

MINISTERUL EDUCAȚIEI NAȚIONALE  
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” TIMIȘOARA  
FACULTATEA DE MECANICĂ

Ing. Marius Daniel Hegedüs

# TEZĂ DE DOCTORAT

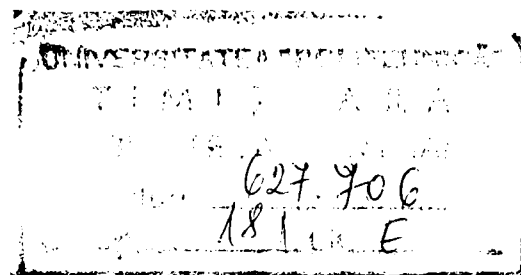
CONTRIBUȚII LA STUDIUL TEORETIC  
ȘI EXPERIMENTAL AL SISTEMELOR DE  
ACȚIONARE COMPLEMENTARE

**Conducător științific:**

**Prof.dr.ing. Ștefan ANGHEL**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA „POLITEHNICA”  
TIMIȘOARA

**TIMIȘOARA**  
**-2000-**



# CUPRINS

<b>CUVÂNT ÎNAINTE.....</b>	<b>3</b>
<b>INTRODUCERE.....</b>	<b>5</b>
<b>CAPITOLUL 1. Stadiul actual al tehnicii de prelucrare prin aşchiere (frezare) al suprafeţelor spaţiale complexe. Capul de frezat dublu oscilant de construcţie Waldrich-Coburg. Avarii. Studii cinetostatice. Frezarea.....</b>	<b>7</b>
1.1. Preambul teoretic. Soluţii utilizate curent în practică.....	7
1.2. Sisteme de automatizare ale maşinilor unelte. Comenzi numerice.....	15
1.3. Descrierea capului de frezat dublu oscilant de construcţie Waldrich-Coburg.....	23
1.4. Aspecte ale cinetostaticii capului de frezat de construcţie Waldrich-Coburg.....	25
1.5. Probleme (avarii) ivite la exploatarea capului de frezat Waldrich-Coburg.....	32
1.6. Soluţii de remediere a avariilor. Mărirea capacităţii portante a angrenajului melcat al capului de frezat Waldrich-Coburg prin descărcarea suprasarcinilor la carcasă.....	35
1.7. Concluzii. Obiectivele tezei.....	45
<b>CAPITOLUL 2. Sisteme de acţionare complementară (SAC). Dezvoltarea conceptului pornind de la un sistem hidraulic automat pentru prelucrarea suprasarcinilor elementului de execuţie al unei comenzi numerice.....</b>	<b>47</b>
2.1. Soluţie vizând eliminarea cauzei avariei descrise la cap. 1.5. prin descărcarea cu un sistem hidraulic automat a suprasarcinilor periculoase la carcasă.....	47
2.2. Sisteme de acţionare complementară. Definirea conceptului. Clasificări.....	52
2.3. Scheme bloc referitoare la SAC.....	54
2.4. Fluxuri informaţionale (energetice) în SAC.....	55
<b>CAPITOLUL 3. Studiul sistemelor de acţionare complementară de tip mecano-hidraulic (SAC – MH) considerate ca sisteme automate.....</b>	<b>58</b>
3.1. Studii cinetostatice şi dinamice utilizând noţiuni generale privind sistemele automate.....	59
3.2. Noţiuni privind sistemele hidraulice automate.....	75
<b>CAPITOLUL 4. Modelul matematic al subsistemului electrohidraulic automat de descărcare (SEHA) a suprasarcinilor, parte a SACMH, pornind de la modelul analitic al unei axe hidraulice conduse prin calculator.....</b>	<b>84</b>

4.1. Stabilirea ecuațiilor diferențiale și a funcției de transfer.....	85
4.1.1. Ecuațiile ce descriu convertorul tensiune-curent.....	85
4.1.2. Ecuațiile ce descriu funcționarea servodistribuitorului.....	85
4.1.3. Ecuațiile ce descriu funcționare motorului.....	88
4.1.4. Ecuațiile diferențiale ce caracterizează modelul analitic al axei cinematice acționate hidraulic.....	90
4.1.5. Funcția de transfer.....	96
4.2. Modelul matematic al SEHA de descărcare a suprasarcinilor.....	100
4.2.1. Ecuația diferențială a modelului pentru condițiile restrictive date .....	100
4.2.2. Ecuația regulatorului automat.....	101
4.2.3. Funcția de transfer.....	103
4.2.4. Studiul stabilității sistemului.....	104
4.2.5. Studiul în domeniul frecvențial. Determinarea locului de transfer.....	104
4.2.6. Studiul în domeniul timp. Determinarea răspunsului indicial (la semnal treaptă).....	105

**CAPITOLUL 5. Elemente privind cercetarea experimentală a sistemului electro-hidraulic automat SEHA.....109**

5.1. Particularizările încercării instalațiilor hidraulice.....	109
5.2. Soluția modelului funcțional din aviație aplicată la realizarea standului de modelare al SACMH.....	111
5.3. Elementele componente ale instalației de măsurare și achiziție de date a standului.....	115
5.4. Încercarea servosistemului hidraulic.....	125
5.5. Sistemul de achiziții de date prin calculator.....	131

**CAPITOLUL 6. Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale privind funcționarea în regim staționar și tranzitoriu ale SEHA de descărcare a suprasarcinilor.....146**

6.1. Ridicarea pe cale experimentală a caracteristicilor statice de funcționare în sarcină a SEHA.....	146
6.2. Studiul teoretic al comportării dinamice a SEHA având constantele modelului matematic determinate de caracteristica experimentală la pct.6.1...150	150
6.3. Determinarea experimentală a comportării dinamice a SEHA. Comparații cu rezultatele teoretice.....	157

**CAPITOLUL 7. Concluzii finale. Contribuții personale. Direcții de cercetare în domeniul utilizării automatizărilor hidraulice ca acționări complementare.....162**

<b>Bibliografie.....</b>	<b>165</b>
<b>Curriculum Vitae.....</b>	<b>172</b>
<b>Anexă – Program de calcul .....</b>	<b>173</b>

# CUVÂNT ÎNAINTE

Nu pot prefața această teză de doctorat fără să aduc mulțumirile mele și să exprim considerația față de conducătorul științific, dl. **Prof.dr.ing. Anghel Ștefan**, care m-a îndrumat și cu care am colaborat de peste doisprezece ani, când am fost inginer la sectorul de întreținere mașini unelte din secția Mecanică Grea a U.C.M. S.A. Reșița.

Atât brevetul de invenție la care suntem autori cât și prezenta lucrare se datorează muncii inimoase a d-lui prof. Anghel de consiliere și sprijin a inițiativelor din industrie.

Mulțumesc pe această cale și profesorilor mei de la I.P. Timișoara, dl. Prof.dr.ing. Mircea Bărglăzan și dl. Prof.dr.ing. Victor Bălăsoiu, care au făcut parte din unele comisii de examinare și care au pus baza instruirii mele în domeniul automatizărilor hidraulice și la care am găsit în permanență ușa deschisă pentru îndrumări pertinente.

Rezultatele cercetării științifice obținute de dl. Prof. Bălăsoiu în cadrul tezei sale de doctorat din domeniul acționărilor electrohidraulice cu servovalvă efectuate în colaborare cu I. Electrotimiș și I.E.M. Rm. Vâlcea, au constituit un punct de reper și un ghid în abordarea și rezolvarea problematicii acționării cu servovalvă, ce face obiectul prezentei teze de doctorat.

Țin să menționez îndrumările pertinente pe care le-am primit cu ocazia susținerii referatelor și examenelor de la domnii Prof. dr. ing. Kovacs Francisc, Prof. dr. ing. Perju Dan, Prof. dr. ing. Mădăras Lucian de la I.P.Timișoara și Prof. dr. ing. Vela Ioan, Prof. dr. ing. Crivacucea Octavian de la U.E.M.Reșița.

Nu pot omite în acest context colaborarea cu dl. Prof. dr. ing. Ruja Ioan și Asist. drd. ing. Szabo Stefan în domeniul experimentării cu achiziție de date prin calculator, cu ș. l. drd. ing. Anghel Cornelia de la U.E.M. Reșița la definitivarea unor calcule matematice.

De un real sprijin a fost îndrumarea colegului și prietenului meu Conf. dr. ing. Cicală Eugen de la I.P.Timișoara la elaborarea programului de calcul pentru rezolvarea modelului matematic, precum și la prelucrarea datelor experimentale.

Totodată doresc să menționez înțelegerea și ajutorul nemijlocit de care a dat dovadă întregul colectiv de la secția Mecanică Grea, cu care am lucrat direct în respectiva perioadă.

Hotărâtoare în finalizarea acestei teze au fost înțelegerea și sprijinul soției mele Mina, precum și imboldurile date de părinții mei, ambii ingineri de meserie care văzut în prezenta, realizarea unor idealuri și năzuințe din tinerețe.

Dedic această lucrare fiului meu Florin-Alexandru în vârstă de nici un an cu dorința ca generația lui să găsească soluții mai bune de a valorifica în plan economic concret spiritul și travaliul unei atari activități.

# INTRODUCERE

Dezvoltarea industriei reclamă din ce în ce mai mult mijloace de mecanizare automatizare-cibernetizare capabile să optimizeze procesele tehnologice ale instalațiilor, mașinilor și utilajelor fabricate atât din punct de vedere al comportării funcționale cât și al eficienței energetice. Sistemele de reglare automată a unor parametri fizici și de menținere automată a parametrilor funcționali reprezintă unul din cele mai noi și mai dinamice domenii de cercetare teoretică și experimentală.

Obiectul tezei îl constituie rezolvarea problemelor de funcționare ale unui cap de frezat spațial dublu-oscilant prin preluarea suprasarcinilor uneia din axele mecanice de poziționare comandată numeric de către un sistem hidraulic automat. Aceasta s-a putut realiza numai prin integrarea a două domenii de vârf ale ingineriei mecanice: domeniul mecanismelor și transmisiilor mecanice cu cel al acționărilor și automatizărilor hidraulice.

Soluția tehnică adoptată face obiectul brevetului de invenție RO108854B1/94 [6], iar analiza teoretică a condus la introducerea și definirea conceptului de sistem de acționare complementară, deschizându-se largi posibilități de implementare și generalizare.

Se abordează domeniul mașinilor de lucru acționate simultan de mai multe (cel puțin două) surse de energie (mașini motoare) după legi de corelare care să permită rezolvarea principală a unor situații limită.

După cunoștința autorului, deși se pot da exemple banale de acționări (un vapor ajutat de o locomotivă să treacă un defileu, sau două locomotive care trag o garnitură), nu se cunosc a fi răspândite în tehnica clasică astfel de soluții, iar abordarea în literatura de specialitate este absentă. În industria de

vârf, însă, (tehnică spațială, aviație, robotică, autovehicule), există direcții de avangardă, testându-se soluții de acționare multiplă cu perspective reale de a fi lansate pe piață în viitorul apropiat.

Sub aspectul cercetării teoretice și experimentale concrete s-au adus contribuții, prin rezolvarea cinetostaticii axei de poziționare suprasolicitate, la explicarea și remedierea frecventelor avarii.

Măsurătorile și încercările efectuate direct pe mașina unealtă au furnizat date pentru conceperea și proiectarea unui sistem electro-hidraulic automat cu servovalvă destinat să descarce suprasarcinile de mai sus. Prin modelarea matematică a sistemului și încercări de laborator pe model funcțional, s-au rezolvat probleme de finețe privind funcționarea acestuia în regim staționar tranzitoriu.

# CAPITOLUL 1

## **Stadiul actual al tehnicii de prelucrare prin aşchiere (frezare) a suprafeţelor spaţiale complexe. Capul de frezat dublu oscilant de construcţie Waldrich-Coburg. Avarii. Studii cinetostatice. Frezarea.**

### **1.1. Preambulul teoretic. Soluţii utilizate curent în practică.**

Frezarea este procedeul de aşchiere utilizată la prelucrarea suprafeţelor plane, profilate, canelate, respectiv la generarea suprafeţelor elicoidale, a danturii roţilor dinţate etc.

La operaţiile de frezare mişcarea principală de rotaţie este executată de sculă, iar mişcările secundare de avans pot fi realizate de piesă sau însăşi de freză.

Există o mare varietate de operaţii tehnologice care se pot executa prin frezare şi corespunzător acestora, diferite tipuri constructive de freză. Din punctul de vedere al detaşării aşchiei, însă, toate prelucrările prin frezare pot fi înglobate în două sisteme de bază sau combinaţii ale acestora. Astfel, aşchiera se poate realiza cu partea cilindrică sau partea frontală a frezei. Prin urmare freza poate avea dinţii aşchietori pe partea cilindrică, pe partea frontală, sau atât pe partea cilindrică cât şi pe cea frontală.

În funcţie de sensul vitezei principale de aşchiere şi sensul avansului de lucru, prelucrarea poate avea loc prin frezare în contra sau în sensul avansului.



La frezarea în sens contrar avansului, dintele sculei atacă materialul pe suprafața prelucrată a piesei și doar la ieșirea din așchiere întâlnește suprafața neprelucrată. La această variantă de prelucrare grosimea așchierii crește de la zero până la valoarea maximă și pentru ca așchieria să decurgă în bune condiții freza trebuie să fie bine ascuțită.

Frezarea în sens contrar avansului este procedeul de prelucrare folosit mai frecvent. Nu se recomandă această variantă de frezare la prelucrarea pieselor cu rigiditate scăzută, mai ales dacă adâncimea de așchiere este mare, întrucât componenta verticală a forței de așchiere are tendința să ridice semifabricatul de masa mașinii de frezat.

Frezarea în sensul avansului se folosește mult mai rar decât cea în sens contrar avansului. Dinții frezei intră în contact, la început cu suprafața neprelucrată a piesei, grosimea așchierii ajungând de la valoarea maximă la zero. La această variantă de prelucrare apar șocuri în timpul așchierii, mai ales dacă nu există un element de preluare a jocului între șuruburi și piulița mesei mașinii de frezat. La frezarea în sensul avansului componenta verticală a forței de așchiere apasă permanent semifabricatul pe masa mașinii de frezat, ceea ce asigură o fixare mai rigidă a piesei.

Marea varietate a tipurilor constructive de freze a impus clasificarea acestora pe mai multe criterii. Astfel în funcție de suprafața pe care sunt dispuși dinții frezei, se deosebesc:

- freze cilindrice, cu dinții pe suprafața cilindrică, având în general tais elicoidal;
- freze cilindro-frontale, cu dinții pe partea frontală și pe cea cilindrică;

- freze disc, cu tăișuri pe suprafața cilindrică (freza disc cu un rând de tăișuri), și pe una sau pe ambele suprafețe laterale (freza disc cu două respectiv trei rânduri de tăișuri);
- freze unghiulare cu dinții pe suprafețe conice sau pe suprafețe conice și frontale;
- freze profilate cu dinții pe suprafața profilată a corpului de rotație.

După modul de fixare pe mașina-unealtă, toate aceste freze pot fi:

- cu coadă (cilindrică sau conică);
- cu alezaj.

În funcție de construcția lor frezele pot fi:

- cu dinți executați dintr-o bucată cu corpul (freze monobloc);
- cu plăcuțe din carburi metalice lipite;
- cu dinți demontabili executați din oțel rapid;
- cu dinți demontabili, prevăzute cu plăcuțe din carburi metalice lipite;
- cu plăcuțe din carburi metalice sau mineraloceramice fixate mecanic.

După modul de realizare a dinților, se deosebesc:

- freze cu dinți frezați;
- freze cu dinți detalonți.

În funcție de direcția dinților există:

- freze cu dinți dreapți;
- freze cu dinți înclinați;
- freze cu dinți elicoidali;
- freze cu dinți zigzag.

După modul de lucru frezele pot fi:

- cu așchiera pe dreapta;
- cu așchiera pe stânga.

În funcție de calitatea suprafeței prelucrate, pot fi:

- freze pentru degroșare;
- freze pentru finisare.

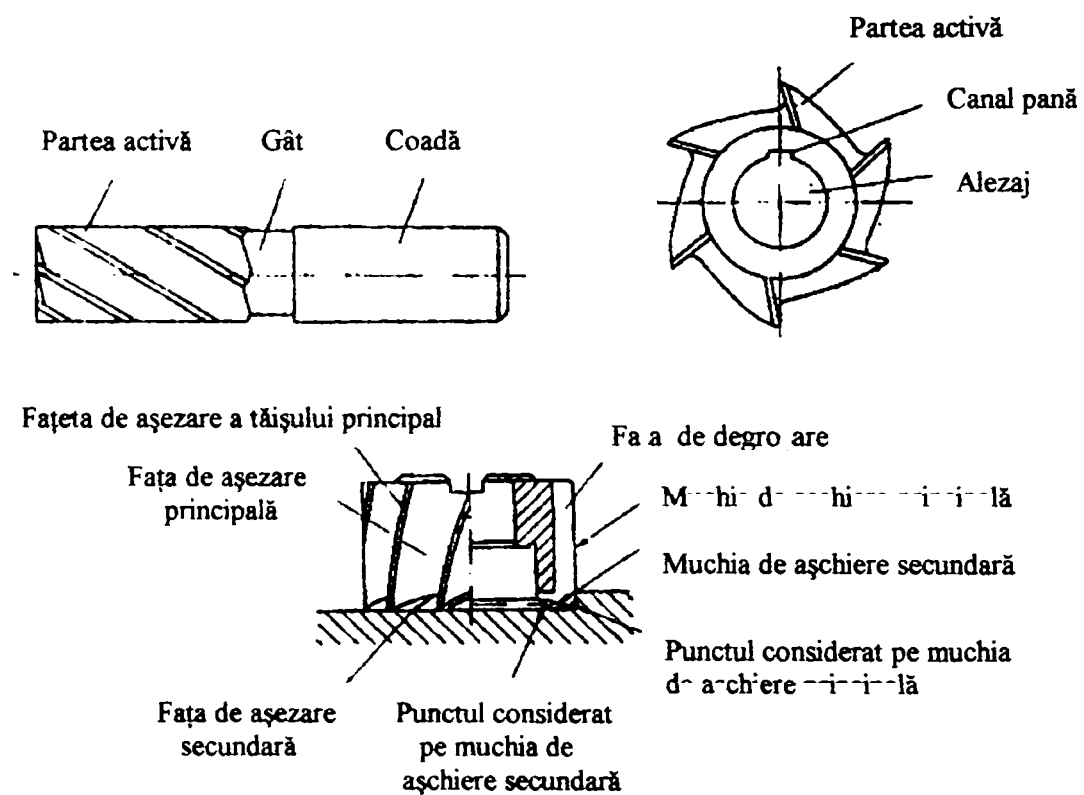


Fig.1.1. Elementele frezelor

## Forțele de așchiere

La prelucrarea prin frezare, forțele de așchiere acționează pe fiecare dinte, valoarea acestora fiind variabilă cu variația secțiunii așchiei. Forța rezultantă  $F$ , însumând toate forțele care acționează pe fiecare dinte în contact cu piesa; are valoarea maximă atunci când secțiunea totală a așchiei este maximă.

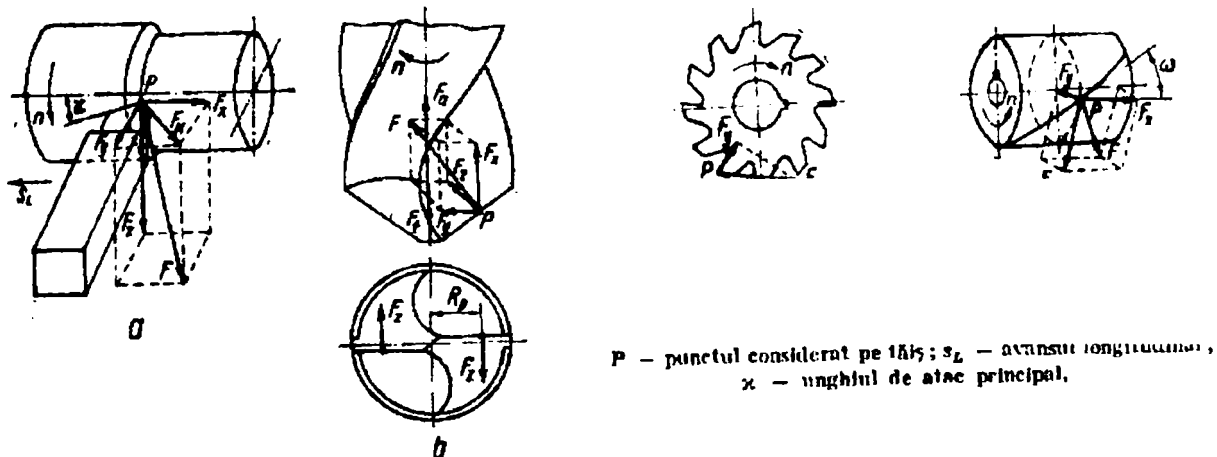


Fig.1.2. Forțele de așchiere

a – strunjire; b – găurire; c – frezare cu freza-disc; d – frezare cu freza cilindrică;  $n$  - turația sculei sau piesei;  $P$  – punctul considerat pe tăiș;

$s_L$  – avansul longitudinal;  $\alpha$  – unghiul de atac principal.

În cazul frezării cu freza disc cu dinți dreți sau cu freza cilindrică cu dinți dreți (fig.1.2.), atât rezultanta  $F$  cât și cele două componente  $F_y$ , după direcția radială și  $F_z$  după direcția tangențială, sunt situate în planul de lucru, perpendicular pe planul de bază constructiv.

Relația dintre forța rezultantă și componentele sale  $F_y$  și  $F_z$  este:

$$F = \sqrt{F_y^2 + F_z^2} \quad (1.1)$$

La frezarea cu freze cu dinți elicoidali (fig.1.2.), rezultanta  $F$  are o direcție oarecare în spațiu, ca urmare a existenței componentei  $F_x$ , în direcția axială.

Componentele  $F_x$  și  $F_y$  pot fi exprimate prin  $F_z$  cu ajutorul relațiilor:

$$F_y = (0,6 \dots 0,8) F_z ; F_x = (0,35 \dots 0,55) F_z ; \quad (1.2)$$

Componenta axială  $F_x$ , care apare la frezarea cu freza cu dinți elicoidali, poate fi calculată și cu relația:

$$F_x = F_z \operatorname{tg} \bar{\omega} \quad (1.3)$$

$\bar{\omega}$  - fiind unghiul de înclinare a elicei dinților.

## Mașinile de frezat

Mașinile de frezat sunt destinate prelucrării suprafețelor plane profilate, a canalelor drepte elicoidale (cu secțiunea pătrată, dreptunghiulară, unghiulară, etc.), a canalelor în T, a camelor, etc. Pe mașinile universale cu consolă (fig.1.3.a) se pot prelucra și roți dințate cu dinți drepecți și înclinați folosind metoda de generare prin copiere cu freze disc sau deget modul. Prelucrarea pieselor de tip carcasă se execută pe mașini de frezat plan verticale (fig.1.3.b) sau pe mașini de frezat longitudinal cu portal (fig.1.4.).

Mișcarea principală de așchiere la frezare este rotația frezei cu turația  $n_s$ , viteza de așchiere  $v_a$  fiind viteza tangențială la periferia frezei. Avansurile sunt realizate fie prin deplasarea piesei, împreună cu masa mașinii, fie prin deplasarea frezei.

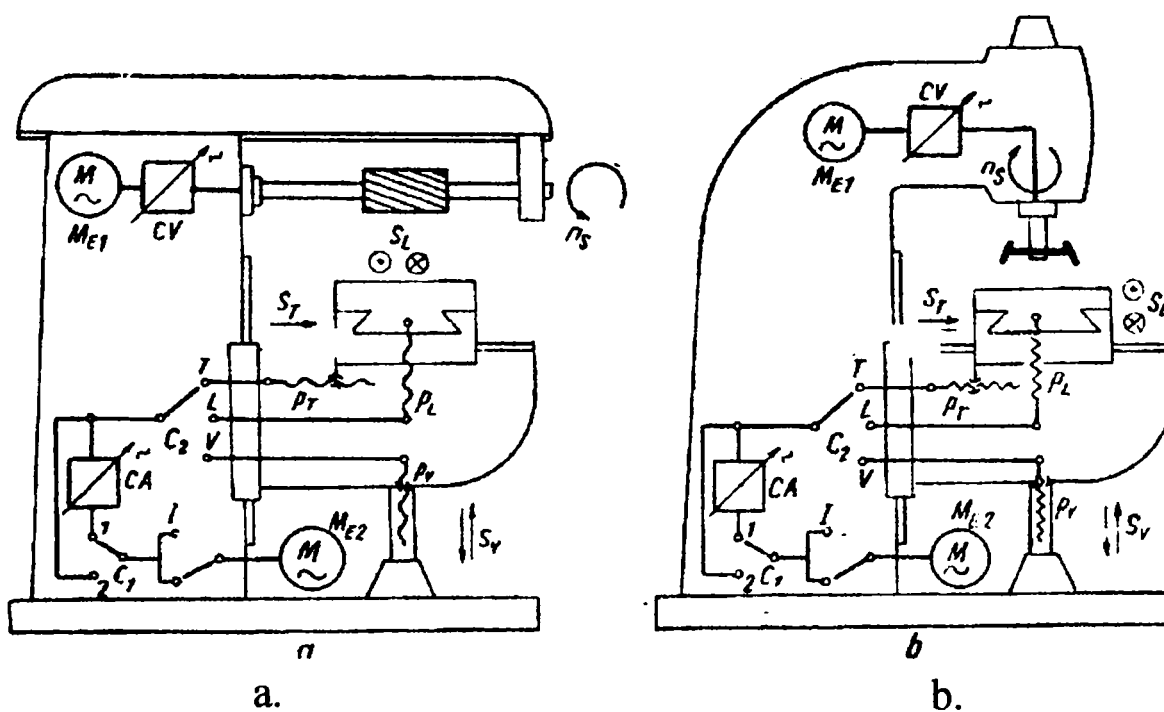


Fig.1.3. Mașini de frezat universale:

- a – mașina de frazat orizontală (FU-1), schema cinematică structurală;  
 b – mașina de frezat verticală (FV-1), schema cinematică structurală;  
 CV – cutia de viteze; CA – cutia de avansuri; C - cuplaj; I – inversor.

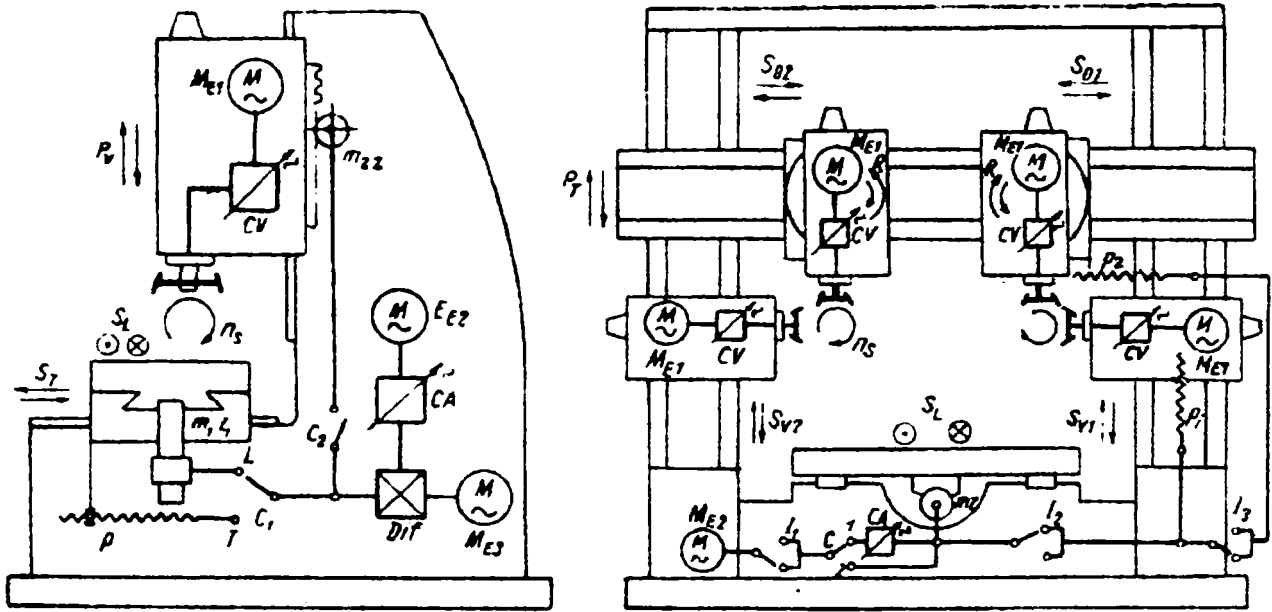


Fig.1.4. Mașini de frezat mari:

- a – mașina de frazat plan verticală, schema cinematică structurală;  
 b – mașina de frezat longitudinală cu portal (FLP), schema cinematică structurală;  $P_v$  – mișcarea de potrivire verticală;  $P_T$  – potrivirea traversei;  
 R – rotirea capului de frezat; CA – cutia de avansuri; CV – cutia de viteze; I – inversor; C – cuplaj.

## **1.2. Sisteme de automatizare ale mașinilor-unelte. Comenzi numerice.**

Mașinile-unelte automate existente sunt dotate cu sisteme de automatizare foarte diferite realizate cu mijloace mecanice, electrice, pneumatice, hidraulice și combinații ale acestora. Marea varietate a sistemelor de comandă face dificilă o prezentare exhaustivă a lor din care cauză, în cele ce urmează, vor fi prezentate doar sistemele de comandă ale mașinilor-unelte mai frecvent întâlnite.

### **Clasificarea sistemelor de automatizare folosite la mașini-unelte**

În general, sistemele de comandă ale mașinilor-unelte automate se împart în două grupe mari: sisteme de comandă rigide și sisteme de comandă elastice. Dar, așa cum nu există materiale perfect rigide sau perfect elastice, evident, nici sistemele de comandă nu fac excepție la această regulă generală.

Sistemele de comandă automate rigide sunt caracterizate prin aceea că succesiunea și durata semnalelor de comandă sunt determinate precis (rigid), în prealabil și depind de valoarea reală și mărimea comandate.

Mașinile-unelte automatizate după aceste sisteme au avantajul unei mari fiabilități, dar pretind un timp relativ mare cu ocazia schimbării programului, în vederea prelucrării unei noi piese, din această cauză aceste sisteme sunt potrivite numai pentru producția de serie mare. Este vorba de sistemele mecanice cu came, de cele hidraulice, etc.



Sistemele de automatizare elastice sunt acele sisteme la care succesiunea și durata semnalelor de comandă se pot schimba cu ușurință creând astfel condiții bune pentru utilizarea unor mașini-unelte care lucrează în producție de serie mică și unicat.

Deși, deocamdată, costul de producție este ridicat și fiabilitatea ceva mai scăzută decât la cele rigide, le frânează răspândirea sistemelor de automatizare elastice în general, iar cele de comandă numerică, în special, vor deveni din ce în ce mai competitive.

### **Sisteme de automatizare cu comandă numerică**

Introducerea și extinderea rapidă a comenzii numerice la mașinile-unelte în ultimii ani, atât în numeroase țări ale lumii, cât mai ales, la noi în țară, sunt urmare a numeroaselor cercetări și experiențe pentru a găsi o soluție economică prelucrării prin așchiere, pe mașini-unelte, a pieselor de serie mică, piese cu pondere însemnată ce nu pot fi prelucrate în condiții de eficacitate economică pe mașinile-unelte cu sisteme de automatizare clasice, sisteme ce pretind un timp de reglare relativ mare, uneori mult mai mare decât timpul necesar prelucrării în întregime a seriei mici de piese. Sistemele de automatizare cu comandă numerică, prin elasticitatea lor în ceea ce privește timpul scurt consumat la reglarea mașinii, reprezintă o soluție pentru problema prelucrării avantajoase a seriilor mici de piese, dar avantajul elasticității sistemelor de automatizare este însoțit de un cost ridicat al echipamentului de comandă, ceea ce reduce din avantaj.

Progresele ce se fac continuu în domeniul microelectronicii și alte domenii ale tehnicii ne dau convingerea că într-un timp relativ scurt sistemele

de automatizare cu comandă numerică care sunt și ele într-o continuă dezvoltare și o mai adecvată adaptare la mașinile-unelte, vor căpăta o răspândire generală, rezolvând în condiții de înaltă eficacitate, prelucrarea pe mașini-unelte și a pieselor unicate sau de serie mică.

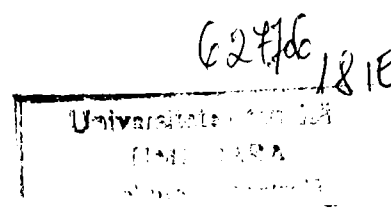
Echipamentele de comandă numerică (ECN), fabricate până în prezent sunt foarte numeroase, pentru că, condițiile de lucru sunt foarte variate și firmele producătoare sunt relativ numeroase. Și în țara noastră se produc ECN de tip NUMERON – cu care sunt echipate mașinile românești cu comandă numerică.

Cu toată diversitatea lor, ECN se pot împărți în trei grupe mari, după complexitatea lor, după modul de folosire la mașina-unelte:

- A- ECN de poziționare;
- B- ECN de prelucrare liniară;
- C- ECN de conturare.

*A. Echipamente de comandă de POZIȚIONARE* - sunt destinate în special, mașinilor de găurit în coordonate și altor mașini-unelte, unde se cere doar deplasarea rapidă și precisă a piesei de la un punct la altul, pe o singură direcție sau pe două direcții perpendiculare. Evident, în acest caz ECN este mai simplu și, ca urmare, mai ieftin, deci cu eficacitate sporită.

La noi în țară au fost construite ECN de poziționare pentru strunguri și anume: NUMERON 310-3 cu poziționare cu două axe, în mod succesiv și cu introducerea manuală a datelor și NUMERON 311-3 cu poziționare pe două axe cu introducerea automată a datelor (bandă perforată). O schemă bloc a unui ECN de poziționare se poate urmări în figura de mai jos, compusă din următoarele blocuri principale ale mecanismului de citire a benzii (M.Cit.):



convertorul de cod numeric (digital) în analogic (Cv), mecanismul de memorie (Mem), comparatorul ( Cp), care compară semnalul venit pe cale directă descrisă până aici cu semnalul de pe buclă cu reacție și emite semnale de reacție către mecanismul de comandă (M.Cd.); iar mai departe, de la mecanismul de comandă, fluxul de informații trece la mecanismul de acționare (M.Act.) al saniei. Pe bucla de reacție se află traductorul de reacție (TR) care transformă deplasarea saniei în semnale ce se pot compara în comparatorul (Cp). Comenzile pot fi introduse și manual, în care scop s-a figurat pe schemă și blocul de introducere manuală a datelor (IMD).

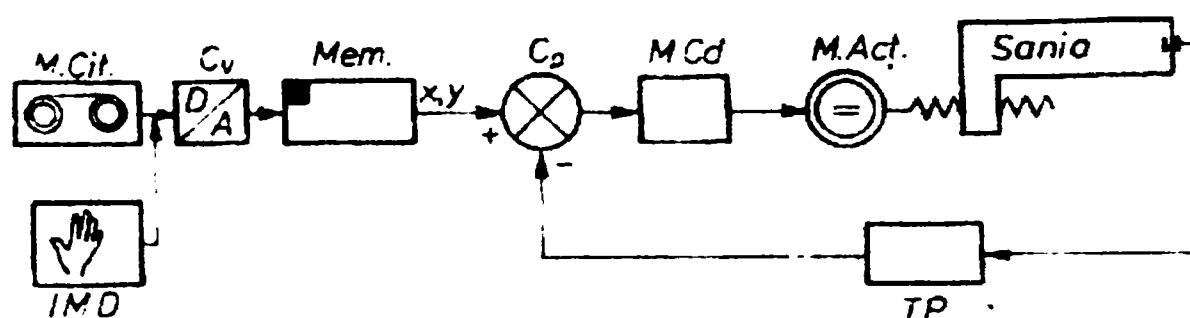


Fig.1.5. Schema bloc a unui echipament de comandă numerică de poziționare

În cazul unor traductori numerici de deplasare, schema bloc a unui ECN de poziționare pe două axe, ceva mai detaliată apare ca în figura 1.6. având la bază tot o schemă de principiu din figura anterioară. Pe schema din figura 1.6. s-au notat cu: ECN – echipamentul de comandă numeric; TEA - tabloul electric pentru acționare;  $M_x$  și  $M_y$  – motoarele de acționare a săniilor pe direcțiile x respectiv y;  $S_x$  și  $S_y$  – săniile mașinii-unelte pe direcțiile x și y;  $T_x$  și  $T_y$  – traductorii numerici de deplasare pe direcțiile x și y; PP – port-program bandă perforată; B.I.D. – blocul de introducere a datelor cuprinzând

mecanismul de citire, memoria, etc. și din care ies informațiile de comutare pentru axele x și y ( $IC_x$  și  $IC_y$ ); IMD – introducerea manuală a datelor; BC – blocul de clacul din care intră informațiile de deplasare ( $I_d$ ), informațiile referitoare la condițiile de deplasare și de sculă (B.C.T.) și informațiile date de traductorii numerici  $T_x$  și  $T_y$ , prin intermediul blocurilor de măsură ( $MB_x$  și  $MB_y$ ). Blocul de calcul este în legătură cu ecranul pe care se desfășoară afișajul cotelor (AF).

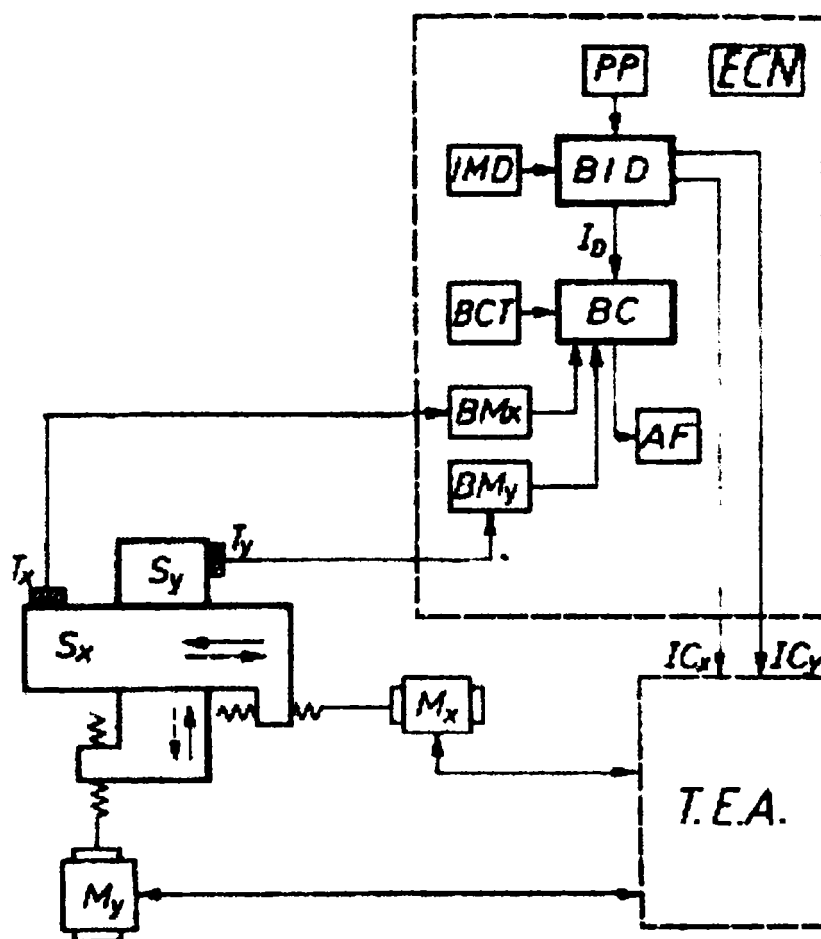


Fig.1.6. Schema bloc a unui ECN de poziționare cu traductori numerici de deplasare

*B. Echipamente de comandă de PRELUCRARE LINIARĂ* – sunt foarte asemănătoare cu cele de poziționare, cu unele deosebiri în sensul că la

ECN de prelucrare liniară, deplasările mesei nu se fac cu viteză rapidă, ci cu viteză lentă de avans, adică în timpul deplasărilor de la un punct la altul, se produce și procesul de așchiere, de prelucrare al piesei, precizare care impune acestor ECN capacitatea de a putea programa simultan cu coordonatele deplasării și valorile vitezei de avans (F) ale turației arborelui principal (S), scula (T), precum și unele funcții pregătitoare (G) sau auxiliara (M) după cum se vede în schema din figura 1.7.

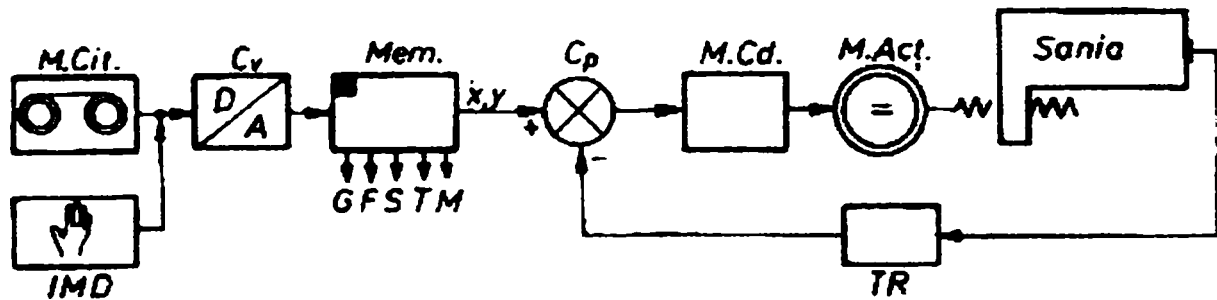


Fig.1.7. Schema bloc a unui echipament de prelucrare liniară

Echipamentele NUMERON\ 322-3 pentru strunguri și 331-3 pentru mașini, de frezat sunt ECN de prelucrare liniară realizate la noi în țară.

