-a notat :  $u = \frac{U}{E_N}$  ;  $m = \frac{R_N I_N}{E_N}$  ;  $n = \frac{L_0 S_N I_N}{E_N T_M}$  ;

$i = \frac{I}{I_N}$  ; celelalte notații corespund celor de la punctul 1.1.1.1.

#### 1.1.2.2. - Ecuatia pierderilor în MCCS.

Respectînd aceleași notații ca la punctul 1.1.1.2, rezultă că pierderile totale care contribuie la încălzirea MCCS sînt

$$\Delta P = \Delta P_{cu} + \Delta P_e + \Delta P_{Fe} + \Delta P_p + \Delta P_m + \Delta P_s \quad (1.22)$$

$$\text{unde } \Delta P_{cu} = R_{\alpha} I^2 = R_{\alpha} I_N^2 i^2 \quad (1.23)$$

$$\Delta P_e = R_e I^2 = R_e I_N^2 i^2 \quad (1.24)$$

$$\Delta P_{Fe} = \Delta P_H + \Delta P_T \quad (1.25)$$

$$\Delta P_H = a_{1H} I^2 \phi + a_{2H} I^2 \phi^2 = b_{1H} \Omega \phi + b_{2H} \Omega \phi^2 \quad (1.26)$$



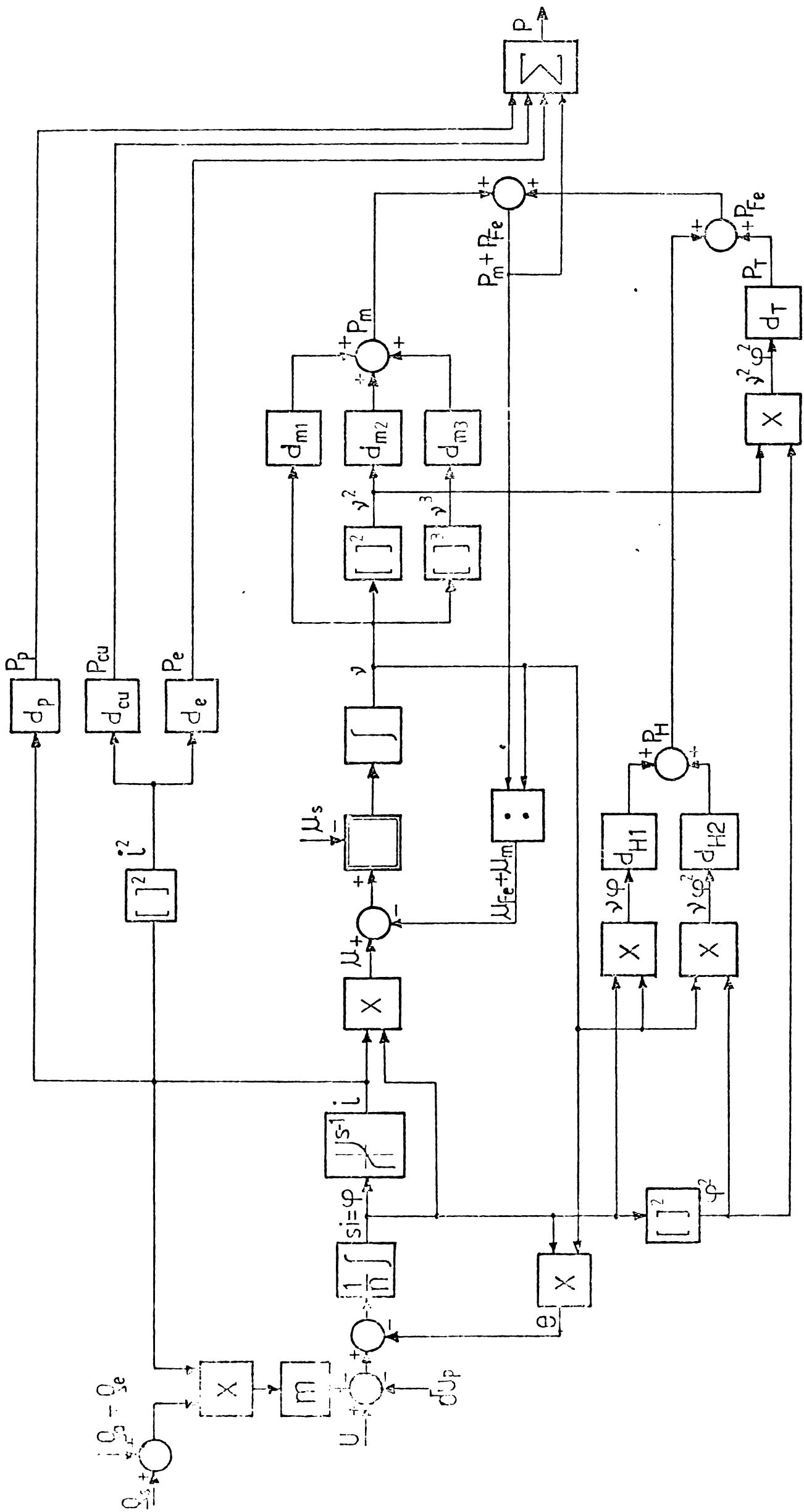


Fig.1.4. Schema structurală a pierderilor în MCCS

$$= b_{1H} \Omega_N \phi_N \gamma \varphi + b_{2H} \Omega_N \phi_N^2 \gamma \varphi^2$$

$$\Delta P_T = a_T f^2 \phi^2 = b_T \Omega^2 \phi^2 = b_T \Omega_N^2 \phi_N^2 \gamma^2 \varphi^2 \quad (1.27)$$

$$\Delta P_p = \Delta U_p I = \Delta U_p I_N \gamma \quad (1.28)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_m &= a_{1m} \Omega + a_{2m} \Omega^2 + a_{3m} \Omega^3 = \\ &= a_{1m} \Omega_N \gamma + a_{2m} \Omega_N^2 \gamma^2 + a_{3m} \Omega_N^3 \gamma^3 \end{aligned} \quad (1.29)$$

Raportînd pierderile totale date de ecuația (1.22) la pierderile nominale (1.15) și ținînd cont de ecuațiile (1.23)...(1.29) se obține ecuația pierderilor în unități relative

$$\rho = d_{cu} i^2 + d_e i^2 + d_{H1} \gamma \varphi + d_{H2} \gamma \varphi^2 + d_T \gamma^2 \varphi^2 + d_p \gamma + d_{m1} \gamma + d_{m2} \gamma^2 + d_{m3} \gamma^3 \quad (1.30)$$

în care

$$d_{cu} = \frac{R_a I_N^2}{\Delta P_N}; \quad d_e = \frac{R_e I_N^2}{\Delta P_N}; \quad d_{H1} = \frac{b_{1H} \Omega_N \phi_N}{\Delta P_N}; \quad d_{H2} = \frac{b_{2H} \Omega_N \phi_N^2}{\Delta P_N}$$

$$d_T = \frac{b_T \Omega_N^2 \phi_N^2}{\Delta P_N}; \quad d_p = \frac{\Delta U_p I_N}{\Delta P_N}; \quad d_{m1} = \frac{a_{1m} \Omega_N}{\Delta P_N}; \quad d_{m2} = \frac{a_{2m} \Omega_N^2}{\Delta P_N}$$

$$d_{m3} = \frac{a_{3m} \Omega_N^3}{\Delta P_N}$$

În ecuația (1.30) pierderile suplimentare s-au considerat incluse în pierderile principale electrice și magnetice.

În baza ecuațiilor funcționale (1.17') ... (1.21') și a ecuației pierderilor (1.30) se întocmește schema bloc a acționării cu MCCS, punîndu-se în evidență pierderile care duc la încălzirea motorului (fig.14).

### 1.1.3. - Pierderile la acționarea cu motor asincron

#### 1.1.3.1. - Schema echivalentă a MA.

Considerîndu-se mărimile de comandă ale MA: amplitudinea tensiunii de alimentare  $U = \gamma U_N$ , frecvența tensiunii de alimentare  $f_1 = \alpha f_{1N}$  și rezistența suplimentară  $r'_{2s}$  introdusă în circuitul rotoric ( $r'_2 = r'_{20} + r'_{2s}$ ), se obține schema echivalentă în T [1.13, 1.14] reprezentată în fig. 1.5 din care se determină

Tensiunile electromotoare:

$$E_1 = E_2' = \gamma U_N \alpha \sqrt{\frac{B(\beta)}{A(\alpha, \beta)}} \quad (1.31)$$

367.188  
28 F F

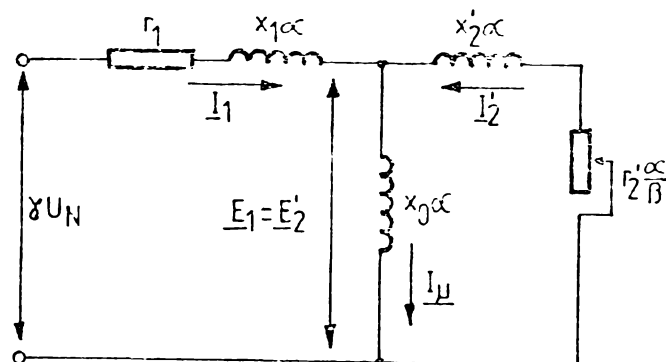


Fig. 1.5 - Schema echivalentă în T a MA

Fluxul în întrefier:

$$\phi = \frac{\gamma U_N}{c_1 f_{1N}} \sqrt{\frac{B(\beta)}{A(\alpha, \beta)}} \quad (1.32)$$

Curentul din stator:

$$I_1 = \gamma U_N \sqrt{\frac{C(\beta)}{A(\alpha, \beta)}} = E_{1N} \varphi \sqrt{\frac{C(\beta)}{B(\beta)}} \quad (1.33)$$

Curentul din rotor:

$$I_2' = \gamma U_N \frac{\beta}{\sqrt{A(\alpha, \beta)}} = E_{1N} \varphi \frac{\beta}{\sqrt{B(\beta)}} \quad (1.34)$$

Curentul de magnetizare:

$$I_\mu = \gamma U_N \sqrt{\frac{D(\beta)}{A(\alpha, \beta)}} = E_{1N} \varphi \sqrt{\frac{D(\beta)}{B(\beta)}} \quad (1.35)$$

Cuplul electromagnetic:

$$M = \frac{m_1 \gamma^2 U_N^2}{\Omega_{1N}} \cdot \frac{r_2' \beta}{A(\alpha, \beta)} = \frac{m_1 E_{1N}^2}{\Omega_{1N}} \varphi \frac{2 r_2' \beta}{B(\beta)} = \frac{m_1 E_{1N}}{\Omega_{1N}} I_2' \varphi \cos \psi_2 \quad (1.36)$$

$$\cos \psi_2 = \frac{r_2'}{\sqrt{r_2'^2 + x_2'^2 \beta^2}} \quad (1.37)$$

În relațiile (1.31) ... (1.37) s-au utilizat următoarele notații:

$$A(\alpha, \beta) = (b^2 + c^2 \alpha^2) \beta^2 + 2 r_1 r_2' \alpha \beta + (d^2 + e^2 \alpha^2) r_2'^2$$

$$B(\beta) = r_2'^2 + x_2'^2 \beta^2$$

$$C(\beta) = \frac{r_2'^2}{x_0'^2} + (i + \sigma_2)^2 \beta^2$$

$$D(\beta) = \frac{r_2'^2}{x_0'^2} + \sigma_2^2 \beta^2$$

$c_1 = 4,44 \omega_1 k_w$  - constanta înfășurării statorului

$$\beta = \frac{\Delta\Omega}{\Omega_{1N}} = \frac{f_2}{f_{1N}} - \text{raportul dintre alunecarea absolută și viteza de sincronism corespunzătoare frecvenței nominale}$$

$$\Lambda = \frac{\Delta\Omega}{\Omega_1} = \frac{f_2 f_{1N}}{f_{1N} f_1} = \frac{\alpha}{\beta} - \text{alunecarea}$$

$$\sigma_1 = \frac{x_1}{x_0} ; \sigma_2 = \frac{x_2'}{x_0} - \text{coeficienții de dispersie}$$

$$\sigma = \sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_1 \sigma_2 - \text{coeficientul de dispersie total}$$

$$\Omega = \Omega_{1N}(\alpha - \beta)$$

$x_0, x_1, x_2'$  - reactanțele corespunzătoare frecvenței nominale

$$b = r_1(1 + \sigma_2) ; c = x_0 \sigma ; d = \frac{r_1}{x_0} ; e = 1 + \sigma_1$$

$$E_1 = E_2' = r_1 \phi f_1 = E_{1N} \alpha \varphi$$

$$\varphi = \frac{\phi}{\phi_N}$$

### 1.1.3.2. - Ecuatiile de funcționare a acționării cu MA

Comportarea acționării cu MA în regim tranzitoriu este descrisă prin următoarele ecuații [1.13, 1.14, 1.15, 1.16]

$$\frac{d\phi_{s\alpha}}{dt} = u_{s\alpha} - \alpha'_s \phi_{s\alpha} + \alpha'_s k_r \phi_{r\alpha} \quad (1.38)$$

$$\frac{d\phi_{s\beta}}{dt} = u_{s\beta} - \alpha'_s \phi_{s\beta} + \alpha'_s k_r \phi_{r\beta} \quad (1.39)$$

$$\frac{d\phi_{r\alpha}}{dt} = -\alpha'_r \phi_{r\alpha} + \alpha'_r k_s \phi_{s\alpha} - \Omega \phi_{r\beta} \quad (1.40)$$

$$\frac{d\phi_{r\beta}}{dt} = -\alpha'_r \phi_{r\beta} + \alpha'_r k_s \phi_{s\beta} + \Omega \phi_{r\alpha} \quad (1.41)$$

$$i_{s\alpha} = \frac{1}{\sigma L_s} (\phi_{s\alpha_0} - k_r \phi_{r\alpha_0}) \quad (1.42)$$

$$i_{s\beta} = \frac{1}{\sigma L_s} (\phi_{s\beta_0} - k_r \phi_{r\beta_0}) \quad (1.43)$$

$$i_{r\alpha} = \frac{1}{\sigma L_r} (\phi_{r\alpha_0} - k_s \phi_{s\alpha_0}) \quad (1.44)$$

$$i_{r\beta} = \frac{1}{\sigma L_r} (\phi_{r\beta_0} - k_s \phi_{s\beta_0}) \quad (1.45)$$

$$\phi_{s\alpha} = k' \phi_{s\alpha_0} - k'' \frac{d\phi_{s\alpha_0}}{dt} \quad (1.46)$$

$$\phi_{s\beta} = k' \phi_{s\beta_0} - k'' \frac{d\phi_{s\beta_0}}{dt} \quad (1.47)$$

$$\phi_{r\alpha} = k' \phi_{r\alpha_0} - k'' \frac{d\phi_{r\alpha_0}}{dt} \quad (1.48)$$

$$\phi_{r\beta} = k' \phi_{r\beta_0} - k'' \frac{d\phi_{r\beta_0}}{dt} \quad (1.49)$$

$$M = \frac{3}{2} p \frac{k_r}{\sqrt{L_s}} (\phi_{r\alpha} \phi_{s\beta} - \phi_{s\alpha} \phi_{r\beta}) \quad (1.50)$$

$$\frac{J}{P} \frac{d\Omega}{dt} = \begin{cases} 0 & \text{pentru } M < M_s - M_{Fe} - M_m \text{ și } \Omega = 0 \\ M - M_s - M_{Fe} - M_m & \text{pentru } M \geq M_s + M_{Fe} + M_m \text{ și } \Omega \neq 0 \end{cases} \quad (1.51)$$

În ecuațiile (1.38) ... (1.51) s-au utilizat următoarele notații :  $p$  - numărul perechilor de poli;  $\sigma = 1 - k_s k_r = 1 - \frac{L_m}{L_s L_r}$  = coeficientul total de dispersie;  $k_s = L_m / L_s$ ;  $k_r = L_m / L_r$ ;  $L_s = L_m + L_1$ ;  $L_r = L_m + L_2$ ;  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $L_m$  - inductivitățile de dispersie;  $\alpha'_s = 1 / \sigma T_s$ ;  $\alpha'_r = 1 / \sigma T_r$ ;  $T_s = L_s / r_1$ ;  $T_r = L_r / r_2'$  și s-a ținut seamă și de pierderile în fier.

### 1.1.3.3. - Ecuațiile acționării cu MA, în unități relative.

Pentru determinarea ecuațiilor acționării cu MA, în unități relative se adoptă următoarele mărimi de raportare [2.5] :

1°. Fluxul maxim  $\phi_{max}$ , la care motorul se consideră saturat, adoptându-se o caracteristică de magnetizare idealizată (fig.1.6)

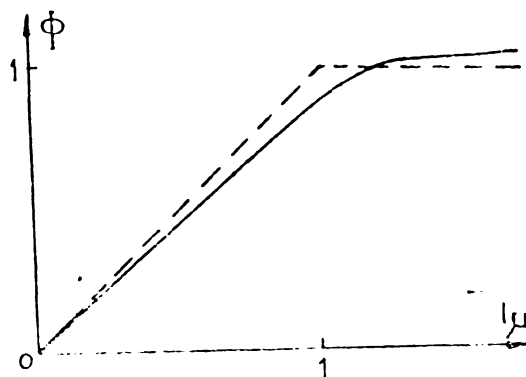


Fig.1.6 - Caracteristicile de magnetizare reală (-) și idealizată (---) ale MA

2°. Viteza de sincronism  $\Omega_{1N}$  corespunzătoare frecvenței nominale.

3°. Frecvența nominală  $f_{1N}$  pentru curenții din înfășurările statorului.

4°. Pulsatia (frecvența) critică  $\omega_k (f_k)$  pentru curenții din înfășurările rotorului, definită ca fiind acea pulsație la care reactanța înfășurării rotorice este egală cu rezistența sa;  
 $\omega_k L_2 = r_2$ .

5°. Cuplul critic  $M_k$  egal cu cuplul electromagnetic al motorului corespunzător fluxului maxim și pulsației critice.

6°. Constanta de timp mecanică  $T_m = J\Omega_1 / M_k$ , egală numeric cu timpul de accelerare al motorului de la viteza zero la viteza de sincronism la cuplu motor constant, egal cu cel critic.

7°. Curentul rotoric critic  $I_{2k}$ , corespunzător fluxului maxim și pulsației critice.

După cum se știe din teoria MA [1.17, 1.18] cuplul electromagnetic al MA este direct proporțional cu pierderile din înfășurările rotorului și invers proporțional cu pulsația curenților din rotor

$$M = C \frac{I_2^2 r_2}{\omega_2} = C \frac{\phi^2 \omega_2^2 r_2}{(r_2^2 + \omega_2^2 L_2^2) \omega_2} \quad (1.52)$$

unde

$$I_2^2 = \frac{E_2^2}{r_2^2 + \omega_2^2 L_2^2} = \frac{\phi^2 \omega_2^2}{r_2^2 + \omega_2^2 L_2^2} \quad (1.53)$$

$$r_2 = r_{20} + r_{2s}$$

C = constantă de proporționalitate

Cuplul critic va fi

$$M_k = C \frac{\phi_{max}^2 \omega_k^2 r_{20}}{2 \omega_k^2 L_2^2 \omega_k} \quad (1.54)$$

iar curentul rotoric critic

$$I_{2k} = \frac{\phi_{max} \omega_k}{\sqrt{2} \omega_k L_2} \quad (1.55)$$

Din (1.52) și (1.54) se obține cuplul electromagnetic în unități relative

$$\mu = \frac{M}{M_k} = \frac{2\phi^2 \omega r}{r^2 + \omega^2} \quad (1.56)$$

iar din (1.53) și (1.55) curentul rotoric în unități relative

$$i = \frac{I_2}{I_{2k}} = \frac{\sqrt{2} \varphi \omega}{\sqrt{r^2 + \omega^2}} \quad (1.57)$$

unde

$$\varphi = \frac{\phi}{\phi_{max}} ; \omega = \frac{\omega_2}{\omega_k} ; r = \frac{r_2}{r_0} = \frac{r_{20} + r_{2s}}{r_{20}}$$

În cazul motorului asincron cu rotorul în scurtcircuit  $r=1$  și deci

$$\mu = \frac{2 \varphi^2 \omega}{1 + \omega^2} \quad (1.58)$$

$$i = \frac{\sqrt{2} \varphi \omega}{\sqrt{1 + \omega^2}} \quad (1.59)$$

Dacă se neglijează regimul tranzitoriu electromagnetic, comportarea dinamică a acționării cu MA va fi dată de ecuația mișcării

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \mu - \mu_s \quad (1.60)$$

unde

$$\gamma = \frac{\Omega}{\Omega_{MH}} ; \tau = \frac{t}{T_m} ; \mu_s = \frac{M_s}{M_k}$$

În cazul MAB ecuația mișcării va avea forma

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \frac{2 \varphi^2 \omega r}{r^2 + \omega^2} - \mu_s$$

sau ținând seamă că  $\gamma = 1 - s_k \omega$

$$-s_k \frac{d\omega}{d\tau} = \frac{2 \varphi^2 \omega r}{r^2 + \omega^2} - \mu_s \quad (1.61)$$

unde  $s_k$  este alunecarea critică.

Pentru MAS ecuația mișcării va fi

$$\frac{d\gamma}{d\tau} = \frac{2 \varphi^2 \omega}{1 + \omega^2} - \mu_s \quad (1.62)$$

#### 1.1.3.4 - Ecuația pierderilor în MA.

Cu notațiile utilizate la punctul 1.1.1.2 pierderile totale care produc încălzirea MA sînt :

$$\Delta P = \Delta P_{cu1} + \Delta P_{cu2} + \Delta P_{Fe1} + \Delta P_{Fe2} + \Delta P_{mec} + \Delta P_p + \Delta P_s \quad (1.63)$$

unde cu indicele 1 s-au notat pierderile în stator iar cu indicele 2 pierderile în rotor.

Din ecuațiile (1.53), (1.54) și (1.55) rezultă că  $\eta_j$  poate

fi exprimat în forma

$$I_1 = \sqrt{(1+2\sigma_2) I_2'^2 + I_\mu^2} \quad (1.64)$$

iar pierderile în cupru

$$\begin{aligned} \Delta P_{cu1} + \Delta P_{cu2} &= m_1 r_1 I_1^2 + m_1 r_2' I_2'^2 = \\ &= [m_1 r_1 (1+2\sigma_2) + m_1 r_2'] I_{2N}^2 i^2 + m_1 r_1 I_{\mu N}^2 i_\mu^2 \end{aligned} \quad (1.65)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{Fe1} = \Delta P_{H1} + \Delta P_{T1} &= \alpha_{H1} f_1 \phi + \alpha_{H2} f_1 \phi^2 + \alpha_T f_1^2 \phi^2 = \\ &= \alpha_{H1} f_{1N} \phi_N \alpha \varphi + \alpha_{H2} f_{1N} \phi_N^2 \alpha \varphi^2 + \alpha_T f_{1N}^2 \phi_N^2 \alpha^2 \varphi^2 \end{aligned} \quad (1.66)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{Fe2} = \Delta P_{H2} + \Delta P_{T2} &= \alpha_{H1} (\Delta f_1) \phi + \alpha_{H2} (\Delta f_1) \phi^2 + \alpha_T (\Delta f_1)^2 \phi^2 = \\ &= \alpha_{H1} f_{1N} \phi_N \alpha \varphi (1-\gamma) + \alpha_{H2} f_{1N} \phi_N^2 \alpha \varphi^2 (1-\gamma) + \alpha_T f_{1N}^2 \phi_N^2 \alpha^2 \varphi^2 (1-\gamma)^2 \end{aligned} \quad (1.67)$$

$$\begin{aligned} \Delta P_{mec} &= \alpha_{1m} \Omega + \alpha_{2m} \Omega^2 + \alpha_{3m} \Omega^3 = \\ &= \alpha_{1m} \Omega_{1N} \gamma + \alpha_{2m} \Omega_{1N}^2 \gamma^2 + \alpha_{3m} \Omega_{1N}^3 \gamma^3 \end{aligned} \quad (1.68)$$

$$\Delta P_p = m_1 \Delta U_p k_e I_2' = m_1 \Delta U_p k_e I_{2N}' i \quad (1.69)$$

Dacă se raportează pierderile date de ecuația (1.63) la pierderile nominale (1.15) și se ține seamă de relațiile (1.65) .. (1.69) se obține ecuația pierderilor în unități relative.

$$\begin{aligned} p &= d_{cu} i^2 + d_\mu i_\mu^2 + d_{H1} \alpha \varphi (2-\gamma) + d_{H2} \alpha \varphi^2 (2-\gamma) + \\ &+ d_T \alpha^2 \varphi^2 (3-2\gamma+\gamma^2) + d_{m1} \gamma + d_{m2} \gamma^2 + d_{m3} \gamma^3 + d_p i \end{aligned} \quad (1.70)$$

unde

$$\gamma = \frac{\Omega}{\Omega_{1N}}; d_{cu} = \frac{[m_1 r_1 (1+2\sigma_2) + m_1 r_2'] I_{2N}'^2}{\Delta P_N}; d_\mu = \frac{m_1 r_1 I_{\mu N}^2}{\Delta P_N}$$

$$d_{H1} = \frac{\alpha_{H1} f_{1N} \phi_N}{\Delta P_N}; d_{H2} = \frac{\alpha_{H2} f_{1N} \phi_N^2}{\Delta P_N}; d_T = \frac{\alpha_T f_{1N}^2 \phi_N^2}{\Delta P_N}$$

$$d_{m1} = \frac{\alpha_{1m} \Omega_{1N}}{\Delta P_N}; d_{m2} = \frac{\alpha_{2m} \Omega_{1N}^2}{\Delta P_N}; d_{m3} = \frac{\alpha_{3m} \Omega_{1N}^3}{\Delta P_N}; d_p = \frac{m_1 \Delta U_p k_e I_{2N}'}{\Delta P_N}$$

În ecuația (1.70) pierderile suplimentare au fost incluse în pierderile principale electrice și magnetice.

Cuplul electromagnetic, în unități relative, se poate exprima în baza ecuației (1.36) în forma



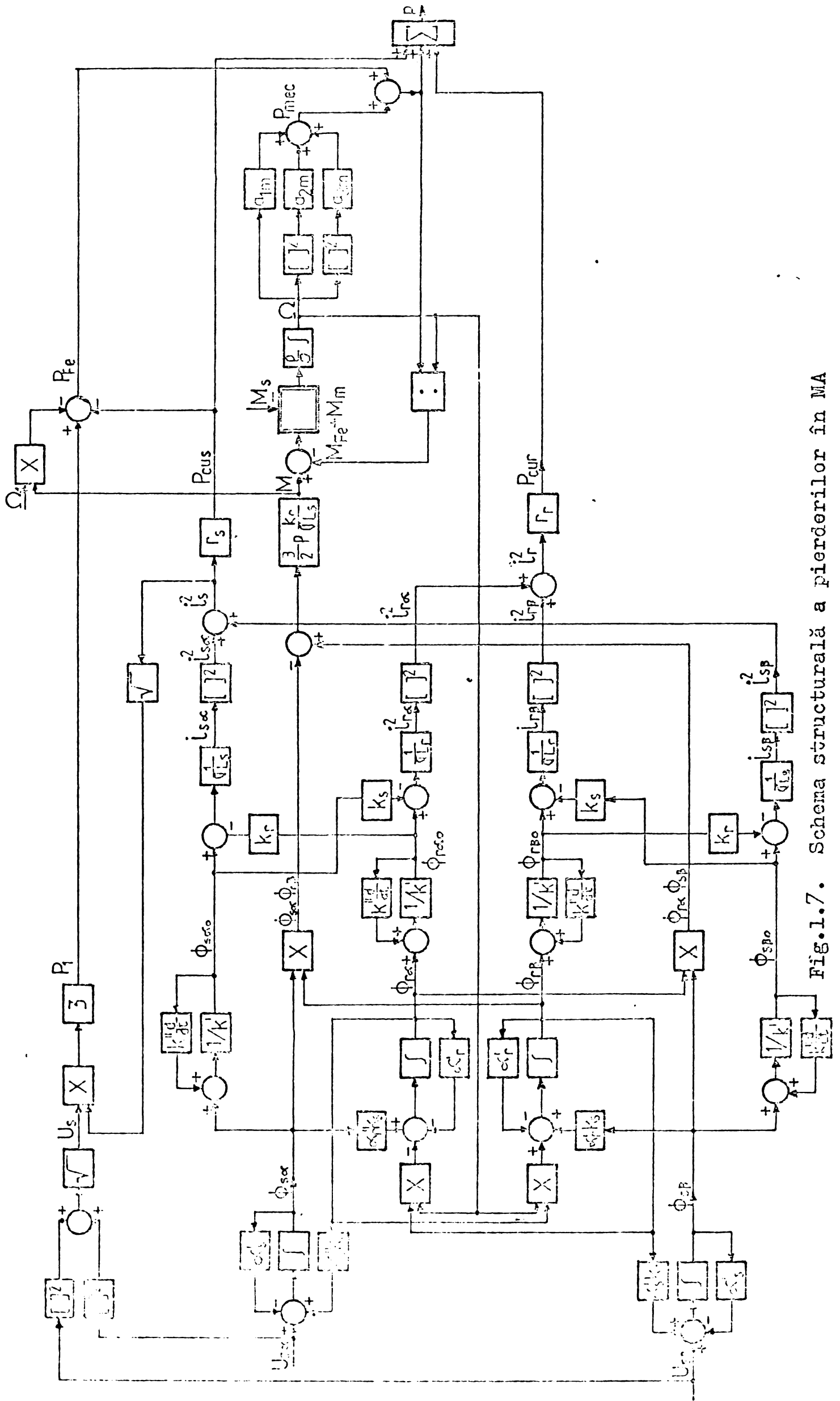


Fig.1.7. Schema structurală a pierderilor în MA

$$\mu = \frac{M}{M_N} = i \varphi \frac{\cos \psi_2}{\cos \psi_{2N}} \quad (1.71)$$

Considerându-se raportul  $\cos \psi_2 / \cos \psi_{2N} \approx 1$  [1.19] rezultă :

$$i = \frac{\mu}{\varphi} \quad (1.72)$$

Caracteristica de magnetizare poate fi aproximată printr-o relație analitică [1.20], ceea ce permite exprimarea curentului de magnetizare ca o funcție de  $\varphi$

$$i_{\mu}^2 = \psi(\varphi) \quad (1.73)$$

Tinând seamă de (1.72) și (1.73) rezultă o altă formă de prezentare a ecuației pierderilor în unități relative

$$\rho = d'_{cu} \frac{\mu^2}{\varphi^2} + d_{\mu} \psi(\varphi) + d_{H1} \alpha \varphi^{(2-\gamma)} + d_{H2} \alpha \varphi^2 (2-\gamma) + d_T \alpha^2 \varphi^2 (2-2\gamma + \gamma^2) + d_{m1} \gamma + d_{m2} \gamma^2 + d_{m3} \gamma^3 + d_p \frac{\mu}{\varphi} \quad (1.74)$$

Pentru întocmirea schemei bloc a acționării cu MA în care se evidențiază pierderile care duc la încălzirea motorului se apelează la sistemul de ecuații (1.38) ... (1.51) care se completează cu ecuațiile pierderilor :

$$P_{cus} = (i_{s\alpha}^2 + i_{s\beta}^2) r_s \quad (1.75)$$

$$P_{cur} = (i_{r\alpha}^2 + i_{r\beta}^2) r_r \quad (1.76)$$

$$P_{Fe} = 3 U_s i_s - P_{cus} - M \Omega, \quad (1.77)$$

În fig. 1.7 este prezentată schema bloc a acționării cu MA punându-se în evidență pierderile care duc la încălzirea motorului.

Schemele structurale a pierderilor din motoarele de acționare permit o modelare a acestora pe calculatorul electronic în vederea determinării unui regim optim de funcționare din punct de vedere termic sau al consumului minim de energie.

## 1.2. - Minimizarea pierderilor în motoarele electrice de acționare.

Puterea utilă a unui motor electric de acționare, construit pentru un anumit serviciu de funcționare este limitată, în principiu, de încălzirea sa. O cale de reducere a încălzirii unui ME

de acționare este micșorarea pierderilor, fără a modifica programul de lucru pe care acesta îl are de executat. În paralel cu reducerea încălzirii se obțin și economii de energie importante, mai ales în cazul ME de putere mare cum ar fi la acționarea laminoarelor, instalațiilor de extracție minieră, excavatoarelor, instalațiilor<sup>de</sup> foraj locomotivelor electrice, etc., iar în unele cazuri se mărește substanțial productivitatea și viteza regimurilor tranzitorii.

Tinându-se seamă de faptul că electronica de putere a primit o largă dezvoltare, că în instalațiile moderne ME sînt alimentate prin intermediul convertoarelor de energie electrică cu parametri controlați, este posibilă comanda optimală a acționărilor electrice automatizate și cu largi perspective de aplicare în viitor.

### 1.2.1. - Minimizarea pierderilor în ME de acționare în regim staționar.

Această problemă este specifică sistemelor de acționare care funcționează în servicii cu durate mari de lucru la viteză constantă (sau ușor variabilă) cînd pierderile care se dezvoltă în ME în perioadele de regim tranzitoriu (la pornire și oprire) nu influențează încălzirea sa.

#### 1.2.1.1. - Minimizarea pierderilor în MCCD, în regim staționar.

Tinându-se seamă de (1.3') și (1.5') ecuația pierderilor în MCCD (1.16) se poate pune în forma [1-11, 1-21].

$$p = d_{cu} \frac{\mu^2}{\varphi^2} + d_{H1} \nu \varphi + d_{H2} \nu \varphi^2 + d_T \nu^2 \varphi^2 + d_p \frac{\mu}{\varphi} + d_{m1} \nu + d_{m2} \nu^2 + d_{m3} \nu^3 + d_e \varphi^2 \quad (1.78)$$

Din ecuația (1.78) rezultă că pierderile în MCCD, în regim staționar, depind de două variabile independente; cuplul static ( $\mu_s = \mu$ ) și fluxul  $\varphi$ . În cazul general minimul pierderilor se determină din următorul sistem de ecuații

$$\frac{\partial p}{\partial \mu} = 2 d_{cu} \frac{\mu}{\varphi^2} + d_p \frac{1}{\varphi} = 0 \quad (1.79)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = -2 d_{cu} \frac{\mu^2}{\varphi^3} + d_{H1} \nu + 2 d_{H2} \nu \varphi + 2 d_T \nu^2 \varphi - d_p \frac{\mu}{\varphi^2} + 2 d_e \varphi = 0 \quad (1.80)$$

În ecuația (1.3') s-a considerat saturația  $s = 1$ .

Din ecuația (1.79) rezultă

$$\mu = - \frac{d\rho}{2d_{cu}} \varphi \quad (1.81)$$

Valoarea negativă a cuplului nu are semnificație fizică și deci se poate considera că valoarea cuplului pentru care se obțin pierderile minime este  $\mu_{opt} = 0$  ; în acest caz motorul nu dezvoltă cuplu (cuplul corespunzător pierderilor mecanice și în fier este acoperit de cuplul static activ)

Înlocuind în ecuația (1.80) pe  $\varphi^v = e = u_a - m \xi i_a - \delta u_p$  se obține valoarea optimă a fluxului

$$\varphi_{opt} = - \frac{d_{H2}(u_a - \delta u_p)}{4d_e} + \sqrt{\frac{d_{H2}(u_a - \delta u_p)^2}{16d_e^2} - \frac{d_{H1}m\rho + 2d_T(u_a - \delta u_p)m\rho}{2d_e} i_a + \frac{d_{cu} + d_T m^2 \rho^2}{d_e} i_a^2} \quad (1.82)$$

sau neglijînd pierderile în fier și pierderile electrice în contactul perie-colector

$$\varphi_{opt} = i_a \sqrt{\frac{d_{cu}}{d_e}} \quad (1.83)$$

Din ecuațiile (1.82) și (1.83) rezultă că între curentul din înfășurarea indusului și fluxul de excitație, respectiv curentul de excitație, există o relație de dependență care asigură o valoare minimă a pierderilor din motorul de acționare.

În cazul acționărilor cu MCCD de mare putere, pentru viteze de funcționare mai mici decît cele corespunzătoare caracteristicii mecanice naturale, modificarea simultană atît a tensiunii de alimentare a înfășurării indusului cît și a curentului de excitație, în așa fel încît să se asigure minimul pierderilor, ar conduce la o economie de energie electrică și la diminuarea încălzirii motorului de acționare.

#### 1.2.1.2. - Minimizarea pierderilor în MAS, în regim staționar.

Din ecuația (1.74) rezultă că, în regim staționar, pierderile în MAS depind de trei variabile independente: cuplul static ( $\mu_s = \mu$ ), frecvența tensiunii de alimentare  $\omega$  și fluxul  $\varphi$ . În cazul general minimul pierderilor se determină din următorul sistem de ecuații

$$\frac{\partial p}{\partial \mu} = 2 d_{cu} \frac{\mu}{\varphi^2} + d_p \frac{1}{\varphi} = 0 \quad (1.84)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \alpha} = d_{H1} \varphi (2-\gamma) + d_{H2} \varphi^2 (2-\gamma) + 2 d_T \alpha \varphi^2 (2-2\gamma + \gamma^2) = 0 \quad (1.85)$$

$$\frac{\partial p}{\partial \varphi} = -d_{cu} \frac{\mu^2}{\varphi^3} + d_\mu \frac{\partial \psi(\varphi)}{\partial \varphi} + d_{H1} \alpha (2-\gamma) + 2 d_{H2} \alpha \varphi (2-\gamma) + 2 d_T \alpha^2 \varphi (2-2\gamma + \gamma^2) - d_p \frac{\mu}{\varphi^2} = 0 \quad (1.86)$$

Din ecuația (1.84) rezultă

$$\mu = - \frac{d_p}{2 d_{cu}} \varphi \quad (1.87)$$

Valoarea negativă a cuplului nu are semnificație fizică și deci se poate considera că valoarea cuplului pentru care se obțin pierderile minime este  $\mu_{opt.} = 0$  ; în acest caz motorul nu dezvoltă cuplu.

Din (1.85) se obține valoarea optimă <sup>a</sup> frecvenței tensiunii de alimentare

$$\alpha_{opt.} = - \frac{d_{H1} (2-\gamma) + d_{H2} \varphi (2-\gamma)}{2 d_T \varphi (2-2\gamma + \gamma^2)} \quad (1.88)$$

sau dacă se neglijează pierderile în fierul rotorului

$$\alpha'_{opt.} = - \frac{d_{H1} + d_{H2} \varphi}{2 d_T \varphi} \quad (1.89)$$

Valoarea negativă pentru frecvența optimă a tensiunii de alimentare, în scopul minimizării pierderilor, nu are semnificație fizică, deci se poate considera  $\alpha_{opt.} = 0$  ; în acest caz motorul nu dezvoltă cuplu.

Din ecuația (1.86) dacă se consideră caracteristica de magnetizare liniară ( $i_\mu = k_\varphi \varphi$ ) și se neglijează componenta pierderilor prin histerezis proporțională cu fluxul și pierderile pe contactul perie-colector rezultă

$$\varphi_{opt.} = \sqrt{\mu} \sqrt[4]{\frac{d_{cu}}{2 d_\mu k_\varphi^2 + 2 d_{H2} \alpha (2-\gamma) + 2 d_T \alpha^2 (2-2\gamma + \gamma^2)}} \quad (1.90)$$

sau neglijîndu-se și pierderile în fierul rotorului

$$\varphi'_{opt.} = \sqrt{\mu} \sqrt[4]{\frac{d_{cu}}{2 d_\mu k_\varphi^2 + 2 d_{H2} \alpha + 2 d_T \alpha^2}} \quad (1.91)$$

Dacă se consideră caracteristica de magnetizare neliniară

dată de expresia algebrică [1.20]

$$\psi(\varphi) = i_{\mu}^2 = B \varphi^6 \frac{\varphi_N^2}{i_{\mu N}^2} - C \varphi^2 \frac{\varphi_N^2}{i_{\mu N}^2} \quad (1.92)$$

se obține

$$\varphi_{opt}'' = \sqrt[4]{\frac{C}{6B} - \frac{dH_2}{12Bd\mu} \frac{\varphi_N^2}{i_{\mu N}^2} \varphi - \frac{dT}{6Bd\mu} \frac{\varphi_N^6}{i_{\mu N}^2} \varphi^3} + \sqrt{\left(\frac{C}{6B} - \frac{dH_2}{12Bd\mu} \frac{\varphi_N^2}{i_{\mu N}^2} \varphi - \frac{dT}{6Bd\mu} \frac{\varphi_N^6}{i_{\mu N}^2} \varphi^3\right)^2 + \frac{dCu}{6Bd\mu} \frac{\varphi_N^6}{i_{\mu N}^2} \mu^2} \quad (1.93)$$

Din ecuațiile (1.90), (1.91) și (1.92) rezultă că între cuplul la arborele motorului, flux și frecvență există o relație de dependență care asigură o valoare minimă a pierderilor din motorul de acționare.

În cazul acționărilor cu MAS de mare putere, modificarea și simultană atât a amplitudinii tensiunii de alimentare cât și a frecvenței funcție de viteză de rotație și cuplul la arbore necesar, în așa fel încât să se asigure minimul pierderilor, ar conduce la o economie de energie electrică și la diminuarea încălzirii motorului de acționare.

### 1.2.2. - Comanda optimală a acționărilor electrice în scopul minimizării încălzirii ME

Un sistem de acționare electrică poate fi apreciat, în general, prin anumiți indici de calitate sau performanță. Este de dorit ca unul sau mai mulți indici de performanță să atingă valoarea lor extremă ținând cont de anumite condiții suplimentare și de domeniul de lucru.

Optimizarea înseamnă găsirea mulțimii de valori a uneia sau mai multor mărimi de comandă a sistemului de acționare pentru care funcționala indicelui de performanță ia valoarea extremă, ținând seamă de condițiile la limită, cele izoperimetrice, legături diferențiale și mărginirile mărimilor de comandă [1.22, 1.23, 1.24, 2.3] .

În cazul acționărilor electrice care funcționează în servicii cu frecvență mare de comutare ca indice de performanță se consideră pierderile care determină încălzirea ME. În cazul acționărilor electrice în care ME este ales din punct de vedere a încălzirii, măsura pierderilor permite reducerea gabaritului, greutateii și prețului de cost a ME. Din acest motiv problemei comenzii optimale a acționărilor electrice i s-a acordat o atenție deosebită -

bită și i s-au dedicat un număr mare de lucrări.

Astfel în [1.25] se tratează problema graficului de mișcare pentru care încălzirea motorului este minimă. Presupunându-se un grafic de mișcare triunghiular, nesimetric și aplicând expresia cuplului echivalent se ajunge la concluzia că, graficul de mișcare optim din puncte de vedere al încălzirii minime este triunghiul isoscel.

În lucrarea [2.5] problema determinării comenzii optimale din punct de vedere al rapidității în funcționare cu considerarea încălzirii, este rezolvată prin metoda clasică a calculului variațional iar în [1.26] aceeași problemă este rezolvată cu ajutorul principiului maximului.

#### 1.2.2.1. - Comanda optimală a acționării cu MCC

Comenzii optimale a acționării cu MCC i s-a dedicat o literatură vastă [1.21, 2.5, 1.26, 1.27, 1.28, 1.29]. În toate aceste lucrări pentru reducerea volumului de calcul se iau în considerație numai pierderile prin efect Joule în înfășurarea indusului, care de alt fel au ponderea cea mai mare.

Se consideră următoarele ecuații în unități relative :

1<sup>o</sup> - Drumul parcurs de ML în timpul T este exprimat prin integrala

$$\alpha = \int_0^T \nu \, d\tau \quad (1.94)$$

Pentru unitatea drumului parcurs s-a adoptat drumul efectuat de ML într-un timp egal cu  $T_m$  la viteza de rotație a motorului egală cu cea nominală. Aceeași integrală exprimă și unghiul de rotație al motorului în unități relative.

2<sup>o</sup> - Ecuația încălzirii cuprului din înfășurarea indusului.  
[1.30]

$$T_\theta \frac{d\theta}{dt} + \theta = i^2 \quad (1.95)$$

Pentru unitatea de supratemperatură se adoptă supratemperatura în regim de lucru nominal.

3<sup>o</sup> - Cantitatea de căldură degajată în înfășurarea indusului în timpul T este egală cu

$$Q = \int_0^T i^2 dz \quad (1.96)$$

Pentru unitatea cantității de căldură, degajată în înfășura - rea inductorului, se adoptă căldura degajată în regim de lucru nominal într-un timp egal cu  $T_m$ .

4<sup>o</sup> - Ecuația mișcării (vezi punctul 1.1.2.1)

$$\frac{d\psi}{dz} = i\varphi - \mu_s \quad (1.97)$$

5<sup>o</sup> - Tensiunea la bornele inductorului (vezi punctul 1.1.2.1)

$$u = \varphi\psi + mi + n \frac{di}{dz} \quad (1.98)$$

Se poate formula următoarea problemă a comenzii optimale a acționării cu MCCD : găsirea comenzilor  $u(z)$  și  $\varphi(z)$  și a funcțiilor  $\psi(z)$  și  $i(z)$  care asigură minimumul integralei (1.96) la îndeplinirea programului dat de deplasare - integrala (1.94) și ținând cont de ecuațiile de legătură (1.97) și (1.98).

Rezolvarea problemei, astfel formulate, trebuie să țină seamă și de o serie de restricții care se impun stării și comenzii sistemului de acționare:

- restricția după încălzire - cea mai importantă

$$Q = \int_0^T i^2 dz \leq Q_{adm}. \quad (1.99)$$

sau ținând seamă de transferul de căldură  $\theta \leq 1$

- limitarea vitezei de rotație datorită forțelor centrifuge

$$|\psi| \leq \psi_{max} \quad (1.100)$$

- limitarea curentului din inductor din considerente de comuta -  
ție

$$|i(\psi, \varphi)| \leq i_{max} \quad (1.101)$$

- limitarea valorii accelerației și șocului

$$\left| \frac{d\psi}{dz} \right| \leq \alpha_{max} \quad (1.102)$$

$$\left| \frac{d^2\psi}{dz^2} \right| \leq A_{max} \quad (1.103)$$

- limitarea valorii tensiunii de alimentare



$$u \leq u_{max} \quad (1.104)$$

- limitarea valorii fluxului

$$\varphi_{min} \leq \varphi \leq 1 \quad (1.105)$$

Din lucrările de specialitate [1.21, 1.26, 1.27, 2.5] care se ocupă de problema comenzii optimale a acționării cu MCCD se desprind o serie de concluzii importante:

1<sup>o</sup> - În cazul acționărilor cu cuplu static constant ( $\mu_s = \text{const.}$ ) legile de comandă optimală după criteriul energiei minime și încălzirii minime coincid. Pentru cupluri statice dependente de timp sau viteză această coincidență poate să nu aibă loc.

2<sup>o</sup> - Comanda optimală este aplicabilă, în special, în cazul acționărilor care lucrează în serviciu intermitent la care timpul de lucru  $T$  este comparabil cu constanta mecanică de timp  $T_m$ .

3<sup>o</sup> - La majoritatea acționărilor cu cuplul static dependent de viteză ( $\mu_s = k_1 + k_2 v + k_3 v^2$ ), cum ar fi pompele și ventilatoarele, timpul de lucru este așa de mare față de constanta mecanică de timp ( $T \gg T_m$ ) că legea de comandă optimală se reduce la condiția  $v = \text{const.}$ , practic, pentru tot intervalul  $T$  cu excepția începutului și sfârșitului.

4<sup>o</sup> - În cazul acționărilor cu cuplu static de forma  $\mu_s = k_1 + k_2 v$ , la care există o rezervă din condițiile de încălzire, comanda optimală după criteriul energiei minime consumate duce la curenți mai mari în indus la începutul și sfârșitul intervalului de lucru. În acest caz pentru a nu intra în contradicție cu limitele impuse de comutație, trebuie introdusă restricția  $i \leq i_{max}$ .

5<sup>o</sup> - În lucrarea [2.5] se arată că la pornirea unui motor de putere medie, avînd la arbore un cuplu constant  $\mu_s = 0,5$ , de la  $v_1 = 0$  la  $v_2 = 0,9$  cantitatea de căldură degajată în înfășurarea indusului este de 4,36 ori mai mică în cazul comenzii optimale decît la pornirea prin conectare directă la tensiunea nominală  $u = 1$ .

6<sup>o</sup> - În cazul unui motor care are la arbore un cuplu static proporțional cu viteza  $\mu_s = 0,4 + 0,8 v$  și un timp de lucru  $T=5$ , cantitatea de căldură degajată în înfășurarea indusului este de 4,9 ori mai mică în cazul comenzii optimale ( fig. 1.8) decît în

cazul unui grafic de mișcare de formă triunghiulară.

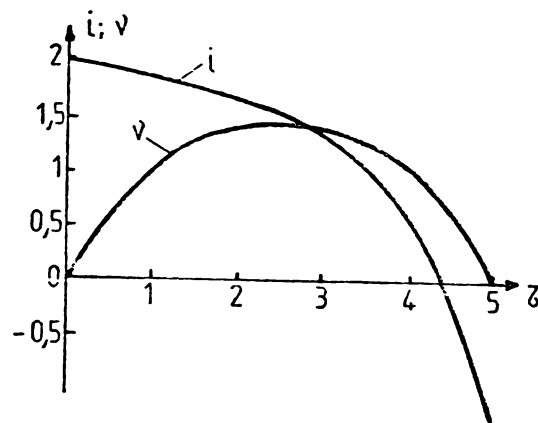


Fig. 1.8 - Legile optimale de variație a curentului din in-  
dus și vitezei de rotație  
pentru  $\mu_s = 0,4 + 0,8 \gamma$  și  $T=5$

#### 1.2.2.2. - Comanda optimală a acționării cu MA

Problema comenzii optimale a acționărilor de curent alterna-  
tiv are o deosebit de mare valoare practică, deoarece ME de c.a. -  
și, în special, cel mai răspândit MAS - au incontestabile avantaje  
față de ME de c.c., cum ar fi greutatea, indicii energetici și si-  
guranța în exploatare.

Perfecționările, din ultimii ani, cu privire la convertoarele  
statice cu frecvență și tensiune variabile, au deschis pentru ME  
de c.a. noi domenii de aplicare în acționările cu viteză variabilă.  
Pentru aceste sisteme de acționare trecerea la comanda optimală  
poate aduce creșteri importante ale productivității, rapidității  
în funcționare și indicilor energetici.

Trebuie amintit că pentru MA primul rol îl joacă comanda op-  
timală la considerarea restricțiilor după încălzire. La MA res-  
tricția după comutație nu are sens.

Se poate menționa, de asemenea, că comenzii optimale a MA i  
s-au consacrat un număr mult mai mic de studii decât comenzii  
MCC [1.31, 1.32, 1.33, 2.1, 2.2].

Pentru simplificarea problemei s-au luat în considerație  
numai pierderile prin efect Joule din înfășurările rotorului  
(pierderile din înfășurările statorului sînt proporționale cu  
cele din înfășurările rotorului) și se apelează la ecuațiile de  
funcționare în unități relative (vezi punctul 1.1.3.3).

În cazul MAS problema comenzii optimale are următoarea for -

mulare matematică : găsirea comenzilor  $\varphi(\tau)$  și  $\omega(\tau)$  și a funcțiilor  $\nu(\tau)$  și  $\mu(\tau)$  care să asigure minimul integralei (1.96) pentru valoarea dată a integralei (1.94) și ținând cont de ecuația de legătură (1.60), îndeplinirea restricțiilor după saturație ( $\varphi \leq 1$ ), viteză maximă ( $\nu \leq \nu_{max.}$ ) și cuplul ( $|\mu| \leq 1$ ) și condițiile la limită  $\nu(0) = \nu(\tau) = 0$

Problema formulată mai sus este o problemă de extremum condiționat pentru o funcțională, condițiile fiind de tip diferențial și izoperimetrice. Ea este rezolvată, utilizând principiul maximului, în lucrarea [2.2] și prin metoda calculului variațional în lucrarea [2.5]. Astfel pentru  $\mu_s = 0,3$  și  $T = 10$  (fig. 1.9) pulsația curentului rotoric ( $\omega$ ) are în momentul inițial o valoare maximă, apoi scade, trece prin zero și spre sfârșitul programului de lucru devine negativă (se schimbă sensul câmpului învârtitor) iar cuplu electromagnetic are o valoare maximă în momentul inițial ( $\tau = 0$ ) și scade, în final, devenind negativ. În cazul  $\mu_s = 0,3 + 0,2 \nu$  și  $T = 10$  (fig. 1.10), frecvența ( $\omega$ ) și cuplul electromagnetic variază mult mai lent în prima parte a programului de lucru, pentru a marca o scădere bruscă în momentul începerii frînării.

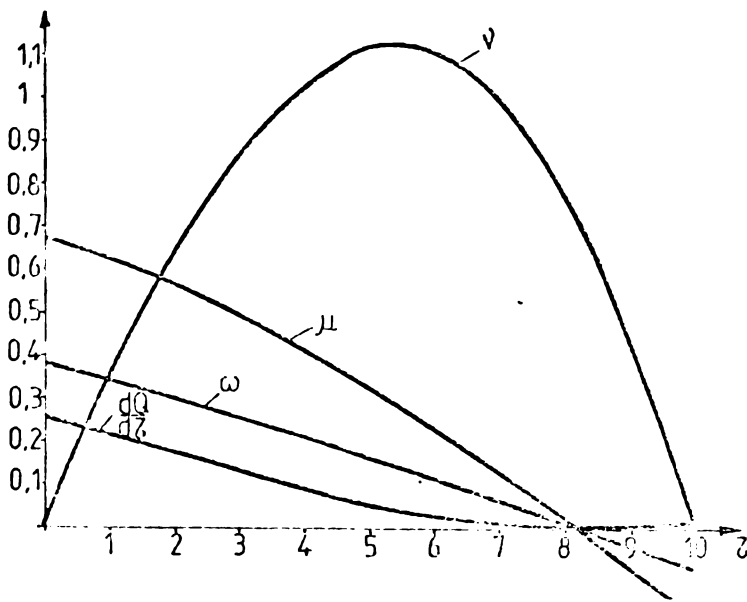


Fig. 1.9 - Legile de comandă optimale ale IAS pentru  $\mu_s = 0,3$  și  $T = 10$

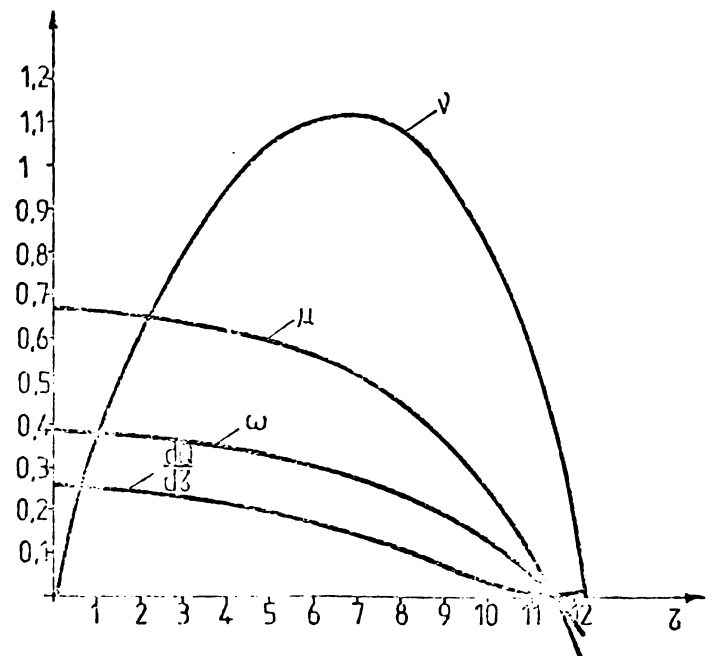


Fig. 1.10 - Legile de comandă optimale ale IAS pentru  $\mu_s = 0,3 + 0,2 \nu$  și  $T = 10$

Pentru IAB problema comenzii optimale are următoarea formulare matematică : găsirea comenzilor  $r(\tau)$  și  $\varphi(\tau)$  și a funcțiilor  $\nu(\tau)$  și  $\mu(\tau)$  care să asigure minimul integralei (1.96) pentru valoarea dată a integralei (1.94) și ținând seama de ecuația de legătură (1.61), îndeplinirea restricțiilor după saturație ( $\varphi \leq 1$ ), viteză maximă ( $\nu \leq \nu_{max.}$ ) și cuplu ( $|\mu| \leq 1$ ) și

condițiile la limită  $v(c) = v(\tau) = 0$

În lucrările [2.1, 2.5] această problemă este rezolvată prin metoda clasică a calculului variațional. Legile de variație a cuplului și vitezei au aceeași formă ca la comanda prin amplitudine și frecvența tensiunii de alimentare (fig.1.11). Pentru obținerea unui cuplu negativ la sfârșitul programului de lucru este necesară schimbarea sensului cîmpului învîrtitor. Rezistența totală a fazei rotorului are o valoare minimă spre jumătatea intervalului de lucru, iar în final tinde spre  $\infty$ , ceea ce indică deschiderea circuitului rotoric.

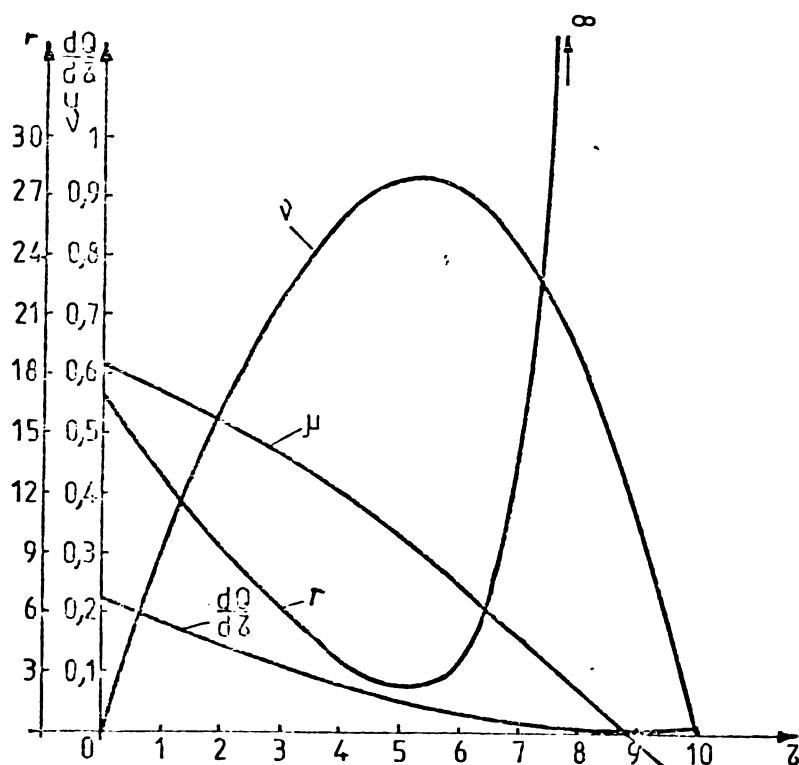


Fig. 1.11 -- Legile de comandă optimale ale MAB pentru  $\mu_s=0,3$  și  $T = 10$

Din analiza rezultatelor privind comanda optimală a acționărilor cu MA se desprind o serie de concluzii importante :

1<sup>o</sup> - Pierderile în înfășurarea rotorului, la îndeplinirea deplasării date, sînt cu atît mai mici cu cît fluxul este mai mare și minimul pierderilor (și deci al încălzirii) se atinge pentru

$\varphi = 1$  (valoarea maximă posibilă după condiția de saturație). Deci amplitudinea tensiunii de alimentare a MA trebuie astfel reglată încît fluxul de înlănțuire cu rotorul să rămîna tot timpul constant și egal cu cel maxim posibil [1.34] .

2<sup>o</sup> - În cazul unei acționări cu MAS avînd  $T_m = 2$  sec. și  $M_s = 0,3 M_N$  la decelerare de la  $s = 1$  la  $s = 0,05$  se realizează o reducere a pierderilor în rotor de 2,2 ori la comanda optimală față de alimentarea la tensiune cu amplitudine și frecvență cons -

tentă [ 2.5 ] .

3<sup>o</sup> - La acționarea cu MAB nu poate fi realizat un program de deplasare care impune (din condiția de optim) ca viteza să fie mai mare decât cea corespunzătoare cuplului static pe caracteristica mecanică naturală. Frecvența tensiunii de alimentare fiind constantă, viteza de rotație nu poate fi egală sau mai mare decât viteza de sincronism [ 2.1 ] .

4<sup>o</sup> - Parametrii MA, proiectate special pentru a lucra în condițiile reglării frecvenței și amplitudinii tensiunii de alimentare, se pot deosebi esențial de parametrii motoarelor de construcție obișnuită. Astfel mărimea cuplului de pornire nu joacă un rol important, deoarece pornirea se face prin modificarea liniei a frecvenței tensiunii de alimentare, rezistența rotorului fiind aleasă numai din condiția pierderilor minime și încălzirii rotorului. Cuplul critic nu depinde de reactanța înfășurării statorului și deci alegerea geometriei crestăturii poate fi făcută din alte considerente ( micșorarea pierderilor superficiale și pulsatorii sau reducerea încălzirii) decât micșorarea reactanței.

Complexitatea modelului matematic a sistemelor de acționare electrică precum și forma complexă a criteriului de optimizare face ca determinarea soluției conducerii optimale, formulată mai sus, să fie destul de dificilă prin metodele clasice bazate pe calculul variațional sau principiul maximumului. Astfel rezultatele, prezentate mai sus, s-au obținut fără a se ține seamă de o serie de restricții cum ar fi : limitarea șocului, accelerației, vitezei, curentului, amplitudinii și frecvenței tensiunii de alimentare, etc.

În capitolul 2 al lucrării se prezintă o metodă originală de tratare a acestei probleme, care oferă o cale sigură, simplă și eficientă în determinarea conducerii optimale ținându-se seamă de complexitatea restricțiilor impuse asupra stării și (sau) conducerii.

### 1.3. - Problematika calculului încălzirii și ventilației motoarelor electrice de acționare

Unul din factorii principali care limitează puterea pînă la care pot fi construite ME este solicitarea termică admisibilă, în sensul necesității menținerii temperaturii părților active la o anumită valoare bine determinată de condițiile de exploatare și de calitatea materialelor utilizate. În acest sens problema prodeterminării cît mai exacte, prin calcul, a încălzirii ME devine din ce în ce mai interesantă atît pentru proiectanții de ME cît și pentru cei care utilizează ME. Cunoașterea încă din faza de proiectare a punctelor cu solicitările termice cele mai intense permite inginerului proiectant să ia măsuri suplimentare de îmbunătățire a sistemului de răcire. Alături de îmbunătățirea materialelor și tehnologiei de fabricație, perfecționarea mijloacelor de evacuare a căldurii din ME reprezintă o cale importantă de reducere a greutateii și dimensiunilor, deci de ieftinire a ME.

#### 1.3.1. - Regimul termic staționar al ME.

Un ME se află într-o stare termică staționară dacă regimul de funcționare, răcirea, producerea căldurii, curgerea căldurii și câmpul de temperatură din motor sînt independente de timp.

Problema calculului termic staționar a unui ME constă, în general, în stabilirea câmpului de supratemperaturi  $\theta(x, y, z)$  pentru o distribuție dată a densității pierderilor  $q(x, y, z)$  și o temperatură de intrare dată a fluidului de răcire.

O reprezentare precisă a câmpului termic staționar în ME comportă rezolvarea unei ecuații Fourier [1.35]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left( \lambda_x \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( \lambda_y \frac{\partial \theta}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \lambda_z \frac{\partial \theta}{\partial z} \right) = -q \quad (1.106)$$

pentru un domeniu spațial complicat, cuprinzînd un mediu neomogen și anizotrop, în condiții la frontieră complicate. În practică, rezolvarea absolut generală a unei asemenea probleme este imposibilă și este necesar să se utilizeze metode de cercetare simplificate.

În cazul ME de putere mare se remarcă lipsa fluxurilor termice dintr-o parte activă în alta, fapt ce dă posibilitatea împărțirii părților active în elemente de o formă geometrică mai simplă

și care nu depind una de alta sub raport termic. Formularea diferențială a câmpului termic este în acest caz mai ușoară și permite o analiză riguroasă a influenței parametrilor termici asupra încălzirii părților active, cu rezultate practice profitabile.

În practica curentă, pentru calculul încălzirii staționare a ME se utilizează metoda parametrilor termici, metoda rețelelor termice echivalente și metoda modelării.

Metoda parametrilor termici [1.36] utilizează principiul superpoziției, potrivit căruia, supratemperatura unei părți componente a ME se prezintă sub forma unei sume de supratemperaturi parțiale, condiționate de pierderile parțiale care se produc în celelalte părți componente a ME

$$\theta = \sum_{i=1}^n \Delta \theta_i \quad (1.107)$$

Această metodă nu dă o imagine completă a încălzirii ME, deoarece nu ține cont de faptul că diferitele părți ale motorului se află în condiții diferite față de agentul răcitor. Ea se folosește mai mult ca o metodă de estimare a supratemperaturilor medii din ME fără a indica locurile cu supratemperatură maximă.

În cazul calculului încălzirii staționare a ME prin metoda rețelelor termice [1.37, 1.38, 1.39] se împarte mașina în  $n$  elemente tridimensionale care au aceleași condiții de răcire în întregul lor volum și aceleași condiții de răcire pe întreaga lor suprafață. Ansamblul acestor elemente împreună cu rezistențele termice care le leagă (prin care urmează schimbul de căldură) formează rețeaua termică staționară echivalentă a ME iar regimul termic este descris de ecuații algebrice. Ca definiție a rezistenței termice echivalente se folosește relația

$$R_{ij} = \frac{\theta_i - \theta_j}{Q_{ij}} \quad (1.108)$$

în care  $\theta_i$  și  $\theta_j$  sînt supratemperaturile a două surse de căldură între care curge fluxul de căldură  $Q_{ij}$ .

În cazul unei bare cu secțiune constantă  $S$ , de lungime  $l$  și coeficientul de conductibilitate termică  $\lambda$  rezistența termică are expresia

$$R_\lambda = \frac{l}{\lambda S} \quad (1.109)$$

În mod analog se definește rezistența termică convectivă

$$R_c = \frac{1}{hC_p} \quad (1.110)$$

și rezistența termică a transferului de căldură

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\alpha A} \quad (1.111)$$

În relațiile (1.110) și (1.111) s-au notat:  $M$  - debitul masic al fluidului de răcire;  $c_p$  - căldura specifică a fluidului de răcire;  $\alpha$  - coeficientul de transmitere a căldurii și  $A$  - suprafața corpului spălată de fluid.

Metoda rețelelor termice permite calculul repartiției supratemperaturilor precum și valoarea maximă a supratemperaturii dar pe de altă parte, în cazul unui număr mare de elemente în care se descompune mașina, volumul calculelor crește. Schemele termice echivalente care se întâlnesc în literatura de specialitate prezintă o serie de dezavantaje

a) rezistența termică echivalentă depinde de direcția de curgere a fluxurilor de căldură, ceea ce implică utilizarea unor scheme termice nesimetrice;

b) diferențele supratemperaturilor medii între două elemente nu sînt un indiciu al curgerii căldurii între ele;

c) rețeaua termică echivalentă trebuie să fie de la început bine analizată pentru alegerea corespunzătoare a schemelor și expresiilor rezistențelor termice și eventual după prima rezolvare a rețelei termice să se facă corecțiile necesare.

În literatura de specialitate [1.40] sînt expuse avantajele și dezavantajele utilizării unui calculator analogic pentru mecanizarea calculului termic. O soluție simplă o constituie utilizarea modelării cu ajutorul unei rețele electrice de curent continuu, ceea ce permite, în unele cazuri, rezolvarea problemelor de încălzire staționară a ME.

Exactitatea calculului termic al unui ME depinde în mare măsură de precizia cu care sînt stabiliți coeficienții de conductibilitate termică și de transfer a căldurii. În acest sens este necesară prezența unor laboratoare specializate pentru studiul încălzirii și ventilației ME care ar avea ca primă sarcină determinarea parametrilor termici ai materialelor folosite în construcția ME precum și stabilirea coeficienților de transfer a căldurii pentru elementele componente a ME.

Determinarea experimentală a câmpului de temperaturi la prototipul ME dintr-o serie nouă de motoare, permite proiectantului să reanalizeze calculul termic prin corectarea coeficienților ter-



mici luați inițial în considerare. Măsurarea temperaturii elementelor ME se pune nu numai la efectuarea probei de încălzire la stand dar și în timpul exploatării ME pentru o utilizare rațională a sa [ 1.57 ] .

Dacă pentru părțile fixe ale ME măsurarea temperaturii este o problemă rezolvată și se execută de toate fabricile constructoare, nu același lucru se poate afirma despre părțile aflate în mișcare. Utilizarea contactelor alunecătoare pentru culegerea informației din elementele în mișcare este o soluție incomodă iar metoda este însoțită de erori mari. În colaborare cu ICP Electroputere Craiova s-a realizat în cadrul laboratorului de acționări electrice al Facultății de electrotehnică din Craiova o instalație originală (descrișă în capitolul 5) pentru măsurarea în mai multe puncte a temperaturii în rotorul ME [ 5.10 ] .