*C. Echipamente de comandă de CONTURARE* mai complexe, deci mai scumpe, se caracterizează prin aceea că permit coordonarea mișcărilor pe două sau mai multe axe ale mașinii-unelte. Datorită acestei importante calități a ECN de conturare, mașinile-unelte dotate cu asemenea echipamente au posibilitatea de a realiza curbe generatoare foarte variate și complexe, prin simpla programare.

ECN de conturare au în componența lor un mecanism relativ complicat, numit INTERPOLATOR, cu ajutorul căruia ECN de conturare poate

coordona mișcările pe două axe pentru a efectua *interpolarea liniară* sau *interpolarea circulară*. În cazul strungurilor interpolarea liniară pentru generarea suprafețelor conice, iar interpolarea circulară – generarea unor arce de cerc.

La frezare, interpolarea liniară permite efectuarea unor canale înclinate față de direcția de deplasare a uneia din sănii, iar interpolarea circulară, efectuarea unor canale circulare, nu cu ajutorul mesei circulare, ci prin coordonarea mișcărilor celor două sănii suprapuse ce au deplasări pe direcții perpendiculare una față de cealaltă.

Existența interpolatorului de prelucrare, dintre care enumerăm echipamentele NUMEROM 331-3 și NUMEROM 335 pentru strunguri, NUMEROM 332-3 și NUMEROM 333-3 pentru mașinile de frezat.

Schema bloc a unui ECN de conturare este redată în figura 1.8. I fiind interpolatorul liniar.

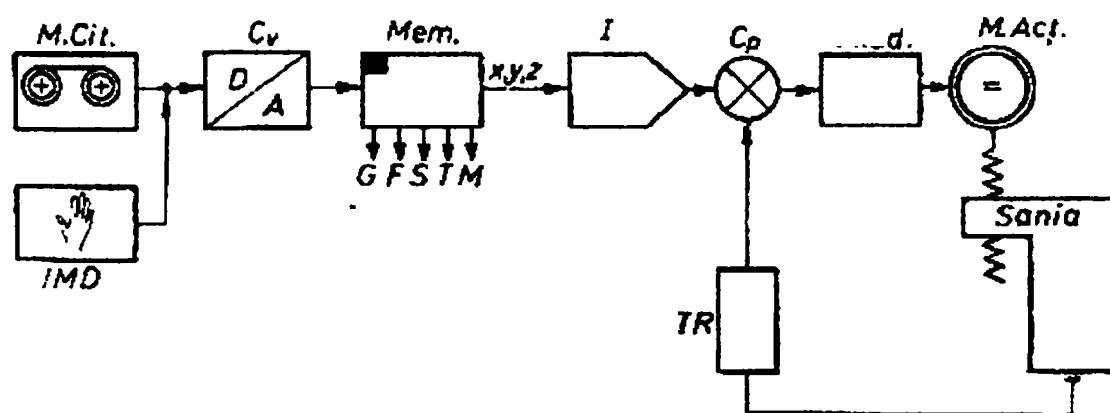


Fig.1.8. Schema bloc a unui ECN de conturare

Toate ECN prezentate mai sus sunt sisteme ÎNCHISE, au și buclă de reacție, formând împreună categoria de echipamente de comandă numerică

cea mai numeroasă și cea mai răspândită, spre deosebire de categoria sistemelor DESCHISE, fără buclă de reacție, sisteme mai puțin răspândite, datorită condițiilor mai severe impuse mecanismelor de acționare.

Dintre acestea, se oferă de exemplu schema bloc a unui ECN de conturare cu circuit deschis, cu motor pas cu pas (Mpp), vezi figura 1.9.

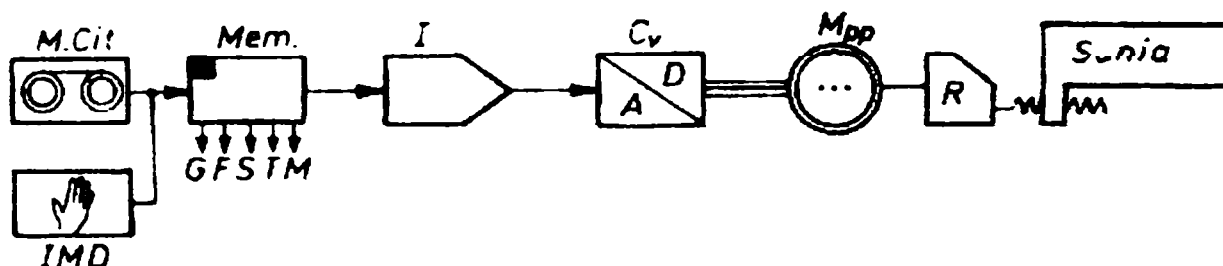


Fig.1.9. Schema bloc a unui ECN de conturare cu motoare pas cu pas

Se observă o distribuție puțin diferită a blocurilor componente în comparație cu ECN, apariția unui reductor (R) între mecanismul de acționare (Mpp) și șurubul conducător al saniei, precum și lipsa traductorului de reacție (TR) și a buclei de reacție. Fluxul informațional are un singur circuit, circuitul direct, iar comenzile ce se dau motorului de acționare nu sunt condiționate (influențate) de poziția instantanee a saniei.

În ultimii câțiva ani, au apărut și au fost introduse la mașini-unelte, sisteme de comandă mai evolute, cum ar fi: sistemele CNC (comandate cu calculatorul), DNC (comandă directă cu calculatorul) și CA (comandă adaptivă), sisteme ce reprezintă etape superioare ale comenzii numerice aplicate la mașinile-unelte.

### **1.3. Descrierea capului de frezat dublu oscilant de construcție Waldrich Coburg.**

Capul de frezat de construcție Waldrich Coburg (figura 1.10.) a fost conceput ca accesoriu detașabil al mașinilor de frezat portal, la care scula poate executa mișcări de poziționare după trei direcții rectangulare.

Limita tehnică a respectivelor mașini de frezat portal, chiar comandate numeric o constituie imperfecțiunea suprafețelor realizate la frezarea spațială datorită faptului că normala la suprafață nu coincide cu axa sculei, care este invariant verticală. Eliminarea acestui neajuns a condus la diferite soluții tehnice dintre care ne reține atenția cea a firmei Waldrich Coburg, folosită la U.C.M. Reșița la frezarea paletelor aparatului director și rotorului de la turbinele bulb și Kaplan.

Astfel, axa inițial verticală a sculei de pe mașina de frezat portal, prin două rotații de poziționare simultane și comandate independent – una în plan vertical (axa B) și cealaltă în plan orizontal (axa C) care este adusă în orice direcție spațială care se dorește (figura 1.10.).

Soluția schematizată este prezentată în figura 1.10.

Pe suportul mobil al axei Z (verticale) a mașinii de frezat este fixat demontabil (prin șuruburi) capul frezat. Carcasa fixă a acestuia 8 (solidarizată cu axa Z a mașinii) are lagaruit melcul de acționare 9 al rotației în plan orizontal C.

Carcasa mobilă 1 este solidară cu coroana melcată 10 și se pot roti în plan orizontal, comandate de melcul 8 – axa C a capului de frezat. Totodată, carcasa mobilă 1 are lagaruit melcul 4 care acționează coroana solidară cu



arborele port-freză 3. Arborele port-freză execută mișcarea de oscilație (rotație) de poziționare în plan vertical.

Mișcarea principală de așchiere este transmisă printr-un cuplaj de la un ax rotativ din suportul axei Z la angrenajul planetar 6 prin interiorul carcusei mobile și al arborelui port-freză.

Complexitatea tehnică a prototipului industrial este ridicată – acesta fiind prevăzut și cu traductoare de poziție integrate în comanda numerică a mașinii. Motoarele electrice de acționare a axelor B și C sunt fixate pe carcasa fixă, respectiv mobilă a capului de frezat și sunt de curent continuu.

Modelul industrial este prevăzut și cu un angrenaj conic în interiorul arborului port-freză destinat strângerii sculei.

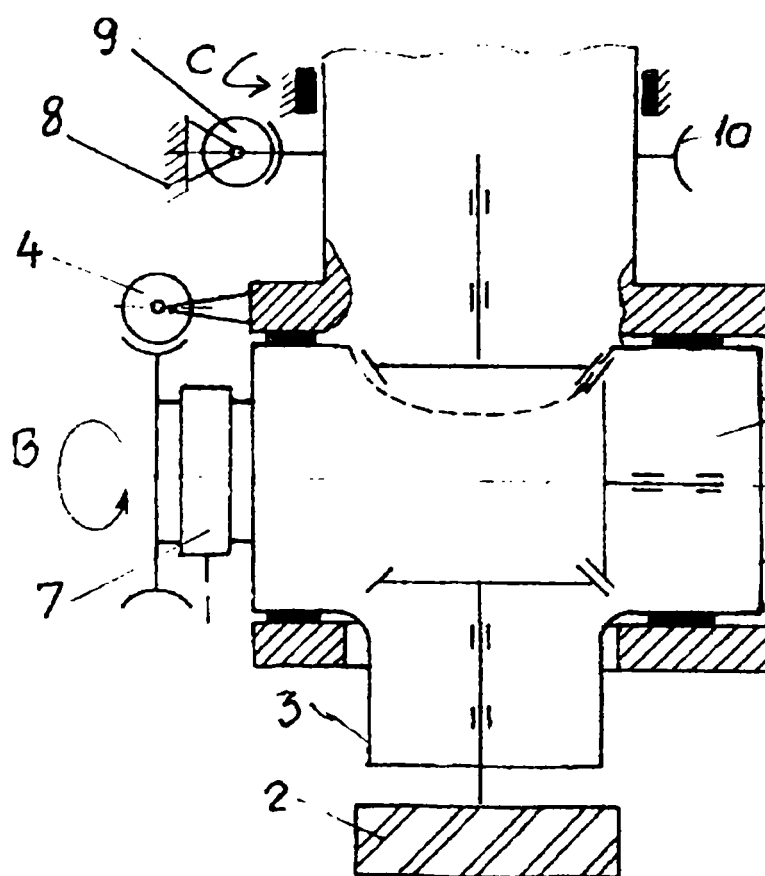


Fig.1.10. Schema cinematică a capului de frezat dublu oscilant de construcție Waldrich-Coburg.

## 1.4. Aspecte ale cinetostaticii capului de frezat de construcție

### Waldrich Coburg

#### Introducere

Capul de frezat oscilant în plan orizontal și vertical, construit de firma Waldrich Coburg, are posibilitatea de a poziționa axa sculei așchietoare după orice direcție spațială, suprafața frontală a sculei fiind astfel tangentă la suprafața de prelucrat. Acest fapt este posibil prin asigurarea, simultan cu mișcarea principală de așchiere, a două mișcări de poziționare a brațului port-freză: una în plan orizontal (axa C) și cealaltă în plan vertical (axa B).

Datorită unor avarii sistematice în lanțul cinematic al axei B și a vibrațiilor ce însoțesc funcționarea capului de frezat, s-a impus necesitatea unui studiu cinetostatic al capului de frezat, studiul care să ofere în final soluții fundamentale pentru remedierea defecțiunilor.

#### Determinarea forțelor de așchiere

Pentru evaluarea cantitativă a forțelor de așchiere s-a folosit o relație empirică de dependență a forței tangențiale de așchiere de parametrii regimului de așchiere la freza plană:

$$F_t = 9,8 \cdot C_F \cdot K_F \cdot t^{k_F} \cdot z_s \cdot D_s^{q_F} \cdot s_d^{y_F} \quad (1.5)$$

$F_t$  – forța tangențială de așchiere;

$s_d$  – avansul de dinte ;  $s_d = s / z_s n$ ,  $s$ [mm / min];

$z_s$  – numărul de dinți ai sculei;

$n$  – turația;

$D_s$  – diametrul sculei [mm];

$t$  – adâncimea de așchiere [mm];

$t_1$  – lățimea pe care așchiază freza [mm].

Pentru aplicația concretă de la mașini s-a ales:

$$C_F = 82;$$

$$X_F = 1,1;$$

$$Y_F = 0,8;$$

$$r_F = 0,95;$$

$$q_F = -1,1;$$

$$K_F = 1.$$

Relația a fost corectată de un coeficient:

$$K_C = \frac{F_t^{mas}}{F_t^{calc}} \quad (1.6)$$

unde:  $F_t^{mas}$  a fost estimat prin măsurarea puterii electrice  $P_{el}$  la motorul principal de antrenare:

$$F_t^{mas} = 60 \eta P_d / (D_s \pi n) \quad (1.7)$$

Pentru un regim de așchiere, material (oțel inoxidabil) și o sculă dată:

$$s = 100 \text{ mm/min}; t = 4 \text{ mm}; t_1 = 160 \text{ mm}; D_s = 160 \text{ mm}; z_s = 6.$$

$F_t^{calc}$  a fost calculat pentru același regim de așchiere, relația (1.8), s-a determinat pentru  $k_c = 2,18$ . Relația a fost utilizată sub forma:

$$F_t = 2,18 \cdot 9,8 \cdot C_F \cdot K_F \cdot t_l^{x^F} \cdot z \cdot D_s^{q^F} \cdot t^{r^F} \cdot S_d^{Y^f} \quad (1.8)$$

### Determinarea forței asupra brațului port-freză

În figura 1.11. se prezintă o proiecție a capului de frezat în planul de lucru (s,t); s – fiind direcția avansului; t – direcția perpendiculară de aplicația la jumătatea arcului de cerc subîntins de unghiul  $2\alpha$  pe care aşchiază scula, iar forța de avans  $F_s$  are direcția avansului, sens contrar lui și mărimea :

$$F_s = F_t \cdot 0,3 \quad (1.9)$$

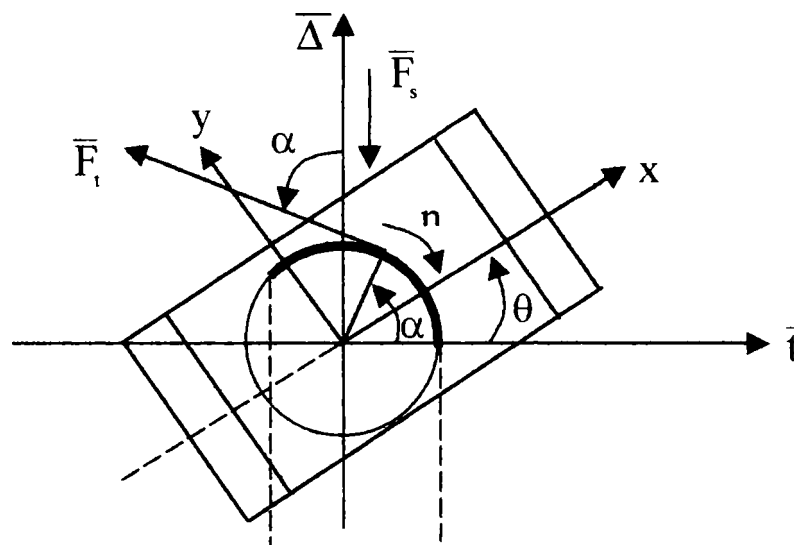


Fig.1.11. Proiecția planului de frezat în planul de lucru

Având în vedere notațiile din figura 1.11. rezultă expresia forței asupra brațului port-freză:

$$F^y = F_t(\cos \alpha \cos \theta + \sin \alpha \sin \theta - 0,3 \cos \theta) \quad (1.10)$$

Unghiul  $\theta$  depinde de unghiurile de poziționare  $B$ ,  $C$ ,  $\delta$  a capului de frezat ( $B$ ,  $C$  – unghiuri de rotire a brațului port-freză în plan vertical, respectiv orizontal;  $\delta$  - unghiul pe care îl face direcția avansului cu axa fixă  $Y$  a mașinii (de frezat), vezi figura 1.12.

$$\theta = \arctg \frac{\operatorname{tg}(C-\delta)}{\cos B} \quad (1.11)$$

În expresia (1.11) toate unghiurile sunt considerate în sens trigonometric.

Observație:

Pentru  $B = 0$  și  $\delta = 0$ , rezultă  $\theta = C$ .

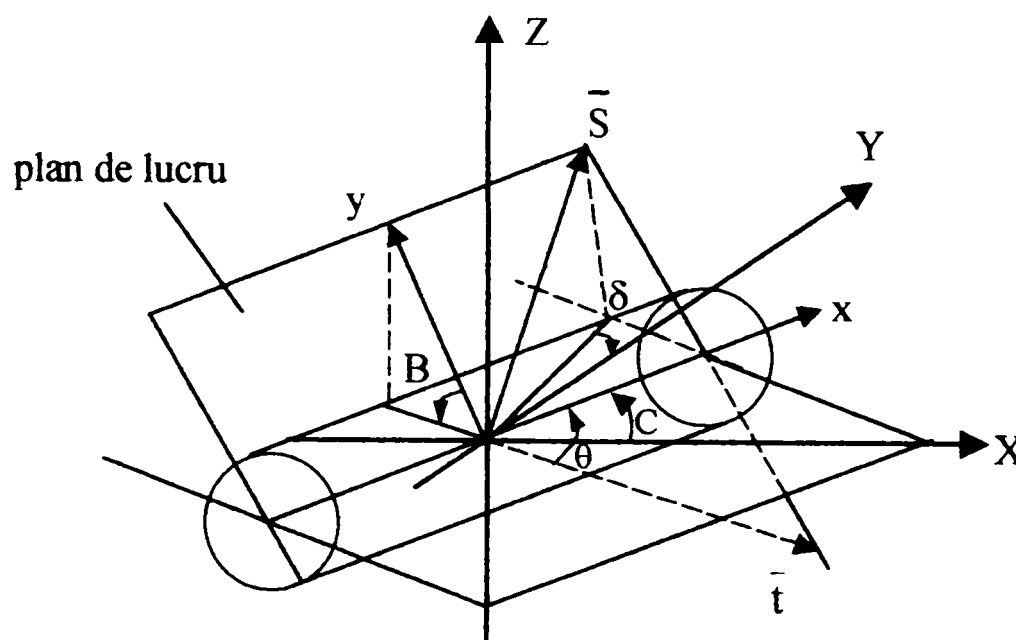


Fig.1.12. Unghiurile de poziționare ale capului de frezat

## Determinarea maximului lui $F^y$ în funcție de $\alpha, \theta$

Utilizând relația (1.5), putem scrie:

$$F_t = K t_1^{x_F} \quad (x_F = 1,1) \quad (1.13)$$

Din figura 1.12. rezultă:  $t_1 = 0,6 D_s (1 - \cos 2 \alpha);$  (1.14)

$$F_t = K^1 (1 - \cos 2 \alpha); \quad (1.15)$$

Deci,

$$F^y = K^1 (1 - \cos 2 \alpha)^{1,1} (\cos \alpha \cos \theta + \sin \alpha \sin \theta - 0,3 \sin \theta) \quad (1.16)$$

Condiția necesară de maxim absolut al funcției  $F^y$  este:

$$\frac{\partial F^y}{\partial \alpha} = \frac{\partial F^y}{\partial \theta} = 0 \quad (1.17)$$

Explicând cele două derivate parțiale, se ajunge la un sistem neliniar de două ecuații cu două necunoscute ( $\alpha, \theta$ ):

$$\begin{aligned} & 2,2 (1 - \cos 2 \alpha)^{0,1} \sin 2\alpha (\cos \alpha \cos \theta + \sin \alpha \sin \theta - 0,3 \cos \theta) + \\ & + (1 - \cos 2 \alpha)^{1,1} (- \sin \alpha \cos \theta + \cos \alpha \sin \theta) = 0 \\ & (1 - \cos 2 \alpha)^{1,1} (- \cos \alpha \sin \theta + \sin \alpha \cos \theta + 0,3 \sin \theta) = 0 \end{aligned} \quad (1.18)$$

$$\text{Prin rezolvare s-a obținut : } \alpha_{\max} \cong 87^\circ ; \theta_{\max} \cong 45^\circ. \quad (1.19)$$

### **Regimul de așchiere capabil, dat de limitarea solicitărilor angrenajului melcat al axei B**

La acest angrenaj (poziția 4, figura 1.10.) , s-a admis limitarea încărcării mașinii pe baza protejării roții melcate față de solicitările de contact și de încovoiere a dintelui.

Utilizând relația (1.9) și ținând seama de geometria angrenajului existent ( $d_{w1} = 60 \text{ mm}$ ,  $d_{w2} = 180 \text{ mm}$ ), s-a obținut  $F_{t2}^{\text{cap}} = 3764 \text{ N}$ ,  $\sigma_{ai} = 50 \text{ N/mm}^2$  (bronz bun); a rezultat  $F_{t2}^{\text{cap}} = 4701 \text{ N}$ .

În aceste condiții , scriind echilibrul de momente al arborelui cu brațul port-freză ( $F^y \cong \frac{1}{4} F_{t2}$  , vezi figura 1.14.), s-a obținut  $F_{\text{cap}}^y = 1175 \text{ N}$ .

Egalând expresia lui  $F_y$  cu  $1175 \text{ N}$  pentru un regim de așchiere la care:

$$t_1 = 0,6 D_s (1 - \cos 2\alpha_{\max});$$

$$s = 100 \text{ mm/min};$$

$$D_s = 160 \text{ mm};$$

$$n = 200 \text{ rpm};$$

$$z_s = 6,$$

lăsând liberă în expresia doar adâncimea de așchiere  $t$ , a rezultat :

$$t_{\text{cap}} \cong 2 \text{ mm}.$$

## Concluzii

Problemele ce apar în funcționarea angrenajului melcat, sunt justificate de rezultatele calculate la paragraful anterior, întrucât în exploatare, date fiind cerințele de productivitate, nu se admit adâncimi de așchiere sub 4 ... 6 mm.

Relațiile (1.16) și (1.18) oferă dependența forței brațului port-freză de unghiurile de poziționare a capului frezat, și constituie fundamentul explicării unor stări defectuoase de funcționare a capului de frezat.



## **1.5 Probleme (avarii) ivite la exploatarea capului de frezat**

**Waldrich Coburg**

### **Introducere**

Datorită faptului că se prelucrează oțeluri inoxidabile care sunt deosebit de dure și a construcției mecanice relativ suple a capului de frezat se lucrează cu regimuri de așchiere sub cerințele productivității dorite și chiar în aceste condiții apar avarii frecvente la partea mecanică a capului de frezat.

### **Principalele defecțiuni ale capului de frezat. Cauze și direcții de remediere**

Angrenajul melcat de la axa B datorită suprasolicitării este supus unei uzuri rapide sau ruperii și îndoirii dinților la roata melcată (figura 1.14.). În consecință, se încearcă diverse soluții de a mări capacitatea portantă a angrenajului în cauză, fără a depăși însă gabaritul impus.

Alte fenomene nedorite în cursul exploatării au fost vibrațiile și trepidațiile capului de frezat, uneori însoțit chiar de saltul frezei împreună cu brațul port-freză în sensul avansului, peste pragul din materialul rezultat în urma prelucrării.

Având la bază observări minuțioase, fenomenul a fost pus în legătură cu anumite poziții ale capului de frezat (figura 1.13.) și s-a constatat apariția lui indiferent de regimul de așchiere practicat.

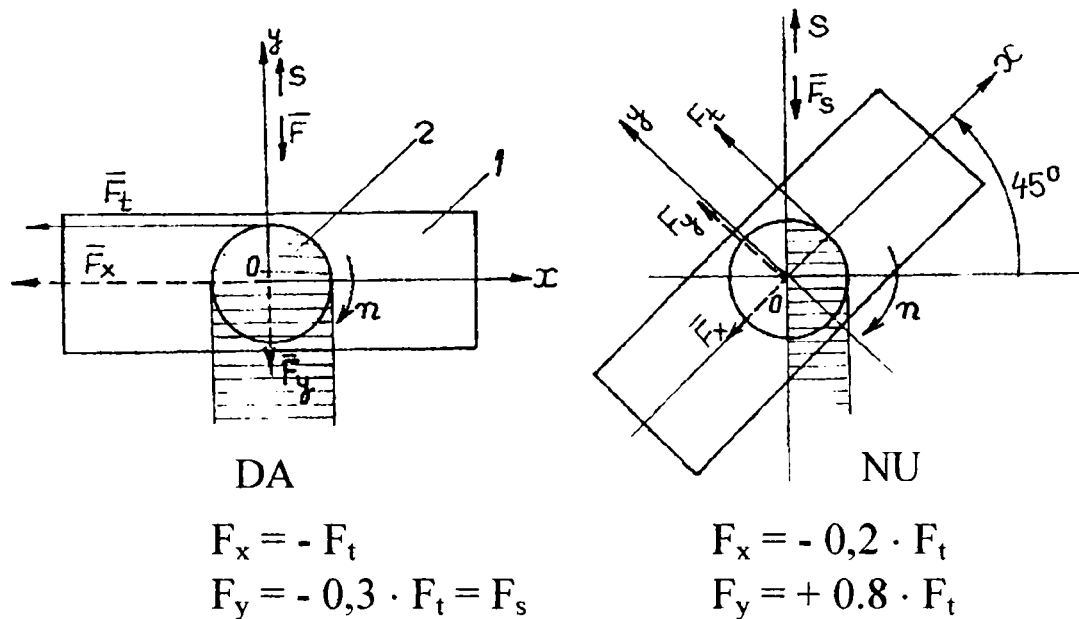


Fig.13. Poziții de lucru ale capului de frezat în proiecție pe planul de lucru

Printre numeroasele ipoteze care au fost încercate în explicarea fenomenului reținem în atenție că în pozițiile sus menționate ale capului de frezat, brațul port-freză este împins în sensul avansului spre pragul din material, de o forță cauzată de procesul de așchiere. Materialul va răspunde asupra brațului cu o forță de sens contrar, de natură elastică, brațul rămânând netensionat, practic liber în limita jocului de flanc din angrenajul melcat. Influența mărimii jocului de flanc asupra fenomenului a fost evidentă: în cazul în care jocul a putut fi eliminat, intensitatea vibrațiilor a fost mai mică.

Argumentul principal care vine în sprijinul acestei ipoteze este faptul că pozițiile de lucru pentru care capul de frezat funcționează defectuos constatate practic au fost confirmate de analiza cinetostatică – sunt acele poziții pentru care  $F^y$  dat de relația (1.10) este pozitiv (în sensul avansului).

$$\cos \alpha \cos \theta + \sin \alpha \sin \theta - 0,3 \cos \theta < 0 \quad (1.20)$$

Ecuția de mai sus furnizează poziția geometrică de poziționare a capului de frezat astfel încât fenomenul să fie evitat. Factorul mai greu de prevăzut în inecuație este unghiul  $2\alpha$  pe care așchiază freza, care la prima trecere pe piesă depinde de distribuția neuniformă a adausului pe suprafața de prelucrat.

## **Concluzii**

În concluzie, ținând cont de cele de mai sus la elaborarea programului de execuție a piesei pentru comanda numerică, se ajunge la evitarea pozițiilor de funcționare dificilă a mașinii. Adoptarea unei soluții de mărire a gabaritului capului existent, cu o anumită sporire a robusteții și capacității de încărcare, nu rezolvă problema de fond din exploatare.

O soluție tehnică principală de abordare a problemei vizează conceperea unui stand și a unei instalații de menținere sub control al forței  $F^y$ , eliminând dezavantajul folosirii restrictive a capului de frezat.

## **1.6. Soluții de remediere a avariilor. Mărirea capacității portante a angrenajului melcat al capului de frezat Waldrich Coburg prin descărcarea suprasarcinilor la carcasă.**

### **Introducere**

Realizarea palatelor statorice și rotorice ale turbinelor hidraulice, fabricate la I.C.M.R., presupune frezarea profilelor spațiale, hidrodinamice, cu ajutorul unei mașini speciale de tip Waldrich Coburg.

Duritatea mare a oțelului inoxidabil al paletelor și regimurile de așchiere alese la frezare, cu scopul unei productivități mărite a muncii, a condus la apariția a repetate avarii și staționări costisitoare în vederea înlocuirii angrenajului melcat al capului mașinii de frezat, care se dovedește că are capacitatea portantă sub cea care asigură funcționarea normală a mașinii.

Distrugerea repetată a angrenajului melcat apare cu toate eforturile făcute de utilizatori pentru a executa roata melcată din materiale cu caracteristici fizico-mecanice cât mai ridicate, realizate la I.C.M.R.

Deoarece mărirea gabaritului angrenajului melcat, ar presupune realizarea unui nou cap de frezat, proiectat în totalitate, constituie o soluție costisitoare și inacceptabilă pentru programul de fabricație al turbinelor hidraulice. Se impune găsirea unui nou tip de angrenaj melcat, care cu același gabarit să conducă la o capacitate portantă mărită, apropiată de cea necesară pentru a evita distrugerile premature.

## Gabaritul necesar angrenajului melcat cilindric

Distanța între axe a angrenajului melcat cilindric este:

$$\alpha = (z_2 + q) [(z_M \cdot z_H)^2 \cdot K_I K_v K M_{t2} / 5,2 \cdot z_2^2 q \sigma_{HP}^2]^{1/3} \quad (1.21)$$

iar notațiile au semnificațiile consacrate în literatura de specialitate .

Cu formula 1.21 s-au efectuat calcule pentru cazurile în care coroana roții melcate ar fi confecționată din diferite materiale antifricțiune standardizate, iar regimul de așchiere cel mai sever posibil. Rezultatele calculelor sunt centralizate în tabelul de mai jos:

Tabelul 1.1 Distanțe între axe admisibile

Marca materialului	CuSn10	CuSn6Zn4Pb4	CuSn14	Fgn 600 – 2
a mm	434	329	302	142

Se observă că utilizarea tradițională a bronzurilor antifricțiune, la regimul de solicitare impus de frecarea paletelor, conduce la distanțe între axe, deci la gabarite, care depășesc de 2..3 ori gabaritul de 125 mm, pe care îl oferă construcția mașinii de frezat. Singurul material care s-ar apropia de cerințe ar fi fonta grafit nodular Fgn 600 – 2, STAS 669-82, având o rezistență admisibilă de contact la oboseală de  $\sigma_{HP} = 560$  Mpa. Rezultatele din tabelul 1.1 justifică avariile rapide care apar în practică cu toate strădaniile specialiștilor de a realiza coroana roții melcate din materiale cât mai rezistente

posibil. Calcule sunt efectuate în ipoteza adâncimii de aşchiere al frezei de  $t = 8$  mm, avansul pe dinte  $s_d = 0,1$  mm/dinte şi turaţia sculei  $n_s = 250$  rot/min, scula  $z_s = 6$  dinţi din plăcuţe de carburi metalice, iar diametrul sculei având  $D_s = 160$  mm.

### **Momentul de torsiune preluat de angrenajul melcat la capului de frezat**

Momentul de torsiune preluat de roata melcată a angrenajului depinde în mod esenţial de forţele tangenţiale de aşchiere, care apar la frezarea plan-frontală a profilelor, cu ajutorul unei freze cilindrice cu diametrul  $D_s = 160$  mm şi care are  $z = 6$  dinţi din plăcuţe de carburi metalice P30.

Materialul de prelucrat este oţel inoxidabil T20Cr130 turnat şi îmbunătăţit cu duritatea HB 240. În timpul frezării scula are turaţia  $n_s = 200$  rot/min, ceea ce face ca viteza de aşchiere să fie  $v = 100$  m/min, mărime situată între limitele vitezelor optime recomandate la frezarea de finisare.

Formula de calcul a momentului de torsiune maxim  $M_{t2max}$ , la arborele roţii melcate, este dată de relaţia:

$$M_{t2max} = F_{max}^y h \quad (1.22)$$

unde:  $h$  – lungimea braţului oscilant port-freză;

$F_{max}^y = 1,19 F_t$  – mărimea maximă a forţei ce generează momentul  $M_{t2}$ .

Forţa tangenţială de aşchiere s-a calculat pe două căi:

a) teoretic cu relaţia (1.5);

b) experimental utilizând relaţia 1.23 care se poate pune sub forma:

$$F_{te} = \frac{2\sqrt{3\eta_m} U(I - I_G) \cos \varphi}{\omega_s D_s} \quad (1.23)$$

unde:  $\eta_m$  – reprezintă randamentul mecanic al lanțului cinematic al mașinii de frezat;

$U$  – tensiunea de alimentare a motorului electric;

$I$  și  $I_G$  – intensitatea curenților electrici în timpul frezării, respectiv la funcționarea în gol;

$\omega_s$  – viteza unghiulară a sculei;

$D_s$  – diametrul sculei.

Dacă se compară rezultatele teoretice și cele experimentale se poate determina un factor de proporționalitate  $K$  cu formula:

$$K = F_{te} / T_t \quad (1.24)$$

Pe baza unor determinări experimentale la mașina de frezat profile spațiale, tip Waldrich Coburg s-au trasat curbele din figura 1.18. Încercările s-au efectuat menținând constante adâncimea de frezare  $t = 2$  mm și lățimea de frezare  $t_1 = 80$  mm.

Se observă din figura 1.14. că factorul de proporționalitate  $K$  depinde de regimurile de frezare, dar în mod accentuat crește cu gradul de uzură al plăcuțelor de carburi metalice ale frezei.

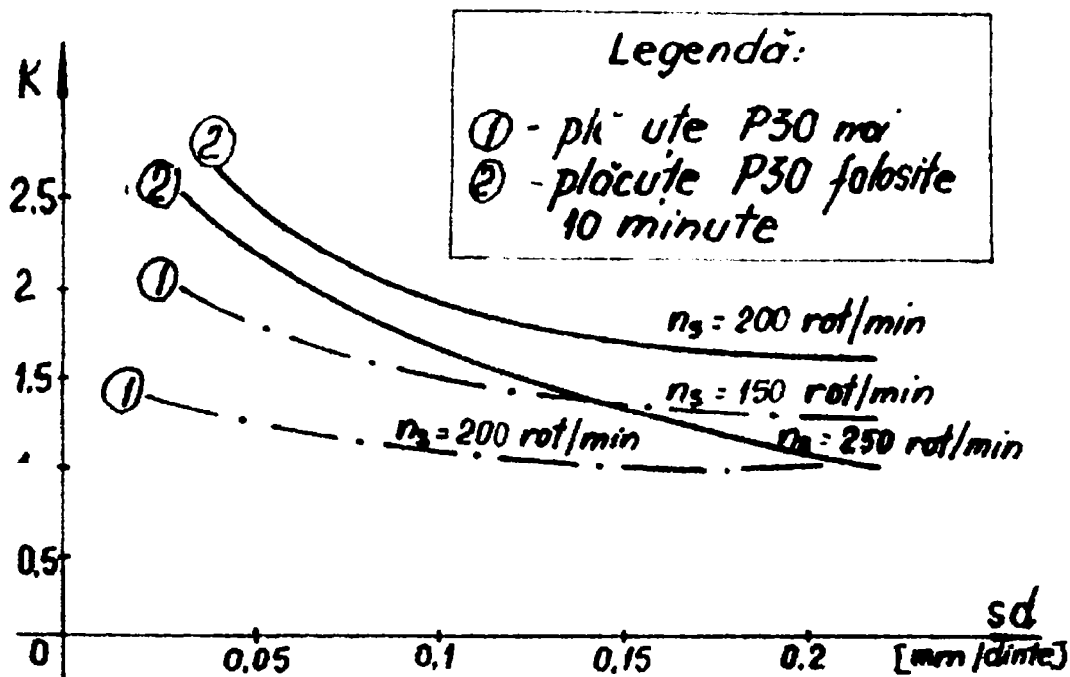


Fig.1.14. Factorul de corecție la calculul forței tangențiale de așchiere

Pentru determinarea mai precisă a momentului de torsiune preluat de roata melcată a angrenajului capului mașinii de frezat este necesar să se ia în calcul valorile forței tangențiale teoretice amplificate cu factorul de proporționalitate  $K$ .

Pe baza prezentelor concluzii se pot prescrie regimuri de așchiere care să ducă la suprasolicitarea angrenajului melcat, evitând staționările costisitoare.

Angrenajul melcat cilindric al capului de frezat al mașinii Waldrich Coburg se deteriorează frecvent datorită faptului că lucrează în regim de suprasarcină, când se frezează oțel inoxidabil și când parametrii regimului de așchiere corespund productivității convenabile.



Realizarea coroanei melcate din alte materiale decât CuSn10 pot să aducă uşoare avantaje, dar angrenajul melcat cilindric va lucra totdeauna în regim de suprasarcină.

Înlocuirea angrenajului melcat cilindric cu altul globoidal, cu acelaşi gabarit de transmitere, care are capacitatea portantă de 2-3 ori mai mare este o soluţie de mărire a capacităţii portante, care completată cu rezolvarea unor probleme de tehnologie de rectificare şi de materiale alese pentru coroana roţii melcate globoidale poate rezolva problema analizată.

### **Probleme privind utilizarea angrenajului globoidal**

Angrenajul melcat globoidal sau angrenajul globoidal este format dintr-un melc globoidal şi o roată melcată globoidală (vezi figura 1.15.).

Datorită faptului că melcul globoidal cuprinde roata melcată (în medie sunt cuprinşi între 1/9 din dinţii roţii, deci sunt concomitent în contact), iar liniile de contact sunt aproape perpendiculare pe viteza de alunecare a flancurilor, deci se favorizează formarea peliculei de ulei între dinţi, se obţine faţă de angrenajul melcat cu melc cilindric o portantă de 2-3 ori mai mare şi un mers mai liniştit. Angrenajul globoidal este foarte sensibil la abaterile de montaj, are o tehnologie de execuţie complicată. Se foloseşte la reductoare melcate de uz general, la ascensoare, troleibuze, acţionarea sculelor rulante, etc.

După forma flancurilor melcului în secţiunea axială există melci globoidali cu flancuri formate din linii drepte şi cu flancuri cu profil curb.

Angrenajele globoidale cu melcul cu flancuri rectilinii reprezintă o soluţie mai veche (clasică) şi, în general, mai bine studiată, în unele ţări fiind

și standardizate. Acestea se execută mai simplu, dar atât melcul, cât și freza melcată (care este melcul generator) nu se pot rectifica, deci aliajul melcului se execută numai din oțeluri aliate de îmbunătățire cu  $HB < 3500$  Mpa și se frezează. Contactul inițial este punctiform și este necesar un rodaj pentru a se realiza o angrenare corectă.

Din aceste cauze s-au căutat soluții care să permită rectificarea melcului și frezei melc, deci trecerea la oțeluri de cementare pentru melc. Rezolvarea o dă o serie de angrenaje cu profilul curb la melc, ca de exemplu soluția Fronius – Heller – Bilz. La acest procedeu se execută cu o roată cilindrică evolventică cu dinți înclinați, scula deci va avea flancuri evolventice. Mai departe, din melcul globoidal obținut se realizează freza melc cu care se frezează roata melcată. În acest mod se poate rectifica atât melcul, cât și freza melc și se realizează profile corect angrenate, la care nu se mai necesită modificări și rodare.

Cu toate că angrenajele globoidale cu flancuri curbe reprezintă soluția corectă, sunt necesare încă cercetări teoretice și experimentale pentru a se elucida problemele în legătură cu angrenajul propriu-zis, sculele, procedeele de execuție, posibilitatea de control, funcționare, etc., probleme studiate în ROMÂNIA la Institutul Politehnic Cluj și Întreprinderea Neptun Câmpina.

Având cursul uzinei FAUR București, la U.C.M. Reșița s-a realizat un reductor cu angrenaj globoidal pentru axa B a mașinii Waldrich Coburg, având flancuri rectilinii, la distanța între axe identică cu cea a vechiului angrenaj melcat cilindric, rezultatele fiind pozitive, în sensul obținerii unei durabilități sporite.

Modurile principale de scoatere din uz a angrenajelor globoidale le reprezintă uzarea, deteriorarea prin contact a danturii roții melcate și limita

termică; pentru că sunt în angrenare simultană circa 1/9 dintre dinții roții, solicitarea de rupere a dinților este diminuată.

Calculul de încălzire a angrenajului globoidal se realizează cu relațiile de la angrenajul cu melc cilindric;  $\eta_a$  se adoptă în general, jumătate din valoarea care rezultă dacă angrenajul globoidal ar fi cilindric și de obicei sunt necesare soluții de răcire suplimentară, angrenajul globoidal transmițând puteri mari.

Dimensiunile angrenajului, și anumite distanțe între axe, rezultă din condiția de uzare a danturii, determinându-se din figura 1.16. în funcție de turația melcului  $\eta_1$ , raportul de transmitere  $i$  și o putere de referință la arborele melcului, dată de relația:

$$P_{1ref} = P_1 / (K_M K_P K_1),$$

în care:

$P_1$  – puterea la arborele melcului, în kW;

$K_M$  – factorul materialului roții melcate;

$K_M = 1$  pentru bronz cu staniu;

$K_M = 0,8$  pentru bronz cu aluminiu și materiale similare;

$K_M = 0,3$  pentru fonte;

$K_P$  – factorul preciziei execuției angrenajului ( $K_P = 1$  pentru treapta 7 de precizie,  $K_P = 0,8$  pentru treapta 8);

$K_1$  – factorul regimului de funcționare (tabelul 1.2).