### 1.3.2. - Regimul termic tranzitoriu al ME

Calculul încălzirii ME în timpul diferitelor procese tranzitorii a căpătat în ultimul timp o însemnătate deosebită. În vederea obținerii celor mai favorabili indicatori tehnico-economici ai sistemelor electrice de acționare este recomandabil ca ME să fie verificate în prealabil din punct de vedere al supratemperaturii maxim admisibile [ 1.40, 1.41, 1.42, 1.43, 1.44 ] .

Procesul de încălzire a unui corp omogen este descris de o ecuație diferențială ordinară

$$C \frac{d\theta}{dt} + G\theta = Q \quad (1.112)$$

a cărei soluție ținând cont de condiția inițială  $\theta(0) = \theta_0$  este

$$\theta = \theta_0 + (\theta_s - \theta_0) \left( 1 - e^{-\frac{t}{T}} \right) \quad (1.113)$$

unde  $\theta_s$  este supratemperatura staționară,  $T = C/G$  este constanta termică de timp,  $C$  - capacitatea termică și  $G$  - conductibilitatea termică a transferului de căldură.

Înlocuindu-se un ME printr-un sistem de  $n$  corpuri omogene legate între ele și cu exteriorul prin rezistențe termice se obține un model fizic analog pentru descrierea încălzirii. Fiecărui corp din rețeaua surselor de căldură i se atașează o capacitate termică  $C$  și o supratemperatură medie  $\theta$  . Rezultă astfel că regimul termic tranzitoriu al ME este descris de un sistem de  $n$  ecuații diferențiale

$$G \cdot \theta = Q - C \frac{\partial \theta}{\partial t} \quad (1.114)$$

unde  $G$  este matricea diagonală a conductanțelor termice,  $\theta$  este vectorul suprateraturilor,  $Q$  este vectorul pierderilor iar  $C$  este vectorul capacităților termice.

În cazul ME cu puteri pînă la 1000 kW se poate considera pentru unele noduri ale rețelei termice corespunzătoare aerului din interior și carcasei, că valoarea capacităților termice este nulă iar sistemul (1.114) este format din ecuații algebrice și diferențiale [1.44].

Sistemul de ecuații (1.114) se poate rezolva pe cale numerică pe un calculator electronic.

Încercările de modelare prin rețele electrice cu elemente pasive a încălzirii nestaționare a ME [1.45, 1.46] nu au dat rezultate satisfăcătoare întrucît în afară de erorile proprii ale metodei legate de trecerea de la un câmp termic continuu la unul discret apar erori datorită abaterii valorilor elementelor de circuit de la cele obținute prin calcul și erori de înregistrare a rezultatelor.

### 1.3.3. - Aspecte ale calculului ventilației ME

Problemele de ventilație a ME care se pun în momentul de față sînt consecințe a doi factori, și anume, creșterea puterii ME pe de o parte și tendința de economisire la maximum a materialelor pe de altă parte.

Calculul ventilației unui ME constă în determinarea debitelor de aer în canalele de răcire și a presiunii care să asigure aceste debite. Cunoașterea debitelor de aer este necesară pentru determinarea vitezelor aerului și respectiv a coeficienților de transfer a căldurii [1.47].

S-a constatat că o importanță covârșitoare o prezintă, pentru procesul de răcire a ME, asigurarea regimului de curgere turbulent și adoptarea unor viteze ridicate ale fluidului de răcire [1.48, 1.49]. Realizarea vitezelor critice care asigură regimul de curgere turbulent nu prezintă dificultăți în construcția ME; mărirea vitezelor fluidului de răcire va fi evident limitată de creșterea pierderilor de presiune și deci de valoarea globală a randamentului ME.

Problema prăfuirii aerului de ventilație sau a existenței unui mediu exploziv (acționarea instalațiilor din exploatarea miniere la zi și subteran, industria chimică, industria materialelor de construcții, industria petrolului, etc.) obligă adeseori proiectanții la adoptarea unui circuit de ventilație închis care cedează căldura mediului exterior prin intermediul unui SC [1.47].

Un calcul riguros al ventilației se efectuează în patru etape [1.50]:

- a) Se calculează caracteristicile debit-presiune ale ventilatoarelor și canalelor de răcire;
- b) se efectuează controlul impedanțelor parțiale ale diferitelor elemente de circuit. Se definește ca impedanță a unui element raportul  $Z = \Delta P/V^2$ ,  $\Delta P$  fiind pierderea de presiune pentru un debit volumic  $V$ .

Aceste impedanțe sînt calculate cu formulele clasice ale dinamicii fluidelor, deci se consideră că ele nu depind de viteza fluidului ci numai de geometria canalului.

- c) Se stabilește schema echivalentă a circuitului de ventilație în baza căreia se poate calcula debitul global și debitele parțiale pe fiecare ramură de circuit, operație pur matematică.

Circuitele de ventilație a ME, cu un pronunțat caracter neliniar, fac parte din clasa circuitelor neelectrice, care fiind caracterizate prin ecuații izomorfe cu ecuațiile corespunzătoare teoremelor lui Kirchhoff, pot fi rezolvate cu metode proprii circuitelor electrice neliniare [1.39, 1.52].

- d) Se compară rezultatele calculate cu cele experimentale [1.52, 1.53, 1.54].

Dacă o parte din problemele ridicate de ventilația ME sînt accesibile prin calcule rămîn totuși numeroase aspecte (coeficienții de frecare, ameliorarea aerodinamicii interne și a prăților de intrare a fluidului, stabilirea numărului optim de canale, influența rotației și efectului de ventilator a distanțorilor din rotor, gradul de turbulență, etc.) care nu pot fi urmărite decît prin măsurători experimentale. Acest fapt a determinat numeroase firme să-și construiască laboratoare specializate pentru studiul complet al ventilației și schimbului de căldură în ME [1.55, 1.52, 1.53, 1.54, 1.56, 1.49].

Numai urmărind o astfel de metodică este posibil să se urmărească în fiecare din punctele în care se face transferul de căl-

dură care este cantitatea de căldură preluată de fluid și de a lua măsuri de ameliorare. Și pentru aceasta nu este în mod obligatoriu creșterea debitului de fluid pentru diminuarea încălzirii ci mai curînd în a face să treacă acolo unde el este necesar.

#### 1.4 - C o n c l u z i i

Regimul termic care se stabilește într-un ME de acționare, sub aspect constructiv, depinde pe de o parte de puterea surselor de căldură și pe de altă parte de eficiența sistemului de răcire adoptat iar din punct de vedere al utilizării depinde de regimul de lucru al sistemului de acționare.

Studiului regimurilor termice din ME sub aspect teoretic și experimental i se acordă în ultima perioadă atît pe plan mondial cît și în țara noastră o importanță deosebită, fiind unanim recunoscut ca o cale importantă de îmbunătățire a performanțelor ME și de realizare a unor ME cu puteri din ce în ce mai mari.

Din analiza principalilor factori care influențează regimul termic al ME de acționare de mare putere rezultă mijloacele de reducere a încălzirii : minimizarea pierderilor prin conducerea optimă a sistemului de acționare, stabilirea unor metodici de calcul a încălzirii și ventilației cît mai precise și folosirea tehnicilor de calcul moderne, intensificarea răcirii ME prin utilizarea unor sisteme noi de evacuare a căldurii, cercetarea de laborator mai amănunțită a fenomenelor termice și de ventilație din ME puțin cunoscute în prezent și adoptarea unor metode și mijloace de măsurare a parametrilor termotehnici cu precizie ridicată.

Determinarea schemelor structurale bloc ale pierderilor din ME de acționare, întocmite de autor, permit prin modelarea lor pe calculatoare electronice o analiză eficientă a acestor pierderi pentru diferite regimuri de lucru în vederea optimizării sistemului de acționare din punct de vedere termic.

Tinînd seamă de dezvoltarea electronicii și electronicii de putere precum și de dezvoltarea automaticii, adoptarea unui sistem de conducere optimă din punct de vedere energetic a acționărilor electrice asigură în cazul puterilor mari economii de energie, mărirea productivității, minimizarea pierderilor și prin aceasta minimizarea încălzirii ME care la rîndul ei implică reducerea gabaritului, greutateii și investițiilor la același lucru mecanic util.

Precizia redusă a metodei rețelelor termice echivalente

pentru calculul repartiției temperaturii în ME este determinată, în principal, de faptul că rezistențele termice depind de direcția de curgere a fluxului de căldură care nu poate fi stabilită întotdeauna cu exactitate.

Metodele de calcul a ventilației ME utilizate în proiectare sînt inadecvate, ele rezumîndu-se numai la calculul ventilatorului pentru vehicularea fluidului de răcire.

SC utilizate curent în diferite ramuri industriale se dovedesc inadecvate în cazul utilizării lor pentru ME. Sînt necesare studii teoretice și experimentale pentru stabilirea tipurilor de SC care să permită evacuarea pierderilor sub formă de căldură din ME în condiții optime.

Metodele de măsurare a temperaturii în elementele mobile ale ME sînt imprecise iar datorită dispozitivelor de culegere a informației care se montează pe arbore devin incomode.

## C A P I T O L U L 2

### COMANDA OPTIMALA A ACTIONARII CU MOTOR ASINCRON DUPA CRITERIUL PIERDERILOR MINIME IN INFASURAREA ROTORICA

#### 2.1. - Formularea problemei de optimizare

Conducerea optimală după criteriul pierderilor minime se încadrează ca formalism și metodică de tratare în optimizarea sistemelor deterministe definite prin ecuații diferențiale ordinare cu neliniarități de tip sector sau saturație și restricții severe impuse variabilelor de stare și intrare pe toată evoluția dinamică a sistemului.

Având în vedere complexitatea deosebită a modelului matematic cât și mai ales forma complexă a criteriului de optimizare, găsirea soluției în problema formulată mai sus este destul de dificilă prin metodele clasice bazate pe calculul variațional [2.1] sau principiul maximului [2.2]. În afară de acestea, restricțiile suplimentare impuse stării și sistemului în momentele inițiale-finale sau în timpul evoluției fac ca această problemă de optimizare să se încadreze pe deplin în clasa largă a problemelor multilocale, unanim recunoscute ca problemele cele mai dificile din teoria sistemelor optimale.

Principalele elemente care definesc conducerea optimală a acționării cu motor asincron sînt :

#### 2.1.1. - Sistemul dinamic

Modelul dinamic este descris prin ecuațiile ( § 1.1.3.3 )

$$\mu - \mu_s = \frac{d\psi}{d\tau} \quad ( a )$$

$$\mu = \frac{2\psi^2\omega}{1+\omega^2} \quad ( b )$$

$$Q = \int_0^T \frac{2\psi^2\omega^2}{1+\omega^2} d\tau \quad ( c )$$

$$\mathcal{L} = \int_0^T \psi d\tau \quad ( d )$$

Folosind notațiile utilizate în teoria sistemelor modelul final corespunzător evoluției dinamice a motorului asincron va fi

$$\dot{x}_1 = x_2 \quad (2.1)$$

$$\dot{x}_2 = \frac{2\varphi^2 u}{1+u^2} - \mu_s \quad (2.2)$$

unde  $x_1$ ,  $x_2$  corespund celor două componente ale vectorului de stare a sistemului și reprezintă respectiv unghiul și viteza de rotație iar  $u$  este mărimea de conducere, adică frecvența.

În tratarea problemei s-a considerat fluxul ca un parametru al mișcării și în același timp el exprimă indirect influența amplitudinii tensiunii asupra evoluției sistemului.

În abordarea problemei se consideră că restricțiile impuse acestui parametru sînt de tipul sector și saturație

$$\varphi \in \phi \quad (2.3)$$

Comportarea dinamică reală a motorului restrînge spațiul stărilor atît în momentele inițiale și finale cît și pe întreaga sa evoluție. Aceste restricții se pot pune în forma :

$$x(t_0) \in \mathcal{J} \quad (2.4)$$

$$x(t_f) \in \mathcal{F} \quad (2.5)$$

$$x(t) \in \mathcal{S} \quad (2.6)$$

pentru  $t \in (t_0, t_f)$

În tratarea ulterioară a conducerii optimale vom considera mulțimile  $\mathcal{J}$ ,  $\mathcal{F}$ ,  $\mathcal{S}$  de forma particulară

$$\mathcal{J} = \{0, 0\} \quad (2.7)$$

$$\mathcal{F} = \{2\pi n, 0\} \quad (2.8)$$

$$\mathcal{S} = \{x_{min} \leq x \leq x_{max}\} \quad (2.9)$$

unde  $x_{min}$  și  $x_{max}$  corespund condițiile funcționale impuse unghiului de rotație (spațiul parcurs) și vitezei de rotație.

Momentul final al evoluției este constrîns prin

$$\mathcal{T}_f = \left\{ t_{f_{min.}} \leq t_f \leq t_{f_{max.}} \right\} \quad (2.10)$$

Restricțiile impuse conducerii sînt de forma :  $u \in \mathcal{U}$  unde  $\mathcal{U}$  corespunde frecvențelor admisibile pentru conducerea în condiții reale a LA (inexistența unor variații bruște de accelerație).

### 2.1.2. - Criteriul de performanță

Expresia analitică a indicelui de performanță corespunzător pierderilor de energie minimă în rotor are forma

$$I = \int_0^{t_f} \frac{2 \varphi^2 u^2}{1 + u^2} dt \quad (2.11)$$

### 2.1.3. - Problema de optimizare

Conform celor precizate mai sus, comanda optimală a acestei probleme înseamnă determinarea intrării,  $u^*(t) \in \mathcal{U}$  și a valorii optime a fluxului  $\varphi$  astfel încît să satisfacă ecuațiile (2.1, 2.2) în restricțiile (2.3) ... (2.10) minimizînd valoarea criteriului de performanță

$$I^* = J(u^*) = \min_{\substack{u \in \mathcal{U} \\ \varphi \in \phi}} I \quad (2.12)$$

## 2.2. Metoda programării dinamice incrementale.

### 2.2.1. - Generalități

În tratarea problemei, formulată mai sus, s-a utilizat metoda programării dinamice [2.3, 2.4] care oferă o cale riguroasă, simplă și eficientă în determinarea conducerii optimale pentru ecuații neliniare, multilocale cu coeficienții constanți sau variabili și cu criterii de performanță de forme complexe. În afară de acestea, soluția obținută este întotdeauna absolut optimă neexistînd posibilitatea atingerii unui minim local.

Dificultățile principale ale programării dinamice legate de cerințe de calcul excesiv, vitează de calcul mare și rezervă de memorie suficientă pentru a spori eficiența calculului au fost eliminate în prezenta lucrare utilizînd o variantă modernă a acestei metode - programarea dinamică incrementală [2.4, 2.6, 2.7]

Programarea dinamică incrementală este o metodă nouă care permite rezolvarea eficientă a ecuației funcționale iterative din principiul optimalității al lui Bellman,

Conceptul de bază al acestei metode constă în separarea



spațiului stărilor în blocuri de calcul și alegerea convenabilă a pasului de discretizare temporală astfel încât să corespundă unei variații prescrise de stare.

Aceasta duce, în final, la micșorarea considerabilă a capacității de memorie cu câteva ordine de mărime și de asemenea a timpului global de calcul.

### 2.2.2. - Programarea dinamică incrementală

Ecuațiile de stare (2.1), (2.2) se pot pune sub forma aproximativă, avantajoasă pentru un calcul numeric.

$$x_1(t + \delta t) = x_1(t) + x_2(t) \delta t \quad (2.13)$$

$$x_2(t + \delta t) = x_2(t) + \left[ \frac{2\varphi^2(t)u(t)}{1+u^2(t)} - \mu_s(t) \right] \delta t \quad (2.14)$$

unde  $\delta t$  este incrementul de timp în intervalul căruia controlul  $u(t)$ , parametrul  $\varphi(t)$  și perturbația  $\mu_s(t)$  se mențin constanți.

Intr-o astfel de tratare criteriul de performanță (2.11) poate fi pus sub forma [2.4] :

$$J(t) = \min_{\substack{u \in \mathcal{U} \\ \varphi \in \Phi}} \int_t^{t_f} \frac{2\varphi^2(\tau)u^2(\tau)}{1+u^2(\tau)} d\tau \quad (2.15)$$

Intr-o formă aproximată corespunzătoare ecuațiilor (2.13) și (2.14), integrala poate fi pusă sub forma [2.4] :

$$\int_t^{t+\delta t} \frac{2\varphi^2(\tau)u^2(\tau)}{1+u^2(\tau)} d\tau = \frac{2\varphi^2(\tau)u^2(\tau)}{1+u^2(\tau)} \delta t \quad (2.16)$$

Tinând cont de principiul optimalității, ecuația funcționalei iterative a lui Bellman [2.3, 2.8, 2.9] devine :

$$I(t) = \min_{\substack{u(\tau) \in \mathcal{U} \\ \varphi(\tau) \in \Phi \\ t \leq \tau \leq t+\delta t}} \min_{\substack{u(\sigma) \in \mathcal{U} \\ \varphi(\sigma) \in \Phi \\ t+\delta t \leq \sigma \leq t_f}} \left\{ \frac{2\varphi^2(\tau)u^2(\tau)}{1+u^2(\tau)} \delta t + I \left[ x_1 + x_2 \cdot \delta t, x_2 + \left( \frac{2\varphi^2 u}{1+u^2} - \mu_s \right) \delta t, t + \delta t \right] \right\} \quad (2.17)$$

Interpretând această ecuație se observă că valoarea minimă a criteriului de performanță la un anumit moment de timp se obține minimizând în raport cu  $u$  și  $\varphi$  suma întregului termenul Lagrange

al criteriului de performanță și valoarea acestui indicator, calculată la momentul  $t + \delta t$

Ecuția iterativă (2.17) se va rezolva în timp invers, în condițiile finale impuse criteriului de performanță care în cazul problemei pierderilor minime este

$$I(t_f) = 0 \quad (2.18)$$

Reducerea cerințelor de calcul în cazul programării dinamice incrementale se obține plecând de la două concepții de bază noi referitoare la alegerea incrementului de timp  $\delta t$  și la divizarea spațiului stărilor în blocuri de dimensiune convenabilă. Dacă  $\Delta x_i$  ( $i = 1, 2$ ) sînt variațiile impuse de rezolvarea numerică a ecuațiilor de stare (2.13) și (2.14) atunci incrementul de timp  $\delta t$  se calculează cu relația [2.4] :

$$\delta t = \min. \left\{ \left| \frac{\Delta x_1}{x_2(t)} \right|, \left| \frac{\Delta x_2}{\frac{2\varphi^2(t)u(t)}{1+u^2(t)} - \mu_s(t)} \right| \right\} \quad (2.19)$$

Ca urmare starea următoare obținută prin aplicarea intrării corespunzătoare se va găsi întotdeauna pe laturile unui pătrat centrat în raport cu  $x^*$ , de laturi  $2\Delta x_i$  orientat în lungul axei  $x_i$ . În acest caz valoarea minimă a criteriului de performanță se poate calcula simplu prin interpolare în funcție de valorile acestui indicator în vîrfurile pătratului (fig.2.1)

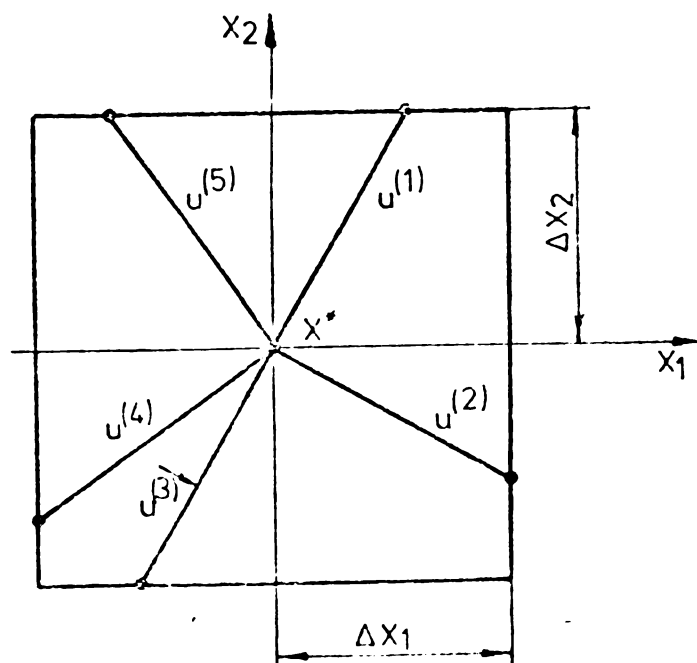


Fig. 2.1. - Calculul lui  $\delta t$

Evident că pentru calculul complet al criteriului de performanță este necesară cunoașterea valorii acestuia în toate punctele discrete ale spațiului stărilor. Chiar în eventualitatea unor restricții severe asupra stării, cantitatea de memorie ar fi foarte mare ceea ce ar constitui un impediment serios în aplicarea acestei metode. Pentru eliminarea acestui neajuns programarea dinamică incrementală utilizează partiționarea spațiului stărilor în blocuri, calculul criteriului de performanță făcându-se numai în interiorul blocului în funcție de valorile pe frontiera acestuia.

Un bloc  $B(j_0, j_1, j_2)$  conține valorile lui  $t, x_1, x_2$  astfel încât

$$(j_i - 1) w_i \Delta x_i \leq x_i - \beta_i^- \leq j_i w_i \Delta x_i \quad (i=1,2) \quad (2.20)$$

$$(j_0 - 1) \Delta T \leq t - t_0 \leq j_0 \Delta T \quad (2.21)$$

$$N_i w_i \Delta x_i = \beta_i^+ - \beta_i^- \quad (2.22)$$

$$N_0 \Delta T = t_j - t_0 \quad (2.23)$$

unde  $W_i$  este numărul de incremente  $\Delta x_i$  în cadrul blocului,  $\Delta T$  este aleasă mai mare decât valorile  $\delta t$  obținute prin relația (2.19),  $\beta_i^-$ ,  $\beta_i^+$  reprezintă forma particulară a restricției (2.6) corespunzătoare variabilei  $x_i$ , iar  $j_i$  ia valorile  $1, 2, \dots, N_i$ .

Pentru ecuațiile de stare (2.13) și (2.14) structura spațiului stărilor și partiționarea în blocuri este dată în fig. 2.2.

Trebuie remarcat că deși sînt definite într-un domeniu rectangular,  $\beta_i^- \leq x_i \leq \beta_i^+$  ( $i = 1, 2$ ) este posibil la orice moment să considerăm mulțimea stărilor permise  $\mathcal{S}$  (2.6) ca fiind conținută într-o submulțime de blocuri. Aceasta permite utilizarea simplă a metodei de optimizare în cazul în care restricțiile  $\mathcal{S}$  (2.6) sînt variabile în timp. De asemenea, metoda permite o implementare avantajoasă a restricțiilor finale  $\mathcal{E}$  (2.5). Intrucît numărul de incremente  $\Delta x_i$  în cadrul unui bloc este relativ mic, viteza de calcul a criteriului de performanță se poate face rapid pe baza valorilor acestuia în punctele de frontieră ale blocului, ceea ce dă posibilitatea unei utilizări avantajoase a memoriei rapide din calculator.

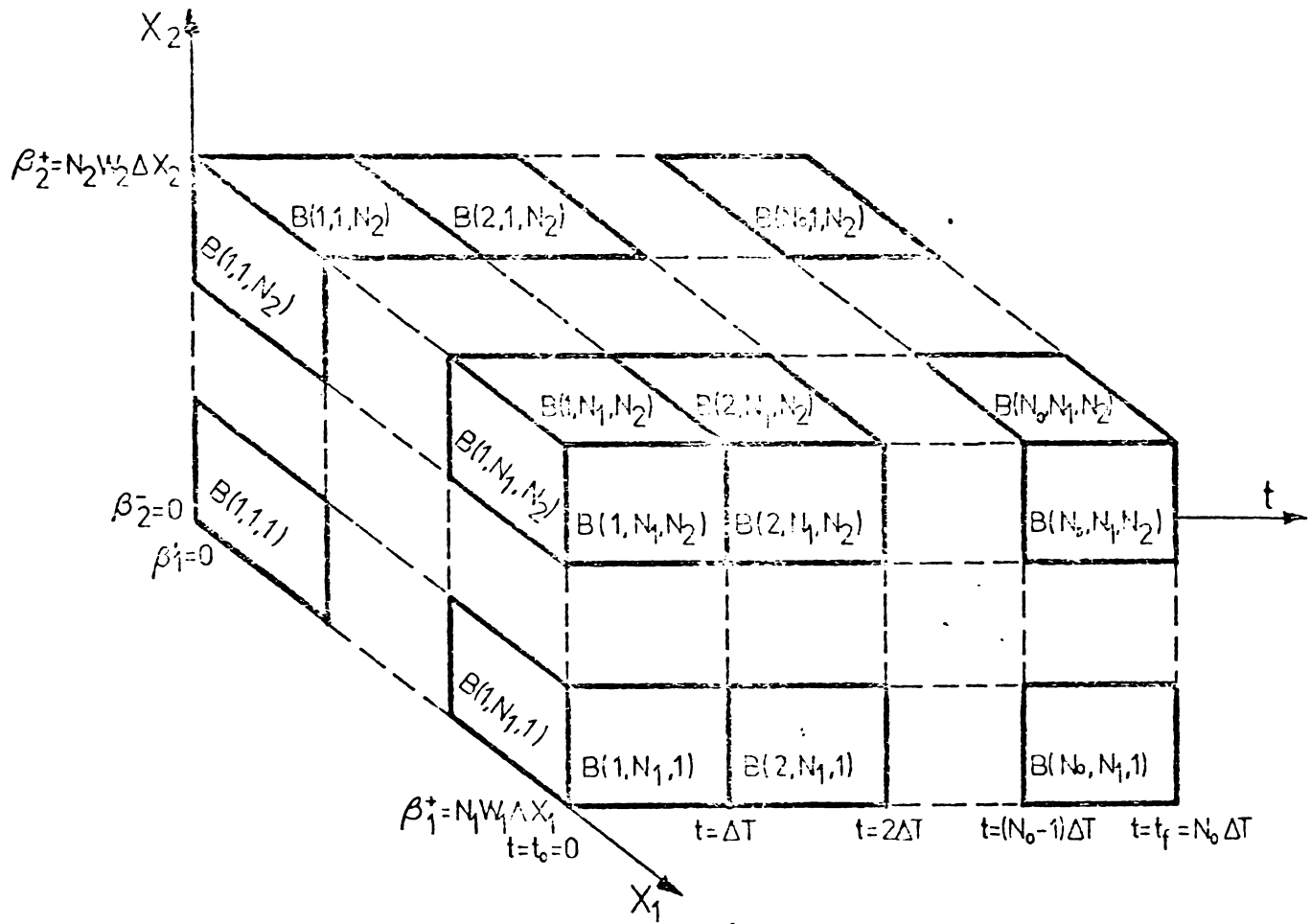


Fig. 2.2 - Partiționarea în blocuri a spațiului stărilor

În interiorul unui bloc calculul valorilor optime ale mărilor de comandă și valorile minime ale indicelui de performanță sînt făcute numai la valori discrete ale lui  $t$

$$t = t_0 + (j_0 - 1) \Delta T + s \Delta t \quad (2.24)$$

unde  $s = 0, 1, 2, \dots, S$  cu  $S \Delta t = \Delta T$

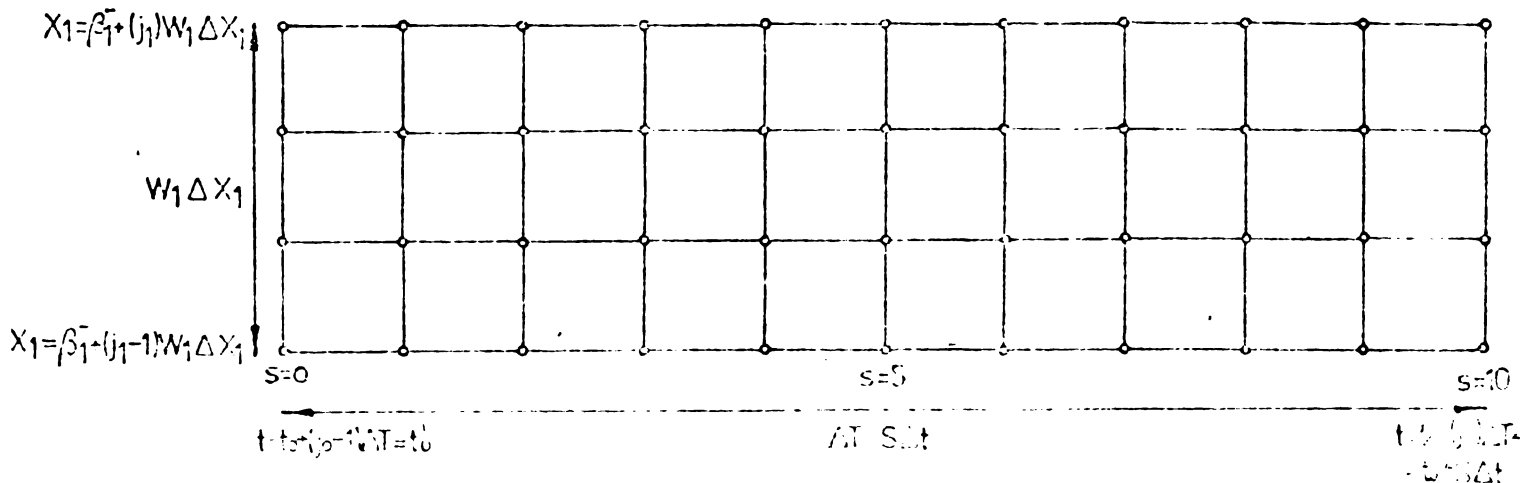


Fig. 2.3 - Partiționarea variabilei  $x_1$  în cadrul unui bloc

unde  $s = 0, 1, 2, \dots, S$  cu  $S \Delta t = \Delta T$

Conform acestor notații structura unui bloc pentru variabila de stare  $x_1$  se poate urmări în fig. 2.3.

Minimizarea indicelui de performanță în cadrul blocului se realizează prin aplicarea unei mulțimi discrete de comenzi și alegerea valorii minime prin comparare directă. Mulțimea de comenzi corespunzătoare ecuațiilor (2.13) și (2.14) este :

$$U = \{ u^{(1)}, u^{(2)}, \dots, u^{(M)} \} \quad (2.25)$$

$$\phi = \{ \varphi^{(1)}, \varphi^{(2)}, \dots, \varphi^{(P)} \} \quad (2.26)$$

unde  $M$  și  $P$  se aleg din considerente de precizie numerică și de implementare pe calculator.

Dacă  $u^{(m)}$  și  $\varphi^{(p)}$  sînt mărimile de comandă care satisfac ecuația funcțională (2.17) într-o anumită valoare discretă a unui bloc de stare, atunci starea următoare obținută prin aplicarea acestor comenzi va fi :

$$\begin{aligned} x_1^{(m)} [t_0 + (j_0 - 1)\Delta t + s\Delta t + \delta t] = \\ = x_1 [t_0 + (j_0 - 1)\Delta t + s\Delta t] + x_2 [t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t] \delta t \end{aligned} \quad (2.27)$$

$$\begin{aligned} x_2^{(m)} [t_0 + (j_0 - 1)\Delta t + s\Delta t + \delta t] = x_2 [t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t] + \\ + \left\{ \frac{2\varphi^{(p)2} u^{(m)}}{1 + u^{(m)2}} - \mu_s [t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t] \right\} \delta t \end{aligned} \quad (2.28)$$

unde  $\delta t$  este dat de relația (2.19).

Din cele arătate anterior se observă că starea următoare diferă de starea prezentă prin cel mult valoarea unui increment  $\Delta x_1$  respectiv  $\Delta x_2$ .

Tinînd seama de modul de calcul al lui  $\delta t$  este evident că numai una din variabilele  $x_1$  și  $x_2$  vor atinge o valoare discretă (vezi fig. 2.1) cealaltă variabilă luînd valori necuantificate. Aceasta necesită calculul indicelui de performanță într-un punct nediscretizat printr-o interpolare a valorilor acestuia în punctele cuantificate calculate anterior.

Pentru ușurarea implementării pe calculator, în lucrare s-a utilizat interpolarea liniară în  $t$ , dacă starea următoare obținută prin relațiile (2.27) și (2.28) nu corespunde unei valori cuantificate anterior.

In fig. 2.4 se poate urmări procedura de interpolare utilizată în cazul în care starea următoare  $x_1$  este cuprinsă între două valori discrete cu indici de performanță cunoscuți sau se găsește în exteriorul incrementului pentru care valorile indicelui de performanță sînt deja calculate.

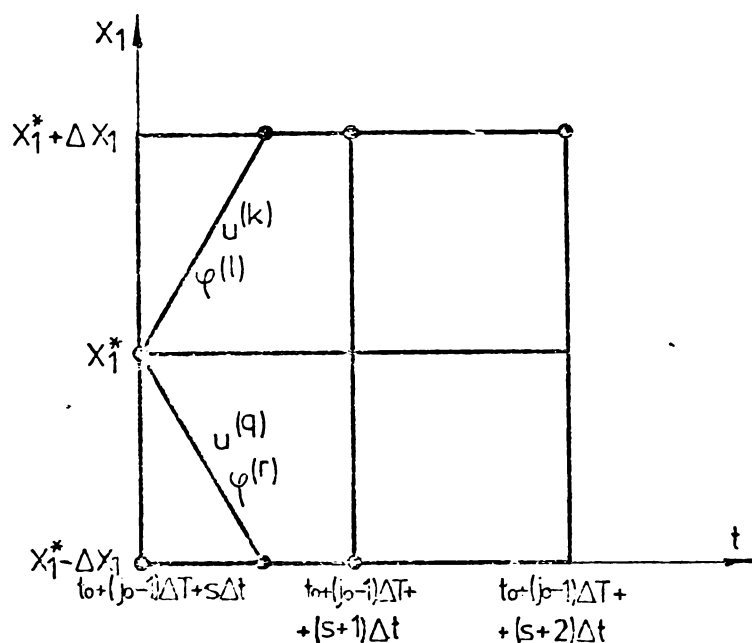


Fig. 2.4 Calculul prin interpolare linairă al indicelui de performanță

Dacă se consideră  $x_1^*$  o componentă a stării prezente atunci pentru starea următoare corespunzătoare comenzilor  $u^{(e)}, \varphi^{(r)}$  respectiv  $u^{(k)}, \varphi^{(l)}$  calculul indicelui de performanță se obține din formulele [2.4] :

$$I(x_1^* - \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t + \delta t) = I(x_1^* - \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t) + \frac{(\Delta t - \delta t)}{\Delta t} [I(x_1^* - \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + (s+1)\Delta t) - I(x_1^* - \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t)] \quad (2.29)$$

$$I(x_1^* + \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t + \delta t) = I(x_1^* + \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + (s+1)\Delta t) + \frac{\Delta t - \delta t}{\Delta t} [I(x_1^* + \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + (s+1)\Delta t) - I(x_1^* + \Delta x_1, t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + (s+2)\Delta t)] \quad (2.30)$$

Inițializarea calculului se face ținând cont de condițiile finale impuse indicatorului de performanță (2.18)

$$I(x_1(t_f), x_2(t_f), t_f) = 0 \quad (2.31)$$

Tehnica de calcul este considerabil simplificată datorită restricțiilor finale  $\mathcal{F}$  impuse stării. Într-adevăr, calculul la momentul  $t_f - \Delta t$  se obține conform formulei (2.17) pe mulțimile  $\mathcal{U}$  și  $\mathcal{\phi}$  definite în (2.25) și (2.26), cu un număr redus de elemente întrucât foarte multe componente ale comenzii devin mărimi inadmisibile. Dacă mulțimea stărilor finale este puternic restrictivă și dacă spațiul comenzilor este insuficient de mare, este foarte posibil ca să nu existe nici o comandă admisibilă care să permită atingerea stărilor finale plecând dintr-o stare la momentul  $t_f - \Delta t$ . În acest caz pentru simplificarea implementării pe calculator se acceptă o mărire corespunzătoare a domeniului stărilor finale.

### 2.2.3. - Algoritmul de calcul

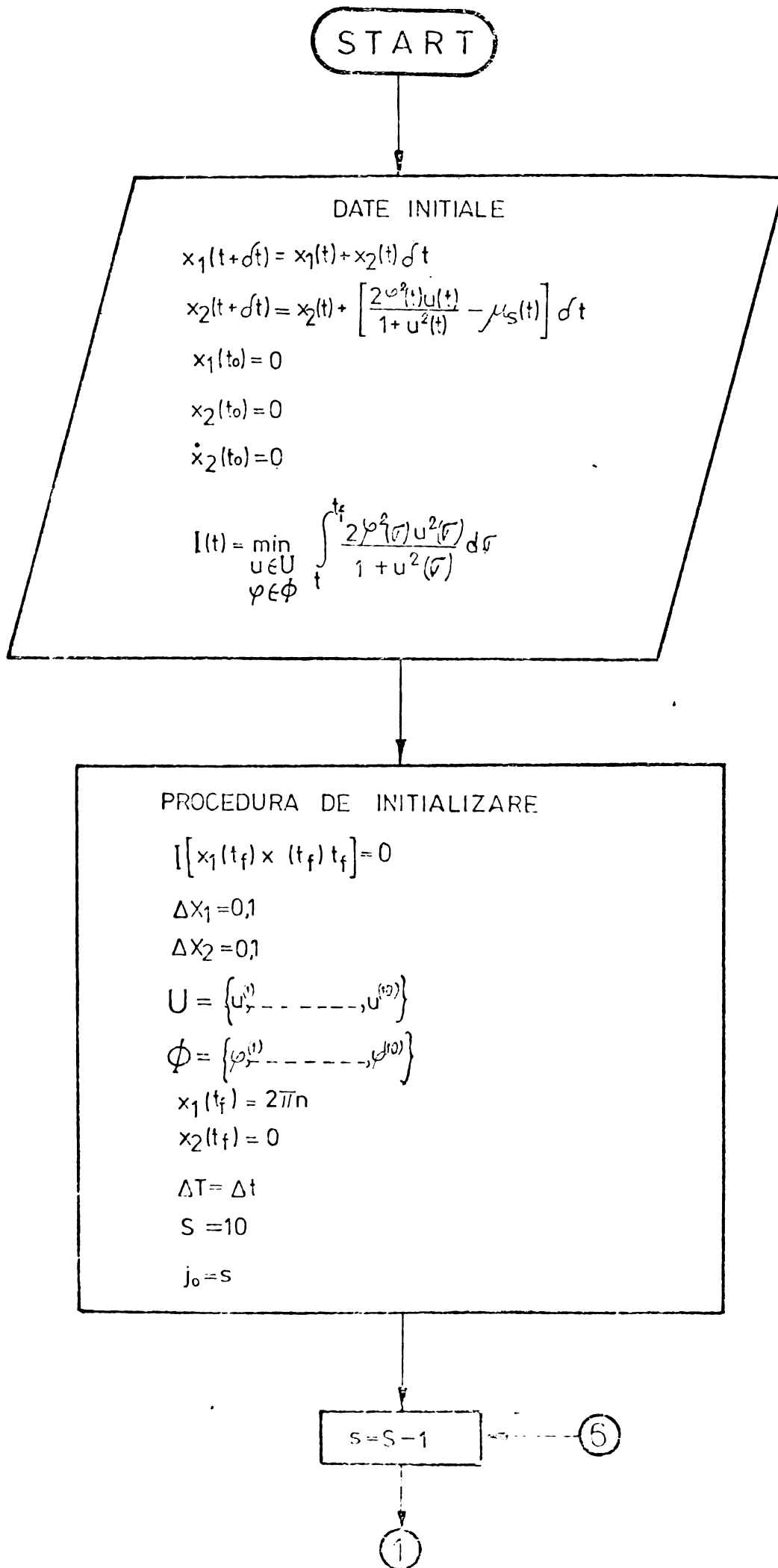
Structura generală a algoritmului de calcul, pentru optimizare după criteriul pierderilor minime se poate urmări în fig. 2.5.

În construcția algoritmului, ecuațiile diferențiale ale sistemului sînt transformate în ecuații cu diferențe finite, conform formulelor (2.15) și (2.14). Stările  $x_1$  și  $x_2$  sînt cuantificate pe blocuri și în cadrul fiecărui bloc prin variabilele " r " și " s ". Variabilele de comandă  $u$  și  $\varphi$  sînt discretizate prin variabilele " m " și respectiv " p ". Pentru simplitatea programării numărul de discretizare în timp pentru un bloc este egal cu unitatea. Calculul este inițializat pe ultimul bloc în baza condiției finale (2.18) din ecuația lui Bellman.

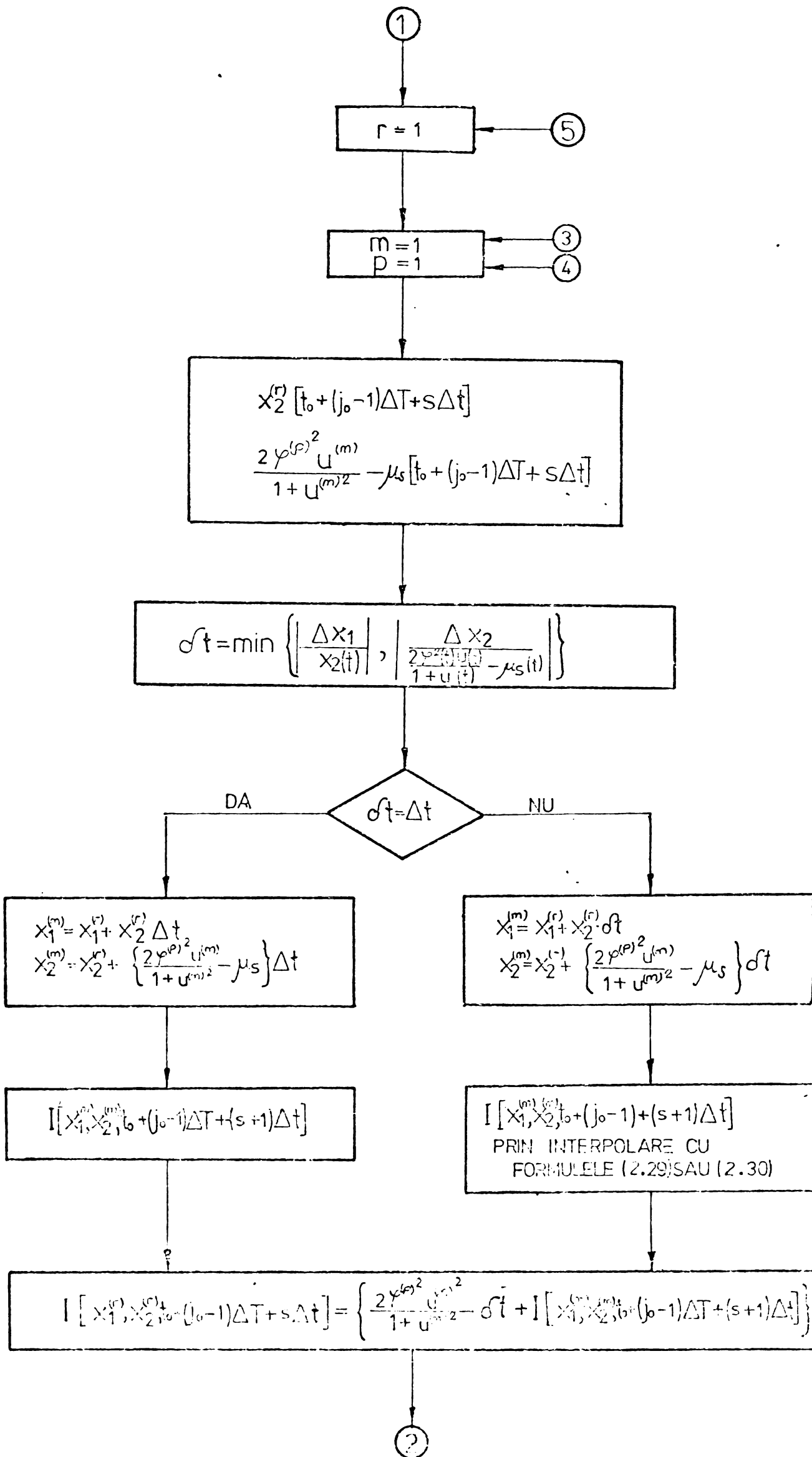
Pentru o stare  $x^{(r)}$  cuantificată la momentul  $t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + s\Delta t$  se calculează starea următoare la momentul  $t_0 + (j_0 - 1)\Delta T + (s + 1)\Delta t$ , pentru toate comenzile admisibile  $u^{(m)}$  și  $\varphi^{(p)}$ . Intervalul de calcul  $\delta t$  se obține conform formulei (2.19) și indică dacă starea următoare este o stare cuantificată sau nu. Dacă  $\delta t = \Delta t$  starea următoare va fi

$$x_1^{(m)} = x_1^{(r)} + x_2^{(r)} \Delta t \quad (2.32)$$

$$x_2^{(m)} = x_2^{(r)} + \left\{ \frac{2\varphi^{(p)^2} u^{(m)}}{1 + u^{(m)^2}} - \mu_s \right\} \Delta t \quad (2.33)$$







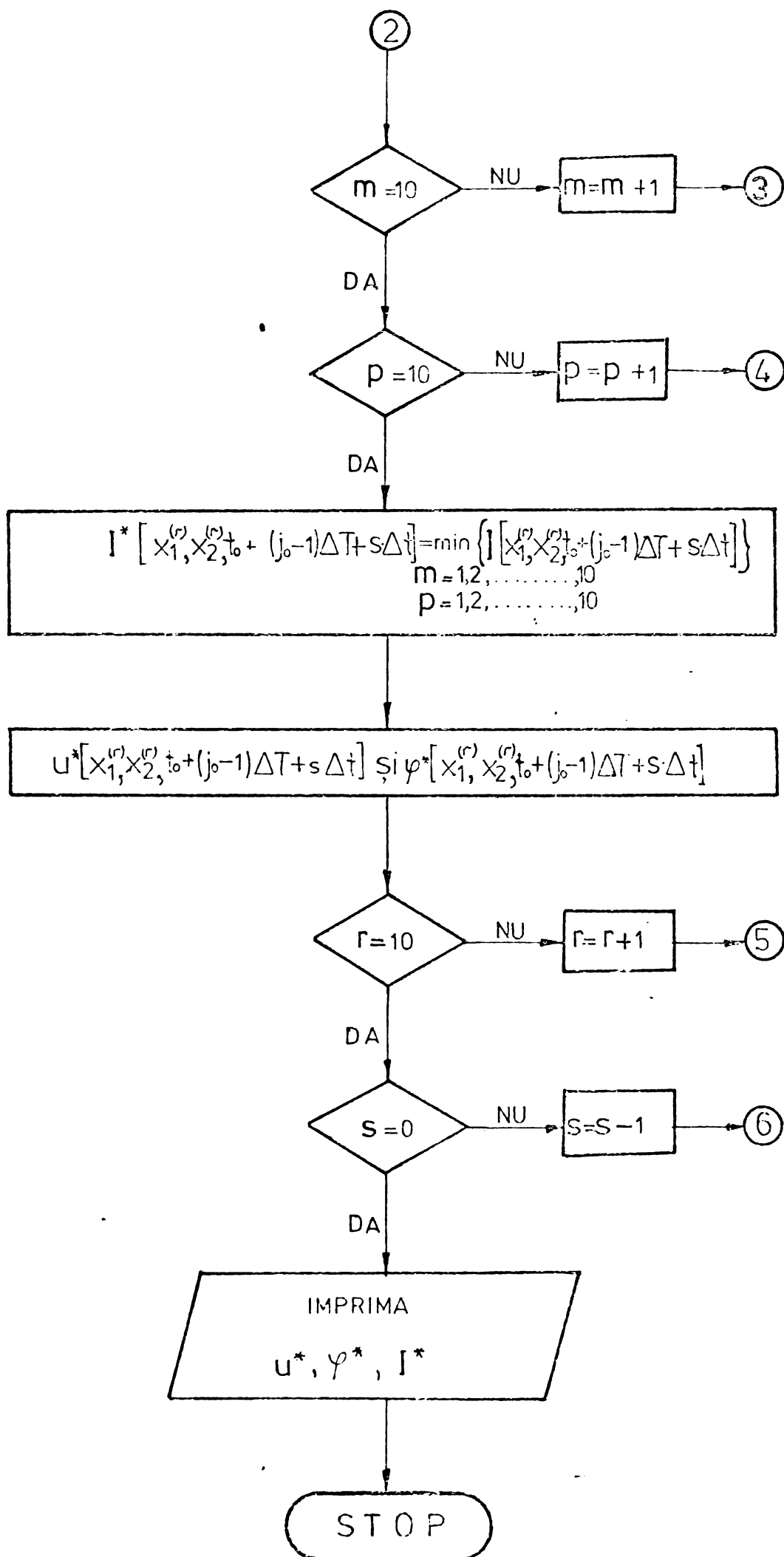


Fig.2.5 Algoritm de calcul pentru optimizarea după criteriul pierderilor minime în circuitul motoric al MAS

Dacă  $\delta t < \Delta t$  atunci starea următoare se calculează cu relațiile :

$$x_1^{(m)} = x_1^{(r)} + x_2^{(r)} \Delta t \quad (2.34)$$

$$x_2^{(m)} = x_2^{(r)} + \left\{ \frac{2 \varphi^{(p)^2} u^{(m)}}{1 + u^{(m)2}} - \mu_s \right\} \Delta t \quad (2.35)$$

În acest caz valoarea indicelui de performanță pentru această stare  $I(x_1^{(m)}, x_2^{(m)}, t_0 + (j_0 - 1) \Delta T + (s + 1) \Delta t$  se calculează prin interpolare cu formulele (2.29) sau (2.30). Cu aceste valori ale criteriului de performanță se calculează apoi valoarea criteriului de performanță la momentul  $t_0 + (j_0 - 1) \Delta T + s \Delta t$

$$I(x_1^{(r)}, x_2^{(r)}, t_0 + (j_0 - 1) \Delta T + s \Delta t) = \left\{ \frac{2 \varphi^{(p)^2} u^{(m)2}}{1 + u^{(m)2}} \delta t + I(x_1^{(m)}, x_2^{(m)}, t_0 + (j_0 - 1) \Delta T + (s + 1) \Delta t) \right\} \quad (2.36)$$

Valoarea minimă a indicatorului de performanță se obține prin comparație între valorile rezultate pentru toate comenzile admisibile

$$I^*(x_1^{(r)}, x_2^{(r)}, t_0 + (j_0 - 1) \Delta t + s \Delta t) = \min_{\substack{m=1,2,\dots \\ p=1,2,\dots}} \left\{ I(x_1^{(r)}, x_2^{(r)}, t_0 + (j_0 - 1) \Delta T + s \Delta t) \right\} \quad (2.37)$$

După ce au fost efectuate toate calculele pentru fiecare stare  $x^{(r)}$  din cadrul unui bloc se descrește variabila  $s$  cu o unitate și se repetă procedura anterioară pentru noul bloc. Calculele se consideră încheiate după testarea tuturor celor  $S$  blocuri ale spațiului de stare. Pe baza valorilor memorate ale indicatorului de performanță și ale comenzilor optime  $I^*, \varphi^*, u^*$  se construiește ulterior traiectoria optimă a sistemului.

### 2.3. - Comanda HAS pentru optimizare după criteriul pierderilor minime

O posibilitate de implementare a unui regulator numeric pentru comanda optimală după criteriul pierderilor minime este prezentată în fig. 2.6.

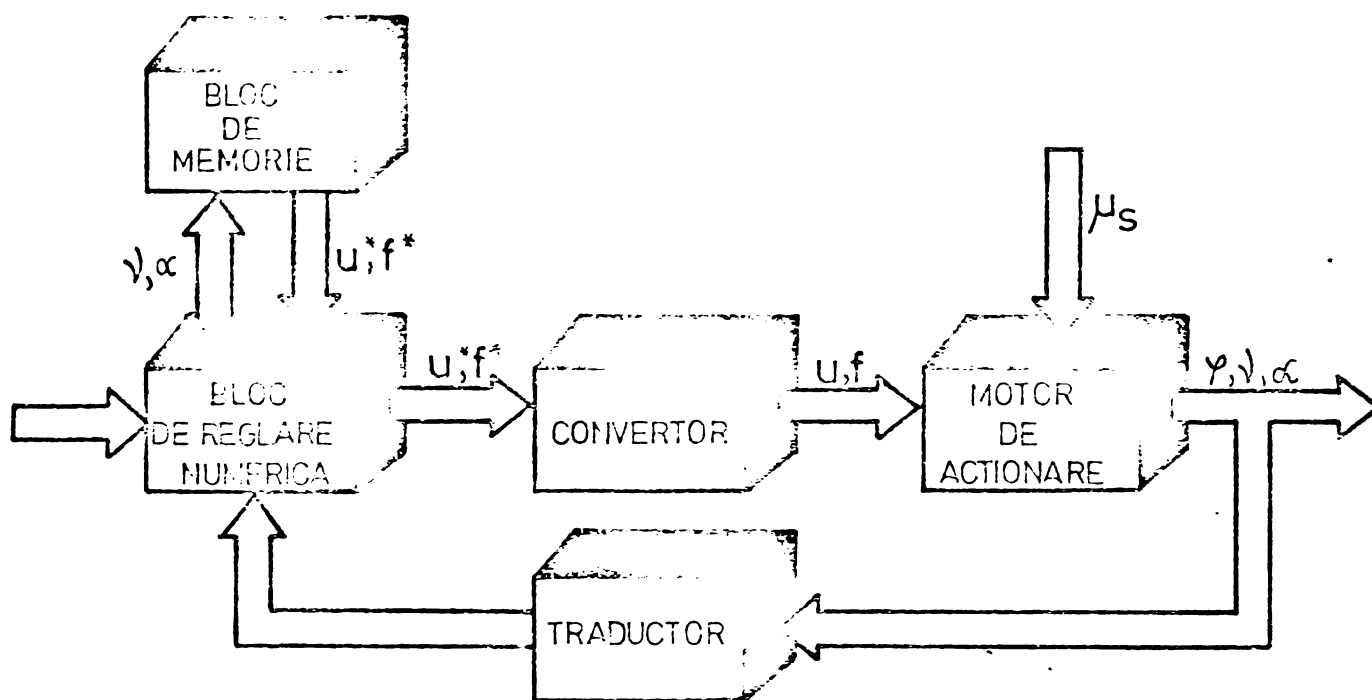


Fig. 2.6. - Sistem de comandă automată a acționării cu MAS după criteriul pierderilor minime ( $u$  și  $f$  reprezintă amplitudinea și respectiv frecvența tensiunii de alimentare a MAS)

Metoda de comandă se bazează pe memorarea tuturor valorilor optime ale conducerii  $u^*$ ,  $f^*$  într-o memorie și introducerea unei reacții după stare pentru compararea traiectoriei reale a sistemului în raport cu cea optimă. Pe baza informațiilor păstrate în memorie și în funcție de evoluția sistemului, regulatorul dă deciziile corespunzătoare.

Pentru a evita utilizarea unor memorii de capacitate prea mare, în funcție de traiectoriile admisibile ale sistemului se rețin numai valorile discrete de stare corespunzătoare acestora.

Pentru a ține cont de condițiile reale de evoluție a sistemului în memorie se implementează date corespunzătoare traiectoriei optime atât pentru cupluri statice constante sau variabile în timp cât și în cazul când acestea variază în raport cu starea.

2.4. - Implementări pe calculator și rezultate obținute

Rulările pe calculator ale algoritmului prezentat în para - grafele precedente s-au făcut pe modelul dinamic al MAS conside - rînd, pentru a simplifica programele, că vectorul de intrare are o singură componentă  $\omega$ , pentru flux adoptîndu-se valoarea  $\varphi = 1$ . Alegerea acestei valori s-a făcut atît pe baza rezultate - lor obținute pe lucrările [2.2, 2.5] cît și pe baza unui calcul aprioric. In acest scop s-a introdus indicele de performanță în forma

$$I(\varepsilon) = \frac{1}{\varepsilon} \int_0^T \left[ (\dot{x}_1 - x_2)^2 + \left( \dot{x}_2 - \frac{2\varphi^2 u}{1+u^2} - \mu_s \right)^2 \right] dz + \int_0^T \frac{2\varphi^2 u^2}{1+u^2} dz \quad (2.38)$$

Folosind metoda  $\varepsilon$  de optimizare parametrică [2.10, 2.11] s-au obținut valori estimative care justifică calculul comenzii optimale după criteriul pierderilor minime pentru  $\varphi = 1$ . In tabe - lul 2.1 sînt prezentate pe scurt principalele rezultate obținute prin această metodă.

TABELUL 2.1.

$\varphi$	$\omega$	$\omega_{in} = 1 \quad \omega_f = -1$		$\omega_{in} = 0,75 \quad \omega_f = -0,75$		$\omega_{in} = 0,5 \quad \omega_f = -0,5$		$\omega_{in} = 0,25 \quad \omega_f = -0,25$	
		cost.	eroarea dinamică	cost.	eroarea dinamică	cost.	eroarea dinamică	cost.	eroarea dinamică
$\varphi = 1$	1	12,570	1,007	13,690	1,110	17,505	1,500	26,670	2,400
	0,8	7,888	0,539	8,140	0,550	10,110	0,760	16,210	1,370
	0,6	6,988	0,448	6,340	0,384	6,480	0,390	9,510	0,701
	0,4	9,830	0,730	8,310	0,580	6,610	0,410	6,015	0,350
$\varphi = 0,8$	1	20,597	1,809	21,821	1,930	25,230	2,270	44,790	4,220
	0,8	12,380	0,980	13,040	1,050	15,270	1,270	20,380	1,780
	0,6	7,930	0,540	8,023	0,550	9,081	0,650	12,220	0,970
	0,4	7,230	0,470	6,750	0,420	6,640	0,410	7,830	0,530
$\varphi = 0,5$	1	34,037	3,150	34,580	3,200	116,790	9,170	39,220	3,670
	0,8	22,037	1,970	30,940	2,840	23,360	2,080	27,720	2,320
	0,6	13,740	1,120	13,790	1,129	14,440	1,190	15,980	1,340
	0,4	9,200	0,670	14,670	1,210	9,210	0,670	10,010	0,750

In continuare se prezintă rezultatele obținute în urma ru - lării pe calculator a programului pentru determinarea valorilor optime ale comenzii și valorilor indicilor de performanță cores -

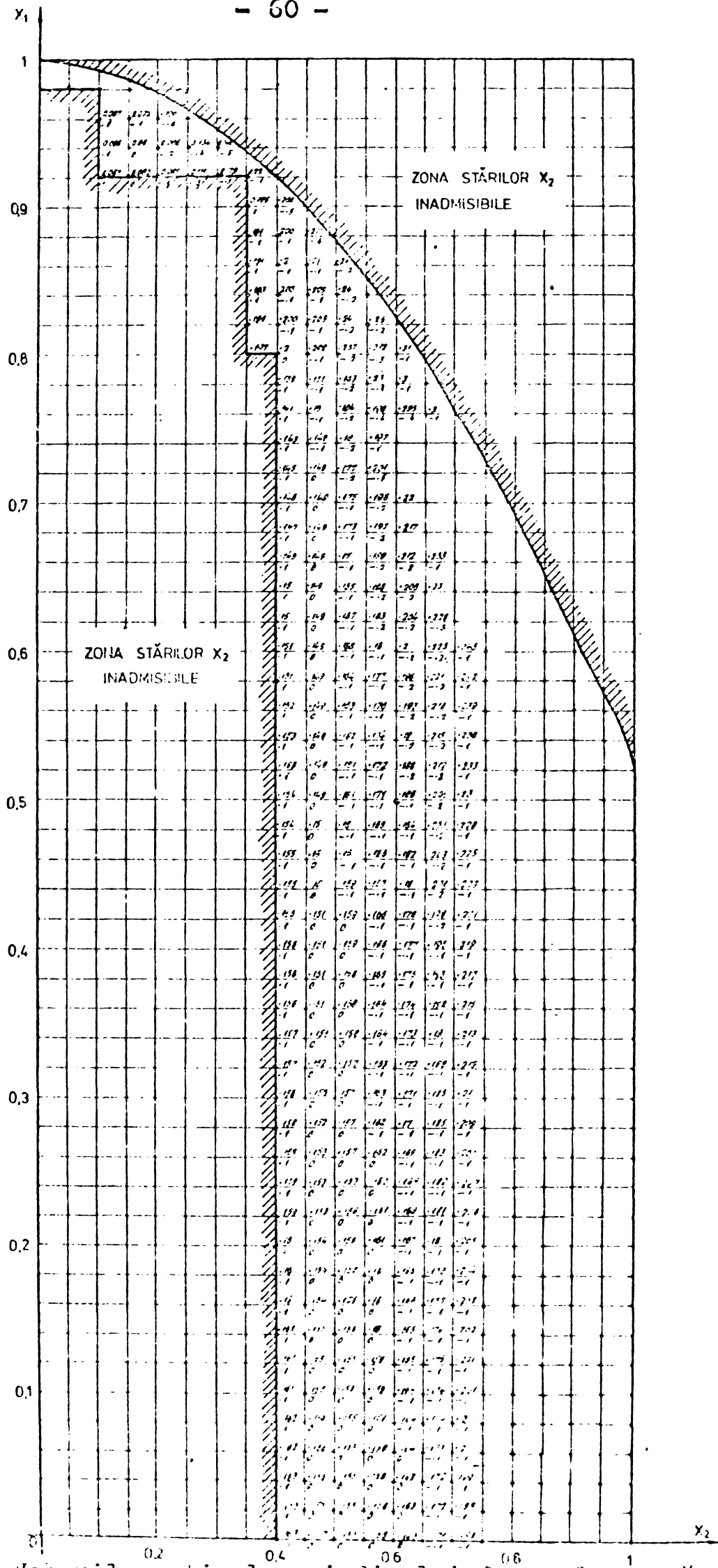


Fig.2.7. Valorile optime a indicelui de performanță și a costului optim în punctele spațiului de stare

punzători, prin metoda programării dinamice incrementale. În fig. 2.7 sînt indicate aceste valori pentru cazul unui cuplu static constant  $\mu_s = 0,1$  și al unor restricții severe impuse variabilelor de stare, spațiu și viteză. Astfel variabila de stare  $x_2$  a fost restrînsă la valori  $x_2 \geq 0,4$  valoare limită impusă de necesitatea obținerii unui timp total rezonabil. De asemenea, pentru simplificarea calculelor s-a delimitat zona admisibilă impusă de restricția finală  $x_1(T) = 1$ .

În fig. 2.8 sînt delimitate domeniile stărilor admisibile pentru această restricție și în cazul în care fluxul este 1 iar cuplul static poate avea formele  $\mu_s = 0$ ,  $\mu_s = 0,1$ ,  $\mu_s = 0,1 + 0,15 x_2$ ,  $\mu_s = 0,05 + 0,5 x_2^2$ .

În implementarea programului s-a utilizat o discretizare  $\Delta x_1 = 0,02$  a spațiului și  $\Delta x_2 = 0,05$  a vitezei. De asemenea mulțimea comenzilor admisibile a fost cuantificată în  $u_1, u_2, \dots, u_{20}$ .

În fig. 2.7 sînt indicate valorile optime ale indicelui de performanță și ale comenzii optime în fiecare punct al spațiului de stare astfel delimitat.

În figurile 2.9 și 2.10 sînt reprezentate comparativ traiectoriile în spațiul stărilor pentru valorile optime ale criteriului de performanță în cazurile  $\omega_{in} = 0,2; 0,4$ ,  $x_{2max} = 0,4$  și respectiv  $\omega_{in} = 0,4; 1,0$ ,  $x_{2max} = 0,8$  pentru  $\varphi = 1$  și  $\mu_s = 0,1$ .

O restricție suplimentară care a fost luată în considerație în calcule se referă la obținerea unei accelerații la momentele  $t = 0$  și  $t = T$  nule.

În figurile 2.11 și 2.12 sînt prezentate traiectoriile optime corespunzătoare restricțiilor  $x_{2max} = 0,4$  și respectiv  $x_{2max} = 0,8$  pentru  $\varphi = 1$ ;  $\mu_s = 0,1$ ;  $\left(\frac{dy}{dt}\right)_{t=0} = \left(\frac{dy}{dt}\right)_{t=T} = 0$ .

În continuare a fost abordată problema conducerii optime în cazul în care cuplul static variază liniar cu viteza. Restricțiile stărilor finale au fost determinate în fig. 2.8; traiectoria optimală și comanda optimală fiind indicate în fig. 2.13.

Rezultatele obținute pe calculator sînt cu totul similare rezultatelor obținute analitic în cazuri particulare în lucrările [ 2.1, 2.2, 2.31, 2.35 ]. În plus, algoritmul propus permite abordarea unor probleme complexe definite prin gama largă a restricțiilor și indicilor de performanță impuși.

Implementarea pe calculator a algoritmului de calcul propus

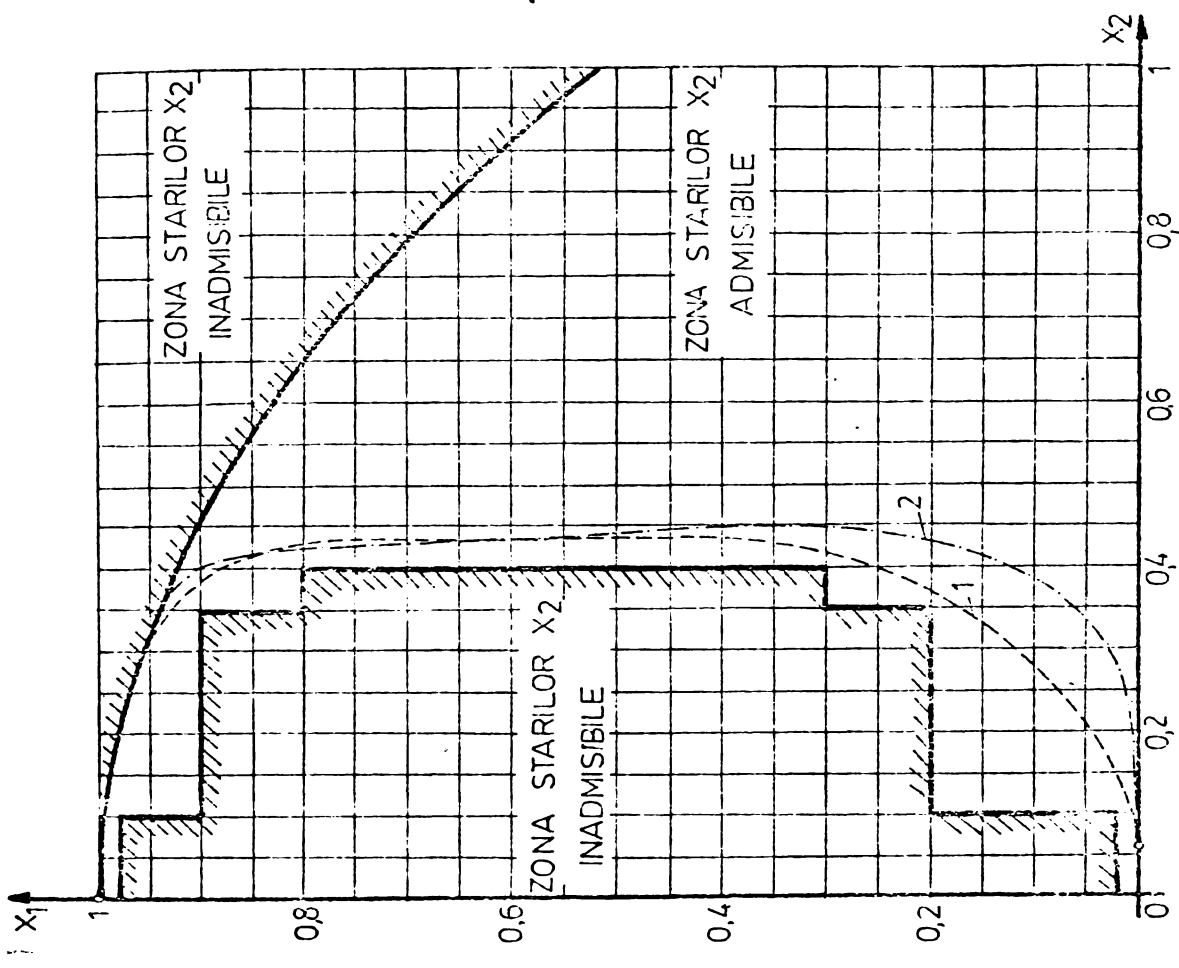


Fig. 2.9 - Traiectoria optimală în spațiul stărilor

$\varphi=1$ ;  $\mu_s=0,1$ ;  $x_{max}=0,4$ ;  $1-\omega_{in}=0,2$ ;  $2-\omega_{in}=0,4$

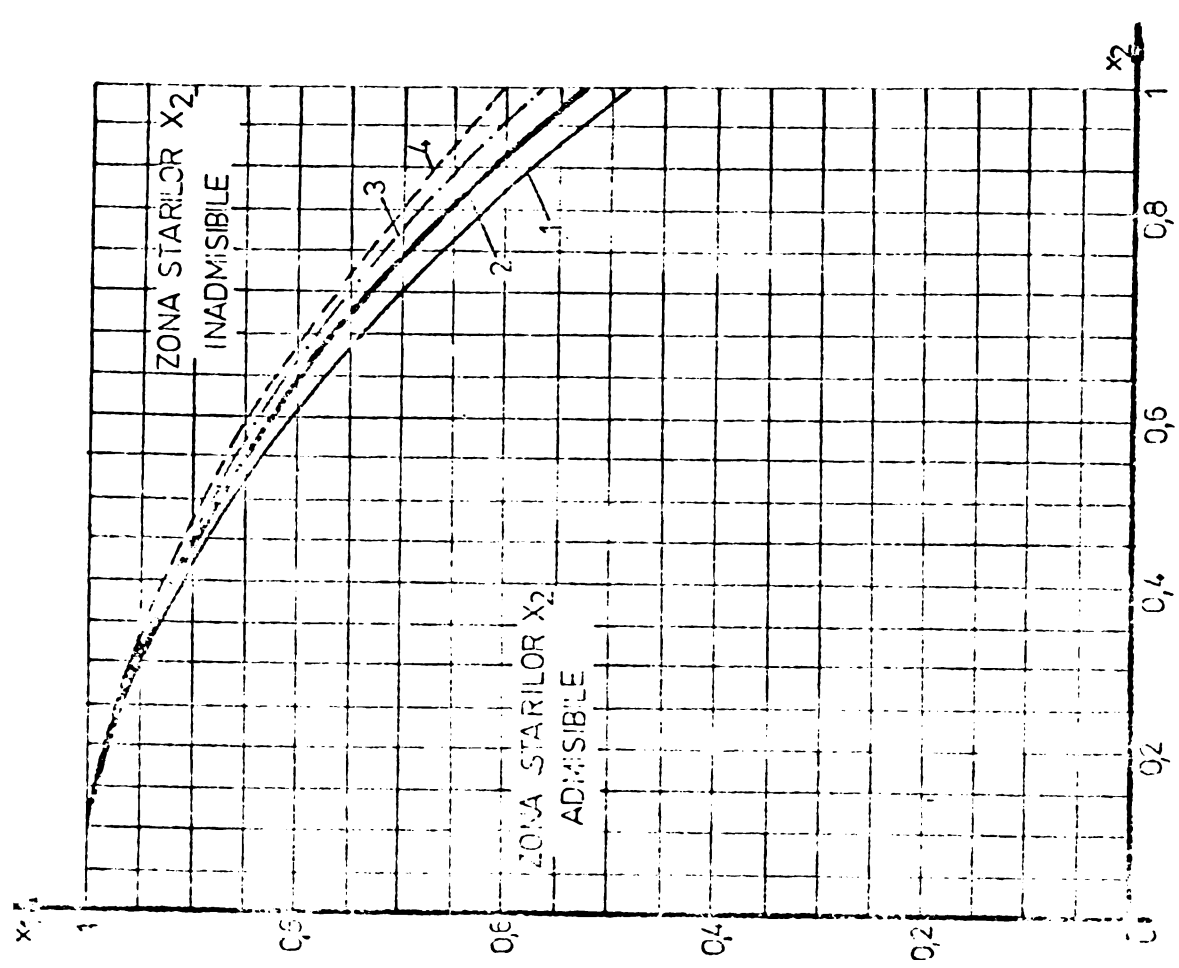


Fig. 2.8 - Determinarea frontierei zonei stărilor admisibile

1)  $\mu_s=0$ ;  $\varphi=1$ ; 2)  $\mu_s=0,1$ ;  $\varphi=1$  3)  $\mu_s=0,1+0,15x_2$ ;  $\varphi=1$   
 4)  $\mu_s=0,05+0,5x_2^2$ ;  $\varphi=1$



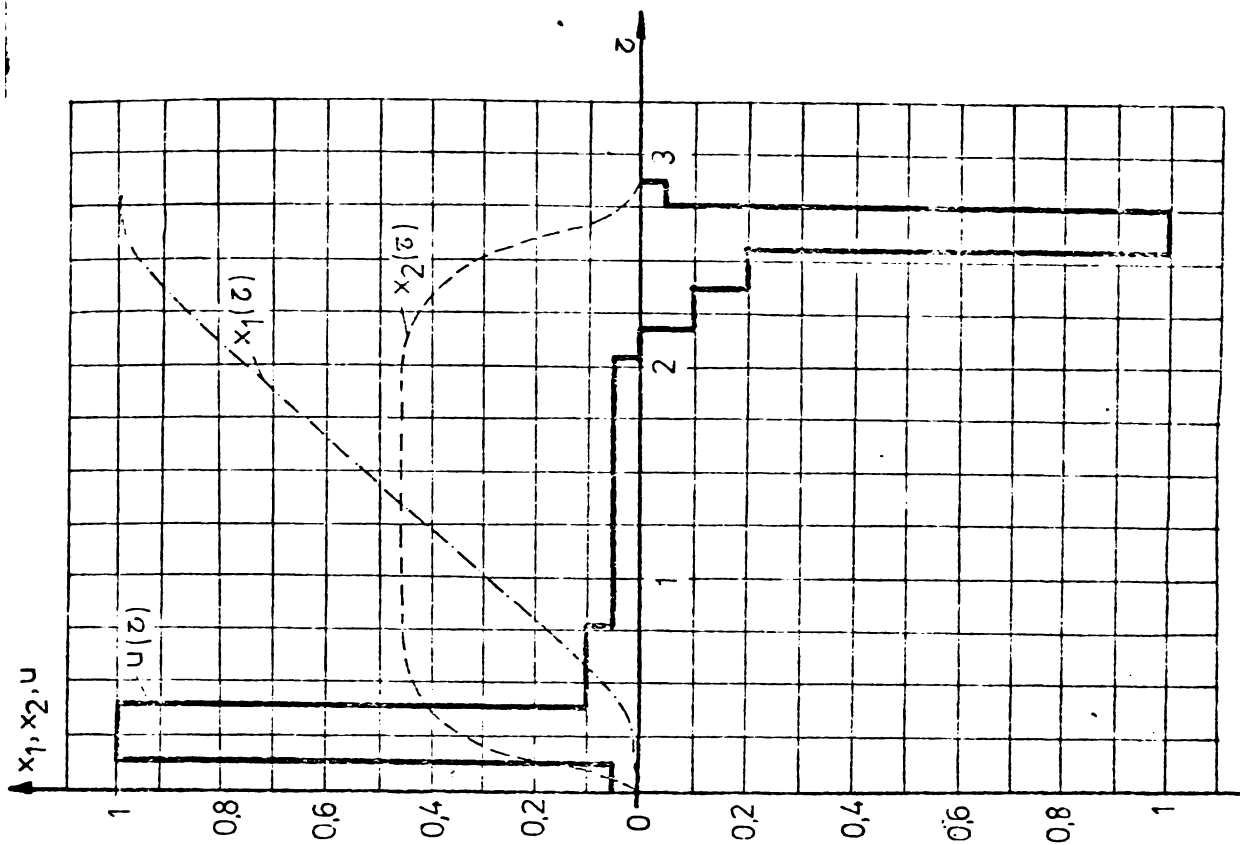


Fig. 2.11 - Traiectoriile optime și comanda optimală pentru

$$0 = L^* 2 \left( \frac{2D}{\lambda D} \right) = 0 = 2 \left( \frac{2D}{\lambda D} \right), \quad \gamma_1 D = x_{max} x_2; \quad \gamma_2 D = 5 \mu; \quad \gamma_3 = \delta$$

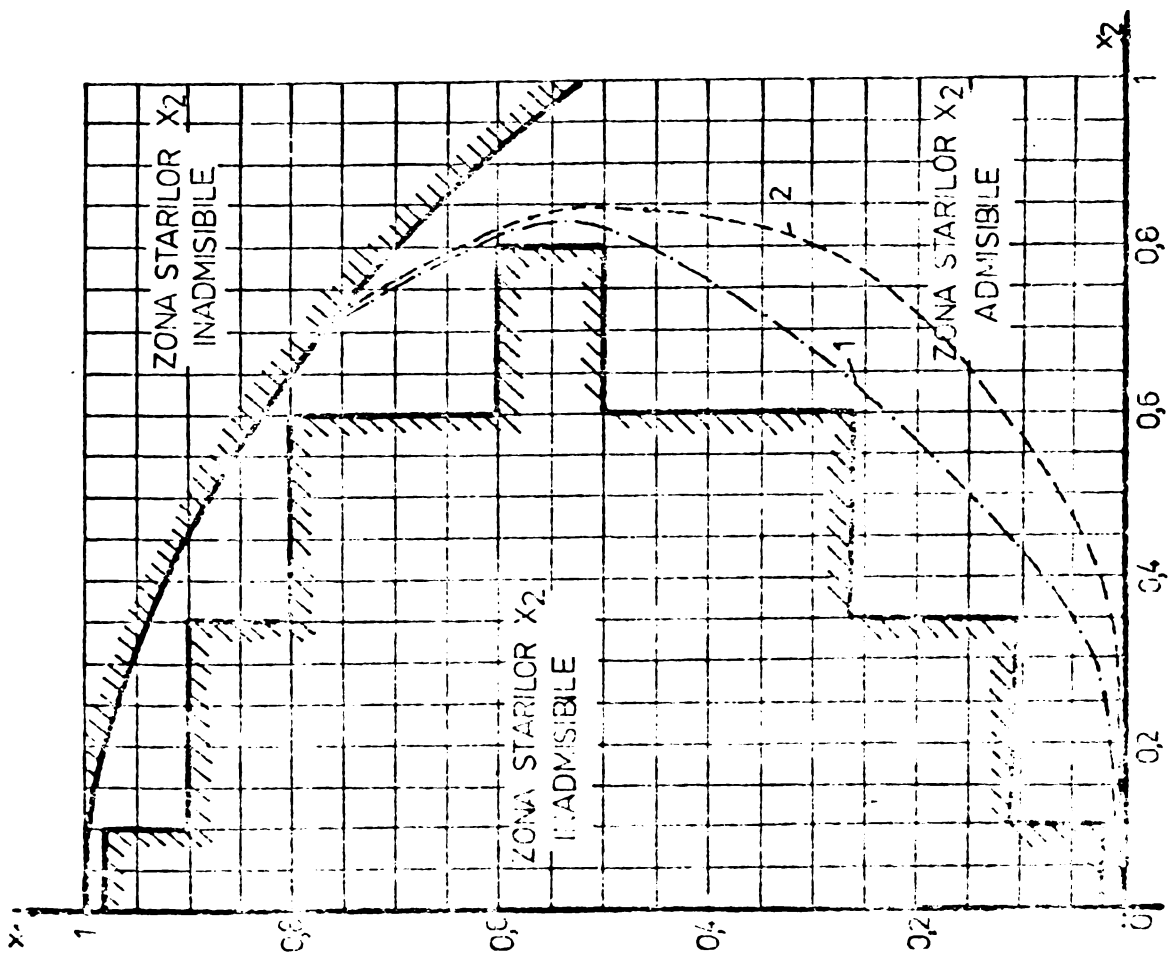


Fig. 2.10 - Traiectoria optimală în spațiul stărilor

$$\varphi = 1; \quad \mu_5 = 0.1; \quad \lambda_2 \omega_2 = 0.8; \quad 1 - \omega_1 = 0.4; \quad 2 - \omega_2 = 1.0$$

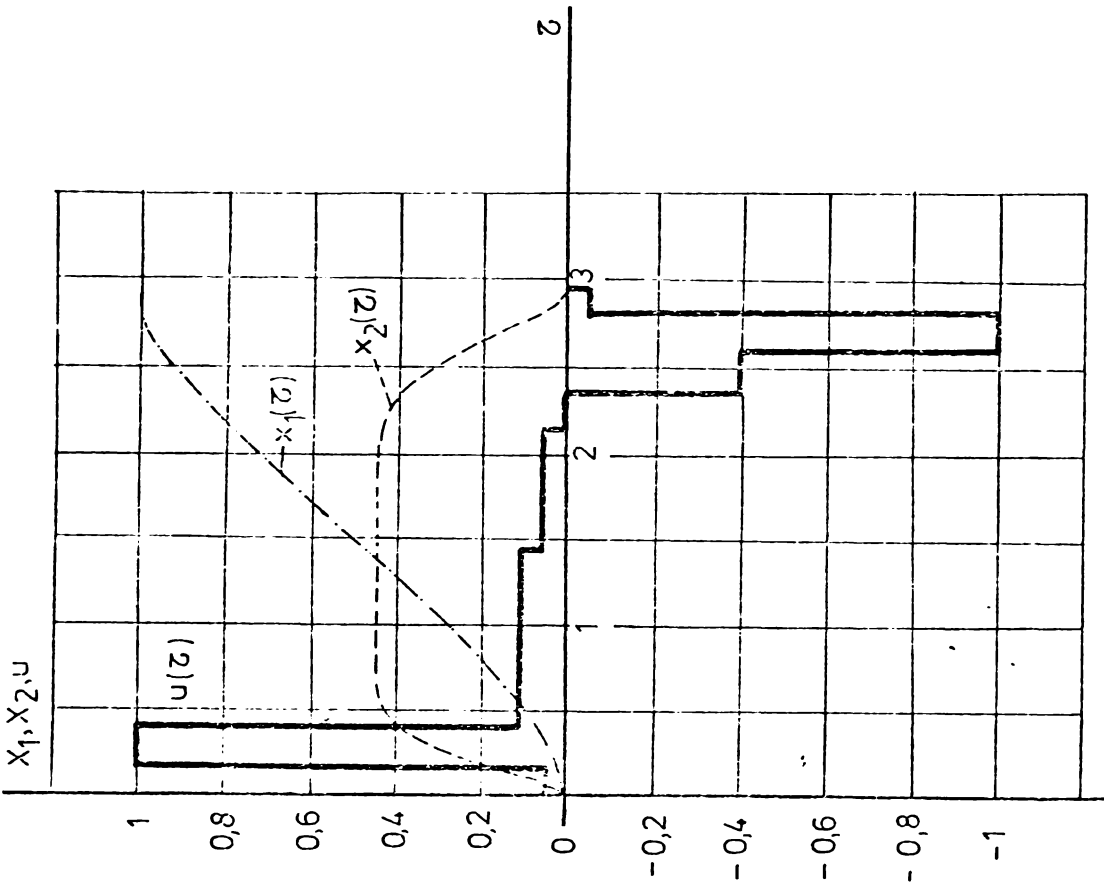


Fig. 2.13 - Traiectoriile optimale și comanda optimală pentru

$$O = L = 2 \begin{pmatrix} \frac{2D}{kD} \\ \frac{2D}{kD} \end{pmatrix} = 0 = 2 \begin{pmatrix} \frac{2D}{kD} \\ \frac{2D}{kD} \end{pmatrix} ; \quad 4'0 = x_0 w_2 x ; \quad 2'x \ 5'0 + 1'0 = 5'x ; \quad 1 = \phi$$

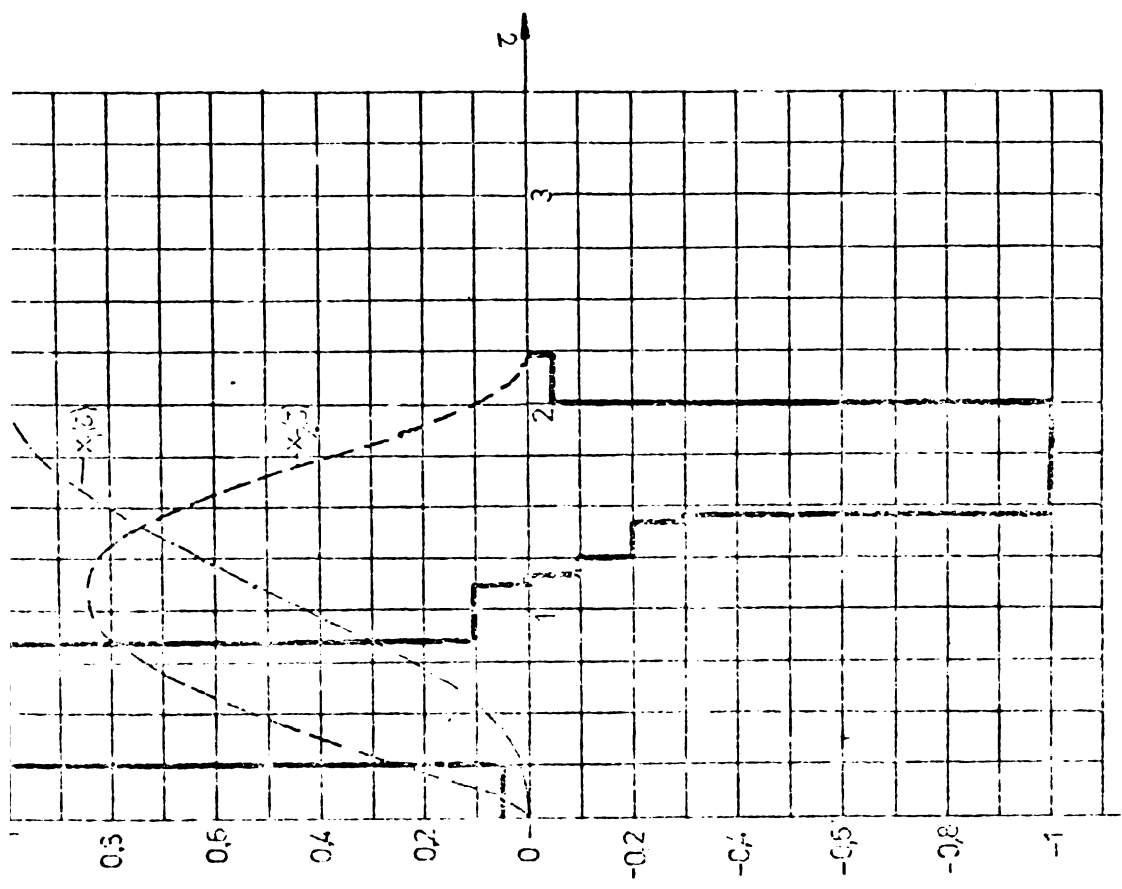


Fig. 2.12 - Traiectoriile optimale și comanda optimală pentru

$$O = L = 2 \begin{pmatrix} -\frac{2D}{kD} \\ \frac{2D}{kD} \end{pmatrix} = 0 = 2 \begin{pmatrix} \frac{2D}{kD} \\ \frac{2D}{kD} \end{pmatrix} ; \quad 8'0 = x_0 w_2 x ; \quad 1'0 = 5'x ; \quad 1 = \phi$$

a fost făcută în limbaj BASIC, iar programele au fost rulate, în totalitate la Centrul de calcul al Universității din Craiova.

Utilizarea algoritmului conducerii optimale, propus de autor, în cazul unui motor cu rotorul în scurtcircuit ( $P_N=200$  KW,  $n_N=970$  rot/min) a indicat că pierderile de energie, numai în perioada de pornire până la viteza nominală, din circuitul rotoric sînt de 2,68 ori mai mici decît la conectarea directă la rețea și de 1,22 ori mai mici decît în cazul conducerii după o lege liniară de creștere a vitezei, în aceleași condiții de accelerare 2.12. Acest fapt demonstrează cu prisosință avantajele conducerii optimale în scopul reducerii încălzirii MAS care lucrează în servicii cu frecvență mare de conectare.

Tinînd seamă de tendința actuală și de perspectivă, atît pe plan mondial cît și la noi în țară, de realizare a unor sisteme de acționari electrice automatizate și de introducerea pe scară largă în conducerea lor a microprocesoarelor și calculatoarelor de proces, autorul consideră că algoritmul propus își va găsi, în viitorul apropiat, o utilizare rațională în practică.

## 2.5 - C o n c l u z i i

Conducerea optimală după criteriul pierderilor minime, în scopul minimizării încălzirii ME de acționare, se încadrează ca formalism și metoda de tratare în optimizarea sistemelor deterministe definite prin ecuații diferențiale ordinare cu neliniarități de tip sector sau saturație și restricții severe impuse variabilelor de stare și intrare pe toată evoluția dinamică a sistemului.

Complexitatea deosebită a modelului matematic, forma complexă a criteriului de optimizare, restricțiile suplimentare impuse stării și sistemului în momentele inițiale-finale sau în timpul evoluției fac ca această problemă de optimizare să se încadreze pe deplin în clasa largă a problemelor multilocale, unanim recunoscute ca problemele cele mai dificile din teoria sistemelor optimale iar găsirea soluției prin metodele clasice bazate pe calculul variațional sau principiul maximumului, este destul de dificilă.

Programarea dinamică incrementală folosită în lucrare oferă o cale riguroasă, simplă și eficientă în determinarea conducerii optimale a sistemelor de acționare electrică iar soluția obținută este întotdeauna absolut optimă, neexistînd posibilitatea atingerii unui minim local.

Algoritmul de calcul, pentru conducerea optimală după criteriul pierderilor minime a MAS, a fost rulat pe calculator pentru diferite forme ale cuplului static, determinîndu-se valorile optime

ale comenzii, stării și indicelui de performanță. Metoda de comandă se bazează pe memorarea tuturor valorilor optime ale conducerii într-un bloc de memorie și introducerea unei reacții după stare pentru compararea traiectoriei reale a sistemului de acționare în raport cu cea optimă iar în baza informațiilor păstrate în memorie și în funcție de evoluția sistemului regulatorul numeric dă deciziile corespunzătoare.

Parametrii MAS, care lucrează în sistemele de acționare optime, cum ar fi rezistența înfășurării rotorului sau reactanța înfășurării statorului pot fi stabiliți din alte considerente (pierderi minime și încălzire minimă) decât asigurarea cuplului de pornire și a cuplului maxim, a căror mărime se obține prin comanda frecvenței și amplitudinii tensiunii de alimentare.

- / oOo / -

## C A P I T O L U L 3

### CONTRIBUTII LA CALCULUL ÎNCĂLZIRII STATIONARE SI VENTILATIEI MOTOARELOR ELECTRICE

#### 3.1 - Contributii la calculul încălzirii stationare a ME prin metoda rețelelor termice

Rezolvarea acestei probleme a rezultat din necesitatea stabilirii unei metodici de calcul a repartiției temperaturii în ME care să fie utilă în proiectarea ME de mare putere. Analizându-se situația existentă în acest domeniu la I.E.P. Craiova s-a constatat ca metodele de calcul utilizate se limitează la stabilirea unor valori medii a temperaturilor în elementele active a ME din care nu rezultă punctele cu solicitările termice maxime, acestea stabilindu-se abia la proba de încălzire la stand.

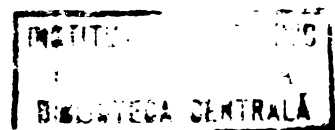
Pentru calculul încălzirii în regim staționar a ME s-a răspândit metoda rețelelor termice echivalente [ 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 ] care constă în împărțirea mașinii într-un număr finit de elemente tridimensionale, care au aceleași condiții de încălzire în întregul lor volum și aceleași condiții de răcire pe întreaga lor suprafață. Aceste elemente se conectează între ele prin intermediul rezistențelor termice echivalente prin care urmează schimbul de căldură. Ansamblul acestor elemente împreună cu rezistențele termice care le leagă formează rețeaua termică a motorului.

Pentru ca metoda rețelelor termice echivalente să poată să exprime în mod real sistemul termic al ME se impune îndeplinirea următoarelor două condiții esențiale:

a) - să existe o corespondență reciprocă între nodurile rețelei termice echivalente și punctele sistemului termic al mașinii atât sub aspect al localizării cât și al preciziei valorilor medii ale temperaturilor suprafețelor sau volumelor;

b) - repartiția calculată a fluxului termic în rețeaua cantitativă trebuie să corespundă cu repartiția reală din mașină.

Acest mod de a privi rețelele termice nu conduce numai la perfecționarea calculului creșterilor medii de temperatură a înfășurărilor ME dar și la posibilitatea comparării repartițiilor calculate și măsurate ale temperaturilor din mașină și în consecință permite controlul diferitelor secvențe de calcul și depistarea surselor de erori de calcul.



Pentru o tratare unitară a metodei rețelelor termice echivalente, autorul a considerat necesară o sistematizare a materialului întâlnit în literatură, evidențiindu-se astfel mai ușor contribuțiile originale referitoare la modelele de rețele termice simetrice și metodele de calcul practice care se aplică deja în proiectare la I.E.P. Craiova.

### 3.1.1 - Rețeaua termică staționară a surselor de căldură

O rețea termică este alcătuită din surse de căldură între care se situează rezistențele termice respective [ 3.1, 3.2, 3.3, 3.4 ] .

Se consideră o rețea termică staționară formată din  $n$  surse de căldură care dezvoltă puterile termice (debitele surselor de căldură)  $Q_1, Q_2, \dots, Q_n$ . O sursă cu debit negativ absoarbe putere calorică și se numește sursă negativă de căldură iar o sursă cu debit nul se numește sursă de căldură nulă.

Sursele de căldură posedă temperaturile  $T_1, T_2, \dots, T_n$  și în raport cu temperatura constantă a mediului  $T_0$  supratemperaturile  $T_i - T_0 = \theta_i$  ( $i = 1, 2, \dots, n$ ).

Puterea surselor de căldură poate să depindă de temperatură ( cum este cazul pierderilor în cupru )

$$Q_i(\theta_i) = Q_i(0) (1 + \alpha_i \theta_i) = Q_i(0) - G_{ii} \theta_i \quad (3.1)$$

unde  $Q_i(0)$  este puterea sursei la temperatura mediului  $T_0$  și această sursă este legată cu mediul înconjurător prin conductibilitatea termică

$$G_{ii} = -\alpha_i Q_i(0) \quad (3.2)$$

Dacă se consideră două surse  $i$  și  $i+1$  din rețeaua termică (fig. 3.1) și  $\theta_i > \theta_{i+1}$ , atunci se va scurge de la sursa  $i$  spre sursa  $i+1$  fluxul de căldură

$$Q_{i,i+1} = G_{i,i+1} (\theta_i - \theta_{i+1}) \quad (3.3)$$

și este reprezentat printr-o săgeată de la  $i$  spre  $i+1$ .

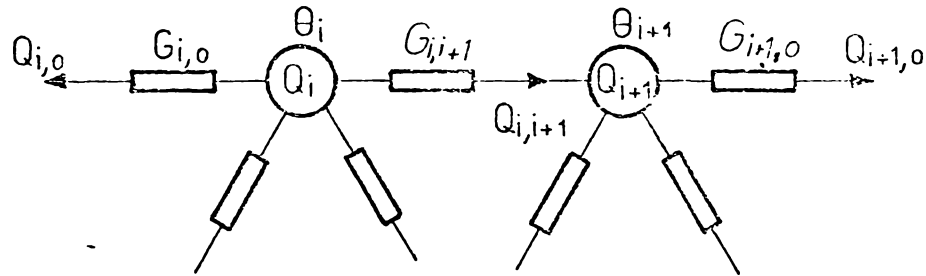


Fig. 3.1 - Două surse de căldură i și i+1 ale rețelei termice staționare

Fluxurile de căldură care se scurg de la cele două surse în mediul înconjurător sînt reprezentate prin  $Q_{i,0}$  și  $Q_{i+1,0}$ .

Suma fluxurilor termice care se scurg dintr-o sursă dă puterea sursei

$$Q_i = \sum_{k=0}^n Q_{i,k} \quad (3.4)$$

Puterea totală a unei rețele este dată de suma tuturor puterilor surselor care alcătuiesc rețeaua, respectiv de suma tuturor fluxurilor de căldură care se transmit din rețea mediului înconjurător

$$Q = \sum_{i=1}^n Q_i = \sum_{i=1}^n Q_{i,0} \quad (3.5)$$

Din (3.1), (3.3) și (3.4) rezultă drept relație matematică dintre mărimile rețelei termice staționare următorul sistem de ecuații liniare

$\sum_0^n G_{1k}$	$-G_{12}$	---	$-G_{1n}$
$-G_{21}$	$\sum_0^n G_{2k}$	---	$-G_{2n}$
$\vdots$		---	$\vdots$
$-G_{n1}$	$-G_{n2}$	---	$\sum_0^n G_{nk}$

$\theta_1$
$\theta_2$
$\vdots$
$\theta_n$

=

$Q_1(0)$
$Q_2(0)$
$\vdots$
$Q_n(0)$

(3.6)

sau prescurtat

$$C_{ik} \cdot \theta_i = Q_i \quad (3.7)$$

Cunoscându-se matricea conductibilităților termice  $C_{ik}$  și matricea surselor de căldură  $Q_i$  se pot determina supratemperaturile  $\theta_i$  prin rezolvarea sistemului de ecuații (3.6) respectiv (3.7) cu ajutorul calculatorului numeric.

### 3.1.2. - Răcirea unei surse de căldură printr-un fluid de răcire.

În fig. 3.2 este reprezentată o sursă de căldură cu puterea  $Q_i$  din care curge fluxul termic  $Q_{ia}$  în fluidul de răcire cu debitul masic  $M$  și cu echivalentul în apă  $G_c$ . Prin aceasta supratemperatura fluidului de răcire crește de la  $\theta_a$  la  $\theta_k$  cu

$$\theta_k - \theta_a = \frac{Q_{ia}}{G_c} \quad (3.8)$$

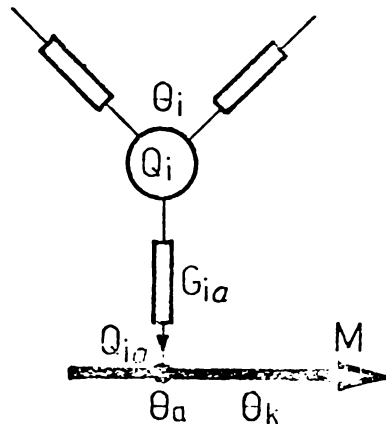


Fig. 3.2 - Sursă termică răcită de un fluid

Supratemperatura medie a fluidului de răcire va fi

$$\theta_m = \frac{\theta_k + \theta_a}{2} \quad (3.9)$$

Din (3.8) și (3.9) rezultă

$$\theta_m - \theta_k = \frac{Q_{ia}}{2 G_c} = Q_{ia} \cdot R_{ma} \quad (3.10)$$

și rezistența termică



$$R_{ma} = \frac{1}{2G_c} = \frac{R_c}{2} \quad (3.11)$$

are ca valoare jumătate din valoarea rezistenței termice convective  $R_c$  definită de ecuația ( 1.110 ) și se numește rezistență de răcire, întrucît apare la răcirea unei surse de căldură.

Dacă suprafața de răcire corespunzătoare sursei are supra-temperatura  $\theta_s$ , atunci datorită conducției termice între suprafață și sursă există diferența de temperatură

$$\theta_i - \theta_s = Q_{ia} R_{is} \quad (3.12)$$

unde  $R_{is}$  este o rezistență termică de conducție.

Între temperatura suprafeței de răcire și temperatura medie a fluidului de răcire există diferența

$$\theta_s - \theta_m = Q_{ia} R_{sm} \quad (3.13)$$

unde  $R_{sm}$  reprezintă o rezistență termică de trecere.

Din (3.10), (3.12) și (3.13) rezultă diferența de temperatură între sursă și fluidul de răcire la intrare

$$\theta_i - \theta_a = Q_{ia} (R_{is} + R_{sm} + R_{ma}) = Q_{ia} R_{ia} = \frac{Q_{ia}}{G_{ia}} \quad (3.14)$$

Considerîndu-se fluidul de răcire la intrare, îndreptat spre sursă, ca mediu ambiant al sursei, rezultă că rezistența termică  $R_{ik}$  între sursă și mediul ambiant este formată dintr-o conexiune serie de rezistențe: rezistența termică de conducție  $R_{is}$ , rezistența termică de trecere  $R_{sm}$  și rezistența de răcire  $R_{mk}$ .

Din (3.8) și (3.14) rezultă

$$G_{ia} (\theta_i - \theta_k) = G_c (\theta_k - \theta_a) \quad (3.15)$$

### 3.1.3. - Răcirea în serie a surselor de căldură

Fig. 3.3 indică, în principiu, răcirea în serie a unei rețele termice formată din  $n$  surse printr-un fluid de răcire  $M$  care are supratemperatura de intrare  $\theta_a = 0$ .

În dreptul fiecărei surse fluidul de răcire primește un

flux de căldură care-i ridică temperatura. Fluidul de răcire, definit ca mediu ambiant, va avea pentru fiecare sursă altă supra-temperatură.

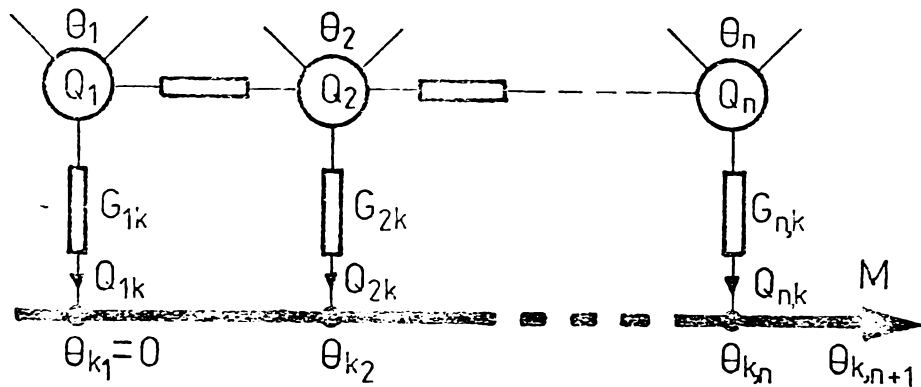


Fig. 3.3 - Răcirea în serie a n surse de căldură

Pentru determinarea celor n supratemperaturi ale fluidului de răcire  $\theta_{k2}, \theta_{k3}, \dots, \theta_{k, n+1}$  se folosesc n ecuații de tipul (3.15), care fac parte din sistemul de ecuații al rețelei termice. Supratemperaturile surselor de căldură și ale fluidului de răcire rezultă din rezolvarea acestui sistem de ecuații.

HAK [3.5] elimină supratemperaturile agentului de răcire din sistemul de ecuații al rețelei termice, cu scopul de a reduce numărul variabilelor. Această eliminare nu este nici dorită, pentru că se urmărește greu efectul unui sistem de răcire, și nici necesară, în cazul în care se dispune de un calculator electronic numeric.

#### 3.1.4. - Răcirea în paralel a surselor de căldură

Dacă mai multe surse de căldură sînt răcite de un fluid care are aceeași temperatură de intrare pentru toate sursele (aceeași temperatură a mediului ambiant) se spune că răcirea se face în paralel. În fig. 3.4 este indicată structura unei rețele termice formată din n surse de căldură care sînt răcite în paralel de fluidul de răcire M cu supratemperatura de intrare  $\theta_a$  și supratemperatura de ieșire  $\theta_k$ .

Sursa de căldură m este în general o sursă de nul ( $Q_m = 0$ ) dar prin ea se poate ține cont de pierderile de frecare ( $Q_m \neq 0$ ) produse de agentul de răcire. Sursa de căldură m are supratemperatura medie a fluidului de răcire

$$\theta_m = \frac{\theta_a + \theta_k}{2} \quad (3.16)$$

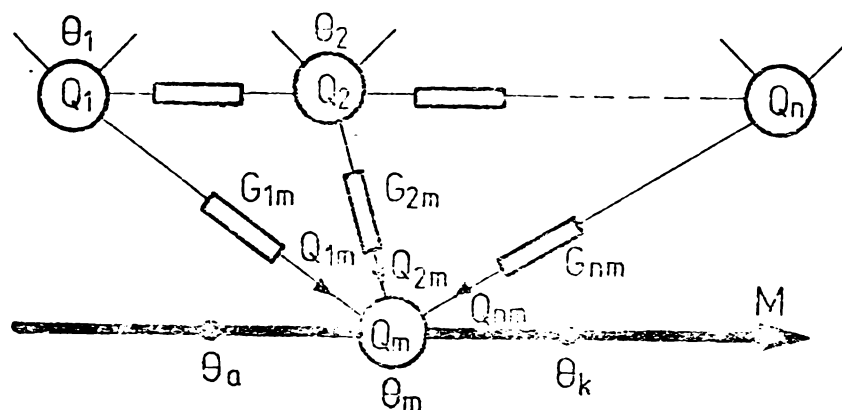


Fig. 3.4 - Răciră în paralel a n surse de căldură

Valoarea conductibilității termice între sursa de căldură  $Q_m$  (de frecări) și agentul de răcire la intrare este

$$G_{ma} = \frac{1}{R_{ma}} = 2 G_c \quad (3.17)$$

Rezistențele termice  $R_{jm} = 1/G_{jm}$  între cele n surse și sursa  $Q_m$  sînt conform (3.14) conexiuni serie compuse dintr-o rezistență termică de conducție și o rezistență termică de trecere.

### 3.1.5. - Răcirăa unei rețele termice printr-o rețea de fluid de răcire

Circuitul rețelei fluidului de răcire poate fi deschis sau închis. În nodurile rețelei fluidului de răcire are loc fie bifurcarea curentului de răcire în mai mulți curenți, fie contopirea mai multor curenți de răcire într-un singur curent (fig.3.5).

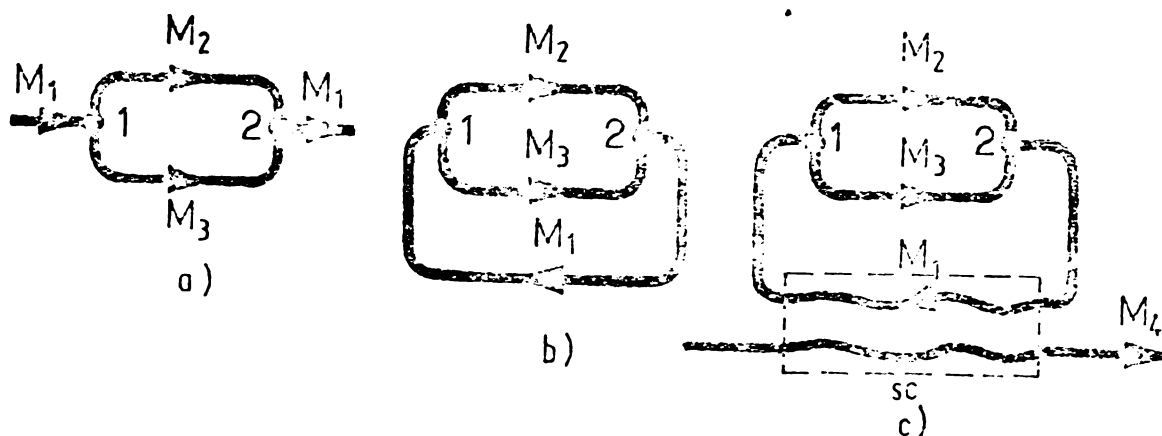


Fig. 3.5 - Structura celor mai simple rețele de curenți de răcire. a) rețea deschisă b) rețea închisă c) rețea închisă cu schimbător de căldură; 1 - punct de ramificație și 2 - punct de contopire

Fiecare curent al fluidului de răcire poate răci mai multe surse de căldură în serie (succesiv) sau în paralel.

O rețea de curent de răcire închisă poate să predea căldura provenită dintr-o rețea termică, prin intermediul unui schimbător de căldură, unei rețele de curenți de răcire deschise (fig.3.5,c).

Dacă se consideră  $n$  curenți de răcire  $M_1, M_2, \dots, M_n$ , avînd respectiv echivalentul în apă  $G_{c1}, G_{c2}, \dots, G_{cn}$  și supra-temperaturile  $\theta_1, \theta_2, \dots, \theta_n$  și care se contopesc în punctul A formînd curentul  $M_k$  cu valoarea echivalentului în apă  $G_{ck}$  și supratemperatura  $\theta_k$  (fig. 3.6), iar în momentul contopirii nu se produce căldură, atunci supratemperatura amestecului se poate determina din ecuația

$$G_{ck} \theta_k = \sum_{i=1}^n G_{ci} \theta_i \quad (3.18)$$

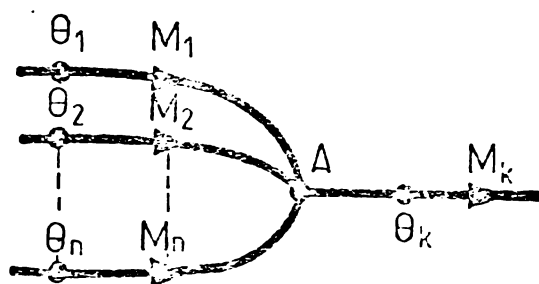


Fig. 3.6 - Contopirea mai multor curenți de răcire

În cazul unui curent de răcire închis  $M_1$  (fig.3.5,c) cu echivalentul în apă  $G_{c1}$ , supratemperatura minimă  $\theta_e$  și supratemperatura maximă  $\theta_i$  care primește dintr-o rețea termică fluxul termic

$$Q = G_{c1} (\theta_i - \theta_e) \quad (3.19)$$

pe care îl cedează prin intermediul unui SC unei rețele de curent de răcire deschis  $M_4$  cu echivalentul în apă  $G_{c4}$ , supratemperatura de intrare  $\theta_a$  și supratemperatura de ieșire  $\theta_k$ , se obține

$$Q = G_{c1} (\theta_i - \theta_e) = G_{c4} (\theta_k - \theta_a) = G_{ck} (\theta_i - \theta_k) \quad (3.20)$$

în care  $G_{ik}$  este conductibilitatea termică între domeniul cald al lui  $M_1$  și ieșirea curentului  $M_4$ . Rezistența termică corespunzătoare  $R_{ik}$  reprezintă o conexiune în serie a rezistențelor de răcire a celor doi curenți și a rezistenței termice de trecere a schimbătorului de căldură [3.6] .

### 3.1.6. - Modele de rețele termice staționare pentru ME

În cazul calculului încălzirii în regim staționar al ME prin metoda rețelelor termice [3.7, 3.8, 3.9] se împarte mașina într-un număr de elemente tridimensionale care au aceleași condiții de încălzire în întregul lor volum și aceleași condiții de răcire pe întreaga lor suprafață. Sursele de căldură corespunzătoare elementelor în care s-a împărțit mașina se conectează între ele cu ajutorul rezistențelor termice echivalente, prin care urmează schimbul de căldură.

Ansamblul acestor surse de căldură împreună cu rezistențele care le leagă formează rețeaua termică echivalentă a ME.

În mod obișnuit, elementele de bază în care se împarte ME sînt bare de secțiune constantă și sectoare de cilindru.

#### 3.1.6.1. - Conducția termică axială, unilaterală într-o bară de secțiune constantă

Se consideră curgerea termică staționară, unilaterală, în sens axial într-o bară de secțiune constantă (fig. 3.7). Se introduc următoarele notații :  $S$  - secțiunea constantă a barei de o formă oarecare;  $q_r$  - fluxul unitar de căldură în direcție radială;  $q_\xi(\xi)$  - fluxul unitar de căldură în direcție axială la coordonata  $\xi$ ;  $q(\xi)$  - pierderile medii în volumul barei;  $l$  - lungimea barei;  $\xi = x/l$  - lungimea barei în unități relative;  $A$  - suprafața laterală a barei;  $Q_1$  - fluxul de căldură de intrare în direcție axială;  $Q_2$  - fluxul de căldură de ieșire în direcție axială;  $V = S.l$  - volumul barei;  $\theta_1, \theta_2, \theta_m$  - supratemperaturile la extremitățile barei și supratemperatura medie;  $\lambda(\xi)$  - coeficientul de conductibilitate termică;  $\theta(\xi)$  - supratemperatura medie în secțiunea de coordonată  $\xi$  .

Între secțiunile  $\xi = 0$  și  $\xi = \xi$  în bară se dezvoltă puterea termică

$$Q(\xi) = V \int_0^{\xi} q(\xi) d\xi \quad (3.21)$$

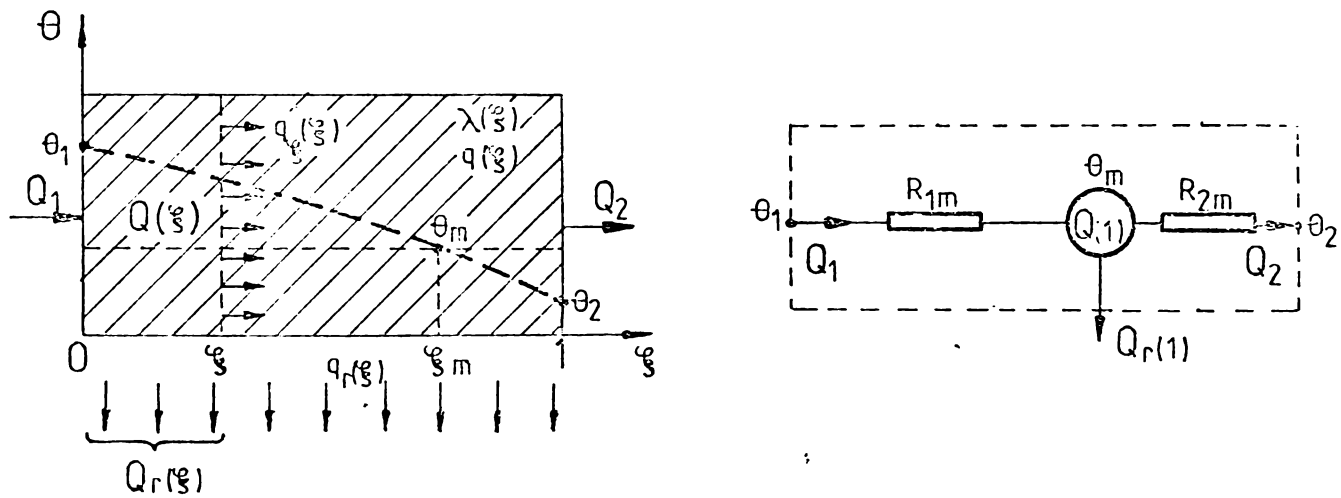


Fig. 3.7 - Conducția termică axială unilaterală într-o bară

Puterea termică totală a barei va fi

$$Q(l) = V \int_0^l q(\xi) d\xi \quad (3.22)$$

Între aceleași secțiuni  $\xi=0$  și  $\xi=l$  curge din bară prin suprafața laterală, fluxul de căldură

$$Q_r(\xi) = A \int_0^{\xi} q_r(\xi) d\xi \quad (3.23)$$

Fluxul total de căldură prin suprafața laterală a barei va fi

$$Q_r(l) = A \int_0^l q_r(\xi) d\xi \quad (3.24)$$

Prin secțiunea transversală a barei în punctul  $\xi$  curge fluxul termic axial

$$Q_{\xi}(\xi) = S q_{\xi}(\xi) = Q_1 + Q(\xi) - Q_r(\xi) = Q_1 + \int_0^{\xi} [V q(\xi) - A q_r(\xi)] d\xi \quad (3.25)$$

Pentru  $\xi=l$  din (3.25) rezultă fluxul de căldură la ieșirea din bară în direcția axială

$$Q_2 = Q_{\xi}(l) = Q_1 + Q(l) - Q_r(l) \quad (3.26)$$

Repartiția axială a supratemperaturii în bară este dată de relația cunoscută [3.10, 3.11].

$$\theta(\xi) = \theta_2 + \frac{\ell}{S} \int_{\xi}^1 \frac{Q_{\xi}(\xi)}{\lambda(\xi)} d\xi \quad (3.27)$$

Din (3.27) se obține supratemperatura la începutul barei

$$\theta_1 = \theta(0) = \theta_2 + \frac{\ell}{S} \int_0^1 \frac{Q_{\xi}(\xi)}{\lambda(\xi)} d\xi \quad (3.28)$$

și supratemperatura medie a barei

$$\theta_m = \theta(\xi_m) = \int_0^1 \theta(\xi) d\xi = \theta_2 + \frac{\ell}{S} \int_0^1 d\xi \int_{\xi}^1 \frac{Q_{\xi}(\xi)}{\lambda(\xi)} d\xi \quad (3.29)$$

Rezistențele de conducție termică axiale  $R_{1m}$  și  $R_{m2}$  care leagă sursa  $Q(1)$  cu capetele barei vor fi

$$R_{1m} = \frac{\theta_1 - \theta_m}{Q_1} = \frac{\ell}{S Q_1} \int_0^1 d\xi \int_0^{\xi} \frac{Q_{\xi}(\xi)}{\lambda(\xi)} d\xi \quad (3.30)$$

$$R_{2m} = \frac{\theta_m - \theta_2}{Q_2} = \frac{\ell}{S Q_2} \int_0^1 d\xi \int_{\xi}^1 \frac{Q_{\xi}(\xi)}{\lambda(\xi)} d\xi \quad (3.31)$$

Dacă se consideră  $q = 0$  (bară fără pierderi) atunci între secțiunile  $\xi = 0$  și  $\xi = \xi$  bara are rezistența termică

$$R_{0\xi} = \frac{\ell}{S} \int_0^{\xi} \frac{d\xi}{\lambda(\xi)} = \frac{\ell \xi}{S \bar{\lambda}(\xi)} \quad (3.32)$$

Coeficientul mediu de conductibilitate termică al întregii bare rezultă din ecuația

$$\int_0^1 \frac{d\xi}{\lambda(\xi)} = \frac{1}{\bar{\lambda}(1)} \quad (3.33)$$

Rezistența de conducție termică a barei ( $q=0$ ) va avea expresia

$$R_0 = \frac{\ell}{S \bar{\lambda}(1)} \quad (3.34)$$

### Cazuri particulare

a) - Transmiterea axială a căldurii prin bară fără pierderi

$$q(\xi) = 0; \quad q_p = 0; \quad \lambda(\xi) = \lambda = \text{ct.} \quad (\text{fig. 3.8})$$

Repartiția axială asupra temperaturii (3.27)

$$\theta(\xi) = \theta_2 + \frac{\ell}{\lambda S} Q_1 \int_{\xi}^1 d\xi = \theta_2 + \frac{\ell}{\lambda S} Q_1 (1 - \xi) = \theta_2 + R_0 Q_1 (1 - \xi) \quad (3.35)$$

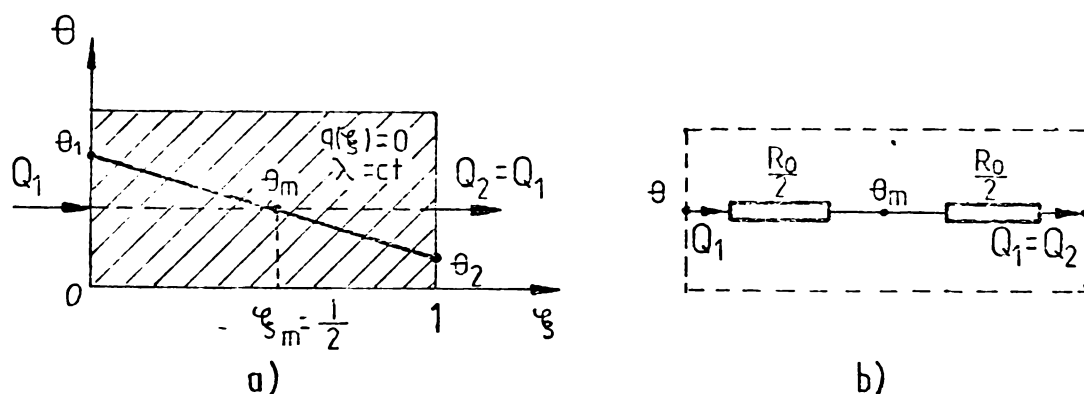


Fig. 3.8 - Transmiterea căldurii prin bara fără pierderi. a - repartiția supratemperaturii, b - schema termică echivalentă

Supratemperatura la începutul barei (3.28)

$$\theta_1 = \theta(0) = \theta_2 + R_0 Q_1 \quad (3.36)$$

Supratemperatura medie a barei (3.29)

$$\theta_m = \theta_2 + \frac{1}{2} R_0 Q_1 \quad (3.37)$$

Localizarea punctului de supratemperatură medie se obține din ecuațiile (3.35) și (3.37)

$$\theta_2 + \frac{1}{2} R_0 Q_1 = \theta_2 + R_0 Q_1 (1 - \xi_m) \quad (3.38)$$

de unde  $\xi_m = 0,5$

Rezistențele de conducție termică axială [(3.30) și (3.31)]

$$R_{1m} = R_{2m} = \frac{l}{2s\lambda} = \frac{R_0}{2} \quad (3.39)$$

b) - Transmiterea axială unilaterală a pierderilor care se degajă în bară:  $Q_1 = 0$ ;  $q(\xi) = q_0 = ct.$ ;  $q_r = 0$ ;  $\lambda(\xi) = \lambda = ct.$

Puterea termică totală a barei (3.22)

$$Q(1) = Q_0 = V \int_0^1 q_0 d\xi = V \cdot q_0 = Q_2 \quad (3.40)$$

Repartiția axială a supratemperaturii în bară (3.27)

$$\theta(\xi) = \theta_2 + \frac{l}{s\lambda} q_0 V \int_{\xi}^1 \xi d\xi = \theta_2 + \frac{1}{2} Q_0 R_0 (1 - \xi^2) \quad (3.41)$$



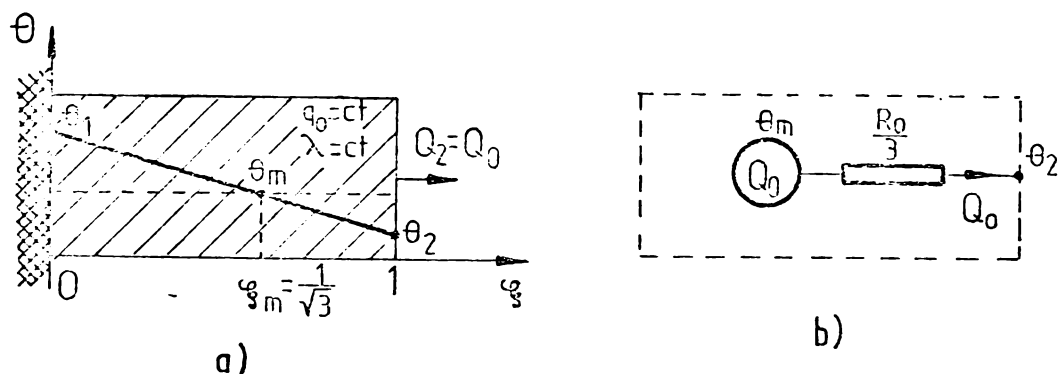


Fig. 3.9 - Transmiterea axială unilaterală a pierderilor care se degajă în bară  
a) repartiția supratemperaturii, b) schema termică echivalentă

Supratemperatura la începutul barei (3.28)

$$\theta_1 = \theta_2 + \frac{1}{2} Q_0 R_0 \quad (3.42)$$

Supratemperatura medie a barei (3.29)

$$\theta_m = \theta_2 + \frac{2}{s\lambda} Q_0 V \int_0^1 d\xi \int_{\xi}^1 \xi d\xi = \theta_2 + \frac{1}{3} Q_0 R_0 \quad (3.43)$$

Localizarea punctului de supratemperatură medie se obține din ecuația

$$\theta_2 + \frac{1}{3} Q_0 R_0 = \theta_2 + \frac{1}{2} Q_0 R_0 (1 - \xi_m^2) \quad (3.44)$$

de unde  $\xi_m = \frac{1}{\sqrt{3}}$

Rezistențele de conducție termică axială (3.30) și (3.31)

$$R_{1m} = \infty \quad (3.45)$$

$$R_{m2} = \frac{l}{s\lambda} \frac{Q_0}{Q_2} \int_0^1 d\xi \int_{\xi}^1 \xi d\xi = \frac{R_0}{3} \quad (3.46)$$

c) - Transmiterea axială unilaterală a căldurii prin bara cu pierderi :  $Q_1 \neq 0$ ;  $q(\xi) = q_0 = ct.$ ;  $q_r = 0$ ;  $\lambda(\xi) = \lambda = ct.$

Puterea termică dezvoltată în bară între secțiunile  $\xi=0$  și  $\xi=\xi$  (3.21)

$$Q(\xi) = V \cdot q_0 \int_0^{\xi} d\xi = V \cdot q_0 \cdot \xi = Q_0 \cdot \xi \quad (3.47)$$

unde  $Q_0$  este puterea termică totală dezvoltată în bară.

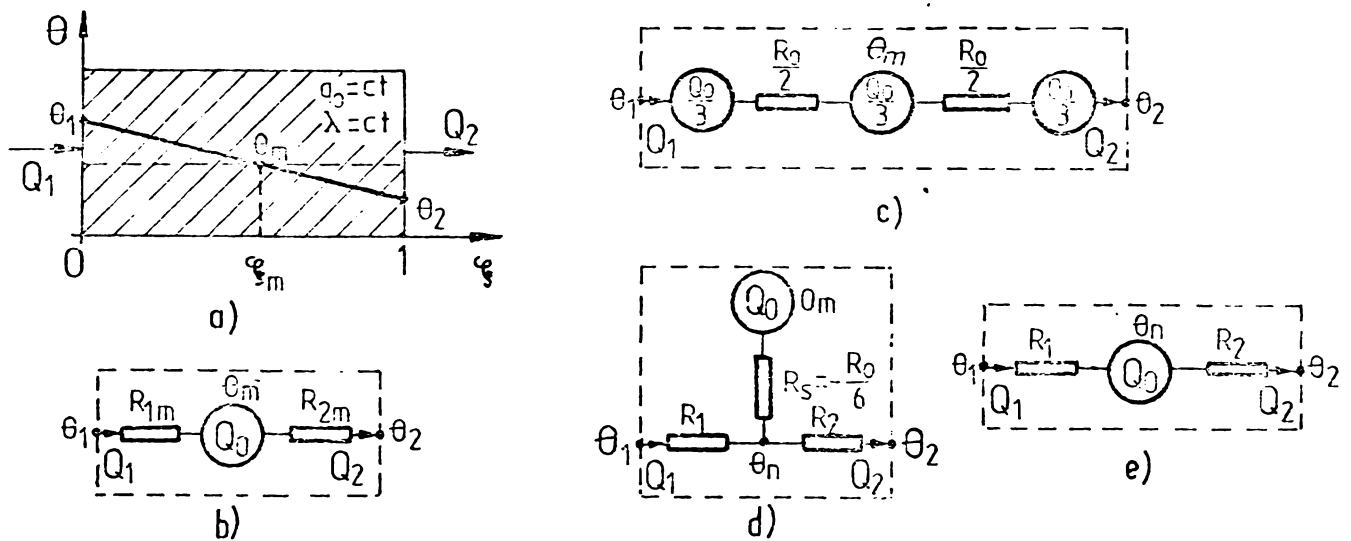


Fig. 3.10 - Transmiterea axială unilaterală a căldurii prin bara cu pierderi.  
 a) repartiția supratemperaturii,  
 b) schema termică echivalentă ne-simetrică, c), d), e) scheme termice echivalente simetrice

Repartiția axială a supratemperaturii în bară (3.27)

$$\theta(\xi) = \theta_2 + \frac{\ell}{s\lambda} \int_{\xi}^1 (Q_1 + Q_0 \cdot \xi) d\xi = \theta_2 + Q_1 \cdot R_0 (1 - \xi) + \frac{1}{2} Q_0 R_0 (1 - \xi^2) \quad (3.48)$$

Supratemperatura la începutul barei (3.28)

$$\theta_1 = \theta_2 + Q_1 R_0 + \frac{1}{2} Q_0 R_0 \quad (3.49)$$

Supratemperatura medie a barei (3.29)

$$\theta_m = \theta_2 + \frac{\ell}{s\lambda} \int_0^1 d\xi \int_{\xi}^1 (Q_1 + Q_0 \cdot \xi) d\xi = \theta_2 + \frac{1}{2} Q_1 R_0 + \frac{1}{3} Q_0 R_0 \quad (3.50)$$

Localizarea punctului de supratemperatură medie se obține din ecuația

$$\theta_2 + Q_1 R_0 (1 - \xi_m) + \frac{1}{2} Q_0 R_0 (1 - \xi_m^2) = \theta_2 + \frac{1}{2} Q_1 R_0 + \frac{1}{3} Q_0 R_0 \quad (3.51)$$

și rezultă

$$\xi_m = -\frac{Q_1}{Q_0} + \sqrt{\left(\frac{Q_1}{Q_0}\right)^2 + \frac{Q_1}{Q_0} + \frac{1}{3}} \quad (3.52)$$

Rezistențele de conducție termică axială (fig.3.10.b)

$$R_{1m} = \frac{R_0}{2} \cdot \frac{Q_1 + \frac{Q_0}{3}}{Q_1} \quad (3.53)$$

$$R_{2m} = \frac{R_0}{2} \cdot \frac{Q_1 + \frac{2}{3} Q_0}{Q_2} \quad (3.54)$$

Corespunzător rezistențelor termice  $R_{1m}$  și  $R_{2m}$  rezultă schema termică echivalentă din fig. 3.10.b.

Schema termică echivalentă din fig.3.10.b poate fi înlocuită cu una din schemele termice echivalente simetrice 3.10. c,d,e.

În schema din fig. 3.10.c pierderile care se degajă în aceeași măsură în tot volumul barei sînt concentrate în trei puncte.

Ținînd cont de relațiile(3.50)și(3.49)scrise în forma

$$\theta_m = \theta_2 + \frac{R_0}{2} (Q_1 + \frac{2}{3} Q_0)$$

$$\theta_1 = \theta_m + \frac{R_0}{2} (Q_1 + \frac{1}{3} Q_0)$$

rezultă că pentru o exprimare precisă a condițiilor termice din bară cele trei surse (două de margine și una de mijloc) au aceeași putere egală cu  $Q_0/3$ .

Schemele 3.10.d și e sînt echivalente cu schema 3.10.b și ele sînt mai adecvate pentru utilizare, întrucît conțin numai o singură sursă păstrîndu-și totodată simetria. Supratemperatura medie conform schemei 3.10.d va fi

$$\theta_m = \theta_2 + Q_1 R_2 + Q_0 (R_3 + R_2) \quad \text{unde} \quad R_2 = \frac{R_0}{2}$$

și ținînd seamă de relația (3.50) rezultă

$$R_3 = -\frac{1}{6} R_0 \quad (3.55)$$

Rezistența suplimentară negativă  $R_3$  este o mărime de calcul și ea nu are nici o semnificație fizică.

În cazul în care nu interesează direct valoarea supratemperaturii medii se poate utiliza schema echivalentă din fig. 3.10.e, aceasta putînd fi calculată ulterior cu relația

$$\theta_m = \theta_n + R_3 Q_0 \quad (3.56)$$

d) - Transmiterea axială bilaterală a pierderilor care se degajă în bară:  $Q_1 = 0$ ;  $q(\xi) = q_0 = \text{ct.}$ ;  $q_r = 0$ ;  $\lambda(\xi) = \lambda = \text{ct.}$

Dacă se notează  $\xi_M$  locul în care se atinge supratemperatura maximă, atunci repartiția axială a supratemperaturii în partea de bară cuprinsă între  $\xi = \xi_M$  și  $\xi = 1$  va fi

$$\theta = \theta_2 + \frac{q_0}{s\lambda} \int_{\xi}^1 (-Q_{10} + Q_0 \cdot \xi) d\xi = \theta_2 + \frac{R_0 Q_0}{2} (1 - 2\xi_M + 2\xi_M \xi - \xi^2) \quad (3.57)$$

unde  $Q_{10} = Q_0 \cdot \xi_M$ .

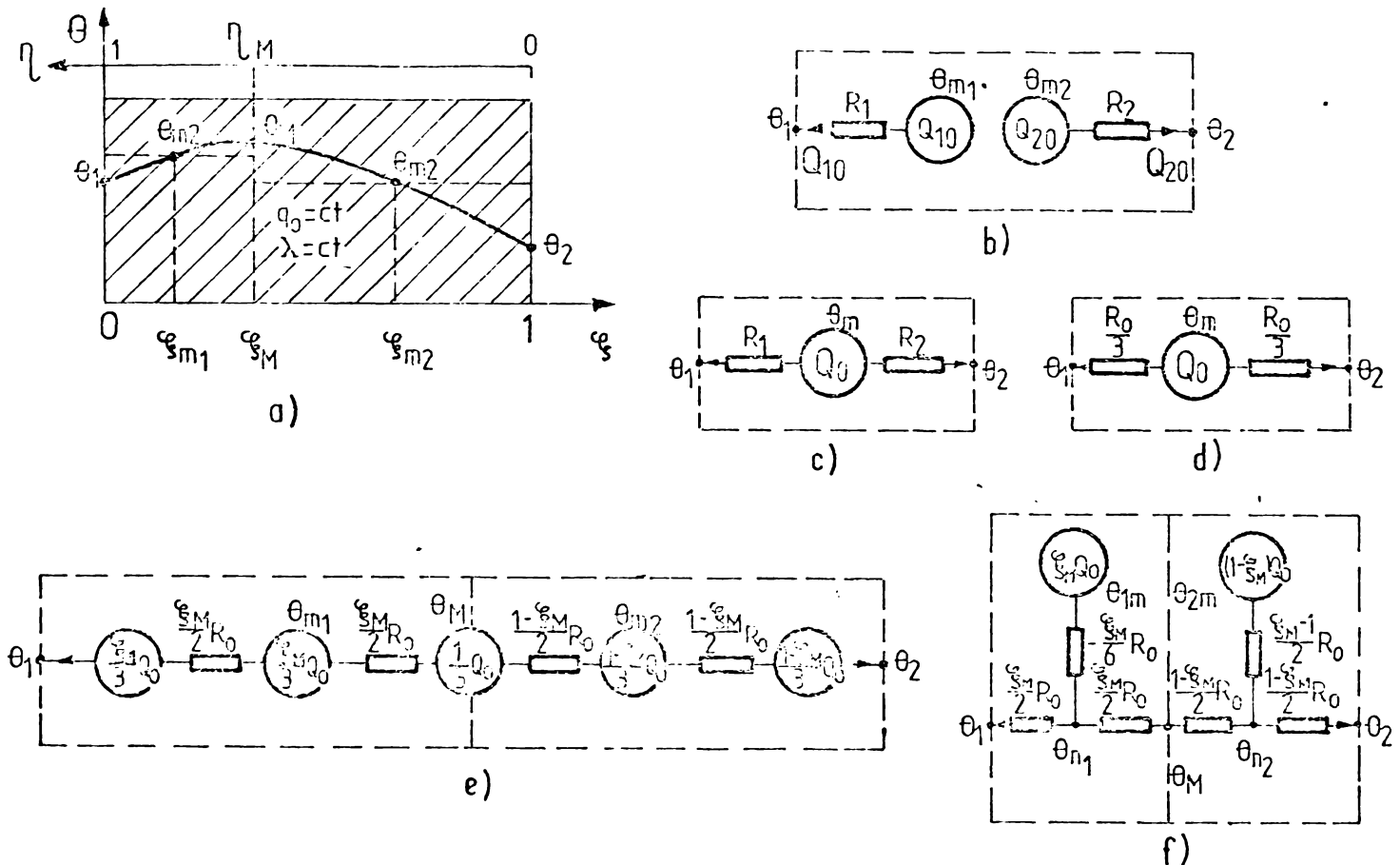


Fig. 3.11 - Transmiterea axială bilaterală a pierderilor care se degajă în bară. a) repartiția supra-temperaturii; b), c), d), e), f) schemele termice echivalente

Pentru determinarea repartiției supra-temperaturii în partea de bară cuprinsă între  $\xi=0$  și  $\xi=\xi_M$  se ia axa  $\eta = 1 - \xi$  și se obține

$$\theta = \theta_1 + \frac{l}{s\lambda} \int_{\eta}^1 (-\theta_{20} + Q_0 \eta) d\eta = \theta_1 + \frac{R_0 Q_0}{2} (2\xi_M \xi - \xi^2) \quad (3.58)$$

unde s-a notat  $Q_{20} = Q_0 \cdot \eta_M$  și  $\eta_M = 1 - \xi_M$

Pentru localizarea punctului de temperatură maximă  $\xi_M$ , înlocuind în ecuațiile (3.57) și (3.58) pe  $\xi = \xi_M$  și se obține

$$\theta_M = \theta_2 + \frac{R_0 Q_0}{2} (1 - 2\xi_M + 2\xi_M^2 - \xi_M^2) = \theta_1 + \frac{R_0 Q_0}{2} (2\xi_M^2 - \xi_M^2) \quad (3.59)$$

de unde rezultă

$$\xi_M = \frac{1}{2} + \frac{\theta_2 - \theta_1}{R_0 Q_0} \quad (3.60)$$

Atunci când  $\theta_1 = \theta_2$  sistemul termic este simetric și conform așteptărilor din ecuația (3.60) rezultă  $\xi = 0,5$

În baza ecuației (3.29) se pot determina supra-temperaturile medii  $\theta_{m1}$  și  $\theta_{m2}$  și se pot localiza punctele corespunzătoare

acestor valori

$$\theta_{m1} = \frac{1}{\xi_M} \int_0^{\xi_M} \theta d\xi = \frac{1}{\xi_M} \int_0^{\xi_M} \left[ \theta_1 + \frac{R_0 Q_0}{2} (2 \xi_M \xi - \xi^2) \right] d\xi = \theta_1 + R_0 Q_0 \cdot \frac{\xi_M^2}{3} \quad (3.61)$$

$$\text{și } \xi_{m1} = \left(1 - \frac{1}{\sqrt{3}}\right) \xi_M \quad (3.62)$$

$$\theta_{m2} = \frac{1}{1 - \xi_M} \int_{\xi_M}^1 \left[ \theta_2 + \frac{R_0 Q_0}{2} (1 - 2 \xi_M + 2 \xi_M \xi - \xi^2) \right] d\xi = \theta_2 + R_0 Q_0 \cdot \frac{(1 - \xi_M)^2}{3} \quad (3.63)$$

$$\text{și } \xi_{m2} = \xi_M + \frac{1 - \xi_M}{\sqrt{3}} \quad (3.64)$$

Rezistențele de conducție termică axială  $R_1$  și  $R_2$  (fig.3.11.b)

vor fi

$$R_1 = \frac{\theta_{m1} - \theta_1}{Q_{10}} = \frac{R_0 Q_0 \frac{\xi_M^2}{3}}{Q_0 \xi_M} = \frac{R_0}{3} \xi_M \quad (3.65)$$

$$R_2 = \frac{\theta_{m2} - \theta_2}{Q_{20}} = \frac{R_0 Q_0 \frac{(1 - \xi_M)^2}{3}}{Q_0 (1 - \xi_M)} = \frac{R_0}{3} (1 - \xi_M) \quad (3.66)$$

Schema termică echivalentă corespunzătoare rezistențelor termice  $R_1$  și  $R_2$  este indicată în fig. 3.11.b. Această schemă prezintă dezavantajul că este necesar să se cunoască poziția supra-temperaturii maxime care depinde de rezultatele calculului rețelei termice a ME. Din acest motiv, în cazurile practice, se utilizează schemele simplificate din fig.3.11.c și d care însă introduc o oarecare imprecizie a calculului supratemperaturii medii. Schemele echivalente din fig. 3.11 e și f elimină aceste dezavantaje și dau o precizie mai mare calculului supratemperaturii în bară.