Tabelul 1.2 Valorile factorului regimului de funcționare  $K_1$  la angrenajul globoidal

Regimul de funcționare	$K_1$
Funcționarea continuă timp de 24 de ore, cu suprasarcină constantă	1
Funcționarea continuă timp de 8-10 ore în 24 de ore, cu suprasarcină până la 125 % față de cea nominală	0,85
Funcționarea continuă timp de 8-10 ore în 24 de ore, cu sarcini puternici și suprasarcini de scurtă durată până la 200 % față de cea nominală	0,75
Funcționare cu întreruperi, de exemplu 15 minute și întreruperi de 2 ore, cu sarcină constantă	1,4

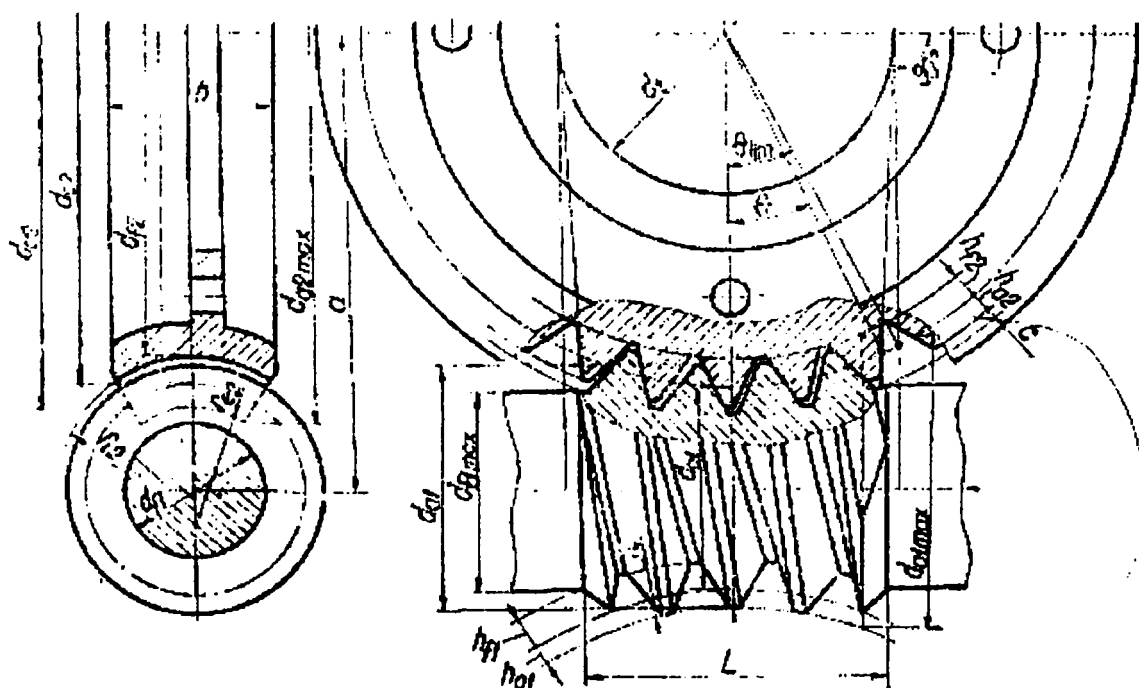


Fig.1.15. Angrenajul melcat globoidal

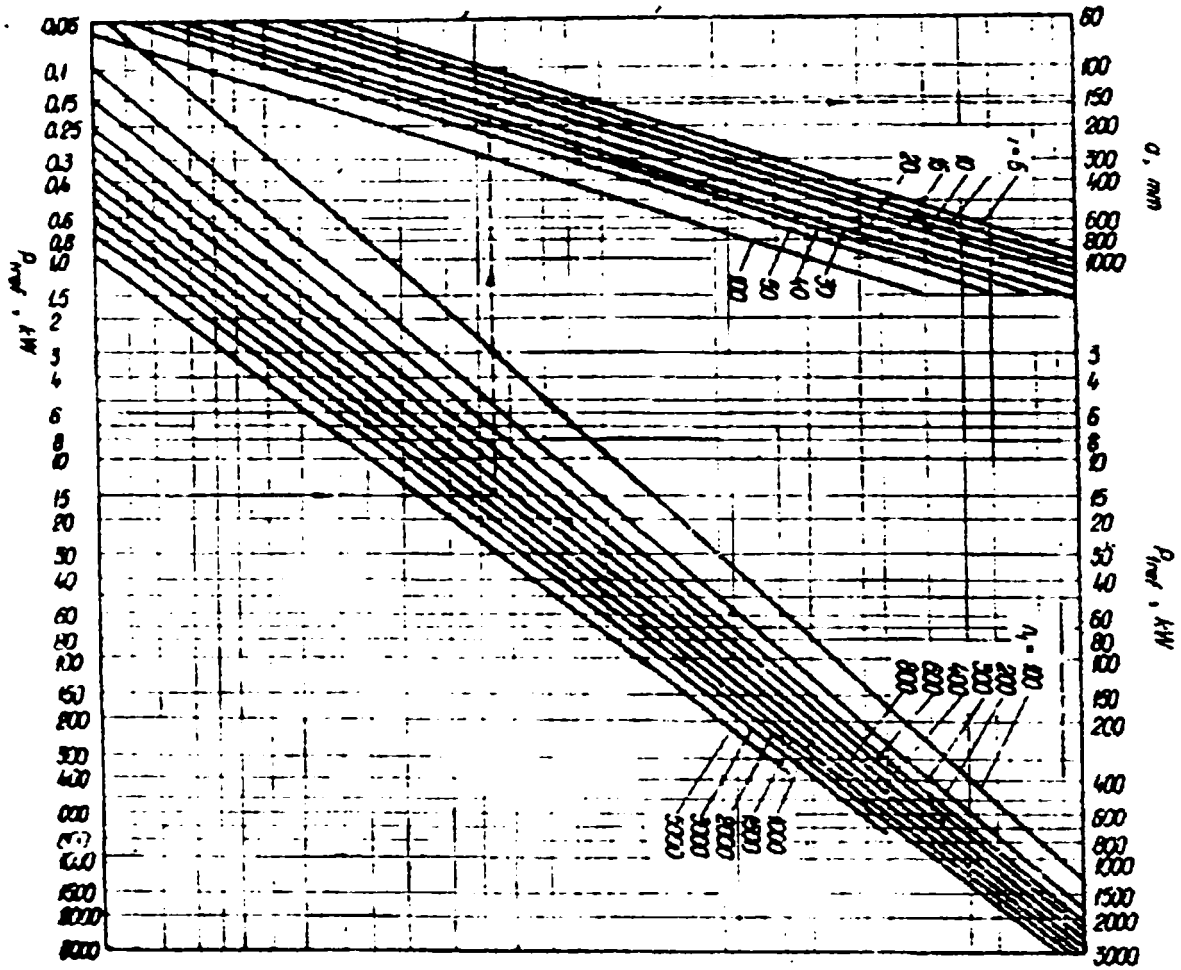


Fig.1.16. Nomogramă de calcul a dimensiunilor angrenajului melcat globoidal

## 1.7. Concluzii. Obiectivele tezei

Analiza cinetostatică a capului dublu oscilant de frezat spațial de construcție Waldrich-Coburg a condus la explicarea unor frecvente avarii legate de distrugerea angrenajului melcat de poziționare a brațului port freză. Cauza avariei a fost pusă în legătură cu orientarea nefavorabilă a componentei forței de așchiere ce acționează asupra respectivului element. Orientarea acestei componente cauzatoare de avarii depinde de forma piesei, de zona în care se află scula pe piesă și deci problema nu poate fi rezolvată prin diminuarea regimului de așchiere sau prin supradimensionarea lanțului cinematic, ci cel mult prin restrângerea ariei de prelucrare-soluție inacceptabilă tehnologic.

Această situație inedită a condus la o soluție principial nouă și anume aceea de a prelua forța respectivă cu un sistem hidraulic automat și de a o descărca la carcasă.

În acest context teza își propune următoarele obiective principale:

- a) conceperea și prezentarea metodei și soluției constructive de automatizare hidraulică pentru descărcarea suprasarcinilor la carcasă brevet RO 108854/B1/94 [6] ;
- b) generalizarea teoretică a metodei și soluției tehnice pentru rezolvarea unor situații principial similare. Definirea conceptului de sistem de acționare complementară (SAC) ;
- c) asimilarea, din punct de vedere al studiului teoretic și experimental a sistemelor de acționare complementară în general și a celor de tip mecanico-hidraulic (SACMH) în special cu sistemele de reglare automată;

- d) Elaborarea unui model matematic pentru studiul teoretic (dinamic) a sistemului electrohidraulic automat (SEHA) de descărcare a suprasarcinilor la carcasă, parte a SACMH;
- e) Conceperea și realizarea unui stand de încercări sub formă de model funcțional cu simulare hidraulică a sarcinilor exterioare;
- f) Elaborarea unui studiu comparativ teoretic-experimental pentru funcționarea în regim staționar și tranzitoriu a SEHA;
- g) Identificarea unor direcții de cercetare în domeniul utilizării automatizărilor hidraulice ca acționări complementare.

## **CAPITOLUL 2**

### **Sisteme de acționare complementară (SAC). Dezvoltarea conceptului pornind de la un sistem hidraulic automat pentru preluarea suprasarcinilor elementului de execuție al unei comenzi numerice**

**2.1. Soluție vizând eliminarea cauzei avariei descrisă la capitolul 1.5. prin descărcarea cu un sistem hidraulic automat a suprasarcinilor periculoase la carcasă.**

La o mașină de frezat cu cinci axe ( cu cinci grade de mobilitate), fabricată de firma germană Waldrich Coburg, în exploatare apar dese avarii prin distrugerea angrenajului melcat la poziționarea capului de frezat, cu implicații nefavorabile privind ritmul de producție și cu mari pierderi financiare.

Toate eforturile făcute de specialiști de a realiza un angrenaj melcat înlocuitor de capacitate portantă mărită și care să asigure o durabilitate acceptabilă au avut rezultate nesatisfăcătoare.

S-a observat că în timpul frezării unor profile spațiale complexe apar zone cu inflexiuni, sau duble curbe, care aduc scula de frezat în poziții nefavorabile, cu tendința de „salt” peste pragul de material ce se formează în timpul aşchierii, apar vibrații periculoase însoțite de suprasarcini, care acționează asupra angrenajului melcat, de poziționare a capului de frezat și produc distrugerea acestuia.



Limitări tehnologice privind regimurile de aşchiere sau reducerea productivităţii muncii la frezarea profilelor spaţiale complexe nu elimină avariile, iar firma producătoare a maşinii de frezat nu face precizări referitoare la restricţiile privind regimurile de aşchiere, la poziţii nefavorabile ale sculei de frezat, sau la posibile suprasarcini periculoase.

Studii teoretice şi experimentale au permis să se constate că numai când componenta ( $F_y$ ), a rezultantei forţei de aşchiere, care acţionează asupra braţului port-freză este orientată în sensul de avans, împinge scula peste pragul de material ce urmează a fi frezat.

Procedeul de preluare a suprasarcinilor ce solicită angrenajul melcat de poziţionare a capului de frezat profile spaţiale, aplică automat asupra roţii melcate (care este monobloc cu braţul port-freză) un cuplu care însumat cu cel provenit din preluarea forţelor de aşchiere să creeze un cuplu rezistent, admisibil.

Din motive de complexitate tehnică a aplicării forţelor exterioare şi a mărimii mari a acestora, soluţia tehnică se impune a fi de tip sistem de reglare automată cu elementul de execuţie de tip hidraulic.

Scopul soluţiei este de a evita suprasarcinile din angrenajul melcat de poziţionare a braţului port-freză, eliminând astfel avariile ce apar când freza (scula) ocupă anumite poziţii dezavantajoase, la frezarea unor profile spaţiale complexe.

Se dă, în continuare, un exemplu de realizare a soluţiei în legătură cu figurile 2.1. şi 2.2. care reprezintă:

- figura 2.1. – schemele forţelor principale care acţionează în planul de lucru asupra frezei cilindrice (sculei), în două poziţii particulare ale capului de frezat;

- figura 2.2. – schema de echipare a capului de frezat al mașinii cu instalația de preluare a suprasarcinilor.

În figura 2.1. a și b, carcasa capului de frezat (1) și freza cilindrică (2) sunt prezentate schematic în vederea de sus. Cu  $n$  s-a notat turația frezei cilindrice, iar cu  $s$  direcția de avans. Cu  $F_t$  s-a notat forța tangențială de așchiere, iar cu  $F_s$  forța de avans. Zona hașurată reprezintă suprafața prelucrată prin așchiere de către freza cilindrică (2). Alegând un sistem ortogonal de axe de referință  $xOy$ , în planul de lucru (identic cu planul frontal al frezei cilindrice) se pot proiecta pe axele de coordonate forțele  $F_t$  și  $F_s$ .

În figura 2.1.a se prezintă cazul favorabil de funcționare când forța  $F_y$  are același sens cu avansul  $s$ . Pe cele două scheme se prezintă și mărimile forțelor  $F_x$  și  $F_y$  determinate prin calcul cinetostatic.

În concordanță și cu figura 2.2. se precizează că axa  $Ox$  este paralelă cu axa arborelui (3) al roții melcate (4) implicit cu axa motorului hidraulic (5) și (6). Deci în timpul funcționării forța  $F_x$  va prelua în lagărele de sprijin ale arborelui (3) ale roții melcate (4). Forța  $F_y$  redusă la axa arborelui (3) al roții melcate (4) produce cuplul exterior generat de forțele de așchiere.

Instalația industrială pentru aplicarea procedurii, este prezentată schematic în figura 2.2. Carcasa capului de frezat (1) conține lanțul cinematic de elemente conice, care transmite mișcarea de rotație la freza cilindrică (2). Arborele oscilant (3) este solidar cu brațul port-freză și este antrenat de angrenajul melcat reductor (4). Sistemul electro-hidraulic de reglare automată a forțelor este format din motorul hidraulic oscilant, al cărui rotor (5) aplică automat un cuplu, riguros controlat, arborelui (3), cu care este cuplat. Statorul (6) al motorului hidraulic este fixat în carcasa (1) a capului de frezat.

Traductorul de cuplu (7), este montat pe arborele (3) al roții melcate (4) și transmite permanent informații regulatorului electronic automat (8), care la rândul său comandă acționarea hidrostatică proporțională (9), a motorului hidraulic (5 și 6). Programarea comenzilor este astfel concepută încât motorul hidraulic oscilant să realizeze cuplul necesar.

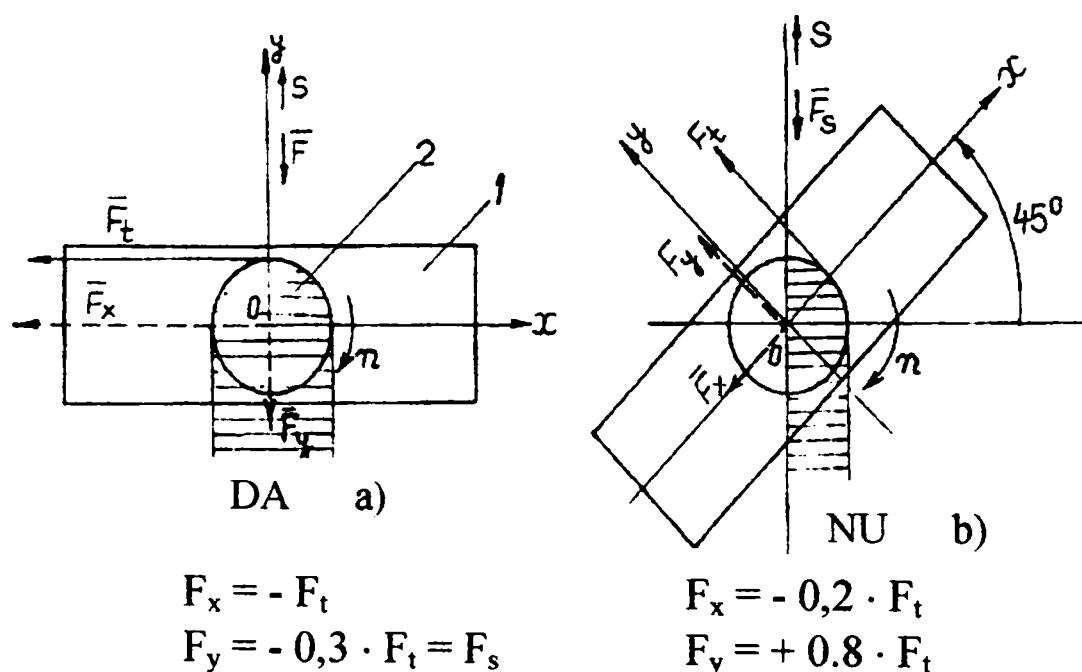


Fig.2.1. Schemele forțelor ce acționează în planul de lucru asupra frezei în două poziții.

Soluția prezintă următoarele avantaje:

- se evită avariile și staționările la mașina de frezat profile spațiale complexe, eliminând suprasolicitarea angrenajului melcat reductor (4), care s-a dovedit subansamblul cel mai slab al mașinii;

- instalația se adaptează pe capul mașinii de frezat, fără a schimba soluția constructivă originală a acestui subansamblu, păstrând intacte toate performanțele și fără a modifica comanda numerică;
- se pot utiliza regimuri de așchiere mai productive, fără a influența durabilitatea angrenajului melcului reductor (4), deoarece orice suprasarcină va fi preluată automat prin instalația electro-hidraulică propusă.

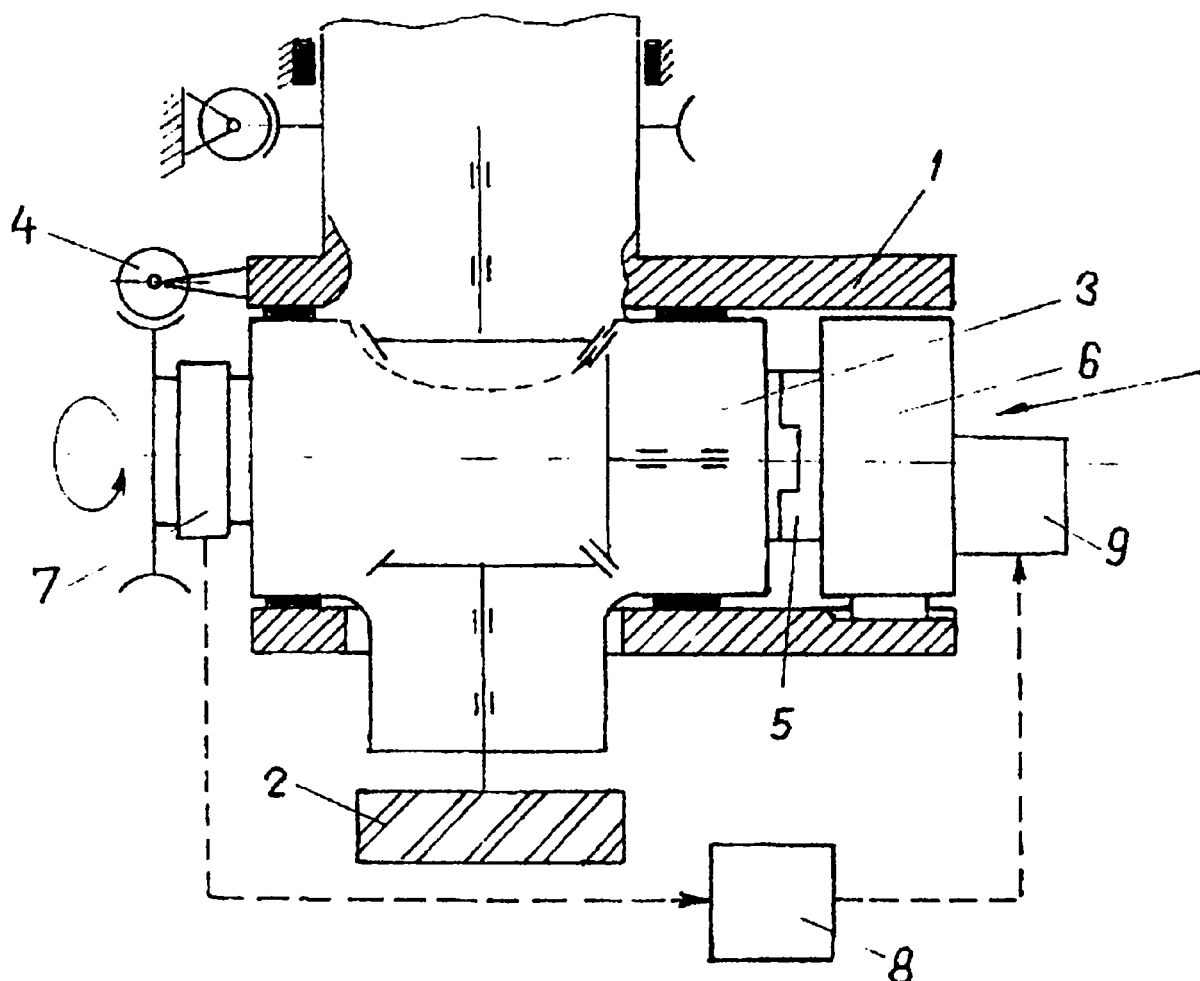


Fig.2.2. Schema capului de frezat echipat cu instalația de preluare a suprasarcinilor.

## **2.2. Sisteme de acționare complementară (S.A.C.). Definierea conceptului. Clasificări.**

Sistemul de acționare complementară (S.A.C.) este un sistem mecanic în care singură mașină de lucru este acționată de două sau mai multe surse de energie mecanică (motoare).

Fiecare dintre aceste motoare preia preponderent câte una din funcțiile mașinii de lucru (deplasare, descărcare forțe, etc.). Între motoare există și legături de intercondiționare (funcții de comandă și control).

### **Clasificări ale S.A.C.**

- **după numărul de motoare din componența S.A.C.**, pot fi: cu două sau mai multe motoare;
- **după soluția tehnică a fiecărui subsistem al S.A.C.** (referitor la motor și la transmisia care alcătuiesc respectivul subsistem), deosebim:
  - *cu motor* - electric;
    - ardere internă;
    - turbină - cu abur;
    - hidraulică;
  - *cu transmisie* - mecanică - roți dințate;
    - mecanisme cu elemente articulate;
    - cu fricțiune - roți;
      - cu elemente flexibile intermediare

- hidraulică - hidrodinamică;
- hidrostatică;
- pneumatică.

- **După funcția îndeplinită de fiecare subsistem al S.A.C.**

- *subsisteme având funcții identice*; ex.: două turbine (rotoare) pe același arbore, pistoanele unui motor cu ardere internă acționând arborele cotit, etc.
- *sisteme având funcții diferite* (disociate); ex.: control poziție / deplasare și control / încărcare.

### Exemplu

La o comandă numerică este ideal ca sistemul de execuție să fie încărcat cvasiconstant, „suprasarcinile” urmând a fi preluate de un subsistem aparte.

Aplicarea S.A.C. conduce la soluții diferite de comenzile adaptive, care „știu” să ajusteze parametrii regimului de așchiere (viteze, adâncimi, avansuri) în funcție de valoarea efectivă a încărcăturii unor organe ale mașinii-unelte.

S.A.C. este sistemul destinat controlului forțelor, și preia suprasolicitarea fără a interveni asupra intensității regimului de așchiere ca la comenzile adaptive.

Prin exemplul de aplicare prezentat se ilustrează faptul că există situații când suprasarcinile periculoase nu sunt cauzate de intensitatea (mărimea) unor forțe, ci de orientarea lor.

În aceste condiții, comenzile adaptive nu mai pot rezolva problemele, impunându-se aplicarea S.A.C.

### 2.3. Scheme bloc referitoare la S.A.C.

În figura 2.3.a se prezintă schema bloc la care puterile  $P_1$  și  $P_2$  ale celor două motoare de acționare prin intermediul unor transmisii acționează mașina de lucru care însumează ponderent puterile, astfel încât se realizează o putere însumată  $P'_1 + P'_2$ , inferioară ca valori sumei  $P_1 + P_2$ .

Schema bloc din figura 2.3. detaliază distribuția parametrilor controlabili cinematici și dinamici la S.A.C.

Astfel,  $V_1 = V_2 = V_n$ .

Relația indică faptul că mașina de lucru este unică, iar vitezele finale din cele două transmisii identice  $F_{ru} = F_1 + F_2$  – reprezintă forța rezistentă care este învinsă deopotrivă de cele două subsisteme de acționare.

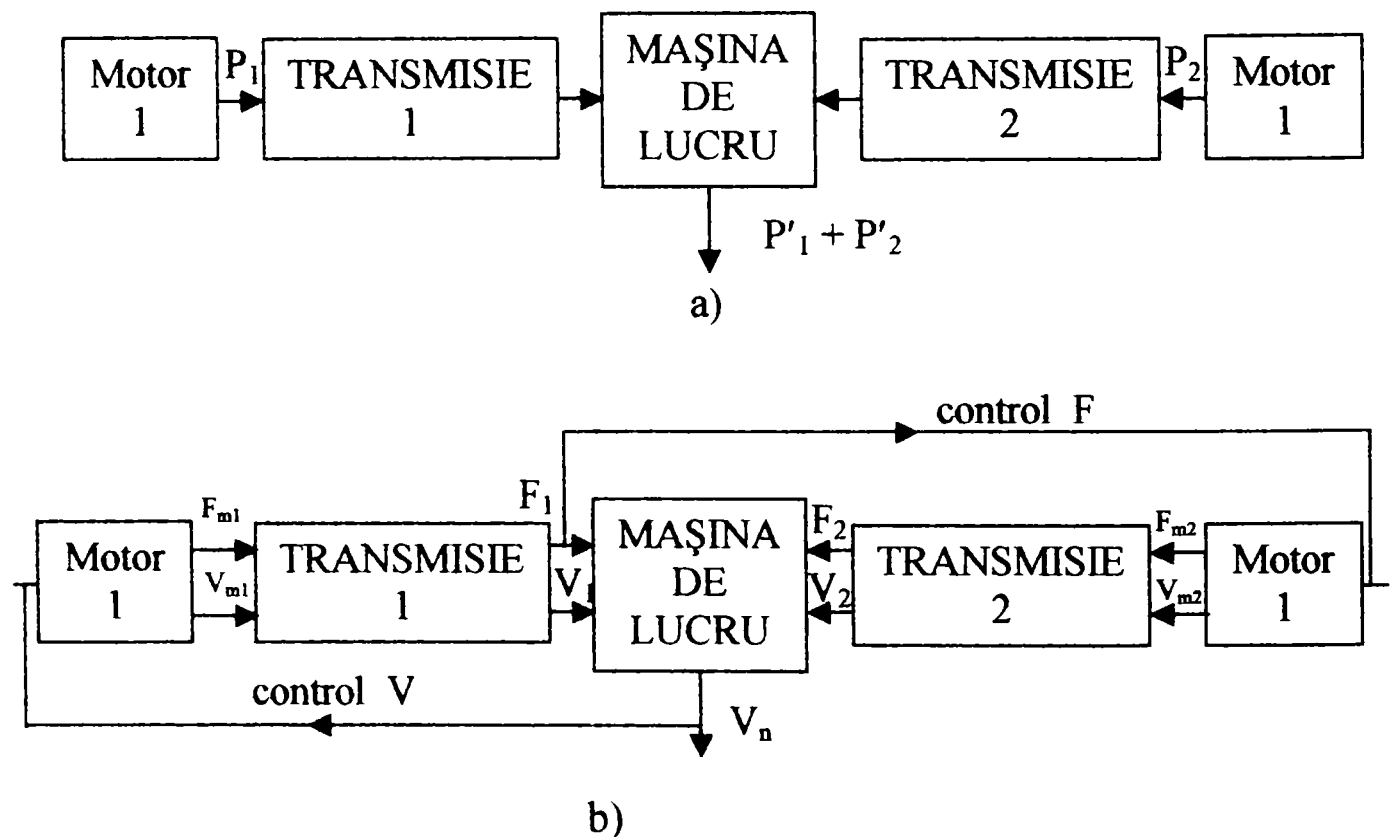


Fig.2.3. Schemele bloc ale sistemelor de acționare complementare (SAC).

## 2.4. Fluxuri informaționale (energetice) în S.A.C.

Se pornește de la ecuațiile de definiție ale SACMH, unde notațiile sunt cele din schema bloc:

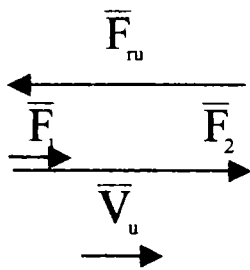
$$\bar{V}_1 = \bar{V}_2 = \bar{V}_n \quad (\Delta \bar{V}_1 = \Delta \bar{V}_2 = \Delta \bar{V}_n) \quad (2.1)$$

Relația exprimă faptul că mașina de lucru se deplasează solidar atât cu transmisia finală a subsistemului (1), cât și a subsistemului (2).

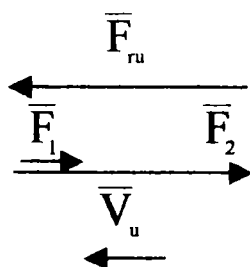
$$\text{și } \bar{F}_1 + \bar{F}_2 + \bar{F}_m = 0 \quad (2.2)$$

este relația echilibrului de forțe.

Se prezintă în continuare schematică situației echilibrului de forțe pentru câteva cazuri în care subsistemele constitutive SAC lucrează în regim frână sau motor:

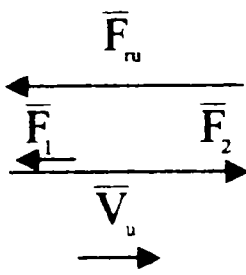


Ambele subsisteme lucrează în regim motor, împingând împreună forța rezistentă utilă  $F_m$ .



Ambele subsisteme lucrează în regim de frână, disipând împreună energie exterioară.





Subsistemul 2 este astfel conceput încât asupra sistemului 1 se acționează tot timpul o forță de tip rezistent

$$\bar{F}_m + \bar{F}_2 = - \bar{F}_1,$$

opusă sensului de mișcare.

O asemenea cerință de funcționare a apărut ca necesitate în aplicația industrială prezentată în paragraful 2.4.

Se pornește de la premisa că este dată funcția fiecărui sistem, conform schemei bloc din figura 2.1.

Subsistemul 1 este destinat controlului parametrilor cinematici ai mașinii de lucru.

$$\Delta \bar{F}_1 = K_1 (\Delta \bar{V}_n) \quad (2.3)$$

Relația de tipul  $e = f(i)$  indică faptul că sistemul 1 este conceput să sesizeze variația mărimii de intrare  $i$  (viteza) și să răspundă cu o anumită forță  $\Delta \bar{F}_1$  (mărimea de ieșire  $e$ ), destinată în principiu să readucă mărimea de intrare la valoarea prescrisă.

Subsistemul 2, ca în aplicația descrisă are rolul de a limita creșterile de forță din sistemul 1, preluând pe această cale o parte din efortul acestuia.

$$\Delta \bar{F}_2 = K_2 (\Delta \bar{F}_1) \quad (2.4)$$

Ținând cont de 2.3.2, 2.3.3, 2.3.4 se ajunge la sistemul de ecuații funcționale:

$$\begin{cases} \Delta \bar{F}_m = \Delta \bar{F}_1 + \Delta \bar{F}_2 = m \cdot \frac{\Delta \bar{V}_n}{\Delta t} \\ \Delta \bar{F}_1 = K_1(\Delta \bar{V}_n) \\ \Delta \bar{F}_2 = K_2(\Delta \bar{F}_1) = K_2(K_1(\Delta \bar{V}_n)) \end{cases} \quad (2.5)$$

Acest sistem de ecuații constituie modelul matematic al SAC și determină corelările între parametrii funcționali ai celor două subsisteme SAC.

Funcțiile  $K_1$  și  $K_2$  sunt soluțiile ecuațiilor diferențiale ale modelului matematic al fiecărui subsistem în parte.

Prin soluționarea sistemului (2.5) se poate determina comportarea fiecărui parametru în parte.

Se admit ca mărimi de intrare  $\Delta V_n$ ,  $\Delta F_m$  cu diferite forme de variație și se determină astfel corelate răspunsurile sistemului.

Caz particular  $V_n = 0 = \text{constant}$ , (mașina de lucru imobilizată rigidizată).

Se abordează acest caz întrucât deplasările (vitezele) mașinii de lucru în situația reală sunt foarte mici. În subsistemul hidraulic debitele implicate de aceste deplasări sunt practic neglijabile față de debitul de lucru ce traversează instalația pentru a acoperi pierderile interne din motorul hidraulic la căderea de presiune necesară.

## CAPITOLUL 3

### Studiul S.A.C. M.H. considerate ca sisteme automate

S.A.C. M.H. sunt acele SAC care conțin un subsistem cu transmisie (acționare) mecanică și cu transmisie (acționare) hidraulică (hidrostatică).

S.A.C. M.H. au în componență subsisteme cu alcătuire diferită, care sunt destinate să îndeplinească funcții diferite.

Transmisiile mecanice se caracterizează la unele soluții constructive printr-o ridicată precizie pozițională, pretându-se la funcția de control al poziției și sunt foarte răspândite ca organe de execuție în comenzi numerice.

Transmisiile hidrostatice sunt asociate cu ideea de forță, iar în combinație cu electronica și cu ideea de precizie în sine, ca atare ele pot folosi cu succes la preluarea cu acuratețe a suprasarcinilor ce solicită sistemele clasice de poziționare.

Pentru fiecare din aceste procese, caracterizate prin mărimi măsurabile (poziție, forțe) se realizează câte o automatizare, respectiv câte un dispozitiv de automatizare. Caracteristic este faptul că pentru cele două dispozitive de automatizare elementul de execuție este comun, doar că mărimea măsurabilă vizată este alta (poziție, respectiv forță).

### 3.1. Studii cinetostatice și dinamice utilizând noțiuni generale privind sistemele automate

**Sistemul automat** este un ansamblu cuprinzând procesul automatizat P și dispozitivul de automatizare DA.

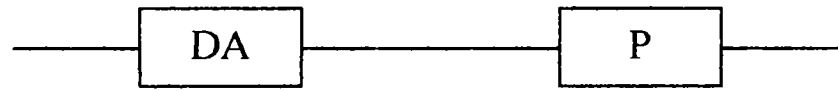


Fig.3.1. Sistem automat

**Procesul automatizat** este ansamblu transformărilor caracterizat prin una sau mai multe mărimi măsurabile, pentru care se realizează o automatizare.

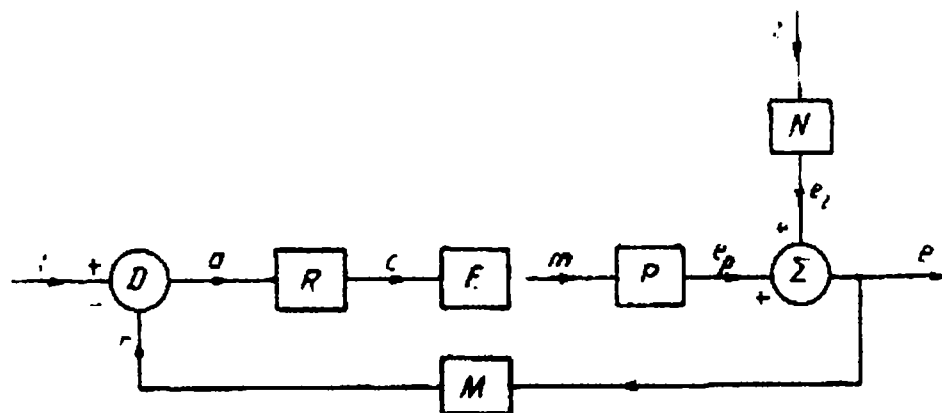


Fig.3.2. Dispozitiv de automatizare

**Dispozitivul de comandă** este ansamblu de aparate și legături care se conectează cu procesul, în scopul realizării operațiilor de comandă și reglare dorită.

**Comanda** este ansamblu de operații ce se efectuează în circuit deschis (figura 3.1.) și care are ca efect stabilirea unei dependențe, după o lege prestabilită, pentru valoarea unei mărimi de ieșire ( $e$ ) dintr-un proces, în raport cu mărimi de intrare ( $i$ ) independente de proces (comanda manuală, automată, secvențială, cu program).

**Reglarea** este ansamblu de operații ce se efectuează în circuit închis (figura 3.2.), formând o buclă și care au ca efect:

- fie stabilirea unei dependențe după o lege prestabilită  $e = f(i)$ ;
- fie reducerea influenței mărimilor perturbatoare asupra mărimilor din proces,  $e \neq f(z)$ .

În primul caz, sistemul automat se mai poate numi *sistem de programare sau urmărire automată* și are rol (figura 3.3.a) de a garanta orice modificare  $\Delta i$  a mărimii de intrare programatoare – chiar în condițiile unei transmisii nerigide, afectate de alunecări și pierderi, cum este cazul transmisiei hidraulice – este urmată de o modificare  $\Delta e$ , a cărei valoare depinde exclusiv de mărimea  $\Delta i$  și de structura dispozitivului de automatizare. În cel de-al doilea caz, sistemul automat se mai poate numi *sistem de reglare sau supraveghere automată* și are rolul (fig.3.3b) de a garanta ca orice modificare  $\Delta z$  a mărimii de intrare perturbatoare – în aceleași condiții de nerigiditate a transmisiei – nu este urmată decât de o perturbare pasageră a mărimii  $e$ , după care, în staționar,  $\Delta e = 0$ .

Semnificația notațiilor din figura 3.2. în conformitate cu STAS 6019 – 74, este:

D – element de comparație, care realizează diferența  $a = i - r$ ;

R – regulator, care emite mărimea de comandă  $e$  în funcție de mărimea de acționare  $a$ , de integralele și derivatele în raport cu timpul ale acestuia (în sistemele electro-hidraulice de reglare automată regulatorul se denumește, de multe ori, controler, iar în reglatoarele mecano-hidraulice compensator);

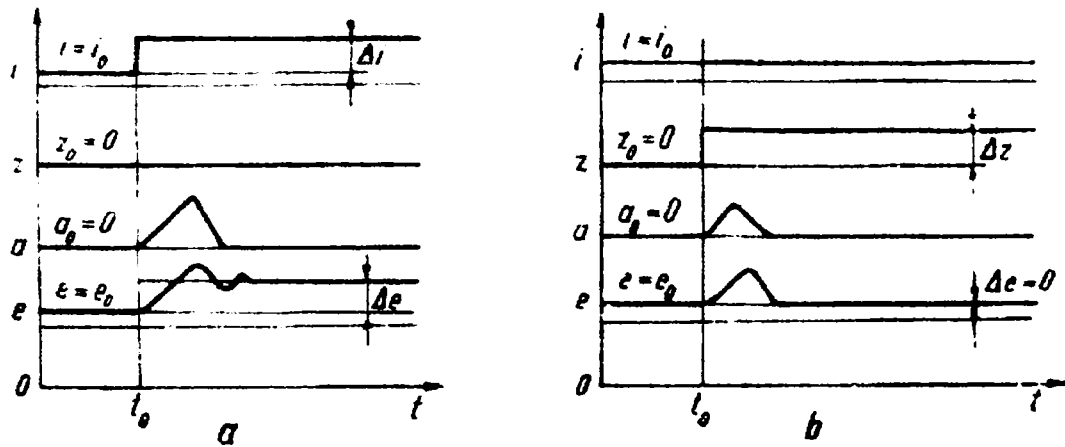


Fig.3.3. Funcțiile sistemului de programare și respectiv reglare automată

E – element de execuție;

P – procesul automatizat;

M – element de măsurare (traductor, eventual adaptor);

N – ansamblu prin care perturbația  $z$  produce mărimea  $e_x$ ;

$i$  – mărime de intrare;

$a = i - r$  mărime de acționare („eroare”);

$c$  – mărime de comandă;

$m$  – mărime de execuție;

$e$  – mărime de ieșire;

$e_p$  – componenta mărimei de ieșire în absența perturbației  $z$ ;

$e_z$  – componenta mărimii de ieșire datorită perturbației  $z$ ;

$r$  – mărime de reacție;

$z$  – mărime de perturbație.

Dispozitivul de automatizare DA este format din ansamblul elementelor D, R, E, M. Calea directă a sistemului automat este formată din ansamblul elementelor R, E, P, N. Calea inversă a sistemului automat este formată din ansamblul elementelor M.

## Mărimile caracteristice ale sistemelor automate

a) Mărimile de intrare programatoare  $i(t)$ , care pot excita un sistem automat, sunt de tipul:

- Impuls:  $i(t) = i_0(0^+)$ , cu transformata Laplace  $I(s) = 1$ ;

- Treapta:  $i(t) = i_0$ , cu  $I(s) = i_0 / s$ ;

- Rampa:  $i(t) = V_0(t)$ , cu  $I(s) = V_0 / s^2$ ;

- Parabola:  $i(t) = a_0 t^2 / 2$ , cu  $I_s = a_0 / s^3$ ;

- Sinusoida:  $i(t) = i_0 \sin \omega t$ , cu  $I(s) = i_0 \frac{\omega}{s^2 + \omega^2}$ ;

- Exponențiala:  $i(t) = i_0 e^{-\omega t}$ , cu  $I(s) = i_0 \frac{1}{s + a}$ .

Aceste mărimi de intrare pot fi aplicate asupra sistemului, fie manual, fie pe cale automată (de către un purtător oarecare de program, cum ar fi o camă, o cartelă perforată, o banșă magnetică, s.a.). Natura fizică a acestor mărimi este, de regulă, diferită de cea a mărimilor de ieșire controlate și, în cele mai multe cazuri, este electrică.

b) *Mărimile de intrare perturbatoare*  $z(t)$ , care pot apărea într-un sistem, au forme întâmplătoare, iar ca natură fizică depind de structura procesului automatizat.

c) *Mărimile de ieșire*  $e(t)$ , care rezultă ca răspunsuri la intrările tip, sunt:

- la intrare tip impuls: funcție pondere (DIRAC);
- la intrare treaptă: răspunsul indicial (dacă treapta este unitară, iar sistemul pleacă sin repaus);
- la intrarea tip rampă: răspunsul tip rampă;
- la intrarea tip sinus: răspunsul frecvențial.

Mărimea de ieșire supusă reglării sau controlului automat poate fi orice mărime fizică a procesului, ca de pildă: deplasarea sau viteza liniară sau unghiulară a unui mecanism; presiunea, debitul sau nivelul unui lichid; tensiunea sau intensitatea curentului electric, etc.

d) *Mărimile de reacție*  $r(t)$  sunt generate de aparatele care măsoară mărimile de ieșire, convertind totodată mărimile măsurate de la natura fizică a mărimii de ieșire la cea a mărimii de intrare, cu care trebuie comparată.

Definirea concisă a unui sistem automat este făcută în ordine de:

- 1) natura mărimii de intrare  $I$  (și de reacția  $r$ );
- 2) felul dispozitivului de execuție  $E$  (fig.3.2.);
- 3) mărimea fizică reglată sau controlată automat.

Exemplu: sistem automat electro (1), hidraulic (2), de deplasare liniară (3).

### **Regimurile de funcționare caracteristice ale sistemelor automate:**

a) *regimul permanent (sau staționar)* este caracterizat de menținerea neschimbată în timp a formei răspunsului  $e$  (sau evoluție constantă sau proporțională sau sinusoidală, etc.);



b) *regimul tranzitoriu (sau dinamic)* este caracterizat prin modificarea în timp a formei răspunsului  $e$ , din momentul ieșirii dintr-un regim permanent până în momentul intrării într-un alt regim permanent.

### **Parametrii caracteristici ai sistemelor automate**

a) *Gradul de amplificarea al sistemului în bucla închisă*,  $\omega_f$  este raportul în regim staționar ( la  $t = \infty$  sau  $s = 0$  ) dintre ieșirea  $e(t)$ ,  $E(s)$  și intrarea  $i(t)$ ,  $I(s)$ .

În modelul matematic al sistemului, acest grad se obține după anularea tuturor derivatelor în raport cu timpul:

$$\omega_f = T_0 \text{ (in } s = 0) = T_0(0) = \frac{E(0)}{I(0)} \quad (3.1)$$

b) *Gradul de amplificarea al sistemului în buclă deschisă*,  $\omega'_f$  este raportul în regim staționar dintre reacția  $r(t)$ ,  $R(s)$  și eroarea  $a(t)$ ,  $A(s)$ :

$$\omega'_f = T_a(0) = \frac{R(0)}{A(0)} \quad (3.2)$$

c) *Raportul de amplificarea al sistemului*  $\omega''_f$  este raportul în regim staționar dintre  $\omega'_f$  și  $\omega_f$ :

$$\omega''_f = \frac{\omega'_f}{\omega_f} = \frac{T_d(0)}{T_0(0)} = \frac{R(0)}{A(0)} \cdot \frac{I(0)}{E(0)} \quad (3.3)$$

d) *Constanta de timp a sistemului*,  $\tau$  este raportul în regim staționar dintre  $\omega_f$  și  $\omega'_f$  și indică întârzierea de variere a erorii  $a(t)$  în raport cu variația intrării  $i(t)$ :

$$\tau = \frac{\omega_f}{\omega'_f} = \frac{1}{\omega'_f} = \frac{T_o(0)}{T_d(0)} = \frac{E(0)}{I(0)} \cdot \frac{A(0)}{R(0)} \quad (3.3)$$

e) *Coeficientul (gradul) de amortizare al sistemului*,  $\xi$ , este raportul a două amplitudini consecutive ale unei ieșiri oscilante și exprimă reducerea progresivă în timp a componentei periodice cuprinsă în răspunsul sistemului, după dispariția semnalului de intrare care l-a scos din repaus.

f) *Oscilația naturală a sistemului*  $\omega_n$  indică frecvența cu care sistemul ar oscila fără să se amortizeze, după dispariția intrării treaptă care l-a scos din repaus ( la  $\xi = 0$ ).

g) *Oscilația proprie a sistemului*  $\omega_p$  indică frecvența cu care sistemul oscilează , amortizându-se, după dispariția semnalului treapta de intrare ( $\xi \neq 0$ ):

$$\omega_p = \omega_n \sqrt{1 - \xi^2} \quad (3.5)$$

h) *Oscilația de rezonanță*  $\omega_r$  indică frecvența semnalului periodic de intrare la care modulul funcției de transfer  $A(\omega)$  scade (față de valoarea lui la  $\omega = 0$ ) cu 6 dB:

$$A(\omega_r) = A(0) - 6 \text{ dB.}$$

## Performanțele și caracteristicile sistemelor automate

a) *Stabilitatea* sistemului automat este dată de capacitatea acestuia de a reveni într-o situație de funcționare staționară (stabilă), după ce intrarea programatoare sau perturbatoare au încetat să mai varieze.

b) *Precizia* sistemului automat este caracterizată prin mai mulți indicatori:

- abaterea statică de poziție la intrarea programatoare treaptă ( $i_0$ ):

$$\Delta e_i = e_{ri} - e_{ti}$$

în care:  $e_{ri}$  – ieșirea reală în treapta  $i$ ;

$e_{ti}$  – ieșirea teoretică în treaptă ( figura 3.5.a);

- abaterea statică de poziția la intrarea perturbatoare treaptă ( $z_0$ ):

$$\Delta e_z = e_{rz} - e_{tz}$$

în care:  $e_{rz}$  – ieșirea reală în treapta  $z$ ;

$e_{tz}$  – ieșirea teoretică în treaptă  $z = 0$  ( figura 3.5.b);

- *Rigiditatea*  $R$ : capacitatea sistemului de a nu-și modifica ieșirea reglată la o perturbație în treaptă,  $R = 1 / \Delta e_z$ ;
- *Imprecizia* sistemului după staționarea intrărilor programatoare și perturbatoare treaptă:  $\Delta e_t = \Delta e_i + \Delta e_z$ ;
- *Abaterea staționară de viteză* la intrarea programatoare – rampă, figura 3.5.c:

$$\Delta e_v = e_r + e_t.$$

c) *calitatea regimului tranzitoriu* caracterizează răspunsul indicial al sistemului și este definită prin (figura 3.5.d):

- *suprareglarea*  $\delta_e$ : depășirea maximă a mărimii de ieșire față de valoarea sa în staționară,  $e_{st}$ .

- timpul de reglare  $t_r$ : timpul scurs până în momentul în care mărimea de ieșire se încadrează definitiv în valoarea  $e_{st} \pm 5\%$ .

d) *Capacitatea de urmărire a sistemului* caracterizează răspunsul indicial al sistemului (figura 3.5.e), la care:

$$i = i_0 \sin \omega t$$

iar  $e = e_0 \sin (\omega t + \varphi)$ .

Aceasta este definită prin caracteristica modul – frecvență și caracteristica fază – frecvență.

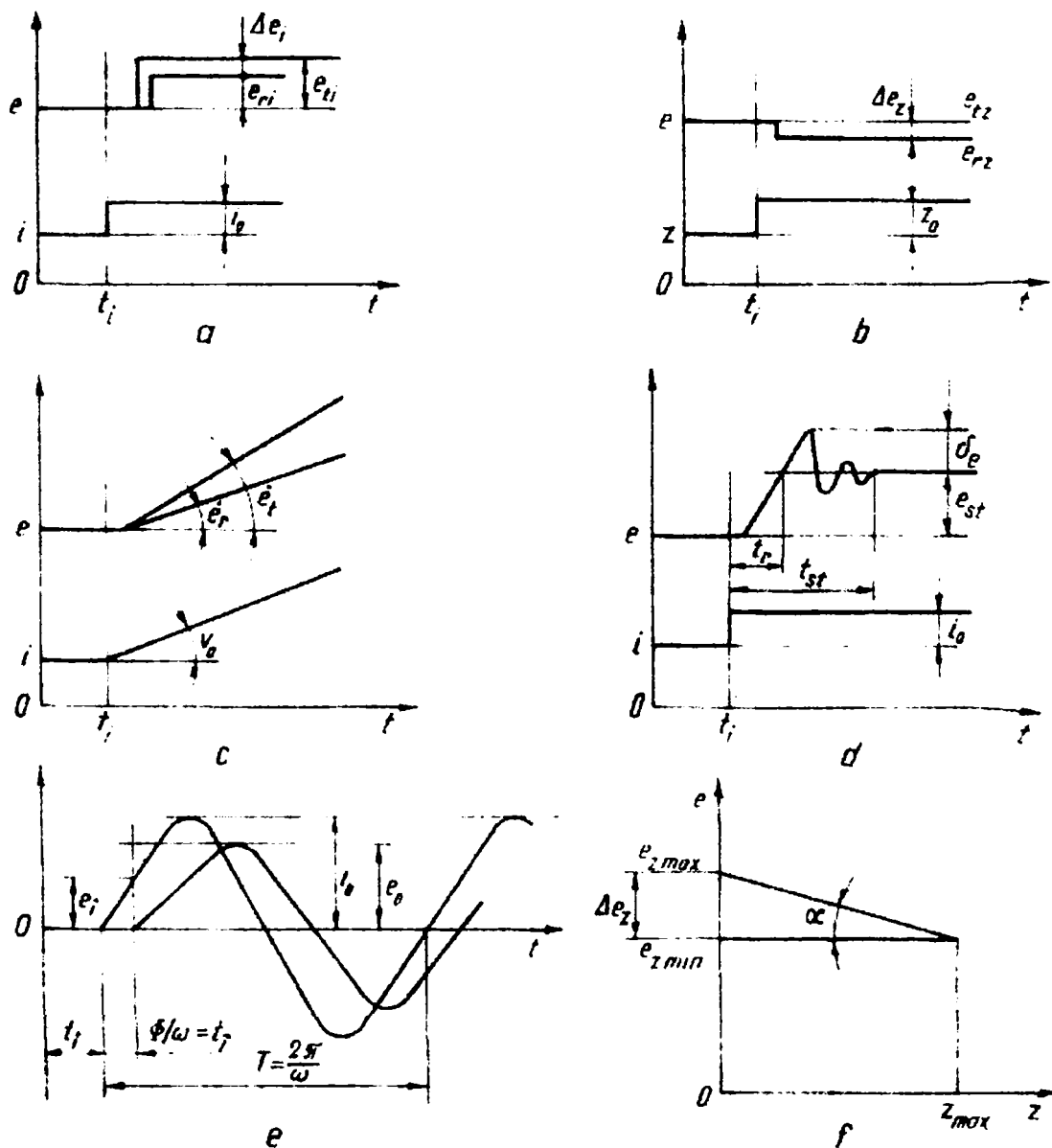


Fig.3.5. Performanțele statice ale sistemelor automate

e) *Statismul*  $\gamma$  unui sistem exprimă valoarea erorii staționare specifice a mărimii de ieșire ce revine pe o unitate a perturbației  $z$  (figura 3.5.f).

Prin *statism* se mai înțelege și capacitatea unui sistem automat de a stabili parametri funcționali, după încetarea variației mărimilor de excitație:

$$\gamma = \operatorname{tg}\alpha = \frac{e_{z \max} - e_{z \min}}{z_{\max}} = \frac{\Delta e_z}{z_{\max}} \quad (3.7)$$

La  $\alpha = 0$  – abaterea nulă în regim staționar – sistemul are *statism nul* (este „astatic”).

În esență trei sunt, deci, însușirile de bază ale sistemelor automate, pe care trebuie să le exprime – calitativ și cantitativ – performanțele lor caracteristice:

- să fie ***stabile***, adică să reîntre într-o situație de funcționare staționară, după ce mărimea excitației a încetat să mai varieze;
- să fie ***rapide***, adică să atingă în timpul dorit valoarea mărimii de ieșire corespunzătoare valorilor momentane ale mărimii de excitație (programatoare sau perturbatoare);
- să fie ***precise***, adică să prezinte o abatere minimă față de valoarea prescrisă, după intrarea sistemului în regim staționar.

### **Modelarea matematică a sistemelor automate**

Mașinile, utilajele și instalațiile industriale devin datorită cerințelor exigenței de productivitate și calitate, tot mai complexe. În același timp, acestea se modifică și se inovează din ce în ce mai frecvent, din diverse motive și în primul rând din cauza competiției tehnico-economice. În aceste

condiții, studierea sistemelor de reglare automate cu mijloace empirice – bazate în esență pe executarea de modele repetate și cercetarea lor în laborator până la obținerea prototipului dorit, devin tot mai costisitoare și reclamă consumuri de timp care-l scot pe fabricant din competiția amintită.

În cercetarea modernă, mijloacele empirice de studiu fac loc tot mai mult proceselor de analiză științifică a sistemelor, bazate în esență pe modelarea lor matematică.

**Elaborarea modelului matematic.** Modelul matematic al unui sistem automat este constituit, în general, dintr-un ansamblu de ecuații algebrice și diferențiale menite să exprime dependența în timp a mărimii de ieșire față de cea de intrare. Pentru obținerea modelului matematic, se parcurg în principiu, următoarele etape:

a) *se descompune sistemul dinamic* în componentele sale de bază care participă la realizarea funcționalității lui și se echivalează aceste componente cu elemente dinamice pure (dacă este posibil, ideale, adică liniare);

b) *se scriu relațiile caracteristice* ale fiecăruia dintre aceste elemente dinamice;

c) *se scriu relațiile privind conexiunile dintre elementele dinamice* reieșite din însuși procesul de descompunere de la punctul a). Aceste relații, determinate prin metoda vârfurilor sau cea a buclelor, se bazează în fond pe cunoscutele legi Kirchoff.

d) *ansamblul relațiilor de la punctul b) și c) formează un sistem de ecuații*, care determină legătura dintre variabilele de ieșire și cele de intrare ale sistemului studiat și care constituie însuși modelul matematic al acestuia.

Dacă analiza modelului urmează a fi făcută pe un calculator numeric sau analogic, ansamblul relațiilor în cauză nu trebuie prelucrat până la

exprimarea unei ecuații unice,  $e = f(i,t)$ , iar dacă totuși se prelucrează, ecuația nu trebuie să fie neapărat liniară.

În cazul în care studiul ulterior urmează să se facă pe cale analitică, ansamblul relațiilor de la punctele b) și c) trebuie astfel prelucrat încât acesta să ducă la o ecuație unică,  $e = f(i,t)$ , care să exprime dependența în timp a variabilei de ieșire de interes, față de variabilele de intrare și care trebuie să fie liniară, ori, dacă nu, să fie liniarizată. Deși este mai dificil sub aspect matematic, studiul pe cale analitică a sistemelor automate este de preferat studiului pe calculator, nu numai că este mai puțin costisitor, dar mai ales că este mai direct.

Modelul matematic exprimat ca o ecuație unică și liniară are forma generalizată:

$$a_n \frac{d^n e}{dt^n} + a_{n-1} \frac{d^{n-1} e}{dt^{n-1}} + a_1 \frac{d e}{dt} + a_0 e = b_n \frac{d^n i}{dt^n} + b_{n-1} \frac{d^{n-1} i}{dt^{n-1}} + b_1 \frac{d i}{dt} + b_0 i \quad (3.8)$$

În final, cercetarea unui sistem automat cu ajutorul modelului matematic va determina – calitativ și cantitativ – îmbunătățirile care trebuie aduse proiectului inițial, în așa fel încât să existe garanții maxime că sistemul fizic va avea performanțele funcționale scontate.

Numai după terminarea acestei cercetări teoretice, vor începe cheltuielile materiale propriu-zise, prin executarea prototipului pentru sistemul în cauză.

## Integrarea ecuațiilor diferențiale liniare cu coeficienți constanți.

Studiul modelului pe cale pur matematică presupune rezolvarea efectivă, prin integrare, a ecuației diferențiale (3.8), pentru care se parcurg următoarele etape:

a) se află soluția ecuației omogene,  $e_c(t)$ , cu constante încă nedeterminate. În dinamică, această soluție constituie partea naturală a răspunsului și caracterizează funcționarea sistemului în regim tranzitoriu:

$$e_c = \sum_{i=k+1}^n C_i e^{s_i t} + C_k t^{k-1} e^{s_k t} \quad (3.9)$$

b) se află soluția parțială a ecuației neomogene (adică ecuația 3.8 în totalitate),  $e_p(t)$  cu constante determinate. În dinamică, această soluție constituie partea forțată a răspunsului și caracterizează funcționarea sistemului în regim staționar.

- Dacă  $i(t) = K$ ,  $e_p = e$
- Dacă  $i(t) = Kt^2$ ,  $e_p = e_1 t^2 + e_2 t + e_3$
- Dacă  $i(t) = K \sin \omega t$ ,  $e_p = e_1 \sin \omega t + e_2 \cos \omega t$
- Dacă  $i(t) = Ke^{st}$ ,  $e_p = ce^{st}$

e) se află soluția generală a ecuației neomogene (3.8):

$$e = e_c + e_p.$$

**Liniarizarea modelelor matematice neliniare.** Majoritatea sistemelor dinamice reale, în special cele hidraulice conduc la modele matematice neliniare.



Din punct de vedere al comportării dinamice, sistemele neliniare pot fi deosebite imediat de cele liniare pe cale experimentală, la excitare cu semnal treaptă, prin faptul că, spre deosebire de acestea din urmă, la o dublare a amplitudinii  $i_0$ , amplitudinea  $e_0$  nu se dublează, ci ia o valoare oarecare.

Din punct de vedere teoretic, ecuațiile neliniare nu pot fi studiate pe cale analitică.

S-au dezvoltat o serie de metode de liniarizare a ecuațiilor neliniare, dintre care cea mai utilizată este metoda creșterilor infinitezimale, bazată pe următoarele reguli:

a) O ecuație liniară care conține mai mulți termeni poate fi liniarizată prin liniarizarea fiecărui termen în parte.

b) O ecuație neliniară  $y = f(x)$  nu poate fi liniarizată pe întreg domeniul său de existență, ci numai în jurul unui punct din acest domeniu, ale cărui coordonate  $(x_0, y_0)$  sunt cunoscute (aparținând de obicei punctului de staționare), prin aplicarea supra variabililor  $x, y$  - în acest punct - unor creșteri infinitezimale  $\Delta x, \Delta y$  cu condiția ca  $\left. \frac{dy}{dx} \right|_0$  să nu fie nulă sau infinită.

În consecință, ecuația neliniară  $y = f(x)$  este adusă în forma liniară  $\Delta y = K \cdot \Delta x$ , care judecată în jurul punctului prezumativ de staționare, poate să exprime în mod satisfăcător comportarea dinamică a sistemului analizat.

În cele ce urmează se dau câteva exemple de liniarizare prin această metodă, aplicată la unele ecuații neliniare întâlnite în sistemele automate hidraulice:

- Funcția neliniară  $y = f(x)$  poate fi înlocuită, prin liniarizare cu:

$$\Delta y = \left. \frac{dy}{dx} \right|_0 \Delta x.$$

- Funcția neliniară  $y = f(x) f(z)$  poate fi înlocuită, prin liniarizare cu:

$$\Delta y = f(z_0) \left. \frac{dy}{dx} \right|_0 \Delta x + f(x_0) \left. \frac{dy}{dz} \right|_0 \Delta z.$$

- Funcția neliniară  $y = x^n$ , cu  $\frac{\Delta y}{y_0} = n \frac{\Delta x}{x_0}$ .
- Funcția neliniară  $y = a^x$ , cu  $\frac{\Delta y}{y_0} = (\ln a) \Delta x$ .
- Funcția neliniară  $y = x^n \cdot z^m$ , cu  $\frac{\Delta y}{y_0} = n \frac{\Delta x}{x_0} + m \frac{\Delta z}{z_0}$ .

**Transformarea Laplace** este un mijloc de soluționare a ecuațiilor diferențiale liniare și este, în esență, definită și operează în felul următor:

a) Dacă o funcție reală de timp,  $f(t)$ , este definită ca fiind  $f(t < 0) = 0$  și  $f(t \geq 0) \neq 0$ , atunci transformata ei Laplace, notată cu  $\mathcal{L} [f(t)]$ , este:

$$\mathcal{L} [f(t)] = F(s) = \int_0^{\infty} e^{-st} \cdot f(t) dt. \quad (3.12)$$

b) Există o serie de proprietăți care au condus la tabele largi de listare a transformărilor  $F(s)$  pentru diverse  $f(t)$ , dintre care cele mai importante:

- $f(t) = A \rightarrow F(s) = A / s$
- $f(t) = At \rightarrow F(s) = A / s^2$
- $f(t) = e^{\alpha t} \rightarrow F(s) = \frac{1}{s - \alpha}$
- $f(t) = \sin \beta t \rightarrow F(s) = \frac{1}{s^2 + \beta^2}$

- $f(t) = \cos \beta t \rightarrow F(s) = \frac{1}{s^2 + \beta^2}$

- $f(t) = \frac{d^n x}{dt^n} \rightarrow F(s) = s^n z.$

c) *Rezolvarea ecuațiilor diferențiale* cu ajutorul transformatei Laplace este (în principiu) simplă:

- se transformă fiecare termen al ecuației diferențiale din planul real al funcțiilor de timp, în cel imaginar, al transformatelor Laplace, pe baza relațiilor de recurență; aceasta conduce la substituirea ecuației diferențiale originale printr-o ecuație algebrică;

- se rezolvă ecuația algebrică, obținându-se soluții în planul imaginar (transformat);

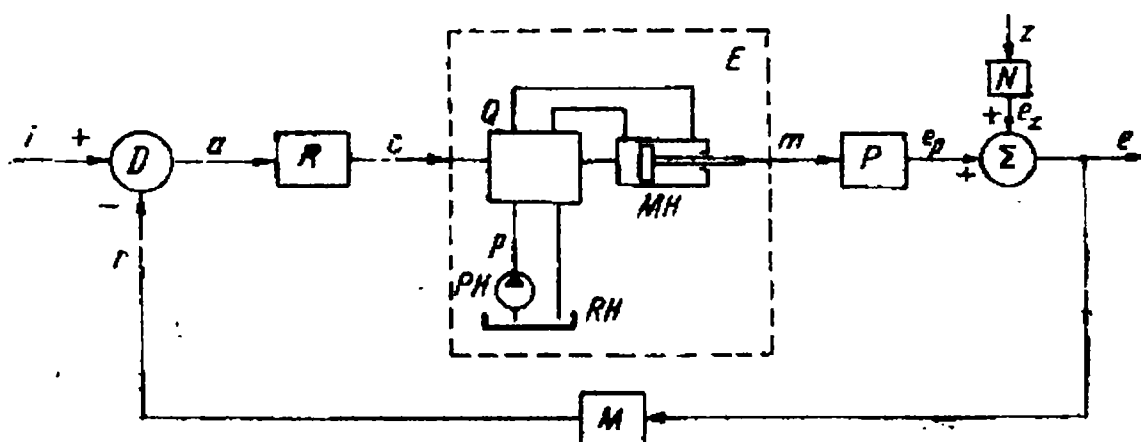
- se stabilesc soluțiile reale, de timp, prin reconvertirea celor imaginare pe baza tabelor de recurență.

### 3.2. Noțiuni privind sistemele hidraulice automate. Definiere, structură, clasificare.

Un sistem automat oarecare devine „sistem *hidraulic* automat” în situația în care elementul de execuție E din structura sa tip (vezi figura 3.6.) este de natură hidraulică – adică – vezi figura 3.6. – realizează *amplificarea pe cale hidraulică* a mărimii de comandă c, până la nivelul necesar al mărimii m ce execută reglarea procesului automat P. Veriga de execuție hidraulică este formată, principal, în patru componente: rezervorul hidraulic RH, pompa hidraulică PH care consumă o energie mecanică pentru a o transforma într-una hidraulică ( $p \times Q$ ), dispozitivul hidraulic DH și motorul hidraulic MH.

Din multele criterii posibile de clasificare a sistemelor hidraulice automate (SHA), se rețin numai două, cele mai importante:

- După natura mărimii de comandă c, există sisteme *mecano-hidraulice* și sisteme *pneumo-hidraulice*.
- După modul în care dispozitivul hidraulic DH realizează relația  $Q = f(c)$ , există sisteme cu distribuitor variabil (și pompă fixă) și sisteme cu pompă variabilă (fără distribuitor).



Fi.3.6. Schema sistemului hidraulic automat

## **Domenii de utilizare**

Hidraulica a fost totdeauna asociată cu ideea de forță. De la introducerea ei în sisteme automate - singură sau, mai ales, în combinație cu electronica – hidraulica poate fi asociată și cu ideea de precizie. Există numeroase aplicații industriale care astăzi nu mai pot fi imaginate fără contribuția SHA, iar numărul lor este în creștere rapidă. În principiu, dintre semnalul de execuție a acțiunii de automatizare și cel de comandă este foarte mare (ceea ce justifică amplificarea hidraulică, care realizează rapoarte de până la  $100 \text{ kW} / 0,010 \text{ kW} = 10000$  ori) și care în mărimea de execuție trebuie să depindă exclusiv de amplitudinea semnalului de comandă, nu și de durata lui în timp.

Iată în continuare o scurtă enumerare a acestora din cele mai uzuale aplicații ale SHA, folosite pentru a controla automat: adâncimea de arat a plugurilor tractate, unghiul de cârmă al unei nave sau unghiul de virare al unui excavator (sau tractor, sau combină agricolă), turația unui motor termic sau a unei turbine , poziția turelei unui tanc sau a unui tun antiaerian, direcția de zbor a unui avion (prin operator sau pilot automat), grosimea unei benzi laminate sau alinierea ei la rulare, etc.

## **Componentele caracteristice ale sistemelor hidraulice**

În afara componentelor standard care intră în structura oricărui sistem de acționare hidraulică (pompe, motoare hidraulice, supape de presiune, filtre, acumulatori, răcitoare, rezervoare, etc.), sistemele hidraulice automate mai cuprind și câteva categorii de componente stric caracteristice:

- *Servoelemente hidraulice*: elemente hidraulice a căror mărime comandată (debit, presiune, cădere de presiune, cursă) variază *proporțional* cu mărimea de comandă (deplasarea mecanică, curent, tensiune, etc.).
- *Servocontrolere*: elemente electronice specifice SHA, care îndeplinesc funcțiile de comparator-amplificator-regulator din buclele de automatizare electro-hidraulice.
- *Traductoare*: elemente de măsură care generează mărimile de reacție din sistemul închis de automatizare.

**Servovalvele hidraulice** au soluții constructive diverse, dar cea mai uzuală dintre acestea este - de departe - cea redată în figura 3.7. Și acest aparat este format din două etaje: pilotul 1 și distribuitorul de bază 2.

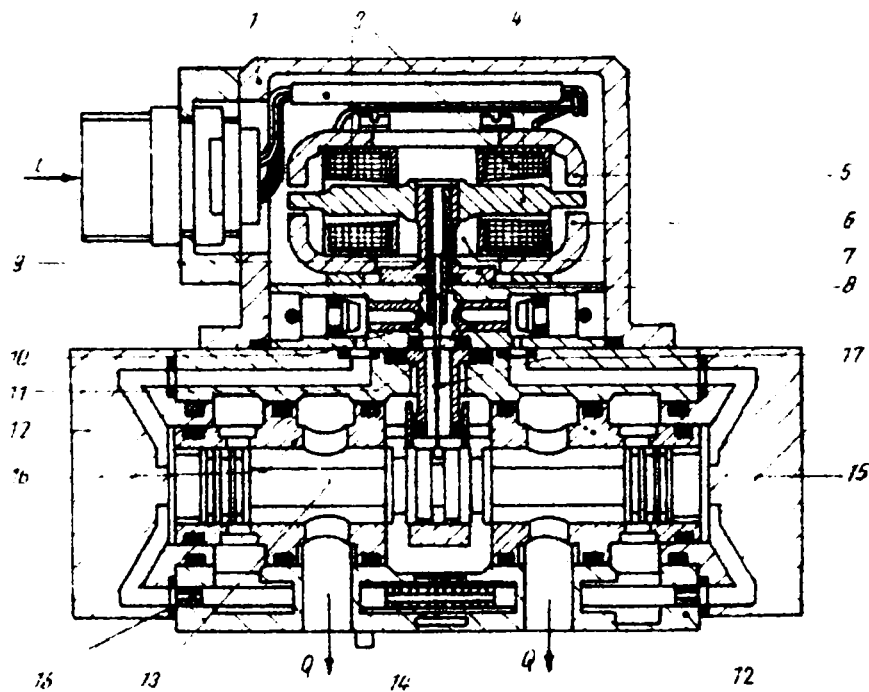


Fig.3.7. Servovalvă electrohidraulică

*Pilotul 1* este constituit dintr-un motor electric de cuplu și ansamblu clapetă – ajutaje. Motorul electric de cuplu este format din:

- armătura mobilă 4 (întrefierul);
- bobinele 3;
- carcasa 5 și 6 (întăritorul de câmp);
- magnetii permanenți 8 (care închid fețele laterale ale motorului, creând un câmp permanent de un singur sens în armătura mobilă, la care se suprapune – când într-un sens când în celălalt – câmpul magnetic dat de curentul electric în cele două bobine înfășurate în sens contrar).

Ansamblul clapetă – ajutaje este format din:

- bucușă elastică 9 (solidară cu armura 4);
- tija elastică 17 (solidară cu clapeta înserată în bucușă 9);
- ajutajele 10,11 (fixate într-o placă de bază și simetrice în raport cu clapeta).

Distribuitorul de bază 2 este format din:

- corpul 12 închis în capacele simetrice 15;
- bucușă fixă 16 în care se deplasează sertarul cu patru muchii active 13 (articulat sferic cu tija de reacție 17);
- filtrul 14;
- diuzele simetrice 18 (prin care se prelevează debitul redus de alimentare a ajutajelor 10, 11).

Funcționarea întregului ansamblu este următoarea: introducerea unui curent  $i$  într-una din bobinele 3, provoacă un moment care rotește armătura 4 (față de poziția neutră) cu un unghi  $\alpha = K_i i$ . Clapeta solidară cu armătura 4 se aproprie de unul din ajutajele, sporind presiunea din amonte de el în raport cu

cea din ajutorul opus, cu o valoare  $\Delta p_1$ . Dezechilibrat, sertarul 13 se deplasează din poziția centrală cu cursa  $s = K_2 \alpha = K_1 K_2 i$ ;  $A_c = K_a \cdot S$ .

$$Q = C_d A_c \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{2\Delta p} \quad (3.13)$$

de unde se deduce relația fundamentală a servovalvei hidraulice, care este tot:

$$Q = K \cdot i \quad (3.14)$$

În regim staționar, la  $\Delta p$  constantă, în care:

$$K = C_d \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} K_a K_1 K_2 \quad (3.15)$$

### **Motoare hidraulice oscilante (alternative).**

Motoarele oscilante sau alternative au o răspândire mult mai redusă în acționarea hidraulică, decât cele circulare sau liniare, folosindu-se, de regulă, acolo unde nu este necesară o rotație completă a elementului activ, ci un anumit unghi de oscilație  $\alpha$ , ca, de exemplu, în mecanismele cu clichet la lanțurile cinematice de avans intermitent, pentru reglarea debitului unor pompe sau motoare, pentru acționarea coloanei (turelei) la roboți industriali, precum și pentru diverse servocomenzi.

Aceste tipuri de motoare pot fi circular-oscilante (figura 3.8.a, b și c) sau liniar-oscilante (figura 3.8.d și e), putând fi cu unghi de oscilație  $\alpha$  (cursa



1) constante sau reglabile, cu una sau mai multe palete, cu unul sau două plunjere.

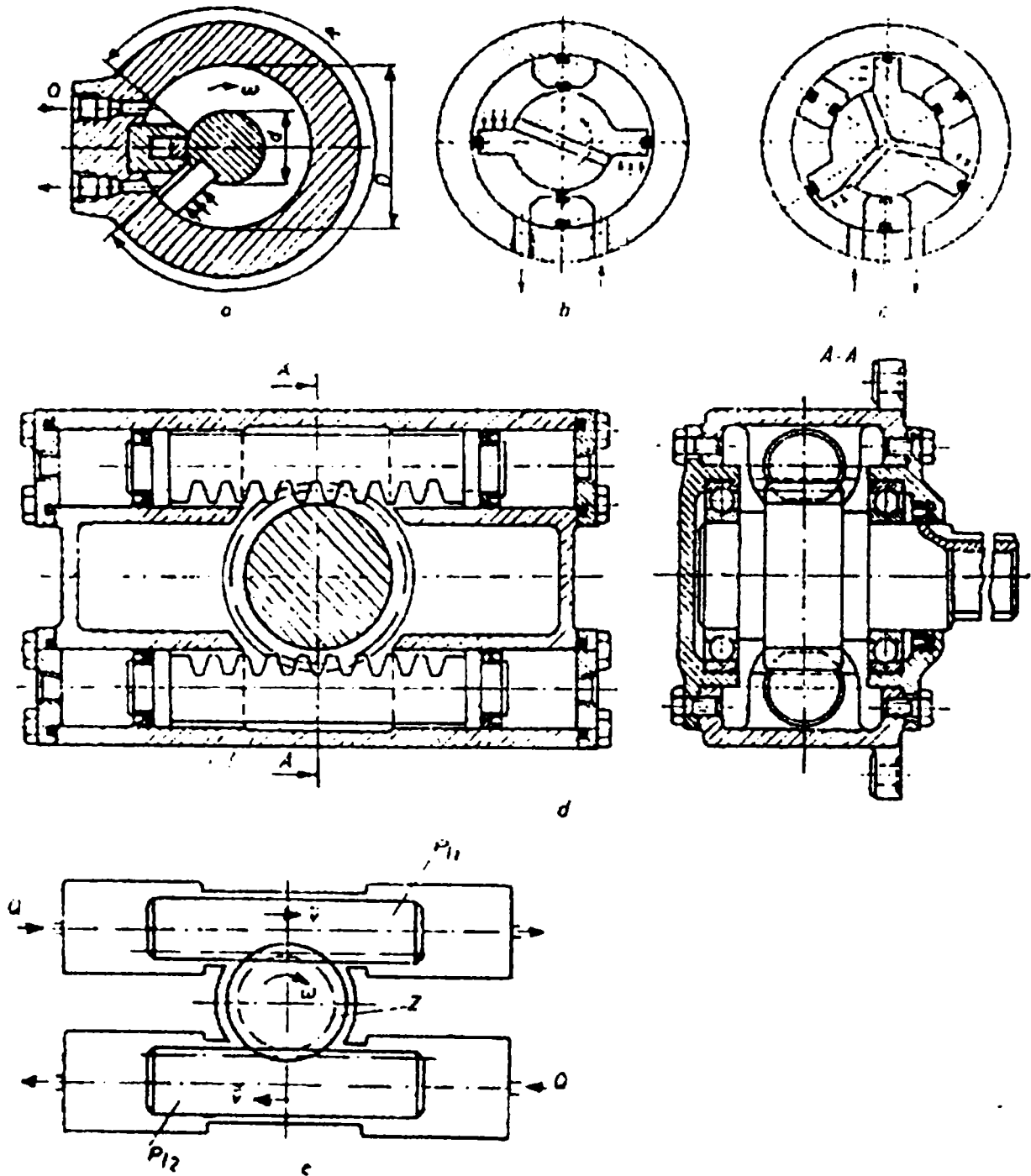


Fig.3.8. Motoare hidraulice oscilante.

Motoarele oscilante pot fi folosite pentru momente și presiuni mari, până la 200 bar.

Principalii parametri de calcul la aceste motoare sunt momentul teoretic dezvoltat la arbore sau viteza unghiulară care se poate exprima cu relațiile:

$$M = F \cdot R = \frac{p(D-d)b}{2} \cdot \frac{D+d}{4} = \frac{p \cdot b}{4} (D^2 - d^2) \quad (3.16)$$

$$\omega = \frac{8Q}{b(D^2 - d^2)} \quad (3.17)$$

Pentru motoarele cu paletă:

$$M = \frac{p \cdot b \cdot z}{8} (D^2 - d^2) \text{ și } \omega = \frac{8Q}{zb(D^2 - d^2)} \quad (3.18)$$

Pentru cele cu z palete și la pompele cu plunjer oscilant:

$$M \approx \frac{\pi}{2} d^2 p R \quad (3.19)$$

În relațiile de mai sus, în afară de notațiile din figura 3.8.a și e, se mai menționează :  $\Delta p = p_a - p_r = p$  (s-a considerat presiunea din camera de evacuare egală cu 0),  $b$  – lățimea paletii,  $F$ ,  $R$  – forța, respectiv raza de acțiune a acesteia.

# Caracteristicile funcționale ale servoelementelor hidraulice

a) *Caracteristica de reglaj* descrie variația mărimii comandate la variația mărimii de comandă cu parametrii perturbatori constanți, în regim staționar  $Q_L = f(i)$  la  $\Delta p = \text{const.}$  pe servoelement.

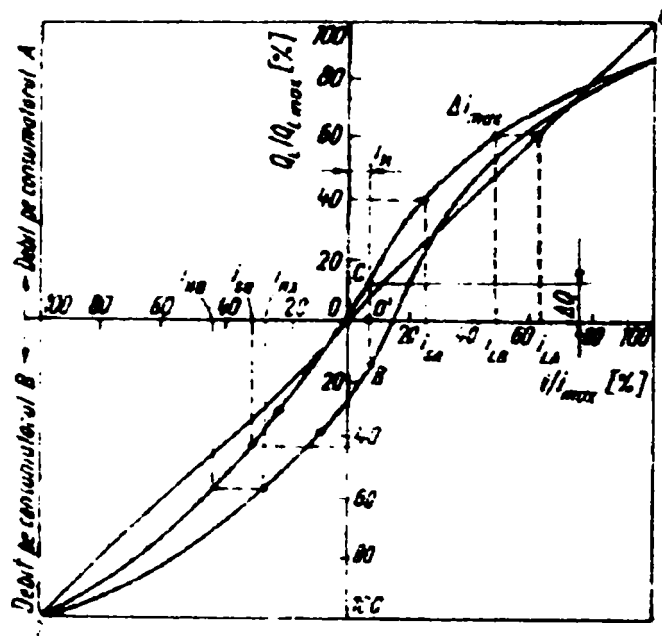


Fig.3.9. Caracteristica de reglaj

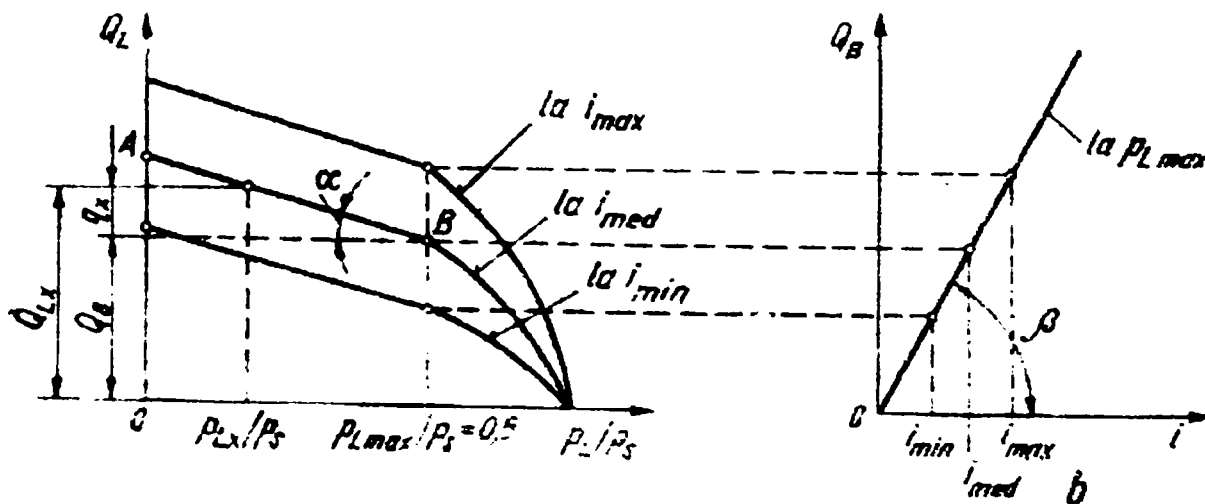


Fig.3.10. Caracteristica statică

b) *Caracteristica statică* descrie variația mărimii comandate la variația parametrilor perturbatori cu mărimea de comandă constantă  $Q_L = f(p_L)$  la  $i / i_{nom}$  parametri.

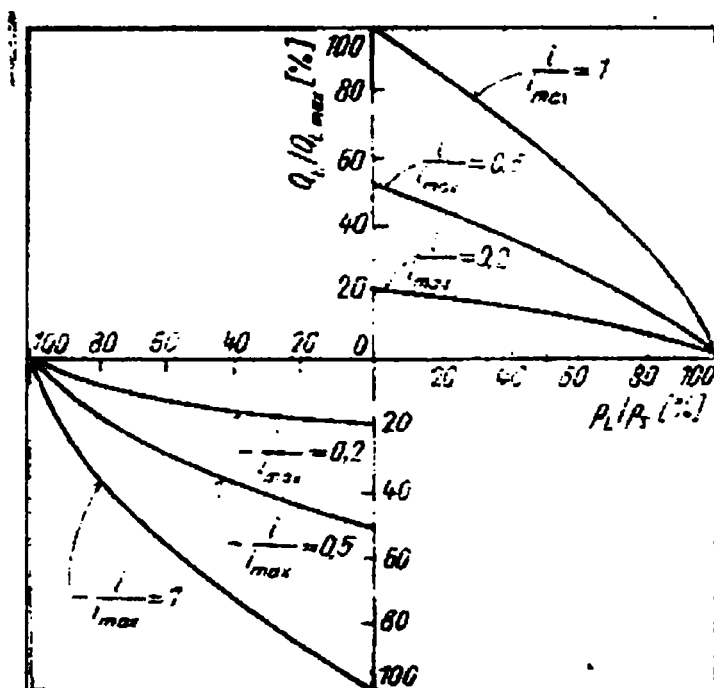


Fig.3.11. Caracteristica statică

## CAPITOLUL 4

### Modelul matematic al subsistemului electrohidraulic automat de descărcare (SEHA) a suprasarcinilor, parte a SACMH, pornind de la modelul analitic al unei axe hidraulice conduse prin calculator

În figura 4.1. este reprezentată schematic o servoacționare electrohidraulică rotativă compusă din:

- **grup hidraulic** – a cărei pompă furnizează debitul necesar motorului. El are, ventilul limitator de presiune, și rolul de reglare a presiunii de alimentare  $p_0$ ;

- **servodistribuitor** – asigurând un debit nominal  $Q_n$  la curentul de comandă nominal  $i_n$  și presiune de sarcină nulă cu  $p_s = 0$ ;

- **motor hidraulic rotativ** – având un volum unitar  $V_u$ , unghiul de rotație al arborelui de ieșire fiind notat cu  $\theta$ ;

- **sarcina** își validează prezența prin momentul static  $M_r$  și momentul inerțial  $J$ .