### 3.1.6.2 - Transmiterea axială a căldurii în bara cu pierderi, răcită lateral

Bara este încălzită sub influența propriilor pierderi  $Q_0 = V \cdot q_0$  ca și sub influența fluxului termic axial  $Q_1$ . Ca rezultat al răcirii uniforme suprafața laterală a barei este străbătută de fluxul radial  $Q_\infty$ . Se obține astfel o temperatură constantă în secțiunea transversală a barei, supratemperatura sa modificându-se numai în sens axial.

Ecuția diferențială a conducției căldurii în acest caz are forma [3.10]

$$\frac{1}{\rho^2} \frac{d^2 \theta}{d\xi^2} = \frac{u \alpha}{\lambda s} \theta - \frac{2_0}{\lambda} = m^2 (\theta - b_0) \quad (3.67)$$

$$\text{unde } m^2 = \frac{u \alpha}{\lambda s} \quad (3.68)$$

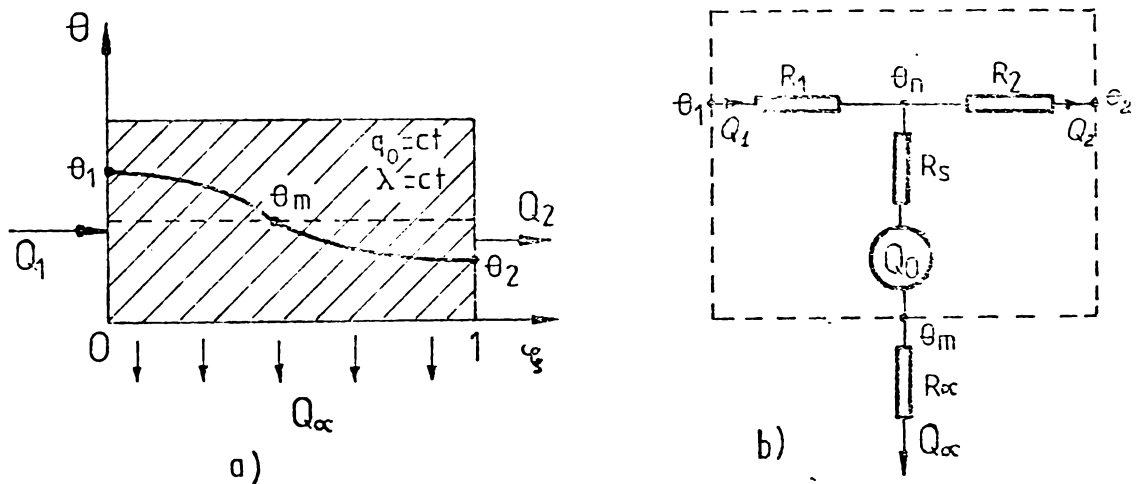


Fig. 3.12 - Transmiterea axială a căldurii în bara cu pierderi răcită lateral. a) repartiția axială a supratemperaturii; b) schema termică echivalentă

$u$  - perimetrul barei

$\alpha$  - coeficientul de transfer a căldurii

$$b_0 = \frac{q_0}{\lambda m^2} = \frac{q_0}{\lambda} \frac{\lambda S}{u \alpha} = \frac{1}{\alpha u l} q_0 S l = R_\alpha Q_0 \quad (3.69)$$

Pentru condițiile de frontieră

$$\begin{aligned} \xi = 0 &\rightarrow Q = Q_1 \\ \xi = 1 &\rightarrow Q = Q_2 \end{aligned} \quad (3.70)$$

soluția ecuației diferențiale (3.67) va fi

$$\theta = b_0 + \frac{Q_1 \operatorname{ch} m l (1 - \xi) - Q_2 \operatorname{ch} m l \xi}{\lambda S m \operatorname{sh} m l} \quad (3.71)$$

Supratemperaturile la capetele barei se obțin pentru  $\xi = 0$  și respectiv  $\xi = 1$

$$\theta_1 = b_0 + \frac{Q_1 \operatorname{ch} m l - Q_2}{\lambda S m \operatorname{sh} m l} \quad (3.72)$$

$$\theta_2 = b_0 + \frac{Q_1 - Q_2 \operatorname{ch} m l}{\lambda S m \operatorname{sh} m l} \quad (3.73)$$

Supratemperatura medie

$$\theta_m = \int_0^1 \theta(\xi) d\xi = b_0 + \frac{1}{m l} \frac{Q_1 - Q_2}{\lambda S m} \quad (3.74)$$

Localizarea punctului de supratemperatură medie se obține prin rezolvarea ecuației

$$\frac{Q_1 \operatorname{ch} m l (1 - \xi_m) - Q_2 \operatorname{ch} m l \xi_m}{\lambda S m \operatorname{sh} m l} = \frac{Q_1 - Q_2}{\lambda S m^2 l} \quad (3.75)$$

Pentru întocmirea schemei termice echivalente se calculează

diferențele de temperatură

$$\theta_1 - \theta_m = \frac{Q_1}{\lambda S_m} \left( cthm\ell - \frac{1}{m\ell} \right) + \frac{Q_2}{\lambda S_m} \left( \frac{1}{m\ell} - \frac{1}{sh m\ell} \right) = Q_1 R_a + Q_2 R_b \quad (3.76)$$

$$\theta_m - \theta_2 = \frac{Q_1}{\lambda S_m} \left( \frac{1}{m\ell} - \frac{1}{sh m\ell} \right) + \frac{Q_2}{\lambda S_m} \left( cthm\ell - \frac{1}{m\ell} \right) = Q_1 R_b + Q_2 R_a \quad (3.77)$$

unde s-au notat

$$R_a = \frac{1}{\lambda S_m} \left( cthm\ell - \frac{1}{m\ell} \right) \quad (3.78)$$

$$R_b = \frac{1}{\lambda S_m} \left( \frac{1}{m\ell} - \frac{1}{sh m\ell} \right) \quad (3.79)$$

Dacă se ține cont că

$$Q_2 = Q_1 + Q_0 - Q_\alpha \quad (3.80)$$

ecuațiile (3.76) și (3.77) iau forma

$$\theta_1 - \theta_m = Q_1 (R_a + R_b) + Q_0 R_b - Q_\alpha R_b \quad (3.81)$$

$$\theta_m - \theta_2 = Q_1 (R_a + R_b) + Q_0 R_a - Q_\alpha R_a \quad (3.82)$$

Adoptîndu-se schema termică echivalentă din fig. 3.12.b, rezultă următoarele diferențe de temperatură

$$\theta_1 - \theta_m = Q_1 R_1 + Q_0 R_5 + Q_\alpha R_5 \quad (3.83)$$

$$\theta_m - \theta_2 = (Q_1 + Q_0 - Q_\alpha) R_2 - R_5 (Q_\alpha - Q_0) = Q_1 R_2 + Q_0 (R_2 + R_5) - Q_\alpha (R_2 + R_5) \quad (3.84)$$

Din compararea relațiilor (3.81) și (3.82) cu (3.83) și (3.84) rezultă că rezistențele termice din schema echivalentă vor avea următoarele valori.

$$R_1 = R_2 = R_a + R_b = \frac{1}{\lambda S_m} \left( \frac{1}{th m\ell} - \frac{1}{sh m\ell} \right) = \frac{\ell}{\xi_1 \lambda S} = \frac{R_0}{\xi_1} \quad (3.85)$$

$$R_5 = -R_b = \frac{\ell}{\xi_5 \lambda S} = \frac{R_0}{\xi_5} \quad (3.86)$$

Considerînd  $R_0 = \frac{\ell}{\lambda S}$ ,  $R_\alpha = \frac{1}{u \ell \alpha}$  rezultă

$$m\ell = \sqrt{\frac{u\alpha}{\lambda S}} \ell = \sqrt{u\ell\alpha} \frac{\ell}{\lambda S} = \sqrt{\frac{R_0}{R_\alpha}} = \xi \quad (3.87)$$

și respectiv

$$0 \leq \frac{1}{\xi_1} = \frac{1}{\xi} \left( cth \xi - \frac{1}{sh \xi} \right) \leq \frac{1}{2} \quad (3.88)$$

$$0 \geq \frac{1}{\xi_5} = \frac{1}{\xi} \left( \frac{1}{sh \xi} - \frac{1}{\xi} \right) \geq \frac{1}{6} \quad (3.89)$$

În cazul în care bara nu este încălzită direct ci prin intermediul unui strat de izolație, atunci trebuie să se adauge și rezistența

zistența termică a acestui strat.

3.1.6.3. = Conducția termică unilaterală radială în sectorul de cilindru.

Se consideră conducția termică staționară unilaterală în sens axial și radial într-un sector de cilindru (fig. 3.13). Se introduc următoarele notații:  $q = \{q_x(x,r), q_r(x,r)\}$  - fluxul unitar de căldură;  $l$  - lungimea sectorului de cilindru;  $q_0(x,r)$  - pierderile medii în volumul sectorului de cilindru;  $\theta(x,r)$  - câmpul supratemperaturilor;  $\lambda(x,r)$  - coeficientul de conductibilitate termică;  $r_1, r_2$  - raza interioară și exterioară a sectorului de cilindru

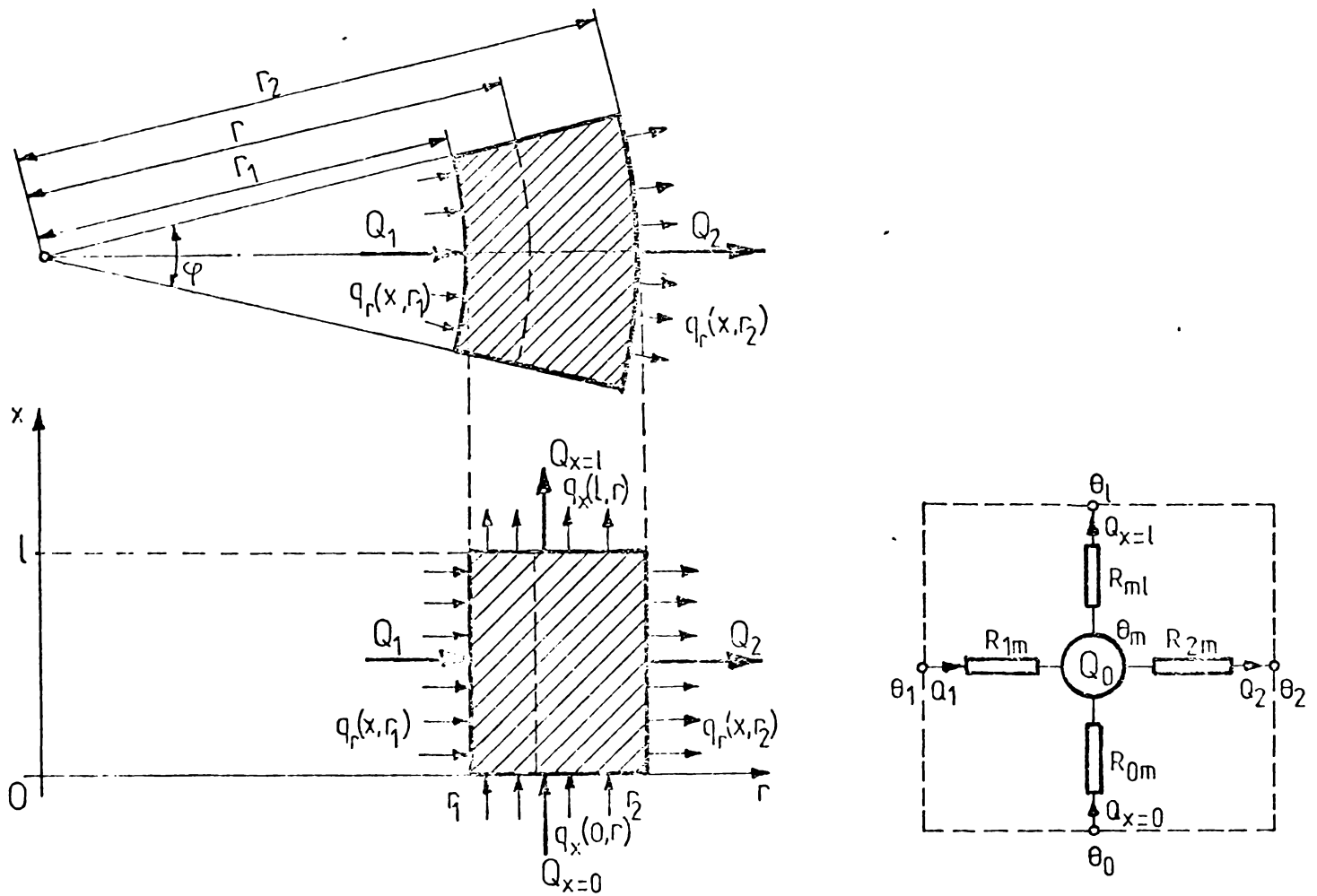


Fig. 3.13 - Conducția termică staționară într-un sector de cilindru

În sectorul de cilindru cuprins între  $r_1$  și  $r$  se dezvoltă puterea termică

$$Q(l,r) = \varphi \int_0^l dx \int_{r_1}^r q(x,r) r dr \quad (3.90)$$

Puterea termică totală a sectorului de cilindru este

$$Q_0 = Q(r, r_2) = \varphi \int_0^l dx \int_{r_1}^{r_2} q(x,r) r dr \quad (3.91)$$



Prin suprafața sectorului de cilindru cuprinsă între  $r_1$  și  $r$ , la ordonata  $x$  curge fluxul de căldură axial

$$Q_x(x, r) = \varphi \int_{r_1}^r q_x(x, r) r dr \quad (3.92)$$

Din (3.92) rezultă fluxurile termice axiale la suprafețele frontale ale sectorului de cilindru

$$Q_{x=0} = Q_x(0, r_2) = \varphi \int_{r_1}^{r_2} q_x(0, r) r dr \quad (3.93)$$

$$Q_{x=l} = Q_x(l, r_2) = \varphi \int_{r_1}^{r_2} q_x(l, r) r dr \quad (3.94)$$

Prin suprafața sectorului de cilindru cu raza  $r$  curge fluxul termic radial

$$Q_r(r) = \varphi r \int_0^l q_r(x, r) dx = Q_1 + Q(l, r) + Q_x(0, r) - Q_x(l, r) \quad (3.95)$$

Prin suprafața laterală interioară a sectorului de cilindru curge fluxul termic

$$Q_1 = Q_r(r_1) \quad (3.96)$$

iar prin suprafața laterală exterioară fluxul termic

$$Q_2 = Q_r(r_2) = Q_1 + Q_0 + Q_{x=0} - Q_{x=l} \quad (3.97)$$

Pentru valoarea medie axială a supratemperaturii este valabilă relația

$$\theta(r) = \frac{1}{l} \int_0^l \theta(x, r) dx = \theta_2 + \frac{1}{\varphi l} \int_r^{r_2} \frac{Q_r dr}{r \lambda} \quad (3.98)$$

Dacă se introduce variabila adimensională

$$\rho = \left( \frac{r}{r_1} \right)^2 \quad (3.99)$$

și se notează

$$\alpha = \left( \frac{r_2}{r_1} \right)^2 \quad (3.100)$$

ecuația supratemperaturii (3.98) ia forma

$$\theta(\rho) = \theta_2 + \frac{1}{2\varphi l} \int_{\rho}^{\alpha} \frac{Q_{\rho} d\rho}{\rho \lambda} \quad (3.101)$$

Supratemperatura medie a sectorului de cilindru va fi

$$\theta_m = \frac{1}{\alpha-1} \int_1^{\alpha} \theta(\rho) d\rho = \theta_2 + \frac{1}{2\varphi l(\alpha-1)} \int_1^{\alpha} d\rho \int_{\rho}^{\alpha} \frac{Q_{\rho} d\rho}{\rho \lambda} \quad (3.102)$$

Rezistențele termice radiale

$$R_{1m} = \frac{\theta_1 - \theta_m}{Q_1} = \frac{1}{2\varphi l(\alpha-1)} \int_1^{\alpha} d\rho \int_1^{\rho} \frac{Q_{\rho} d\rho}{\rho \lambda} \quad (3.103)$$

$$R_{m2} = \frac{\theta_m - \theta_2}{Q_2} = \frac{1}{2\varphi l(\alpha-1)Q_{\rho}(\alpha)} \int_1^{\alpha} d\rho \int_1^{\rho} \frac{Q_{\rho} d\rho}{\rho \lambda} \quad (3.104)$$

și rezistența termică radială totală

$$R_o = \frac{1}{2\varphi l} \int_1^a \frac{d\rho}{\rho \lambda(\rho)} = \frac{\ln a}{2\varphi l \lambda} \quad (3.105)$$

Pentru determinarea schemei termice echivalente a unui cilindru în relațiile (3.90) pînă la (3.105) se ia  $\varphi = 2\pi$

Cazuri particulare

a) Conducția termică radială prin sectorul de cilindru fără pierderi:  $Q_1 \neq 0$ ;  $q_0 = 0$ ;  $\lambda = \text{ct.}$

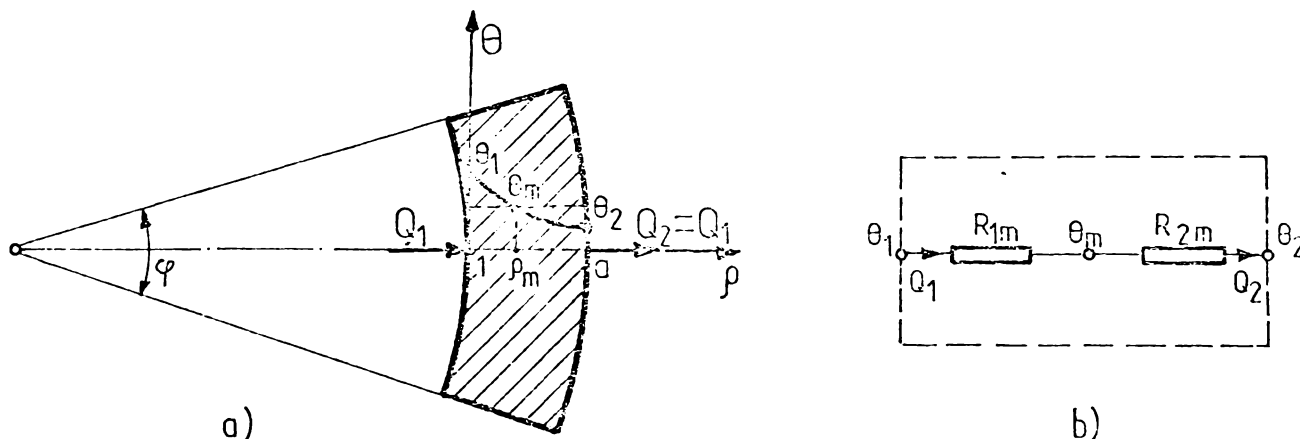


Fig. 3.14 - Conducția termică radială prin sectorul de cilindru fără pierderi. a) repartiția supratemperaturii b) schema termică echivalentă

Repartiția supratemperaturii

$$\theta(\rho) = \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi l \lambda} \ln \frac{a}{\rho} = \theta_2 + Q_1 R_o \left(1 - \frac{\ln \rho}{\ln a}\right) \quad (3.106)$$

Supratemperatura medie

$$\theta_m = \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi l \lambda} \cdot \frac{a-1-\ln a}{a-1} = \theta_2 + Q_1 R_o \left(\frac{1}{\ln a} - \frac{1}{a-1}\right) \quad (3.107)$$

Din (3.106) pentru  $\rho = \rho_m$  și (3.107) rezultă localizarea punctului de supratemperatură medie

$$\theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi l \lambda} \ln \frac{a}{\rho_m} = \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi l \lambda} \frac{a-1-\ln a}{a-1} \quad (3.108)$$

de unde  $\rho_m = a e^{-\frac{a-1-\ln a}{a-1}} = a e^{-(1 - \frac{\ln a}{a-1})}$

Supratemperatura pe suprafața interioară a sectorului de cilindru

$$\theta_1 = \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi l \lambda} \ln a = \theta_2 + Q_1 R_o \quad (3.109)$$

Rezistențele termice

$$R_{1m} = \frac{\theta_1 - \theta_m}{Q_1} = \frac{\ln a}{2\varphi l \lambda} \left(\frac{a}{a-1} - \frac{1}{\ln a}\right) = R_o \left(\frac{a}{a-1} - \frac{1}{\ln a}\right) \quad (3.110)$$

$$R_{m2} = \frac{\theta_m - \theta_2}{Q_2} = \frac{\ln a}{2\varphi l \lambda} \left( \frac{1}{\ln a} - \frac{1}{a-1} \right) = R_o \left( \frac{1}{\ln a} - \frac{1}{a-1} \right) \quad (3.111)$$

$$R_o = \frac{\ln a}{2\varphi l \lambda} \quad (3.112)$$

Rezistențele  $R_{1m}$  și  $R_{m2}$  corespund ambelor sensuri de curgere a fluxului de căldură, adică atât din interiorul sectorului de cilindru spre exteriorul său cât și în sens invers.

b) Conducția termică radială prin sectorul de cilindru cu pierderi:  $Q_1 \neq 0$ ;  $q_0 = \text{ct.}$ ;  $\lambda = \text{ct.}$

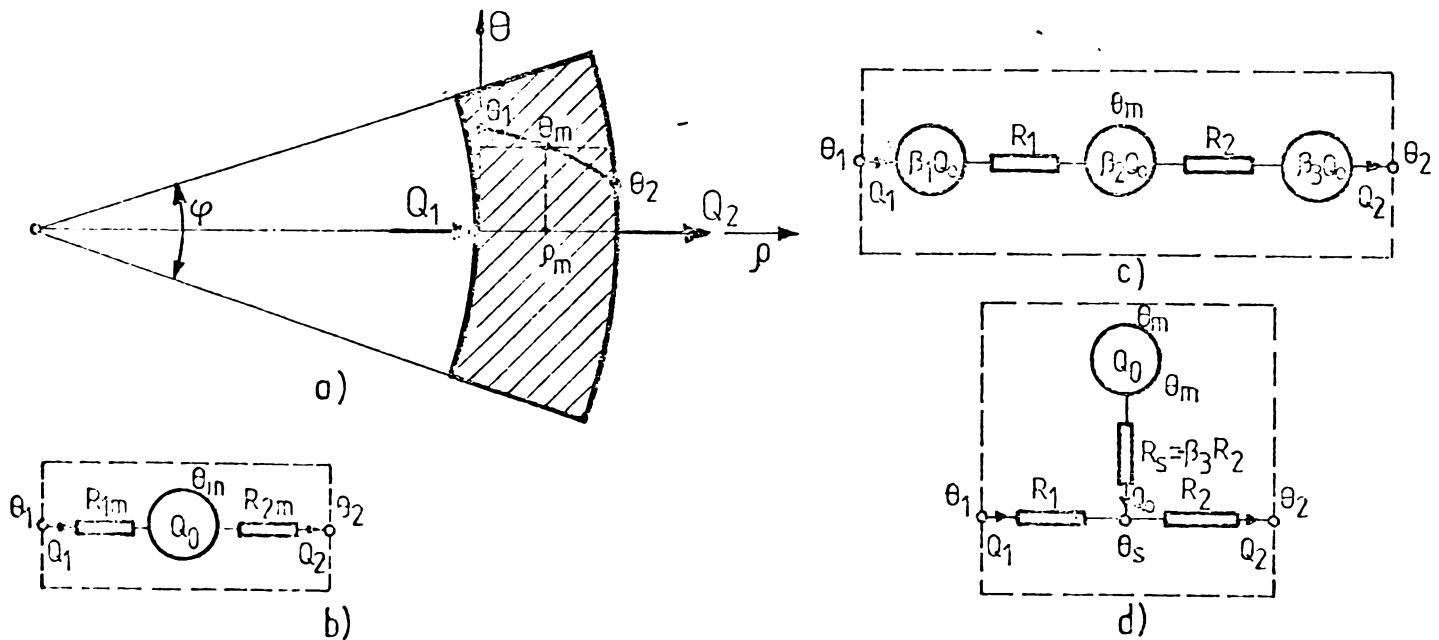


Fig. 3.15 - Conducția termică radială prin sectorul de cilindru cu pierderi.  
a) repartiția supratemperaturii;  
b), c), d) schemele termice echivalente

Repartiția supratemperaturii

$$\theta(\rho) = \theta_2 + \frac{1}{2\varphi l} \int_{\rho}^a \frac{Q_1 + \varphi l q_0 r_1^2 \left( \frac{\rho-1}{2} \right)}{\rho \lambda} d\rho = \quad (3.113)$$

$$= \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi l \lambda} \ln \frac{a}{\rho} + \frac{Q_0}{2\varphi l \lambda} \left( \frac{a-\rho}{a-1} - \frac{1}{a-1} \ln \frac{a}{\rho} \right)$$

Supratemperatura pe suprafața din interiorul sectorului de cilindru

$$\theta_1 = \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi l \lambda} \ln a + \frac{Q_0}{2\varphi l \lambda} \left( 1 - \frac{\ln a}{a-1} \right) \quad (3.114)$$

Supratemperatura medie

$$\begin{aligned} \theta_m &= \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi\ell\lambda(a-1)} \int_1^a \ln \frac{a}{p} dp + \frac{Q_0}{2\varphi\ell\lambda(a-1)} \int_1^a \left[ \frac{a-p}{a-1} - \frac{1}{a-1} \ln \frac{a}{p} \right] dp = \\ &= \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi\ell\lambda} \left( 1 - \frac{\ln a}{a-1} \right) + \frac{Q_0}{2\varphi\ell\lambda} \left[ \frac{1}{2} - \frac{1}{a-1} \left( 1 - \frac{\ln a}{a-1} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.115)$$

Localizarea punctului de temperatură medie rezultă din rezolvarea ecuației transcendente

$$\begin{aligned} \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi\ell\lambda} \ln \frac{a}{p_m} + \frac{Q_0}{2\varphi\ell\lambda} \left( \frac{a-p_m}{a-1} - \frac{1}{a-1} \ln \frac{a}{p_m} \right) = \\ = \theta_2 + \frac{Q_1}{2\varphi\ell\lambda} \left( 1 - \frac{\ln a}{a-1} \right) + \frac{Q_0}{2\varphi\ell\lambda} \left[ \frac{1}{2} - \frac{1}{a-1} \left( 1 - \frac{\ln a}{a-1} \right) \right] \end{aligned} \quad (3.116)$$

În schema termică echivalentă din fig. 3.15.b rezistențele termice  $R_{1m}$  și  $R_{2m}$  au valorile

$$R_{1m} = \frac{\theta_1 - \theta_m}{Q_1} = R_0 \left[ \frac{a}{a-1} - \frac{1}{\ln a} + \frac{1}{2\frac{Q_1}{Q_0} \ln a} + \frac{1}{\frac{Q_1}{Q_0}(a-1)\ln a} - \frac{a}{\frac{Q_1}{Q_0}(a-1)^2} \right] \quad (3.117)$$

$$R_{2m} = \frac{\theta_m - \theta_2}{Q_2} = R_0 \left\{ \frac{1}{\frac{Q_1}{Q_0} + 1} \left[ \frac{\frac{Q_1}{Q_0}}{\ln a} - \frac{\frac{Q_1}{Q_0}}{a-1} + \frac{1}{2\ln a} - \frac{1}{(a-1)\ln a} + \frac{1}{(a-1)^2} \right] \right\} \quad (3.118)$$

Tinând cont de (3.117) și (3.118) ecuațiile (3.113), (3.114) și (3.115) devin

$$\theta(p) = \theta_2 + Q_0 R_0 \frac{1}{\ln a} \left( \frac{a-p}{a-1} - \frac{1}{a-1} \ln \frac{a}{p} \right) + Q_1 R_0 \left( 1 - \frac{\ln p}{\ln a} \right) \quad (3.113')$$

$$\theta_1 = \theta_2 + Q_0 R_0 \left( \frac{1}{\ln a} - \frac{1}{a-1} \right) + Q_1 R_0 \quad (3.114')$$

$$\theta_m = \theta_2 + Q_0 R_0 \left[ \frac{1}{2\ln a} - \frac{1}{a-1} \left( \frac{1}{\ln a} - \frac{1}{a-1} \right) \right] + Q_1 R_0 \left( \frac{1}{\ln a} - \frac{1}{a-1} \right) \quad (3.115')$$

În fig. 3.15.b este prezentată schema termică echivalentă corespunzătoare sursei de mijloc. În fig. 3.15.c este prezentată schema termică echivalentă corespunzătoare surselor de margine și de mijloc în care rezistențele  $R_1$  și  $R_2$  au aceleași valori ca în cazul precedent

$$R_1 = R_0 \frac{a \ln a - a + 1}{(a-1) \ln a} \quad (3.119)$$

$$R_2 = R_0 \frac{a-1 - l_{xa}}{(a-1) l_{xa}} \quad (3.120)$$

$$\beta_1 = \frac{a^2 - 2a l_{xa} - 1}{2(a-1)(a l_{xa} - a + 1)} \quad (3.121)$$

$$\beta_2 = \frac{(a-1)(a l_{xa} + l_{xa} - 2a + 2)}{2(a l_{xa} - a + 1)(a-1 - l_{xa})} \quad (3.122)$$

$$\beta_3 = 1 - (\beta_1 + \beta_2) = \frac{a^2 - 2a l_{xa} - 1}{2(a-1)(a-1 - l_{xa})} \quad (3.123)$$

Se observă că atât rezistențele termice cât și ponderea pierderilor depind numai de dimensiunile geometrice ale sectorului de cilindru. Ecuațiile corespunzătoare acestei scheme vor fi

$$\begin{aligned} \theta_1 &= \theta_2 + (R_2 + R_1) Q_1 + (\beta_1 + \beta_2) Q_0 R_2 + \beta_1 Q_0 R_1 = \\ &= \theta_2 + (Q_1 + Q_0) R_2 + R_1 Q_1 + (\beta_1 R_1 - \beta_3 R_2) Q_0 = \\ &= \theta_2 + (Q_1 + Q_0) R_2 + R_1 Q_1 \end{aligned} \quad (3.124)$$

$$\begin{aligned} \theta_m &= \theta_2 + R_2 Q_1 + (\beta_1 + \beta_2) R_2 Q_0 = \\ &= \theta_2 + R_2 (Q_1 + Q_0) - \beta_3 R_2 Q_0 \end{aligned} \quad (3.125)$$

În baza ecuațiilor (3.124) și (3.125) se poate întocmi o schemă termică echivalentă cu o singură sursă (fig. 3.15.d) prin introducerea rezistenței termice de calcul

$$R_S = -\beta_3 R_2 = -R_0 \left( \frac{a^2 - 2a l_{xa} - 1}{2(a-1)^2 l_{xa}} \right) \quad (3.126)$$

La transmisia căldurii dinspre exteriorul sectorului de cilindru spre interiorul său, în cazul existenței pierderilor, pot fi folosite schemele echivalente din fig. 3.15.c și d fără nici o modificare a valorilor și legăturilor rezistențelor termice. Repartiția supratemperaturii din sectorul de cilindru în acest caz depinde de direcția de transmitere a căldurii iar localizarea punctului de supratemperatură medie va fi și ea alta.

Modelele de rețele termice prezentate în § 3.1.6 se caracterizează printr-o serie de avantaje evidente

a) schemele termice sînt simetrice și modelează în mod real condițiile termice din bară și sectorul de cilindru; punctele caracteristice ale schemei au corespunzătoare fizice care permit veri-

ficarea lor experimentală;

b) pentru toate elementele se folosește aceeași schemă termică echivalentă; rezultatele obținute în cazul sectorului de cilindru se pot utiliza și pentru corpuri de formă trapezoidală;

c) parametrii schemelor sînt constanți, independenți atît față de valorile cît și de direcțiile de propagare a fluxurilor termice;

d) rezultatele obținute în urma rezolvării rețelei termice a ME fac posibilă trasarea curbelor de repartiție a supratemperaturilor în fiecare element al ME;

e) mărirea numărului de surse sau rezistențe termice în cazul schemelor simetrice, complică rețeaua termică echivalentă a ME iar calculul devine laborios; utilizarea însă a calculatoarelor electronice ușurează mult rezolvarea rețelei termice.

### 3.1.7. - Implementări pe calculator și rezultate experimentale

Pentru exemplificarea metodei de calcul a regimului termic staționar, expusă în § 3.1.1 - 3.1.6, s-a ales un motor asincron cu rotorul în scurtcircuit fabricat de IEP Craiova avînd următoarele date nominale :  $P_N = 160 \text{ kW}$ ;  $n_N = 976 \text{ rot/min}$ ;  $U_N = 380/660 \text{ V}$ ;  $I_N = 305/179 \text{ A}$ ;  $f_N = 50 \text{ Hz}$ .

Motorul este de tip MAB-2 cu 3 perechi de poli și tipul de protecție IP 23. Carcasa și scuturile motorului sînt din fontă. În partea opusă antrenării are un ventilator radial; aerul de răcire aspirat intră radial prin orificiile (acoperite cu plasă de sîrmă) practicate în carcasă în partea opusă ventilatorului și este evacuat tot radial în dreptul ventilatorului. Miezul magnetic al statorului și rotorului este împărțit prin trei canale de ventilație radiale în patru pachete de tole de grosimi diferite (fig. 3.16). În creștăturile rotorului bara de cupru este despicatea iar înfășurarea statorului este în două straturi și izolată în clasă F.

În fig. 3.17 este prezentată structura rețelei termice a surselor de căldură pentru motorul considerat iar în fig. 3.18 ecuația matricială corespunzătoare, sub formă de tabel. Locurile libere din acest tabel reprezintă zerouri.

Pentru stabilirea structurii rețelei termice s-a împărțit motorul în corpuri cu densitatea puterii termice aproximativ constantă și cu răcire uniformă. Fiecărui corp, în raport cu geo-

metria sa, producerea căldurii și curgerea acesteia conform prescripțiilor din § 3.16, i s-a atașat o rețea termică echivalentă parțială simetrică. Legătura termică între toate rețelele termice echivalente parțiale, precum și cu rețeaua curenților de răcire dă structura rețelei termice.

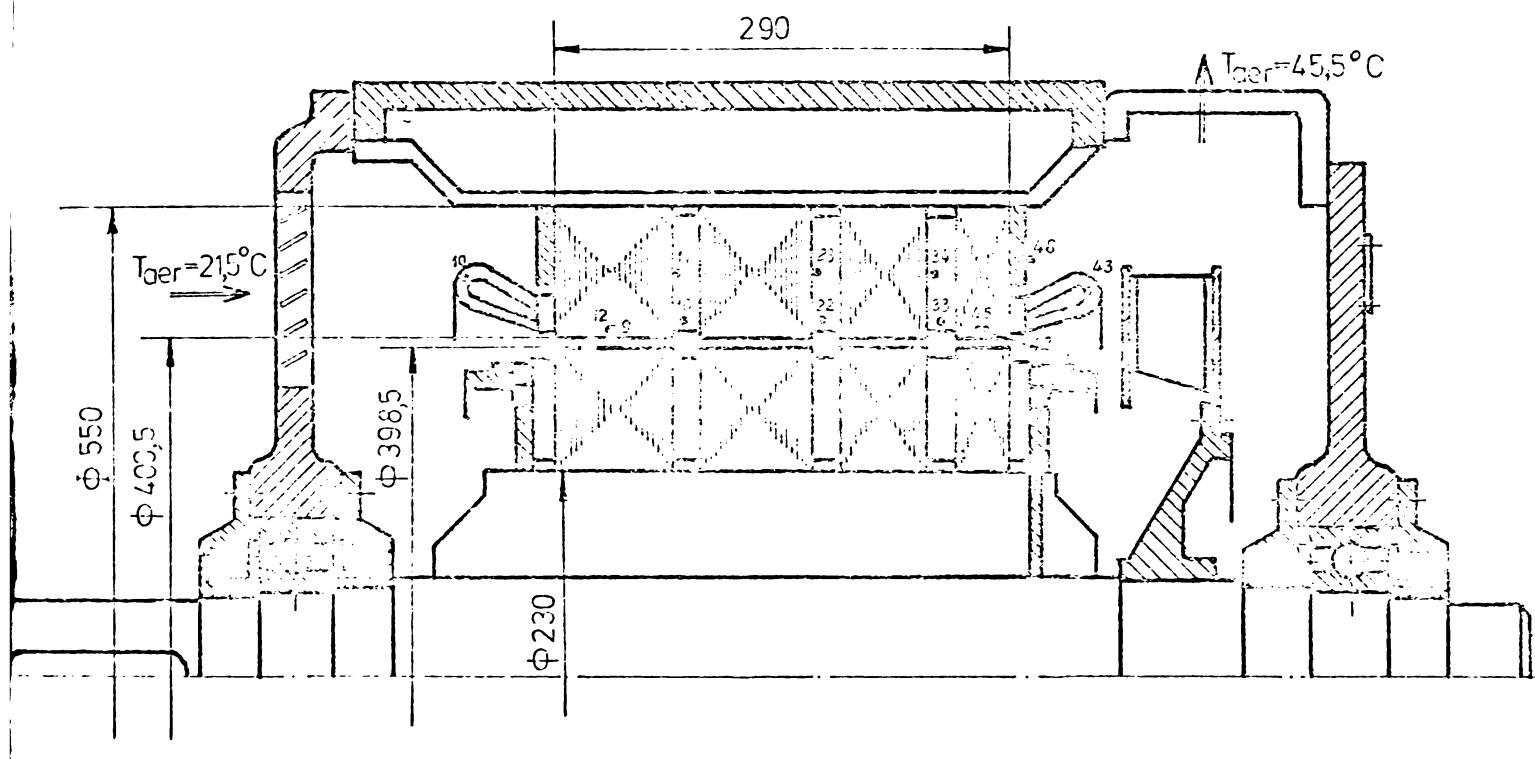


Fig. 3.16 - Secțiune longitudinală prin motorul MAB-2 cu localizarea punctelor de amplasare a termocupleurilor

Un sistem de 67 ecuații liniare algebrice leagă pierderile, conductibilitățile termice și supratemperaturile.

Debitul aerului de răcire în canalele motorului s-au determinat după metoda de calcul expusă în § 3.2.

Elementele matricei conductibilităților termice s-au calculat cu relații cunoscute, indicate în literatura de specialitate [1.35, 1.38, 1.49] iar pierderile s-au luat din proiectul motorului și încercarea de mers în gol. Temperatura aerului rece (la intrarea în motor) s-a luat + 20°C.

Rezolvarea ecuației matriciale prezentate sub formă de tabel în fig. 3.18 s-a efectuat pe calculatorul electronic IBMIX C 256 de la IEP Craiova în baza schemei logice indicată în fig. 3.19.

În tabelul 3.1 sînt prezentate valorile supratemperaturilor determinate prin calcul (la sarcina nominală) comparativ cu cele măsurate la stand. Măsurarea temperaturilor în interiorul motorului s-a efectuat cu termocupluri Fe - conș.; locurile de amplasare a

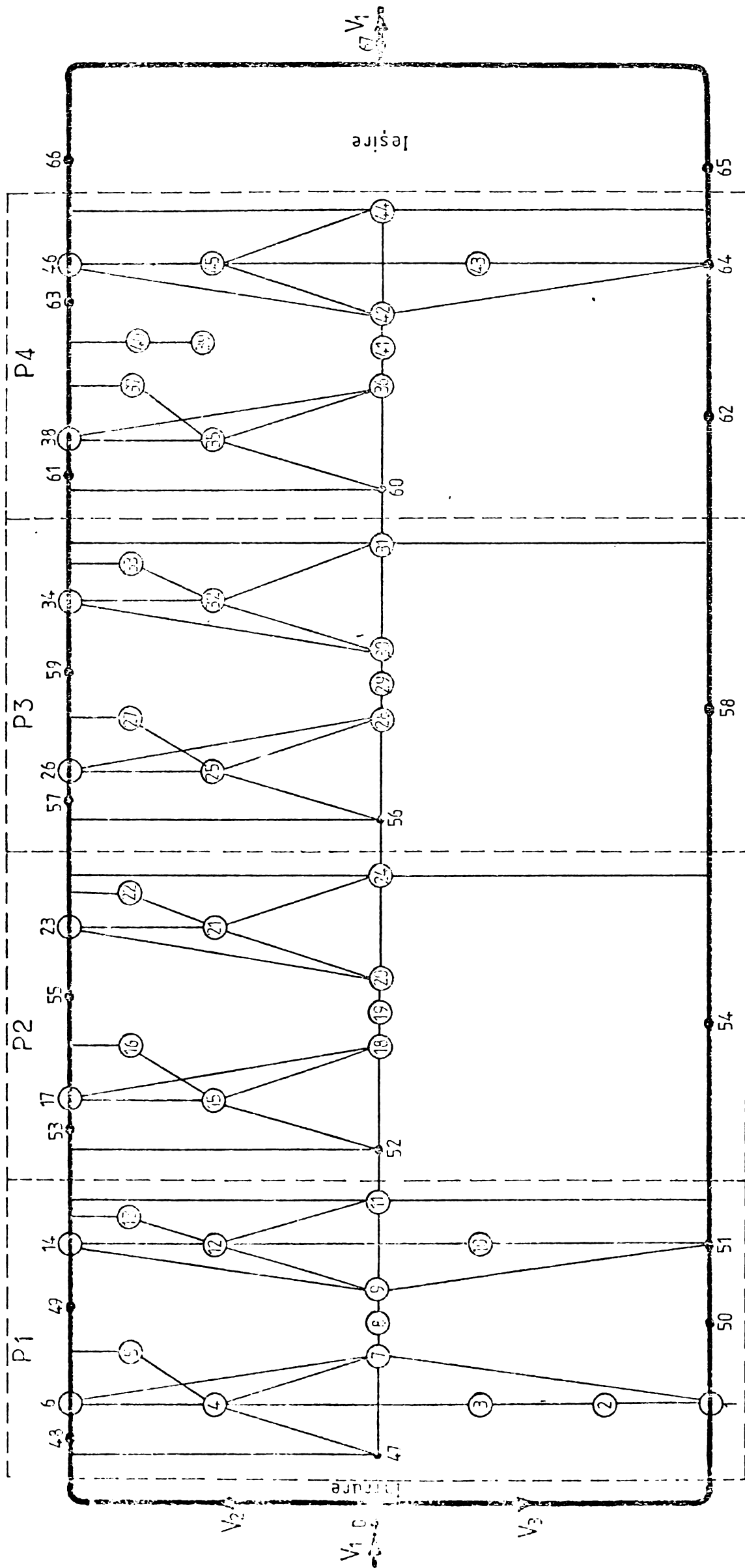
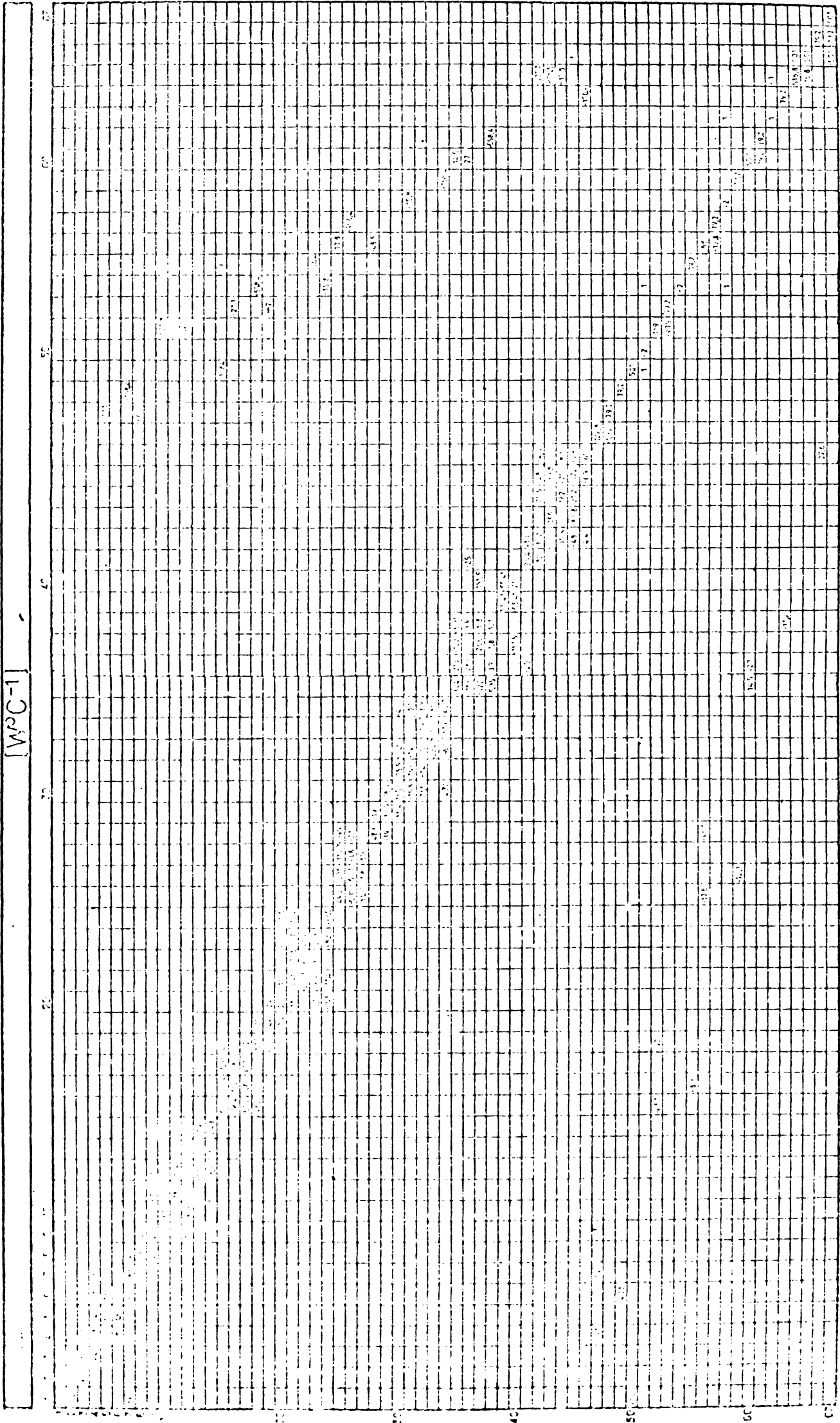


Fig. 3.17 -- Rețeaua termică echivalentă a motorului MAB-2



[WPC-1]



[C]

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
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

=

[W]

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
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----

Fig. 3.18 Ecuația matriceală a rețelei termice echivalente

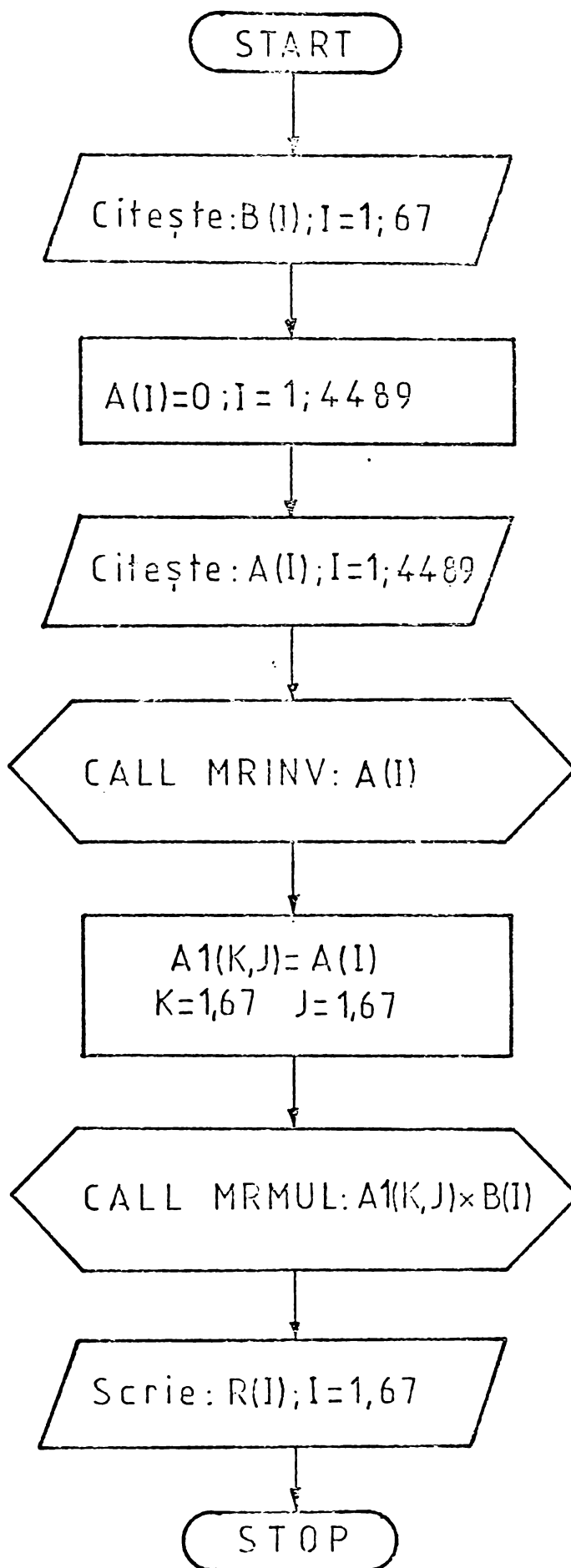


Fig.3.19 Schema logică de calcul a ecuației matriciale din fig.3.18

TABELUL 3.1

LOCUL IN CARE S-A CALCULAT SUPRATEMPERATURA				SIMBOL	SUPRATEMPERATURA [°C]		
					CALCULATĂ	MASURATĂ	
INFĂȘURAREA STATORULUI	partea frontală A			$\theta_{10}$	86	92,0	
	partea din crestătura	pachetul	$P_1$	$\theta_{12}$	93	98,0	
			$P_2$	$\theta_{21}$	95	-	
			$P_3$	$\theta_{22}$	97	-	
			$P_4$	$\theta_{45}$	98	99,0	
	partea frontală B			$\theta_{43}$	93	99,5	
	partea din canal			$\theta_{16}$	91	95,5	
				$\theta_{22}$	92	97,0	
			$\theta_{33}$	95	92,5		
FIERUL STATORULUI	dinți	pachetul	$P_1$	$\theta_9$	89	93,0	
			$P_2$	$\theta_{20}$	90	-	
			$P_3$	$\theta_{30}$	92	-	
			$P_4$	$\theta_{42}$	93	91,5	
	jug	pachetul	$P_1$	$\theta_{11}$	75	-	
			$P_2$	$\theta_{24}$	77	-	
			$P_3$	$\theta_{31}$	78	-	
			$P_4$	$\theta_{44}$	89	-	
	frecări interioare	pachetul	$P_1$	$\theta_{14}$	80	83,5	
			$P_2$	$\theta_{23}$	81	85,0	
			$P_3$	$\theta_{34}$	82	85,5	
			$P_4$	$\theta_{46}$	84	82,0	
BARA ROTORICĂ	partea frontală A			$\theta_3$	80	-	
	bara din crestătura	pachetul	$P_1$	$\theta_4$	90	-	
			$P_2$	$\theta_{15}$	92	-	
			$P_3$	$\theta_{25}$	94	-	
			$P_4$	$\theta_{35}$	95	-	
	partea frontală B			$\theta_{40}$	85	-	
	bara din canal			$P_1$	$\theta_5$	89	-
				$P_2$	$\theta_{16}$	91	-
$P_3$				$\theta_{27}$	92	-	
$P_4$				$\theta_{37}$	93	-	
FIERUL ROTORULUI	dinți	pachetul	$P_1$	$\theta_7$	87	-	
			$P_2$	$\theta_{18}$	88	-	
			$P_3$	$\theta_{28}$	90	-	
			$P_4$	$\theta_{38}$	92	-	
	jug	pachetul	$P_1$	$\theta_{47}$	60	-	
			$P_2$	$\theta_{52}$	65	-	
			$P_3$	$\theta_{55}$	63	-	
			$P_4$	$\theta_{60}$	70	-	
	frecări interioare	pachetul	$P_1$	$\theta_2$	81,2	-	
			$P_2$	$\theta_{17}$	85	-	
			$P_3$	$\theta_{26}$	87	-	
			$P_4$	$\theta_{36}$	87	-	

termocuplurilor fiind indicat în fig. 3.16.

Repartiția axială a supratemperaturii înfășurării statorice, înfășurării rotorice, dinții statorului și rotorului este indicată în fig. 3.20 din care se remarcă o creștere a supratemperaturilor spre ventilator. Acest lucru se explică prin înrăutățirea condițiilor de răcire în apropierea ventilatorului ca urmare a încălzirii aerului și micșorării capacității de transport a căldurii.

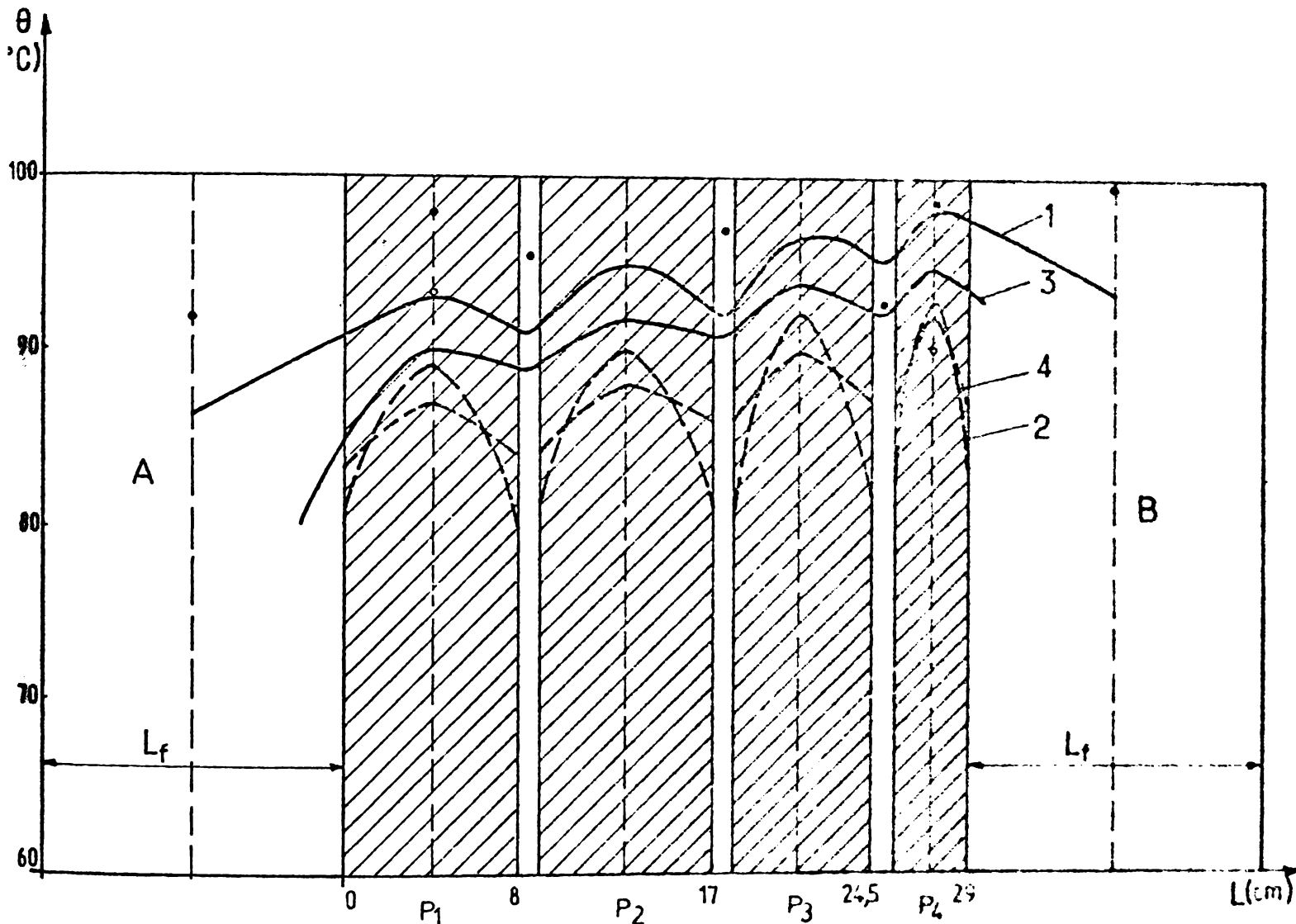


Fig. 3.20 - Repartiția axială a supratemperaturii în: 1) înfășurarea statorului, 2) dinții statorului, 3) bara rotorului, 4) dinții rotorului, ° - supratemperaturi măsurate respectiv în înfășurarea și dinții statorului.

Luându-se în considerare numai supratemperaturile din punctele în care s-au făcut măsurători rezultă că eroarea de calcul este cuprinsă între -2,4% și +6,5%. Erorile relativ mari, dar acceptabile pentru un calcul termic, se explică prin nesiguranța valorilor coeficienților de transfer a căldurii, în special în zona părților frontale, influența temperaturii asupra parametrilor termici ai materialelor și temperatura aerului la intrarea în mașină diferită de cea considerată în calcul.

### 3.2 - Contribuții la calculul ventilației ME

Problema calculului ventilației ME constă în stabilirea distribuției cantitative a curenților aerului (fluidului) de răcire cu debitele și sensul lor de curgere în baza schemei echivalente a circuitului de ventilație [3.12]. Cu valorile debitului se determină viteza aerului în canale și se calculează coeficientul de transfer a căldurii  $\alpha$ , care intră în calculul conductibilităților termice.

#### 3.2.1. - Rețeaua echivalentă a circuitului de ventilație

Căile de trecere a aerului de răcire prin ME (sistemul de ventilație fizic) formează o rețea alcătuită din mai multe ramuri legate între ele. Ramurile rețelei conțin elemente pasive (rezistențe aerodinamice) și elemente active (surse de presiune); valorile fundamentale ale rețelei circuitului de ventilație sînt debitul curentului de răcire  $V$  și presiunea (sau diferența de presiune)  $H$  [3.13, 3.14].

Proprietățile rețelei circuitului de ventilație depind de proprietățile elementelor care alcătuiesc ramurile și care sînt stabilite prin așa numita caracteristica de presiune  $H = f(V)$ .

Pentru elementele pasive caracteristica de presiune poate fi exprimată prin legea lui Atkinson

$$H = \varepsilon K_p V^2 \quad (3.127)$$

unde  $\varepsilon = \text{sign.}V = \begin{cases} 1 \text{ pentru } V > 0 \\ 0 \text{ pentru } V = 0 \\ -1 \text{ pentru } V < 0 \end{cases}$

este coeficientul de direcție, iar  $K_p$  - rezistența aerodinamică.

Asmănător poate fi exprimată analitic, cu suficientă precizie, și caracteristica de presiune a surselor (ventilatoare)

$$H = H_0 + C_v V - \varepsilon K_v V^2 \quad (3.128)$$

Fiecare din parametrii rețelei ( $H_0$ ,  $C_v$ ,  $K_p$ ,  $K_v$ ) depind de forma, dimensiunile și modul de execuție a canalelor de ventilație, de proprietățile fizice ale fluidului de răcire, etc.

Pentru calcularea lor se folosesc relații diferite, de obicei empirice, obținute în baza datelor experimentale și adaptate la condițiile date. Deoarece parametrii rețelei sînt cunoscuți numai aproximativ, precizia cu care se calculează debitele  $V_i$  în ramurile

rețelei este scăzută.

### 3.2.2 - Calculul rețelei echivalente a circuitului de ventilație.

Se consideră o rețea de ventilație ( fig. 3.21 a) cu  $n$  noduri și  $r$  ramificații pentru a cărei rezolvare se adoptă metoda curenților coardelor [ 3.15, 3.16 ] .

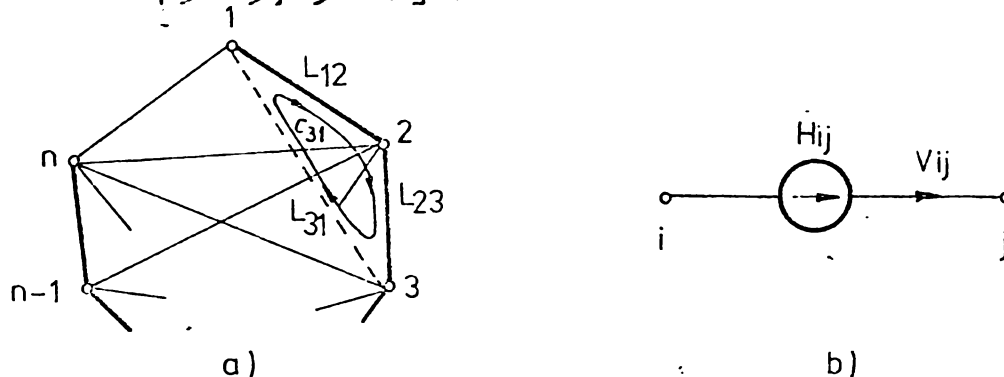


Fig. 3.21 - Ordonarea ramurilor rețelei și a buclelor  
a) rețeaua de ventilație, b) orientarea elementelor în rețea

În acest scop se aleg toate buclele închise independente care trebuie să cuprindă câte o ramură independentă și care nu aparține celorlalte bucle independente.

Numărul maxim de ramificații este  $r_m = n(n-1)/2$ , în cazul în care fiecare nod este legat printr-o singură ramură cu toate celelalte noduri, iar numărul buclelor independente va fi  $b = r - n + 1$ .

Ramurile rețelei se notează cu  $L_{ij}$  ( $i < j$ ) în care orientarea pozitivă a curenților  $V_{ij} > 0$  și a presiunilor  $H_{ij} > 0$  se consideră de la  $i$  spre  $j$  (fig. 3.21 b). În cazul în care fiecărei bucle  $i$  se atribuie un sens pozitiv de parcurs în direcția ordinii nodurilor după indice, la aplicarea legii a 2-a a lui Kirchhoff vor exista ramuri în care sensul curențului și al surselor de presiune nu coincid cu sensul pozitiv ales convențional.

Pentru ordonarea ramurilor rețelei și a buclelor independente se întocmește matricea de incidență transpusă  $A_t$  (fig. 3.22) ale cărei elemente sînt 1 sau 0 după cum ramura este sau nu inclusă în buclă.

Dacă se înmulțește matricea de incidență  $A$  (rîndurile sînt schimbate cu coloanele) cu matricea inversă  $V^*$  a curenților din ramurile independente ( $V_1, V_2, \dots, V_b$ ) care reprezintă în același timp și curenții din buclele independente se obține matricea

inversă  $V$  a curenților în toate ramurile rețelei ( $V_1, V_2, \dots, V_r$ ) atît dependente cît și independente

$$M \cdot V^* = V \tag{3.129}$$

Coloane  $\longrightarrow$   $\mu$

		ramuri independente: $b = r - n + 1$					ramuri dependente: $n - 1$					
$M_t$		$L_{31}$	$L_{41}$	$L_{51}$	---	$L_{n,n-3}$	$L_{n,n-2}$	$L_{12}$	$L_{23}$	---	$L_{n-1,n}$	
$\downarrow$ rînduri	$C_{31}$	1	0	0		0	0	1	1		0	
	$C_{41}$	0	1	0		0	0	1	1		0	
		⋮										
	$C_{n,n-3}$	0	0	0		1	0	0	0		1	
	$C_{n,n-2}$	0	0	0		0	1	0	0		1	

Fig. 3.22 - Matricea de incidență transpusă a rețelei

În acest fel legea a 2-a a lui Kirchhoff în formă matricială devine

$$M_t (K_p V - H) = 0 \tag{3.130}$$

care exprimă  $r$  ecuații liniare pentru  $r$  curenți necunoscuți din ramurile rețelei. S-a notat cu  $K_p$  matricea diagonală a rezistențelor aerodinamice din ramurile rețelei și cu  $H$  matricea coloană a presiunilor în toate ramurile, ținîndu-se seamă de semnul lor față de sensul pozitiv al ramurii.

Din (3.129) și (3.130) se obține

$$(M_t K_p M) V^* = M_t H \tag{3.131}$$

Ecuația matricială (3.131) reprezintă  $b$  ecuații liniare independente pentru  $b$  curenți din ramurile independente. Pentru calculul curenților rămași nedeterminați se folosește sistemul (3.129)

Dacă se descompune ecuația (3.131) se obține legea a 2-a a lui Kirchhoff pentru o buclă independentă  $\nu$

$$\sum_{\mu=1}^r M_{\nu\mu} K_{p\mu} \sum_{\lambda=1}^b M_{\lambda\mu} V_{\lambda} = \sum_{\mu=1}^r M_{\nu\mu} H_{\mu} \tag{3.132}$$

unde  $\lambda \equiv \nu$  a fost introdus pentru a deosebi însumările.

Pentru calculul curenților în ramurile independente la ecuația (3.132) trebuie atașată ecuația

$$\sum_{\mu=1,2,\dots,r} V_{\mu} = M_{\mu} V^* = \sum_{\lambda=1}^b M_{\lambda\mu} V_{\lambda} \quad (3.133)$$

unde  $C_{\mu}$  reprezintă elementele liniei  $\mu$  a matricii de incidență.

Matricea diagonală a rezistențelor aerodinamice

$$K_{\rho} = (K | \sum V |^{\alpha-1} + B) \quad (3.134)$$

conține rezistențele ramurilor  $K_{\mu}$  iar  $\alpha_{\mu}$  este funcție de turbulența și rugozitatea canalului ( $1 \leq \alpha \leq 2$ ). Coeficienții  $B_{\mu}$  se consideră în cazul dependenței liniare între  $H$  și  $\sum V_{\mu}$  când  $\alpha=1$  adică în cazul curentului laminar sau când în ramura  $\mu$  acționează o sursă de presiune care conține o componentă liniară.

În baza celor de mai sus rezultă că rețeaua circuitului de ventilație este descrisă de sistemul de ecuații

$$[M_t (K | \sum V |^{\alpha-1} + B) M] V^* = M_t H \quad (3.131a)$$

$$V = M V^* \quad (3.129a)$$

a cărui rezolvare dă curenții fluidului de răcire în toate ramurile rețelei de ventilație.

### 3.2.3 - Implementări pe calculator și rezultate experimentale

Metoda de calcul a ventilației ME, prezentată în § 3.2.2 a fost verificată pe macheta motorului MAB-2 cu ventilație radială ( $P_N = 200$  kW;  $n_1 = 1000$  rot/min) construită, la scara 1:2, din plexiglas (fig. 3.23). Această construcție, dintr-un material transparent și incolor, a permis ca, prin vizualizări cu fum dens, să se stabilească gradul de turbulență al curentului de aer în funcție de care s-au ales relațiile de calcul adecvate pentru rezistențele aerodinamice. De asemenea, macheta a permis determinarea comodă, pe cale experimentală, a vitezelor aerului în majoritatea canalelor, lucru dificil de realizat în cazul unui ME real.

Aerul este aspirat prin două ferestre laterale, prevăzute cu jaluzele, parcurge canalele "de răcire" și este evacuat în atmosferă tot prin două ferestre identice cu cele de la intrare (fig. 3.24).