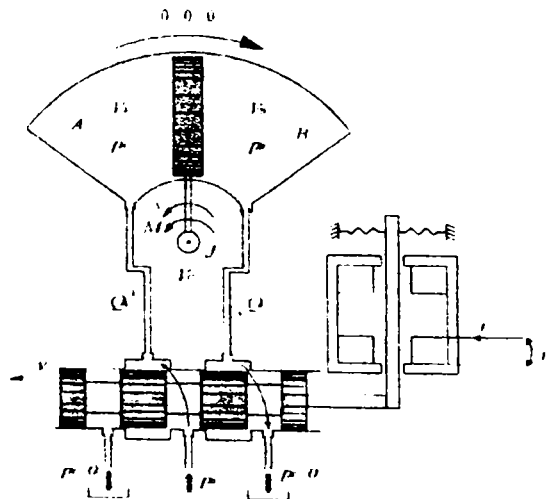


Fig.4.1. Schema axei cinematice electro-hidraulice

## **4.1. Stabilirea ecuațiilor diferențiale și a funcției de transfer pentru sistemul continuu.**

### **4.1.1. Ecuațiile ce descriu convertorul tensiune – curent.**

Convertorul tensiune – curent are rolul de a transforma valoarea de referință a tensiunii într-un curent de comandă pentru servodistribuitor.

Conform legii generalizate a lui Ohm se poate scrie ecuația ce caracterizează funcționarea convertorului:

$$l \cdot \frac{di(t)}{dt} + r \cdot i(t) = u(t) \quad (4.1)$$

unde:  $l$  – inductivitatea circuitului;

$r$  – rezistența circuitului.

### **4.1.2. Ecuațiile ce descriu funcționarea servodistribuitorului.**

#### **a) Caracteristica statică.**

Debitul care trece prin fantele de comandă A și B la o deplasare a sertarului  $y$  (în condițiile  $Q_A = Q_B = Q$  și  $p_0 = p_A + p_B$ ) este dat de relația:

$$Q = k \cdot y \cdot \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [p_0 - p_s \cdot \text{sign}(y)]} \quad (4.2)$$

Debitul maxim rezultă în situația absenței sarcinii  $p_s = 0$ , deschiderii maxime a sertarului de comandă  $y = y_{\max}$  și este dat de relația:

$$Q_{0\max} = k \cdot y_{\max} \cdot \sqrt{\frac{p_0}{2}} \quad (4.3)$$

Raportând relația (4.2) la (4.3) se obține câmpul caracteristicilor statice normale ale servodistribuitorului.

Deoarece în regim staționar  $y$  și  $i$  sunt proporționale:

$$\frac{Q}{Q_{0\max}} = \frac{i}{i_n} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_s}{p_0} \cdot \text{sign}(i)} \quad (4.4)$$

Câmpul de caracteristici este evident neliniar. Liniarizarea lui se realizează prin dezvoltarea în serie Taylor în jurul unui punct de funcționare ( $p_{s0}, i_0$ ). Se obține:

$$\Delta Q = Q - Q_0 = A_{Qi} \cdot (i - i_0) - A_{Qp} \cdot (p_s - p_{s0}) \quad (4.5)$$

unde:

$$A_{Qi} = \frac{\partial Q}{\partial i} = \frac{Q_{0\max}}{i_n} \cdot \sqrt{1 - \frac{p_{s0}}{p_0} \cdot \text{sign}(i)} \quad (4.6)$$

este amplificarea debit – curent comandă;

$$A_{Qp} = -\frac{\partial Q}{\partial p_s} = \frac{Q_{0max}}{2 \cdot \hat{\partial} p_0} \cdot \frac{|i|}{i_n} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - \frac{p_{s0}}{p_0} \cdot \text{sign}(i)}}} \quad (4.7)$$

este amplificarea debit – presiune de sarcină.

Punctul de liniarizare uzual pentru descrierea matematică a acționărilor cu servoventile este cel corespunzător zeroului hidraulic ( $Q_0 = p_{s0} = i_0 = 0$ ). Pentru acest punct funcțional  $Q_0 = A_{Qi} \cdot i$ , astfel încât ecuația (4.5) devine:

$$Q(t) = A_{Qi} \cdot i(t) - A_{Qp} \cdot p_s(t) \quad (4.8)$$

### b) Comportarea dinamică.

Opțiunea uzuală în descrierea funcționării dinamice a servodistribuitorului constă în a-l considera un component proporțional cu întârziere de ordinul 2. În acest caz curentul de comandă și debitul de trecere prin servoventil în absența sarcinii există relația:

$$\frac{1}{\omega_r^2} \cdot \frac{d^2 Q_0(t)}{dt^2} + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_r} \cdot \frac{d Q_0(t)}{dt} + Q_0(t) = A_{Qi} \cdot i(t) \quad (4.9)$$

unde:  $\omega_r$  – frecvența naturală;

$\xi_v$  – factorul de amortizare al servodistribuitorului .

Valorile lor sunt determinate experimental și furnizate, de regulă, de constructorul aparatului.



### 4.1.3. Ecuațiile ce descriu funcționarea motorului.

#### 1. Cuplul hidraulic disponibil.

Pentru motorul ideal (fără frecări interne, scurgeri interne și externe și având un volum unitar independent de unghiul de rotație  $dV_u / d\theta = 0$ ) cuplul hidraulic util la arborele de ieșire este:

$$M_b = \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot p_s \quad (4.11)$$

#### 2. Ecuația de continuitate a debitului.

În regimul dinamic, debitul necesar mișcării motorului se compune din:

- *debitul necesar mișcării motorului:*

$$Q_i = \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot \dot{\theta} \quad (4.12)$$

- *debitul de scurgeri datorate diferențelor de presiune:*

$$Q_s = k_s \cdot p_s \quad (4.13)$$

unde  $k_s$  – coeficient de scurgeri dependent de presiune;

- *debitul de comprimare sub acțiunea presiunii* – în general o variație de presiune dp într-un volum V determină o comprimare acestuia cu dV:

$$\frac{dp}{dt} = \frac{dV}{dt} \cdot \frac{E}{V} = Q \cdot \frac{E}{V} \quad (4.14)$$

unde: E – modulul de elasticitate al uleiului;

Pentru volumele  $V_A$  și  $V_B$  închise în camerele motorului, având în vedere ecuația de continuitate a debitului, relația (4.14) devine:

$$\begin{aligned} \dot{p}_A &= \frac{E}{V_A} \cdot (Q_A - Q_s - Q_i) \\ \dot{p}_B &= \frac{E}{V_B} \cdot (-Q_B + Q_s - Q_i) \end{aligned} \quad (4.15)$$

Considerând creșterea și descreșterea în cele două camere ale motorului ca fiind simetrică  $V_A = V_B = V_0 = \frac{V_u}{2} + V_c$  ( $V_c$  – volumul de ulei închis în conducte) și  $Q_A = Q_B = Q$  și ținând cont de relațiile (4.12), (4.13) și (4.15), se obține:

$$\dot{p}_s = \dot{p}_A - \dot{p}_B = \frac{2 \cdot E}{V_0} \cdot \left( Q - k_s \cdot p_s + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot \dot{\theta} \right) \quad (4.16)$$

de unde debitul de lichid ce intră în motor este dat de relația:

$$Q(t) = \frac{V_0}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_s(t)}{dt} + k_s \cdot p_s(t) + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (4.17)$$

### 3. Ecuația de mișcare.

Ecuația de echilibru a momentelor la axul motorului este:

$$M_m(t) = J \cdot \frac{d^2\theta}{dt^2} + v \cdot \frac{d\theta}{dt} + M_r \quad (4.18)$$

unde:  $J$  – momentul inerțial;

$v$  – coeficient de frecare vâscoasă;

$M_r$  – momentul static.

**4.1.4. Ecuațiile diferențiale ce caracterizează modelul analitic al axei cinematice acționate hidraulic** (relațiile (4.1), (4.8), (4.9), (4.11), (4.17), (4.18):

- ecuațiile convertorului de tensiune:

$$l \cdot \frac{di(t)}{dt} + r \cdot i(t) = u(t) \quad (4.19)$$

- ecuațiile servodistribuatorului:

$$Q(t) = A_{Qi} \cdot i(t) - A_{Qp} \cdot p_s(t) \quad (4.20)$$

$$\frac{1}{\omega_r^2} \cdot \frac{d^2 Q_0(t)}{dt^2} + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_r} \cdot \frac{d Q_0(t)}{dt} + Q_0(t) = A_{Qi} \cdot i(t) \quad (4.21)$$

- ecuațiile motorului:

$$M_h = \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot p_s \quad (4.22)$$

$$Q(t) = \frac{V_0}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_s(t)}{dt} + k_s \cdot p_s(t) + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (4.23)$$

$$M_m(t) = J \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + f \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} + M_r(t) \quad (4.24)$$

Determinarea ecuației diferențiale și a funcției de transfer se face pornind de la modelul al axei cinematice acționate electrohidraulic descris de relațiile (4.19) – (4.24):

$$A_{Qi} \cdot i(t) = \frac{V_0}{2 \cdot E} \cdot \frac{dp_s(t)}{dt} + (k_s \cdot A_{Qp}) \cdot p_s(t) + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} \quad (4.25)$$

Având în vedere egalitatea momentelor motor hidraulic și mecanic absorbit  $M_h = M$  (relațiile (4.22) și (4.24)):

$$\frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot p_s(t) = J \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + v \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} + M_r(t) \quad (4.26)$$

Din relația (4.26):

$$p_s(t) = \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \cdot \left[ \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + v \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} \right] + M_r(t) \quad (4.27)$$

Derivând se obține:

$$\frac{dp_s}{dt} = \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \cdot \left[ \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + v \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + \frac{dM_r(t)}{dt} \right] \quad (4.28)$$

În locuind relațiile (4.27) și (4.28) în (4.25), se obține:

$$\begin{aligned} A_{Qi} \cdot i(t) = & \frac{V_0 \cdot \pi \cdot J}{E \cdot V_u} \cdot \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + \left[ \frac{V_0 \cdot \pi \cdot v}{E \cdot V_u} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot J}{V_u} \right] \cdot \\ & \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot J}{V_u} + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right] \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} + \frac{V_0 \cdot \pi}{E \cdot V_u} \cdot \frac{dM_r(t)}{dt} + (k_s + \\ & A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \cdot M_r(t) \end{aligned} \quad (4.29)$$

Împărțind ecuația cu  $\frac{V_0 \cdot \pi \cdot J}{E \cdot V_u}$ , se obține:

$$\begin{aligned}
& A_{Qi} \cdot \frac{E \cdot V_u}{V_0 \cdot \pi \cdot J} \cdot i(t) = \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + \left[ \frac{v}{J} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} \right] \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + \\
& + \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E \cdot v}{V_0 \cdot J} + \frac{V_u^2 \cdot E}{2 \cdot \pi^2 \cdot V_0 \cdot J} \right] \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} + \frac{1}{J} \cdot \frac{dM_r(t)}{dt} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \\
& \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0 \cdot J} \cdot M_r(t) \tag{4.30}
\end{aligned}$$

care poate fi scrisă sub forma:

$$\begin{aligned}
& \omega_h^2 \cdot A_h \cdot A_{Qi} \cdot i(t) = \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + 2 \cdot \xi_h \cdot \omega_h \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + \omega_h^2 \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} + \\
& + \frac{1}{J} \cdot \frac{dM_r(t)}{dt} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0 \cdot J} \cdot M_r(t) \tag{4.31}
\end{aligned}$$

unde:

- frecvența hidraulică naturală:

$$\omega_h = \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E}{V_0 \cdot J} \cdot \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot v \cdot \left( \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \right)^2 + 1 \right]} \tag{4.32}$$

- coeficientul de amortizare hidraulic:

$$\xi_h = \frac{1}{2} \cdot \frac{v \cdot \sqrt{\frac{V_0}{2 \cdot E \cdot J}} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot E \cdot J}{V_0}}}{\frac{V_u}{2 \cdot \pi} \sqrt{(k_s + A_{Qp}) \cdot v \cdot \left( \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \right)^2 + 1}} \tag{4.33}$$

- coeficientul de amplificare hidraulic:

$$A_h = \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \cdot \frac{1}{(k_s + A_{Qp}) \cdot v \cdot \left(\frac{2 \cdot \pi}{V_u}\right)^2 + 1} \quad (4.34)$$

Ținând cont de relația (4.29) se poate scrie:

$$\begin{aligned} Q_0(t) = & \frac{V_0 \cdot \pi \cdot J}{E \cdot V_u} \cdot \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + \left[ \frac{V_0 \cdot \pi \cdot v}{E \cdot V_u} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot J}{V_u} \right] \cdot \\ & \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{V_u} + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right] \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} + \frac{V_0 \cdot \pi}{E \cdot V_u} \cdot \frac{dM_r(t)}{dt} + (k_s + \\ & + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \cdot M_r(t) \end{aligned} \quad (4.35)$$

Derivând succesiv se obține:

$$\begin{aligned} \frac{dQ_0(t)}{dt} = & \frac{V_0 \cdot \pi \cdot J}{E \cdot V_u} \cdot \frac{d^4\theta(t)}{dt^4} + \left[ \frac{V_0 \cdot \pi \cdot v}{E \cdot V_u} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot J}{V_u} \right] \cdot \\ & \cdot \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{V_u} + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right] \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + \frac{V_0 \cdot \pi}{E \cdot V_u} \cdot \frac{d^2M_r(t)}{dt^2} + \\ & + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \cdot \frac{dM_r(t)}{dt} \end{aligned} \quad (4.36)$$

$$\begin{aligned}
\frac{dQ_0^2(t)}{dt^2} &= \frac{V_0 \cdot \pi \cdot J}{E \cdot V_u} \cdot \frac{d^5\theta(t)}{dt^5} + \left[ \frac{V_0 \cdot \pi \cdot v}{E \cdot V_u} + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot J}{V_u} \right] \cdot \\
&\cdot \frac{d^4\theta(t)}{dt^4} + \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi \cdot v}{V_u} + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right] \cdot \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + \frac{V_0 \cdot \pi}{E \cdot V_u} \cdot \frac{d^3M_r(t)}{dt^3} + \\
&+ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \cdot \frac{d^2M_r(t)}{dt^2}
\end{aligned} \tag{4.36}$$

Înlocuind relațiile (4.36) și (4.37) în ecuație ce descrie comportarea dinamică a servodistribuitorului (4.21) se obține:

$$\begin{aligned}
&\frac{d\theta^6(t)}{dt^6} + \left[ \frac{r}{l} + 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v + (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} \right] \cdot \frac{d\theta^5(t)}{dt^5} + \left[ \frac{r}{l} + \right. \\
&+ 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v + \omega_v^2 + \left( \frac{r}{l} \cdot 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v \right) \cdot \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} \right] + (k_s + A_{Qp}) \cdot v \\
&\cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} + \left. \left( \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{1}{J} \right] \cdot \frac{d^4\theta(t)}{dt^4} + \left[ \frac{r}{l} \cdot \omega_v^2 + \left( \frac{r}{l} \cdot 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v + \omega_v^2 \right) \cdot \right. \\
&\cdot \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} \right] + \left. \left( \frac{r}{l} + 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v \right) \cdot \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} + \right. \right. \\
&+ \left. \left. \left( \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{1}{J} \right] \right] \cdot \frac{d^3\theta(t)}{dt^3} + \left[ \frac{r}{l} \cdot \omega_v^2 + \left[ (k_s + A_{Qp}) + \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} \right] + \left( \frac{r}{l} \cdot \right. \right. \\
&\cdot 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v + \omega_v^2) \cdot \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} + \left. \left( \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{1}{J} \right] \right] \cdot \frac{d^2\theta(t)}{dt^2} + \\
&+ \frac{r}{l} \cdot \omega_v^2 \cdot \left[ (k_s + A_{Qp}) \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{v}{J} + \left( \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right)^2 \cdot \frac{2 \cdot E}{V_0} + \frac{1}{J} \right] \cdot \frac{d\theta(t)}{dt} = \omega_v^2 \cdot A_{Qi} \cdot \\
&\cdot \frac{E \cdot V_u}{V_0 \cdot \pi \cdot J \cdot l} \cdot u(t) - \frac{1}{J} \cdot \left[ \frac{d^4M_r(t)}{dt^4} + \left[ \frac{r}{l} \cdot 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v + (k_s + A_{Qp}) + \frac{2 \cdot E}{V_0} \right] \cdot \right.
\end{aligned}$$



$$\begin{aligned}
& \cdot \frac{d^3 M_r(t)}{dt^3} + \left[ \frac{r}{l} \cdot 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v + \omega_v^2 + \left( \frac{r}{l} \cdot 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v \right) \cdot (k_s + A_{Qp}) + \frac{2 \cdot E}{V_0} \right] \cdot \\
& \cdot \frac{d^2 M_r(t)}{dt^2} + \left[ \frac{r}{l} \cdot \omega_v^2 + \left( \frac{r}{l} \cdot 2 \cdot \xi_v \cdot \omega_v + \omega_v^2 \right) \cdot (k_s + A_{Qp}) + \frac{2 \cdot E}{V_0} \right] \cdot \frac{dM_r(t)}{dt} + \\
& + \left[ \frac{r}{l} \cdot \omega_v^2 \cdot (k_s + A_{Qp}) + \frac{2 \cdot E}{V_0} \right] \cdot M_r(t) \quad (4.38)
\end{aligned}$$

Ecuatia (4.38) reprezintă **ecuația diferențială a modelului unei axe cinematice acționată electro-hidraulic**. Din studiul ecuației diferențiale se observă că sistemul este de ordinul 6 în poziție și de ordinul 5 în viteză.

#### 4.1.5. Funcția de transfer.

Aplicând transformata Laplace asupra ecuațiilor diferențiale ce caracterizează comportarea dinamică (4.19), (4.21), (4.25) și (4.26) se obține:

$$u(s) = r \cdot i(s) + l \cdot s \cdot i(s) \quad (4.39)$$

de unde funcția de transfer este de forma:

$$H_c(s) = \frac{i(s)}{u(s)} = \frac{1}{l \cdot s + r} = \frac{\frac{1}{r}}{\frac{l}{r} \cdot s + 1} \quad (4.40)$$

- ecuația servodistribuitorului:

$$\frac{i}{\omega_r^2} \cdot s^2 \cdot Q_0(s) + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_v} \cdot Q_0(s) + Q_0(s) = A_{Qi} \cdot i(s) \quad (4.41)$$

de unde funcția de transfer este de forma:

$$H_d(s) = \frac{Q_0(s)}{i(s)} = \frac{A_{Qi}}{\frac{i}{\omega_r^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \xi_v}{\omega_v} \cdot s + 1} \quad (4.42)$$

- ecuația de continuitate a debitului:

$$Q_0(s) = \frac{V_0}{2 \cdot E} \cdot s \cdot P(s) + (k_s + A_{Qp}) \cdot P(s) + \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot \Omega(s) \quad (4.43)$$

de unde prin suprapunerea efectelor rezultă două funcții de transfer:

$$H_h(s) = \frac{P(s)}{Q_0(s)} = \frac{1}{\frac{V_0}{2 \cdot E} \cdot s + (k_s + A_{Qp})} = \frac{\frac{1}{k_s + A_{Qp}}}{\frac{V_0}{2 \cdot E \cdot k_s + A_{Qp}} \cdot s + 1} \quad (4.44)$$

$$H_v(s) = \frac{Q_0(s)}{\Omega(s)} = \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \quad (4.45)$$

pentru  $P(s) = 0$ .

- ecuația de mișcare:

$$\frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot P(s) = J \cdot s \cdot \Omega(s) + v \cdot \Omega(s) + M_r(s) \quad (4.46)$$

de unde prin suprapunerea efectelor rezultă două funcții de transfer:

$$H_m(s) = \frac{\Omega(s)}{P(s)} = \frac{\frac{V_u}{2 \cdot \pi}}{J \cdot s + v} = \frac{\frac{V_u}{2 \cdot \pi \cdot v}}{\frac{J}{v} \cdot s + 1} \quad (4.47)$$

Pentru  $M_r(s) = 0$ ;

$$H_M(s) = \frac{P(s)}{M_r(s)} = \frac{2 \cdot \pi}{V_u} \quad (4.48)$$

pentru  $\Omega(s) = 0$ .

Pe baza ecuațiilor (4.40), (4.42), (4.45), (4.47), (4.48) se poate trasa schema bloc liniarizată a unei axe cinematice acționate hidraulic (figura 4.2.).

Analizând schema bloc a axei cinematice hidraulice și folosind algebra schemelor funcționale se deduce funcția de transfer:

$$\theta(s) = \frac{1}{s} \cdot \frac{H_c \cdot H_d \cdot H_h \cdot H_m \cdot u(s) - H_m \cdot H_M \cdot M_r(s)}{1 + H_h \cdot H_m \cdot H_v} \quad (4.49)$$

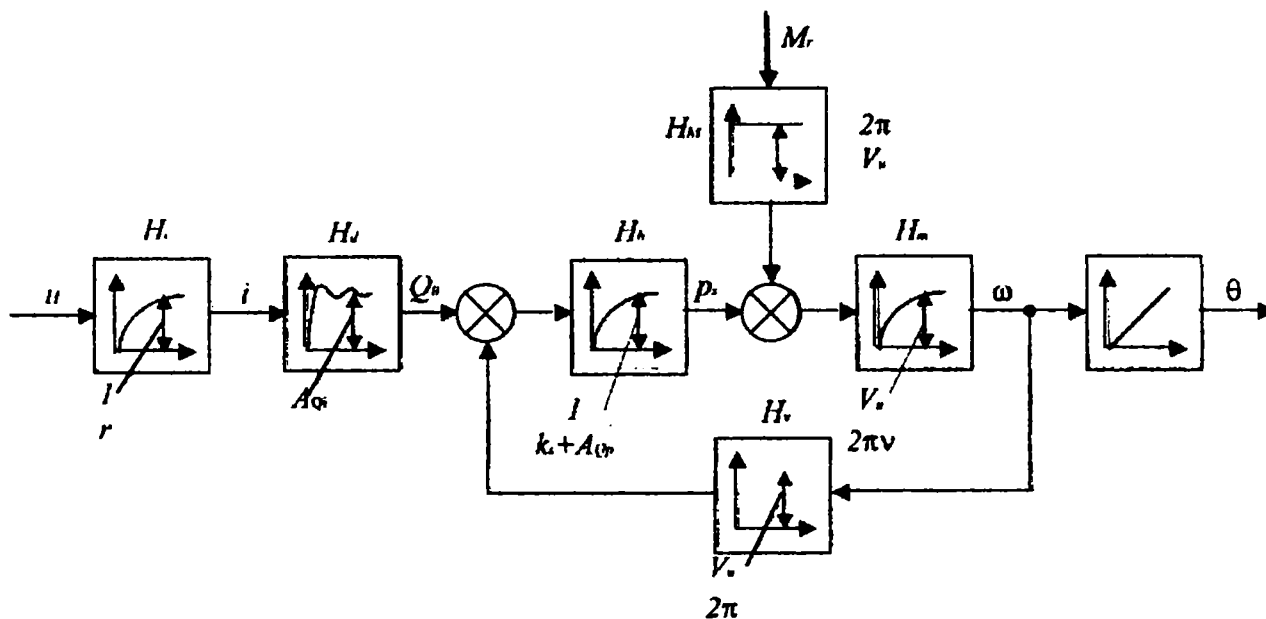


Fig.4.2. Schema bloc a sistemului dinamic al axei cinematice acționată hidraulic

Înlocuind funcțiile de transfer ale elementelor componente în relație, efectuând calculele se obține **funcția de transfer a sistemului axei cinematice hidraulice:**

$$\theta(s) = \frac{A_{Qi} \cdot \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \cdot u(s) - (l \cdot s + r) \cdot \left( \frac{1}{\omega_v^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \xi}{\omega_v} \cdot s + 1 \right) \cdot \left[ \frac{V_0}{2 \cdot E} \cdot s + (k_s + A_{Qp}) \right] \cdot M_r(s)}{s \cdot (l \cdot s + r) \cdot \left( \frac{1}{\omega_v^2} \cdot s^2 + \frac{2 \cdot \xi}{\omega_v} \cdot s + 1 \right) \cdot \left\{ \left[ \frac{V_0}{2 \cdot E} \cdot s + (k_s + A_{Qp}) \right] \cdot (J \cdot s + v) + \left( \frac{V_u}{2 \cdot \pi} \right)^2 \right\}} \quad (4.50)$$

## 4.2. Modelul matematic al SEHA de descărcare a suprasarcinilor.

### 4.2.1. Ecuația diferențială a modelului pentru condițiile restrictive date

SEHA de descărcare a suprasarcinilor descris la cap.2.1. poate fi asimilat din punct de vedere al structurii și componenței, respectiv al ecuațiilor de funcționare cu o axă hidraulică condusă prin calculator, utilizată la mașinile-unelte cu comandă numerică, cu deosebirea că studiul va urmări alte mărimi fizice reglate.

Ecuația de funcționare a SEHA este ecuația 4.38 în care se poate opera ipoteza simplificatoare a blocării motorului hidraulic, deoarece mișcarea de poziționare a axei B este caracterizată prin viteze foarte mici, practic neglijabile, sub aspectul debitului consumat pe parte hidraulică

$$\theta = ct. \Rightarrow \frac{d\theta}{dt} = -\frac{d^6\theta}{dt^6} = 0 \quad (4.51)$$

Ținând cont de 4.51, ecuația 4.26 va exprima egalitatea cuplului hidraulic cu cel rezistent ( $M_h = M_r$ ), iar în aceste condiții 4.38 devine:

$$B_0 u(t) = A_4 \frac{d^4 M_h(t)}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 M_h(t)}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 M_h(t)}{dt^2} + A_1 \frac{d M_h(t)}{dt} + A_0 M_h(t) \quad (4.52)$$

care este ecuația diferențială a SEHA în buclă deschisă unde:

$$A_4 = 1 \quad (4.53)$$

$$A_3 = \left[ \frac{r}{l} + 2\xi_v \cdot \omega_v + (K_s + A_{Q_p}) \cdot \frac{2E}{V_0} \right] \quad (4.54)$$

$$A_2 = \left[ \frac{r}{l} \cdot 2\xi_v \cdot \omega_v + \omega_v^2 + \left( \frac{r}{l} + 2\xi_v \cdot \omega_v \right) \cdot (K_s + A_{Q_p}) \cdot \frac{2E}{V_0} \right] \quad (4.55)$$

$$A_1 = \left[ \frac{r}{l} \cdot \omega_v^2 + \left( \frac{r}{l} \cdot 2\xi_v \cdot \omega_v + \omega_v^2 \right) \cdot (K_s + A_{Q_p}) \cdot \frac{2E}{V_0} \right] \quad (4.56)$$

$$A_0 = \left[ \frac{r}{l} \cdot \omega_v^2 + (K_s + A_{Q_p}) \cdot \frac{2E}{V_0} \right] \quad (4.57)$$

În regim staționar ecuația (4.52) devine:

$$M_b = \frac{B_0}{A_0} \mu \quad (4.58)$$

unde  $K = B_0 / A_0$  este factorul de amplificare în cuplu al SEHA.

#### 4.2.2. Ecuația regulatorului automat

Funcționarea SEHA în buclă închisă, are drept scop preluarea automată a cuplului rezistent exterior având o variație aleatoare de către motorul hidraulic, astfel încât în regim staționar cuplul sumă să fie nul.

$$M_h + M_r = 0. \quad (4.59)$$

Pentru a realiza această funcție, ecuația regulatorului R trebuie să fie de forma:

$$u = -\frac{1}{k} \cdot M_r \quad (4.60)$$

unde k este egal cu factorul de amplificare în cuplu al SEHA în buclă deschisă.

Deci conform (4.59) și (4.60) rezultă că

$$M_h + M_r = 0 \quad (4.61)$$

în consecință funcția este îndeplinită.

Soluția tehnică a regulatorului R prin care acesta asigură un semnal u proporțional cu cuplul rezistent  $M_r$  face obiectul unei cereri de brevet de invenție și nu este descrisă în această lucrare.

Ecuația de funcționare în buclă închisă cu regulatorul se obține înlocuind 4.59 în 4.38 :

$$-A_0 \cdot (M_r + M_b) = A_4 \frac{d^4 M_b(t)}{dt^4} + A_3 \frac{d^3 M_b(t)}{dt^3} + A_2 \frac{d^2 M_b(t)}{dt^2} + A_1 \frac{d M_b(t)}{dt} \quad (4.62)$$

$M_r$  se dă;  $M_h$  rezultă;  $M_h + M_r$  reprezintă cuplul din încastrare, este sesizat de traductorul T și în regim tranzitoriu este diferit de zero.

### 4.2.3. Funcția de transfer

Schema bloc din figura 4.2. se simplifică la forma din figura 4.3. având în vedere că  $R(s) = 0$ ,  $H_v(s) = 0$  și  $H_m(s) = 0$ .

Regulatorul R a fost adăugat în schemă conform funcției ce o îndeplinește iar T este un traductor ce măsoară mărimea reglată (cuplul  $M_h + M_r$ ).

Funcțiile de transfer  $Y(s)$ ;  $Y'(s)$ ;  $Y(s)$  conform schemei din fig.4.3 sunt:

$$Y(s) = \frac{M_h(s)}{u(s)} = \left( \frac{\frac{l}{r}}{\frac{l}{r} \cdot s + 1} \right) \cdot \left( \frac{\frac{1}{K_s + A_{Qp}}}{\frac{V_0}{2 \cdot E \cdot (K_s + A_{Qp})} \cdot s + 1} \right) \cdot \left( \frac{\frac{R_{Qs}}{\frac{1}{\omega_v^2 \cdot s^2} + \frac{2 \cdot \zeta_v}{\omega_v} \cdot s + 1}}{\frac{1}{\omega_v^2 \cdot s^2} + \frac{2 \cdot \zeta_v}{\omega_v} \cdot s + 1} \right) \cdot \frac{V\mu}{2\pi} \quad (4.62)$$

$$Y'(s) = \left( -\frac{A_0}{B_0} \right) \cdot Y(s) = \frac{M_h(s)}{M_r(s)} \quad (4.63)$$

$$Y^{\text{tot}}(s) = \left( -\frac{A_0}{B_0} \right) \cdot Y(s) + \frac{E(s)}{M_r(s)} \quad (4.64)$$

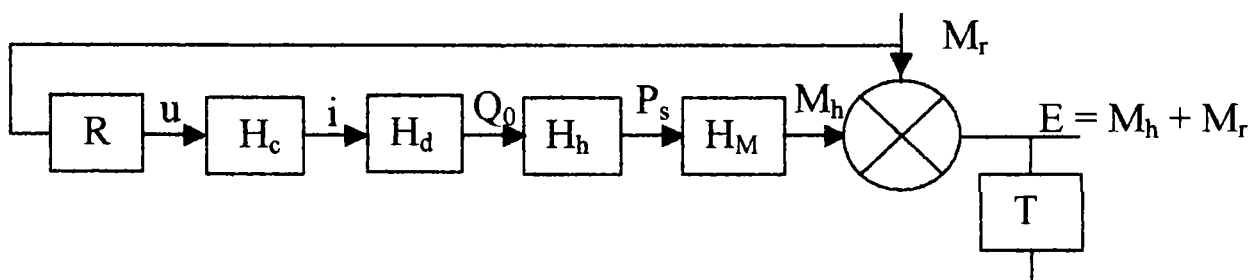


Fig.4.3. Schema bloc a sistemului eletrohidraulic automat



#### 4.2.4. Studiul stabilității sistemului

Sistemul descris de o funcție de transfer este stabil dacă numitorul acesteia admite numai rădăcini cu partea reală negativă.

Pentru funcțiile  $Y$ ,  $Y^1$  și  $Y^{\text{tot}}$  descrise de relațiile 4.62, 4.63 și 4.64 rădăcinile numitoarelor sunt același și conform relației 4.62 au valoarea:

$$s_1 = -\frac{r}{l} < 0; \quad s_2 = -\frac{2E}{V_0} \cdot (K_s + A_{\text{qp}}) < 0 \quad (4.65)$$

$$s_{3,4} = -\frac{\xi_v}{\omega_v^3} \pm i \cdot \frac{1}{\omega_v^3} \sqrt{1 - \xi_v^2} \text{ cu } \text{Re}(s_{3,4}) = -\frac{\xi_v}{\omega_v^3} < 0$$

Relațiile 4.65 dovedesc că atât sistemul funcționând în buclă deschisă descris de  $Y$  și  $Y^1$ , cât și cel în buclă închisă descris de  $Y^{\text{tot}}$  sunt stabile.

#### 4.2.5 Studiul în domeniul frecvențial. Determinarea locului de transfer.

Locul de transfer este reprezentarea în planul imaginar a funcției

$$Y(j\omega) = \text{Re}(\omega) + j \cdot \text{Im}(\omega) = A(\omega) \cdot e^{j\Phi(\omega)} \quad (4.66)$$

unde  $Y(s)$  este funcția de transfer a sistemului.

$$A(\omega) = \frac{E_{\text{max}}}{I_{\text{max}}} = |Y(j\omega)| = \sqrt{\text{Re}^2(\omega) + \text{Im}^2(\omega)} \quad (4.67)$$

A exprimat în dB se numește atenuare.

$$\Phi(\omega) = \arctg \frac{\text{Im}(\omega)}{\text{Re}(\omega)} \quad (4.68)$$

reprezintă defazajul dintre mărimea de intrare și cea de ieșire.

Pornindu-se de la ecuația diferențială a SEHA în buclă deschisă (4.52), funcția de transfer este:

$$Y(s) = \frac{B_0}{A_4 \cdot s^4 + A_3 \cdot s^3 + A_2 \cdot s^2 + A_1 \cdot s + A_0} = \frac{E(s)}{I(s)} \quad (4.69)$$

coeficienții  $B_0, A_4 \dots A_0$  sunt dați de (4.53 – 4.58)

Înlocuindu-se  $s$  cu  $j\omega$  se obține:

$$\text{Re}(\omega) = \frac{B_0 (A_4 \omega^4 - A_2 \omega^2 + A_0)}{(A_4 \omega^4 - A_2 \omega^2 + A_0)^2 + (A_3 \omega^3 + A_1 \omega)^2} \quad (4.70)$$

$$\text{Im}(\omega) = \frac{B_0 (A_3 \omega^3 + A_1 \omega)}{(A_4 \omega^4 - A_2 \omega^2 + A_0)^2 + (A_3 \omega^3 + A_1 \omega)^2} \quad (4.71)$$

#### 4.2.6. Studiul în domeniul timp. Determinarea răspunsului indicial.

În teoria sistemelor automate s-a stabilit că răspunsul indicial al unui sistem poate fi dedus, cu o aproximație acceptabilă din  $\text{Re}(\omega)$ , în felul următor (vezi figura 4.4.):

a) Se reprezintă grafic funcția  $\text{Re}(\varpi)$ .

b) Se aproximează această funcție cu un trapez dreptunghic – OABC, de felul celui arătat în figură, având coordonatele punctelor  $O(\varpi = 0, \text{Re} = 0)$ ;  $A(0, \text{Re}(0))$ ;  $B(\varpi_d, \text{Re}(0))$ ;  $C(\varpi_o, 0)$ .

c) Răspunsul indicial căutat are forma matematică dată de relația:

$$e(t) = \frac{2}{\pi} \text{Re}(0) \left\{ \text{Si}(\omega_d t) + \frac{\omega_o}{\omega_o - \omega_d} \cdot [\text{Si}(\omega_o t) - \text{Si}(\omega_d t)] - \frac{1}{\omega_o - \omega_d} \cdot \frac{\cos(\omega_o t) - \cos(\omega_d t)}{t} \right\} \quad (4.72)$$

în care s-a folosit notațiile sinusului integral:

$$\text{Si}(\omega t) = \int_0^{\omega t} \frac{\sin(\omega t)}{\omega t} \cdot d\omega t$$

d) Se reprezintă grafic funcția  $e(t)$ , procedându-se astfel:

- valorile  $\text{Re}(0)$ ,  $\varpi_o, \varpi_d$  se scot direct din din figura 4.4.;
- se apreciază durata maximă a regimului tranzitoriu (după constantele de timp ale modelului matematic),  $t_{\max}$ ;
- se calculează tabelar, la un număr suficient de intervale de timp ( $t_0 = 0$ ,  $t_1, t_2 \dots t_n = t_{\max}$ ):
  - valorile  $\varpi_o t$ ,  $\varpi_d t$ ;
  - valorile  $\cos(\varpi_o t)$ ;  $\cos(\varpi_d t)$ ;
  - valorile  $\text{Si}(\varpi_o t)$ ,  $\text{Si}(\varpi_d t)$ ;
  - valorile lui  $e(t)$  pe baza relației (4.72) ;

- în final se trasează curba  $e = f(t)$ , ca în figura 4.5.

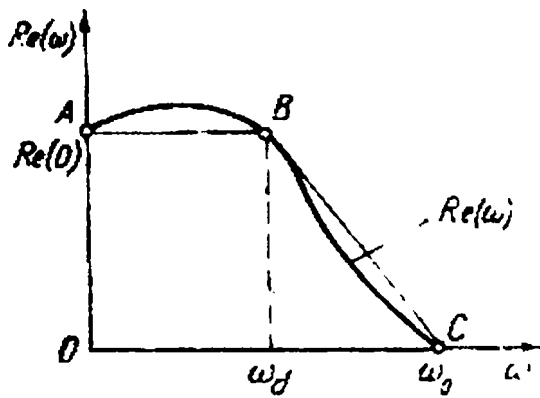


Fig.4.4. Dependenta părții reale a funcției de transfer de pulsație

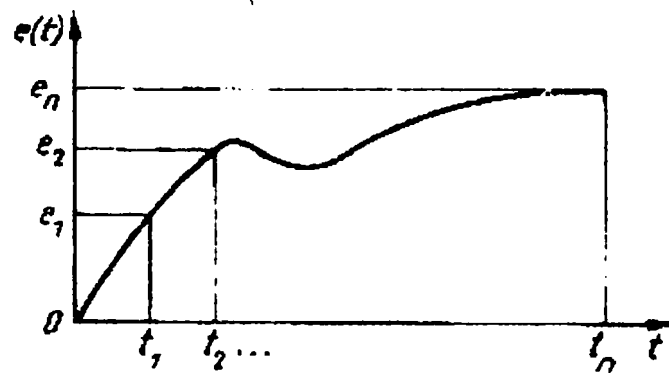


Fig.4.5. Mărimea de ieșire în funcție de timp

În situațiile în care  $Re(\varpi)$  are o formă mai complicată (figura 4.6,a) se procedează astfel :

- a) Se reprezintă grafic funcția  $Re(\varpi)$ .
- b) Se aproximează această funcție cu mai multe trapeze dreptunghice (figura 4.6,b), știind că :
  - trapezele ce se formează cu segmente înclinate pentru care  $Re(\varpi)$  descrește cu  $\varpi$  se consideră ca având arie pozitivă și se reprezintă deasupra axei  $\varpi$ ;
  - trapezele ce se formează cu segmente înclinate pentru care  $Re(\varpi)$  crește cu  $\varpi$  se consideră ca având arie negativă și se reprezintă dedesubtul axei  $\varpi$ .
- c) Se calculează răspunsul parțial  $e_1(t)$ ,  $e_2(t)$  etc. pentru fiecare din trapezele din fig. 4.6 așa cum s-a arătat pe marginea figura 4.4.

Răspunsul indicial căutat  $e(t)$  rezultă din însumarea tuturor răspunsurilor parțiale, ca în figura 4.7.

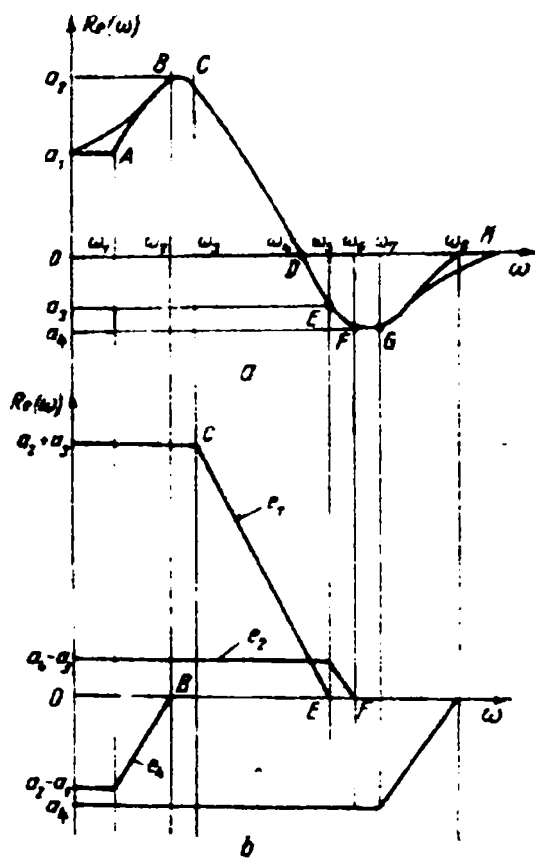


Fig.4.6. Dependența părții reale a funcției de transfer de pulsație

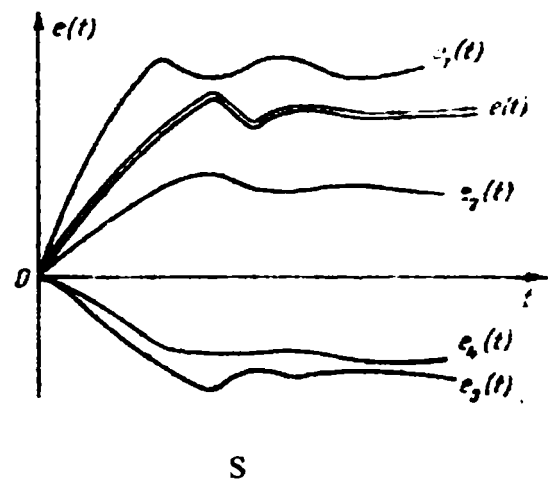


Fig.4.7. Mărimea de ieșire în funcție de timp

## CAPITOLUL 5

### Elemente privind cercetarea experimentală a sistemului electrohidraulic automat

#### 5.1. Particularitățile încercării instalațiilor hidraulice

Deși în ultimul timp s-au făcut eforturi soldate cu bune rezultate pentru dezvoltarea modelelor matematice ale acționărilor hidrostactice, astfel încât aceste metode matematice sunt de mare folos pentru orientarea generală a proiectanților, totuși, în foarte multe cazuri și mai ales la realizarea acționărilor hidrostactice cu performanțe de vârf – cum sunt cele folosite în tehnica aerospațială sau la mașinile-unelte – definirea cu precizia necesară a realizării practice, a comportării diferitelor elemente și a instalațiilor în ansamblu, în cazul funcționării concrete în exploatare a instalației, nu se poate obține fără cercetări experimentale.

Experimentările efectuate au demonstrat că nu este suficientă numai cunoașterea performanțelor elementelor componente pentru a putea prevedea caracteristicile instalației, întrucât în cadrul instalației există un număr foarte mare de conexiuni și influențe reciproce între elementele componente, cât și o mare varietate a condițiilor de funcționare. Astfel, de exemplu, are servomecanismul mecano-hidraulic cercetat ca unitate independentă pe stand și chiar folosit cu succes într-o instalație s-a dovedit generatorul unui puternic fenomen de autoscalații când au fost schimbate numai condițiile de instalare (rigiditatea fixării și maslele inerțiale acționate) pe un alt produs. Problemele cele mai dificile apar mai ales în legătură cu regimurile tranzitorii, care, de fapt, sunt regimuri de

funcționare preponderente, în instalațiile hidraulice complexe; regimul propriu-zis staționare se întâlnește mai rar, de aceea și aparatura folosită este de măsurare în regim dinamic.

Un exemplu de instalație necesară a fi cercetată în ansamblu este cea a avioanelor, în fenomenele tranzitorii produse, la închiderea sau deschiderea unor distribuitoare, supape, variația sarcinii la motoare, trecerea pompelor cu reglatoare automate de pe debit maxim pe debit nul și invers, pot fi cauza unor efecte nedorite asupra ansamblului instalației, efecte cauzate de șocuri sau oscilații întreținute ale presiunii. Situații asemănătoare există și în instalațiile mașinilor-unelte, a utilajelor de construcții, a celor de transporturi, etc.

## **5.2.Soluția modelului funcțional din aviație transpusă la realizarea standului de modelare al SACMH**

Modelul funcțional, de obicei, este construit dintr-o structură rigidă de profile sudate sau îmbinate demontabil, pe care se fixează agregate de același tip cu cele care vor fi montate pe avion, traseele conductelor, pozițiile agregatelor hidraulice, a suportilor din lanțurile de comenzi, cinematica organelor automate hidraulic este identică cu cea de pe avion. Pentru servocomenzi trebuie realizate rigidități de fixare similare celor reale și pentru a avea și masele inerțiale identice, pe cât posibil, se recomandă utilizarea suprafețelor de comandă reală ale avioanelor.

Pe lângă faptul că realizarea unui model funcțional îndeplinește cerința regulamentară, aceasta prezintă și o serie de facilități pentru constructorul aeronavei și realizatorii de sisteme ca:

- prețul de cost al experimentării este de aproximativ 10 – 20 mai mic pe ora de funcționare pe model față de avion;
- se evită accidente care pot pierde avionul prototip și periclita viața pilotului de încercare;
- se obține devansare a verificării instalației înainte de definitivarea acestuia pe avionul prototip;
- pe model se pot simula forțele exterioare care apar în timpul diverselor faze de zbor;
- este posibil accesul pentru instalarea aparaturii de măsurare care este mai precisă, în general, ca cea utilizată la încercările de zbor, în primul rând datorită evitării erorilor transmisiei fără fir;
- în câteva luni poate fi reprodusă întreaga durată de viață a avionului, ca număr de cicluri; întreținerea este mia ușoară; posibilitatea școlarizării piloților și a personalului de execuție și de întreținere.



În privința aparatului de măsurare, de menționat, că datorită rapidității cu care se desfășoară fenomenele acestea nu pot fi urmărite cu aparatura clasică (manometre, rotametre, dinamometre, cronometre, etc.), ci se utilizează aparatul electronic de indicare sau înregistrare.

Dintre verificările ce se pot efectua pe modelul funcțional se menționează:

- corectitudinea dimensionării conductelor;
- prin încercări repetate cu diferite drosele se stabilesc timpii impuși de efectuarea curselor organelor efectuate acționate hidraulic;
- se măsoară debitul pompei și variațiile de presiune în diferite regimuri de zbor;
- se constată influența sarcinilor exterioare asupra presiunilor și timpilor de execuție;
- se verifică stabilitatea în timp a caracteristicilor funcționale ale instalațiilor existente;
- se verifică căderile de presiune, consumurile de debit, existența șocurilor de presiune, siguranța în funcționare, etc.

Pornind de la structura capului de poziționare al mașinii de frezat industriale și de la ipoteza că deplasările sunt neglijabile sub aspectul funcționării subsistemului hidraulic s-au conceput un stand pentru încercarea la scară reală a subsistemului hidraulic al SACMH , al cărui prototip se află în laboratorul de organe de mașini al UCMR SA Reșița.

Astfel, în figura 5.1. s-a reprezentat schematic standul .

S-au notat cu:

- 1 – carcasa standului;
- 2 – cilindrul hidraulic comandat de o servovalvă, având rol de a simula cuplului rezistența utilă produsă de freză;
- 3 – arbore oscilant;

4 – rigidizare (imobilizare) simulând prezența subsistemului mecanic;

5 – rotorul motorului hidraulic oscilant;

6 – statorul MHO;

7 – traductor de cuplu;

8 – bloc electronic de comandă, ce poate fi testat și ajustat pe acesta stand;

9 – sistem de acționare hidrostatică cu servovalvă;

10, 11 – traductori de presiune.

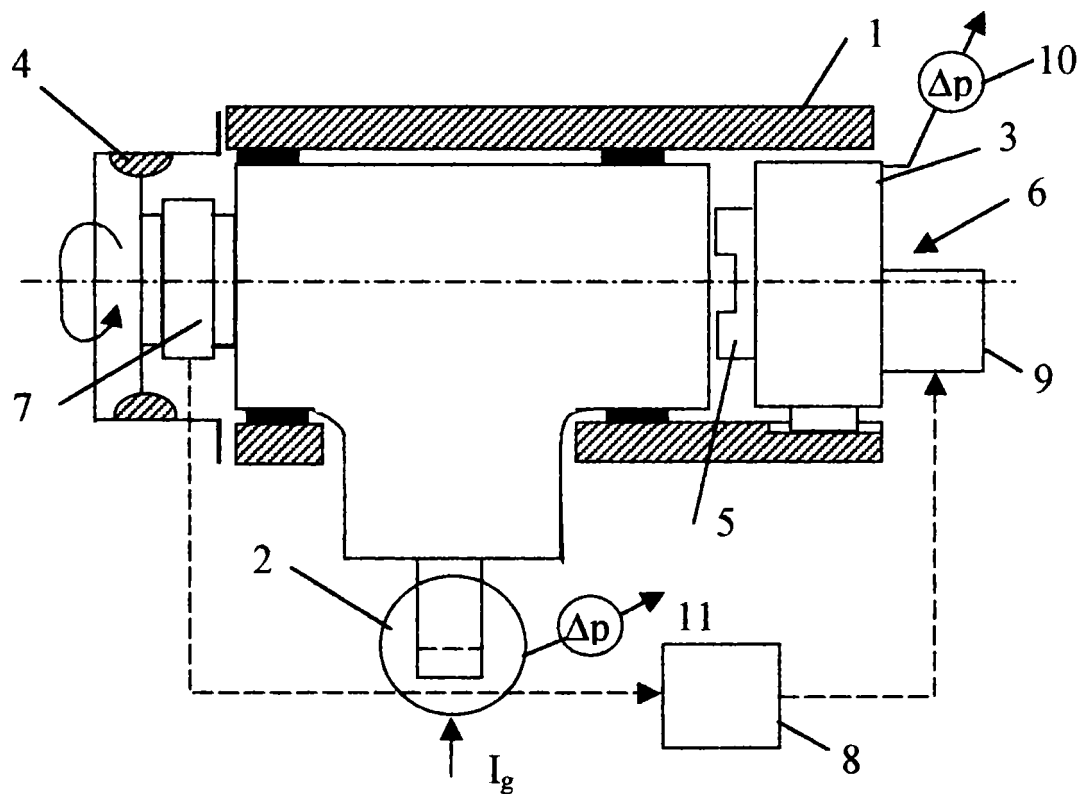


Fig.5.1. Schema standului pentru încercarea subsistemului hidraulic

Standul construit în acest mod oferă ulterior transferarea componentelor 5, 6, 7, 8, 9 direct pe mașina industrială (figura 2.2.).

Aspectul principal al proiectării standului constă în asigurarea cilindrului 2 capacitatea de a produce forțe compatibile cu F industrial și MHO 5, 6 de a prelua forța de acest ordin de mărime.

Metodologiile de proiectare sunt specifice acționărilor hidrostactice.

Avantajul folosirii unui sistem hidraulic (cu servovalva) de simulare a încercării exterioare constă în posibilitatea de a realiza forțe mari, existând totodată posibilități simple (prin variația curentului de comandă al servovalvei) de a realiza variația acestora în timp după legi impuse. Totodată, prin utilizarea traductorilor de presiune aceste forțe pot fi ușor măsurate și în regim dinamic.

### 5.3. Elementele componente ale instalației de măsurare și achiziție de date a standului

#### Componenta instalației de măsurare

*Traductorul rezistiv* transformă mărimea de comandă într-o variație a instalației electrice. Utilizare largă o au traductoarele rezistive cu fir metalic și cu semiconductori. Caracterizata de transfer liniarizată a traductoarelor rezistive se exprimă astfel:

$$\Delta R = kR\varepsilon,$$

unde:

R – variația rezistenței electrice (mărime de ieșire);

k - constanta traductorului;

$\varepsilon$  - alungirea relativă a elementului sensibil al traductorului (mărimea de intrare).

Valorile obișnuite ale rezistenței electrice R sunt: 120  $\Omega$ ; 240  $\Omega$ ; 360  $\Omega$ ; 500  $\Omega$ .

Constanta traductorilor rezistive cu fir k este cuprinsă între 1,9...3,5; valorile mici fiind recomandate în studiul solicitărilor statice, iar cele mari în cel al solicitărilor dinamice. Traductoarele rezistive cu fir permit măsurarea deformațiilor pieselor, caracterizate prin alungiri specifice  $\varepsilon_{\min} = 2 \cdot 10^{-6}$  și  $\varepsilon_{\max} = 5 \cdot 10^{-3}$ . Valoarea minimă este determinată de sensibilitatea traductoarelor, iar valoarea maximă de erorile de măsurare apreciable date accentuării fenomenului de histerezis și mărimi abaterilor de la liniaritate. Din punct de vedere al formei, există o mare varietate de

traductoare rezistive. Pentru traductoarele cu folie, în figura 3.3.1. se prezintă tipurile uzuale.

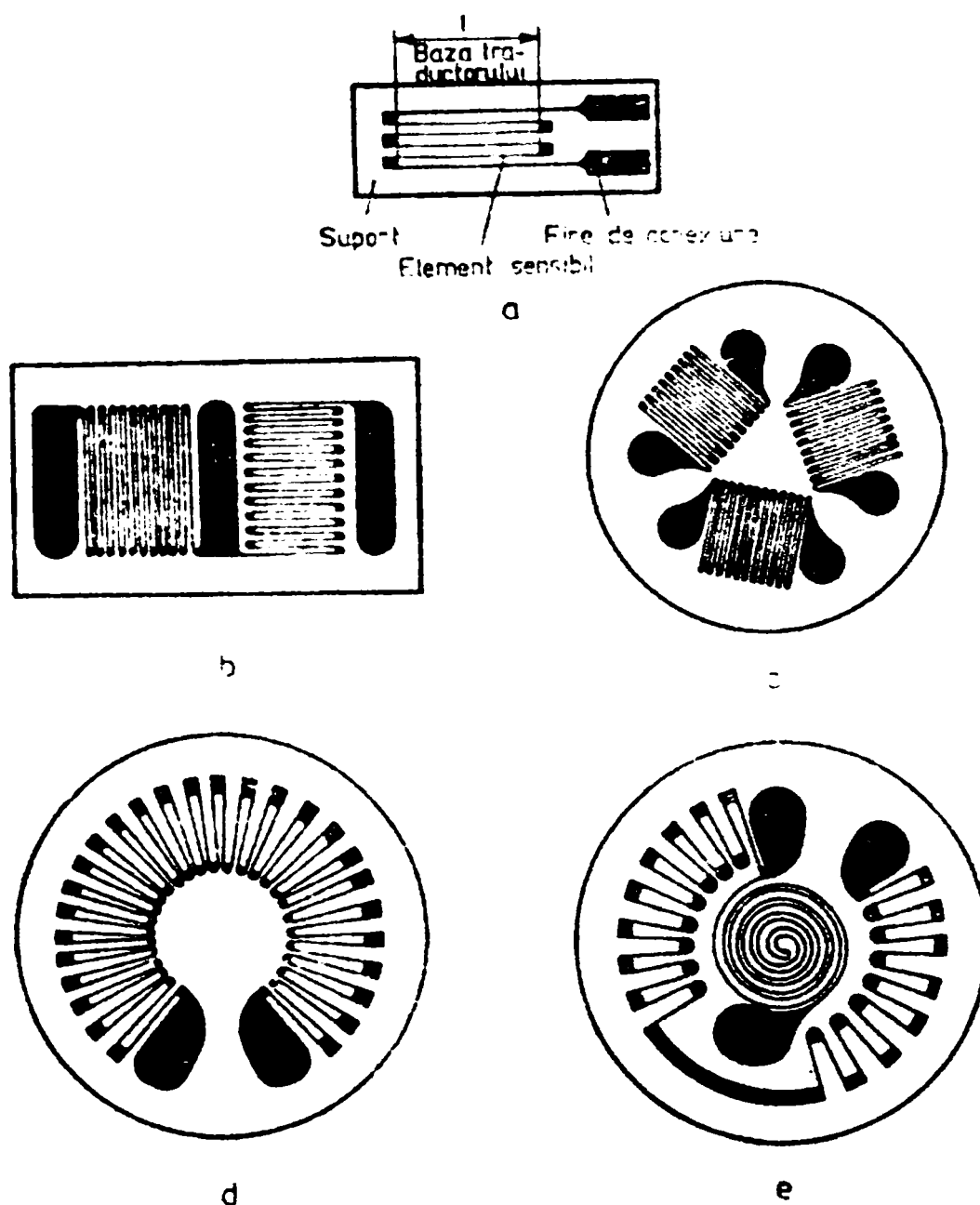


Fig.5.2.

Traductoarele cu o grilă plană (figura 5.2.a) se aplică în studiul deformațiilor pe două direcții perpendiculare; cele cu trei grile-tip delta (figura 5.2.c) – la stabilirea direcțiilor principale ale deformației. Ultimele două forme au destinație specială: pentru măsurarea deformațiilor radiale (figura 5.2.d) și a celor tangențiale și radiale (figura 5.2.a). În lucrări de

specialitate asupra tensiometriei electrice, se dau detalii referitoare la întreaga gamă constructivă a traductoarelor rezistive, proprietățile lor, tehnologia lipirii, etalonarea, etc.

## **Adaptoarele și elementele auxiliare ale instalațiilor de măsurare**

Structura elementelor adaptoare și auxiliare ale instalațiilor de măsurare se diferențiază în funcție de tipul traductoarelor conectate parametrice sau energetice.

**Traductoare parametrice** rezistive, inductive sau capacitive se conectează într-un circuit de măsurare sub forma unei punți Wheatstone. Puntea este alimentată de obicei, de la o sursă cu frecvență purtătoare, ce furnizează un semnal sinusoidal de frecvență și amplitudine bine precizate. Tensiunea de dezechilibru a punții Wheatstone este amplificată, trecută printr-un detector de fază și demodulată, după care este transmisă instrumentului de măsură aparatelor înregistratoare sau unități de calcul pentru prelucrare.

Schema de conectare a adaptoarelor și elementelor auxiliare din instalația de măsurare este prezentată în figura 5.3.

În țara noastră, în cadrul Întreprinderii de Aparatură Electronică de Măsură și Industriale (I.E.M.I.) – București, a fost conceput și executat un sistem modular de elemente adaptoare și auxiliare, necesar constituirii instalațiilor de măsurare destinat de a funcționa cu traductoare rezistive, inductive, termo-electrice și electrodinamice (cu adaptoare speciale). Sistemul are în componența sa următoarele: amplificatorul N 2314 cu frecvența purtătoare de 5000 Hz; modulul de alimentare și afișare analogică N 2322 sau numerică N 2323; modulul de etalonare N 2338;

modulul de conectare și echilibrare N 2351; modelul de comutare pentru 12 puncte N 2362; modelul pentru măsurarea valorii de vârf, medii și eficace N 2334.

Prin combinarea acestor module, rezultă un număr de variante de instalații de măsurare, care poartă denumirea de tensometre electronice, cu un canal, două canale sau șase canale, capabile de efectuarea măsurătorii în regim static sau dinamic cu frecvența maximă de 1000 Hz, având abaterea de la liniaritate de 0,03 %. Acest sistem modular este supus unor perfecționări continue.

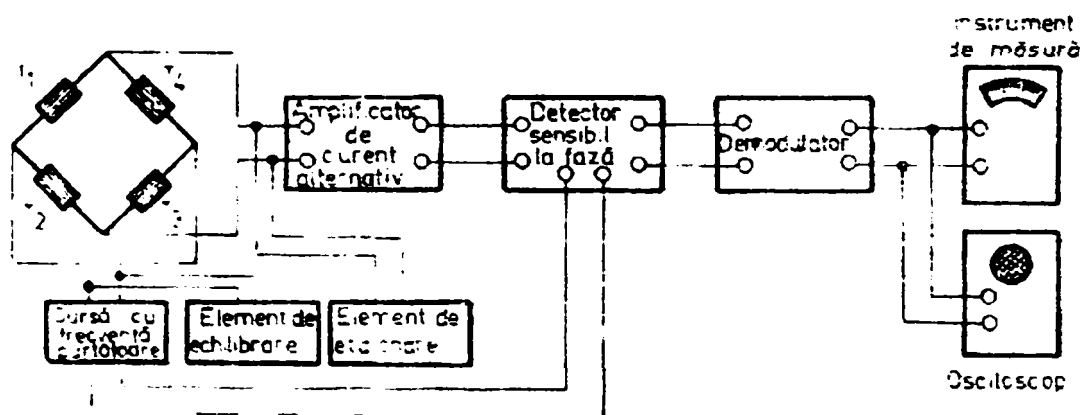


Fig.5.3. Schema de conectare a adaptoarelor și elementelor auxiliare din instalația de măsurare.

### Măsurarea momentelor de răsucire

Momentele de răsucire ce apar în organele mecanismelor și lanțurilor cinematice ale mașinilor și utilajelor se măsoară utilizând traductoare tensiomerice și mai rar, traductoare inductive.

În acest sens, există trei procedee:

a) prin măsurarea directă a deformațiilor de răsucire pe un arbore al mecanismului lanțului cinematic;

b) prin măsurarea forței tangențiale cu ajutorul unui dinamometru inclus în fluxul de transmitere a momentului de răsucire;

c) prin utilizarea unui tensiometru de construcție specială.

Primul procedeu este relativ simplu și este recomandat a fi utilizat ori de câte ori este posibil, dat fiind avantajul pe care îl prezintă de a reflecta realitatea transmiterii momentului de răsucire. Dar, nu pe orice arbore se pot monta traductoare. În afară de acestea, majoritatea arborilor mașinilor se concep cu un coeficient de siguranță mare, ceea ce face ca deformațiile măsurabile să fie mici, diminuându-se astfel sensibilitatea și precizia măsurării momentului de răsucire.

În figura 5.4. se prezintă două variante de aplicare a acestui procedeu.

Montând traductoarele după varianta 1, deformațiile sesizate vor fi datorate răsucirii și încovoierii arborelui. Deformațiile de încovoiere variază odată cu modificarea poziției unghiulare a arborelui. Acest lucru favorizează eliminarea lor din semnalul furnizat de instalația de măsurare. Operația este complicată și măsurarea are precizie scăzută.

La montarea traductoarelor după varianta 2, cele două traductoare se conectează în ramurile vecine ale punții Wheatstone. În acest fel deformațiile de încovoiere ale arborelui se elimină, deoarece la încovoiere deformațiile celor două traductoare sunt identice ca mărime și semn. Astfel se elimină și erorile datorate variației de temperatură a arborelui. Traductoarele se dispun cât mai aproape unul de celălalt, recomandându-se a se utiliza rozete cu două traductoare.



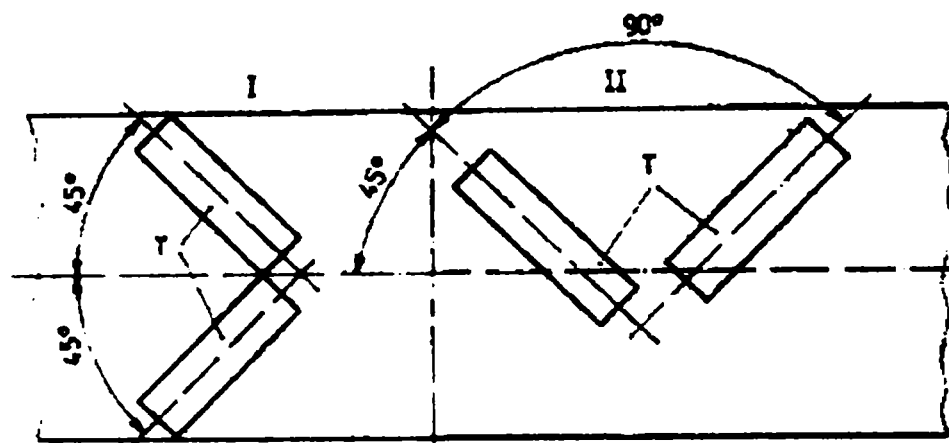


Fig.5.4. Măsurarea deformațiilor de răsucire cu timbre tensiometrice

Sensibilitatea maximă la măsurarea momentului de răsucire se obține prin montarea, pe o anumită circumferință a arborelui, a patru traductoare rezistive, dispuse din  $90^\circ$  în  $90^\circ$  și înclinate la  $45^\circ$  față de generatoare în sensuri diferite.

Valoarea momentului de răsucire se apreciază în urma etalonării sistemului de măsurare. Etalonarea se efectuează cu ajutorul unei instalații speciale, dacă arborele poate fi demontat, sau prin încărcarea controlată a arborelui în poziția de funcționare.

În acest sens, se utilizează următoarele relații:

- pentru arborii cu secțiune circulară:

$$\varepsilon = \frac{8 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 2\alpha}{\pi \cdot D^3 \cdot G} \cdot M \quad (5.2)$$

- pentru arborii tubulari:

$$\varepsilon = \frac{8 \cdot 10^{-3} \cdot \sin 2\alpha}{\pi \cdot (D^4 - d^4) \cdot G} \cdot M \quad (5.3)$$

în care:

M – momentul de răsucire supus măsurării, în Nm;

D – diametrul exterior al arborelui, în mm;

$\alpha$  - unghiul de înclinare a axei traductorului tensiometric;

G – modulul de elasticitate transversal, în N / mm<sup>2</sup>.

Pentru încercări de laborator în regim dinamic, se utilizează traductoare și captoare de presiune de diverse tipuri, care permit măsurarea directă prin vizualizarea pe aparatul de măsurare, de exemplu pe osciloscop, fie înregistrarea variației în timp a presiunii printr-o metodă oarecare de înregistrare.

Dintre captoarele de presiune mai frecvent utilizate, se menționează cele cu traductoare rezistive. În tabelul 3.3.1 se prezintă schemele și formulele de calcul pentru determinarea caracteristicilor elementelor sensibile ale captoarelor de presiune.

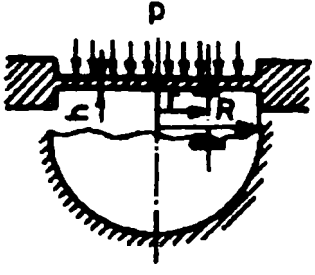
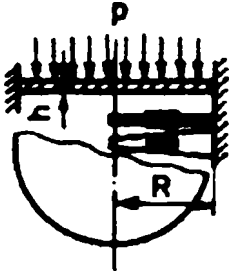
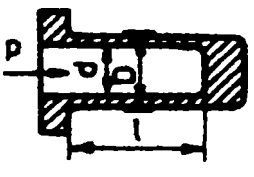
Mărimile caracteristice determinate la aceste captoare le reprezintă constantă traductorului  $k$  și coeficientul de transformare  $k_t$  al captorului.

Constanta traductorului este definită de raportul dintre variația relativă a rezistenței sale electrice  $\Delta R / R$  și alungirea specifică  $\epsilon = \Delta l / l$ .

$$k = \frac{\frac{\Delta R}{R}}{\frac{\Delta l}{l}} = \frac{\Delta R}{R \cdot \epsilon} \quad (5.4)$$

Coeficientul de transformare (transfer) al captorului este definit de raportul dintre semnalul de ieșire  $x_e$ , reprezentând mărimea ce se măsoară, și mărimea de intrare  $x_i$ , iar sensibilitatea  $S$  poate fi definită ca raport între  $\Delta x_e$  și  $\Delta x_i$ , deci:

Tabelul 5.1

Nr. schemei	Schema de calcul	Coeficientul de transformare $k_T$ [ $10^{-6}\text{Pa}^{-1}$ ]	Obs.
1		$\frac{3 \cdot 10^{-3} (1 - \mu^2) R^2}{8 E h^2} \left( 1 - \frac{r^2}{R^2} \right) - \text{la lipirea}$ <p>radială a traductoarelor;</p> $\frac{3 \cdot 10^{-3} (1 - \mu^2)}{8 E h^2} \left( 1 - 3 \frac{r^2}{R^2} \right) - \text{la lipirea}$ <p>tangentială a traductoarelor;</p> <p><math>r</math> - raza traductorului;  <math>\mu</math> - coeficientul Poisson;  <math>E</math> - modulul de elasticitate [GPa].</p>	
2		<p><math>k_M \cdot k_{TM}</math> - în cazul cînd <math>\rho_M \gg \rho_D</math>, unde <math>\rho_M</math> - rigiditatea membranei; <math>\rho_D</math> - rigiditatea captorului de deplasare [N];  <math>k_M</math> = coeficientul de transformare al membranei [<math>\text{mmPa}^{-1}</math>], avînd expresia:</p> $\frac{3 \cdot 10^{-9} (1 - \mu^2) R^4}{16 E h^2}, \text{ iar}$ $k_{TM} = \frac{\pi \epsilon_T}{\delta} [10^{-6} \text{mm}^{-1}], \text{ unde}$ <p><math>k_{TM}</math> - coeficientul de transformare a captorului de deplasare, iar <math>\delta</math> - deplasare măsurată [mm]</p>	
3		$10^{-3} \frac{(2 - \mu)}{10 E} \left( \frac{d^2}{D^2 - d^2} \right) - \text{la lipirea traduc-$ <p>torului pe direcția transversală la genera-</p> <p>toare;</p> $10^{-3} \frac{(1 - 2\mu)}{10 E} \left( \frac{d^2}{D^2 - d^2} \right) - \text{la lipirea tra-$ <p>ductorului în direcția longitudinală la</p> <p>generatoare.</p>	

Cotele din desene, utilizate în relațiile de calcul, sînt în mm

$$k_t = \frac{x_c}{x_i} \quad \text{și} \quad S = \frac{\Delta x_c}{\Delta x_i} \quad (5.5)$$

Considerând mărimea de intrare presiunile  $p$ , în Pa, iar drept mărime de ieșire  $n\epsilon_t$  (unde  $n$  reprezintă numărul brațelor active ale punții Wheatstone, iar  $\epsilon_t = \frac{4 \cdot \Delta U}{n \cdot S_t \cdot U_a}$ ;  $\Delta U$  și  $U_a$  reprezentând tensiunea la ieșire punții și respectiv tensiunea de alimentare a punții, în V;  $S_t$  - caracteristica

de sensibilitate a traductorului, care poate fi luată  $S_t = [1,90...2,15]$  se obține:

$$k_t = \frac{n \cdot \varepsilon_t}{p} \cdot [10^{-6} P_a^{-1}] \quad (5.6)$$

În continuare se vor prezenta câteva construcții de captoare tensiometrice. Astfel în figura 5.5. se prezintă trei variante de captoare de presiune recomandate pentru presiuni joase 0 – 10 bar, unde s-au notat cu 2 – traductorul rezistiv activ, iar cu 1 , cel de compensare.

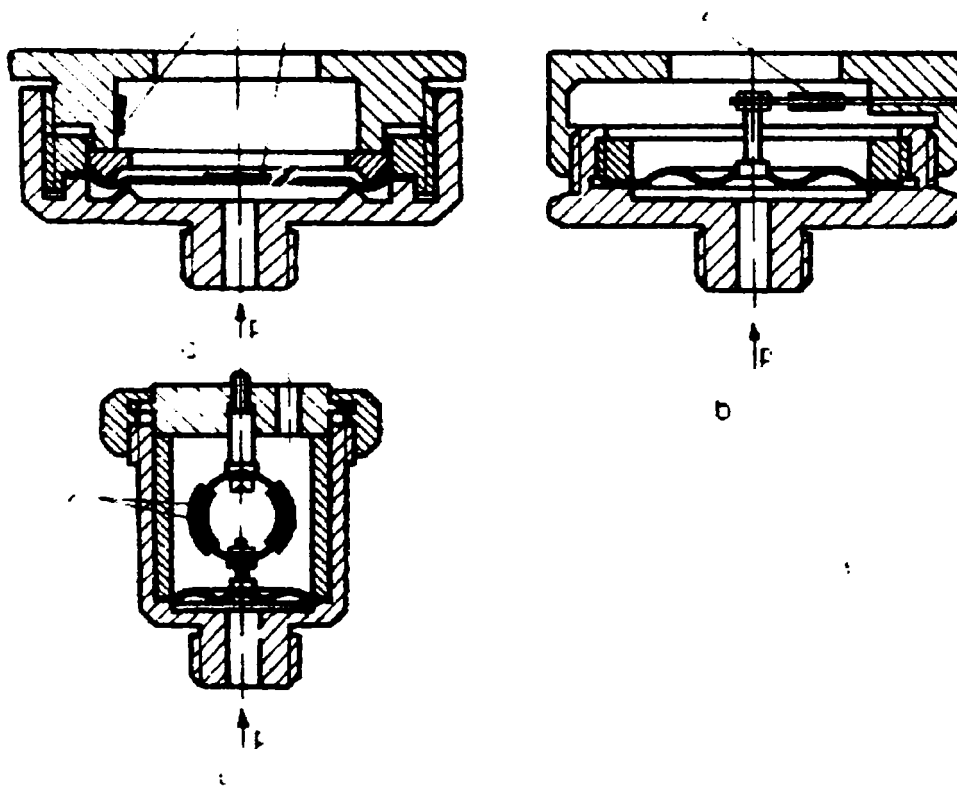


Fig.5.5.Captoare de presiune

Captorul din figura 5.5.a are ca element sensibil o membrană care s-a montat pe o prestrângere inițială pentru a preveni valoarea sa. Pe această membrană s-a lipit traductorul activ 2. Traductorul de compensare 1 s-a lipit de piulița de strângere. În figura 5.5.b și 5.5.c sunt prezentate captoare

de presiune, la care membranele gofrate transformă mărimea presiunii în deplasare, care se transmite apoi la un traductor de deplasare cu consolă, respectiv cu inel. O rigiditate mai mare și o frecvență mai mare a oscilațiilor proprii are captorul cu inel din figura 5.5.c.

În figura 5.6. se prezintă trei captoare pentru măsurarea unor presiuni medii. Astfel, în figura 5.6.a se prezintă un captor cu membrană circulară cu frecvență proprie destul de ridicată până la 39 kHz, pentru un diametru al membranei de 20 mm și o grosime de 3 mm.

În figura 5.6.b se prezintă un captor cu formă cilindrică a elementului elastic pentru presiuni înalte, la care traductoarele tensiometrice active  $T_1$ ,  $T_3$  se montează prin porțiunea elastică, iar  $T_2$ ,  $T_4$  pe partea masivă a elementului.

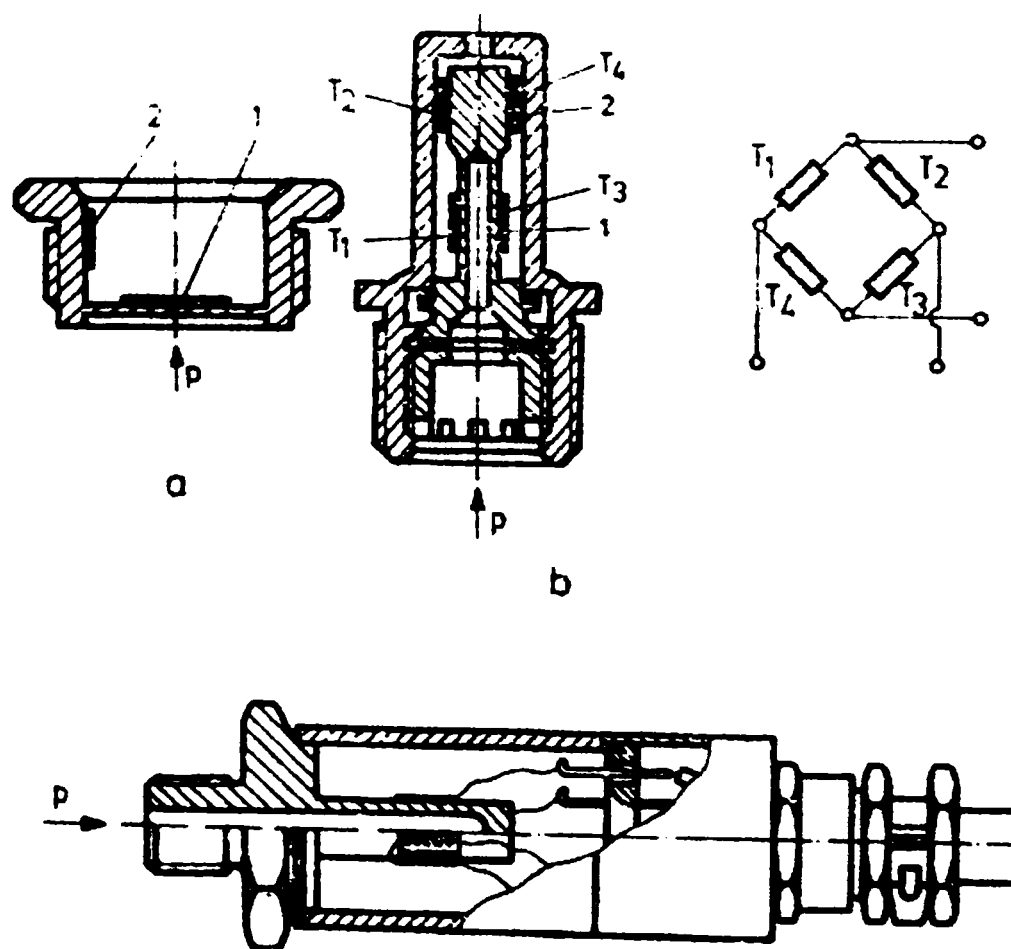


Fig.5.6. Captoare pentru presiuni medii

## 5.4. Încercarea servosistemului hidraulic

### A. Încercări în regim staționar

1. **Determinarea pierderilor interne** se efectuează în poziția de mijloc a elementului de execuție (dacă aceasta este definită) în condiții de funcționare normală. Pierderile interne la o anumită temperatură a lichidului nu trebuie să le depășească pe cele stabilite prin documentația tehnică a sistemului, întrucât pot conduce la încălzirea excesivă a lichidului de lucru din sistem.

2. **Etanșeitatea exterioară** se verifică în tot timpul încercărilor efectuate la presiunea nominală de lucru, cât și ulterior la o presiune majorată echivalentă cu cea de deschidere a supapei de siguranță a generatorului hidrostatic care deservește sistemul electrohidraulic.

3. Pentru a constata zona de „**insensibilitate**” a sistemului în condiții de alimentare normală cu lichid sub presiune, dar la anumite temperaturi ale acestuia, se crește lent și progresiv valoarea semnalului electric de comandă. În momentul în care se sesizează într-un mod anume apariția acțiunii elementului de execuție prin efectuarea unei deplasări sesizabile sau producerea unei forțe, se procedează la consemnarea valorii semnalului electric. Inversând sensul semnalului electric, lent, și progresiv, plecând de la valoarea acestuia care a produs acțiunea elementului de execuție, se urmărește valoarea la care se obține un efect de sens opus celui obținut anterior la elementul de execuție.

Diferența semnalului electric corespunzătoare celor două acțiuni în sens opus ale semnalului de execuție este un indiciu al mărimii zonei de insensibilitate, numită uneori și zona „moartă”.

Este de dorit ca acțiunilor de sens opus ale elementului de execuție să le corespundă și valori de sens opus ale semnalului de comandă.

**4. Determinarea histerezisului** se desfășoară asemănător ca în cazul determinării zonei de insensibilitate, dar se parcurge întreg domeniul al semnalului de comandă, prevăzându-se în plus și o aparatură de măsurare precisă pentru deplasarea, viteza sau forța la elementul de execuție în cele două sensuri.

**5. Obținerea performanțelor maxime** ale sistemului electrohidraulic (curse, viteza, forța) este o încercare care uneori necesită și simularea unor sarcini exterioare ale elementului de execuție, deși este normal ca viteza și cursa să fie definite pentru mersul în gol fără sarcină. De asemenea, în cadrul acestor experimentări se poate urmări simetria parametrilor obținuți față de zona de neutru, aceasta fiind determinată de caracteristicile de debit ale servovalvei.

**6. Stabilirea păstrării unui regim** impus pentru forță, viteză și chiar poziție este un parametru care se urmărește la toate sistemele electrohidraulice. La această încercare se vor folosi aparate foarte precise, pentru a urmări parametrii obținuți la elementul de execuție. Modificarea necomandată a regimului staționar depinde, în principal, de servovalvă, dar și de sistemul electric folosit în bucla de reglaj.

**7. Sensibilitatea.** Se poate determina pentru diferite valori ale mărimii de ieșire și constă în aplicarea unui semnal la intrare care să producă o variație sesizabilă a parametrului de la ieșire. Încercarea necesită o aparatură precisă de măsurare, atât a semnalului de comandă, cât și a parametrului comandat. Specific locului de utilizare a acționării electrohidraulice și a componentelor care le înglobează, gama încercărilor în regim staționar poate fi diversificată.

## B. Încercări în regim dinamic

Cercetarea în regim dinamic a sistemelor de acționare electrohidraulice ridică cele mai dificile probleme experimentorului, deoarece aceste experimentări, în unele cazuri, trebuie efectuate pe utilajul care înglobează acționarea electrohidraulică. Încercarea se recomandă a fi efectuată la locul de utilizare sau cu simularea cât mai aproape de realitate a rigidității modului de fixare, maselor inerțiale, traseelor conductelor, sarcinilor exterioare și a altor condiții de lucru. Performanțele dinamice ale sistemelor de acționare electrohidraulice pot fi determinate și prin aplicarea unor semnale rampă, treaptă și sinusoidală la intrare. În continuare, se va realiza cercetarea experimentală a unui sistem cu motor hidraulic liniar acționat de servovalvă.

Este cunoscut faptul că la elaborarea unor metode matematice care să descrie cu mare exactitate comportarea sistemelor fizice în regim dinamic constituie o problemă dificilă, în principal din cauza prezenței neliniarităților de diverse tipuri. În acest context se impune, după proiectarea sistemului, realizarea fizică a acestuia și studierea comportării dinamice pe cale experimentală.

Pentru cercetarea experimentală, în regim dinamic a servosistemelor electrohidraulice, se folosește adesea metoda frecvențială, cunoscută bine în literatura de specialitate.

Metoda frecvențială constă în aplicarea unor semnale electrice sinusoidale la intrarea sistemului studiat. Frecvența acestor semnale parcurge un domeniu de valori, pentru care se măsoară, cu traductoare corespunzătoare, semnalul de ieșire, respectiv, amplitudinea și faza acestuia, mărimi care determină complet caracteristica dinamică a sistemului prin funcția sa de transfer.



## Încercarea servovalvei eletro-hidraulice

Servovalvele au apărut din nevoia de a regla continuu o mărime de ieșire la un organ de lucru oarecare și deci a parametrilor hidraulici (debit sau presiune), reglare care se realizează prin variația unor tensiuni de comandă. În felul acesta se poate programa o deplasare liniară a unui organ de execuție (motor hidraulic rotativ sau liniar) cu viteze, accelerații și precizii dorite.

Reprezentând elementul de interfață dintre comandă electrică și cea hidraulică, servovalva electrohidraulică a fost elementul spre care s-a întreprins în mod deosebit atenția specialiștilor și pentru care au fost efectuate mari eforturi de cercetare pentru a se reuși fabricația la scară industrială. De aceea, punerea la punct a unei metodologii de experimentare a servovalvelor electrohidraulice este deosebit de importantă pentru aprecierea performanțelor acestui delicat echipament.

Experimentările efectuate asupra servovalvelor electrohidraulice urmăresc determinarea performanțelor statice și dinamice ale acestora.

Pentru obținerea unor rezultate precise, este necesară respectarea unor condiții speciale ale mediului hidraulic sau ale mediului ambiant. Acestea cuprind: temperatura mediului ambiant, 18 – 23° C; temperatura fluidului 45 – 50° C; umiditatea 10 – 20 %; presiunea de alimentare, conform procedurii; presiunea de retur, 3 % din presiunea de alimentare; finețea de filtrare, 10 μm.

**Determinarea caracteristicii de debit în sarcina.** În cadrul standului, a cărui schemă hidraulică este prezentată în figura 5.7. se mențin deschise robinetele  $R_1$  și  $R_2$ .

Rezistența variabilă  $R_v$  se închide treptat pentru fiecare caracteristică trasată. Pentru o poziție a rezistenței variabile  $R_v$  se variază curentul de alimentare în sens strict crescător, de la  $-i_{\max}(\text{mA})$  la  $+i_{\max}(\text{mA})$ . Pentru minim 10 puncte se citesc valorile pentru debit și pentru diferența de presiune  $\Delta p = p_1 - p_2$ . Se poate trasa astfel o curbă  $Q = f(\Delta p)$ . Pentru diverse poziții ale rezistenței  $R_v$  se obține o familie de curbe de forma celor prezentate în figura 5.8.