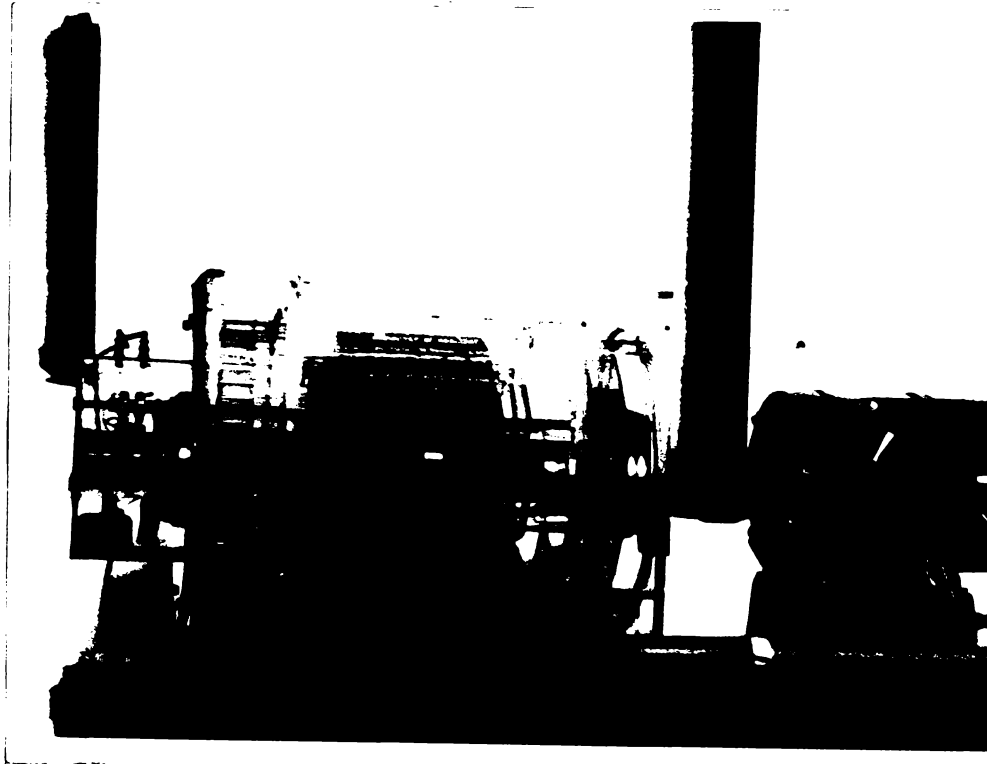


Fig. 3.23 - Macheta motorului MAB-2

În baza desenului machetei, din care rezultă forma și dimensiunile căilor de circulație a curentului de aer, s-au calculat rezistențele aerodinamice cu relații cunoscute [1.38, 1.49, 3.17, 3.18] și s-a întocmit rețeaua echivalentă a curenților de aer (fig. 3.25). S-a ținut seamă de influența rotației asupra rezistențelor aerodinamice din rotor precum și de efectul de ventilator al distanțorilor dintre cele 6 pachete de tole ale rotorului ( $H_d$ ), ale capetelor de bare ( $H_b$ ) și nervurilor dintre arbore și miezul rotorului ( $H_n$ ).

Rezistențele aerodinamice din schema echivalentă au următoarele valori calculate :  $K_1' = 57,15$ ;  $K_1 = 978,4$ ;  $K_2 = 35,78$ ;  $K_3 = K_4 = K_5 = K_6 = 2,08$ ;  $K_7 = 42,33$ ;  $K_8' = 11,3$ ;  $K_8 = 1411,3$ ;  $K_9 = 212,4$ ;  $K_{10} = 412,5$ ;  $K_{11} = K_{12} = K_{13} = 30,73$ ;  $K_{14} = K_{15} = K_{16} = K_{17} = 10692,4$ ;  $K_{18} = 10723,2$  [ $\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{m}^8$ ].

Sistemul de ecuații (3.151) și (3.129) s-a rezolvat pe calculatorul electronic FELIX C 256 de la I.E.P. Craiova în baza schemei logice indicată în fig. 3.26, iar rezultatele obținute prin calcul sînt comparate cu cele determinate pe cale experimentală în tabelul 3.2.

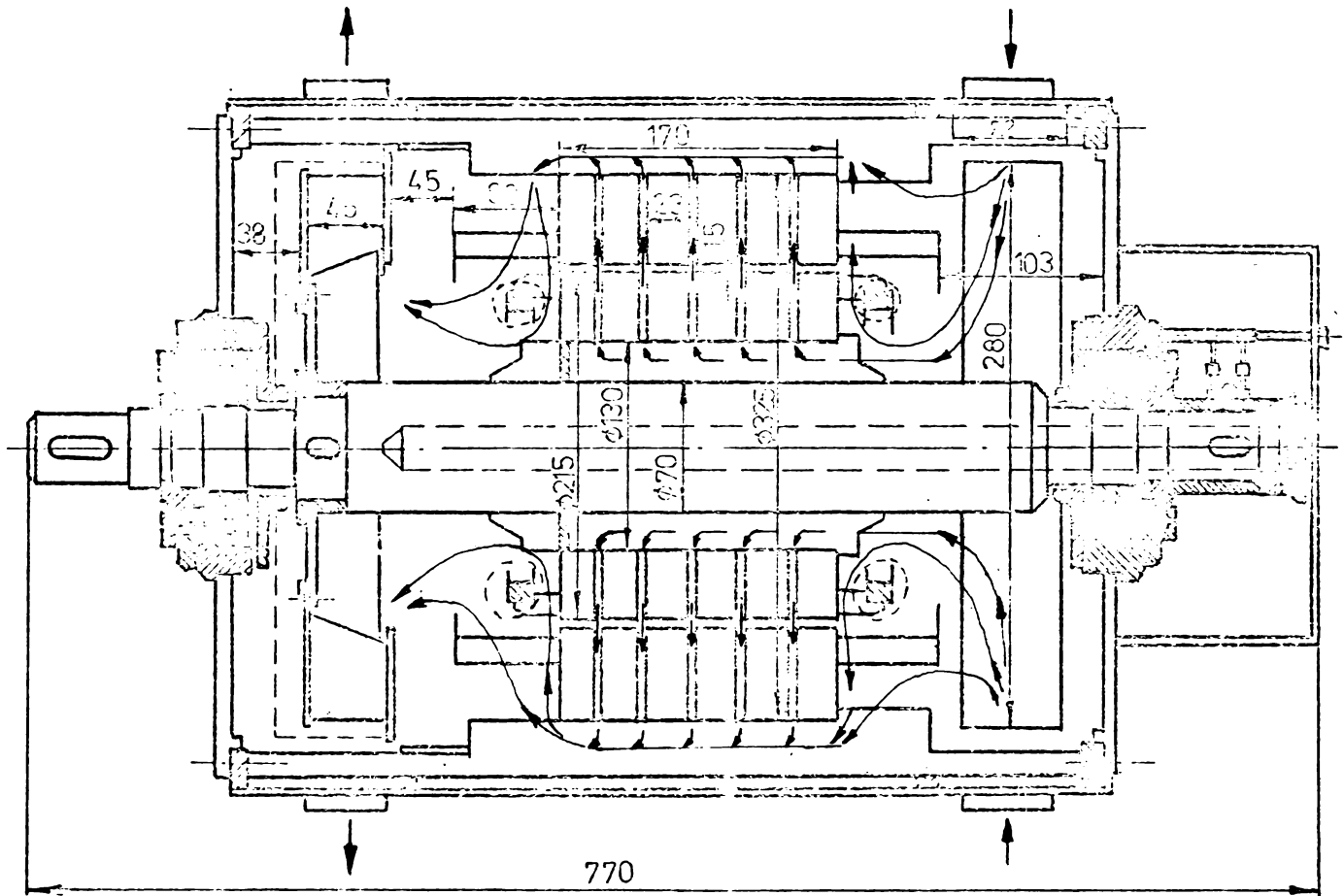


Fig.3.24 Secțiune longitudinală prin macheta motorului MAB - 2

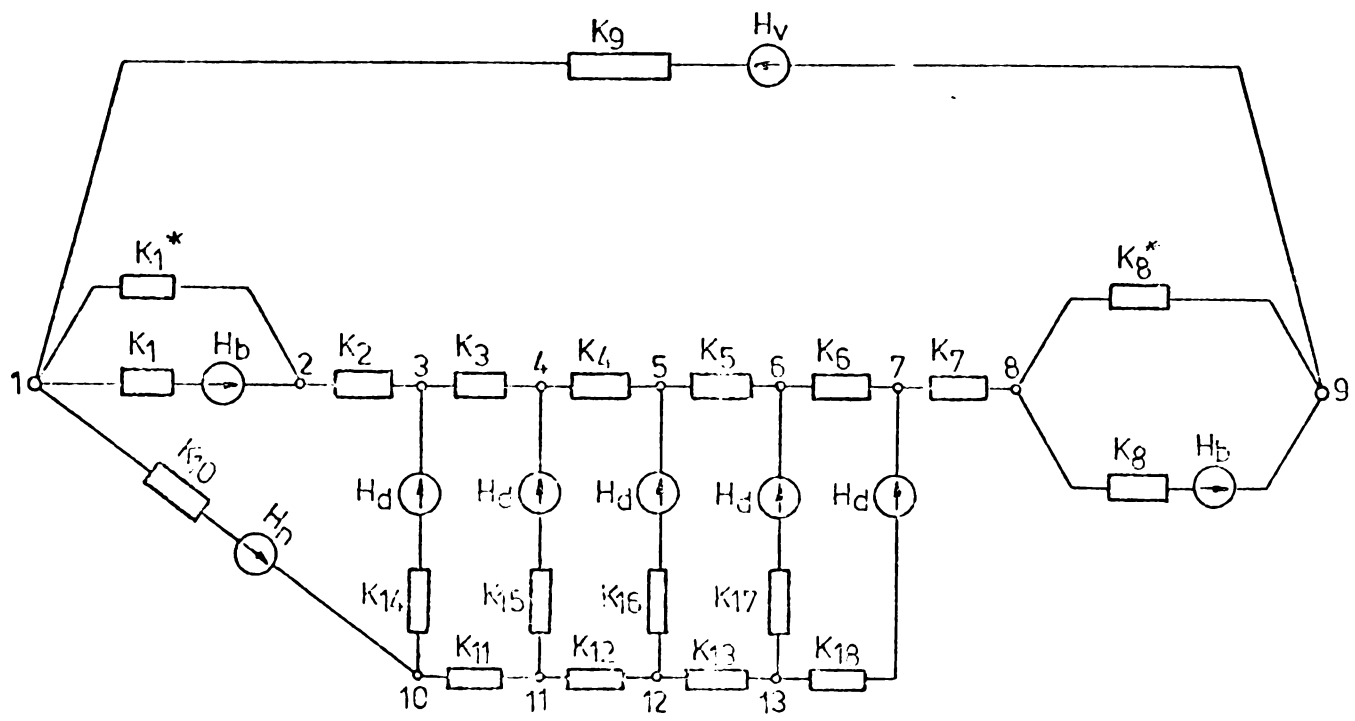


Fig.3.25 Rețeaua echivalentă a curenților de aer

$M_t$	$b=20-13+1=8$								$n-1=12$											
	$k_1^*$	$k_{14}$	$k_{15}$	$k_{16}$	$k_{17}$	$k_{18}$	$k_8^*$	$k_9$	$k_1$	$k_2$	$k_{10}$	$k_3$	$k_{11}$	$k_4$	$k_{12}$	$k_5$	$k_{13}$	$k_6$	$k_7$	$k_9$
$b_1$	1	0	0	0	0	0	0	0	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$b_2$	0	1	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0
$b_3$	0	0	1	0	0	0	0	0	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0	0	0
$b_4$	0	0	0	1	0	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0	0	0
$b_5$	0	0	0	0	1	0	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1			
$b_6$	0	0	0	0	0	1	0	0	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0	0	0
$b_7$	0	0	0	0	0	0	1	0	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1	1	1
$b_8$	0	0	0	0	0	0	0	1	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1	1	1

$[kgs^2/m^3]$

$K_p =$

$k_1^*$																				
	$k_{14}$																			
		$k_{15}$																		
			$k_{16}$																	
				$k_{17}$																
					$k_{18}$															
						$k_8^*$														
							$k_8$													
								$k_1$												
									$k_2$											
										$k_{10}$										
											$k_3$									
												$k_{11}$								
													$k_4$							
														$k_{12}$						
															$k_5$					
																$k_{13}$				
																	$k_6$			
																		$k_7$		
																			$k_9$	

$V^* =$

$[m^3/s]$
$V_1^*$
$V_{14}$
$V_{15}$
$V_{16}$
$V_{17}$
$V_{18}$
$V_8^*$
$V_8$

$V =$

$[m^3/s]$
$V_1^*$
$V_{14}$
$V_{15}$
$V_{16}$
$V_{17}$
$V_{18}$
$V_8^*$
$V_8$
$V_1$
$V_2$
$V_{10}$
$V_3$
$V_{11}$
$V_4$
$V_{12}$
$V_5$
$V_{13}$
$V_6$
$V_7$
$V_9$

$H =$

$[N/m^2]$
0
-5,88
-5,88
-5,88
-5,88
-5,88
0
11,58
11,58
0
-6,5
0
0
0
0
0
0
0
0
0
0

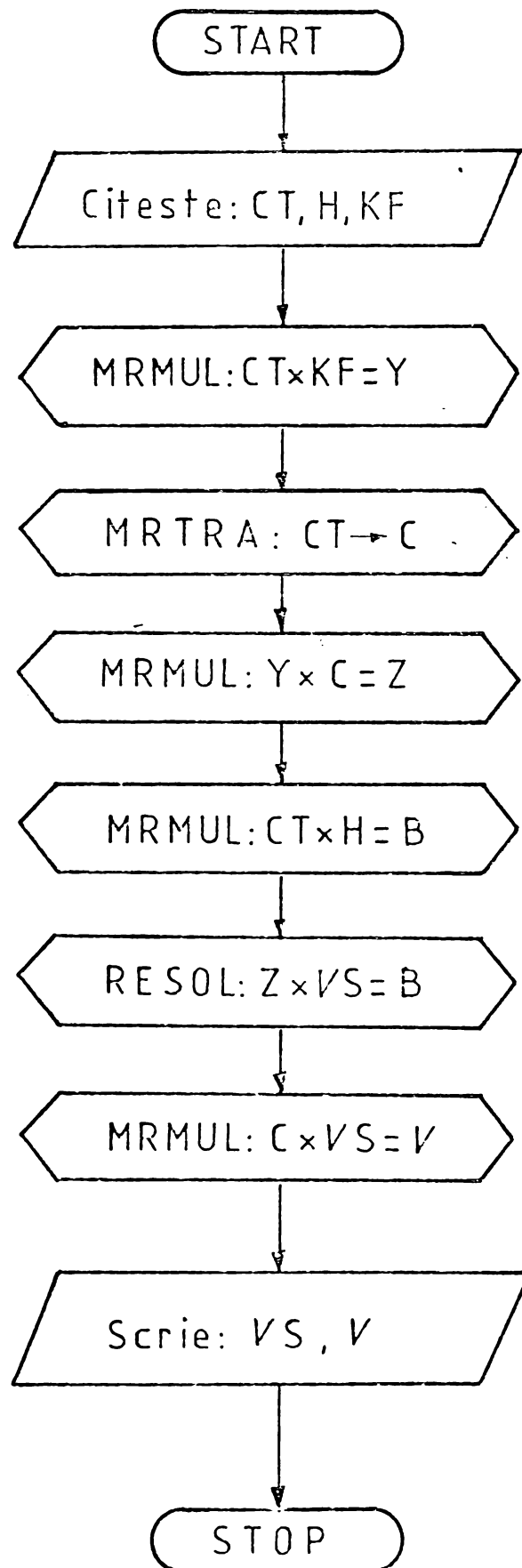


Fig. 3.26 - Schema logică de calcul a rețelei echivalente a curenților de cor

TABELUL 3.2

DEBITUL CALCULAT		VITEZA CALCULATA $W=V/S$ [m/s]	VITEZA MASURATA [m/s]
SIMBOL	[m <sup>3</sup> /s]		
$V_1^*$	- 0,192	-	-
$V_{14}$	0,002436	10,60 <sub>stator</sub>	11,20
$V_{15}$	0,00245	10,70 <sub>stator</sub>	10,42
$V_{16}$	0,00247	10,75 <sub>stator</sub>	11,24
$V_{17}$	0,0025	10,90 <sub>stator</sub>	10,48
$V_{18}$	0,002537	10,05 <sub>stator</sub>	9,76
$V_8^*$	0,217647	-	-
$V_8$	0,10104	-	-
$V_1$	0,02328	-	-
$V_2$	0,215357	-	-
$V_{10}$	0,012394	-	-
$V_3$	0,217793	2,76	2,62
$V_{11}$	0,009958	1,22	1,32
$V_4$	0,220243	2,80	2,45
$V_{12}$	0,007508	0,925	1,02
$V_5$	0,222714	2,85	2,70
$V_{13}$	0,005037	0,62	0,57
$V_6$	0,225215	2,86	2,80
$V_7$	0,227751	-	-
$V_9$	0,227751	-	-

Viteza aerului în canalele machetei s-a determinat experimental cu ajutorul unui termocanemometru construit special de autor în acest scop. Sonda termocanemometrului s-a realizat dintr-un termistor miniatură ( $\varnothing$  0,3 mm) cu  $R_{25^{\circ}C} = 3,5 k\Omega$ , pe suprafața căruia s-a bobinat un fir de constantan ( $r = 256 \Omega$ ) încălzit de un curent de 13,7 mA, furnizat de o cursă de 3,5 V c.c. Rezistența termistorului plasată într-un curent de aer dă o informație univocă despre viteza aerului, exprimată de legea  $w = 2,75 R_{th}^{2,7} [m/s]$  și care este prezentată în fig. 3.27.

Pentru efectuarea măsurărilor în canalele din rotor, s-au prevăzut pe arborele machetei două contacte alunecătoare prin intermediul cărora se măsoară rezistența termistorului aflat în curent.

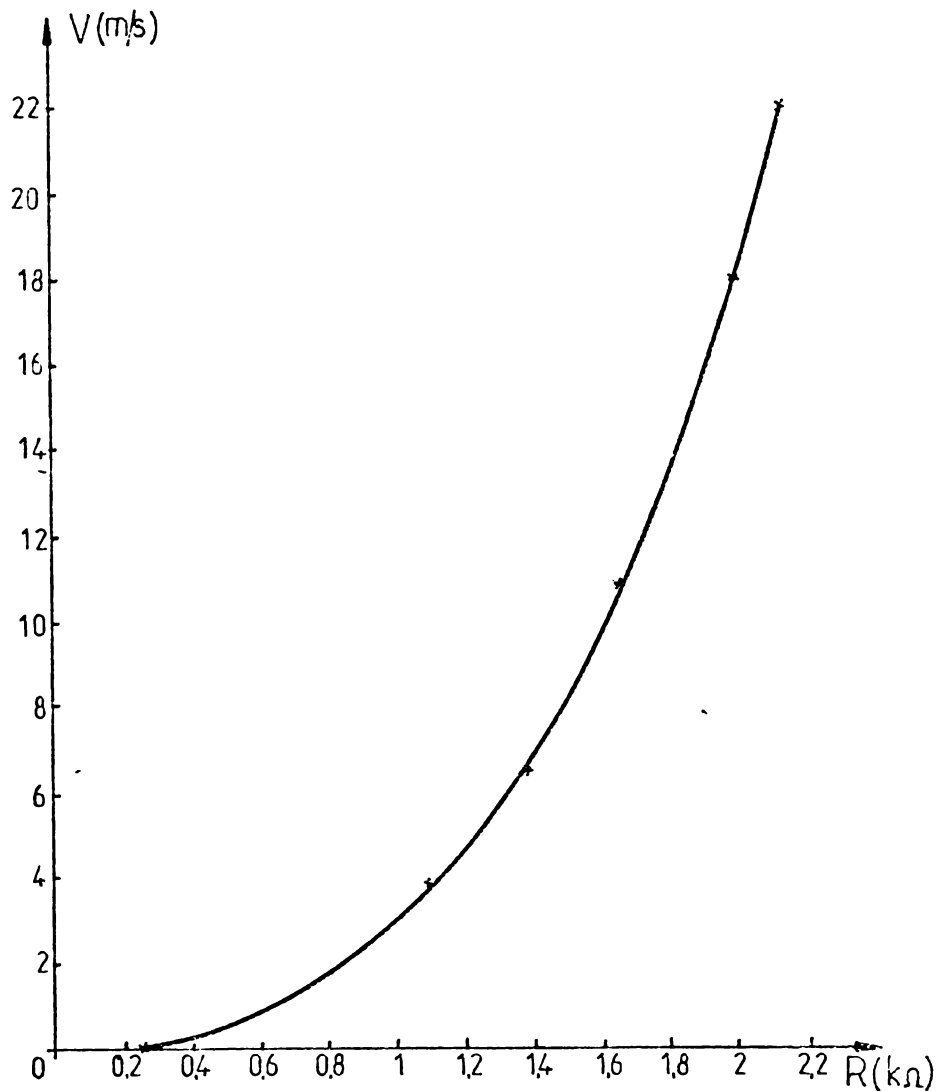


Fig. 3.27 - Caracteristica de etalonare a termoanemometrului

Din tabelul 3.2 se observă o bună coincidență a vitezelor aerului determinate prin calcul și pe cale experimentală, eroarea de calcul încadrându-se în limitele  $-9,3\%$  și  $+14,3\%$ .

Metoda propusă de rezolvarea circuitelor de ventilație a ME permite, pe lângă faptul că se determină suficient de exact debitele de aer în canale, și stabilirea căilor de a obține o repartiție dorită a vitezelor aerului pe suprafețele de transfer a căldurii încă din faza de proiectare precum și optimizarea din punct de vedere aerodinamic a ME.

### 3.3 Concluzii

Schemele de rețele termice staționare simetrice stabilite de autor pe baza cazului general al transmiterii căldurii prin bara cu secțiune constantă și sectorul de cilindru - formele de bază în care se descompun elementele ME - permit o modelare mult mai reală a condițiilor termice iar punctele caracteristice ale modelului având corespondente fizice asigură verificarea experimentală

Parametrii modelelor de rețele termice simetrice, spre deosebire de cazurile prezentate în literatură, sînt independenți în raport cu valorile și direcțiile de propagare ale fluxurilor termice, iar rezultatele rezolvării rețelelor termice fac posibilă trasarea curbelor de repartiție a supratemperaturilor în fiecare element al ME.

Aplicarea metodei rețelelor termice simetrice și verificarea experimentală în cazul motorului MAB-2 cu puterea de 160 kW și turația de 976 rot/min, produs de I.E.P Craiova au condus la rezultate cu erori de calcul cuprinse între -2,4% și +6,5% demonstrînd valabilitatea ei.

Analogia între rețeaua curenților de răcire ale cărei ramuri conțin rezistențe aerodinamice și surse de presiune și rețelele electrice fac posibilă aplicarea metodei curenților coardelor pentru calculul elementelor schemei curenților de răcire, iar verificarea experimentală a metodei cu ajutorul unei machete din plexiglas la scara 1:2 a motorului MAB-2 de 200 kW și 1000 rot/min, construită special în acest scop, a condus la rezultate cu erori de calcul cuprinse între -9,3% și +14,3%, demonstrîndu-se valabilitatea metodei.

Metoda de rezolvare a rețelei curenților de răcire permite pe lîngă faptul că se determină suficient de exact debitele de aer în canale și stabilirea căilor de a obține o repartiție dorită a vitezelor aerului pe suprafețele de transfer a căldurii și optimizarea construcției ME din punct de vedere aerodinamic.

Cele două metode de calcul, propuse de autor, pentru calculul încălzirii staționare și ventilației ME se utilizează în mod curent în proiectare la I.E.P.Craiova, putînd însă să fie folosite și de alte fabrici constructoare de ME din țară.

## C A P I T O L U L 4

### CONTRIBUTII LA CALCULUL SI EXPERIMENTAREA SCHIMBATOARELOR DE CALDURA PENTRU RACIREA MOTOARELOR ELECTRICE

Pentru izolarea ME de mare putere de atmosfera ambientă poluantă sau nocivă (industria chimică, industria minieră, etc.), când construcțiile închise devin voluminoase și neeconomice, se utilizează frecvent răcirea aerului de ventilație după schema în circuit închis [1.49, 4.5].

În industrie se utilizează o mare varietate de construcții de SC [4.1, 4.3, 4.7] care se deosebesc prin principiul lor de funcționare, natura fluidelor, schema de circulație a agenților termici, temperaturile, presiunile și debitele acestora, forma dimensiunile și materialul suprafețelor de transfer caloric, mărimea fluxului termic, etc.

În condițiile particulare de utilizare a SC pentru evacuarea căldurii din mașinile electrice rotative, natura și parametrii agenților termici nu mai pot fi aleși în funcție de obținerea tipurilor celor mai eficiente de schimbătoare de căldură. Din acest motiv s-a căutat [4.6, 4.10] să se stabilească tipul constructiv cel mai adecvat în ipoteza folosirii apei și aerului ca medii de răcire.

Calculul SC pentru răcirea aerului de ventilație a ME constituie o problemă complexă, caracteristică dimensionării oricărui sistem termic.

Complexitatea calculului se datorește în primul rând faptului că un SC este determinat de un număr foarte mare de mărimi: schema de circulație și natura agenților termici, vitezele, temperaturile și pierderile de presiune ale acestora, tipul și dimensiunile elementelor ce formează suprafața de transfer termic, geometria așezării acestora, etc.

O altă dificultate ce apare la calculul SC constă în aceea că o bună parte din parametrii acestuia (căldura specifică, conductivitatea, masa specifică, vâscozitatea, coeficienții de cedare a căldurii prin convecție) sînt funcții de temperatură, care variază continuu de-a lungul circuitelor celor doi agenți termici și se modifică la orice schimbare a regimului de funcționare a SC.

Din aceste motive, funcționarea SC poate fi exprimată în mod



riguros numai prin ecuații diferențiale cu coeficienți variabili, care descriu procesele termice și hidrodinamice ce au loc. Integrarea exactă a acestor ecuații nu poate fi efectuată decât în câteva cazuri particulare, prea simple pentru a putea prezenta interes pentru calculul tehnic al unui SC chiar de complexitate constructivă redusă.

Tinând seamă de cele de mai sus, la realizarea prototipurilor de SC pentru ME de mare putere produse de I.E.P. Craiova s-a adoptat soluția stabilirii experimentale a caracteristicilor de funcționare pentru diferite construcții de clemente de SC în baza cărora se poate apoi proiecta ușor un SC într-un caz concret.

#### 4.1 - Eficiența schimbătoarelor de căldură aer-apă pentru răcirea ME

##### 4.1.1- Caracteristicile termotehnice impuse SC aer-apă

Pentru stabilirea tipului constructiv de SC cel mai adecvat, destinat evacuării căldurii din ME cu puteri pînă la 3 MW s-a efectuat în primul rînd o analiză a eficienței termodinamice a acestor aparate [ 4.5, 4.6 ] . S-a avut în vedere cazul răcirii aerului de ventilație a ME după schema în circuit închis, folosit pentru izolarea lor de atmosfera ambientă , poluantă sau nocivă , la unități de mare putere , cînd construcțiile închise devin voluminoase și neeconomice.

Tinînd seama de destinația acestor SC , de răcire a aerului de ventilație a ME , se impun implicit următoarele caracteristici termotehnice :

a) - agentul cald- aerul cu umiditatea atmosferică ; temperatura de intrare în SC ( la valoarea maximă a temperaturii mediului ambient de  $+40^{\circ}\text{C}$  ) variînd între  $+50$  și  $+65^{\circ}\text{C}$  ; temperatura de ieșire din SC minimum  $+40^{\circ}\text{C}$  , pentru ca instalația să nu absoarbă în mod inutil căldura de la mediul ambient ; presiunea aerului în circuitul de ventilație limitată ( cîteva zeci de mm CA ) de construcția ventilatoarelor folosite la ME ;

b) - agentul rece - apa industrială cu suspensii și substanțe corosive în soluție , la o temperatură variabilă , cu o valoare maximă adoptată de  $+25^{\circ}\text{C}$  și presiune pînă la cîteva atmosfere ;

c) - Tipul SC - cu cedare de căldură fără modificarea fazei de agregare, cu separarea agenților termici prin suprafața de transfer caloric și regim de funcționare continuu.

#### 4.1.2. - Cauzele eficienței termodinamice limitate a SC aer-apă.

Caracteristicile SC aer-apă, impuse prin alegerea însăși a tipului său, determină o eficiență termodinamică mai scăzută în comparație cu schimbătoarele de căldură de performanță folosite în alte ramuri industriale.

Principala cauză a fluxului termic redus al SC aer-apă, utilizabil la ME, constă în diferența mică între temperaturile agenților termici, în medie de 20 ... 30°C.

Un alt factor care limitează pierderile de putere ce se pot evacua cu un SC aer-apă, îl constituie diferența mare între capacitatea calorică a celor două fluide folosite. Pentru ca aerul să cedeze energia calorică maximă pe care o poate absorbi apa de răcire este necesar ca debitul volumetric al aerului prin schimbătorul de căldură să fie de același număr de ori mai mare decât al apei, de câte ori produsul dintre masa specifică și căldura specifică la apă este mai mare decât la aer [4.6]. Cum debitele de aer, respectiv vitezele acestuia, sînt limitate din considerente de construcție a ME, de regulă apa se încălzește numai cu cîteva grade, mediul de răcire nefolosindu-se deci în mod eficient. [4.17].

Utilizarea aerului ca agent purtător de căldură constituie încă o cauză a eficienței termodinamice reduse a SC aer-apă, datorită valorii scăzute a coeficientului de transmisie prin convecție a căldurii de la aer la suprafața spălată de apa de răcire [4.6] și anume coeficientul de transmisie prin convecție la aer este de cîteva sute de ori mai mic decât la apă, ( $\alpha_{\text{aer}} = 12 \dots 44 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\alpha_{\text{apă}} = 2440 \dots 12.210 \text{ W/m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$ ).

Diferența mare între coeficienții de transmisie a căldurii prin convecție la aer și la apă conduce la o altă particularitate a acestor tipuri de SC și anume la necesitatea măririi suprafeței de contact cu aerul prin prevederea unor nervuri de răcire.

Necesitatea nervurării, pe lîngă faptul că duce la complicarea construcției SC, are ca efect scăderea eficacității transmisiei de căldură de la aer la suprafața metalică de separație. Într-adevăr, din cauza rezistenței termice a nervurilor de răcire, temperatura acestora crește semnificativ de la bază la vîrf și în

consecință scade diferența de temperatură reală între aerul cald și suprafața metalică rece, corespunzător, scăzând și fluxul de transfer termic față de valoarea sa teoretică.

4.1.3. - Alegerea schemelor de circulație a agenților termici.

4.1.3.1. - Criterionul de determinare a eficienței termodinamice.

Pentru a putea aprecia cantitativ influența diversilor factori asupra eficacității SC din punct de vedere termodinamic spre deosebire de metodele neunitare utilizate de obicei, s-a folosit raportul ( $\xi$ ) dintre fluxul termic real ( $Q$ ) și fluxul maxim ( $Q_{max}$ ) ce s-ar obține în condiții ideale, când agentul cald s-ar putea răci pînă la temperatura agentului rece.

$$\xi = \frac{Q}{Q_{max}} = \frac{G_a c_a (t'_a - t''_a)}{(G_c)_{min} (t'_a - t''_{ap})} = \frac{G_{ap} c_{ap} (t''_{ap} - t'_{ap})}{(G_c)_{min} (t'_a - t''_{ap})} \quad (4.1)$$

în care  $G_a, c_a$  - debitul gravimetric și căldura specifică la aer;  
 $t'_a, t''_a$  - temperaturile de intrare și respectiv de ieșire ale aerului;  
 $t'_{ap}, t''_{ap}$  - temperaturile de intrare și respectiv de ieșire ale apei;  
 $(G_c)_{min}$  - valoarea echivalentului în apă, minimă, între cei doi agenți termici.

În cazul studiat, de regulă  $(G_c)_{min} = G_a C_c$ , astfel că

$$\xi = \frac{t'_a - t''_a}{t'_a - t''_{ap}} < 1 \quad (4.2)$$

Deoarece  $t''_a > t''_{ap}$ , la SC aer-apă nu este posibil să se utilizeze complet diferența maximă dintre temperaturile celor doi purtători de căldură și eficiența lor termodinamică este întotdeauna mai mică decât cea ideală.

Evident, temperaturile agenților termici, deci și  $\xi$ , depind de fluxul termic din SC și de debitele sau capacitățile termice ( $C$ ) ale acestora. Pentru a putea compara eficacitatea termodinamică a SC avînd date nominale diferite, mărimea fluxului termic unitar, pentru o diferență de  $1^\circ C$  între temperaturile

agenților, s-a exprimat printr-un raport adimensional ( $N$ ), definit de relația

$$N = \frac{1}{C_{min}} \int_{S_a} K \cdot dS = \frac{K S_a}{C_a} \quad (4.3)$$

în care s-a admis că valoarea ( $C_{min}$ ) a capacității termice a agenților este cea a aerului ( $C_a$ ) iar  $S_a$  - suprafața de contact cu aerul.

4.1.3.2. - Compararea eficienței termodinamice a SC cu contracurent, echicurent și curent încrucișat

Prin utilizarea funcțiilor  $\varepsilon(N)$ , pentru diverse scheme de circulație a apei și a aerului, prezentate în fig. 4.1, s-a putut compara eficiența termodinamică a tipurilor constructive ale SC aer-apă, folosind rezultatele prezentate în [4.7].

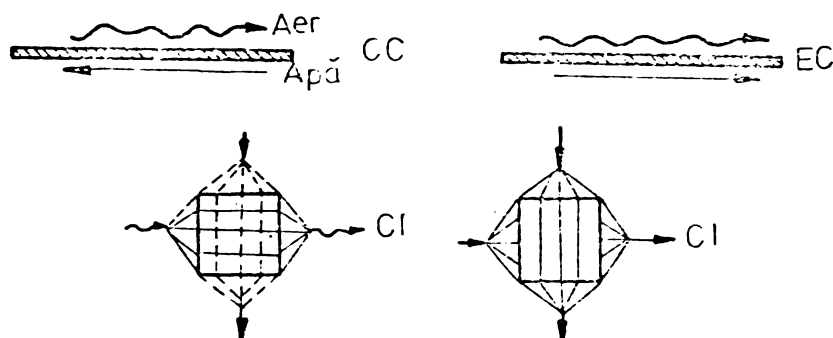


Fig. 4.1 - Schemele de circulație a apei și a aerului  
 CC - contracurent; EC - echicurent;  
 CI - curent încrucișat

În fig. 4.2 sînt prezentate funcțiile  $\varepsilon(N)$  pentru cazul schemelor de circulație în contracurent, curent încrucișat și echicurent, atunci cînd raportul  $C_a/C_{ap} = 0,25$ , valoare uzuală pentru SC aer-apă.

$$\frac{C_a}{C_{ap}} = \frac{G_a \rho_a}{G_{ap} \rho_{ap}} = \frac{t'_{ap} - t''_{ap}}{t'_a - t''_a} \approx \frac{(4 \dots 6)^\circ C}{(15 \dots 25)^\circ C} \approx \frac{5}{20} = 0,25 \quad (4.4)$$

Din analiza acestei figuri rezultă că cea mai ridicată eficiență termodinamică o pot avea SC cu contracurent, în special la valori mari ale lui  $N$ . Pînă în prezent însă, cu excepția unor construcții în S.U.A. nu se utilizează astfel de SC din cauza unei tehnologii mai complicate a suprafețelor active formate din țevi cu

nervuri longitudinale de înălțime mare.

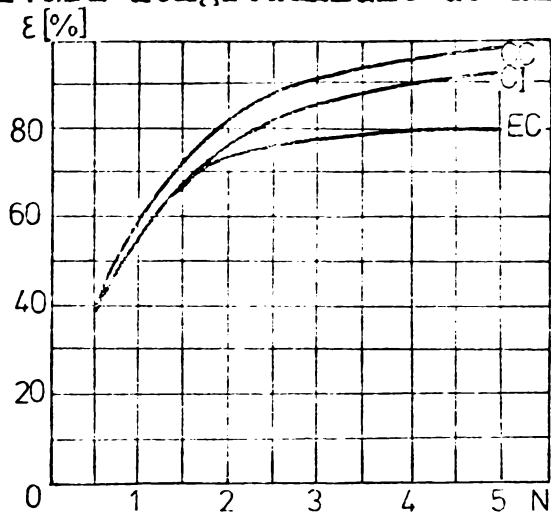


Fig.4.2 - Funcțiile  $\varepsilon(N)$  pentru cele trei scheme: CC, CI și EC

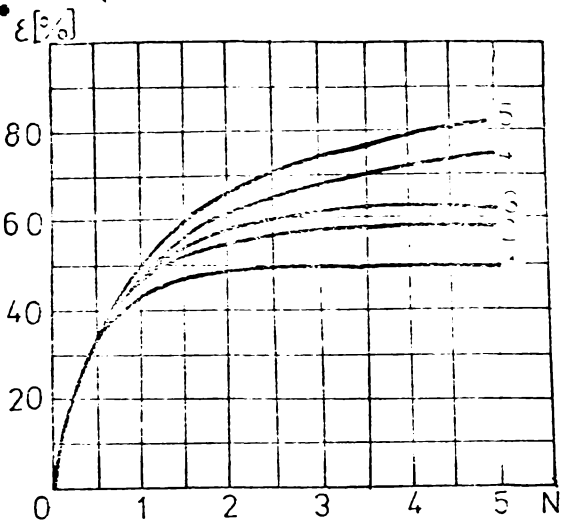


Fig.4.3 - Funcțiile  $\varepsilon(N)$  pentru  $C_a/C_{ap} = 1$  (1 - echicurent; 2 - curent combinat, 3 - curent încrucișat, 4 - curent încrucișat fără amestecarea agenților termici 5 - contracurent)

Schema cu echicurent prezintă aceeași dificultate tehnologică și are eficiența cea mai scăzută, astfel încît utilizarea ei este contraindicată.

Rezultă că schema cu curent încrucișat, ce se realizează cu un fascicol de țevi cu nervuri transversale, răcite în interior cu apă și spălate în exterior de un flux de aer perpendicular, este cea mai adecvată din punct de vedere constructiv și termodinamic, motiv pentru care a fost adoptată la prototipurile realizate [4.6] pentru răcirea ME produse la întreprinderea Electroputere din Craiova.

Pentru a obține cu schema CI, valori ale eficienței termodinamice cît mai apropiate de performanțele schemei CC, este recomandabil ca SC să se dimensioneze la valori cît mai mari ale fluxului termic unitar raportat ( $N$ ) și la valori cît mai scăzute ale raportului  $C_a/C_{ap}$ , căci la limită, cînd acesta tinde spre zero indiferent de schemă, eficiența termodinamică are aceeași expresie [4.7] .

$$\varepsilon = 1 - e^{-N} \quad (4.5)$$

astfel încît, evident, avem :

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \varepsilon = 1 \quad (4.6)$$

Practic, deja la  $N > 3$  și  $\varepsilon \leq 0,25$ , valori ușor de realizat la un SC aer-apă eficiența lor termodinamică poate depăși 90 %.

#### 4.1.3.3. - Influența debitelor agenților termici asupra eficienței SC.

Pentru a demonstra consecințele nefavorabile ale dimensiunii SC la valori mari ale raportului  $C_a/C_{ap}$ , în fig. 4.3 s-au reprezentat funcțiile  $\varepsilon(N)$  pentru cazul limită când acesta este egal cu unitatea. Se observă că, îndeosebi la valori mari ale lui  $N$ , diferența între eficiența termodinamică a diverselor scheme de circulație, este semnificativ mai mare. Astfel, la schema cu curent încrucișat (curba 3) adoptată în lucrare, nu s-ar putea depăși eficiența de 63 %, oricît de mare s-ar adopta  $N$ .

Influența valorii raportului  $C_a/C_{ap}$ , ce se alege la proiectarea SC aer-apă după schema cu curent încrucișat, asupra eficienței sale termodinamice, se poate urmări în fig. 4.4.

Curbele reprezentate cu linie plină corespund cazurilor când construcția SC permite ca aerul să se amestece în diverse secțiuni transversale ale SC, apa circulînd în țevi, iar aerul transversal, printre ele, când

$$0 \leq \frac{C_{amestecat}}{C_{neamestecat}} = \frac{C_a}{C_{ap}} \leq 1 \quad (4.7)$$

Schimbînd între ei agenții termici, făcînd deci ca apa să circule printre țevi iar aerul prin acestea, se obțin curbele din fig. 4.4 trasate cu linie întreruptă, când

$$1 \leq \frac{C_{amestecat}}{C_{neamestecat}} = \frac{C_{ap}}{C_a} \leq \infty \quad (4.8)$$

Pentru a putea stabili cum influențează amestecarea agenților termici în SC aer-apă, performanțele sale termodinamice, în fig. 4.5 se compară eficiența schemelor de circulație cu curent încrucișat și cu ambii agenți termici neamestecați în lungul circuitului (curba 1), cu amestecarea numai a aerului (curba 2) și cu amestecarea numai a apei (curba 3) pentru valoarea uzuală a raportului  $C_a/C_{ap} = 0,25$ . Se constată că cele trei curbe sînt foarte apropiate, chiar la  $N$  mare, astfel încît este rațional să se folosească schema cea mai ușor de realizat în practică, diferențele între eficacitățile termodinamice fiind nesemnificative.

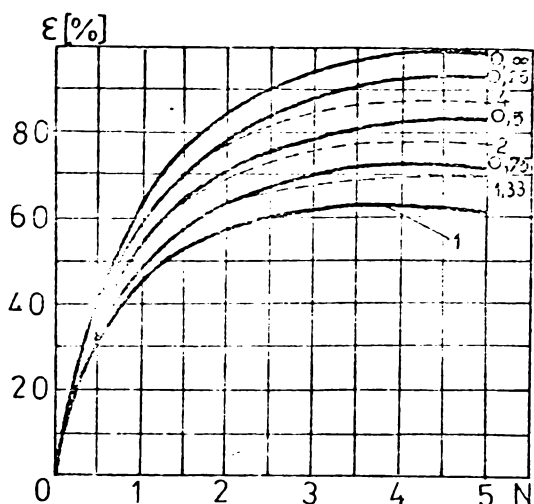


Fig. 4.4 - Curbele  $\varepsilon(N)$  pentru diferite rapoarte  $C_a/C_{ap}$

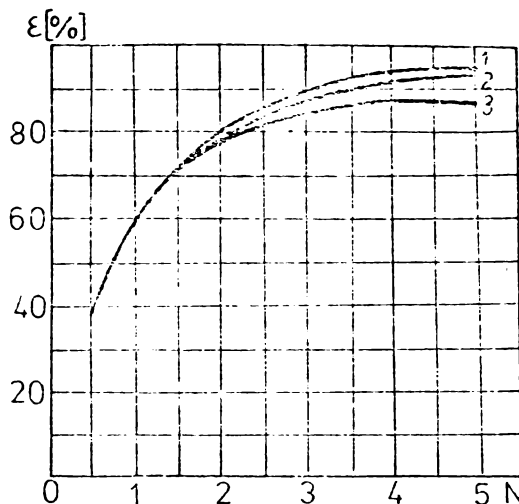


Fig. 4.5 - Curbele  $\varepsilon(N)$  în cazul schemelor de circulație cu CI și amestecarea agenților termici

Deoarece din punct de vedere constructiv schema 2, cu amestecarea numai a aerului, se obține așa cum s-a arătat mai înainte cu un fascicul de țevi paralele spălate de un curent de aer transversal, soluție simplă sub aspect tehnologic și sigură în exploatare, complicațiile de execuție cerute de schemele 1 și 3 nu sînt justificate, mai ales că ultima are și o eficiență termodinamică mai scăzută.

#### 4.1.3.4. - Numărul optim de încrucișări ale agenților termici

O altă caracteristică fundamentală, prin care se deosebesc diversele SC cu curent încrucișat, este determinată de numărul de încrucișări ( $n$ ) ale agenților termici (fig. 4.5).

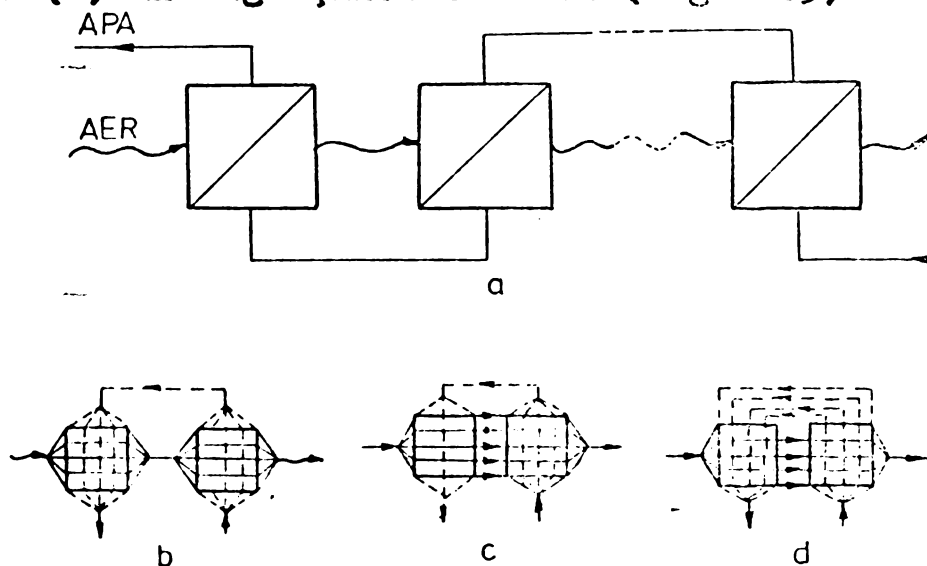


Fig. 4.6 - Scheme de realinare a încrucișărilor agenților termici.

Practic, la SC aer-apă aceste încrucișări repetate se pot realiza prin numeroase soluții constructive: mai multe rânduri înseriate de țevi răcite cu apă, așezate în planuri paralele, peste care circulă un curent de aer perpendicular, sau mai multe secții identice de răcitor legate între ele în serie, etc.

Considerând că în cadrul unei secții fiecare agent nu se amestecă, joncțiunea între două secții succesive se poate realiza printr-una din schemele arătate în fig. 4.6.

La trecerea de la o secție la alta în cazul schemei de tipul "b", are loc amestecarea fiecărui agent termic, la tipul "c" numai unul din agenți este amestecat, iar la tipul "d" ambii agenți suferă o amestecare separată.

În ipoteza că secțiile legate în serie sînt identice și deci au aceeași eficiență termodinamică -  $\epsilon_1$  - iar fluxul termic raportat (N) este repartizat în mod egal între secții, R.Stevens [4.7] a dedus expresia analitică a eficienței rezultante ( $\epsilon$ ) în funcție de raportul capacităților calorice ale agenților ( $C_{\min}/C_{\max}$ ) și numărul (n) al secțiilor legate în serie.

$$\epsilon = \left[ \left( \frac{1 - \epsilon_1 C_{\min}/C_{\max}}{1 - \epsilon_1} \right)^n - 1 \right] : \left[ \left( \frac{1 - \epsilon_1 C_{\min}/C_{\max}}{1 - \epsilon_1} \right)^n - \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \right] \quad (4.8)$$

Eficiența rezultantă a schimbătorului variază cu sarcina sa termică prin intermediul lui  $\epsilon_1$ , care depinde de N.

Pentru cazul particular cînd  $C_{\min}/C_{\max} = 1$  s-a reprezentat grafic în fig. 4.7 funcția  $\epsilon$  (N) pentru schimbătoarele de căldură avînd 1,2,3 sau 4 încrucișări succesive ale agenților termici în comparație cu schema în contracurent. Se constată că mărirea numărului de încrucișări ale celor doi agenți termici conduce la creșterea eficienței termodinamice a SC. Pentru  $n = 4$  eficiența termodinamică rezultantă se apropie de valoarea maximă ce se poate atinge în cazul contracurentului pur.

Acastă concluzie este importantă, întrucît legarea în serie a prea multor secții ale unui SC mărește în mod inutil lungimea circuitului fiecărui agent termic, ceea ce în cazul folosirii apei de rîu sau de lac ca mediu de răcire, favorizează depunerile de mîl care pot conduce la înfundarea țevilor, influențînd negativ funcționarea ME al cărui aer de ventilație trebuie răcit.



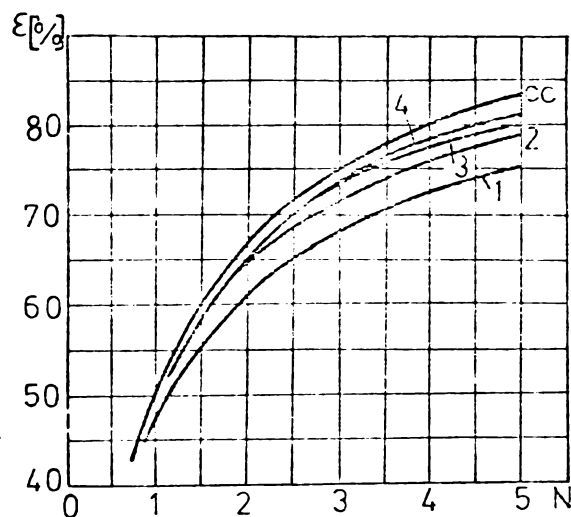


Fig.4.7 - Curbele  $\epsilon(N)$  pentru SC cu mai multe încercări succesive ale agenților termici

Concluziile prezentate asupra schemei funcționale de eficiență termodinamică maximă a SC aer-apă nu sînt singurele care trebuie luate în considerare la alegerea parametrilor acestora. Tipul constructiv și datele lor nominale sînt determinate și de condițiile de tehnologie, de siguranță în exploatare și de cost minim, așa cum se arată în lucrările [4.5, 4.8, 4.9] în care se prezintă prototipurile de SC aer-apă destinate răcirii aerului de ventilație a ME realizate pentru I.E.P. Craiova. în baza concepțiilor expuse mai sus.

În construcția acestor SC s-au folosit elemente tipizate produse în țară care în urma cercetărilor experimentale 4.5 s-au dovedit a avea cele mai adecvate caracteristici pentru utilizarea lor la răcirea ME :

- elemente din țevă de oțel cu diametrul exterior de 19 mm și nervuri circulare de răcire din aluminiu încastrate în țevă prin deformare plastică la rece ( fig. 4.8,a );
- elemente din țevi de oțel aplatizate și nervuri ovale de aluminiu obținute prin laminare la rece ( fig. 4.8,b );
- elemente din țevi de alamă cu diametrul de 16 mm și nervuri din aluminiu (tablă ștanțată) comune pentru două țevi alăturate (fig. 4.8,c)

În vederea reducerii tipodimensiunilor SC necesare pentru ME produse de I.E.P. Craiova s-a adoptat principiul execuției lor prin asamblare din module.

În afară de reducerea considerabilă a unor calcule laborioase dar cu abateri mari față de rezultatele experimentale, soluția alegerii SC după module prezintă și avantajul că se bazează pe date sigure, obținute prin încercarea modulelor.

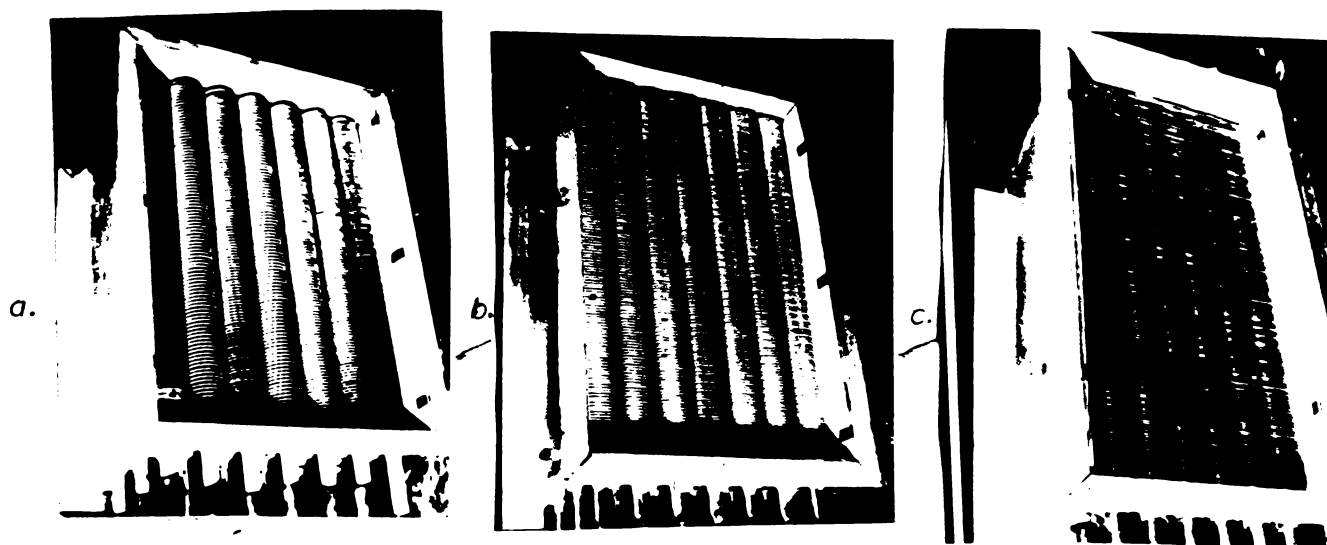


Fig. 4.8 - Module de schimbătoare de căldură:

- a) cu elemente din țevă de oțel și nervuri circulare din aluminiu;
- b) cu elemente din țevă de oțel aplatizată și nervuri ovale de aluminiu;
- c) cu elemente din țevi de alamă și nervuri din tablă de aluminiu ștanțată.

Pe baza considerentelor expuse s-au calculat și realizat 5 tipuri de module din care 3 sînt prezentate în fig. 4.8 [ 4.9 ] pentru SC aer-apă ale motoarelor asincrone cu puteri între 200 și 1600 kW și care sînt utilizate curent în producție la I.E.P. Craiova.

#### 4.2 - Optimizarea schimbătoarelor de căldură aer-aer pentru motorul MIB - 2

##### 4.2.1 - Parametrii constructivi ai prototipurilor de schimbătoare de căldură aer-aer pentru motorul MIB - 2

Motorul asincron MIB-2 cu rotorul în scurtcircuit (500 kW, 6 kV, 1500 rot/min) a fost prevăzut cu ventilație radială, în circuit închis pentru aerul din interiorul mașinii, răcit printr-un schimbător de căldură aer-aer cu circuit exterior deschis, cu scopul de a realiza o construcție închisă.

Pe baza experienței Intreprinderii Electroputere Craiova s-a adoptat o baterie de răcire cu țevi lise de oțel în care aerul din circuitul închis circulă transversal pe fascicolul de țevi iar aerul din circuitul deschis prin interiorul acestora.

Vehicularea ambelor medii de răcire se face cu cîte un ventilator centrifugal reversibil, cu palete drepte, montat pe axul mașinii, soluție acceptată din considerente de siguranță în exploatare. SC în bloc intersanjabil, neîncorporat întîm în stator, s-a adoptat pentru a permite realizarea, cu modificări minime a mai mul-

tor tipuri constructive de protecție, folosind același motor electric.

Forma paralelipipedică, lungimea și lățimea SC s-au ales din considerente constructive și de gabarit. Numărul de țevi, deci înălțimea sa și debitele fluidelor de răcire s-au determinat astfel ca să se asigure capacitatea de evacuare a pierderilor din motor.

S-au realizat 7 prototipuri de SC aer-aer, prezentate în tabelul 4.1 care au următoarele elemente constructive comune: lungimea activă a unei țevi - 1200 mm, diametrul țevii - 25/23 mm, așezare în șah cu pașii de 25 mm și respectiv 37 mm, 23 țevi pe un rând, 3 șicane pe circuitul aerului cald. Elementele constructive diferite sînt:  $n_r$  - numărul de rînduri de țevi pe direcția aerului cald,  $h_s$  - înălțimea șicanei, exprimată în numărul de rînduri de țevi acoperite,  $d_0$  - distanța de la rîndurile extreme de țevi la pereți,  $N_t$  - numărul total de țevi.

#### 4.2.2. - Alegerea schimbătorului de căldură optim în baza caracteristicilor de funcționare.

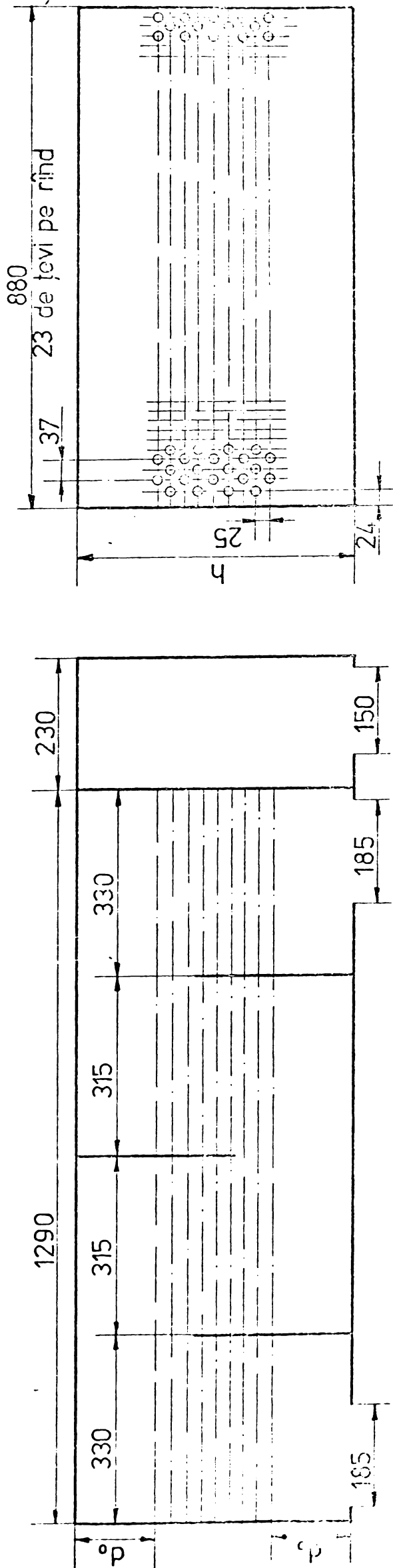
Numărul de șicane s-a adaptat în funcție de pierderile de presiune determinate experimental. Astfel pentru schimbătorul cu 5 șicane pierderile de presiune sînt inadmisibil de mari ( 385 - 460 mm C.A) pentru ventilatoarele centrifugale cu palete drepte utilizate la aceste tipuri de motoare (tabelul 4.1). În schimb SC cu 3 șicane au pierderi de presiune mult mai mici (154 - 170 mm C.A.) și în același timp asigură o transmisie mai bună a căldurii în comparație cu SC fără șicane, la care scurgerea celor doi agenți termici este practic în contracurent.

Pentru optimizarea înălțimii șicanelor s-au folosit încercările experimentale a schimbătoarelor S III și S VI care au arătat că pentru debitul interior de  $1,1 \text{ m}^3/\text{s}$ , mărirea înălțimii șicanei conduce la creșterea defavorabilă a pierderilor de presiune, de la valoarea 130 mm CA la valoarea de 155 mm CA (fig.4.8). În același timp diagrama coeficientului K de transmisie a căldurii (fig.4.9) indică o creștere favorabilă a valorii acestuia.

Pentru cunoașterea coeficientului de transmisie a căldurii  $K [kcal / m^2 h ^\circ C]$  s-au determinat debitele de căldură ale agentului răcitor  $Q_r$  și ale agentului cald (răcit)  $Q_c$  măsurându-se: temperatura medie la intrarea aerului răcitor și cald  $t_{r1}$  și  $t_{c1}$ ; temperatura medie la ieșirea aerului răcitor și cald  $t_{r2}$  și

TABELUL 4.1

Denumirea schimbătorului de căldură	$n_r$	$h_{\dot{s}}$	$\frac{h_{\dot{s}}}{n_r} 100$ [%]	$d_o$ [mm]	Nt	$A_c$ [m <sup>2</sup> ]	$A_r$ [m <sup>2</sup> ]	S [m <sup>2</sup> ]	$\Delta P_c$ [mm C. A.]	K [kcal/m <sup>2</sup> h.°C]
S I	9	6	66	50	207	0,277	0,0859	20,3	205	$4,82(vg)_r^{0,63} (vg)_c^{0,23}$
S II	9	6	66	140	207	0,277	0,0859	20,3	178	$4,54(vg)_r^{0,56} (vg)_c^{0,22}$
S III	12	6	50	90	276	0,277	0,1145	27,1	140	$4,21(vg)_r^{0,62} (vg)_c^{0,25}$
S IV	12	6	50	140	276	0,277	0,1145	27,1	140	$4,55(vg)_r^{0,59} (vg)_c^{0,22}$
S V	12	9	75	50	276	0,277	0,1145	27,1	192	$6,30(vg)_r^{0,5} (vg)_c^{0,18}$
S VI	12	9	75	90	276	0,277	0,1145	27,1	170	$5,40(vg)_r^{0,56} (vg)_c^{0,19}$
S VII	16	12	75	140	368	0,277	0,1530	36,1	186	$6,40(vg)_r^{0,47} (vg)_c^{0,22}$



$t_{c2}$ , diferența de presiune pe diafragmă pentru determinarea debitului masic al aerului răcitor și cald  $\Delta P_r$  și  $\Delta P_c$ .

Cu aceste date primare, folosind metoda celor mai mici pătrate, s-au stabilit expresiile analitice ale lui  $K$  în funcție de viteza masică a aerului răcitor  $(v_g)_r$  [ kg/s m<sup>2</sup> ] și a celui cald  $(v_g)_c$  [ kg/s m<sup>2</sup> ] obținându-se rezultatele prezentate în tabelul 4.1.

Se observă că la SC încercate, valcarea coeficientului de transmisie a căldurii este influențată într-o mai mare măsură de viteza aerului răcitor (fiind în medie proporțională cu radicalul de ordinul 2 al acesteia), decât de viteza aerului cald (la care  $K$  este aproximativ proporțional cu radicalul de ordinul 5 al vitezei). În consecință, creșterea aerului rece este mijlocul cel mai eficient pentru îmbunătățirea schimbului de căldură la SC studiate.

Intrucât la debitul aerului din circuitul exterior de 1,5 m<sup>3</sup>/s, sau 1,8 kg/s, creșterea transmisiei de căldură nu este semnificativă, în cazul acestui motor nu este eficient să se folosească șicane cu înălțimi care acoperă mai mult de 75 % din rîndurile de țevi.

Distanța  $d_0$  de la peretele SC la rîndul superior sau inferior de țevi, este un alt parametru care a fost optimizat în baza încercărilor experimentale. Această distanță influențează pierderile de presiune pe circuitul aerului cald întrucât determină valoarea secțiunii libere de trecere a acestuia.

În cazul schimbătoarelor de căldură S I și S II, cu un număr mic de rînduri de țevi și cu înălțimea șicanelor acoperind 75 % din rînduri, influența distanței  $d_0$  se poate urmări în fig. 4.8, care arată necesitatea prevederii acestei distanțe pentru micșorarea rezistenței aeraulice a circuitului interior al schimbătorului de căldură. Același efect favorabil a distanței  $d_0$  se observă și la schimbătoarele cu mai multe rînduri de țevi (fig.4.8) În cazul înălțimii reduse a șicanei acoperind pînă la 50 % din rînduri - la schimbătoarele S III și S IV - mărirea lui  $d_0$  de la 90 la 140 mm practic nu influențează pierderile de presiune întrucât creșterea procentuală a secțiunii de trecere a aerului este neînsemnată.

Din considerentele expuse, la prototipurile realizate [4.10], pentru motorul MIB - 2 s-a adoptat  $d_0 = 90$  mm la schimbătorul de căldură S VI, cu 12 rînduri și  $d_0 = 140$  mm la schimbă-

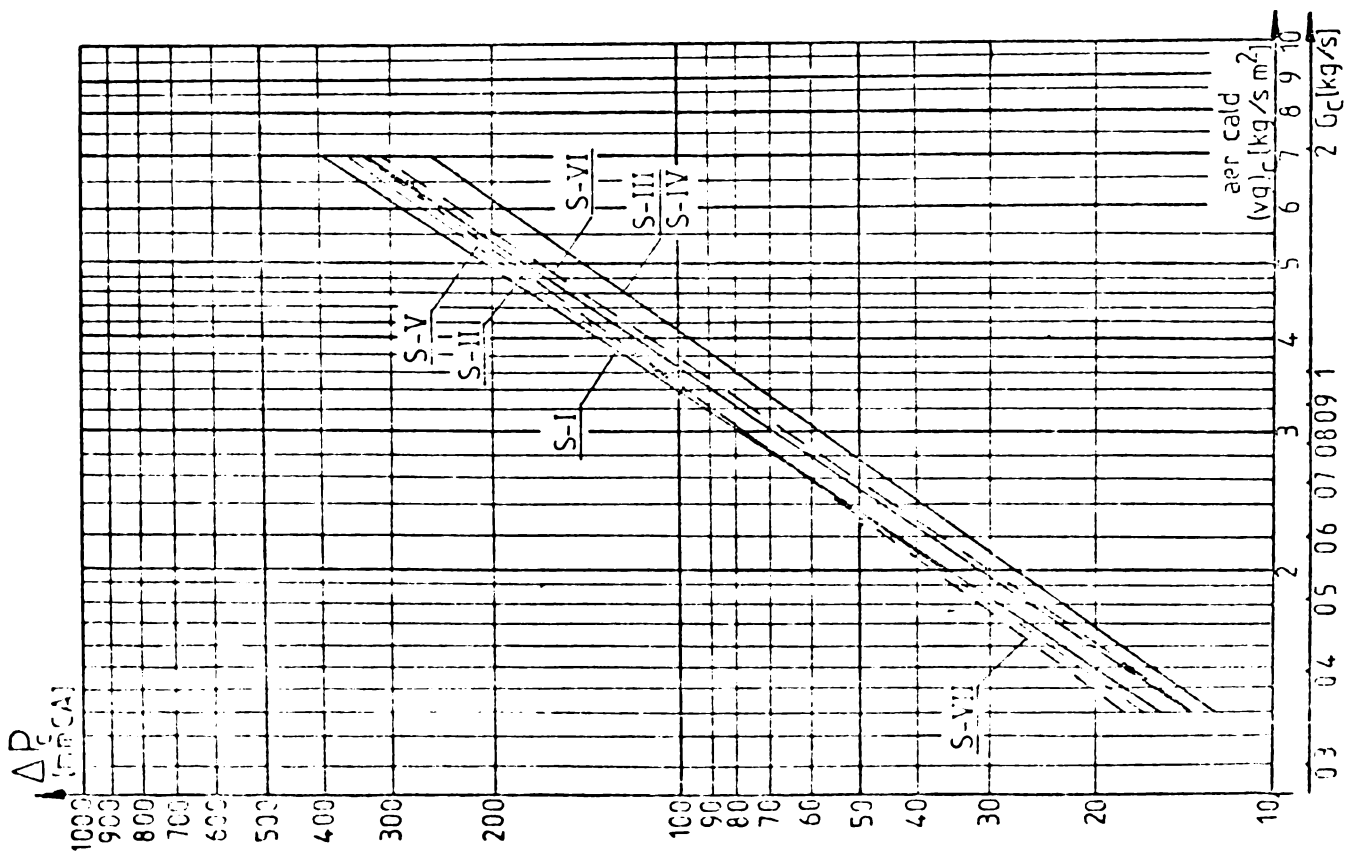


Fig. 4.9. Diagramme pierderilor de presiune pe calea aerului cald

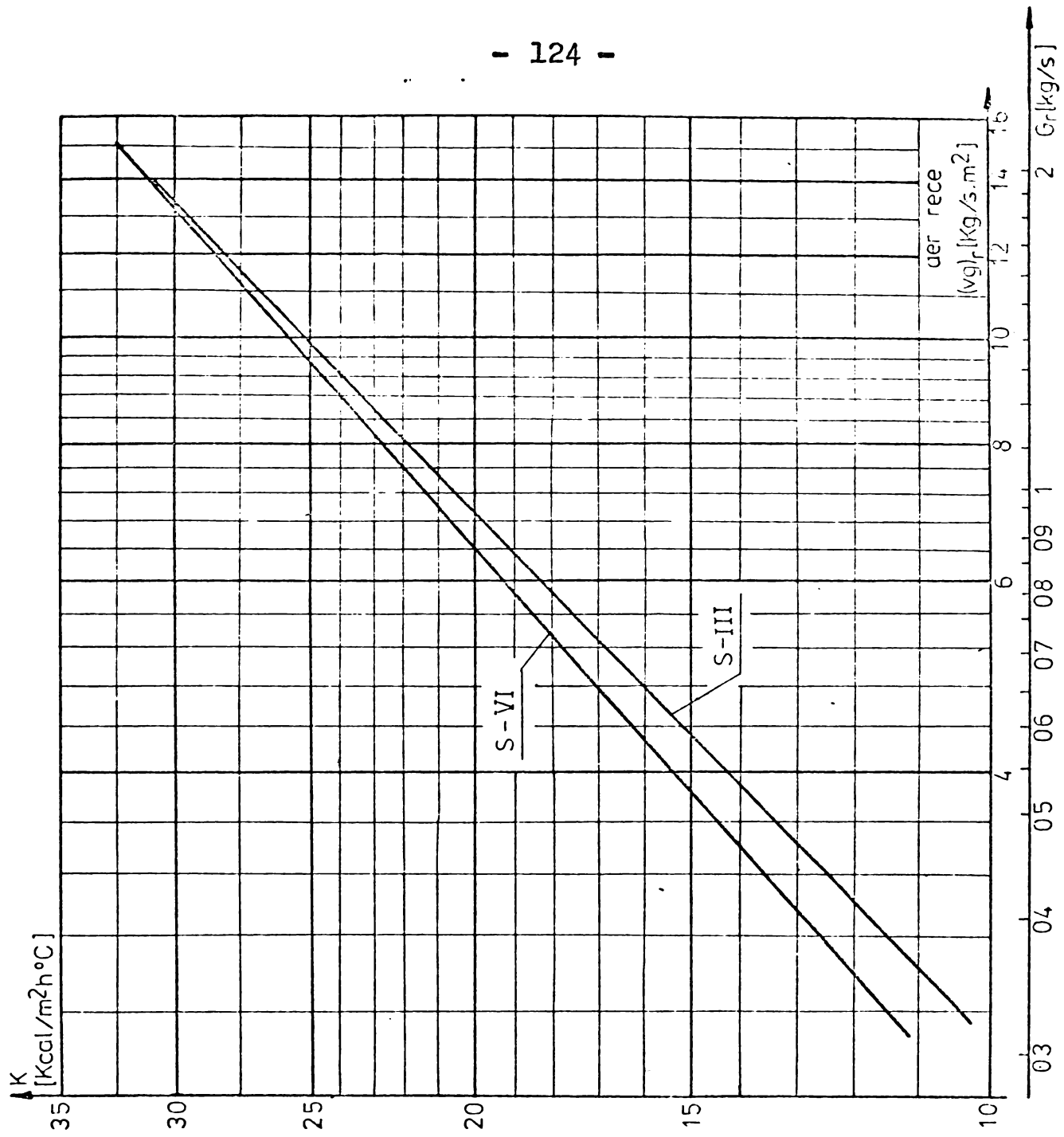


Fig. 4.10. Diagrama coeficientului de transmitere a caldurii ( $k$ )

torul de căldură S VII, cu 16 rînduri. Alegerea unui număr sporit de rînduri de țevi a fost condiționată pe de o parte de faptul că încercările termice ale schimbătoarelor de căldură S I, S II, S III, S IV și S V s-au executat în condițiile unei repartiții uniforme a aerului de răcire prin țevi, care nu se constată la tipul de colector de țevi adoptat în construcțiile Intreprinderii Electroputere și pe de altă parte de mărire a gradului de siguranță, ținînd seama de poluarea SC în exploatare și în consecință de micșorarea capacității sale de evacuare a căldurii.

Premisele expuse pentru alegerea soluțiilor constructive și optimizarea parametrilor SC a motorului MIB - 2 pe baza încercărilor la stand au permis adoptarea unei prototipuri cu caracteristici optime pentru condițiile inițiale impuse la proiectare, pe considerente tehnologice de unificare a produselor, de gabarit, de exploatare sau de experiență.

În schimb, mărirea debitului din circuitul de ventilație internă, neavînd o influență semnificativă asupra transmisiei de căldură, este mai rațional ca valoarea acestui debit să se determine și din condiția ca pierderile de presiune să fie mai mici decît presiunea dezvoltată de ventilator; aceasta pentru că rezistența aerulică internă a motorului electric și cea a circuitului de aer cald al schimbătorului de căldură au valori mult mai mari decît cea a circuitului său extern.

Din studiul experimental al SC pentru motorul MIB - 2 au rezultat următoarele modalități de creștere a performanțelor: ameliorarea tipului constructiv adoptat prin modificarea formei și volumului colectorului de țevi; introducerea în colectorul de țevi a unor palete directe sau gîtate de liniștire pentru uniformizarea vitezei aerului în țevi; folosirea unor ventilatoare de o construcție mai evoluată și mai adecvată (presiune mai redusă, diametru mai mic, palete mai late și eventual înclinate, cu stator în evolvantă, etc.) [4.11] sau chiar înlocuirea tipului radial cu cel axial, în circuitul aerului rece; adaptarea unor noi concepții de proiectare a circuitelor de ventilație care să permită schimbarea radicală a construcției bateriei de răcire și folosirea soluțiilor celor mai eficiente atinse în domeniul ventilației.

#### 4.2.3. - Optimizarea formei constructive a circuitului aerului răcitor

Prototipurile de schimbătoare de căldură S VI și S VII, cele mai adecvate pentru motorul MIB - 2, din cele 7 construcții realizate [4.10] au fost supuse unei analize experimentale deta- liate pe circuitul extern al aerului răcitor, în vederea stabi- lirii formei și dimensiunilor optime a colectorului de țevi, a pa- letelor directe din acesta și a grătarelor (sitelor) pentru a- galizarea debitelor în țevi.

În acest scop s-au realizat 21 variante, numerotate V.01 ... V.21, care diferă prin construcția colectorului paletelor și gră- tarelor. În alegerea soluției constructive a acestor variante s-a impus condiția ca schimbătorul de căldură să poată funcționa cu performanțe egale în ambele sensuri de rotație a motorului și deci a ventilatorului montat pe arborele acestuia. Această condiție de reversibilitate este deosebit de restrictivă, motiv pentru care au fost eliminate mijloacele cele mai eficiente de îmbunătățire a circuitului de ventilație ale aerului răcitor [4.11] : ventilato- rul centrifugal cu palete înclinate înainte și stator în evolu- tă sau toate formele aerodinamice asimetrice a elementelor circu- itului de ventilație.

Aprecierea performanțelor fiecărei variante s-a efectuat prin vizualizarea spectrului aerodinamic de curgere a fluidului de răcire și prin măsurarea debitului total și a vitezei aerului în fiecare țevă a schimbătorului de căldură.

Vizualizarea spectrului aerodinamic este o metodă rapidă și sinoptică de evaluare calitativă a câmpului liniilor de curent, a cărui determinare pe cale analitică implică rezolvarea unor sis- teme de ecuații diferențiale în condiții de limită cunoscute doar pentru câteva cazuri clasice simple [4.12, 4.15] în care nu se pot încadra schimbătoarele de căldură studiate.

Metodele de vizualizare cunoscute de literatura de specia- litate [4.13, 4.14, 4.16] necesită fie o aparatură specială și costisitoare, fie că nu se pretează în cazul curgerilor cu ca- racter turbulent, care au loc în circuitul exterior de ventilație a motorului MIB - 2.

În cadrul lucrării s-a utilizat metoda introducerii în curentul de aer a unor particule incandescente, a căror traiecto- rie descrie liniile de câmp. Nouitatea constă în aceea că, în lo-



cul procedurilor complicate de producerea scînteilor descrise de literatură, s-au folosit particole carbonizate de granulație redusă, din lemn de esență moale, care se aprind datorită oxidării lor puternice în curentul de aer proaspăt și pot fi fotografiate. Această metodă simplă și expeditivă s-a dovedit a fi un mijloc de investigație foarte eficient a caracteristicilor aeraulice a circuitului extern de ventilație, la schimbătoarele de căldură S VI și S VII.

În fig.4.2. se prezintă fotografiile spectrelor aerodinamice obținute la câteva din cele 21 variante constructive mai caracteristice ale schimbătorului de căldură S VI. Imaginile cele mai concludente s-au constatat în următoarele condiții experimentale : film pancromatic, sensibilitate minimă 27 DIN; aparat foto Extravarez - cu obiectiv 1:2 (1:2,8), diafragma maximă, timp de expunere 1/8, 1/4 și 1/2 secunde; fotografierea în întuneric complet de la distanța 1,3 - 1,5 m; revelarea filmului în întuneric, cu o soluție activată prin încălzire.

Pe baza spectrelor aerodinamice a celor 21 de variante de colector, palete și grătare, s-au identificat construcțiile care au forma și dimensiunile optime. Din examinarea acestor fotografii rezultă că variantele cu colector fără palete și grătare - V.01, V.18, V.21 - prezintă o curgere cu o repartizare spațială neuniformă a debitului de aer și cu un pronunțat caracter turbionar. Adaptarea formelor aerodinamice a capacului colectorului (V.18), sau mărirea volumului acestuia (V.21) pentru uniformizarea prăsiunilor locale, fără folosirea concomitentă și a paletelor sau grătarelor, nu conduce la o liniștire semnificativă a curentului de aer față de varianta simplă (V.01) folosită de uzina constructoare.

În cazul variantelor de construcție simetrică - spectrele aerodinamice cele mai favorabile s-au obținut la tipurile cu capac aerodinamic și palete sau grătare de dirijare (V.10, V.13, V.19 V.20).

Variantele cu palete directe asimetrice (V.03 ... V.09) simple și de dimensiuni reduse, pot avea spectre aerodinamice mult îmbunătățite față de varianta V.01. Reversibilitatea în funcționare se poate realiza ușor în exploatare prin demontarea numai a capacului și mutarea paletelor în pozițiile marcate de constructor. La alte tipuri constructive orientarea acestor palete poate fi manevrată din exterior, tehnică uzuală în instalațiile de ventilație.

Din acest motiv se poate aprecia că este necesar să se reconsidere punctul de vedere referitor la neutilizarea construcțiilor asimetrice la circuitele de ventilație ale schimbătoarelor de căldură.

Aspectul spectrului de curgere, deși arată sugestiv și operativ calitățile aerodinamice ale circuitului de ventilație, nu permite totuși o evoluție cantitativă a acestora. În acest scop, s-a efectuat măsurarea distribuției vitezelor în țevile schimbătorului de căldură cu ajutorul unui velometru. Măsurătorile s-au efectuat la curențitatea de ieșire a aerului din țevi și întrucât la unele variante se constată o circulație inversă, s-a realizat un dispozitiv special pentru montarea sondei velometrului în aceste cazuri. S-a observat o distribuție neuniformă a vitezelor în cele 276 de țevi la variantele care nu sînt dotate cu colectoare, palete și grătare adecvate.

Pentru a studia variația vitezei aerului în țevi la diverse construcții de schimbătoare de căldură s-au folosit două metode: reprezentarea prin curbe de nivel a suprafeței de variație a vitezei în spațiu și analiza histogramelor empirice și a curbelor de repartiție ale valorilor vitezelor.

Reprezentarea topografică permite o intuire rapidă a distribuției vitezelor în țevi, dar nu oferă un criteriu de determinare cantitativă a gradului de neuniformitate a acestora, în timp ce analiza dispersională satisface ambele cerințe.

În acest scop, pe baza datelor primare rezultate din măsurători, pentru fiecare variantă de schimbător de căldură s-a determinat tabelul histogramei empirice, care arată de câte ori au fost măsurate valorile vitezelor ce se încadrează în diferite clase în care a fost împărțită plaja vitezelor constatate experimental. Această frecvență a vitezelor de o anumită clasă s-a exprimat atât în valori absolute ( $f$ ), cât și în procente din numărul total de țevi ( $f [\%]$ ).

Pentru a putea urmări numărul de țevi ale schimbătorului de căldură exprimat în  $\beta$ , la care viteza aerului depășește o anumită limită: -2, 4, 6 m/s etc., s-a calculat și  $\sum f\%$ , adică suma frecvențelor vitezelor care sînt mai mari decît fiecare valoare de demarcație a claselor.

Adoptînd notațiile :  $f_i$  - frecvența clasei "i" a vitezelor și  $v_i$  - valoarea vitezei la clasa "i", s-a calculat pentru fiecare

variantă, viteza medie a aerului în țevi

$$v_m = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} v_i f_i}{\sum_{i=1}^{\infty} f_i} \quad (4.9)$$

abaterea medie patratice

$$s^2 = \frac{\sum_{i=1}^{\infty} (v_i - v_m)^2 f_i}{\sum_{i=1}^{\infty} f_i} \quad (4.10)$$

și dispersia s față de această medie, a valorilor vitezelor măsurate în țevi. Rezultatele sînt prezentate în tab.4.2.

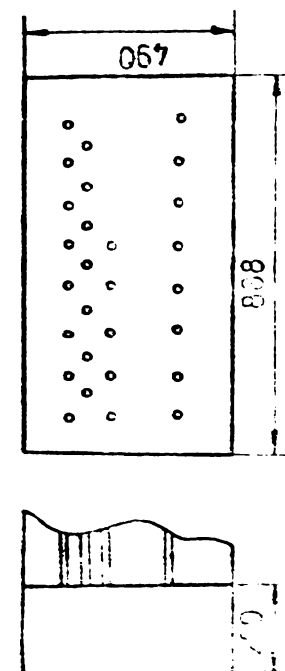
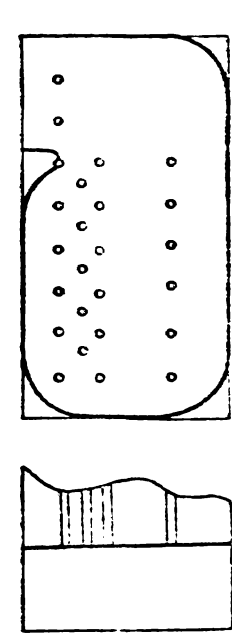
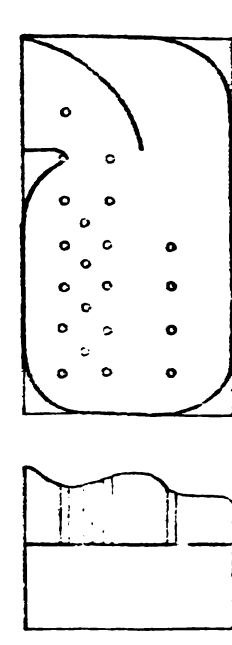



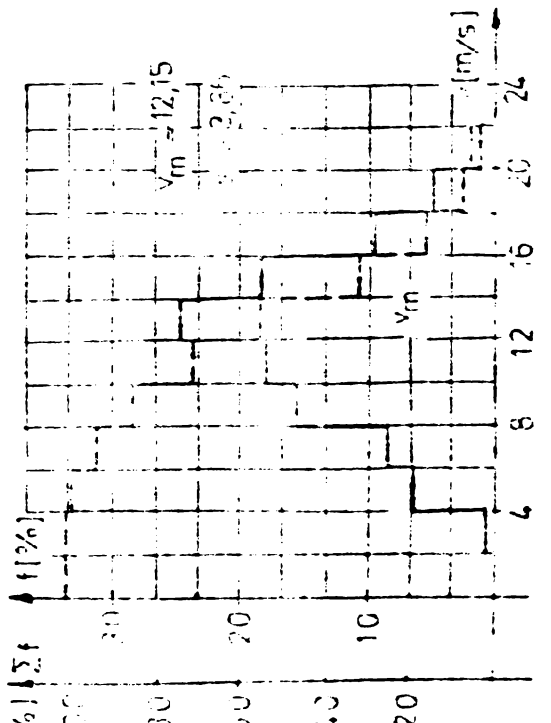
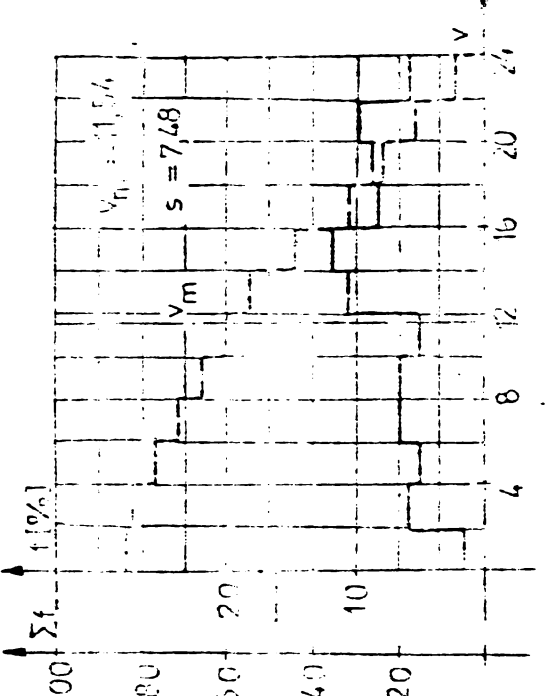
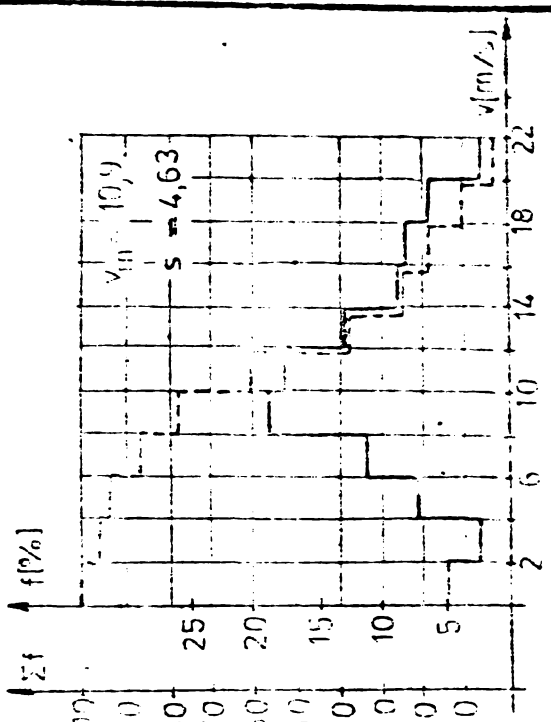
În baza valorii dispersiei vitezelor din țevi rezultă că, cele mai bune variante de construcție simetrică a schimbătoarelor de căldură S VI sînt V.10 (s = 1,26), V.13 (s = 1,47), V.20 (s=1,48) și V.19 (s = 1,54). (Tab.4.2..).

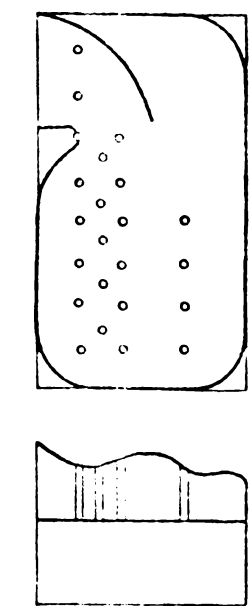
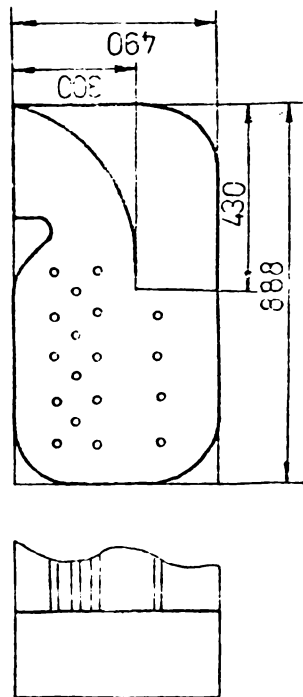
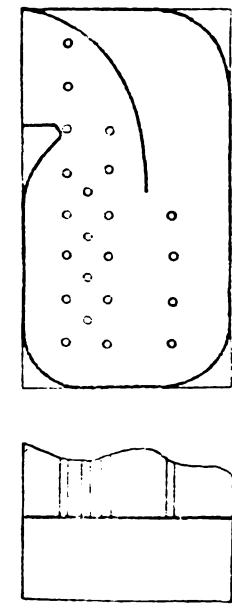
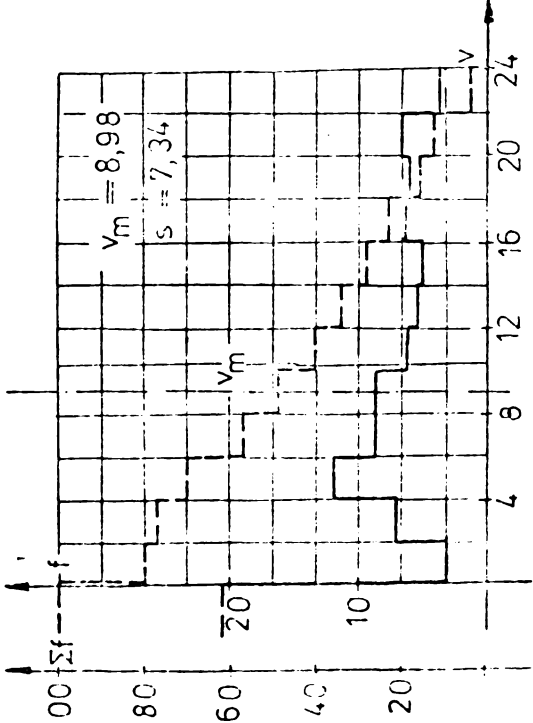
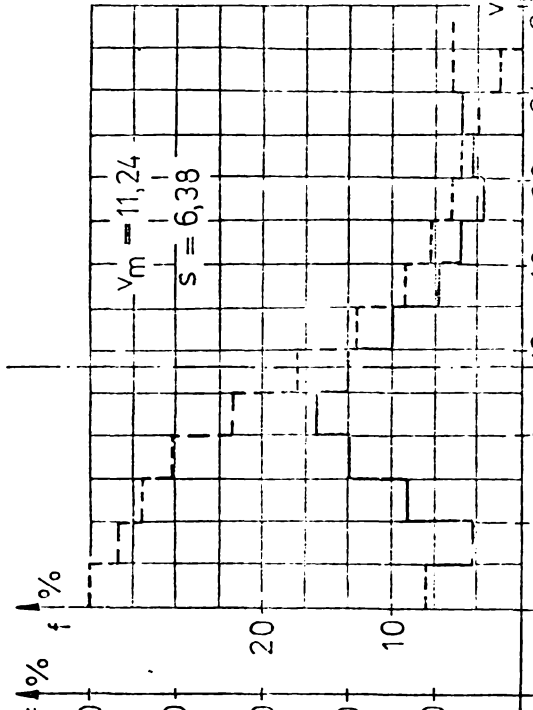
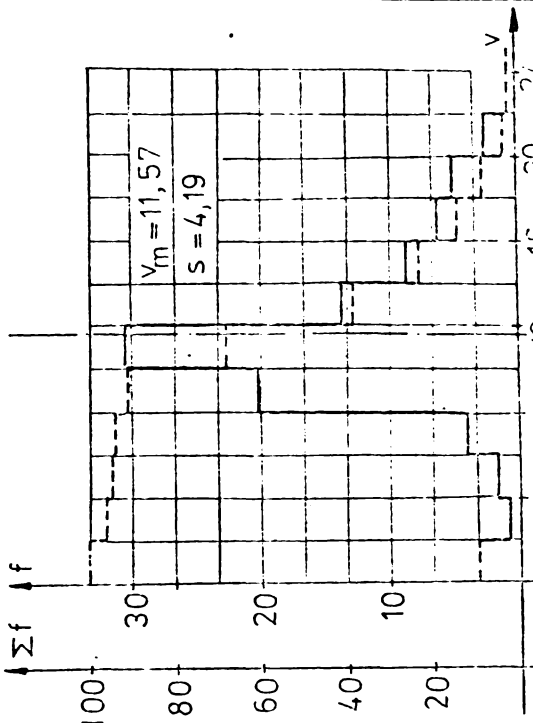
Tinînd seama că valoarea cantității de căldură, evacuată de schimbătorul de căldură, este aproximativ proporțională cu radicalul de ordinul 2 din viteza aerului rece, rezultă că variațiile mici ale acestei viteze care se constată la varianta V.10 practic nu afectează valoarea ei.

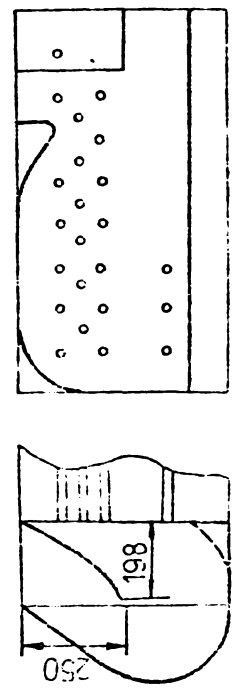

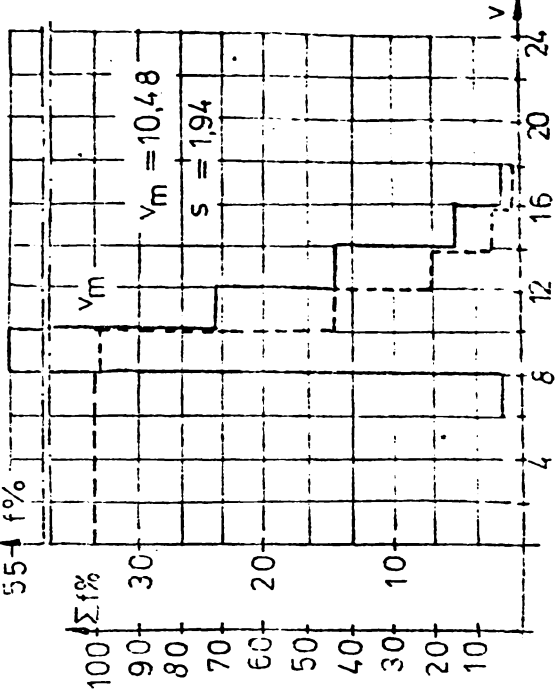
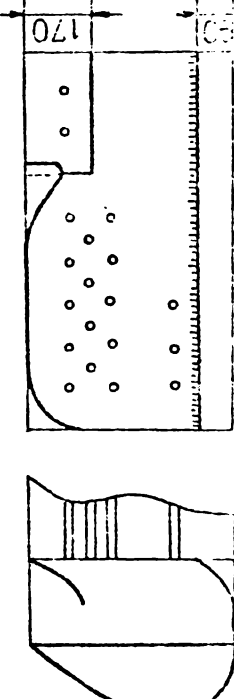

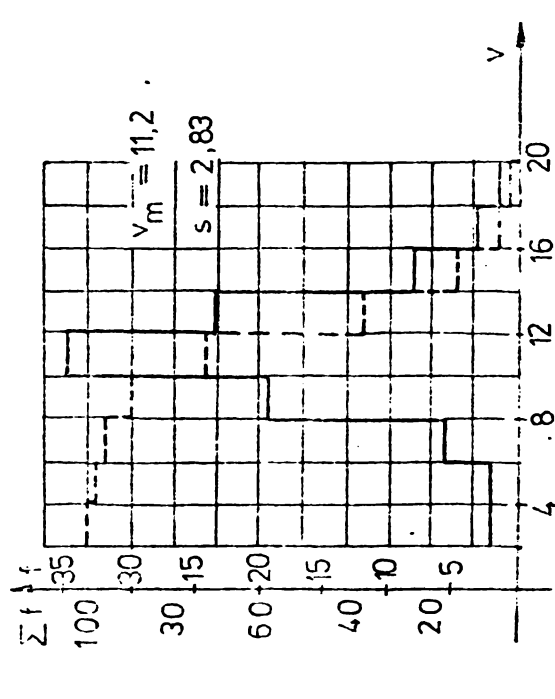
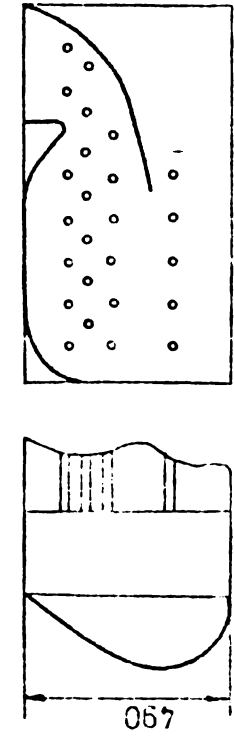

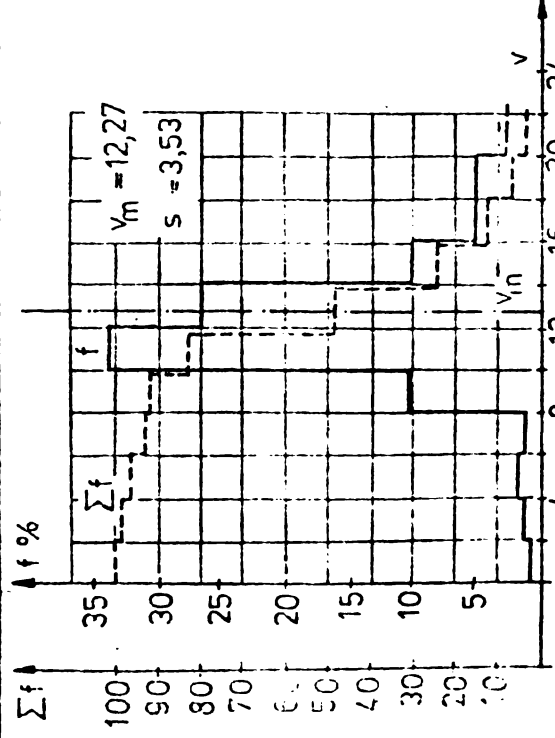
Luînd în considerație nu numai valoarea dispersiei vitezelor, ci și valoarea vitezei medii și a procentajului de țevi cu viteze peste 8 sau 10 m/s, rezultă că performanțele cele mai bune se întîlnesc la variantele V.10 ( $V_m = 11,70$  m/s,  $p_{10} = 96$  %), V.20 ( $V_m = 10,92$  m/s,  $p_8 = 99$  %), V.19 ( $V_m = 10,35$  m/s,  $p_8 = 99$  %), V.13 ( $V_m = 10,00$  m/s,  $p_8 = 95$  %). Pentru a aprecia eficacitatea construcțiilor adoptate la variantele optimizate, se prezintă spre comparație caracteristicile variantei celei mai simple V.01, avînd colector paralelipipedic mic, fără palete directe: s = 3,86;  $V_m = 12,15$  m/s,  $p_{16} = 71$  %,  $p_8 = 84$  %,  $p_{14-20} = 39$  %.

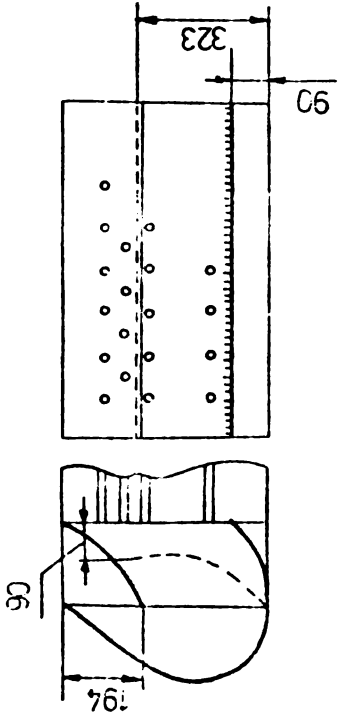
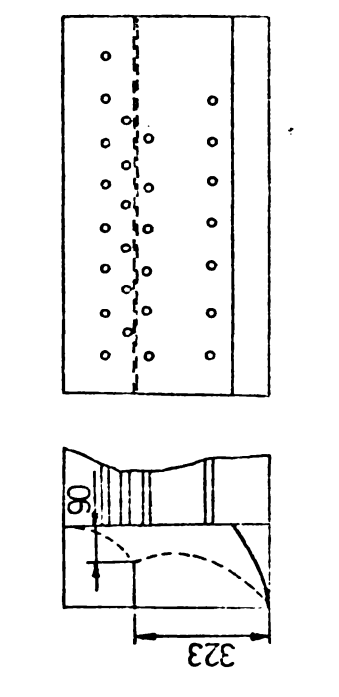
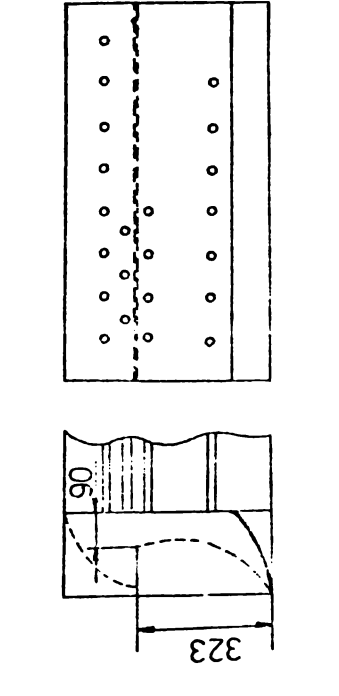
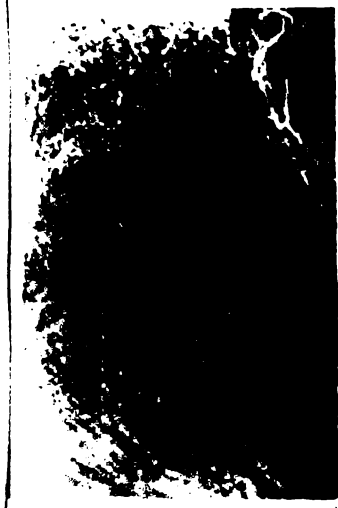
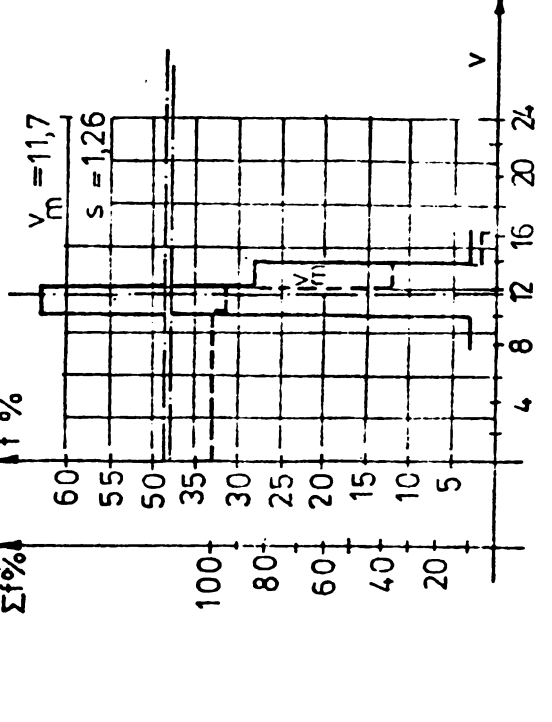
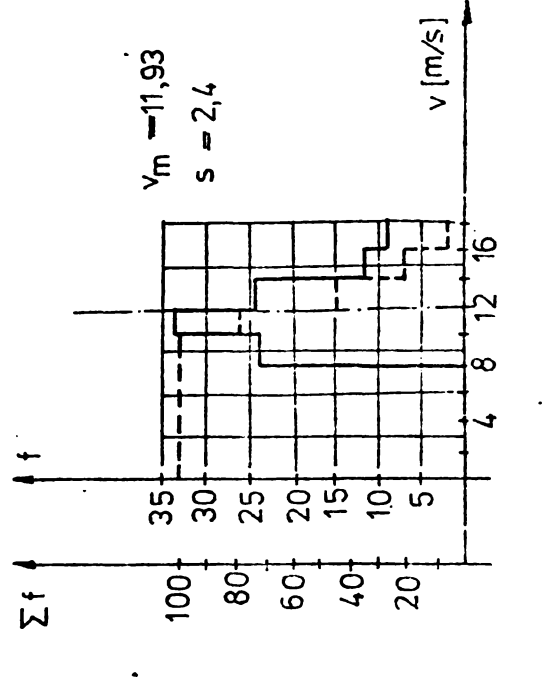
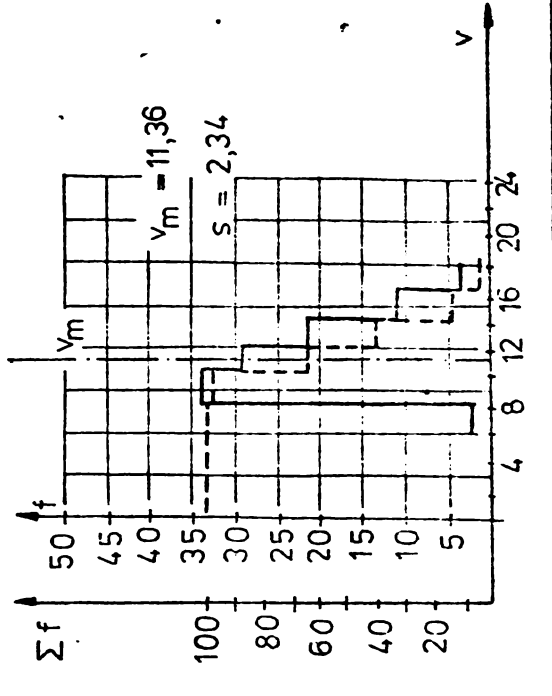
Trecînd la examinarea eficacității fiecărui element constructiv responsabil de îmbunătățirea performanțelor bateriei față de varianta sa inițială (V.01) constatăm că aceasta s-a realizat cu mijloace tehnice diferite: la variantele V.10 și V.19 prin palete directe și capac colector aerodinamic, la V.20 prin aceleași palete dar capac paralelipipedic de volum dublu iar la varianta V.13 prin palete identice dar capac aerodinamic de altă formă.

Influența înclinației paletei poate fi relevată prin comparația variantelor V.10 și V.19.

VARIANTA	SVI - V01	SVI - V02	SVI - V03
FORMA CONSTRUCTIVA			
SPE. SCGRAMA			
f [%] ; Σ f [%]			

№-форма	SVI - V04	SVI - V05	SVI - V06
ФОРМА КОНСТРУКТИВА			
СПЕКТРОГРАМА			
f [%] ; Σf [%]	 <p> <math>v_m = 8,98</math>  <math>s = 7,34</math> </p>	 <p> <math>v_m = 11,24</math>  <math>s = 6,38</math> </p>	 <p> <math>v_m = 11,57</math>  <math>s = 4,19</math> </p>

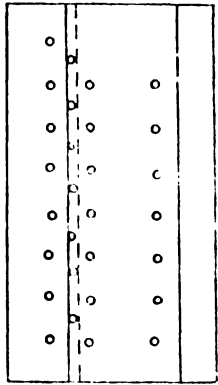
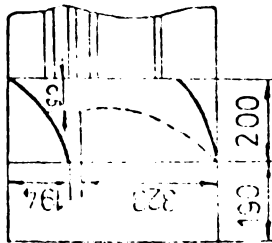
SVI -- V09			
SVI -- V08			
SVI -- V07			

Vd - nđntđ	SVI - V10	SVI - V11	SVI - V12
FORMA CONSTRUCTIVA			
SPECTROGRAMA			
f [%] ; Σ f [%]	 <p><math>v_m = 11,7</math> <math>s = 1,26</math></p>	 <p><math>v_m = 11,93</math> <math>s = 2,4</math></p>	 <p><math>v_m = 11,36</math> <math>s = 2,34</math></p>

№ 1

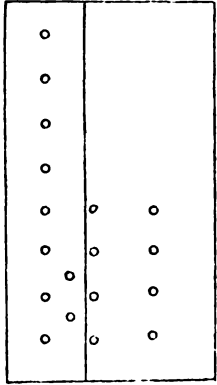
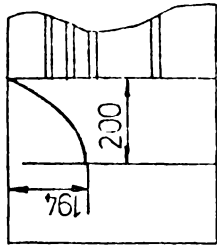
FORMA CONSTRUCTIVA

SVI - V13

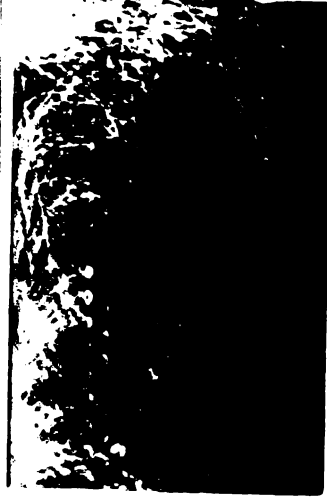
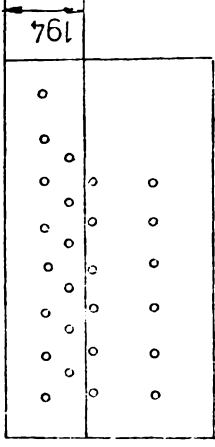
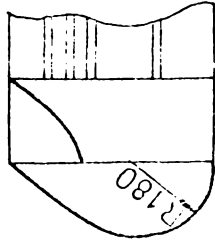


SPECTROGRAMA

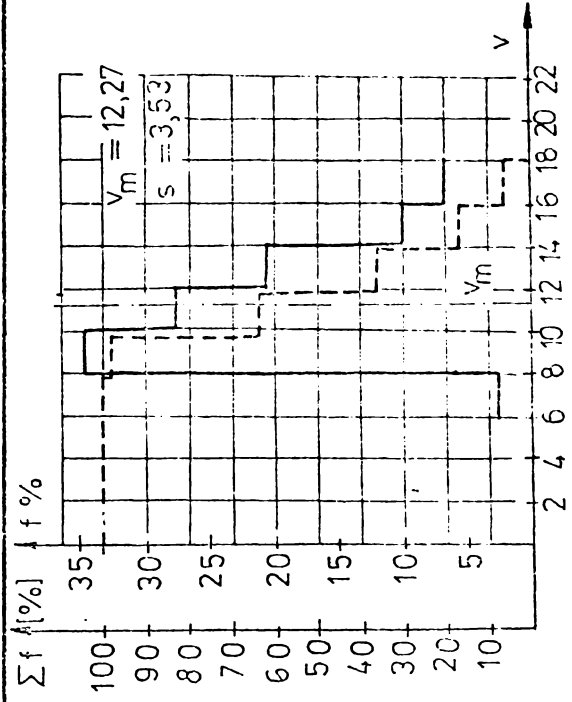
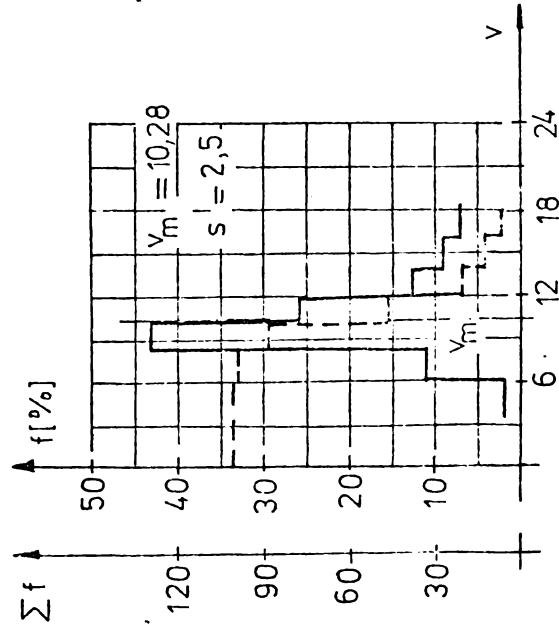
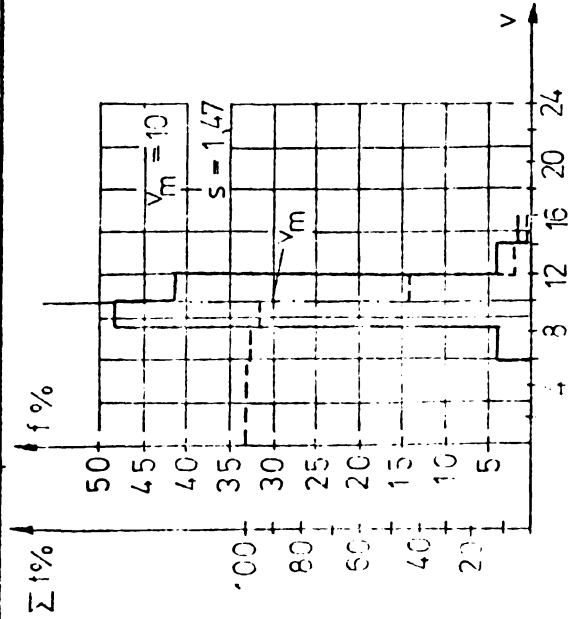
SVI - V14



SVI - V15



f [%] : Σ f [%]







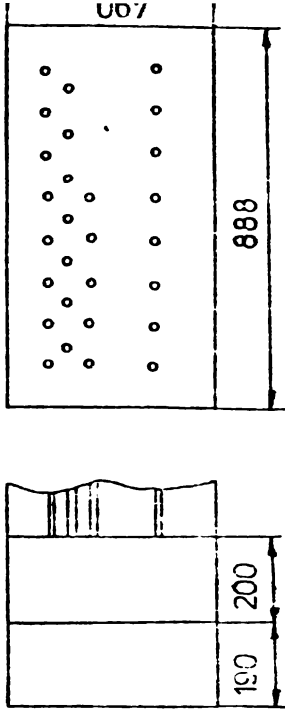
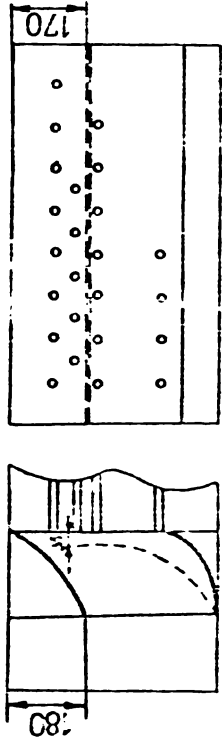
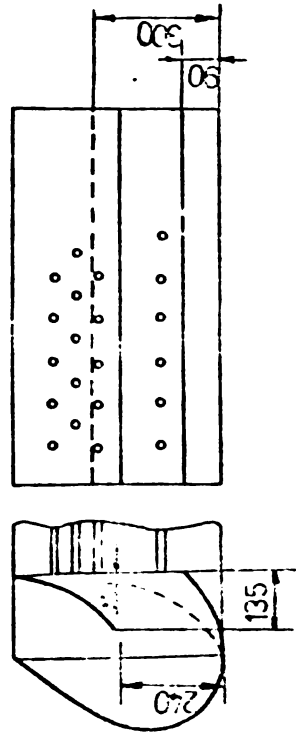
№ 1  
Таблица

SVI - V19

SVI - V20

SVI - V21

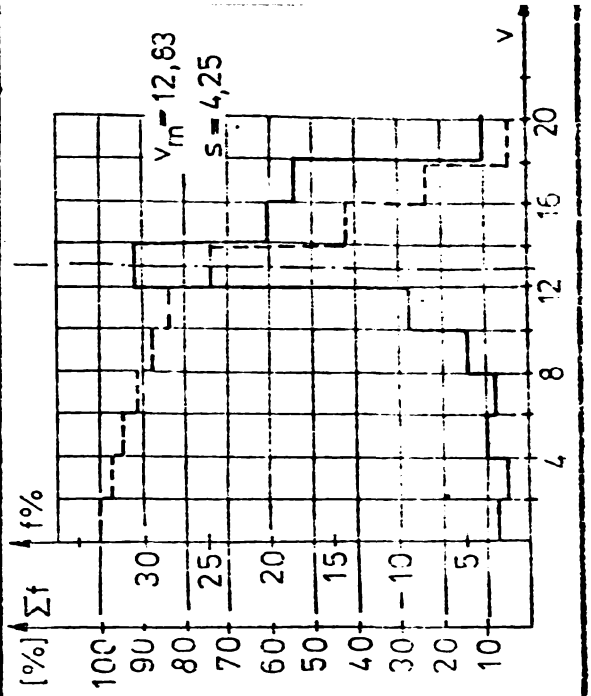
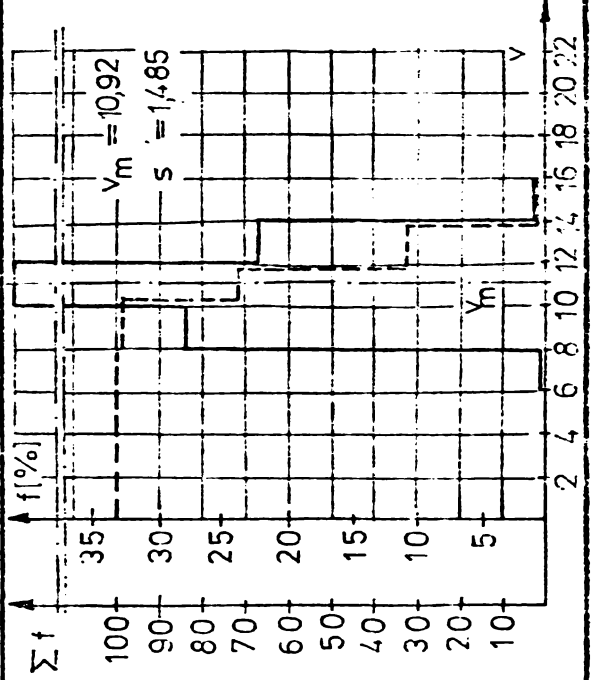
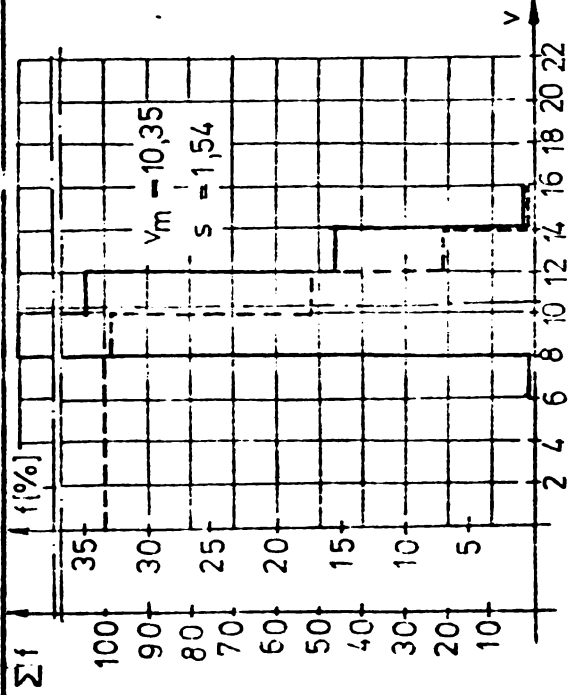
ФОРМА КОНСТРУКТИВА



СПЕКТРОГРАМА



f [%] : Σ f [%]



Volumul colectorului s-a dovedit a fi un factor mai eficient decât forma aerodinamică a capacului așa cum o atestă variantele V.20 și V.13 ceea ce se explică prin egalizarea presiunilor în colectorul de volum mai mare.

Turația ventilatorului modifică performanțele fiecărei bătăi, datorită schimbării regimului de curgere a aerului în colector.

Din analiza spectrelor aerodinamice și din încercările la stand a ventilatorului pentru vehicularea aerului rece se desprind următoarele concluzii :

a) Pentru egalizarea debitelor în țevile schimbătorului de căldură, este necesară mărirea volumului colectorului de țevi, a cărui lățime este aproximativ egală cu cea a paletelor ventilatorului.

b) Egalizarea debitelor se poate obține și printr-o uniformizare a presiunii dezvoltate de ventilator în secțiunea de refulare. Spectrele aerodinamice arată că, în cazul formei carcusei experimentate, aproape întregul debit este refulat concentrat spre paletele laterale ale colectorului. O construcție optimizată se poate realiza numai cu o carcasă asimetrică și ventilator exterior nereversibil acționat independent. În cazul în care nu se poate adopta această soluție se propune construcția indicată în fig. 4.10, aplicabilă concomitent cu micșorarea diametrului ventilatorului de la valoarea "d" la valoarea "d'" pentru a nu se depăși gabaritul motorului. Din figură se observă că față de construcția actuală, reprezentată cu linie continuă, forma propusă permite realizarea unui circuit de refulare mai apropiat de statorul ideal în evoluție. Acest dispozitiv de dirijare - reprezentat prin linie punctată - va fi amovibil și la inversarea sensului se va monta într-o poziție simetrică în care scop se vor prevedea guri de acces pe pereții laterali ai carcusei ventilatorului.

c) Renunțarea la reversibilitatea ventilatorului montat pe arborele mașinii, ar permite creșterea randamentului acestuia de aproximativ 4 ori, adică o scădere a pierderilor de ventilație în circuitul exterior de la 8,5 kW la 2,12 kW.

Randamentul global al motorului s-ar îmbunătăți, numai pe această cale, de la valoarea de 92,4 % la valoarea 93,4 %.

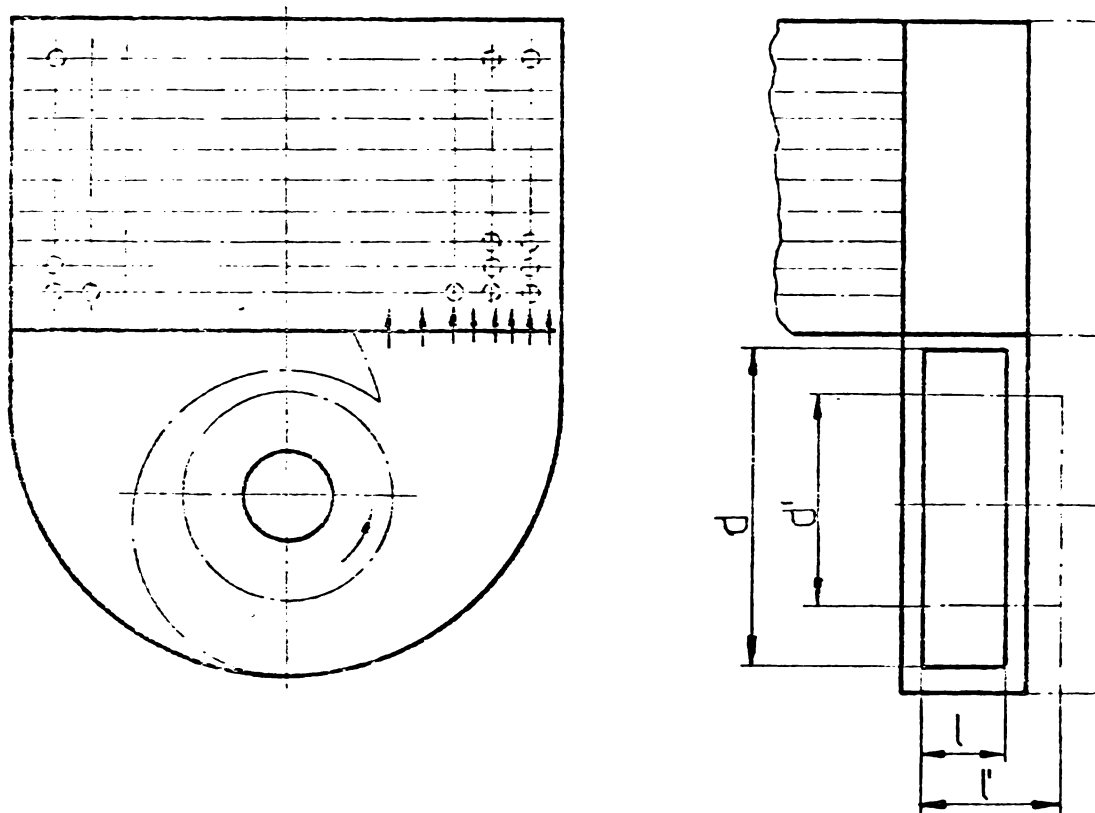


Fig.4.11 - Forma optimizată a carcasei ventilatorului

#### 4.3 - Concluzii

Eficiența scăzută a SC aer-apă, utilizate pentru evacuarea căldurii din ME de putere mare, este determinată de diferența mică între temperaturile agenților termici și diferența mare între capacitățile calorice și a coeficienților de transmisie a căldurii prin convecție a celor două fluide.

Drept criteriu de determinare a eficienței termodinamice a SC s-a utilizat, spre deosebire de alte uzanțe, raportul dintre fluxul termic real și fluxul termic maxim care se obține în condiții ideale, în baza căruia s-a stabilit că eficiența cea mai mare o au SC cu contracurent cu număr cât mai mare de încrucișări a celor doi agenți termici. SC cu curent încrucișat, utilizate în cazul ME produse de I.E.P Craiova, avantajoase din punct de vedere constructiv și tehnologic, pot realiza valori ale eficienței termodinamice apropiate de SC cu contracurent dacă se adoptă valori mari ale fluxului termic unitar raportat și valori scăzute ale raportului dintre capacitățile termice a aerului și a apei.

Eficiența termodinamică a SC aer-apă nu este singurul criteriu care trebuie luat în considerare la alegerea parametrilor de

proiectare a acestora, ci în aceeași măsură trebuie să se țină seama de condițiile tehnologice, de siguranță în exploatare și de cost minim.

Metodele de studiu folosite în cazul SC aer-aer al motorului MIB-2 bazate pe analiza caracteristicilor de funcționare experimentale, vizualizarea spectrului aerodinamic de curgere a aerului, histogramele empirice și curbele de repartiție ale vitezei aerului au permis stabilirea variantei optime a acestuia.

Utilizarea unui ventilator nereversibil și independent, bine adaptat circuitului aerului rece, ar permite scăderea pierderilor de ventilație și creșterea randamentului global al motorului cu 1%.

- / oOo / -

## C A P I T O L U L 5

### METODE SI INSTALATII PENTRU MĂSURAREA PARAMETRILOR TERMOTECNICI AI MOTOARELOR ELECTRICE

#### 5.1. - Instalație de încercări industriale a ventilației și încălzirii motoarelor electrice.

În scopul determinării pe cale experimentală a caracteristicilor termice și aeraulice a ME de acționare cu puteri pînă la 3kW și a schimbătoarelor de căldură destinate răcirii aerului de ventilație a ME s-a conceput și realizat la Combinatul Chimic Craiova o instalație de încercări industriale adecvată, la un nivel ridicat de tehnicitate [5.1] fig. [5.1] .

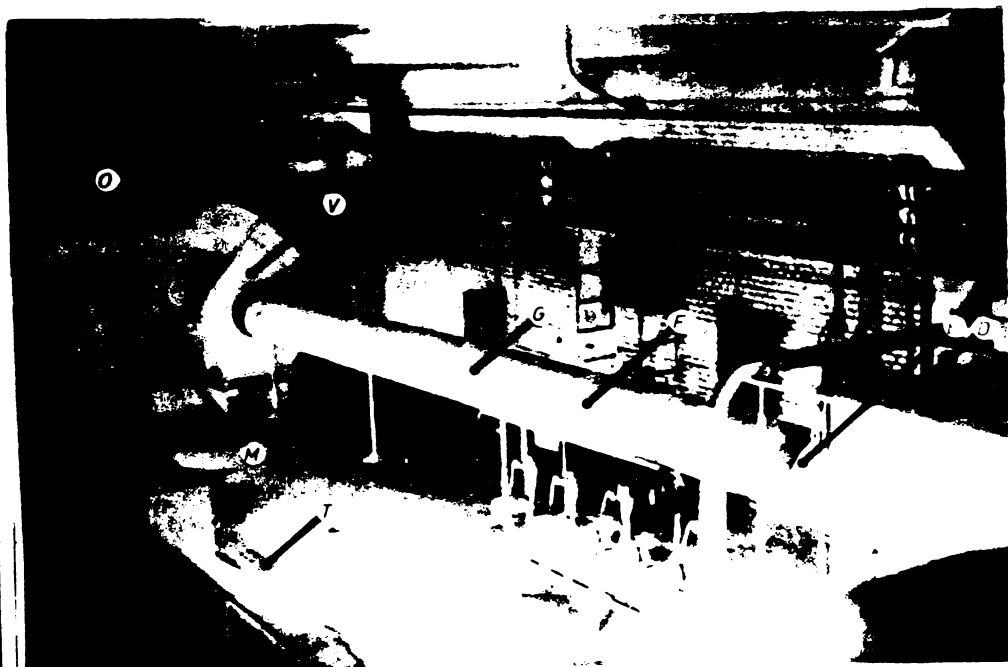


Fig. 5.1 - Vedere de ansamblu a standului pentru încercări termice a ME și SC

Schema de principiu a standului în cazul încercării schimbătoarelor de căldură este prezentată în fig. 5.2. Pentru simularea condițiilor de încălzire a aerului de către motorul electric, la începutul circuitului de aer s-a prevăzut un generator de aer cald (A) cu debit și temperatură de ieșire reglabile, după care urmează un ajutor convergent-divergent (B) pentru uniformizarea

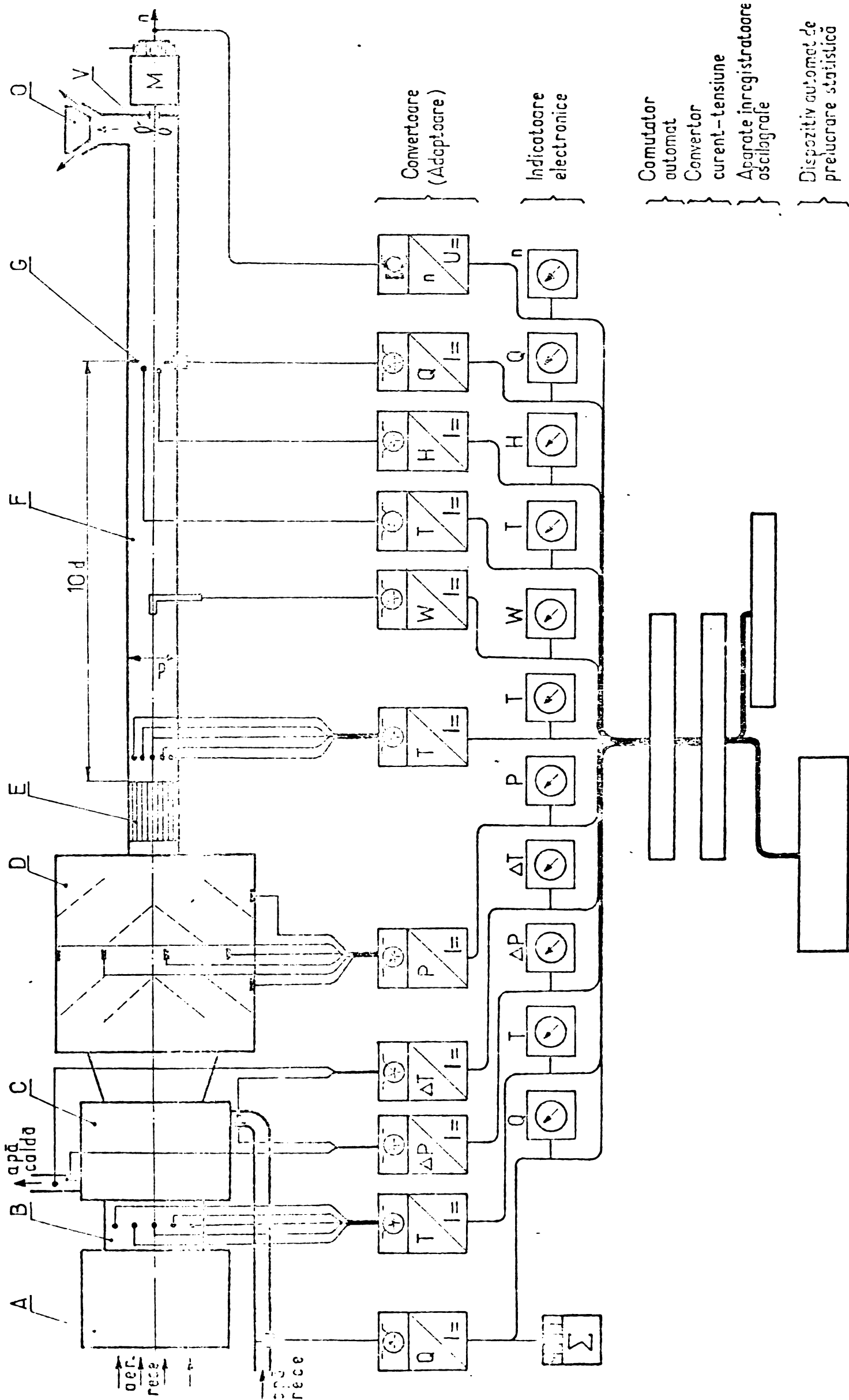


Fig.5.2. Instalație de încercări industriale a caracteristicilor termotehnice a M<sub>1</sub> și SC

temperaturii aerului cald înainte de intrarea sa în schimbătorul de căldură (C). În continuare se află o cameră (D) pentru egalizarea temperaturii aerului înainte de intrarea sa în canalul de aer prevăzut cu aparatele de măsură. Egalizarea se obține printr-o schimbare bruscă de secțiune, astfel aleasă încât viteza aerului să scadă sub 40% din valoarea pe care o are în schimbătorul de căldură încercat. De asemenea, la omogenizarea curentului de aer contribuie și o rețea de sîrmă care produce turbinnarea fluidului. Tronsonul următor este format din camera de liniștire (E) alcătuită dintr-o rețea de tuburi în formă de fagure care au rolul de uniformizare a liniilor de curent la intrarea aerului în canalul de măsură (F). Acesta are o secțiune constantă și o lungime de 17 ori mai mare decît diametrul, ceea ce asigură o scurgere laminară și evită efectul de turbionare la intrarea și ieșirea aerului din canalul de măsură (care ar putea vicia măsurătorile pentru determinarea parametrilor curentului de aer: viteză, temperatură și umiditate).

Măsurarea debitului de aer se execută cu o diafragmă (G) montată la o distanță de 10 ori mai mare decît diametrul canalului față de camera de liniștire.

Ventilatorul extractor (V) plasat în avalul circuitului de aer, compensează rezistența aerodinamică a canalului de aer de la ieșirea din SC și pînă la evacuarea în atmosferă, anulînd diferența dintre presiunea atmosferică și presiunea statică la ieșirea din SC.

Modificarea debitului de aer prin SC încercat se realizează prin reglarea vitezei de rotație a ventilatorului extractor și a unui dispozitiv de obturare (O).

Circuitul de apă al bateriei de răcire este alimentat de la un hidrofor cu pernă de aer, prevăzîndu-se tronsoane de măsură a presiunii și temperaturii la intrarea și ieșirea din baterie precum și a debitului.

La încercarea SC aer-aer este necesar să se utilizeze o tubulatură de măsurare identică cu cea descrisă mai sus pentru circuitul aerului de răcire (fig. 5.3).

Pentru ușurarea efectuării măsurătorilor și stabilirea comodă a regimului de lucru al standului s-a prevăzut o instalație de control și măsură centralizată, la care sosesc semnale unificate de la toate punctele de măsură.

Blocul de măsură și control centralizat cuprinde : un comu -



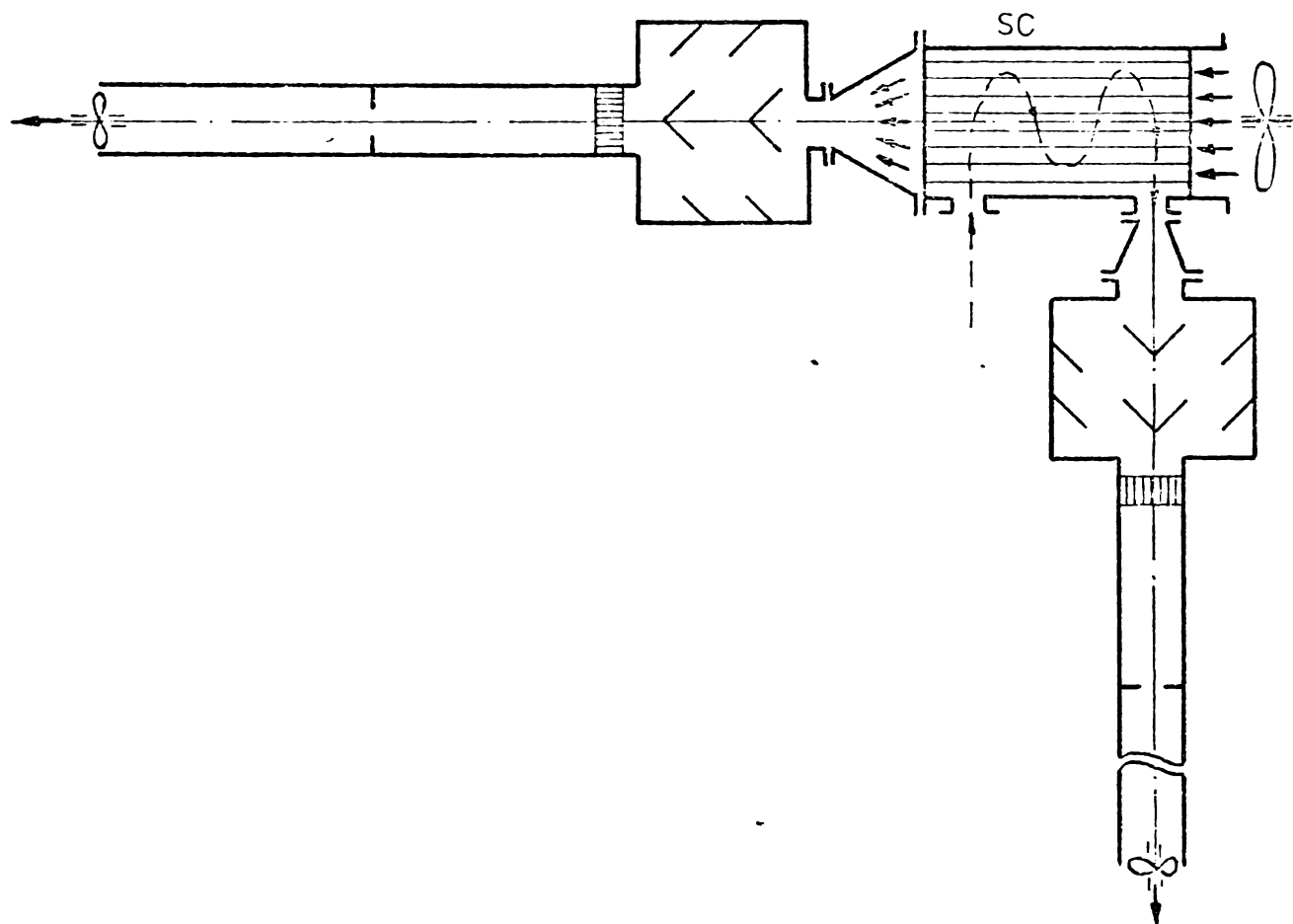


Fig. 5.3 - Schema de montare a tubulaturii de măsură pentru încercarea SC aer-aer

tator automat cu 100 de căi, convertorul curent-tensiune multicanal pentru alimentarea buclelor de tensiune a oscilografelor sau a aparatelor înregistratoare cu semnal unificat în tensiune, un înregistrator rapid cu 7 canale și oscilograf cu 8 bucle.

Experiența acumulată de autor, privind funcționarea instalațiilor de încercare a ventilației și încălzirii motoarelor electrice și a schimbătoarelor de căldură [5.1, 5.2, 4.10], a arătat că erorile de măsurare a debitelor și temperaturilor agenților termici iau valori mari ce pot ajunge până la 20 %.