Pe tot timpul probelor se menține valoarea presiunii de alimentare  $p_A = p_{\max}$  prescrisă de producător, presiunea la retur  $P_R = 3\% \cdot P_A$  și temperatura mediului hidraulic în limitele a  $\pm 2^\circ \text{C}$ .

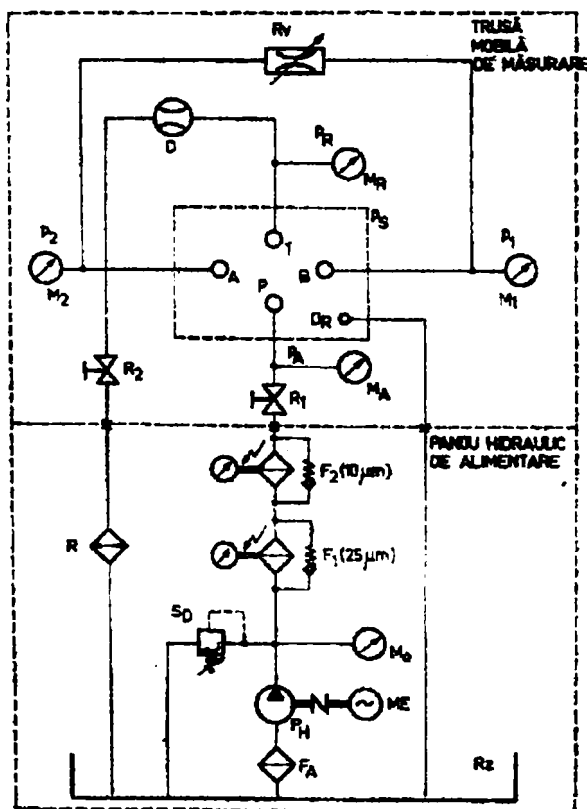


Fig.5.7. Stand pentru încercarea servovalvelor

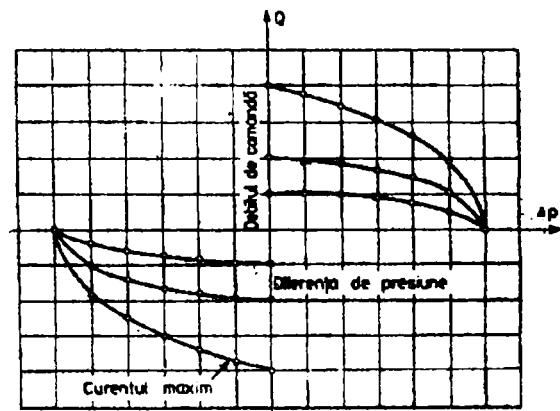


Fig.5.8 Caracteristica de sarcină a servovalvei

## Determinarea performanțelor dinamice

Determinarea performanțelor dinamice se face folosind standul a cărui schemă hidraulică este prezentată în figura 5.9.

Acest stand conține același panou hidraulic de alimentare a servovalvei SV. Pentru determinarea performanțelor sale dinamice, la părțile active de ieșire A și B ale servovalvei, se cuplează un motor hidraulic liniar cu frecare mică. Se preferă un motor hidraulic cu sustentație hidrostatică pe piston și pe tijă. Tija este legată rigid de la un traductor liniar de deplasare. Semnalul electric de la traductor este amplificat prin puntea amplificatoare PA și vizualizat pe osciloscop sau oscilograf.

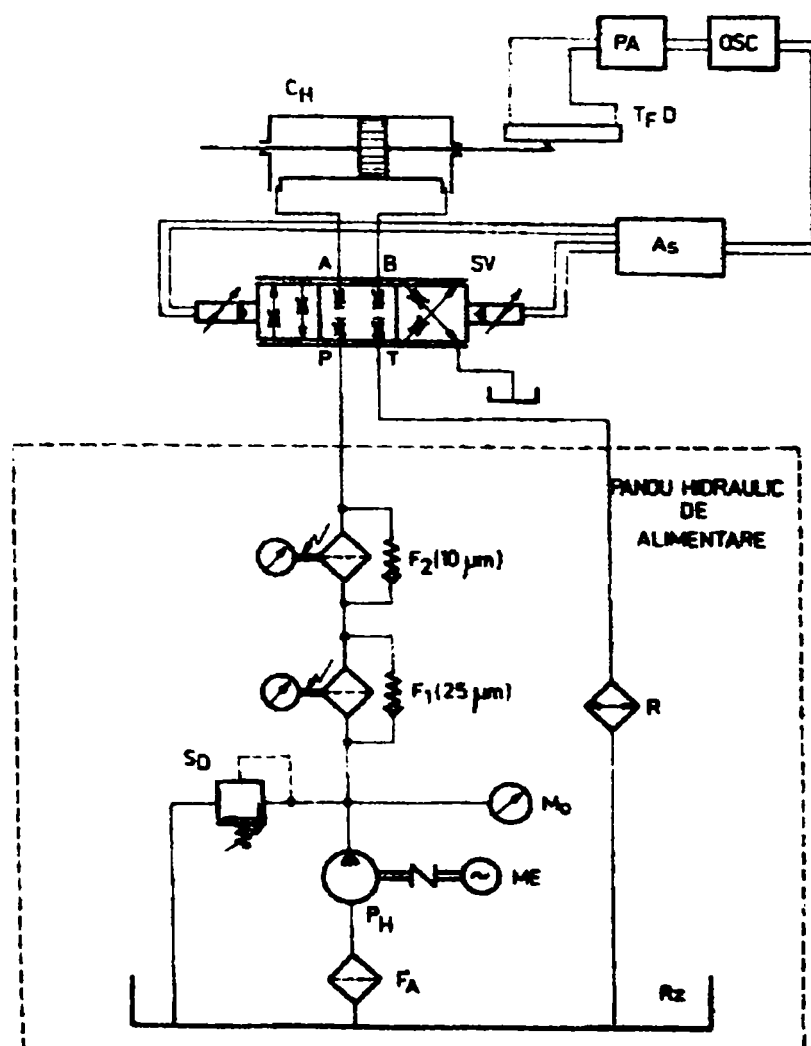


Fig.5.9. Stand pentru încercarea dinamică a servovalvelor

## 5.5. Sistemul de achiziții de date prin calculator

Calculatoarele personale (PC), în combinație cu plăci de achiziție și comandă (DAQ) și cu programe adecvate, pot crea instrumente virtuale puternice și flexibile, capabile să asigure o interfață eficientă cu procesele uzuale mediului industrial și de laborator.

### **Noțiuni generale privind sistemele de achiziție și comandă asistate de calculator. Instrumentația virtuală.**

Funcția de bază a unui sistem DAQ este măsurarea sau generarea unor semnale fizice de proces. Înainte ca un astfel de sistem asistat de calculator să măsoare un semnal fizic, un senzor trebuie să convertească semnalul fizic amintit într-un semnal electric (curent sau tensiune).

Un sistem de achiziție și comandă asistat de calculator prezintă câteva componente de bază (fig.5.10):

- calculatorul personal (PC);
- senzorică
- blocul electronic de condiționare a semnalului;
- placa de achiziții de date și comandă;
- pachetul de programe (software-ul) corespunzător aplicației.
- pentru a permite accesul rapid la datele achiziționate este necesar ca memoria internă să fie de capacitate ridicată (> 8 MB RAM), pentru a evita stocarea temporală pe discul fix.

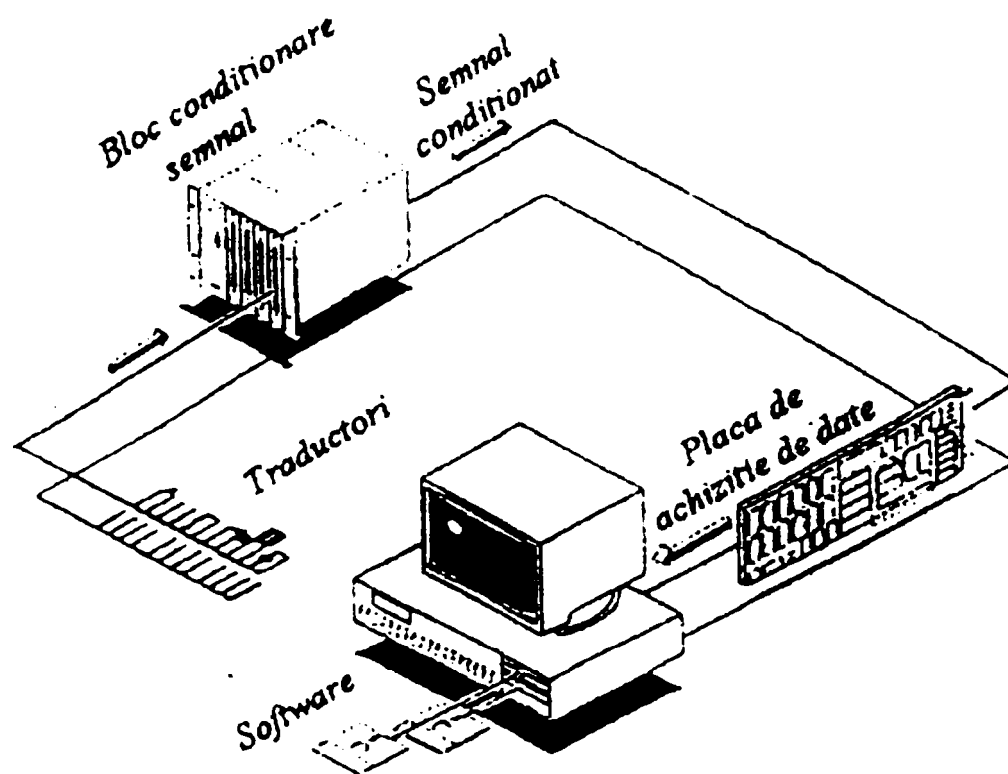


Fig.5.10. Componentele unui sistem de achiziții de date.

### **Senzorii folosiți în sistemele de achiziții de date și comandă**

Senzorii folosiți în proces sunt elemente de conversie a mărimilor măsurate în semnale de natură electrică (tensiune sau curent) compatibile cu sistemul de achiziții de date. Informația utilă este purtată de semnalul electric sub forma uneia din caracteristicile sale (stare, durată, frecvență, nivel, structură frecvențială).

Semnalele utilizate în achiziția de date și comandă de proces sunt analogice și digitale (figura 5.11.).

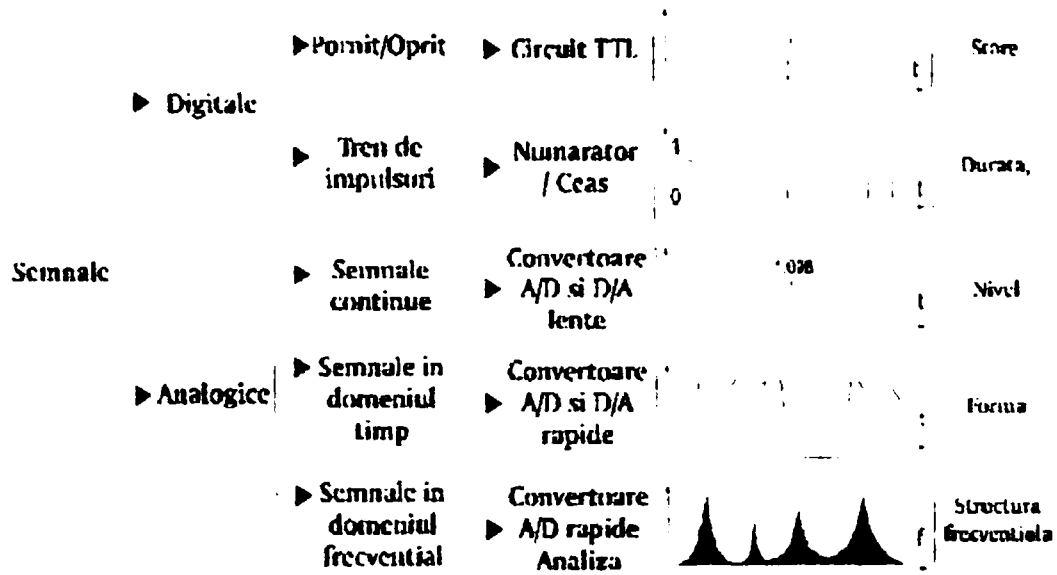


Fig.5.11. Semnalele utilizate în achiziția de date.

## Calculatorul personal.

Calculatorul utilizat în achiziția de date și comandă de procese îndeplinește următoarele funcții:

- a) transferul datelor în memorie;
- b) analiza datelor achiziționate:
  - procesarea semnalelor – operații matematice, analiză numerică a semnalelor, filtrare numerică;
  - prelucrarea statistică a datelor experimentale;
  - regresii – determinarea unor relații matematice care să caracterizeze, cât mai fidel fenomenul studiat;
- c) prezentare:
  - reprezentare grafică (2D, 3D);
  - fișiere de tip bază de date;

- fișiere I / E (intrare – ieșire) – permit comunicarea cu alte echipamente.

d) elaborarea semnalului de comandă pe baza semnalelor achiziționate și a algoritmilor implementați.

Performanțele întregului sistem de achiziții de date și comandă depind în bună măsură de calculatorul utilizat. Astfel, calculatorul trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- să permită transfer direct al datelor în memoria internă prin controlerul DMA (Direct Memory Acces) fără intervenția procesorului;

- pentru achiziția semnalelor cu frecvență ridicată este necesar un disc fix (hard disk) cu o rată de transfer a datelor ridicată și în momentul achiziției să prezinte spațiu liber continuu defragmentat;

- în aplicațiile ce se desfășoară în timp real cu viteză ridicată este necesară folosirea unui procesor cu co-procesor matematic aferent pe 32 biți sau folosirea unui procedeu delicat.

### **Blocul electric de condiționare a semnalelor**

Semnalele electrice generate de senzori sunt deseori inadecvate preluării de către placa de achiziție, necesitând prelucrarea lor primară de către un modul specializat, numit *modul de condiționare*.

Funcțiile pe care le îndeplinește modulul de condiționare de semnal sunt:

- *amplificare* – creșterea nivelului semnalului de ieșire al senzorului pentru a utiliza întreg domeniul aferent digitizării (conversia analog-digitală), mărirea rezoluției și mărirea raportului semnal-zgomot;

- *izolare* - mărirea măsurată sau alte semnale existente în mediul acesteia pot genera vârfuri de tensiune din cauza unor regimuri tranzitorii

sau legare incorectă, necesitând izolarea semnalului de la senzor de placa de achiziție și implicit de calculator. Semnalele digitale se izolează de regulă prin optocuploare, iar cele analogice prin amplificatoare - separatoare;

- *filtrare* - reținerea componentelor nedorite ale semnalului de măsură. Filtrele electronice înglobate atenuază frecvențele înalte, specifice perturbațiilor de tip zgomot, colectate fie din proces, fie în cursul transmisiei semnalului la sistemul de achiziții de date;

- *multiplexare* - reprezintă tehnica măsurării mai multor semnale utilizând același echipament de măsură. Multiplexarea se pretează pentru măsurarea unui număr mare de semnale dintr-un proces ce evaluează lent;

- *excitație* – modulul de condiționare generează surse de tensiune necesare senzorilor ce au nevoie de alimentare;

- *liniarizare* - există senzori a căror caracteristică statică este neliniară, modulele de condiționare dispunând de circuite electronice ce liniarizează hardware semnalul provenit de la senzori.

### **Placa de achiziții de date și comandă (DAQ)**

Placa de achiziții de date și comandă constituie elementul de interfață dintre proces și sistemul de calcul, având rolul de a aduce semnalele într-o formă codificată ce ulterior să poată fi procesată.

Plăcile de achiziții de date și comandă permit următoarele tipuri de operații:

- intrări analogice;
- ieșiri analogice;
- intrări / ieșiri digitale;
- operații de trigerizare;



- operații specifice de ceas.

## **Intrări analogice (Analog Inputs)**

Intrările analogice permit achiziția semnalelor analogice provenite de la senzori, având la bază un convertor analog-digital (ADC - Analog Digital Converter). Caracteristicile convertorului analog-digital sunt:

- *frecvența de eșantionare* - acest parametru determină cât de des se poate face conversia analog-digitală. Cu cât frecvența de eșantionare este mai ridicată, cu atât reprezentarea digitală a semnalului este mai apropiată de semnalul original. În general frecvența de eșantionare trebuie să fie de două ori mai mare decât frecvența proprie a mărimii măsurate, pentru ca semnalul achiziționat să fie cât mai apropiat de cel real. Se măsoară în număr de eșantioane pe secundă.

- *multiplexare* - permite achiziția mai multor semnale analogice din proces și se face prin baleierea succesivă a canalelor de achiziție. Astfel dacă se face achiziția semnalelor pe mai multe canale, atunci frecvența de eșantionare pe canal este egală cu frecvența de achiziție împărțită la numărul de canale.

- *rezoluția* - reprezintă numărul de biți al convertorului analog-digital utilizați pentru a reprezenta semnal analogic. Cu cât rezoluția este mai ridicată cu atât domeniul semnalului analogic se împarte în mai multe intervale de discretizare, fiind astfel posibilă detectarea unei variații mici a semnalului.

- *domeniul semnalului de intrare* - se referă la minimul și maximul nivelului de tensiune ce poate fi achiziționat. Domeniul în care variază semnalul provenit de la senzor trebuie să fie cât mai aproape de domeniul de tensiune acceptat de placa de achiziții, care de regulă este cel al

semnalelor unificate (0 – 10V; -5 - +5 V, -10 până la +10V);

- *precizia relativă* - se măsoară în biți și reprezintă deviația semnalului digital față de zero de la o funcție liniară de transfer ideală a plăcii de achiziție. Se determină prin baleierea intrării analogice cu o tensiune continuă pe tot domeniul de lucru al plăcii și din semnalul digital convertit se extrage semnalul util. Deviația maximă a semnalului rezultat reprezintă sensibilitatea relativă a plăcii de achiziție.

- *timpul de setare* - timpul de configurare a unui canal de achiziție la parametri necesari efectuării conversiei analog - digitale.

- *nivelul de zgomot* - calculatorul personal este un mediu cu un nivel ridicat de zgomot digital și din această cauză pe plăcile de achiziție există microfiltre de reducere a zgomotului.

## **Ieșiri analogice (Analog Outputs)**

Ieșirile analogice permit elaborarea comenzilor în proces, având la bază convertoare digital-analogice (DAC - Digital Analog Convertor). În legătură cu ieșirile analogice se definesc parametri:

- *timpul de setare* - timpul necesar configurării ieșirii analogice în parametri setați pentru realizarea conversiei digital-analogic.

- *rezoluția* - reprezintă numărul minim de biți ce generează la ieșire un semnal analogic. O aplicație ce necesită un semnal analogic cu o dinamică ridicată și cu modificări mici în tensiune necesită o rezoluție ridicată.

## **Semnale de tip trigger**

Multe aplicații de achiziție de date sau comenzi de procese necesită pornirea sau oprirea unor operații de bază unor evenimente externe.

Trigger-ele digitale au rolul de a sincroniza achiziția sau generarea unei tensiuni după un tren de impulsuri extern. Trigger-ele analogice pornesc sau opresc o operație de achiziție sau comandă dacă o tensiune din exterior a atins o anumită valoare setată.

## **Intrări și ieșiri digitale (Digital I/O)**

Interfețele de intrare-ieșire digitale se utilizează pentru achiziția semnalelor provenite de la senzorii cu ieșire digitale, pentru comanda proceselor, pentru generarea unor semnale de test și de a comunica cu echipamente periferice. Parametri intrărilor-ieșirilor digitale sunt numărul liniilor digitale, rata de transfer a datelor și capacitatea de compatibilizare cu echipamente digitale.

Liniile digitale se folosesc, de regulă, în aplicații de pornire-oprire a unor surse de căldură, lumină, circuitelor de tip releu, comanda motoarelor ce nu necesită o dinamică ridicată.

## **Operații de tip counter/timer**

Operațiile de tip counter/timer (numărător/estimator de timp) sunt destinate aplicațiilor în care se urmărește numărarea apariției unor evenimente, determinarea parametrilor unui tren de impulsuri cum ar fi factorul de umplere sau frecvența și generarea de semnale dreptunghiulare sau impulsuri.

Semnalele folosite în circuitele counter/timer, denumite și circuite de ceas sunt de trei tipuri:

- *poartă (gate)* - este un semnal digital de intrare folosit pentru a activa sau dezactiva una din funcțiile circuitului;

- *sursă (source)* - este de asemenea un semnal digital de intrare, care determină incrementarea numărătorului cu o unitate, furnizând baza de timp pentru operațiile din ciren

- ieșire (output) - generează un semnal dreptunghiular sau impulsuri la ieșirea din circuit.

Parametrii circuitului counter/timer sunt:

- *rezoluția* - numărul de biți ai circuitului. Cu cât acest număr de biți este mai mare cu atât numărul de evenimente care se pot număra este mai ridicat;

- *frecvența de ceas* - determină frecvența semnalului sursă de intrare ce incrementează circuitul. Un circuit cu frecvența de ceas ridicată permite detectarea și generarea unor semnale dreptunghiulare sau impulsuri de frecvență mare.

## **Limbajul de programare al aplicației**

Limbajul de programare al aplicației (software) transformă calculatorul personal și placa de achiziții de date într-un sistem complet de analiză, monitorizare și comandă de proces.

Programarea sistemelor de achiziții de date și comandă poate fi făcută în trei moduri:

- *programarea pe baza întreruperilor* - întreruperea permite procesorului de a răspunde rapid solicitării unuia din elementele componente ale sistemului de calcul sau unuia din echipamentele legate de

calculator. Întreruperea constituie un semnal de atenționare pentru procesor că unul din elementele sistemului are de executat o operație. În aplicațiile de achiziții de date întreruperile sunt utilizate pentru a determina comunicația imediată într-o placă de achiziții și calculator.

- *programarea în limbaje clasice* - programul construit într-un limbaj clasic denumit și program sursă este alcătuit dintr-o înșiruire de funcții cu o sintaxă bine stabilită. Programarea unei aplicații se face pe baza unui driver software menit să asigure interfața dintre calculator și placa de achiziții de date. Limbajele clasice cele mai uzuale folosite sunt C, Pascal, Basic.

- *programarea vizuală* - folosind un mediu de programare vizual o aplicație se construiește prin intermediul unei interfețe grafice, fiind alcătuită din simboluri grafice interconectate între ele, conform fluxului informației în aplicație.

Tendința modernă în programare este dezvoltarea și folosirea mediilor de programare vizuale datorită indiscutabilelor avantaje oferite:

- aplicațiile se realizează foarte ușor de către programatorii neexperți, codul text folosit în limbajele clasice fiind înlocuit de simboluri grafice;
- flexibilitate deosebită în realizarea aplicației, un program existent este ușor de înțeles și permite dezvoltarea lui în continuare;
- depanare facilă prin existența unui depanator grafic „on-line”;

- reducerea timpului de programare prin însăși natura grafică a mediului și prin existența unui pachet de operații, funcții, rutine definite în biblioteci;

- posibilitatea folosirii a unui ajutor (help) „on-line”, ce facilitează construirea aplicației.

Dezavantajul major al programării vizuale este faptul că aplicațiile construite rulează mai încet decât cele construite în limbajele clasice.

## Instrumentație virtuală

Instrumentul virtual este rezultatul combinației dintre un calculator personal, cu performanțe de calcul și vizualizare deosebite, cu un echipament de achiziție de uz general și un mediu de programare flexibil și puternic. Datorită combinației între capacitatea de analiză și calcul a computerului cu funcțiile specifice comenzii, utilizatorul își poate construi singur un instrument care să răspundă corect cerințelor practice.

Avantajul cel mai important al instrumentației este faptul că folosind aceleași echipamente de uz general se pot construi diverse instrumente specializate ce înlocuiesc cu succes echipamentele clasice ce îndeplinesc aceeași funcție, însă sunt monoscop.

În ceea ce privește structura hardware a unui instrument virtual se pot enumera câteva tipuri distincte:

- sisteme utilizând plăci de achiziție montate în calculatoare personale;
  - plăci de achiziție externe controlate de calculator prin intermediul interfeței paralele;
- aparate. de măsură sau sisteme de achiziție externe comunicând cu calculatorul interfața serială (RS-232).

Instrumentația virtuală presupune implementarea unor funcții de conversie, achiziție, analiză și prezentare a datelor (fig.5.12).

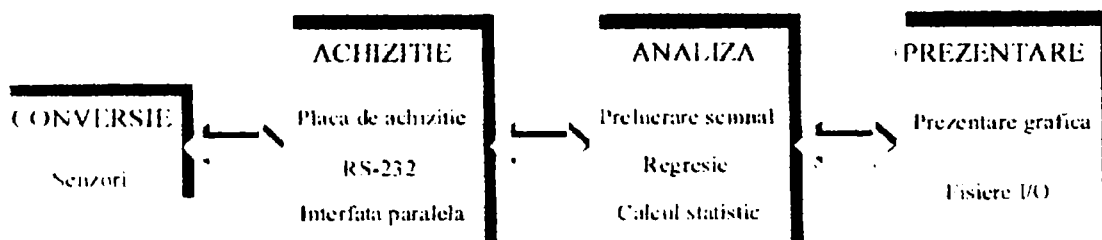


Fig.5.12. Elementele instrumentației virtuale.

## **Descrierea sistemului de achiziții de date și comandă folosit în cercetarea experimentală**

Sistemul de achiziții de date și comandă folosit în conducerea axelor cinematice electrice și hidraulice este alcătuit din echipamente de achiziție hardware și software furnizate de firma National Instruments.

**Calculatorul personal** utilizat are următoarele caracteristici:

- microprocesor Pentium 166 MHz;
- memoria internă 32 MB RAM;
  - memoria externă 1 GB HDD;
  - monitor color 14" LR NI.

**Placa de achiziții de date și comandă** este de tip LAB-PC+ cu următoarele caracteristici:

- convertor analog-digital PC 12 biți
  - frecvența de eșantionare 83.3 k eșantioane/s;
- 8 intrări analogice simple sau 4 diferențiale;
  - amplificare programabilă 1, 2, 5, 10, 20, 50 sau 100;
  - domeniul de tensiune  $0 \div 10$  V sau  $-5 \div +5$  V
  - estimator de timp analog-digital intern sau extern.
- 2 ieșiri analogice pe 12 biți
  - domeniul tensiunii de ieșire  $0 \div 10$  V sau  $-5 \div +5$  V;
  - circuit de ceas pe placă pentru generarea semnalelor de tip undă.
- 24 intrări / ieșiri digitale, configurate ca trei porturi pe 8 biți, compatibile TTL



- configurarea intrărilor, ieșirilor sau transferului bidirecțional se face software;
- generează întrerupere;
- 3 circuite counter/timer independente pe 16 biți - permit numărarea evenimentelor, măsurarea frecvențelor, generarea semnalelor dreptunghiulare sau impulsurilor
- un semnal de tip trigger digital
- interfață DMA pe 8 biți.

Placa LAB PC+ este recomandată de către producător pentru laboratoarele de cercetare în mediile industriale și academice. Intrările analogice pe mai multe canale se pot folosi în aplicații de analiză de semnal, măsurarea tensiunilor continue (DC), măsurarea temperaturilor sau eforturilor în elemente elastice. Ieșirile analogice pot genera semnale de comandă a proceselor sau mașinilor. Intrările și ieșirile digitale se pot utiliza pentru comutarea diferitelor echipamente cum ar fi tranzistoare sau relee, pentru citirea stărilor unor porturi digitale extene și pentru a genera întreruperi. Circuitele counter/timer se pot utiliza în sincronizarea diferitelor evenimente, generarea unor trenuri de impulsuri sau măsurarea frecvențelor sau a timpului.

**Modulul de condiționare de semnal** este de tip SCXI, fiind alcatuit din următoarele elemente:

- carcasă (case) SCXI 1000
  - 4 sloturi în care se pot introduce blocuri de condiționare de semnal;
  - sursă internă cu zgomot redus pentru alimentarea blocurilor de condiționare de semnal;
- bloc de condiționare de semnal SCXI 1121



- 4 intrări analogice separate cu amplificare variabilă 1 ÷ 2000;
- protecție la supratensiune 250 Vrms;
- filtru intern pe fiecare canal setabil 4 Hz sau 10 KHz;
- 4 surse de excitație setabile în curent sau tensiune;
- bloc terminal SCXI 1180
  - extinde semnalele de intrare/ieșire de pe placa de achiziții de date și comandă pe modulul de condiționare de semnal.

## **Mediul de programare LabVIEW**

LabVIEW este un limbaj de programare vizual conceput pentru sistemul de operare Microsoft Windows. Mediul grafic Windows este ideal pentru a găzdui un limbaj de programare vizual datorită organizării lui pe ferestre și a capacităților lui ca sistem de operare cuni ar fi: accesul la o zonă mare de memorie (extinsă), posibilitatea executării mai multor operații simultan (multitasking) și facilități de comunicație pe baza protocoalelor.

LabVIEW este alcătuit din următoarele pachete:

- **pachetul de bază**
  - operații aritmetice și logice;
  - operații cu șiruri de numere și caractere;
  - statistică și algebră liniară;
  - operații specifice de achiziții de date și comandă;
- **pachetul de analiză – bibliotecă de aplicații**
  - generare de semnal;

- procesare de semnal;
- filtre digitale;
- ferestre digitale;
- modul de interfață cu alte limbaje de programare.

O aplicație LabVIEW este alcătuită din două ferestre:

- interfața utilizator
- fereastra program (fig.5.13).

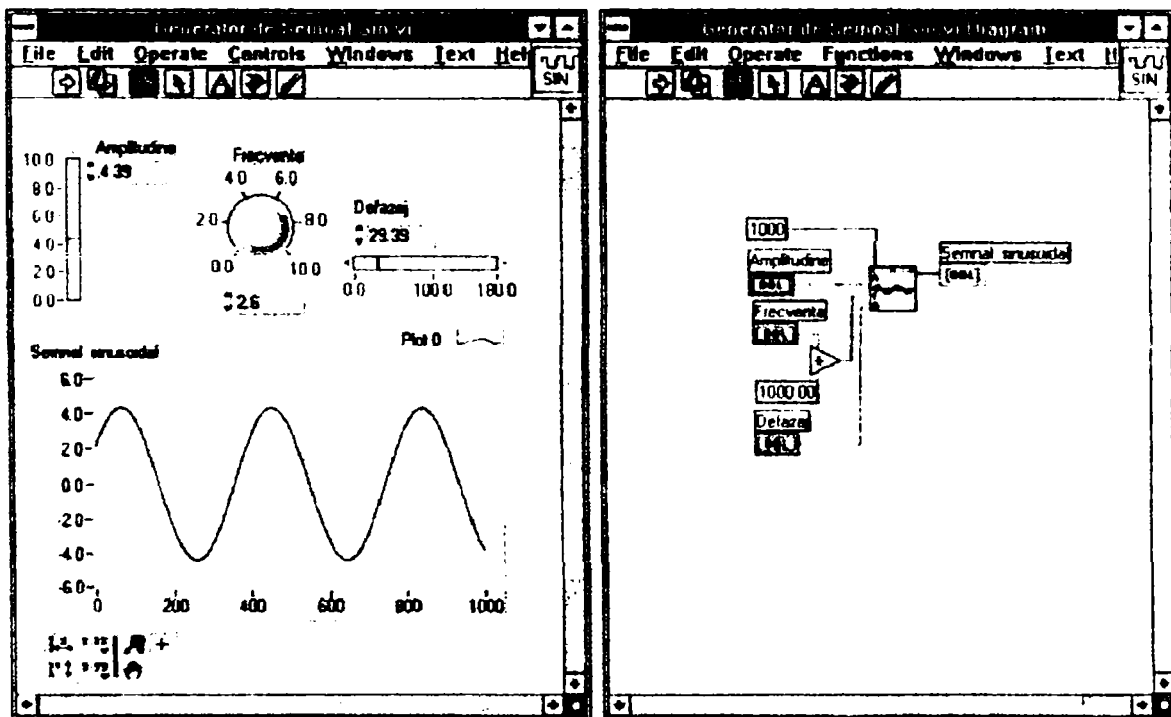


Fig.5.13. Exemplu de aplicație LabVIEW

## CAPITOLUL 6

### Rezultatele cercetărilor teoretice și experimentale privind funcționarea în regim staționar și tranzitoriu a SEHA de descărcare a suprasarcinilor

#### 6.1. Ridicarea pe cale experimentală a caracteristicii statice de funcționare a SEHA

Schema hidraulică a standului de încercări este reprezentată în figura 6.1. Servovalva 1 acționează motorul (oscilant, dar blocat pentru încercări) 2 în paralel cu care a fost prevăzut un drosel reglabil 3. Manometrele 4 și 5 măsoară presiunile  $p_i$ ,  $p_e$  la racordurile motorului, iar manometrul 6 presiunea  $p_0$  la intrarea în sistem. Presiunea  $p_0$  este furnizată de pompa 7 și menținută constantă de supapa 8. Servovalva se consideră simetrică în sensul că asigură rezistență hidraulică (cădere de presiune internă) egală atât pe circuitul de intrare (presiune) cât și pe cel de ieșire (tanc)  $\Delta p_i = \Delta p_e = \Delta p_{i-e}$ .  $p_i = p_0 - \Delta p_i$ ;

$$p_e = \Delta p_e, \text{ iar căderea de presiune pe motor } \Delta p = p_i - p_e = p_0 - (\Delta p_i + \Delta p_e) = p_0 - 2\Delta p_{i-e}.$$

Servovalva utilizată este un prototip fabricat la întreprinderea Electrotimiș în colaborare cu Catedra de Mașini Hidraulice de la I. P. Timișoara și are următoarele caracteristici: debit nominal  $Q_n = 15 \text{ l / min}$  la  $p = 70 \text{ bar}$ , curentul maxim de comandă  $I_{\max} = 100 \text{ mA}$ , rezistența bobinelor  $R = 350 \Omega$ . Droselul este de tip DN 10 Balanța Sibiu, pentru care producătorul oferă date funcționale: dependența debitului de căderea de presiune pentru diferite curse de deschidere (figura 6.2. ,curbele a, b, c).

Încercările în regim staționar au fost făcute pentru presiunea de alimentare  $p_0 = 100$  bar și  $p_0 = 50$  bar, curent de comandă a servovalvei de 20, 50, 100 mA și deschideri ale droselului de 0,2; 0,5 și 1 ture. S-au citit presiunile la intrarea și ieșirea din drosel. Rezultatele sunt date în tabelele 6.1, iar curbele de variație a căderii de presiune pe drosel (motor) în funcție de curentul de comandă pentru diferite deschideri ale droselului sunt prezentate în figura 6.3.

Pornind de la curbele  $\Delta p$  (i) din figura 6.3 s-au construit curbele  $Q(\Delta p)$  pentru  $i = ct.$  unde  $Q$  este cel corespunzător deschiderii 1; 0,5; 0,2 a droselului, curbe care reprezintă caracteristicile statice la funcționarea în sarcină a servovalvei, figura 6.2.

Pentru motorul hidraulic au fost făcute câteva încercări prealabile:

- a) pentru determinarea pierderilor interne de debit în funcție de căderea de presiune (figura 6.4 și tabelul 6.2), motorul a fost alimentat direct de la pompă, reglajul presiunii făcându-se din supapă, iar returul (tancul) a fost dirijat la un vas gradat. S-a constatat că debitul pierdut (care a traversat motorul) are valori neglijabile față de cel vehiculat prin drosel, respectiv furnizat de servovalvă.
- b) Cuplul intern de frecare datorat strângerii etanșărilor a fost măsurat cu o pârghie și un dinamometru  $M_f = 30$  kgfm. Cuplul produs de căderea de presiune pe motor este diminuat cu valoarea  $M_f$ , respectiv este nevoie de o cădere de presiune  $M_f$  pentru a învinge acest cuplu de frecare. Caracteristica statică de funcționare în sarcină cu  $M_f$  (i) este în aceste condiții cea din figura 6.5. obținându-se prin translatarea cu 5 bar a axei absciselor. Cuplurile produse de căderi de presiune mai mici de 5 bar nu pot învinge cuplul  $M_f$  și deci sunt nule.

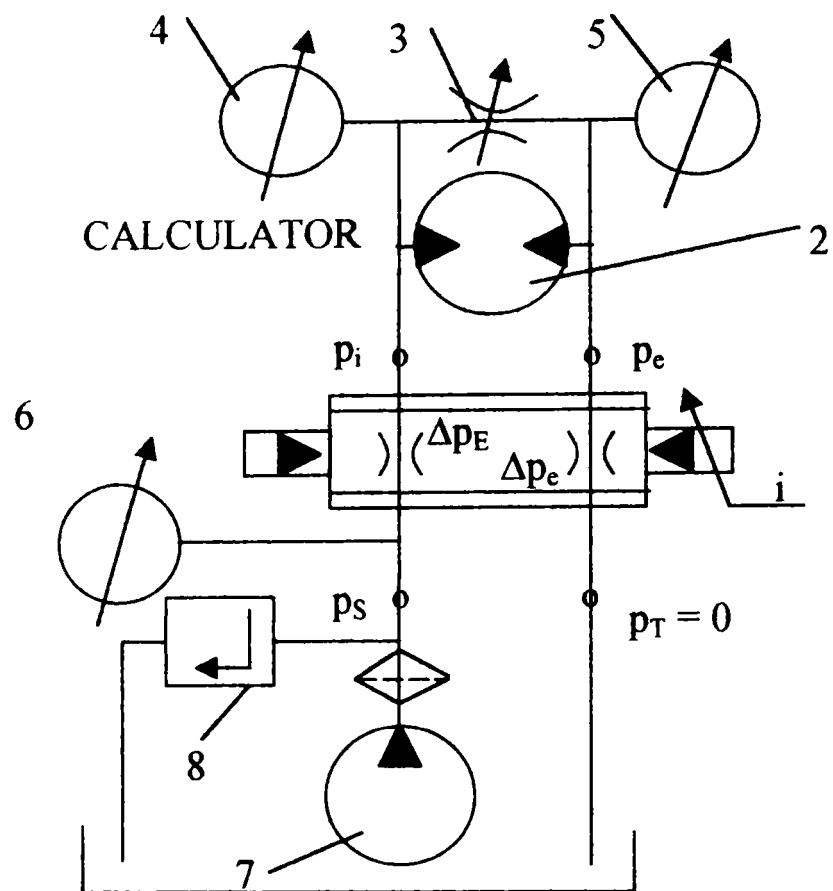


Fig.6.1. Stand utilizat la încercarea sistemului electrohidraulic automat

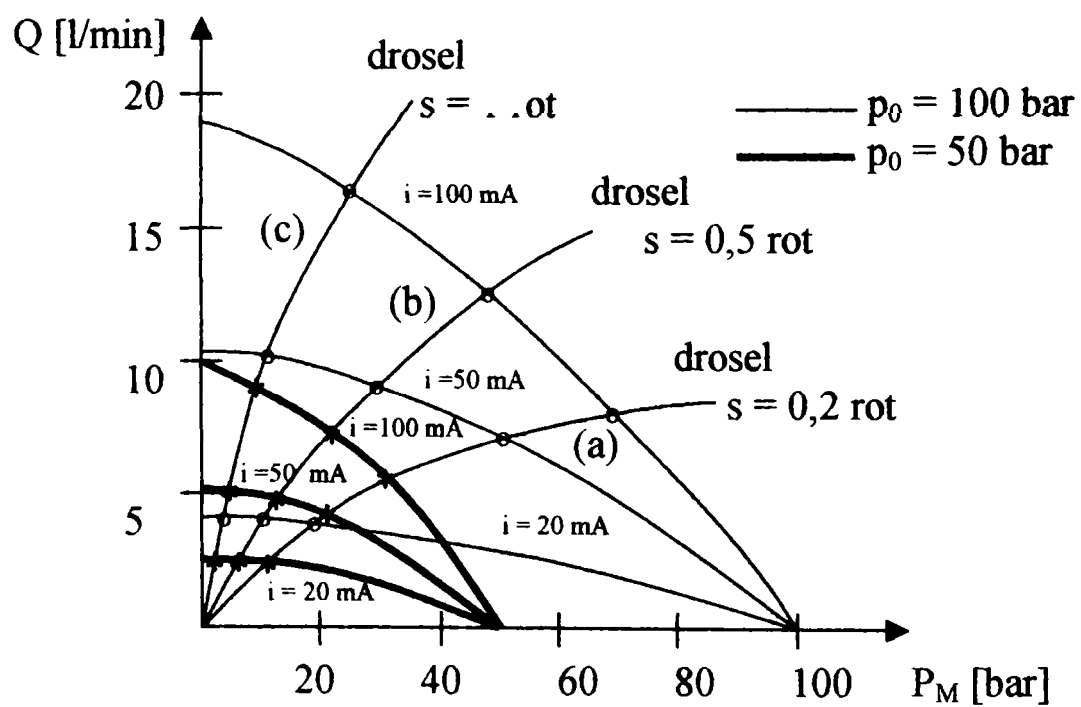


Fig.6.2. Caracteristicile statice de funcționare a servovalvei suprapuse peste curbele de etalonare ale droselului

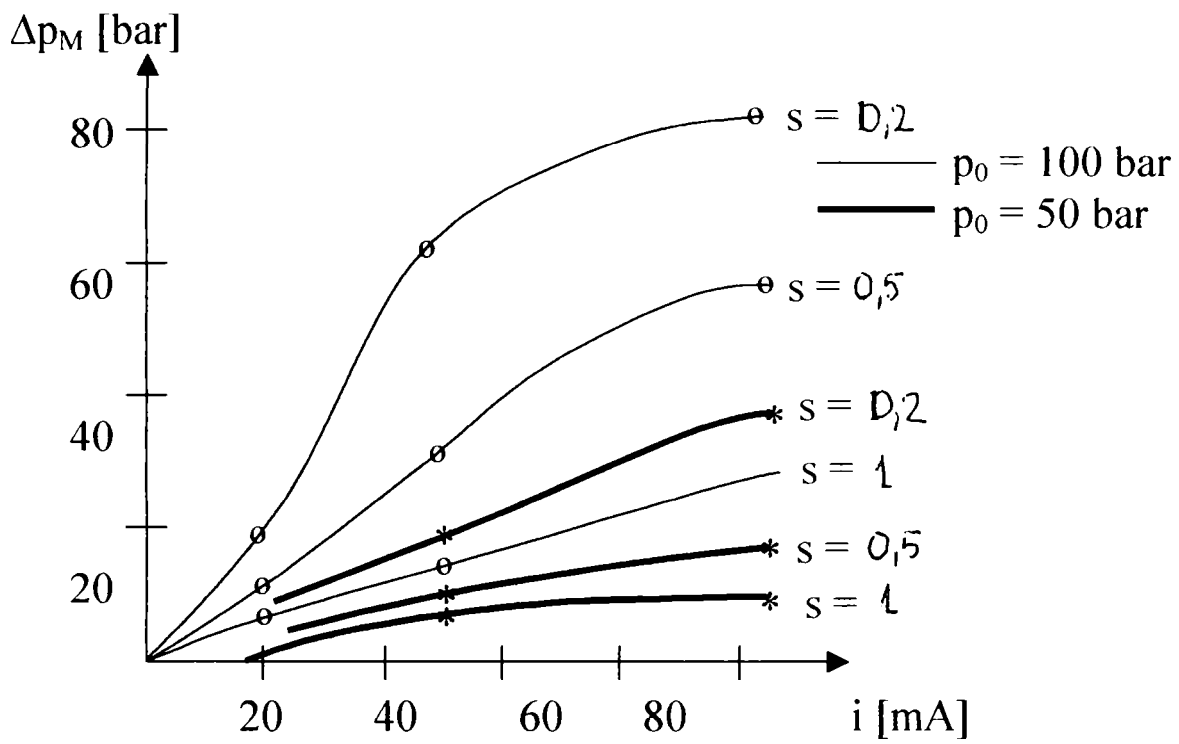


Fig.6.3. Dependența căderii de presiune pe motor de curentul de comandă

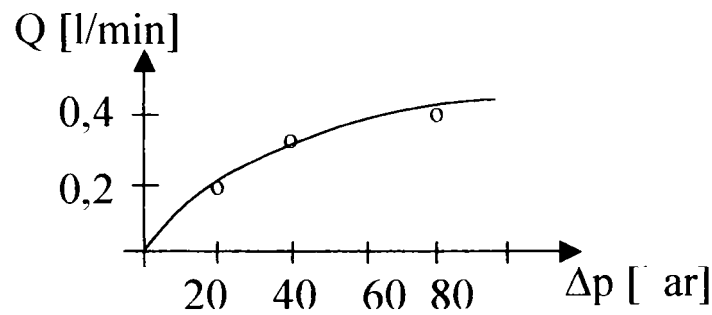


Fig.6.4. Caracteristica de pierderi interne de debit a motorului hidraulic

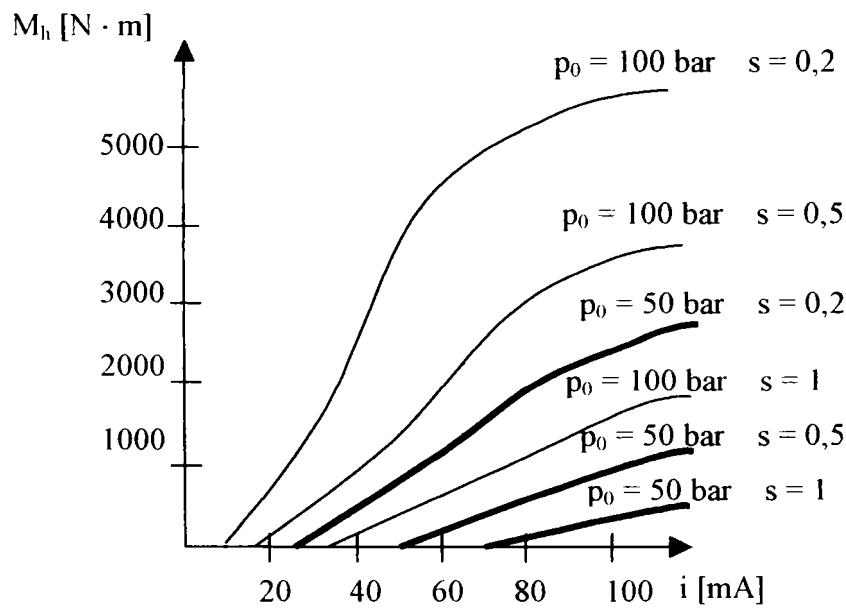


Fig.6.5. Caracteristicile statice ale sistemului electrohidraulic automat (dependența cuplului motorului de curentul de comandă).