S-a observat că mărimile citate au unele variații sistematice datorate unor condiții fortuito, greu de evitat în practică (variațiile temperaturii, presiunii și umidității aerului, dere-

glările diverselor dispozitive ale standului cum ar fi ale generatorului de aer cald, variațiile momentane ale tensiunii la bornele motorului de acționare a ventilatorului extractor, etc.). În vederea eliminării rezultatelor afectate de erori sistematice s-a adoptat un dispozitiv automat de prelucrare statistică care analizează valorile consecutive măsurate ale unei mărimi și verifică dacă abaterile acestora constituie o variabilă aleatoare, prin metoda determinării distribuției statistice a numărului de iterații din șirul de rezultate obținute, putând afișa sub formă numerică distribuția valorilor măsurate ale mărimii observate [5.2]. Pentru a putea urmări mai multe mărimi fizice, variația valorilor experimentale se stochează în cod binar pe o bandă perforată care este prelucrată ulterior, dispozitivul de control nelucrând în timp real cu instalația de încercare. [5.15, 5.16]

Dispozitivul de control automat permite să se depisteze erorile sistematice de măsurare la standul de încercare și să se obțină în mod automat valoarea cea mai probabilă a mărimii urmărite. În acest fel se mărește precizia determinărilor experimentale, se scurtează timpul de execuție a probelor și se elimină calculele manuale pentru prelucrarea datelor prin metoda clasică a celor mai mici pătrate, folosită în prezent.

## 5.2 - Metodica de încercare a schimbătoarelor de căldură pentru motoarele electrice.

La încercarea schimbătoarelor de căldură aer-apă sau aer-aer pentru motoarele electrice [5.2, 4.10, 4.6, 5.3, 5.4] este necesar să se determine debitul de căldură, care se poate evacua și pierderile de presiune din răcitor, în funcție de debitele masice ale agenților termici.

Debitul de căldură  $Q$  în kcal/h, s-a determinat pe două căi, folosind ecuația bilanțului termic :

$$Q = G_c K_c (t_{c1} - t_{c2}) = G_r K_r (t_{r2} - t_{r1}) \quad (5.1)$$

în care s-a notat cu  $G$  (în Kg/s), debitul masic al agentului cald (indice  $c$ ) sau rece (indice  $r$ ),  $c$  - căldurile specifice ale acestora,  $t_1, t_2$  - temperaturile de intrare și respectiv de ieșire din SC a celor doi agenți.

În acest scop s-au măsurat debitele masice și temperaturile agenților termici.

În tabelul 5.1 se prezintă datele obținute la încercarea

Tabelul 5.1

Nr. crt.	Parametrii agentului răcoror										Parametrii agentului cald (răcit)						Debitele de căldură orare				Diferența medie dintre temperaturile agentilor °C	Coefic. global de schimb de căldură $K_{global}$
	Temp. medie înregistrare °C		Ecart. de temp. °C	Difer. presiune mmCA	Debitul masic orar kg/h	Viteza medie masică (vg)/r	Temp. medie înregistrare °C	Temp. medie °C	Ecart. de temp. °C	Difer. presiune mmCA	Debitul masic orar kg/h	Viteza medie masică kg/sini	Cedat kcal/s	Primit kcal/h	Debitul kcal/h							
	tr1	tr2														tr1	tr2	tr1	tr2	tr1		
1	20,86	45,84	24,98	4,7	1975	479	71,26	53,02	18,24	51,95	3185	3,2	13,940	11,840	12,900	28,65	16,6					
2	21,27	44,43	23,16	7,2	2455	596	71,10	51,07	20,03	52,20	3175	3,19	15,250	13,650	14,450	28,2	18,9					
3	21,31	42,13	20,83	10,55	3025	733	70,90	48,40	22,50	51,70	3150	3,16	17,040	15,120	16,970	27,95	21,20					
4	20,70	40,60	20,90	2,95	1550	378	59,03	46,73	12,30	52,10	3200	3,21	9,450	7,825	9,670	22,45	14,19					
5	20,77	41,73	19,96	2,97	1577	382	51,57	43,51	18,06	54,10	2140	2,15	9,270	7,485	8,387	22,4	13,66					
6	20,64	37,92	17,3	5,57	2295	535	60,62	40,82	20	24	2140	2,15	10,270	9,155	9,715	21,55	16,62					
7	20,65	36,07	15,42	10,75	3050	742	62,47	38,6	23,87	23,8	2130	2,14	12,200	11,325	11,755	21,9	19,80					
8	21,61	34,62	13,82	15,38	3775	915	63,27	36,8	26,47	23,82	2130	2,14	13,530	12,520	13,025	21,7	22,13					
9	26,3	43,40	17,10	3,20	1591	365	55,57	49,53	6,04	133,45	5040	5,06	7,315	6,525	6,915	17,1	14,91					
10	20,6	42,34	15,72	6,52	2310	5,6	56	48,25	7,75	124,90	5075	5,09	9,440	8,715	9,080	17,35	19,3					
11	27,59	42,15	14,5	11,35	3090	7,48	57,12	49,17	8,95	134	5045	5,06	10,840	10,750	10,800	17,6	22,63					
12	28,29	46,87	13,64	15,85	3720	9,01	51,67	47,63	10,04	133,20	5070	5,04	12,100	12,180	12,140	17,55	22,5					
13	20,55	48,07	19,52	3,08	1550	3,75	52,72	52,96	9,76	58,95	3270	3,28	7,660	7,260	7,460	15,12	14,38					
14	28,30	45,45	17,15	5,15	2235	5,42	52,82	50,87	12,15	59	3280	3,29	9,565	9,205	9,385	15,75	17,52					
15	27,2	43,67	15,43	11,16	3070	7,42	62,82	48,51	14,32	59,45	3310	3,32	11,375	11,370	11,375	19,75	21,24					

schimbătorului de căldură tip "F", cu 12 rânduri de elemente din OL și Ø 25 așezate în coridor cu 3 șicane <sup>descris</sup> în [5.2]. Din cauza erorilor mari ce însoțesc în mod obișnuit măsurarea acestor mărimi, debitul de căldură al fluidului răcit a diferit de cel absorbit de fluidul de răcire, diferența fiind de cel mult 20 %.

Principala dificultate la experimentarea schimbătoarelor de căldură constă înă în aceea că menținerea concomitentă a tuturor mărimilor măsurate la valorile constante necesare, nu este posibilă în decursul fiecărei probe care durează câteva ore - până la stabilirea regimului staționar - chiar în cazul unor instalații moderne.

Pentru a putea determina performanțele unui schimbător de căldură și la alte valori ale parametrilor agenților termici decât cele adoptate în timpul încercărilor, pe baza mărimilor măsurate s-au calculat, pentru fiecare probă, valorile coeficientului global de schimb de căldură (K), definit - spre deosebire de alte uzanțe - prin relația

$$K = \frac{Q}{S \cdot \Delta t_m} \quad [Kcal/m^2 \cdot h \cdot grad] \quad (5.2)$$

în care S [m<sup>2</sup>] este suprafața de transfer caloric pe partea aerului cald, iar Δt<sub>m</sub> este diferența medie logaritmică între temperaturile agenților termici la intrare și la ieșire din SC. Pentru cazul circulației în sensuri inverse a celor doi agenți termici, se poate scrie :

$$\Delta t_m = \frac{(t_{c1} - t_{r2}) + (t_{c2} - t_{r1})}{\ln \frac{t_{c1} - t_{r2}}{t_{c2} - t_{r1}}} \quad (5.3)$$

Folosirea diferenței medii logaritmice nu este totdeauna justificată în cazul diferențelor de temperatură mici, care au loc în SC folosite la ÎE, când se poate opera și cu media aritmetică.

$$\Delta t_m' = \frac{(t_{c1} - t_{r2}) + (t_{c2} - t_{r1})}{2} \quad (5.3')$$

Pentru a determina variația coeficientului global de schimb de căldură K, în funcție de viteza masică (vg) a agenților termici, s-a ținut seama că, în cazul SC studiate, considerentele teoretice și experiența practică recomandă utilizarea următoarei expresii

$$K = m (vg)_c^n (vg)_r^o \quad (5.4)$$

în care  $m$ ,  $n$  și  $o$  sînt constante, iar indicii  $c$  și  $r$  se referă la agentul cald, respectiv la cel rece.

Din cauza imposibilității practice de a realiza în timpul probelor condițiile :

$$(vg)_c = \text{var.}, (vg)_r = \text{const.} \text{ și } \Delta t_m = \text{const.} \quad (5.5)$$

care ar permite determinarea experimentală directă a variației debitului caloric al SC

$$Q = f [(vg)_c] \text{ pentru } (vg)_r = \text{const.} \text{ și } \Delta t_m = \text{const.} \quad (5.6)$$

se adoptă o metodă mixtă, experimentală și analitică - și anume : cu valorile experimentale obținute se determină, prin metoda celor mai mici pătrate, iar apoi se reprezintă grafic funcțiile  $K(vg)_c$  și  $Q(vg)_c$ , pentru valori constante ale parametrilor  $(vg)_r = \text{const.}$  și  $\Delta t_m = \text{const.}$

Pentru ușurarea și mărirea preciziei reprezentărilor grafice respective, se adoptă scări logaritmice, în care caz funcțiile menționate iau forma unor drepte, ceea ce permite o extrapolare foarte simplă a acestora în afara domeniului pentru care s-au efectuat determinări experimentale și în consecință o micșorare a numărului necesar de probe la stand.

Determinarea constantelor  $m$ ,  $n$  și  $o$  din expresia (5.4), se face prin metoda celor mai mici pătrate.

Introducînd notațiile :

$$x = \log(vg)_r ; y = \log(vg)_c ; z = \log k \quad (5.7)$$

pe baza valorilor acestor trei mărimi măsurate la fiecare din cele  $N$  încercări ale SC, se obține :

$$E = [N \sum x^2 \sum y^2 - (\sum xy)^2] - \sum x [\sum x \sum y^2 - \sum y \sum xy] + \sum y [\sum xy \sum x - \sum y \sum x^2] \quad (5.8)$$

$$\log m = \frac{1}{E} \left\{ \sum z [\sum x^2 \sum y^2 - (\sum xy)^2] - \sum xz (\sum x \sum y^2 - \sum y \sum xy) + \sum yz [\sum x \sum xy - \sum y \sum x^2] \right\} \quad (5.9)$$

$$n = \frac{1}{E} \left\{ \sum z \left[ \sum x \sum y^2 - \sum y \sum xy \right] + \sum xz \left[ N \sum y^2 - (\sum y)^2 \right] - \sum yz \left[ N \sum xy - \sum x \sum y \right] \right\} \quad (5.10)$$

$$o = \frac{1}{E} \left\{ \sum z \left[ \sum x \sum xy - \sum y \sum x^2 \right] - \sum xz \left[ N \sum xy - \sum x \sum y \right] + \sum yz \left[ N \sum x^2 - (\sum x)^2 \right] \right\} \quad (5.11)$$

În mod analog se procedează și la determinarea pierderilor de presiune  $\Delta P$  prin circuitele de aer ale schimbătorului de căldură.

Expresia analitică a acestora este de forma :

$$\Delta P = \rho (vg)^2 \quad (5.12)$$

Folosind schimbările de variabile :

$$x = \log (vg) ; \quad y = \log \Delta P \quad (5.13)$$

și efectuându-se  $N$  probe la stand, cu valorile experimentale găsite se calculează constantele  $p$  și  $q$  prin metoda celor mai mici pătrate :

$$\log p = \frac{\sum x^2 \sum y - \sum x \sum xy}{N \sum x^2 - (\sum x)^2} \quad (5.14)$$

$$q = \frac{N \sum xy - \sum x \sum y}{N \sum x^2 - (\sum x)^2} \quad (5.15)$$

Cunoscându-se expresia funcției  $\Delta P (vg)$ , aceasta se reprezintă într-un sistem de coordonate cu scări logaritmice, sub forma unei drepte.

În figurile 5.4, 5.5, 5.6, 5.7 se prezintă variația coeficientului global de schimb de căldură ( $K$ ), a debitului caloric ( $Q$ ) și a pierderilor de presiune ( $\Delta P_c$  și  $\Delta P_r$ ), pentru domeniul posibil de variație a parametrilor schimbătoarelor de căldură folosite la ME

$$(vg)_{ocr} = (1 \dots 10) \quad [kg/sm^2]$$

$$V_{op\bar{o}} = 0,5 ; 1,0 ; 1,5 ; \quad [m/s]$$

$$\Delta t_m = 20 ; 25 ; 30 ; 35 ; 40 ; 50 \quad [^{\circ}C]$$

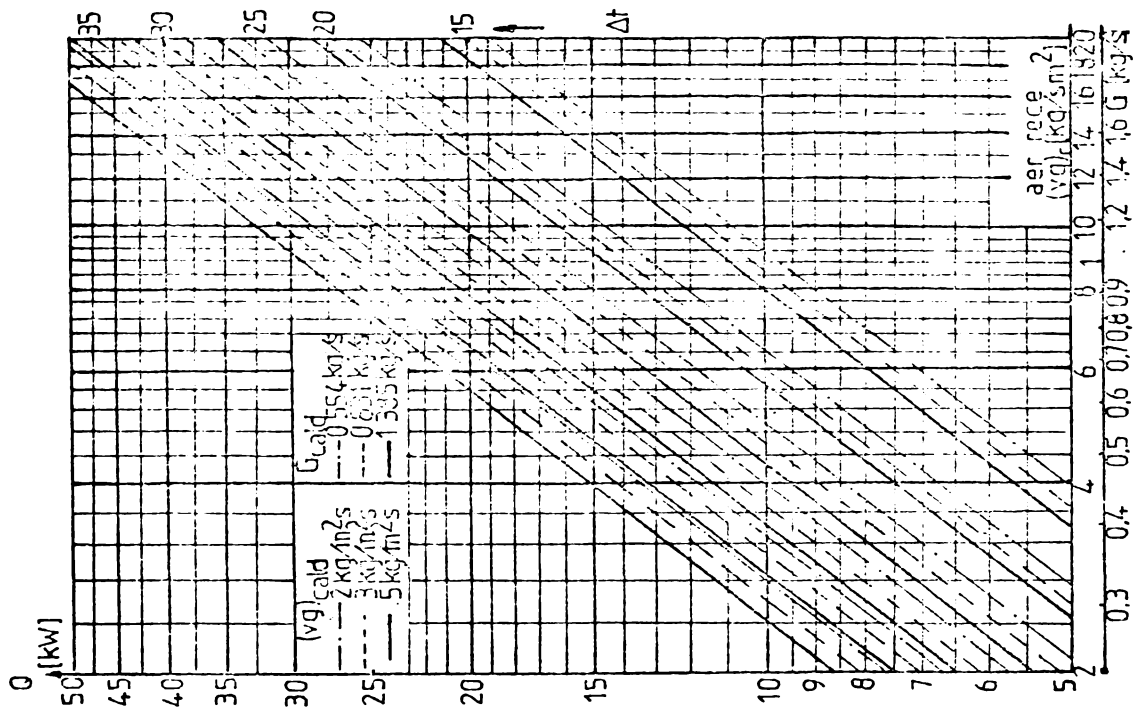


Fig.5.5. Variatia debitului caloric ( $Q$ )

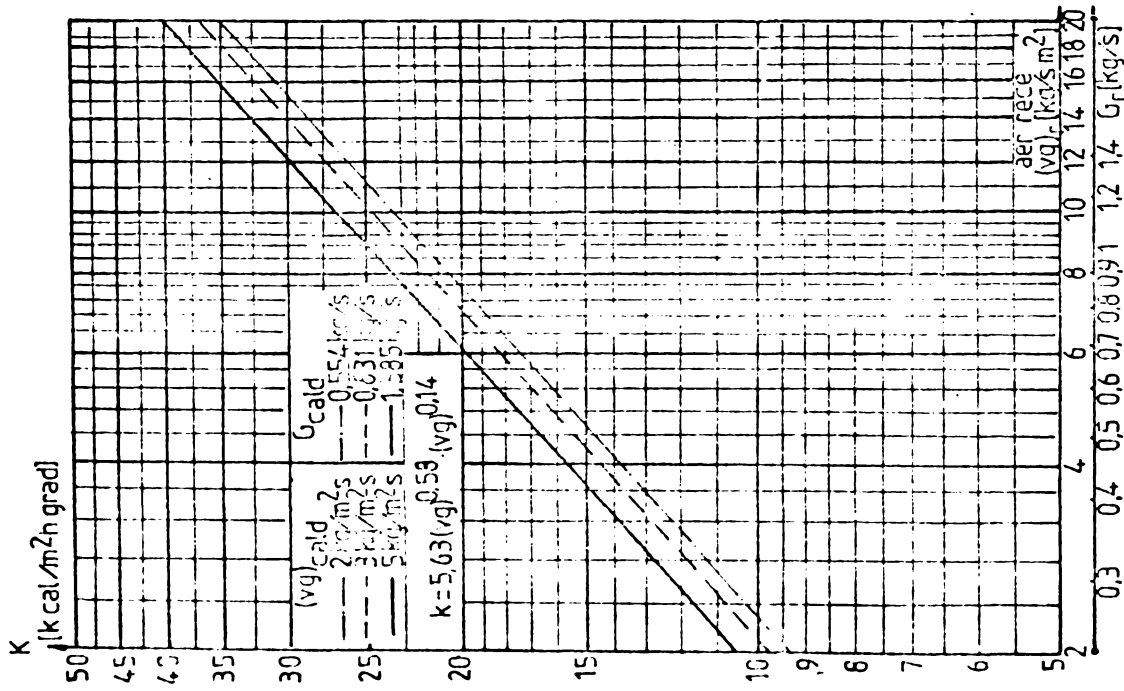


Fig.5.4. Variatia coeficientului global de schimb de caldura ( $K$ )

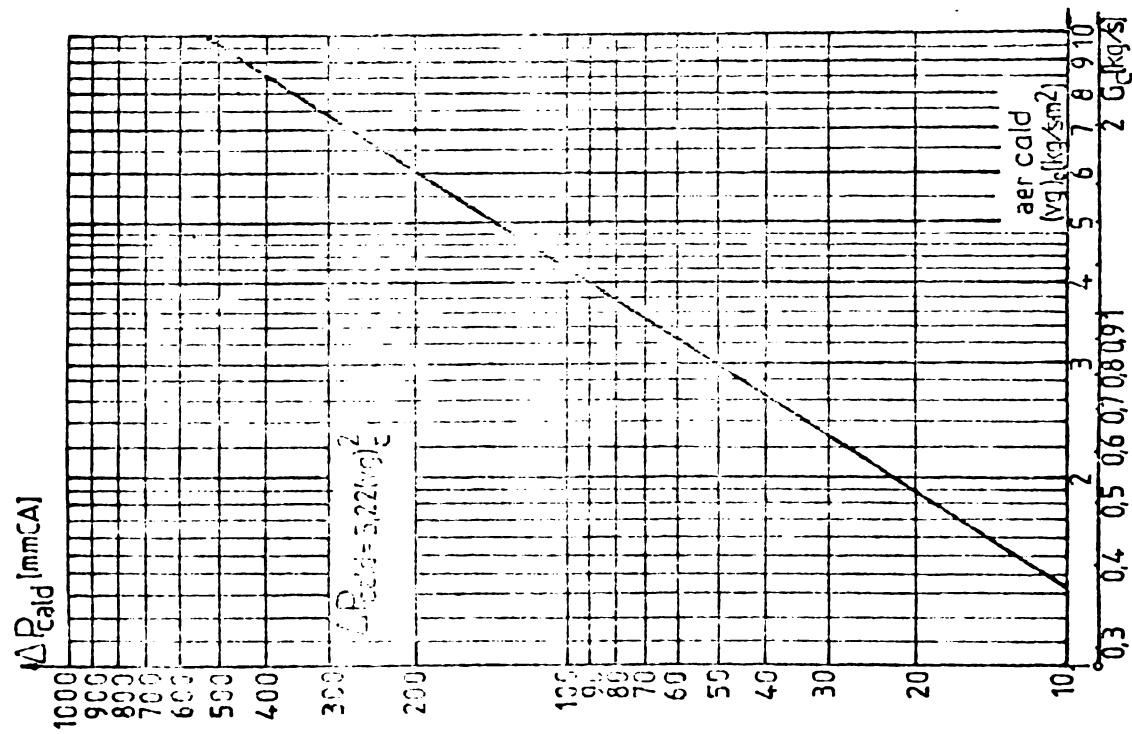


Fig.5.6. Variația pierderilor de presiune pe circuitul aerului cald

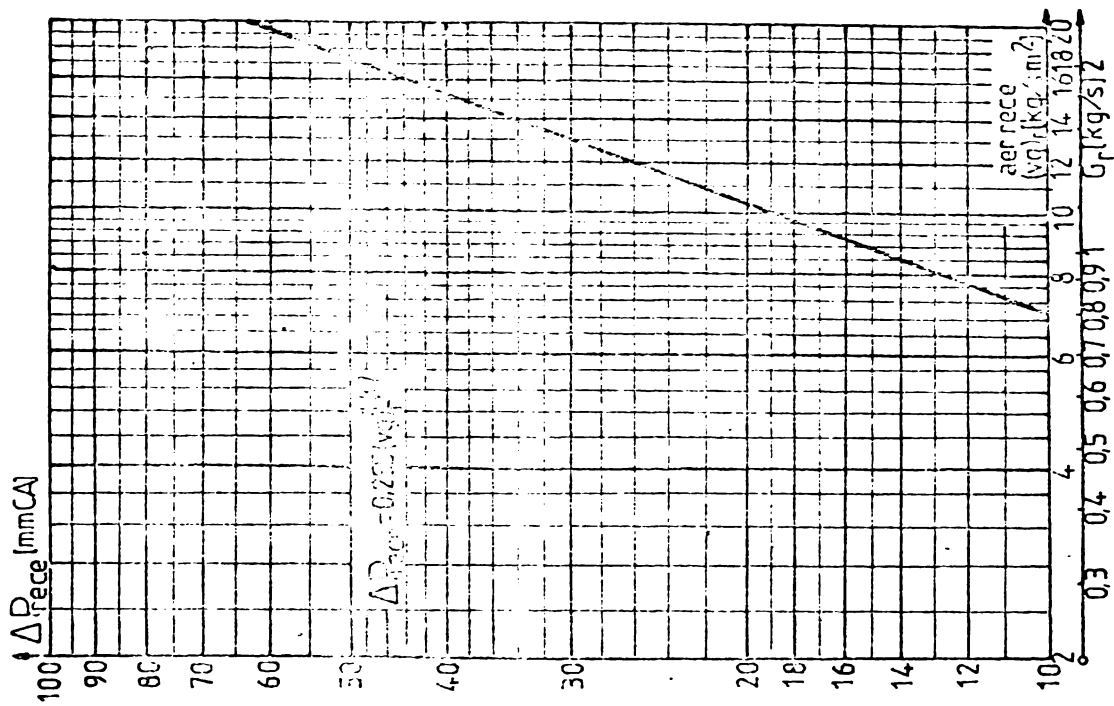


Fig.5.7. Variația pierderilor de presiune pe circuitul aerului rece



în cazul SC tip "F" [5.2] .

Intrucît secțiunea brută a circuitului de aer a schimbătorului de căldură diforă de cea a motorului electric, vitezele aerului sînt și ele diferite. Din acest motiv pe reprezentările grafice, pe lîngă scara vitezei masice a aerului - caracteristică pentru funcționarea schimbătorului de căldură - s-a indicat și scara corespondentă a debitului masic al aerului, care este același atît în motor cît și în schimbătorul de căldură.

Cunoscîndu-se pierderile de căldură ( $Q_m$ ) ce trebuie evacuate din ME și debitul aerului de ventilație ( $G_m$ ) al acestuia, din graficele  $Q(G_{\text{aer}})$  și  $\Delta P(G_{\text{aer}})$ , determinate după metodica descrisă, pentru SC experimentat, se găsește foarte simplu, fără nici un calcul suplimentar, punctul de funcționare și performanțele bateriei de răcire corespunzătoare condițiilor concrete de lucru impuse de ME respectiv.

Metodica prezentată evită efectuarea calculelor laborioase pentru determinarea caracteristicilor termice și aeraulice ale SC, ce trebuie reluate la fiecare schimbare a vitezelor agenților termici sau a diferenței de temperatură dintre aceștia .

### 5.3 - Instalație pentru măsurarea temperaturii în rotoarele motoarelor electrice în timpul funcționării

#### 5.3.1. - Generalități

Principiul metodei de măsurare a temperaturii în rotoarele ME în timpul funcționării care stă la baza prezentei lucrări, are drept suport ideea transportului de informație asupra temperaturii unui punct de măsură cu ajutorul unei unde purtătoare în banda UKW [5.7, 5.8, 5.9, 5.10] . Temperatura este convertită într-un semnal electric de frecvență variabilă care este modulată și emis prin intermediul unei antene de către un emițător miniatură. Recepția și demodularea semnalului se efectuează în exteriorul ME cu ajutorul unui bloc de recepție UKW.

Informația asupra temperaturii nu depinde de stabilitatea frecvenței purtătoare, aceasta jucînd numai rolul de transport al informației, fapt ce elimină introducerea erorilor suplimentare.

La realizarea instalației s-au impus următoarele condiții [5.10] :

- a) Utilizarea ca element sensibil a termistoarelor miniatură produse de Institutul de fizică București;
- b) domeniul de măsurare al temperaturii 80 - 160° C;
- c) frecvența oscilatorului de înaltă frecvență 69 MHz;
- d) stabilitatea oscilatoarelor de joasă și înaltă frecvență pînă la + 60° C;
- e) Semnal sinusoidal la oscilatorul de joasă frecvență.

5.3.2. - Schema bloc și funcționarea instalației

Instalația pentru măsurarea temperaturii în rotoarele ME în timpul funcționării se compune din următoarele blocuri (fig.5.8)

- a) Traductoarele de temperatură  $Th_1$  ---  $Th_6$ ;
- b) Blocul de culegere și transmitere a informației;
- c) Blocul de recepție și prelucrare a informației.

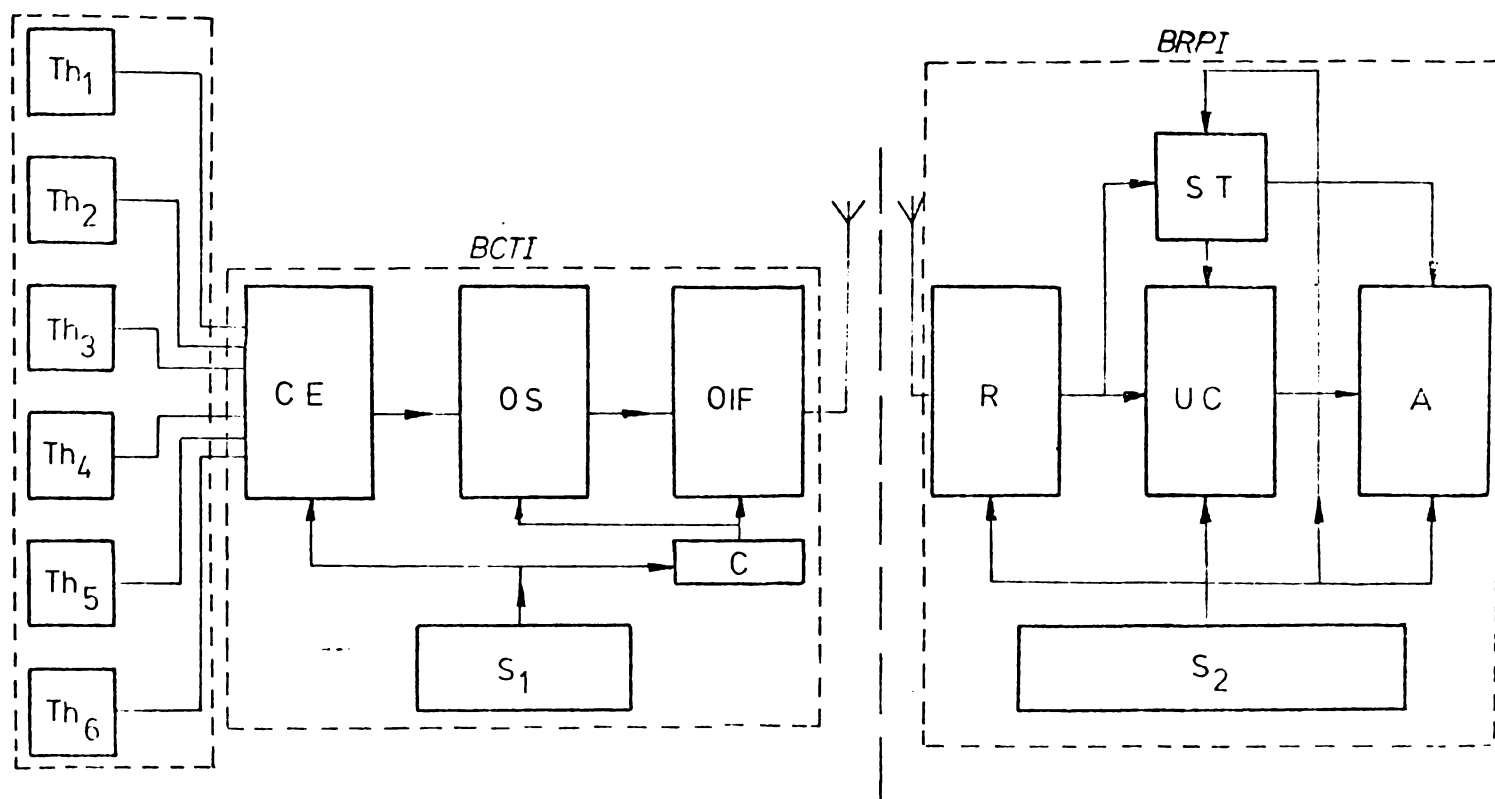


Fig. 5.8 - Schema bloc a instalației pentru măsurarea temperaturii.  $Th_1$  ---  $Th_6$  - termistoare; CE - comutator electronic; OS - oscilator sinusoidal de joasă frecvență; OIF - oscilator de înaltă frecvență; C - convertor 4/12 Vcc; S1 - sursă 4 Vcc; R - receptor UKW; ST - sincronizator pentru afișarea numărului

rului de ordine al traductorului; UC - unitate de calcul; A - afișare numerică; S2 - sursă de c.c. 9V, 5V, 26V.

Cele 6 traductoare de temperatură  $Th_1 \dots Th_6$  sînt termistoare miniatură cu coeficient termic ridicat dintre care primele cinci ( $Th_1 \dots Th_5$ ) sînt plantate în punctele de măsurare a temperaturii în rotor iar al 6-lea ( $Th_6$ ) este plantat în interiorul blocului de culegere și transmitere a informației pentru a indica temperatura sa.

Prin intermediul comutatorului electronic CE cele 6 termistoare sînt conectate pe rînd, la intervale de 10 sec., la oscilatorul sinusoidal cu frecvență variabilă OS care convertește rezistența termistorului dependentă de temperatură într-un semnal sinusoidal de frecvență audio. Oscilatorul de joasă frecvență OS realizează modulația de frecvență a oscilatorului MOIF, care prin intermediul antenei radiază un semnal modulat în frecvență, avînd frecvența undei purtătoare de aproximativ 69 MHz. Acest semnal este recepționat și demodulat de receptorul (UKW) R, la ieșirea căruia se obține un semnal sinusoidal, cu aceeași frecvență ca a oscilatorului OS, care se aplică în continuare atît la intrarea în unitatea de calcul UC cît și la intrarea în sincronizatorul pentru afișarea numărului de ordine al traductorului ST. Unitatea de calcul care conține ca element principal un microprocesor de calculator realizează calculul expresiei (vezi paragraful 5.3.3)

$$T = \sqrt{A + B \cdot F} \quad (5.16)$$

unde A și B sînt două constante determinate experimental și care în general au valori diferite, trecînd de la un termistor la altul, iar F este frecvența semnalului la ieșirea din receptorul R. După calculul expresiei (5.16) rezultatul este afișat numeric pe panoul frontal al blocului de recepție și prelucrarea informației și el reprezintă temperatura ( în  $^{\circ}C$  ) la care se află unul din cele 6 traductoare al cărui număr de ordine este afișat numeric prin intermediul sincronizatorului ST și blocului de afișare numerică A.

Sursa  $S_1$  este formată din acumulatori NiCd, are o capacitate de 0,5 Ah și o tensiune de aproximativ 4 V. Pentru alimentarea blocului de culegere și transmitere a informației s-a prevăzut un convertor C care ridică tensiunea sursei  $S_1$  la 12 V c.c.

În cazul ME de curent continuu se poate utiliza pentru alimentare tensiunea culeasă corespunzător între lamelele de colector și stabilizată.

Sursa S2 furnizează tensiunile de 9 V c.c. pentru alimentarea receptorului R, 5 V c.c. pentru alimentarea sincronizatorului ST și 26 V pentru alimentarea unității de calcul UC și a blocului de afișare numerică A.

În fig. 5.9 este prezentat blocul de recepție și prelucrare a informației realizat în cadrul Laboratorului de acționări electrice al Facultății de electrotehnică din Craiova.

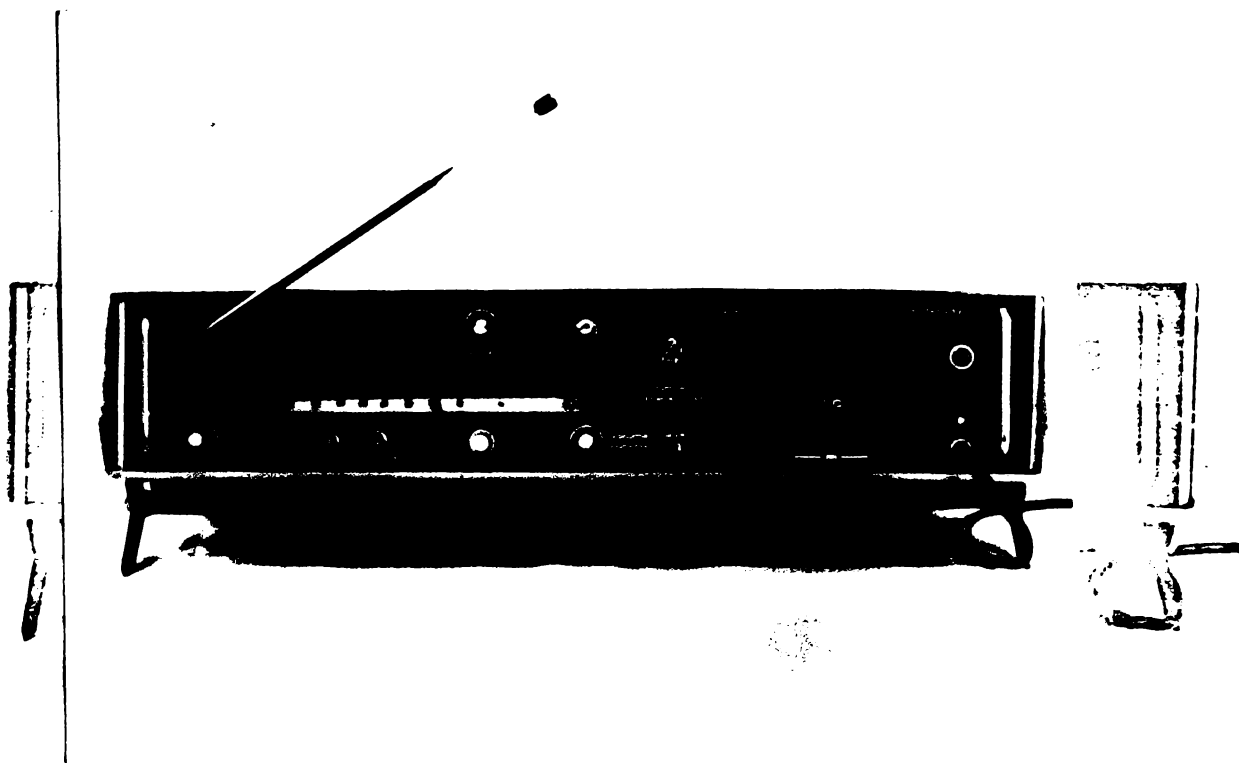


Fig. 5.9 - Blocul de recepție și prelucrare a informației realizat practic

Un ciclu complet de măsurare a temperaturii în 5 puncte ale rotorului ME durează 70 sec. (la cele 6 x 10 sec. cât durează măsurarea temperaturii în punctele în care sînt plantatecele 6 traductoare se adaugă un timp de pauză de 10 sec. după care se reia ciclul).

### 5.3.3. - Traductoarele de temperatură

Traductoarele de temperatură utilizate sînt termistoare miniatură produse de Institutul de fizică București a căror parametri se situează la nivelul celor mai bune produse similare fabricate pe plan mondial

In fig. 5.10 se prezintă caracteristica rezistență-temperatură ridicată experimental a termistorului folosit în cadrul prezentei lucrări și principalele lui caracteristici iar în tabelul 5.2 caracteristică frecvență-temperatură a aceluiași termistor ridicată experimental, utilizând instalația descrisă în paragraful anterior avînd la ieșirea din receptor conectat un frecvențmetru numeric.

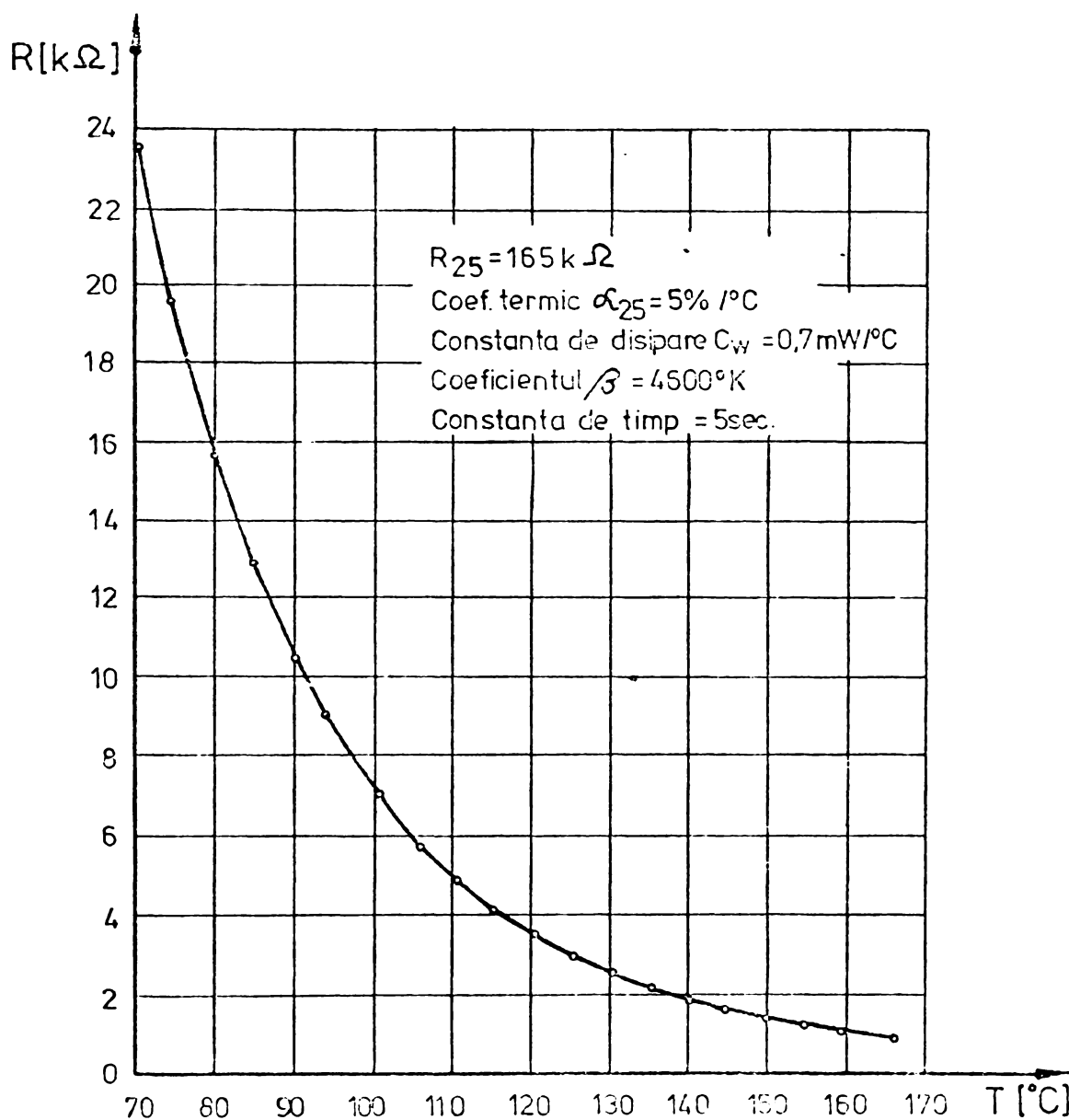


Fig. 5.10 Caracteristica rezistență-temperatură a termistorului

TABELUL 5.2

T [°C]	80,0	84,7	90,0	94,8	100,5	105,8	110,4	115,2	120,3	125,0	130,0	135,0	139,7	144,5	149,5	154,5	159,5
F [Hz]	293,80	306,45	320,75	330,30	357,00	378,00	395,40	413,50	434,40	454,30	477,00	507,70	529,70	543,20	567,00	594,00	616,50

În baza datelor experimentale prezentate în tabelul 5.2, utilizând metoda celor mai mici pătrate, s-a căutat expresia unei funcții empirice [5.13, 5.14] care să aproximeze cât mai exact dependența funcțională temperatură-frecvență  $T = f(F)$ .

Luându-se o dependență funcțională liniară

$$T = c + dF \quad (5.17)$$

s-a obținut  $c = 14$  și  $d = 0,24$  iar suma pătratelor erorilor

$$\sum (\Delta T)^2 = 63,22344 \quad (5.18)$$

În cazul unei dependente funcționale de forma

$$T = \sqrt{a + bF} \quad (5.19)$$

s-a obținut  $a = -10.715,638$  și  $b = 58,18415$  iar suma pătratelor erorilor

$$\sum (\Delta T)^2 = 2,80459 \quad (5.20)$$

Comparându-se relațiile (5.18) și (5.20) rezultă evident că ecuația (5.19) aproximează cel mai bine dependența funcțională temperatură-frecvență. Acest rezultat este evidențiat și de reprezentarea grafică din fig. 5.11.

Soluția adoptată prin folosirea unui microprocesor în blocul de recepție și prelucrarea informației elimină o serie de inconveniente legate de utilizarea termistoarelor pentru măsurarea temperaturii, cum ar fi :

- a). Neliniaritatea caracteristicilor rezistență-temperatură
- b). Dispersia caracteristicilor termistoarelor din același lot, constituie un inconvenient important deoarece este foarte greu de a asigura interschimbabilitatea lor prin selecționare și această dificultate crește cu cât limitele impuse preciziei măsurării sînt mai restrînse.

Problema dispersiei s-a rezolvat în cadrul prezentei lucrări prin modificarea constantelor  $a$  și  $b$  care se introduc în microprocesor odată cu schimbarea termistorului.

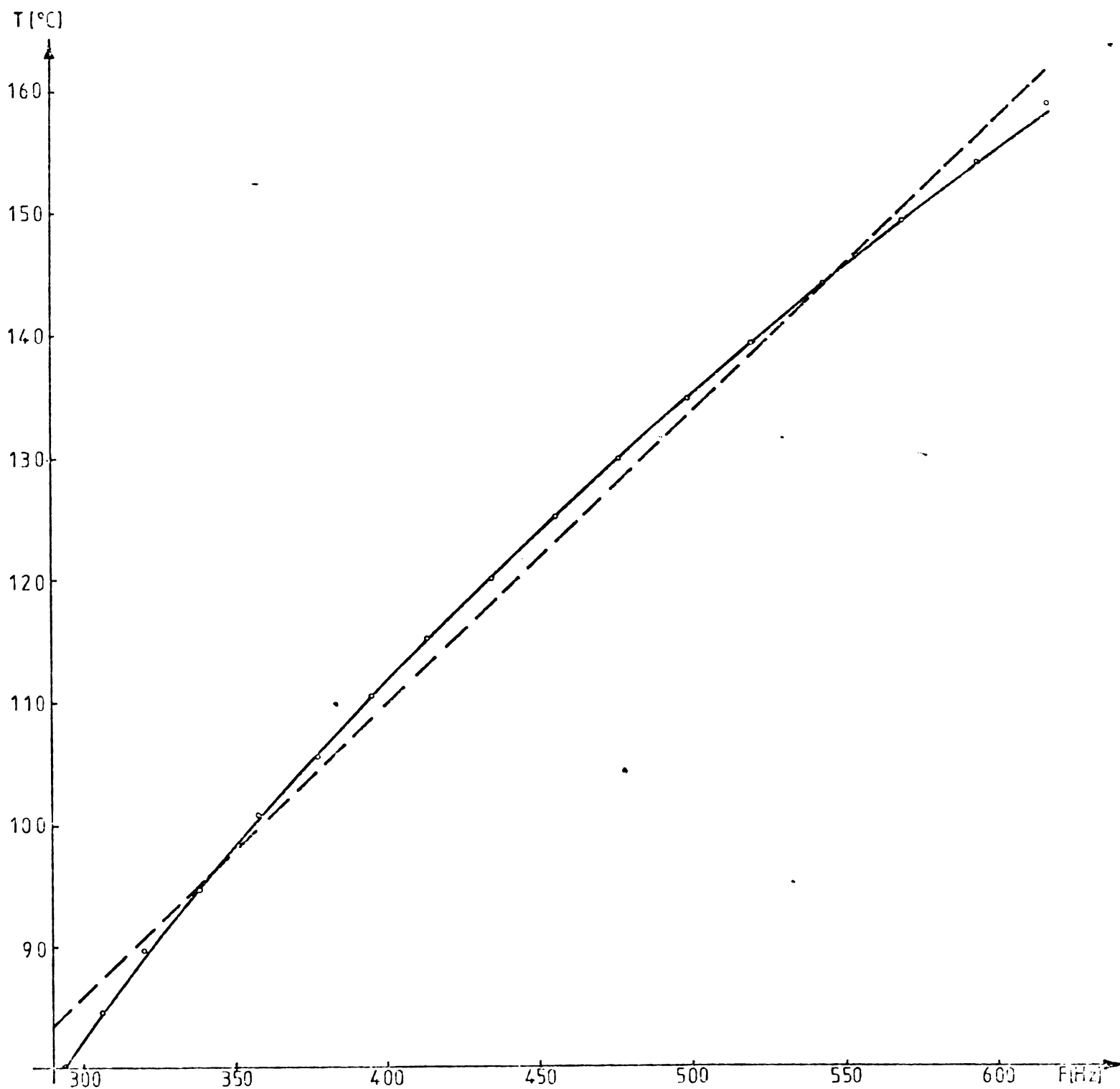


Fig.5.11 Curbele de etalonare temperatură - frecvență

— după expresia  $T = \sqrt{a + bF}$

--- după expresia  $T = \mu + dF$

o puncte determinate experimental

5.3.4 - Blocul de culegere și transmitere a informației

5.3.4.1 - Oscilatorul sinusoidal cu frecvență variabilă

S-a adoptat un oscilator sinusoidal de audiofrecvență, realizat cu o rețea de defazare "dublu T" și amplificatoare operaționale [5.15, 5.16, 5.17] asigurându-se un factor de acoperire al gamei de lucru de aproximativ 2 : 1 ( fig. 5.12 ). El cuprinde două amplificatoare operaționale  $A_1$  și  $A_2$  cu amplificarea distribuită, avînd un dispozitiv electronic complex pentru stabilizarea amplitudinii semnalului de ieșire, realizat cu ajutorul unui redresor în valori absolute compus din amplificatoarele operaționale  $A_3$  și  $A_4$ , care comandă rezistența drenă-sursă a tranzistorului cu efect de câmp  $T_1$ .

S-a optat pentru un oscilator cu frecvență variabilă realizat cu rețea "dublu T", avîndu-se în vedere faptul că elementul care dă informația despre temperatură este o singură rezistență ( variabilă ) care are două borne, dintre care una la masă. În configurația schemei alese ( fig. 5.13 ), se observă că termistorul este conectat în rețeaua "dublu T" în T-ul care formează filtrul "trece sus" avînd izolarea galvanică asigurată prin însăși configurația sa.

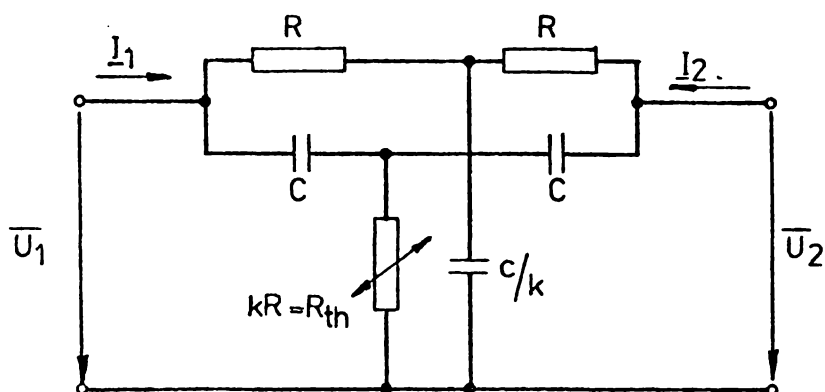


Fig. 5.13 - Rețeaua de defazare "dublu T"

$$R = 47 \text{ k}\Omega ; C = 10 \text{ nF}$$

Rezistențele  $R$  și capacitatea  $C/k$  formează un filtru "trece jos" iar capacitățile  $C$  și rezistența  $kR$  formează un filtru "trece sus". Tensiunea de ieșire

$$U_2 = k_T(j\omega) U_1$$

$$\text{INSTITUTUL DE RECHIZIȚE} \quad (5.21)$$



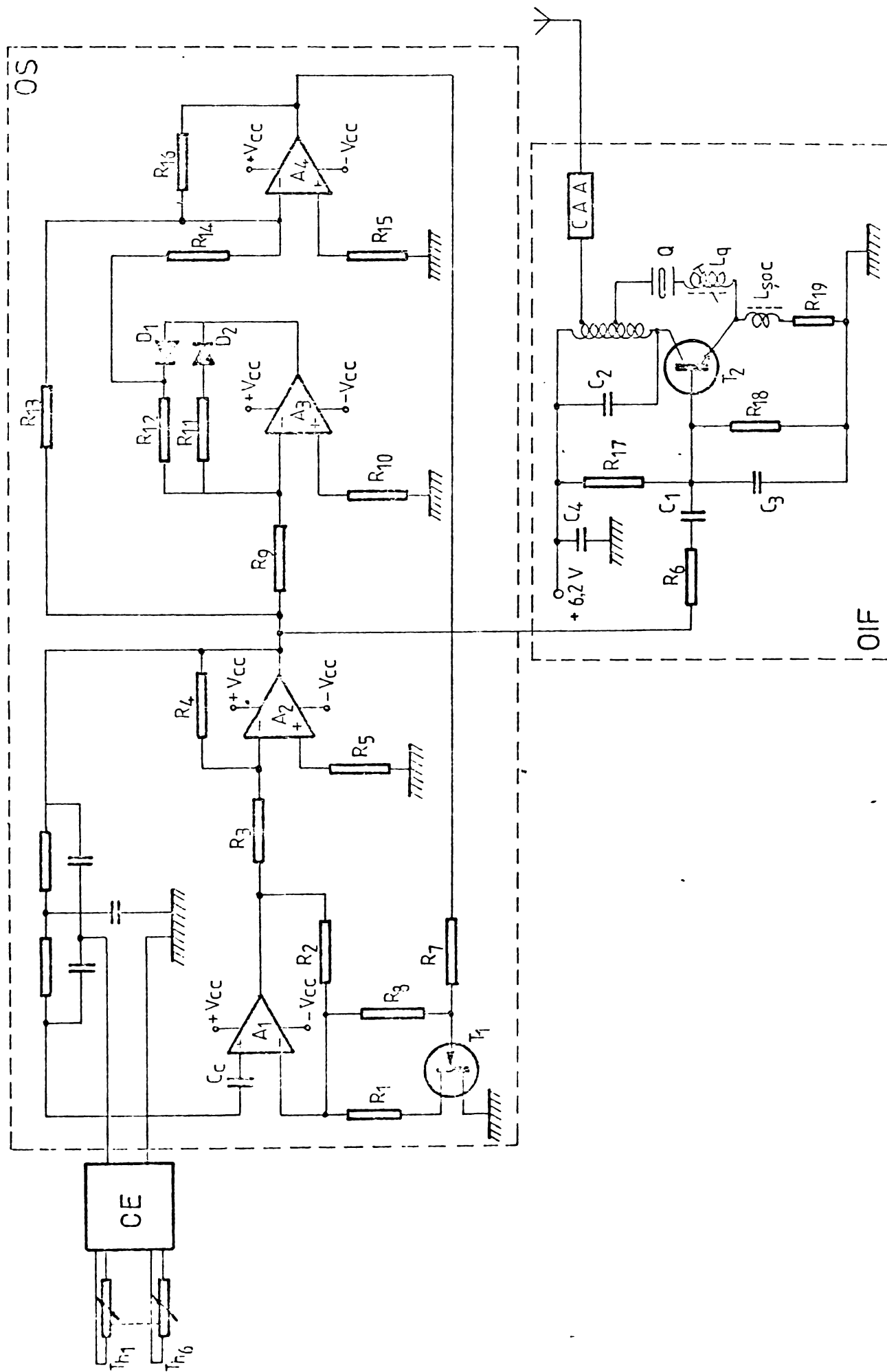


Fig. 5.12. Schema de principiu a blocului de culegere și transmitere a informației

$$k_t(j\omega) = \frac{U_2}{U_1} = \frac{kR^2 - \frac{2k^2R}{\omega^2C^2} + j\left(\frac{k}{\omega^3C^3} - \frac{2k^2R^2}{\omega C}\right)}{kR^2 - \frac{R}{\omega^2C^2}(1+2k+2k^2) + j\left[\frac{R^2}{\omega C}(1+2k+k^2) - \frac{k}{\omega^3C^3}\right]} \quad (5.22)$$

La frecvența  $f_0 = 1/2\pi RC$ ,  $|k_t(j\omega)|$  are o valoare minimă

$$\left| \frac{U_2}{U_1} \right| = \left| k_t(j\omega) \right| = \frac{2k^2 - k}{1+k+2k^2} \quad (5.23)$$

Pentru  $k = 0,5$ ,  $K_t$  are o valoare nulă, adică  $U_2 = 0$  și atenuarea devine infinită. Pentru  $k \approx 0,5$ , atenuarea ia o valoare minimă  $K_t = -10,66$ , semnul minus indicînd un defazaj de 180 grade între  $U_2$  și  $U_1$  care se păstrează pentru  $0 \leq k \leq 0,5$ .

Din cele de mai sus se observă că rețeaua "dublu T" este compatibilă cu realizarea unui oscilator dacă se ține seamă de valoarea atenuării și a fazei la care aceasta are proprietăți selective. Adoptîndu-se pentru rezistența termistorului o valoare medie  $R_{th,med.} = 8 \text{ k}\Omega$  și  $R = 47 \text{ k}\Omega$ ,  $C = 10 \text{ nF}$  rezultă frecvența minimă de oscilație  $f_0 \approx 340 \text{ Hz}$ .

Pentru a evita limitarea amplitudinii oscilațiilor de amplificarea globală a celor două amplificatoare operaționale  $A_1$  și  $A_2$  s-a prevăzut elementul cu rezistență variabilă realizat cu tranzistorul  $T_1$  comandat de tensiunea dată de redresorul dublă alternanță. La amorsare, rezistența sa trebuie să aibă o valoare aproximativ egală cu  $R_1$  urmînd ca apoi tensiunea de comandă să blocheze ușor pe  $T_1$ , stabilîndu-se la o valoare convenabilă din punct de vedere al distorsionilor semnalului generat.

Schema redresorului dublă alternanță realizat cu amplificatoarele operaționale  $A_3$  și  $A_4$ , compensate intern, asigură o impedanță de intrare foarte mare, cu influență minimă asupra amplificatorului  $A_2$ . Amplificatorul operațional  $A_3$  este conectat ca repetor avînd ca sarcină diodele  $D_1$  și  $D_2$  care redresează semnalul aplicat funcție de polaritatea acestuia. Amplificatorul  $A_4$  efectuează, prin rezistențele  $R_{13}$  și  $R_{14}$ , însumarea semnalului de ieșire din  $A_3$  cu semnalul original. Pentru o tensiune de polaritate

negativă la intrarea lui  $A_3$  se obține la ieșirea lui o tensiune pozitivă, iar la ieșirea lui  $A_4$  o tensiune negativă (pentru rapoartele  $R_{16}/R_{13} = 1$  și  $R_{16}/R_{14} = 3,3$ ). Pentru o tensiune de polaritate pozitivă la intrarea lui  $A_3$ , amplificatorul  $A_4$  însunează semnalul de intrare neschimbat cu același semnal redresat dar de polaritate inversă obținându-se la ieșire o tensiune nulă.

Intrucât oscilatorul sinusoidal de joasă frecvență are influența cea mai mare asupra erorii cu care se realizează transmiterea informației, funcționarea sa trebuie să nu fie influențată de temperatura mediului. În acest sens s-au adoptat amplificatoarele operaționale (compensate intern) ca elemente active iar elementele pasive s-au ales astfel încât să-și păstreze valorile de circuit, în limitele temperaturii de lucru. Un singur element de circuit - tranzistorul cu efect de câmp  $T_1$  - prezintă variații sesizabile cu temperatura de lucru dar care influențează numai amplitudinea semnalului, frecvența lui rămânând nemodificată.

#### 5.3.4.2 - Oscilatorul de înaltă frecvență

Din considerente de stabilitate la variațiile tensiunii de alimentare și temperatura mediului s-a ales pentru oscilatorul de înaltă frecvență un oscilator Hartley [5.18, 5.19, 5.20] pilotat cu cuarț "overtone" modulat în frecvență de oscilatorul sinusoidal cu frecvență variabilă (fig. 5.12).

Montajul cu "bază comună" ușurează condiția de oscilație cu temperatura, când se modifică parametrii complecși ai tranzistorului  $T_2$ . Modulația în frecvență este, deci, realizată prin modificarea parametrilor complecși ai tranzistorului  $T_2$  în punctul de funcționare ales de către semnalul de modulație aplicat în bază. Se menționează că decuplarea bazei care se obține la frecvența de lucru a oscilatorului nu afectează semnalul modulator aplicat (de joasă frecvență).

Deviația de frecvență se stabilește prin reglarea mărimii semnalului aplicat, mărime ce se modifică prin rezistența  $R_G$ .

Oscilatorul radiază direct într-o antenă  $\lambda/4$ , cuplată foarte slab la circuitul oscilant al acestuia.

### 5.3.4.3 - Convertorul de tensiune

Intrucât amplificatoarele operaționale necesită o sursă de  $\pm 12$  V iar oscilatorul de înaltă frecvență o tensiune de 6 V, iar sursa de alimentare este o baterie de acumulatori de 4,5 V s-a impus introducerea unui convertor de tensiune, cu tensiunea de ieșire stabilizată (fig. 5.14).

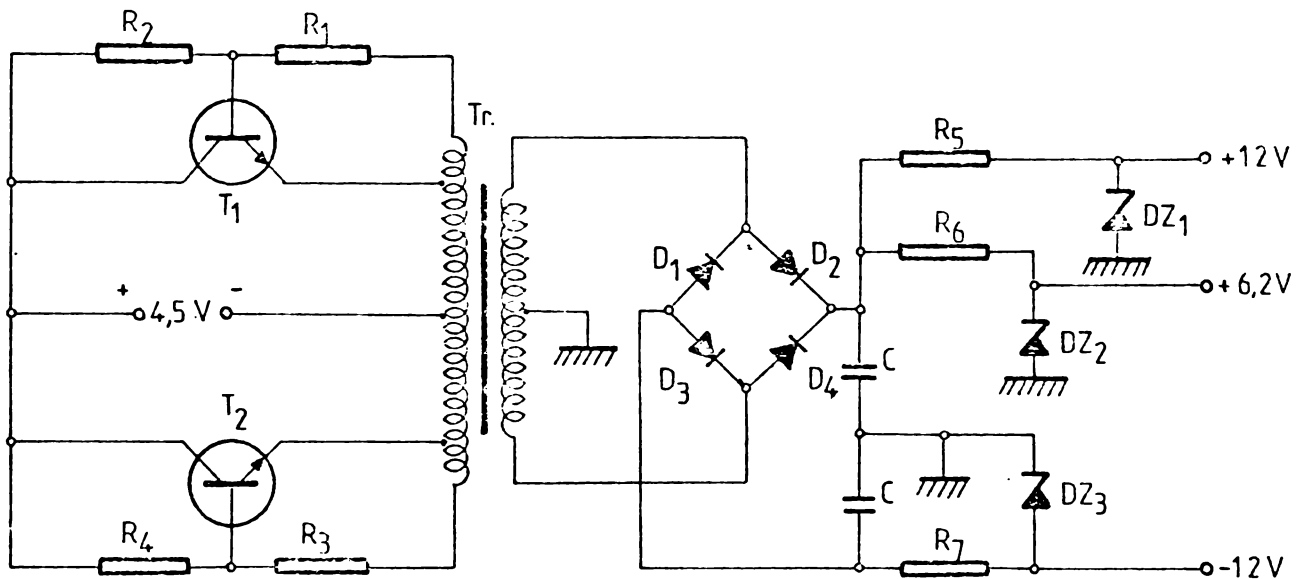


Fig. 5.14 - Schema de principiu a convertorului de tensiune

Convertorul de tensiune este realizat cu două tranzistoare  $T_1$  și  $T_2$  care funcționează în contratăimp, comutând în primarul transformatorului tensiunea de 4,5 V cu o frecvență de 10 kHz. Transformatorul este realizat <sup>pe</sup> în miez de ferită prevăzut cu întrefier pentru a evita intrarea în saturație, pierderi suplimentare și realizarea unei forme de undă corespunzătoare. În secundarul său se obține o tensiune dreptunghiulară care este redresată și stabilizată. Datorită frecvenței ridicate filtrarea nu pune nici un fel de probleme.

### 5.3.4.4. - Comutatorul electronic

Comutatorul electronic (fig.5.15) are rolul de a comuta pe rând la intervale de 10 secunde cele 6 termistoare în rețeaua "dublu T" a oscilatorului de joasă frecvență. El se compune din: generatorul de tact, numărătorul în înel și comutatorul propriu-zis [ 5.21 ].

Generatorul de tact este un generator de foarte joasă frecvență ( 0,1 Hz) realizat cu un tranzistor unijoncțiune. Constanta

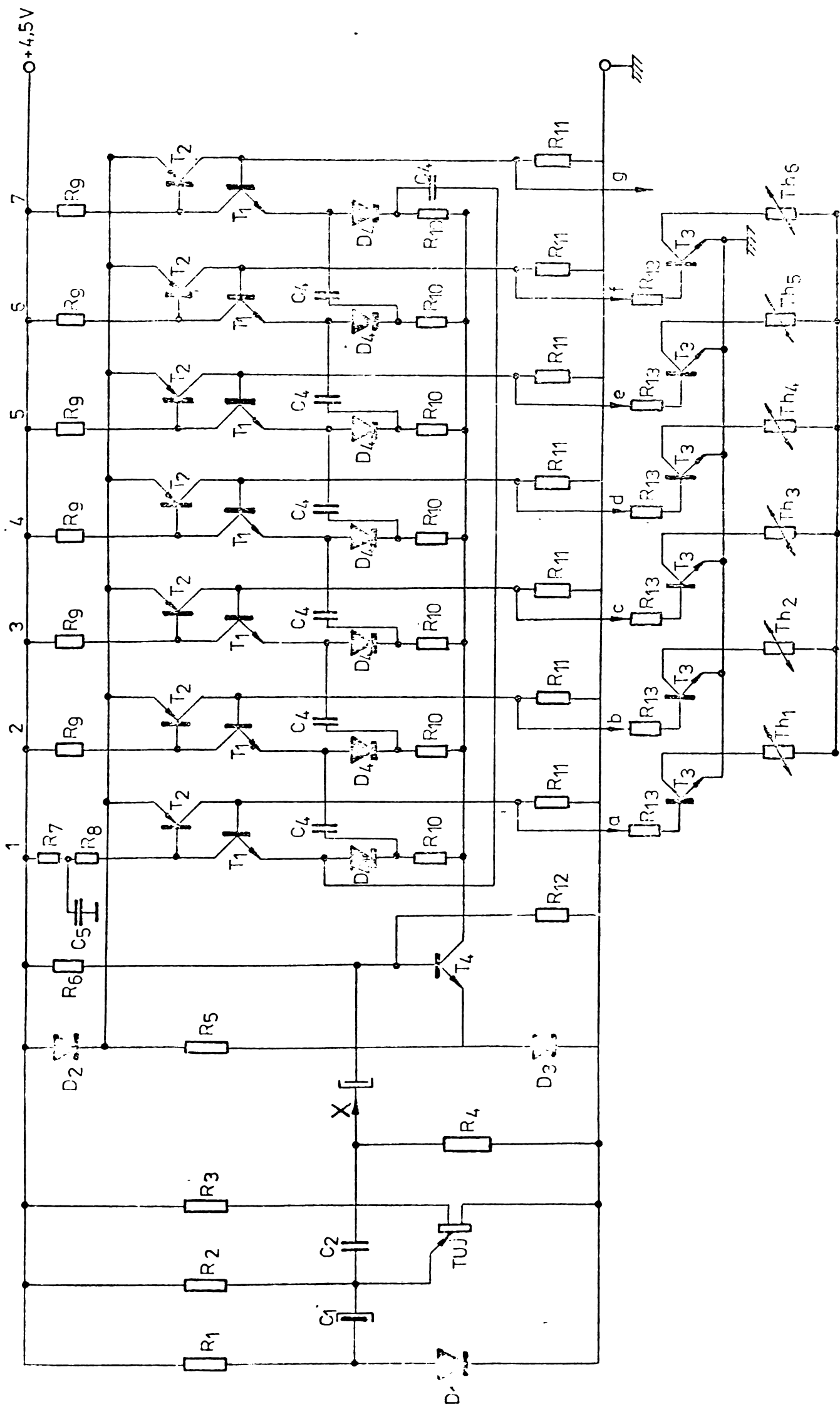


Fig. 5.15. Schema de principiu a comutatorului electronic

de timp a generatorului se modifică din rezistența  $R_2$  și capacitatea  $C_2$  iar grupul  $C_2-R_4$  servește pentru derivarea semnalului de ieșire. Schema adoptată pentru generator prezintă avantajul că utilizează un număr mic de componente electronice (volum mic) și realizează constante de timp relativ mari (10 secunde) cu o capacitate de numai  $50 \mu F$ .

Numărătorul în inel este realizat cu componente discrete deoarece consumul de energie în acest caz este, aproximativ, de 4 ori mai mic față de o schemă pe bază de circuite integrate. Impulsurile generatorului de tact se aplică prin condensatorul  $C_3$  numărătorului ale cărui celule de numărare 1 ... 7 conțin tranzistoare cu siliciu n.p.n. și p.n.p. ( $T_1$  și  $T_2$ ). Impulsurile cu polaritate negativă produc blocarea pentru scurt timp a tranzistorului de comandă  $T_4$  aflat la saturație datorită rezistenței de polarizare  $R_6$ . În acest moment celula de numărare, care avea tranzistoarele  $T_1$  și  $T_2$  în stare de saturație, trece în stare opusă - de blocare. Impulsul negativ care apare pe  $R_{10}$  prin condensatorul  $C_4$  se aplică celulei următoare, care trece în starea corespunzătoare, adică cu  $T_1$  și  $T_2$  saturați, ș.a.m.d. De remarcat prezența grupului  $R_7 - C_5 - R_8$ , care are rolul de a asigura, la conectarea sursei de alimentare, starea celulei 1 diferită de a celorlalte, asigurându-se astfel întotdeauna începerea numărării de la 1 spre 7.

Comutatorul propriu-zis conține ca elemente principale tranzistoarele cu siliciu  $T_3$  care sînt comandate pe rînd de ieșirile din numărătorul în inel, conectînd în acest fel tranzistoarele  $Th_1 \dots Th_6$  în rețeaua "dublu T" a oscilatorului de joasă frecvență.

### 5.3.5. - Blocul de recepție și prelucrare a informației

#### 5.3.5.1. - Receptorul

Receptorul, de construcție industrială, cu posibilitatea recepționării emisiunilor cu modulație de frecvență (MF) în banda UKW prevăzut cu control automat al frecvenței (CAF) servește la recepționarea și demodularea semnalului purtător de informație emis de blocul de culegere și transmitere a informației.

### 5.3.5.2. - Sincronizatorul pentru afișarea numărului de ordine al traductorului

Acest bloc este necesar pentru a indica numeric numărul de ordine al traductorului aflat la un moment dat în circuitul oscilatorului de joasă frecvență precum și pentru a modifica constantele A și B (vezi punctul 5.3.3) care se introduc în unitatea de calcul. Schema de principiu a sincronizatorului este indicată în fig. 5.16 [ 5.22 ] .

Semnalul la ieșirea din receptor este amplificat în etajul de preamplificare realizat cu tranzistoarele  $T_1$ ,  $T_2$  și  $T_3$ , redresat, filtrat cu o capacitate foarte mică și derivat cu ajutorul grupului  $C_8 - R_{13}$ . De remarcat (vezi forma semnalelor din fig. 5.16) că la comutarea traductoarelor dispare pentru un moment foarte scurt semnalul audio și acest lucru este pus în evidență de circuitul de derivare amintit. Impulsurile pozitive sînt anulate de dioda  $D_6$  iar cele negative care apar la comutarea traductorului atacă numărătorul realizat cu CDB 493.

Acest numărător va trece deci în starea 0110 (respectiv 6) datorită faptului că intrările de resetare  $R_{01}$  și  $R_{02}$  au aplicate nivelul logic 0, de la ieșirea din elementul inversor. Semnalul de intrare în inversor este semnalul audio redresat și filtrat cu capacitatea  $C_9$  - suficient de mare - încît constanta de timp determinată de ea și rezistența de intrare a inversorului să fie mai mare decît timpul cît dispare semnalul audio. Constanta de timp a acestui grup s-a stabilit la aproximativ 1 secundă.

În cazul în care comutatorul electronic nu a comutat nici un traductor, deci, cînd se află în starea 1110 (respectiv 7) lipsa semnalului audio determină după aproximativ 1 secundă resetarea numărătorului. În acest moment se realizează sincronizarea între blocul de recepție și prelucrarea informației și blocul de culegere și transmiterea informației.

În momentul realizării, pentru prima dată, a resetării numărătorului are loc și acționarea releului  $R_1$  care prin contactele 1 - 2 se automenține iar prin 3 - 4 comandă afișarea numărului de ordine al traductorului printr-un tub Nixie. Tot prin contactele 3 - 4 se dă comanda și blocului de afișare a temperaturii, aflat la ieșirea din unitatea de calcul.

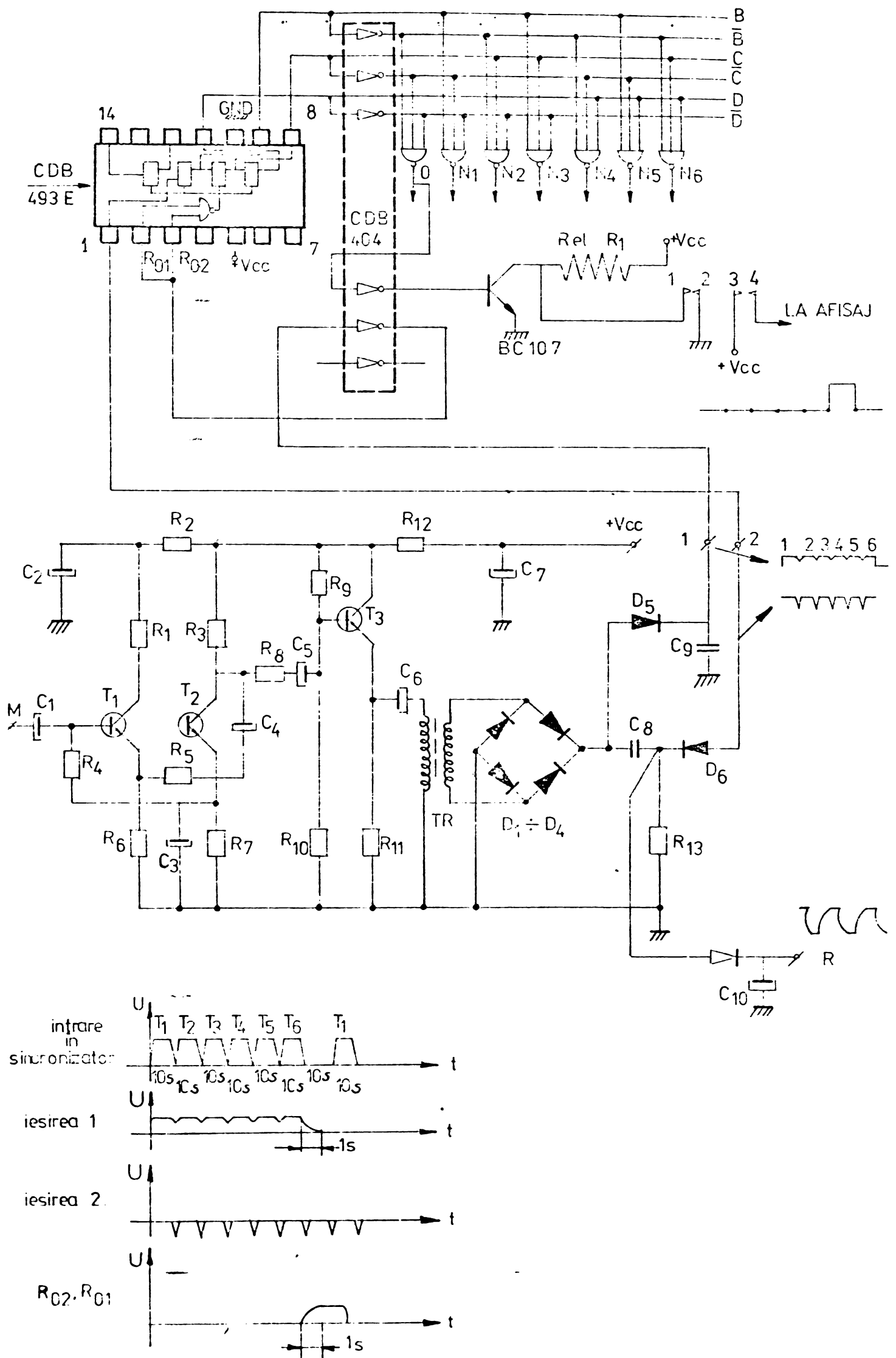


Fig.5.16. Sincronizatorul pentru afișarea numărului de ordine al traducătorului



### 5.3.5.3. - Unitatea de calcul

Unitatea de calcul are în componența sa un frecvențmetru numeric, un microprocesor de calculator cu sistemul de afișare aferent (unitatea de calcul propriu-zis) și un comutator electronic secvențial.

Semnalul audio obținut la ieșirea din receptor este introdus în frecvențmetrul numeric iar după decodificare din binar în zecimal rezultatul (frecvența semnalului audio) este transferat în calculator care execută succesiv operațiile

$$\begin{aligned} & F \times B \\ & F \times B + A \\ & \sqrt{F \times B + A} \end{aligned}$$

Rezultatul obținut, în urma acestor operații, este afișat numeric și reprezintă valoarea temperaturii în punctul în care este plantat traductorul.

Frecvențmetrul numeric, cu trei ranguri, are o schemă clasică [5.23] și cuprinde : baza de timp cu circuitul poartă, un numărător și circuitul de decodificare.

Baza de timp (fig. 5.17) este formată dintr-un oscilator cu frecvența de 100 kHz, pilotat cu cuarț, și divizoarele de frecvență.

Frecvența de 100 kHz este divizată succesiv cu ajutorul a cinci cipuri CDB 490 (divizor cu 10). La ieșirea din ultimul divizor se obține un semnal cu perioada de 1 secundă care este aplicat unui numărător CDB 493, capabil să numere până la 16. Deoarece frecvența semnalului este de 1 Hz, rezultă că el face o numărare completă în 16 secunde. Intrarea de resetare a acestui numărător  $R_{01} - R_{02}$ , însă, este cuplată la ieșirea R a sincronizatorului pentru afișarea numărului de ordine al traductorului și, deci când comutatorul electronic comută un traductor (din 10 în 10 secunde) acest numărător este readus la zero. Primul impuls cu durata de 1 secundă, sosit de la baza de timp, dacă va găsi numărătorul cu intrările de resetare în starea 1 va trece nonnumărat iar dacă sosește pe parcursul revenirii intrărilor de resetare din 1 în 0, sau dacă va găsi aceste intrări în starea 0, va fi numărat.

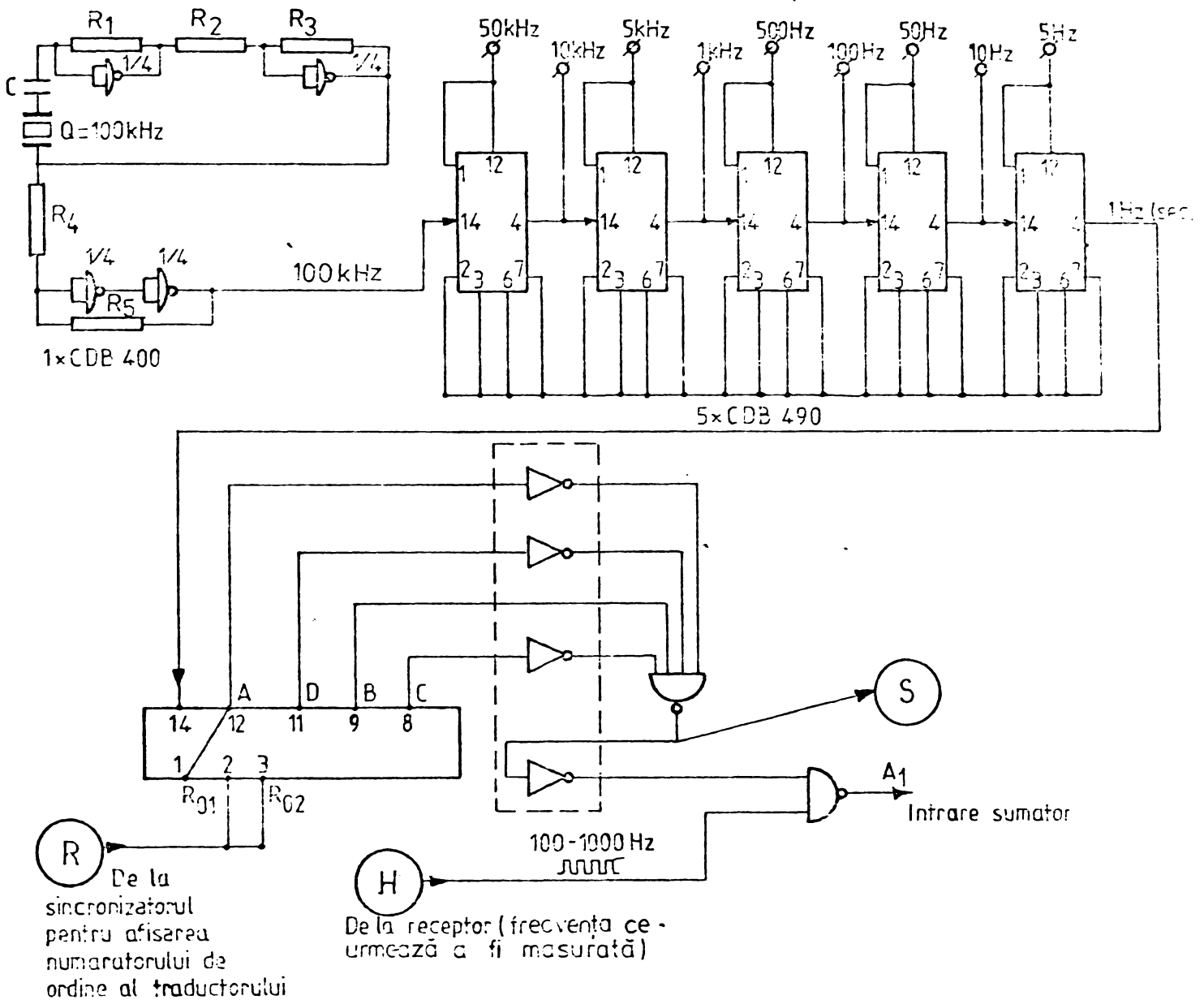


Fig. 5.17 - Schema de principiu a bazei de timp

Pentru a evita ca poarta să fie deschisă un timp diferit de 1 secundă, la ieșirea din numărător este decodificată starea 2, ceea ce conferă garanția că în intervalul de 10 secunde (între două comutări ale comutatorului electronic) circuitul poartă către numărător va fi deschis sigur 1 secundă (deci abia după cel puțin 2 secunde se deschide această poartă). În acest fel frecvența semnalului de la receptor va fi numărată sigur în timp de 1 secundă. Restul impulsurilor, care sosesc de la baza de timp, vor face ca numărătorul să continue numărarea pînă cînd acesta va fi rosetat de următorul impuls (primit prin R) transmis de emițător în urma comutării comutatorului electronic.

Numărătorul electronic este realizat cu ajutorul a trei numărătoare CDB 493 conectate ca numărătoare zecimale (fig. 5.16).

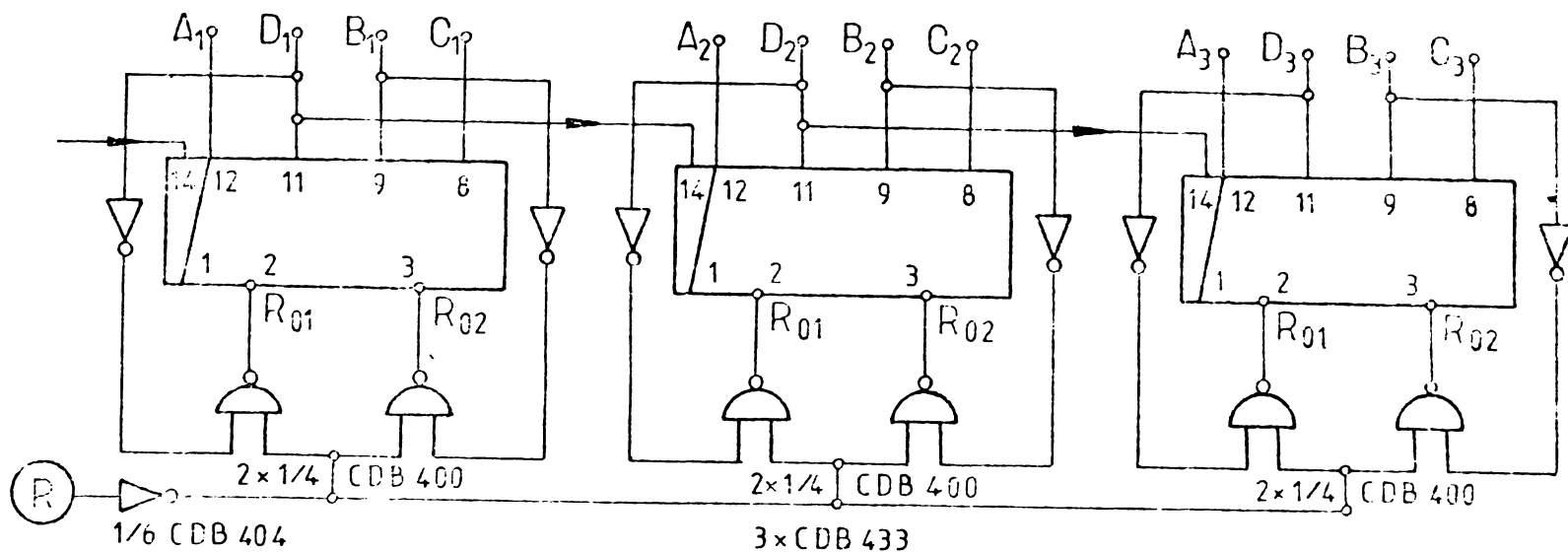


Fig. 5.18 - Schema de principiu a numărătorului electronic

Datorită conectării liniei generale de resetare la borna R a sincronizatorului pentru afișarea numărului de ordine al traductorului, în momentul comutării unui traductor cu altul are loc și resetarea numărătorului. Ieșirile  $A_1, B_1, C_1, D_1; A_2, B_2, C_2, D_2; A_3, B_3, C_3, D_3$  atacă în continuare circuitul de decodificare.

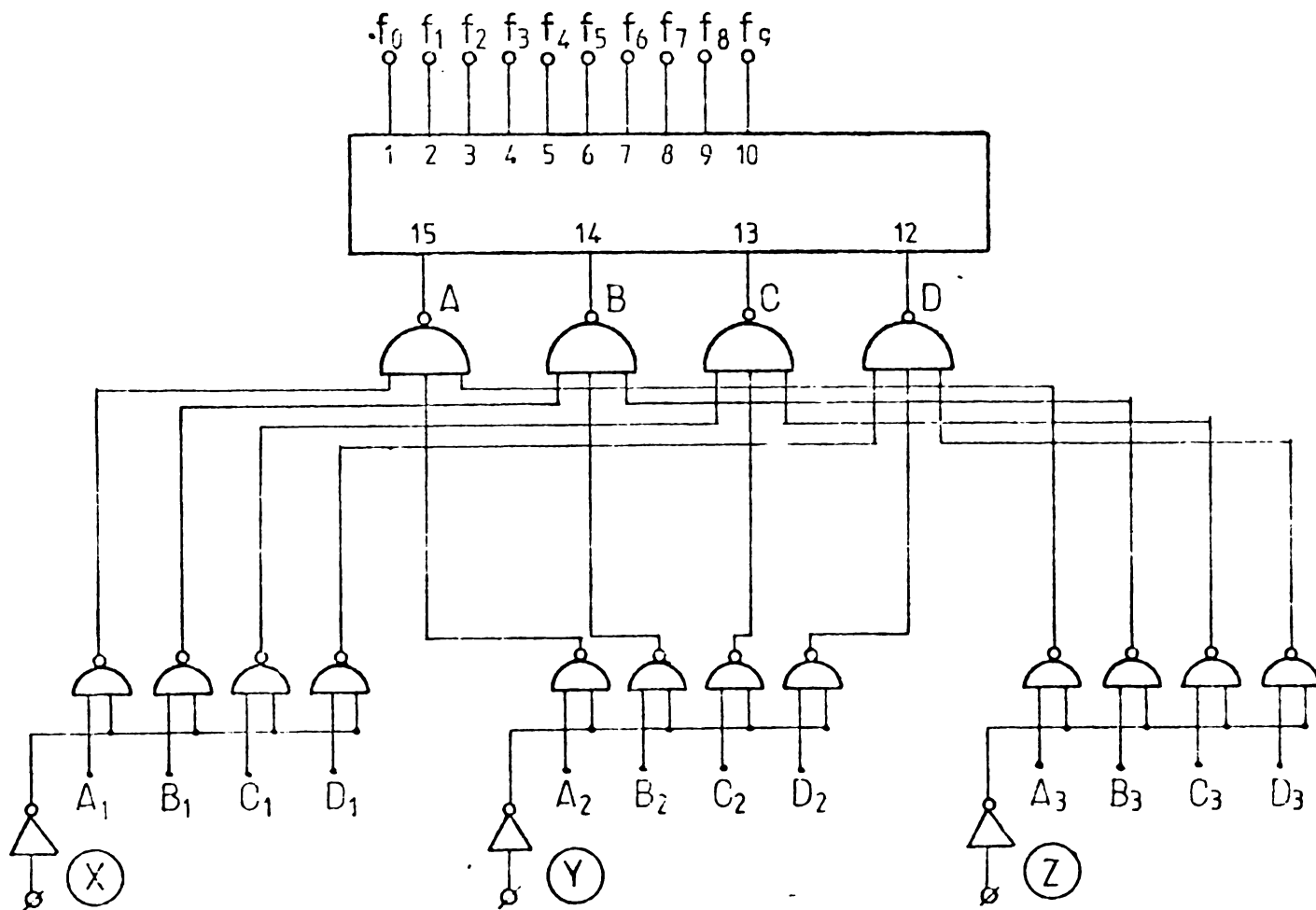


Fig. 5.19 - Schema de principiu a circuitului de decodificare

Circuitul de decodificare (fig.5.19) utilizează un decodificator din binar în zecimal tip CDB 442. Pentru a citi conținutul număratorului N, este suficient ca intrărilor de comandă Z, Y, X (în ordine : sute, zeci, unități) să le fie aplicat nivel logic 1 (tot timpul, lor, le este aplicat nivel logic 0).

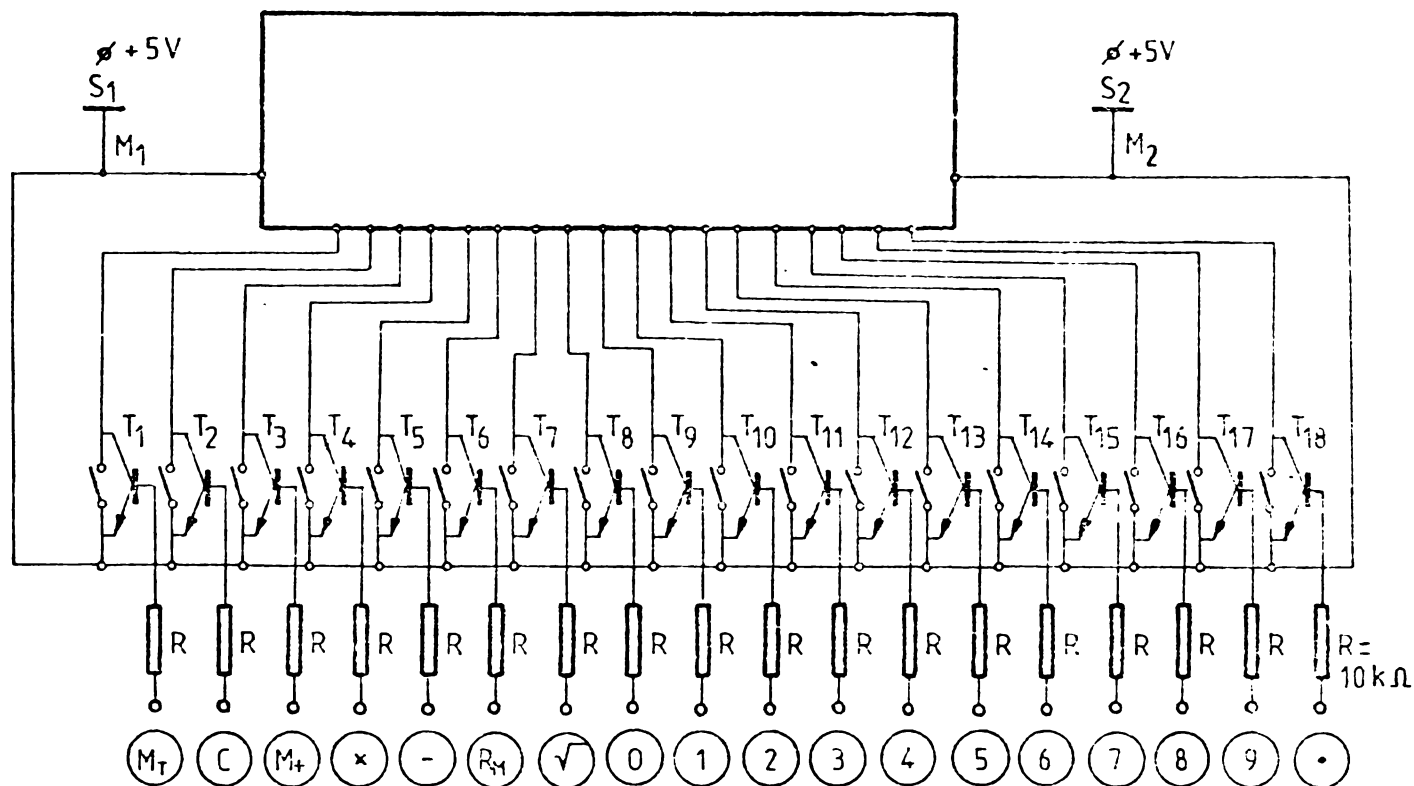


Fig. 5.20 - Schema de principiu a tastaturii calculatorului FELIX CE 126

Unitatea de calcul propriu-zis, care execută calculul expresiei  $\sqrt{A + B \times F}$ , este realizată în baza structurii calculatorului de birou FELIX CE 126 a cărui tastatură este completată cu tranzistoarele  $T_1 \dots T_{18}$  și rezistențele aferente  $R = 10 \text{ k}\Omega$ , conform fig. 5.20 [5.24], cu ajutorul cărora se pot efectua comenzi asupra procesorului și cu semnale electrice. Aplicarea unui nivel logic 1 pe una din bazele tranzistoarelor  $T_1 \dots T_{18}$ , are același efect cu apăsarea tastei corespunzătoare. Pentru separarea galvanică a maselor  $M_1$  și  $M_2$  (impusă de procesorul utilizat) se utilizează două surse separate galvanic  $S_1$  și  $S_2$ .

Formarea constantelor  $A_1 \dots A_6$  și  $B_1 \dots B_6$  se realizează cu două blocuri identice prezentate în fig. 5.21. Una din constantele  $A_1, \dots, A_6$  (corespunzătoare respectiv traductoarelor  $Th_1 \dots$

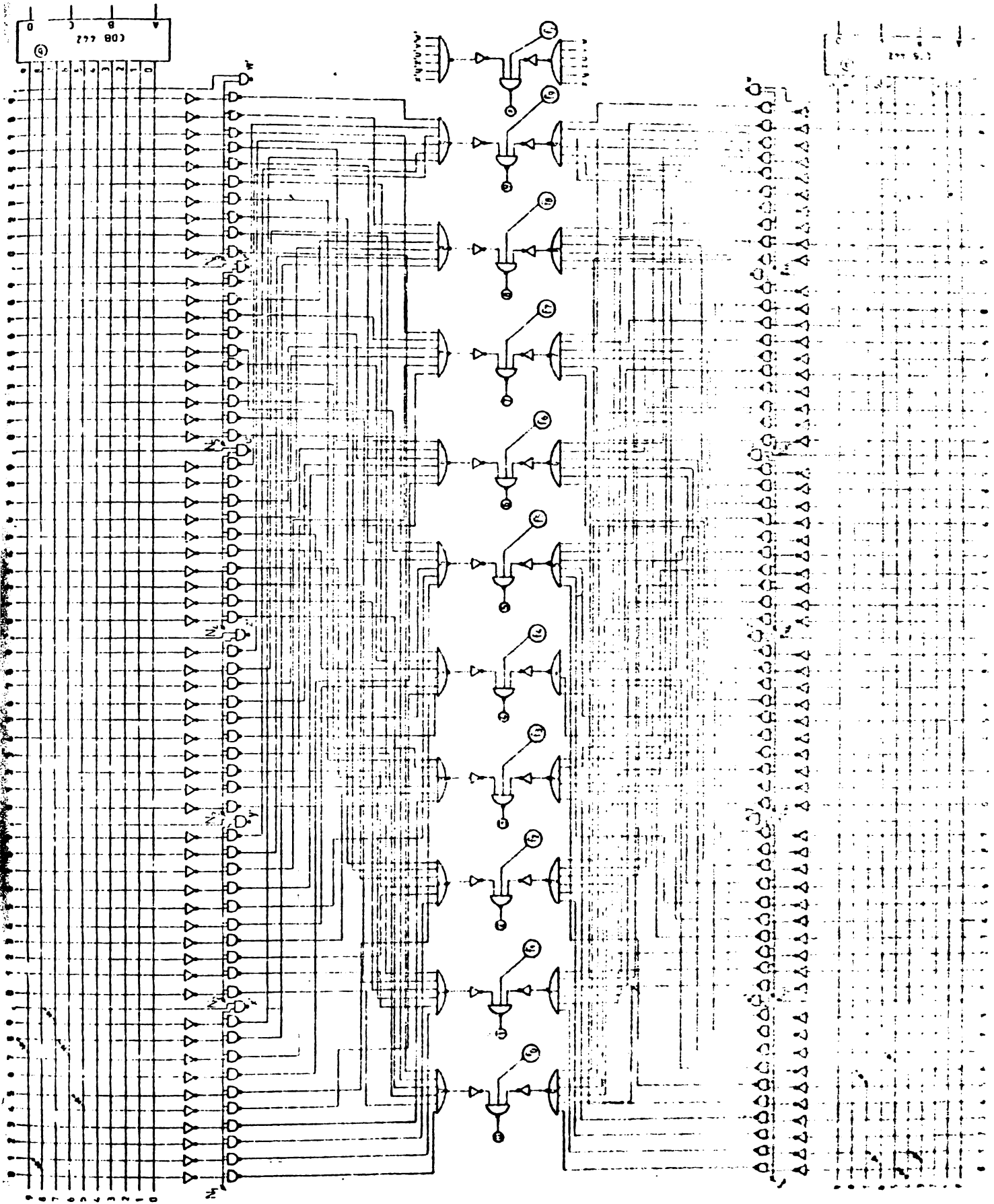


Fig.5.21. schema de principiu a blocurilor pentru formarea conținuturilor A și B

...  $T_{h_6}$  ) este selectată atunci cînd intrării respective  $N_1$  ...  $N_6$  îi este aplicat nivel logic 1. De exemplu, pentru  $A_1 = 10716$  (vezi punctul 5.3.3) la apariția nivelului logic 0 pe ieșirea 3 a decodificatorului  $D_1$ , datorită diodei cuplate între ieșirea 3 și linia 1 apare nivel logic 1 pe baza tranzistorului  $T_9$  (fig. 5.20), deci este introdusă cifra 1 în calculator. Apariția nivelului logic 0 pe ieșirea 4 a decodificatorului datorită diodei cuplate între această ieșire și linia 0 este aplicat nivel logic 1 pe baza tranzistorului  $T_8$ . Apariția pe ieșirile 5, 6 și 7 ale decodificatorului  $D_1$  a nivelelor logice 0 implică introducerea în calculator a cifrelor 7, 1 și 6 prin aplicarea pe bazele tranzistoarelor  $T_{15}$ ,  $T_9$  și  $T_{14}$  a nivelelor logice 1. În mod similar, la apariția nivelului logic 0 pe ieșirile 5, 6, 7, 8 și 9 ale decodificatorului  $D_2$ , sînt introduse pe rînd cifrele componente ale constantei  $B_1 = 58,18$ .

Comutatorul electronic secvențial are rolul de a da într-o anumită ordine comenzile (de ștergere, introducere de date, efectuare de operații și afișare) unității de calcul propriu-zis. Este alcătuit dintr-un generator de tact GT care furnizează impulsuri dreptunghiulare cu perioada de 50 ms și numărătoarele A, B, C respectiv A', B', C' (fig. 5.22). Generatorul de tact funcționează continuu, ieșirea din el atacînd transformatorul  $Tr_1$  prin intermediul unei porți comandată de baza de timp a frecvențometrului. După memorarea frecvenței audio în numărătoarele frecvențometrului, această poartă se deschide timp de 1 secundă. Impulsul de comandă care apare pentru deschiderea ei resotează numărătoarele A, B, C și A', B', C'. Din acest moment impulsurile generatorului de tact, prin intermediul transformatorului  $Tr_1$ , sînt aplicate sincron numărătoarele A și A'. Primul impuls care apare implică apariția nivelului logic 0 pe ieșirile 1 ale decodificatoarelor  $D_1$  și  $D_1'$ . Ieșirea 1 a decodificatorului  $D_1'$  comandă ștergerea conținutului memoriei unității de calcul propriu-zis (III). Al doilea impuls implică apariția nivelului logic 0 pe ieșirea 2 a decodificatoarelor  $D_1$  și  $D_1'$ , ieșirea 2 a decodificatorului  $D_1'$  comandînd ștergerea conținutului unității de calcul (C). Al 3, 4, 5, 6, 7 - lea impuls implică apariția nivelului logic 0 pe ieșirile



3, 4, 5, 6, 7 ale decodificatorului  $D_1$  comandînd, deci, introducerea constantei  $A_1, \dots, A_6$  selectată în prealabil de intrările  $N_1 \dots N_6$ . Al 8 - lea impuls comandă transferul constantelor  $A_1, \dots, A_6$ , prin intermediul decodificatorului  $D_1'$  în registrul de memorie  $\text{RM}$ . Al 9 - lea impuls comandă atacarea cu impulsurile de tact a numărătoarelor B și B' și din acest moment numărătoarele A și A' rămîn în starea corespunzătoare 1001 (respectiv 9 la ieșirea din decodificatoarele  $D_1$  și  $D_1'$ ). Impulsurile al 10, 11 și 12 - lea implică apariția nivelului logic 0 pe ieșirile 1, 2 și 3 ale decodificatoarelor  $D_2$  și  $D_2'$ , ieșirile 1, 2, 3 ale decodificatorului  $D_2$  comandînd introducerea conținutului frecvențmetrului în unitatea de calcul. Al 13 - lea impuls comandă operația "înmulțit"  $\text{X}$  iar impulsurile 14, 15, 16 și 17 comandă introducerea constantei  $B_1, \dots, B_6$  selectată în prealabil de intrările  $N_1 \dots N_6$ . Al 18 - lea impuls blochează semnalul de tact către numărătoarele B și B', acestea rămînînd în starea corespunzătoare ieșirii 9 din decodificatoarele  $D_2$  și  $D_2'$  și comută acest semnal de tact pe intrările numărătoarelor C și C'. Al 19 - lea impuls comandă operația "plus"  $+$ , al 20-lea comandă extragerea conținutului memoriei  $\text{RM}$  iar al 21-lea operația "radical"  $\sqrt{\quad}$ . Același impuls comandă blocarea impulsurilor de tact către aceste numărătoare și afișarea temperaturii.

#### 5.4 - C o n c l u z i i

Standul de încercări industriale a ventilației și încălzirii ME cu puteri pînă la 3 MW, proiectat de autor și realizat în cadrul atelierului electric de la Combinatul Chimic Craiova, este prima realizare de acest gen din țară și are ca obiectiv, printre altele, omologarea ME pentru industria chimică care în mod obișnuit sînt prevăzute cu SCîntrucît lucrează în medii nocive și explozive.

Instalația de control automat cu care este dotat standul permite să se depisteze erorile sistematice de măsurare și să se obțină valoarea cea mai probabilă a mărimii urmărite, ceea ce determină mărirea preciziei determinărilor experimentale, scurtarea timpului de execuție a probelor și eliminarea calculului de prelucrare a datelor.

Instalația pentru măsurarea temperaturii în mai multe puncte



în rotoarele ME în timpul funcționării realizată practic, asigură prin utilizarea unui microprocesor pentru prelucrarea informației, eliminarea erorilor determinate de neliniaritatea și dispersia caracteristicilor termistoarelor folosite ca traductoare de temperatură.

Schema adoptată pentru oscilatorul sinusoidal, montat pe arbore în interiorul motorului, care realizează conversia rezistență termistor-frecvență asigură o bună stabilitate cu temperatura până la +60 °C.

Precizia pe care o realizează instalația de măsurare a temperaturii în domeniul 30-100 °C, determinată cu un termostat, se încadrează în limitele ±1%.

## I N C H E I E R E

Prezenta lucrare tratează problema regimurilor termice la ME de acționare de mare putere privite atât din punct de vedere constructiv cât și din punct de vedere al utilizării în scopul determinării mijloacelor de îmbunătățire a răcirii, caile importante de creștere a puterii și performanțelor ME.

Puterea utilă a unui ME de acționare, construit pentru un anumit serviciu tip de funcționare, este limitată, în principal, de încălzirea sa. O cale de reducere a încălzirii unui ME este minimizarea pierderilor, fără a modifica programul de lucru pe care acesta îl are de executat, prin conducerea optimală a sistemului de acționare care în cazul puterilor mari implică și îmbunătățirea indicilor energetici, mărirea productivității și rapidității în funcționare, a gabaritului, greutateii și investițiilor.

Din punct de vedere constructiv, stabilirea unui sistem eficient de răcire necesită cunoașterea stării termice a ME stabilită atât prin calcul cât și pe cale experimentală.

Prin metode precise de calcul a încălzirii și ventilației ME se pot depista încă din faza de concepție punctele cu solicitările termice cele mai intense și luarea măsurilor de reducere a lor prin reanalizarea sistemului de răcire.

Metoda de calcul bazată pe rețelele termice staționare simetrice permite obținerea unei imagini corecte a condițiilor termice din ME, valabilitatea ei fiind demonstrată de verificarea experimentală.

Metoda de calcul a rețelelor de ventilație bazată pe analogia dintre rețeaua curenților de răcire și rețelele electrice, verificată experimental pe o machetă, permite pe lângă faptul că se determină suficient de precis debitele de aer în canale și optimizarea aerodinamicii interne a ME în scopul obținerii repartiției dorite a vitezelor aerului pe suprafețele de transfer a căldurii.

În cazul ME de putere mare cu circuit de ventilație închis evacuarea căldurii se face prin intermediul unui SC. Alegerea parametrilor nominali și construcției SC trebuie făcută astfel încât să se asigure o eficiență termodinamică maximă ținându-se seama de condițiile tehnologice, de siguranța în exploatare și de cost minim.

Ținând seamă de gradul de dificultate pe care îl ridică fenomenele de încălzire și răcire a ME, un studiu aprofundat al lor

și stabilirea unor metodici de calcul exacte nu se poate efectua decât în baza unui program de încercări experimentale judicios stabilit pentru lămurirea fenomenelor mai puțin stăpânite prin calcul în momentul de față.

Autorul consideră că a reușit să-și aducă contribuția la rezolvarea problemelor menționate mai sus cu următoarele rezultate originale:

- stabilirea schemelor structurale bloc a pierderilor în ME de acționare care permit, prin modelarea lor pe calculatoare electronice, o analiză eficientă a acestora pentru diferite regimuri de lucru în vederea optimizării sistemului de acționare din punct de vedere a pierderilor și încălzirii ME;

- metoda de calcul a regimurilor termice tranzitorii bazată pe rețeaua termică staționară completată cu capacitățile termice;

- legile de comandă a ME care asigură pierderi minime și deci încălzire minimă în regim staționar;

- algoritmul de conducere optimală după criteriul pierderilor minime în MAS utilizând principiul programării dinamice incrementale;

- schema bloc de principiu a conducerii optimale după criteriul pierderilor minime a acționării cu MAS;

- modelele de rețele termice staționare simetrice pentru bara cu secțiune constantă și sectorul de cilindru care permit o descriere mult mai reală a condițiilor termice din ME;

- metoda de calcul a ventilației ME bazată pe analogia dintre rețeaua curenților fluidului de răcire și rețelele electrice;

- stabilirea criteriului de eficiență termodinamică a SC aer-apă pentru ME;

- metoda de optimizare experimentală a SC aer-aer pentru ME;

- concepția standului pentru încercări termice și de ventilație realizat la Combinatul Chimic Craiova;

- concepția și realizarea instalației pentru măsurarea temperaturii în rotoarele ME în timpul funcționării.

Verificarea experimentală a metodelor de calcul precum și realizarea practică a instalațiilor concepute pentru studiul regimurilor termice a ME de mare putere atestă utilitatea și aplicabilitatea imediată a rezultatelor obținute în lucrare.

Gradul ridicat de dificultate pe care îl prezintă problemele legate de încălzirea și răcirea ME de mare putere atât ca formalism cât și ca volum de calcul a necesitat utilizarea metodelor moderne de calcul și a implementărilor pe calculator.

Preocupările autorului în domeniul încălzirii și răcirii ME

de acționare de mare putere se încadrează în contextul problemelor practice și teoretice abordate de colectivul Catedrei de mașini, aparate și acționări electrice a Facultății de electrotehnică de la U niversitatea din Craiova.

Din punct de vedere al aplicațiilor concrete, în viitor, activitatea preponderentă va fi axată pe realizarea unui laborator de încercări termice și de ventilație care să permită un studiu complet al fenomenelor complexe pe care le ridică astfel de probleme, în vederea optimizării construcției ME produse de Intreprinderea Electroputere Craiova și realizarea unor sisteme de conducere optimală a acționărilor electrice de mare putere în scopul minimizării încălzirii ME.

Din punct de vedere teoretic activitatea viitoare va consta în stabilirea unor metode de calcul a încălzirii ME ținând cont și de pierderile suplimentare care apar în cazul mașinilor mari, puternic solicitate.

- / oOo / -

## B I B L I O G R A F I E

### CAPITOLUL 1

1. 1 - Sergheev P.S. : Proiectirovanie elektriceskih mašin.  
Vinogradov N.V. Iz.Energhia,Moskva,1969.  
Gorianov F.A.
1. 2 - Bălă C. : Proiectarea mașinilor electrice. Ed.di-  
dactică și pedagogică,București,1967.
1. 3 - Postnikov I.M. : Proiectirovanie elektriceskih mašin.  
G.Iz.T.L,1960.
1. 4 - Jerve G.K. : Incercările mașinilor electrice rotative.  
Ed.tehnică,București,1972.
1. 5 - Rolik A.L. : O dobavocinîh poteriah v asinhronnîh e-  
Iakovlev A.I. lektrodvigateliakh. Izv.Vuzov.Elektrome-  
hanika,Nr.9,1963.
1. 6 - Danilevici Ia.B. : Dobavocinîe poteri v elektriceskih mași-  
Košarskii E.G. nah. Iz.Energhia,L.,1964.
1. 7 - STAS 1893 - 72 : Mașini electrice rotative.Condiții teh-  
nice generale de calitate.
1. 8 - Gheorghiu I.S. : Tratat de mașini electrice.Vol. I și III  
Fransua Al.S. Ed.Academiei RSR,1971.
1. 9 - Kelemen A. : Acționări electrice. Ed.didactică și  
pedagogică,București,1976.
- 1.10 - Seracin E. : Contribuție cu privire la aplicarea ecu-  
ației mișcării în calculul acționărilor  
electrice. Electrotehnica,R.S.R.,Nr.7,  
1971.
- 1.11 - Degeratu P. : Asupra pierderilor la acționarea cu mo-  
Popescu Gh. tor de c.c. cu excitație separată. Sesi-  
Manolea Gh. una de comunicări tehnico-științifică  
I.C.P.Electroputere-Facultatea de elec-  
trotehnică Craiova, 2-4 iunie 1978.
- 1.12 - Seracin E. : Studiul asupra modelării matematice a  
motorului de c.c. cu excitație în deri-  
vație. Electrotehnica, R.S.R.,Nr.4,1968.
- 1.13 - Sandler A.S. : Avtomaticheskoe ciastotnoe upravlenie  
Sarbatov R.S. asinhronnîmi dvigateliami. Energhia,  
Moskva,1974.
- 1.14 - Murphy J. : Solid-state supplies for a.c. variable

- speed drives. Elec. Times, Nr. 3, 1972.
- 1.15 - Dordea T. : Maşini electrice. Ed. didactică și pedagogică, București, 1970.
- 1.16 - Kopîlov I.P. : Matematičeskoe modelirovanie asinhronnîh  
Mamedov F.A. maşin. Energhia, Moskva, 1969.  
Bespalov V.Ia.
- 1.17 - Kostenko M. : Electrical Machines. Vol. I și II. MIR  
Piotrovsky L. PUBLISHER, Moscow, 1974.
- 1.18 - Cîmpeanu A. : Maşini electrice. Ed. Scrisul Românesc,  
Craiova, 1977.
- 1.19 - Lazu C. : Maşini electrice. Vol. II. Ed. didactică  
Corlățeanu V. și pedagogică, București, 1962.
- 1.20 - Arhangheliskii B.I. : Analitičeskoe vîrajenie krivoi namagniči-  
vania elektriceskih maşin. Elektricestvo,  
Nr. 3, 1950.
- 1.21 - Degeratu P. : Sterowanie optymalne maszyn wyciagowych  
pradu stalego z przekszltnikami rtocio-  
wymy. Tezã de doctorat, A.G.H., Krakow,  
1965.
- 1.22 - Călin S. : Sisteme automate adaptive și optimale.  
Belea C. Ed. Tehnică, București, 1971.
- 1.23 - Lavrentiev M.A. : Curs de calcul variațional. Ed. Tehnică,  
Liusternik L.A. București, 1955.
- 1.24 - Pontreagin L.S. : Matematische Theorie optimaler Prozesse.  
Boltianski V.G. VEB, Berlin, 1964.
- 1.25 - Boțan N. : Bazele calculului acțiunilor electrice.  
Ed. Tehnică, București, 1970.
- 1.26 - Cistov V.P. : Optimalnoe upravlenie electriceskimi  
Bondarenco V.I. privodami postoiannogo toka. Energhia,  
Sviatoslavskii V.A. 1968.
- 1.27 - Kaialev G.M. : Obobščennoe isledovanie optimalnoe  
Ladijenskii A.M. upravlenia electroprivodami postoiannogo  
toka. Elektricestvo, Nr. 11, 1969.
- 1.28 - Smolinikov L.P. : Sintez kvazioptimalnîh sistem avtoma-  
ticeskogo upravlenia. Energhia, 1967.
- 1.29 - Kojevnikov K.I. : Optimalinaia po nagrevu diagramma toka  
iakoria v period upravlenia magnitnîm  
potokom dvigatelja. Izv. Vuzov, Electro-  
mehanika, Nr. 9, 1969.
- 1.30 - Brașovan M. : Acțiuniri electromecanice. Ed. didactică  
și pedagogică, București, 1967.
- 1.31 - Petrov Iu.P. : Optimalnoe čiastotnoe upravlenie asin-

- hronnîmi elektrodvigateliami. Avtomatika i telemekanika, Nr.3, 1960.
- 1.32 - Petrov Iu.P. : O nagreve rotora pri asinhronnom puske. Izv.Vuzov, Electromehanika, Nr.1, 1964.
- 1.33 - Aleksandrov E.G. : Optimalinoe po nagrevu upravlenie asinhronnîm korotkozamknutîm dvigatelem pri ceastotnom puske. Elektricestvo, Nr.1, 1972.
- 1.34 - Bersenev Iu.F. : Sistema ciastotnogo upravlenia asinhronnîmi dvigateliami s postoiannîm potokom. Tr.Novosibirskogo elektrotehn.in-ta, vîp.6, 1969.
- 1.35 - Eckert E.R.G. : Analysis of Heat and Mass Transfer. Mc. Drake R.M.Jr. Graw-Hill Book Company, New York, 1972.
- 1.36 - Nekrasov O.P. : Rascet nagreva asinhronnih mašin po metodu teplovîh parametrov. Izv. Vuzov, Energhetika, Nr.1, 1964.
- 1.37 - Hak J. : Metoda ekivalentnich tepelných obvodu. Vol.I, II, V. TZ368 MEZ Brno 1951, 1952, 1957.
- 1.38 - Hak J. : Technicke Pruvodce II Elektricke Stroje. B. Termika El.Stroju Tocivych SNIL, Praha, 1969.
- 1.39 - Ivan C. : Metodica de calcul pe calculatorul electronic a încălzirii și ventilației motoarelor asincrone. E.E.A. Electrotehnica, Nr.4, 1977.
- 1.40 - Rybar J. : Maly odporový analogou k vypostu otepleni elektrických stroju. Elektrotechn.Obz. Nr.8, 1962.
- 1.41 - Contract de cercetare Nr.500327/1976. : Proiectarea unui motor asincron vertical cu 5 trepte de turații pentru fabricile de zahăr. Facultatea de electrotehnică din Craiova.
- 1.42 - Mathivet P. : L'échauffement des machines électriques. Le monit.prof.de l'électr. et de l'électron., Nr.241, 1968.
- 1.43 - Maier Fr. : Berechnung von thermischen Ausgleichsvorgängen in rotierenden elektrischen Maschinen. Elektr.- und Masch., Nr.1, 1971.
- 1.44 - Preiningerova V. : Einige Erfahrungen mit den Berechnungen der nichtstationären Wärmevorgänge in den rotierenden Elektromaschinen kleinerer Leistung noch dem Verfahren der Wärmequ-

- ellenetze. 22 Intern.Wissen.Kolloq., oct. 1977, TH Ilmenau, R.D.G.
- 1.45 - Medinski L.A. : Modelarea încălzirii nestaționare a coliviei rotorului la motorul asincron (traducere I.D.T.). Elektricesstvo, Nr.8, 1968.
- 1.46 - Goriainov F.A. : Modelirovanie teplovîh processov v elektrodvigateliah s pomoschiu analogevîh vîcislitelinîh maşin. Elektrotehnika, Nr.12, 1973.  
Dibiev S.M.
- 1.47 - Vintilă N. : Cercetări experimentale asupra răcirii motoarelor electrice pînă la 3 MW produse la Elecroputere. Sesiunea de comunicări științifice, I.M.E. București, 4-5 oct. 1973.  
Popescu Gh.  
Sabatin Ig.
- 1.48 - Filipov I. : Voprosî ohlajdenia elektriceskih maşin. Energhia, 1964.
- 1.49 - Borisenko A.I. : Aerodinamica i teploperedacia v elektriceskih maşinah. Energhia, Moskva, 1974.  
Daniko V.G.  
Iakovlev A.I.
- 1.50 - Gaurdet M. : L'aérodynamique interne des moteurs asynchrones auto-ventilés. R.G.E. Nr.9, 1968.
- 1.51 - Spinei F., ș.a. : Calculul circuitelor de ventilație ale mașinilor electrice utilizînd metoda Newton, inițializată printr-o metodă de încadrare. Elektrotehnika, RSR, Nr.6, 1971.
- 1.52 - Bernard M. : La ventilation aérodynamique interne des gros moteurs. R.G.E., Nr.7-8, 1968.
- 1.53 - Fleury J. : Étude experimentale du circuit de ventilation d'un moteur asynchrone de 2750 kW à 1500 tr/mn. R.G.E., Nr.7-8, 1968.
- 1.54 - Breduge F. : Étude experimentale de l'aérodynamique interne sur un moteur fermé à tubes de 500 kW à 1500 tr/mn. R.G.E., Nr.9, 1968.
- 1.55 - Schwartz H. : Ein neues Laboratorium für strömungs und wärmezechnische Untersuchungen an Elektromaschinen. B.B.M., Nr.10/11, 1968.
- 1.56 - Pasqualini G. : Études de ventilation en laboratoire. Rev. Jeumont-Schneider, Nr.10, 1971.
- 1.57 - Bogaenko I.N. : Kontrolî temperaturî elektriceskih maşin. Iz. Tehnika, Kiev, 1975.
- 1.58 - Gotter G. : Nagrevanie i ohlajdenie elektriceskih maşin. Gosenergoizdat, 1961.
- 1.59 - Eberhardt H.D. : Hydraulische Untersuchungen des passiven



Teils im Kühlstromkreis innenbelüfteter Asynchronmaschinen mit einseitiger Saugbelüftung. Elektrik, Nr. 9, 1971.

- 1.60 - Suiski V.P. : Rascet elektriceskih mašin. Iz. Energhia, Moskva, 1968.

## CAPITOLUL 2

2. 1 - Ponescu Gh.  
Bitoleanu Al. : Comanda optimală a acționării cu motor asin-  
cron. Sesiunea de comunicări științifice,  
Univ. din Craiova, 22-24 oct. 1976.
2. 2 - Ponescu Gh.  
Bitoleanu Al. : Comanda optimală a acționării cu motor asin-  
cron cu rotorul bobinat la considerarea res-  
tricțiilor după încălzire. Analele Univ. din  
Craiova, 1977.
2. 3 - Bellman R.  
Dreyfus S. : Applied dynamic programming. Princeton Uni-  
versity Press, New Jersey, 1962.
2. 4 - Larson L.E. : State increment dynamic programming. Else-  
vier, New York, 1974.
2. 5 - Petrov Iu.P. : Optimalnoe upravlenie electroprivodom.  
Iz. Energhia, 1971.
2. 6 - Larson L.E. : Dynamic Programming with Reduced Computati-  
onal Requirements. IEE Trans. Aut. Cont. Nr. 2,  
April, 1965.
2. 7 - Keckler W.G. : Optimisation bout a Nominal Trayectory Via  
Dynamic Programming. Engineer`s Thesis,  
Depart. of Electrical Engineering, Stanford,  
California, 1967.
2. 8 - Bellman R. : Adaptiv Control Processes. Princeton Univer-  
sity Press, Princeton, 1967.
2. 9 - Bellman R.  
Kalaba R. : Quasilinearisation and Nonlinear Boundary-  
Value Problems. American Elsevier Publishing  
Co., New York, 1965.
- 2.10 - Taylor J.M. : Application of the epsilon method. Engineer`s  
Thesis, University of Wyoming, 1970.
- 2.11 - Balakrishnan A. : Optimisation by epsilon method. Journal of  
optimisation Theory, Nr. 5, oct., 1968.
- 2.12 - Ponescu Gh.  
Ivănescu M. : Optimal Control of the Drive with Short -  
circuited Rotor Asynchronous Motor. Revue  
Roumain des Sciences Techniques (în curs de  
publicare, 1979).

## CAPITOLUL 3

3. 1 - Kessler A. : Zur Theorie des Wärmequellennetzes. Archiv  
f. Elektr. Bd. 49, Heft 2, 1964.

3. 2 - Pierro E. : Il calcolo termico delle macchine rotanti col metoda delle reti equivalenti. Energia Elett. Nr.9,1964.
3. 3 - Hak J. : Einfluß der Unsicherheit der Berechnung von einzelnen Wärmequellen-Netztes. Archiv f. Elektr., Bd.47, Heft 1, 1963.
3. 4 - Mukosiej J. : Berechnung der Wicklungstemperaturverteilung auf Grund des Wärmequellennetzes. 22 Intern. Wiss. Koll. TH Ilmenau, 1977.
3. 5 - Hak J. : Lösung eines Wärmequellennetzes mit Berücksichtigung der Kühlströme. Archiv f. Elektr., Bd.42, Heft 5, 1956.
3. 6 - Vintilă N.  
Sabatin Ig.  
Popescu Gh. : Aspecte teoretice și experimentale privind răcirea motoarelor asincrone de mare putere. Sesiunea științifică comună CIMAE-Univ. Craiova, 17-18 mai 1974.
3. 7 - Eckhardt H. : Beitrag zur Berechnung der stationären Temperaturverteilung in einer elektrischen Maschine mit Hilfe eines Wärmequellennetzes. Archiv f. Elektr., Nr.1, 1969.
3. 8 - Hak J. : Wärmequellen-Netze elektrischer Maschinen. Elektr. u. Masch., Nr.11, 1959.
3. 9 - Mukosiej J. : Opory przewodzenia zastępczej sieci cieplnej maszyn elektrycznych. Archiwum Elektrotechniki, Nr.4, 1973.
- 3.10 - Isachenko V.  
Osipova V.  
Sukomel A. : Heat Transfer. MIR Publishers, Moscow, 1974.
- 3.11 - Hübner G. : Zur Theorie und Anwendung von Stationären Wärmenetzmodellen. Dissertation, TU Berlin, 1966.
- 3.12 - Hak J.  
Ošlejšek O. : Berechnung der Kühlung elektrischer Maschinen. Teil 1(1973), VÚES Brno.
- 3.13 - Hynšt R. : Untersuchung der Ventilationsnetzeigenschaften elektrischer Maschinen. 22 Intern. Wiss. Koll., TH Ilmenau, 1977.
- 3.14 - Ošlejšek O. : Methodische Kühlungsberechnung elektrischer rotierender Maschinen. 22 Intern. Wiss. Koll., TH Ilmenau, 1977.
- 3.15 - Preda M.  
Cristea P. : Analiza și sinteza circuitelor electrice. Ed. Tehnică, București, 1968.
- 3.16 - Simonyi K. : Electrotehnică teoretică. Ed. Tehnică, 1974.

- 3.17 - Idelicik I.E. : Spravocinik po ghidravliceskim soprotivleniam. Gosenergoizdat, M-L ,1960.
- 3.18 - Volkov V.G. : Ghidravliceskoe soprotivlenie ploskih  
Horun S.P. kanalov s obratnim simmetricinim povoro-  
Iakovlev A.I. tom. Aerodinamika i teploperedacia v e-  
lektriceskih masinah,Vip.1,1972.

#### CAPITOLUL 4

4. 1 - Petrovschii I. : Sovremenie effektivie teploobemnici.  
Pastovschii V. G.E.I.,Moskva,1962.
4. 2 - x x x : Trane company bulletin D.S-378:Extended  
surface heat transfer equipment,1953.
4. 3 - Hobler T. : Transmisia de căldură și schimbătoare de  
căldură.(traducere din limba polonă)  
G.H.I.,1961.
4. 4 - Baev S. : Sudovie compactnie teploobemnie aparatî.  
Izd.Sudostroenie,1965.
4. 5 - Sabatin Ig. : Tipuri industriale de schimbătoare de căl-  
Vintilă N. dură utilizate la mașinile electrice cu  
Popescu Gh. mediu de răcire fluid. Sesiunea de comu-  
nicări științifice,Universitatea din  
Craiova, 3-4 dec.1971.
4. 6 - x x x : Cercetări experimentale asupra schimbului  
de căldură la circuitele aer-apă pentru  
răcirea motoarelor electrice. Univ.din  
Craiova,Contract de cercetare cu GUAME  
Craiova,1970.
4. 7 - Kays W. : Compact heat Exchanger. Mc.Graw-Hill,  
London A. New York,1964.
4. 8 - Vintilă N. : Probleme ale calculului termic la mașini-  
Sabatin Ig. le electrice cu aer de ventilație răcit  
Popescu Gh. cu apă. Sesiunea de comunicări științifi-  
ce,Univ.din Craiova, 3-4 dec.1971.
4. 9 - Opaschi M. : Proiectarea răcitoarelor de aer. ICPEH  
Timișoara,1970.
- 4.10 - x x x : Cercetări asupra bateriilor de răcire  
pentru motoarele electrice pînă la 3 MW  
produse la GUAME Craiova. Univ.din Craio-  
va,Contract de cercetare cu GUAME,1972.
- 4.11 - Vinogradov V.I. : Issledovanie vstroennih tntrobojnih  
Kuzimin A.I. ventilatorov elektriceskih masin. Flek-  
trotehnica,Nr.5,1965.

- 4.12 - Krasnova N.F. : Prikladnaia aerodinamika. Vîsşaia Skola, Moskva, 1974.
- 4.13 - x x x : La ventilation aérodynamique interne des gros moteurs. R.G.E. , Nr.7,8,9 / 1968.
- 4.14 - Povh I.L. : Aerodinomiceskii eksperiment v masinostroenii. Leningrad, 1974.
- 4.15 - Carafoli E. : Aerodinamica. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1951.
- 4.16 - Marinescu Al. : Metode, aparate şi instalaţii de măsură în aeromecanică. Ed. Academiei RSR, 1970.
- 4.17 - Környey T. : Tetszőleges járatzámú, párhuzamos áramlású hőcserélők niéretezési összefüggései. Energia és Atomtechnika, Nr.12, 1971.
- Tóth I.

#### CAPITOLUL 5

5. 1 - x x x : Laborator de încercări antiexplozive ale echipamentului electric. Univ. din Craiova, Contract de cercetare cu Combinatul Chimic Craiova Nr.2161/1973.
5. 2 - x x x : Cercetări asupra răcirii şi ventilaţiei motoarelor electrice produse de GUARD Craiova. Univ. din Craiova, Contract de cercetare Nr.4722/1971.
5. 3 - Davidescu A. : Schimbul de caldura în instalaţiile industriale. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1964.
- Mucică H.
5. 4 - Antufiev V. : Teploperedacia i aerodinamicescoe soprotivlenie trubaciatâh poverhnostei v poperecionom potoke. Urasghiz., 1948.
- Beleţkii S.
5. 5 - STAS 7681 - 66 : Metode de determinare a debitului gazelor de răcire la maşinile electrice.
5. 6 - VDI P45 : Durchflussmessung.
5. 7 - Popescu Gh. : Măsurarea parametrilor electroenergetici în minele grizutoase. Revista Minelor, Nr.7, 1968.
- Păsculescu M.
5. 8 - Popescu Gh. : Măsurarea temperaturii în rotoarele maşinilor electrice. A IV-a sesiune de comunicări ştiinţifice, Institutul de Metrologie, Bucureşti, 24-25 sept. 1973.
5. 9 - Popescu Gh. : Metodă de măsurare fără contact a parametrilor termotehnici în elementele mobile ale motoarelor electrice. Sesiunea ştiinţifică comună CIMEA-Univ. din Craiova, 17-18 mai 1974.
- Vînătoru M.

- 5.10 - x x x : Studiul experimental privind repartitia temperaturii în maşinile electrice produse de IEP Craiova şi metoda de calcul. Universitatea din Craiova, Contract de cercetare, 1975.
- 5.11 - Sefteli I.T. : Termorezistori, Iz. Nauka, Moscova, 1973.
- 5.12 - x x x : Siemens Bauteile Service, sept., 1976.
- 5.13 - Tođoran I. : Tratatul matematică a datelor experimentale - funcţii empirice. Ed. Academiei R.S.R., Bucureşti, 1976.
- 5.14 - Tiron M. : Teoria erorilor de măsurare şi metoda celor mai mici pătrate. Ed. Tehnică, Bucureşti, 1972.
- 5.15 - x x x : Transistor circuit design. Prepared by the Engineering Staff of Texas Instruments Incorporated. Ed. Mc. Graw-Hill Book Company, Inc., New York, 1963.
- 5.16 - x x x : Manuel des Circuits Intégrés Analogiques. Editions Radio après Texas Instruments, 1974.
- 5.17 - Vătăşescu A. : Circuite cu semiconductoare în industrie. Heinrich S. Amplificatoare şi oscilatoare. Ed. Tehnică Stefan G. Bucureşti, 1971.
- 5.18 - Cartianu Gh. : Modulation de fréquence. Ed. Dunod, Paris, 1968.
- 5.19 - Cartianu Gh. : Bazele radiotehnicii. Vol. I şi II. Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1962.
- 5.20 - x x x : Solid State Communications. Prepared by the Engineering Staff of Texas Instruments Incorporated, New York, 1966.
- 5.21 - x x x : Transistor manual. General Electric Co. New York, 1969.
- 5.22 - x x x : Siemens Halbleiter - Schaltbeispiele, 1973 / 1974.
- 5.23 - x x x : Siemens Schaltbeispiele, 1977 / 1978.
- 5.24 - x x x : Calculatorul electronic PELIX CB-164, Manual Service, 1976.
- 5.25 - Sabatin Ig. : Metodica şi instalaţiile de încercare a Vintilă N. bateriilor de răcire pentru maşini electrice rotative. Sesiunea ştiinţifică de Popescu Gh.

- comunicări CILAE Craiova - Universitatea din Craiova, 17 - 18 mai 1974.
- 5.26 - Popescu Gh. : Stand de încercări industriale a ventilației mașinilor electrice cu blocuri de telemăsurare, înregistrare și prelucrare statistică automată a datelor. A. IV-a sesiune de comunicări științifice, Institutul de Metrologie, București, 24-25 sept. 1973.
- Sabatin Ig.
- Vintilă N.
- 5.27 - Vintilă N. : Instalații pentru studiul experimental al regimului termic și al ventilației la mașinile electrice. Sesiunea de comunicări științifice, Universitatea din Craiova, 3 - 4 dec. 1971.
- Sabatin Ig.
- Popescu Gh.

## C U P R I N S

	<u>pag.</u>
I N T R O D U C E R E - - - - -	1
<u>CAPITOLUL 1 - Consideratii privind încălzirea și răciria motoarelor electrice - - - - -</u>	<u>7</u>
1.1 - Sursele de căldură - - - - -	9
1.1.1 - Pierderile la acționarea cu motor de curent continuu cu excitație separată - - - - -	10
1.1.1.1 - Ecuațiile de funcționare ale acționării cu MCCD - - - - -	10
1.1.1.2 - Ecuația pierderilor în MCCD - - - - -	12
1.1.2 - Pierderile la acționarea cu motor de curent continuu cu excitație serie - - - - -	14
1.1.2.1 - Ecuațiile de funcționare ale acționării cu MCCS - - - - -	14
1.1.2.2 - Ecuația pierderilor în MCCS - - - - -	15
1.1.3 - Pierderile la acționarea cu motor asincron - - - - -	17
1.1.3.1 - Schema echivalentă a MA - - - - -	17
1.1.3.2 - Ecuațiile de funcționare a acționării cu MA - - - - -	19
1.1.3.3 - Ecuațiile acționării cu MA, în unități relative - - - - -	20
1.1.3.4 - Ecuația pierderilor în MA - - - - -	22
1.2 - Minimizarea pierderilor în motoarele electrice de acționare - - - - -	24
1.2.1 - Minimizarea pierderilor în ME de acționare în regim staționar - - - - -	25
1.2.1.1 - Minimizarea pierderilor în MCCD, în regim staționar - - - - -	25
1.2.1.2 - Minimizarea pierderilor în MAS, în regim staționar - - - - -	26
1.2.2 - Comanda optimală a acționărilor electrice în scopul minimizării încălzirii ME - - - - -	28
1.2.2.1 - Comanda optimală a acționării cu MCC - - - - -	29
1.2.2.2 - Comanda optimală a acționării cu MA - - - - -	32
1.3 - Problematika calculului încălzirii și ventilației motoarelor electrice de acționare - - - - -	36
1.3.1 - Regimul termic staționar al ME - - - - -	36
1.3.2 - Regimul termic tranzitoriu al ME - - - - -	39

1.3.3	- Aspecte ale calculului ventilației ME - - - - -	40
1.4	- C o n c l u z i i - - - - -	42

CAPITOLUL 2 - Comanda optimă a acționării  
cu motor: scăderea după criteriul  
pierderilor minime în încălzirea  
rotorică - - - - -

2.1	- Formularea problemei de optimizare - - - - -	44
2.1.2	- Criteriul de performanță - - - - -	46
2.1.3	- Problema de optimizare - - - - -	46
2.2	- Metoda programării dinamice incrementale - - - - -	46
2.2.1	- G e n e r a l i t ă ți - - - - -	46
2.2.2	- Programarea dinamică incrementală - - - - -	47
2.2.3	- Algoritmul de calcul - - - - -	53
2.3	- Comanda MAS pentru optimizare după criteriul pierderilor minime - - - - -	57
2.4	- Implementări pe calculator și rezultate obținute - - - - -	59
2.5	- C o n c l u z i i - - - - -	65

CAPITOLUL 3 - Contribuții la calculul încăl-  
zirii staționare și ventilației  
motoarelor electrice - - - - -

3.1	- Contribuții la calculul încălzirii staționare a motoarelor electrice prin metoda rețelelor termice - - - - -	67
3.1.1.	- Rețeaua termică staționară a surselor de căldură - - - - -	68
3.1.2	- Răcirea unei surse de căldură printr-un fluid de răcire - - - - -	70
3.1.3	- Răcirea în serie a surselor de căldură - - - - -	71
3.1.4	- Răcirea în paralel a surselor de căldură - - - - -	72
3.1.5	- Răcirea unei rețele termice printr-o rețea de fluid de răcire - - - - -	73
3.1.6	- Modele de rețele termice staționare pentru ME - - - - -	75
3.1.6.1	- Conducția termică axială, unilaterală într-o bară de secțiune constantă - - - - -	75
3.1.6.2	- Transmiterea axială a căldurii în bara cu pierderi, răcită lateral - - - - -	83
3.1.6.3	- Conducția termică unilaterală, radială în sectorul de cilindru - - - - -	86



3.1.7	- Implementări pe calculator și rezultate experimentale - - - - -	92
3.2	- Contribuții la calculul ventilației ME - - - - -	99
3.2.1	- Rețeaua echivalentă a circuitului de ventilație - - - - -	99
3.2.2	- Calculul rețelei echivalente a circuitului de ventilație - - - - -	100
3.2.3	- Implementări pe calculator și rezul- tate experimentale - - - - -	102
3.3	- C o n c l u z i i - - - - -	108
<u>CAPITOLUL 4 - Contribuții la calculul și experi- mentarea schimbătoarelor de căl - dură pentru răcirea motoarelor electrice - - - - -</u>		110
4.1	- Eficiența schimbătoarelor de căldură aer-apă pentru răcirea motoarelor electrice - - - - -	111
4.1.1	- Caracteristicile termotehnice impuse SC aer-apă - - - - -	111
4.1.2	- Causa eficienței termodinamice limitate a SC aer-apă - - - - -	112
4.1.3	- Alegerea schemelor de circulație a agenților termici - - - - -	113
4.1.3.1	- Criteriul de determinare a eficienței termodinamice - - - - -	113
4.1.3.2	- Compararea eficienței termodinamice a SC cu contracurent, echicurent și curent încrucișat - - - - -	114
4.1.3.3	- Influența debitelor agenților termici asupra eficienței SC- - - - -	116
4.1.3.4	- Numărul optim de încrucișări ale agen- ților termici - - - - -	117
4.2	- Optimizarea schimbătorului de căldură aer-aer pentru motorul MIB -2 - - - - -	120
4.2.1	- Parametrii constructivi ai prototipurilor de SC aer-aer pentru motorul MIB-2 - - - - -	120
4.2.2	- Alegerea schimbătorului de căldură optim în baza caracteristicilor de funcționare - - - - -	121
4.2.3	- Optimizarea formei constructive a circuitului aerului răcitor - - - - -	126

4.3	- C o n c l u z i i - - - - -	138
	<u>CAPITOLUL 5 - Metode și instalații pentru măsurarea parametrilor termotehnici ai motoarelor electrice - - - - -</u>	140
5.1	- Instalație de încercări industriale a ventilației și încălzirii motoarelor electrice - - - -	140
5.2	- Metodica de încercare a schimbătoarelor de căldură pentru motoarele electrice - - - - -	144
5.3	- Instalație pentru măsurarea temperaturii în rotoarele motoarelor electrice în timpul funcționării - - - - -	151
5.3.1	-Generalități - - - - -	151
5.3.2	- Schema bloc și funcționarea instalației - - - - -	152
5.3.3	- Traductoarele de temperatură - - - - -	154
5.3.4	- Blocul de culegere și transmitere a informației - - - - -	158
5.3.4.1	- Oscilatorul sinusoidal cu frecvență variabilă - - - - -	158
5.3.4.2	- Oscilatorul de înaltă frecvență - - - - -	161
5.3.4.3	- Convertorul de tensiune - - - - -	162
5.3.4.4	- Comutatorul electronic - - - - -	162
5.3.5	- Blocul de recepție și prelucrare a informației - - - - -	164
5.3.5.1	- Receptorul - - - - -	164
5.3.5.2	- Sincronizatorul pentru afișarea numărului de ordine al traductorului - - - - -	165
5.3.5.3	- Unitatea de calcul - - - - -	167
5.4	- C o n c l u z i i - - - - -	174
	I N C H E I E R E - - - - -	176
	B I B L I O G R A F I E - - - - -	179