## 6.2. Studiul teoretic al comportării dinamice a SEHA având constantele modelului matematic de la capitolul 4.2 determinate din caracteristicile experimentale de la capitolul 6.1

Pentru presiunea de alimentare  $p_0 = 100$  bar și datele furnizate de caracteristicile statice ale servovalvei din figura 6.2 s-au calculat factorii amplificare debit-curent, respectiv debit-presiune.

Cu relația 4.6  $A_{Q_i} = 10^{-3} \text{ m}^3 / \text{S} \cdot \text{A}$  ;

Cu relația 4.7  $A_{Q_p} = 10^{-10} \text{ m}^3 / \text{S} \cdot \text{Pa}$ .

Bobina servovalvei are următoarele date:

$l = 10^{-2} \text{ H}$ ,  $r = 350 \text{ } \Omega$ .

Comportarea dinamică a servovalvei descrisă de relația 4.9 este dată de constantele  $\omega_{v_i}$  și  $\xi_v$  (frecvența naturală și factorul de amortizare) care au fost estimate cu relațiile din [57] pagina 192 la:

$\omega_v = 1.35 \cdot 10^3 \text{ rad / s}$  și

$\xi_v = 0.94$ .

Datele motorului hidraulic sunt:

$V_0 = 2.5 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$  ;  $V_n = 4.7 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3$

$K_s$  – coeficientul de scurgeri din relația 4.13 este cel corespunzător droselului montat în paralel cu motorul și utilizând datele din figura 6.2.

$K_s = 0.11 \cdot 10^{-9} \text{ m}^3 / \text{S} \cdot \text{Pa}$  ;

$E$  – modulul de elasticitate al uleiului are valoarea  $E = 14 \cdot 10^8 \text{ N / m}^2$ ;

Cu datele inițiale de mai sus și relațiile matematice de la cap. 4.2 s-a întocmit un program de calcul în limbaj Pascal pentru studiul dinamic al SEHA.

Studiul în domeniul frecvențial (capitolul 4.2.5) s-a concretizat prin obținerea locului de transfer (figura 6.6) și corespunzător a dependenței

amplitudinii și defazajului de frecvența mărimii de intrare (figurile 6.7 și 6.8). Se evidențiază un fenomen de rezonanță în jurul frecvenței de 40 Hz.

S-a obținut pe cale teoretică cu metoda de la capitolul 4.2.6 și răspunsul indicial (figura 6.10) prin analiza diagramei  $R_e(\omega)$  figura 6.9.

În răspunsul indicial obținut pe cale teoretică din figura 6.10 se evidențiază un timp de întârziere de 0,06 s și un timp al procesului tranzitoriu de cca. 250 ms.

Totodată valoarea staționară a mărimii de ieșire corespunde caracteristicilor statice ale SEHA de la care s-au preluat datele inițiale.



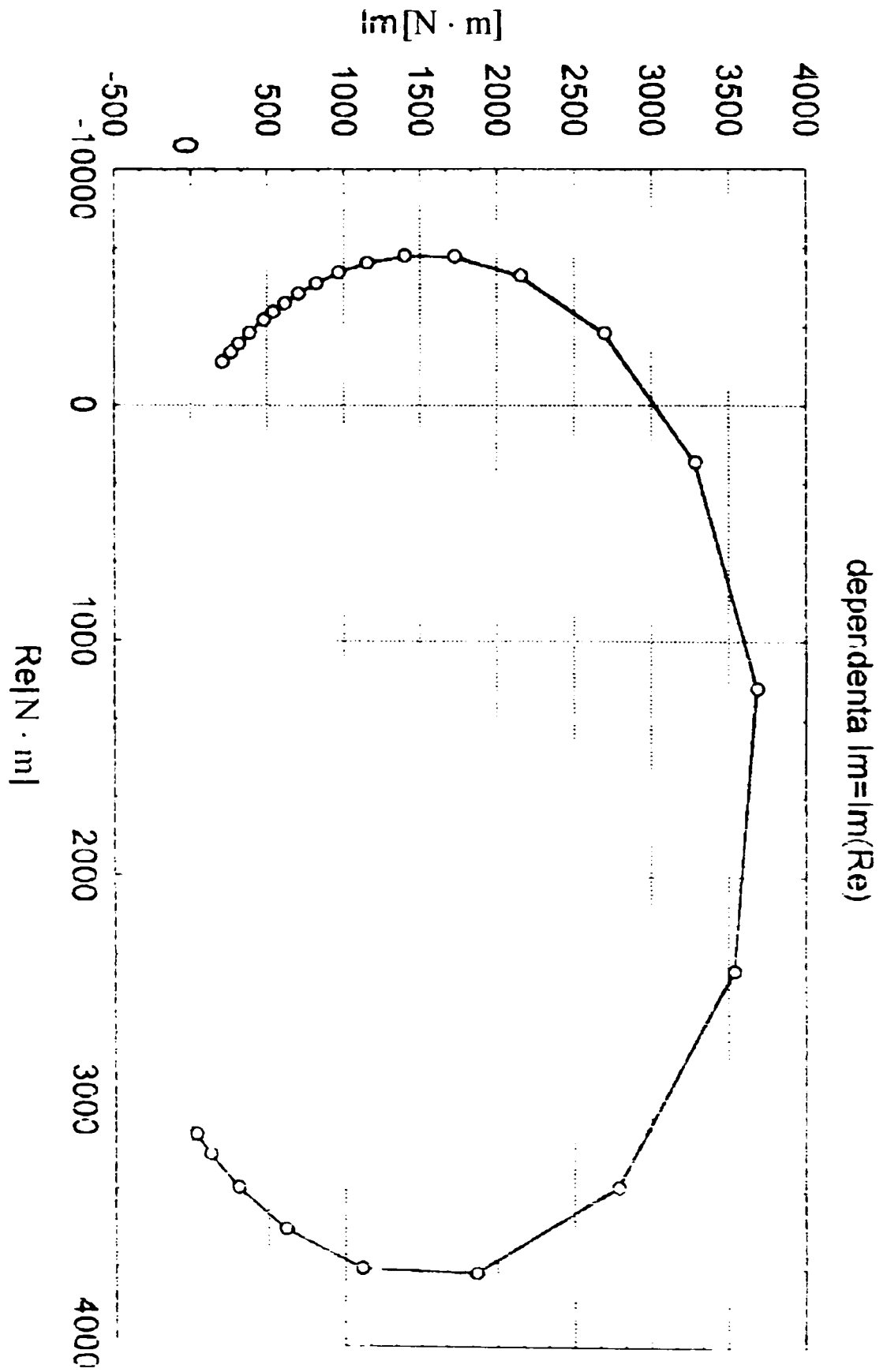


Fig.6.6. Locul de transfer

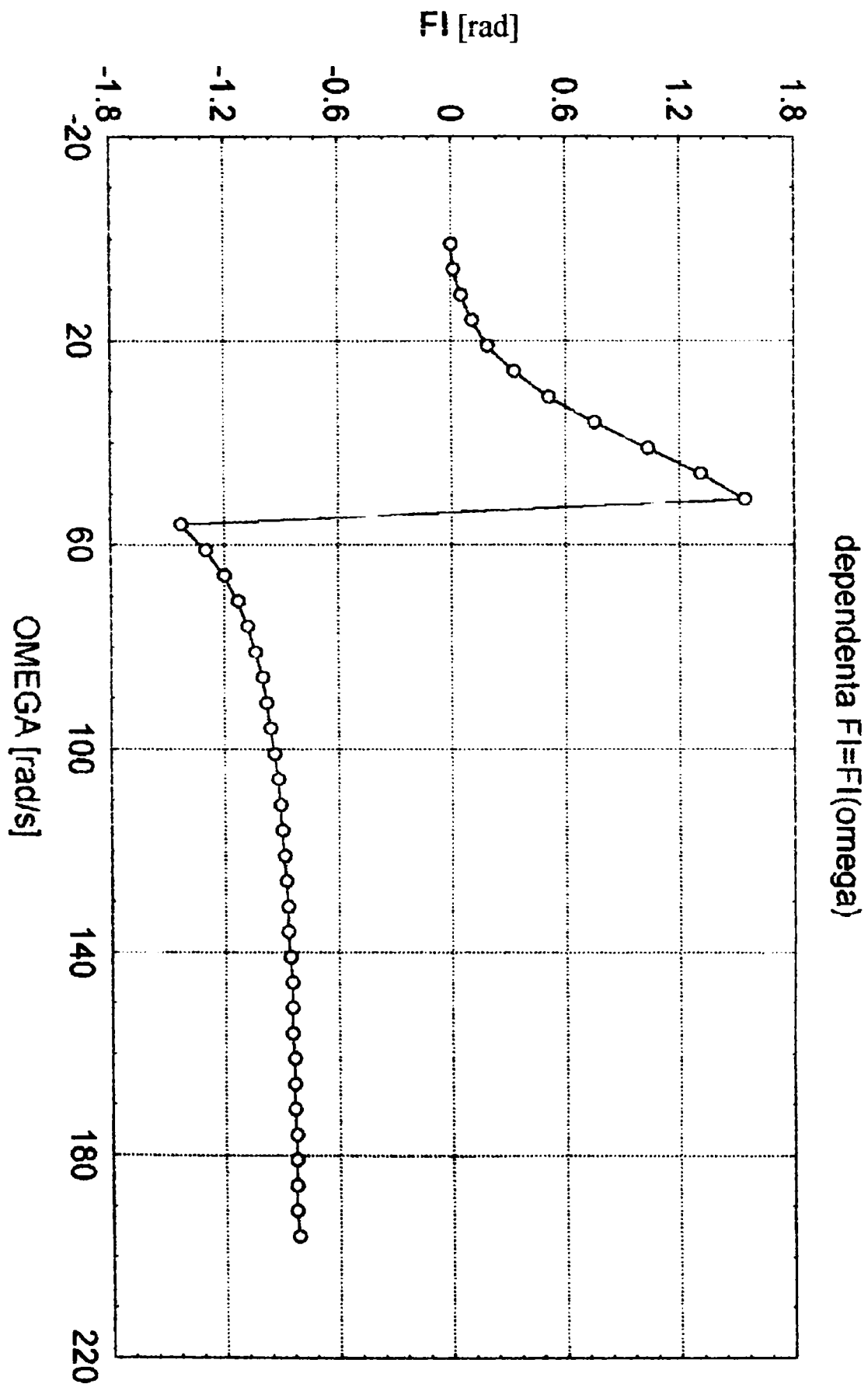


Fig.6.7. Dependența defazajului de pulsația de intrare

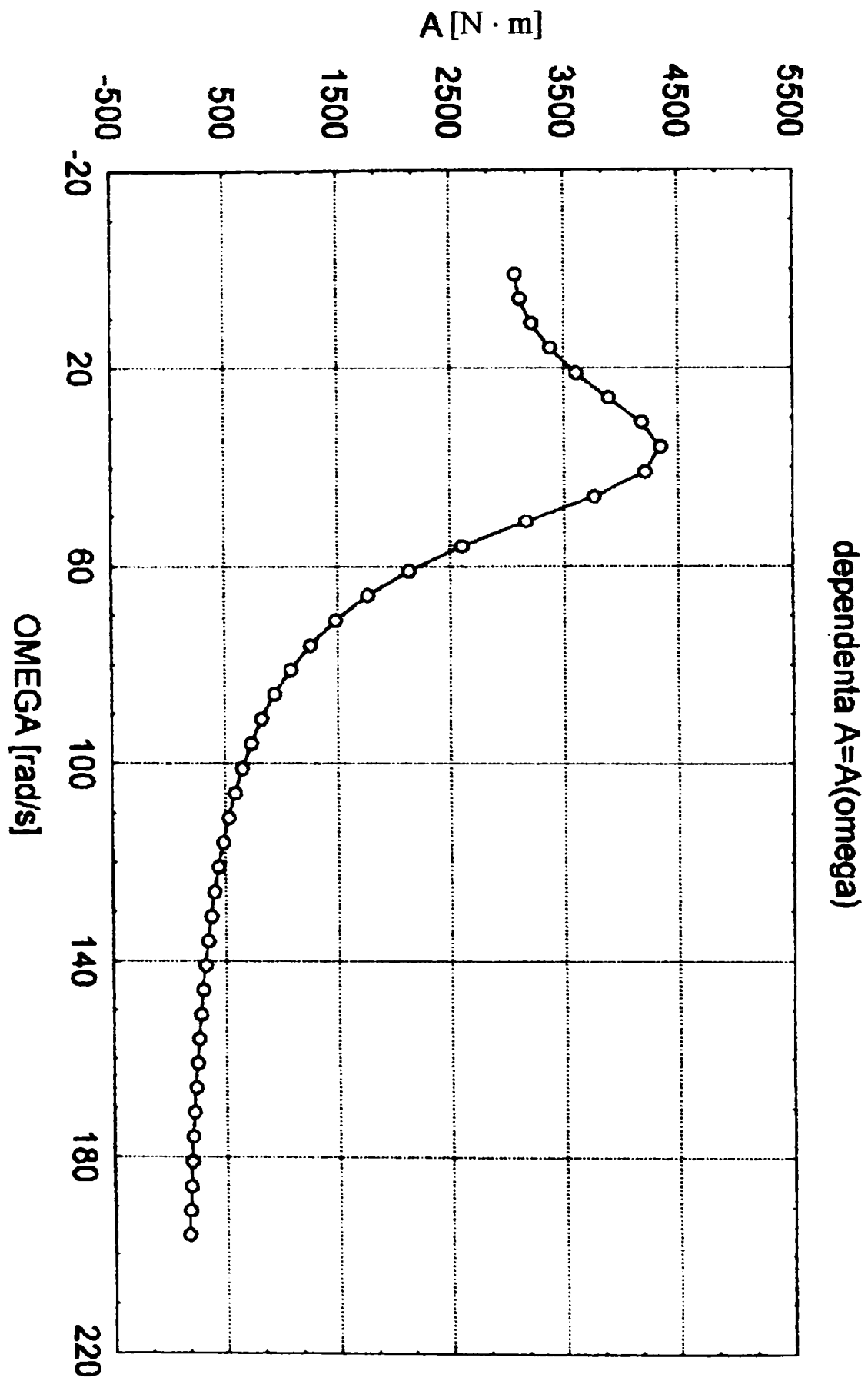
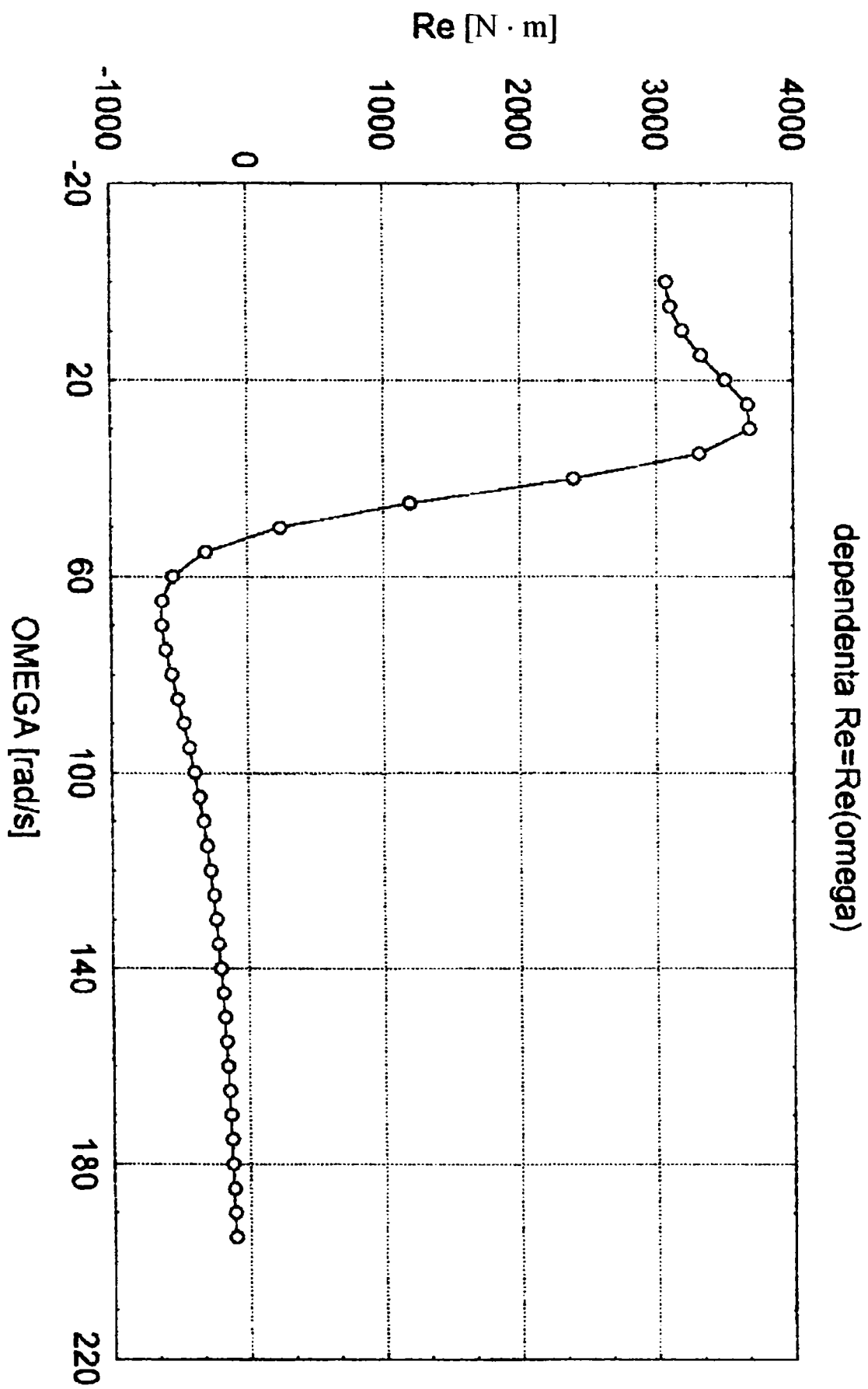


Fig.6.8. Dependenta amplitudinii de pulsația de intrare



Fif.6.9. Diagrama  $Re(\omega)$

dependenta  $e = e(t)$

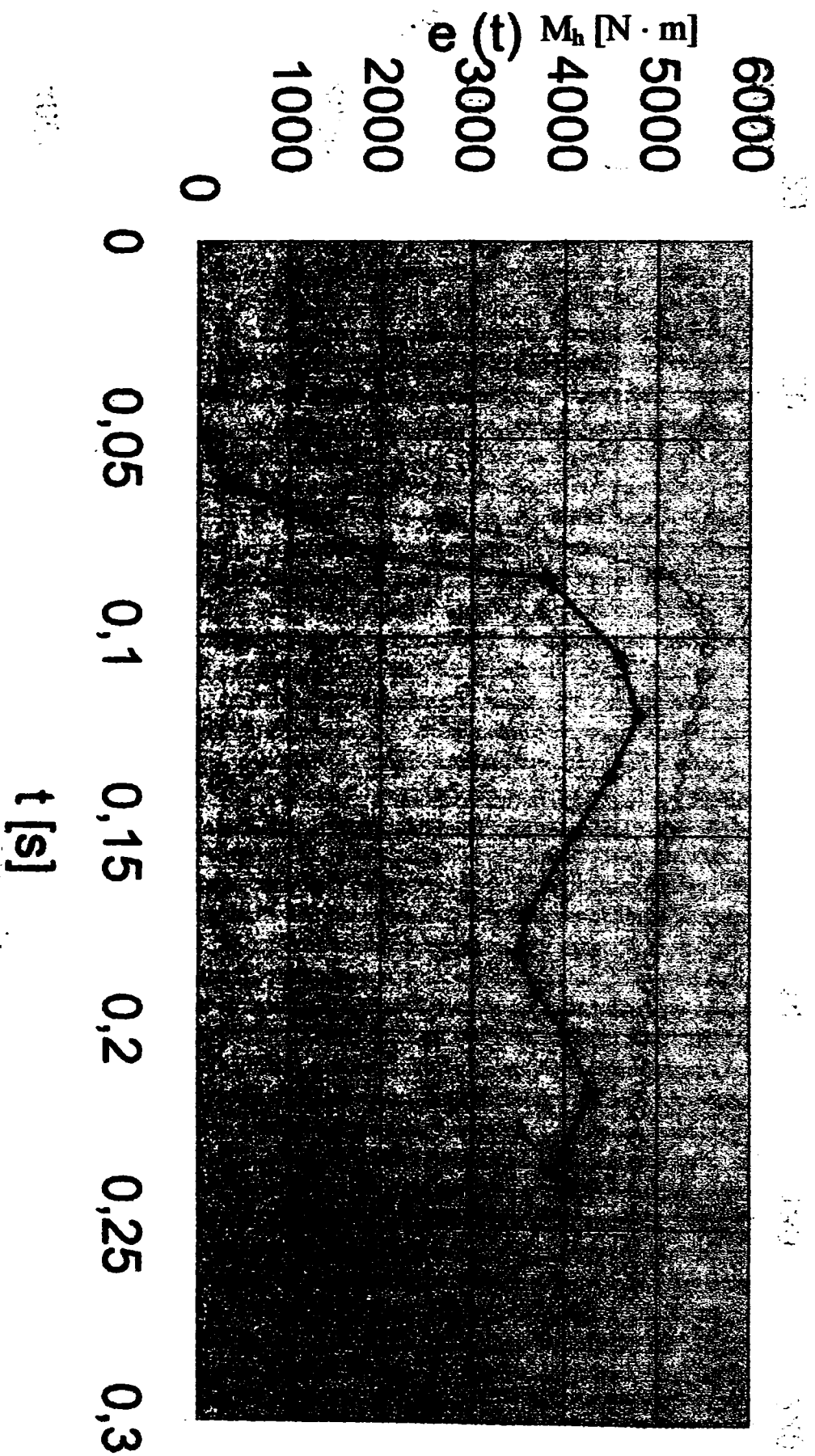


Fig.6.10. Răspunsul indicial

### **6.3. Determinarea experimentală a comportării dinamice a SEHA. Comparații cu rezultate teoretice.**

Studiul dinamic experimental al SEHA urmărește modul în care sistemul răspunde la semnal treaptă (în buclă deschisă) în diferite condiții de funcționare (presiune de alimentare, reglaj drosel, mărimea semnalului treaptă – tensiune la intrare).

Încercările au fost făcute pe instalația descrisă în figura 6.1. la care manometrul 4 a fost cuplat la sistemul de achiziție de date al calculatorului. Înregistrările sunt prezentate în figurile 6.11. – 6.21. Citirea lui  $p_e$  s-a făcut la manometrul 5 pentru regimul stabilizat.

Analizând diagramele din figurile 6.11. – 6.21, sub aspectul duratei procesului tranzitoriu se poate concluziona că timpul de răspuns al sistemului (durata procesului tranzitoriu) este de cca 0,3 – 0,4 s indiferent de condițiile de funcționare mai sus menționate.

Timpii de răspuns evidențiați la încercări sunt comparabili cu rezultatul teoretic la determinarea răspunsului indicial.

Oscilațiile de presiune înregistrate în jurul valorii staționare nu țin de fenomenul studiat, ele au caracter de zgomot de fond și sunt cauzate de vibrațiile întreținute ale instalației în ansamblu (funcționarea pompei etc.)

Totodată se poate constata că valorile staționare atinse în urma procesului tranzitoriu sunt reproductibile și se aliniază perfect caracteristicilor statice ale instalației.

Întârzierile mari ce au fost constatate la semnalul treaptă de întrerupere a tensiunii, după un răspuns (o scădere) rapid în presiune se pot datora unor frânări neprevăzute a mișcării sertarului servovalvei.

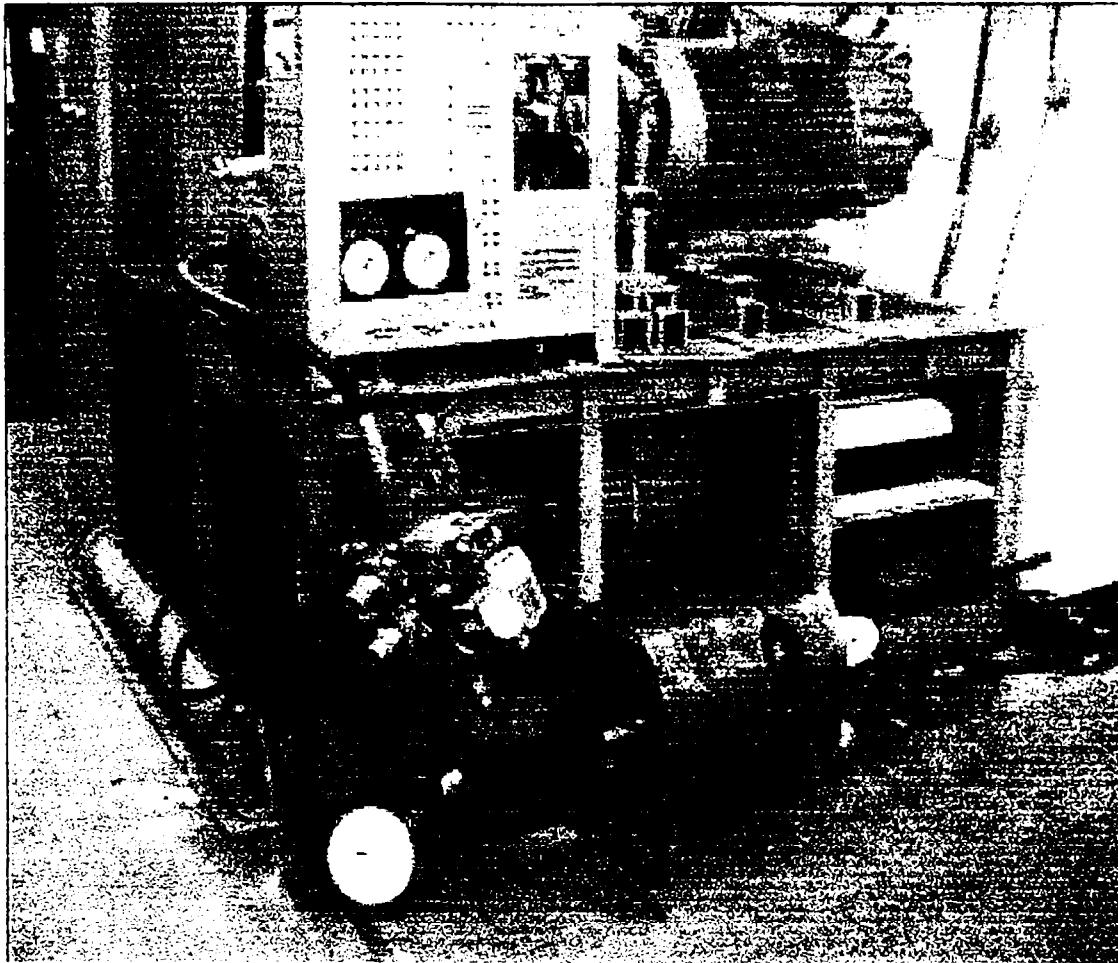


Fig.6.11. Vedere de ansamblu a standului de încercări

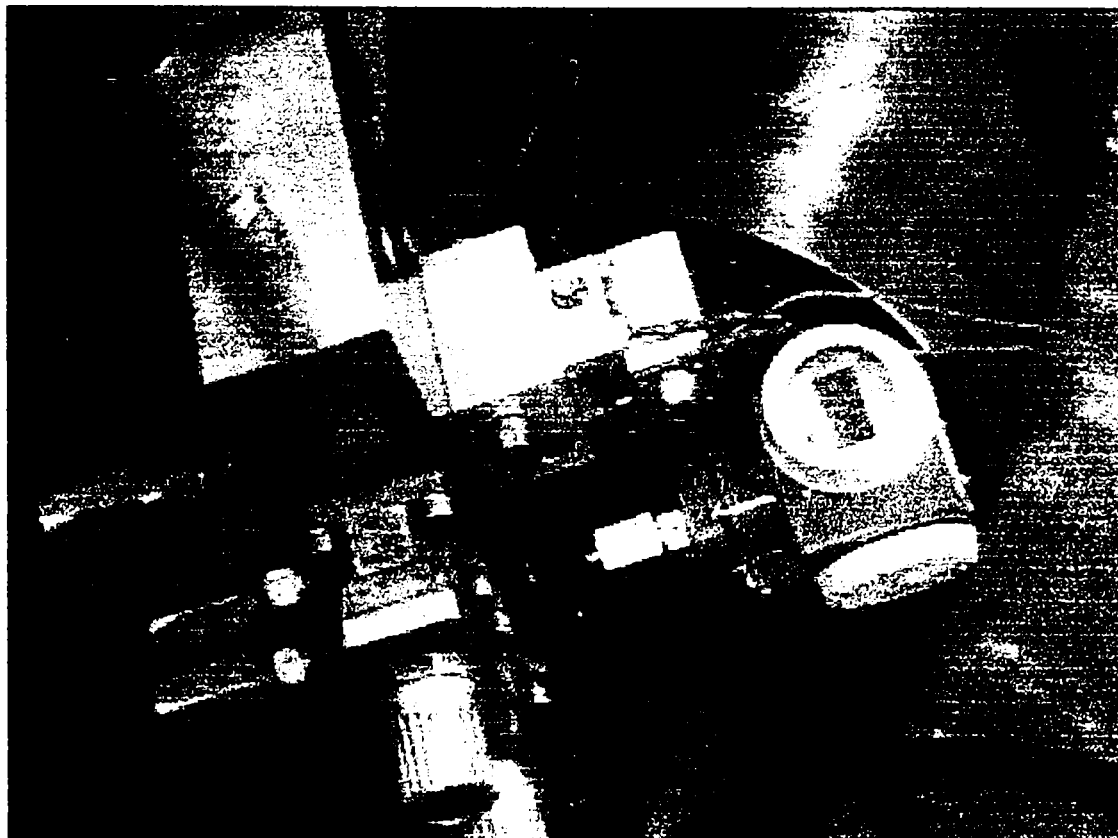


Fig.6.12. Blocul hidraulic

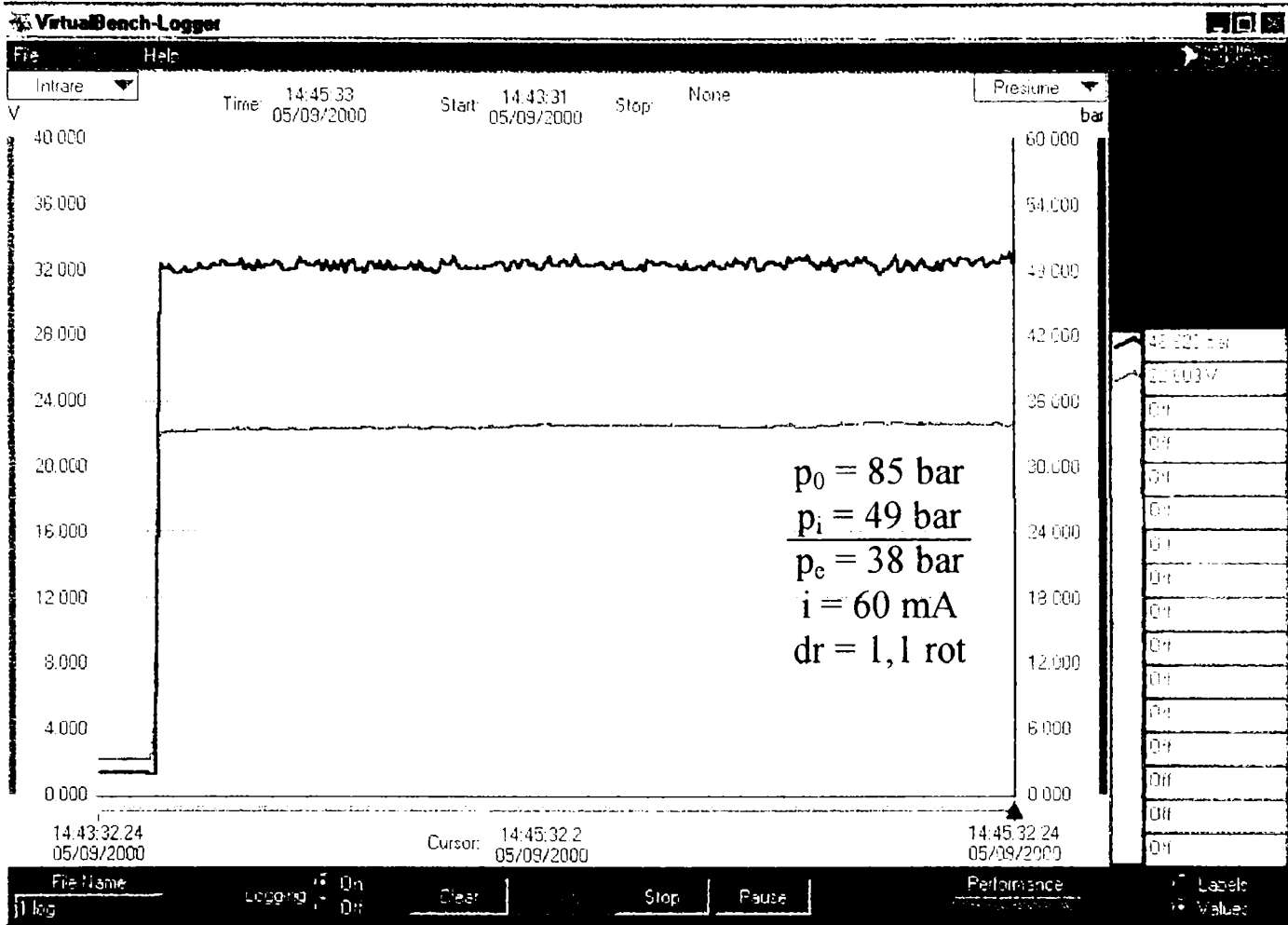


Fig.6.13. Răspuns dinamic presiune intrare

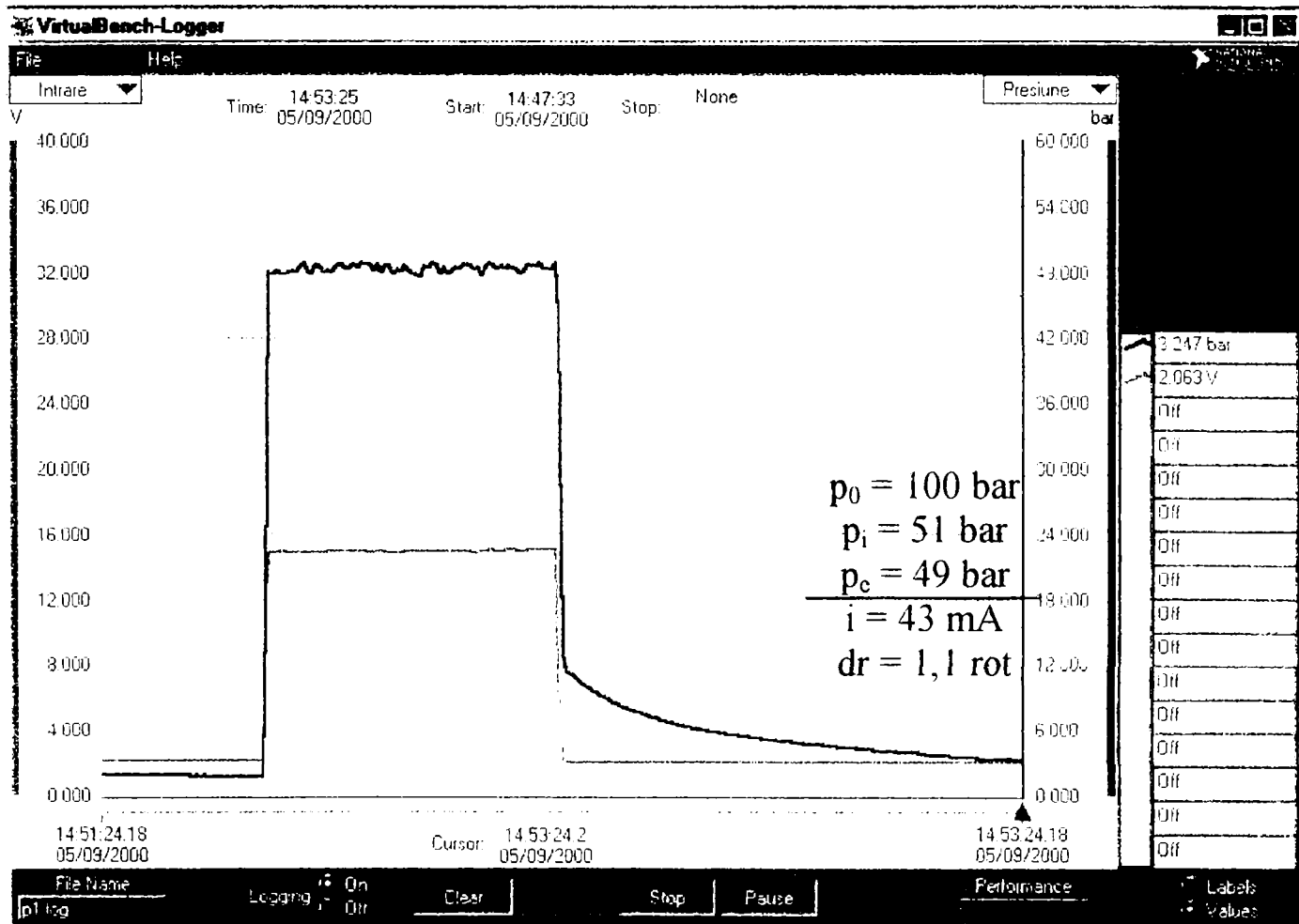


Fig.6.14. Răspuns dinamic presiune ieșire



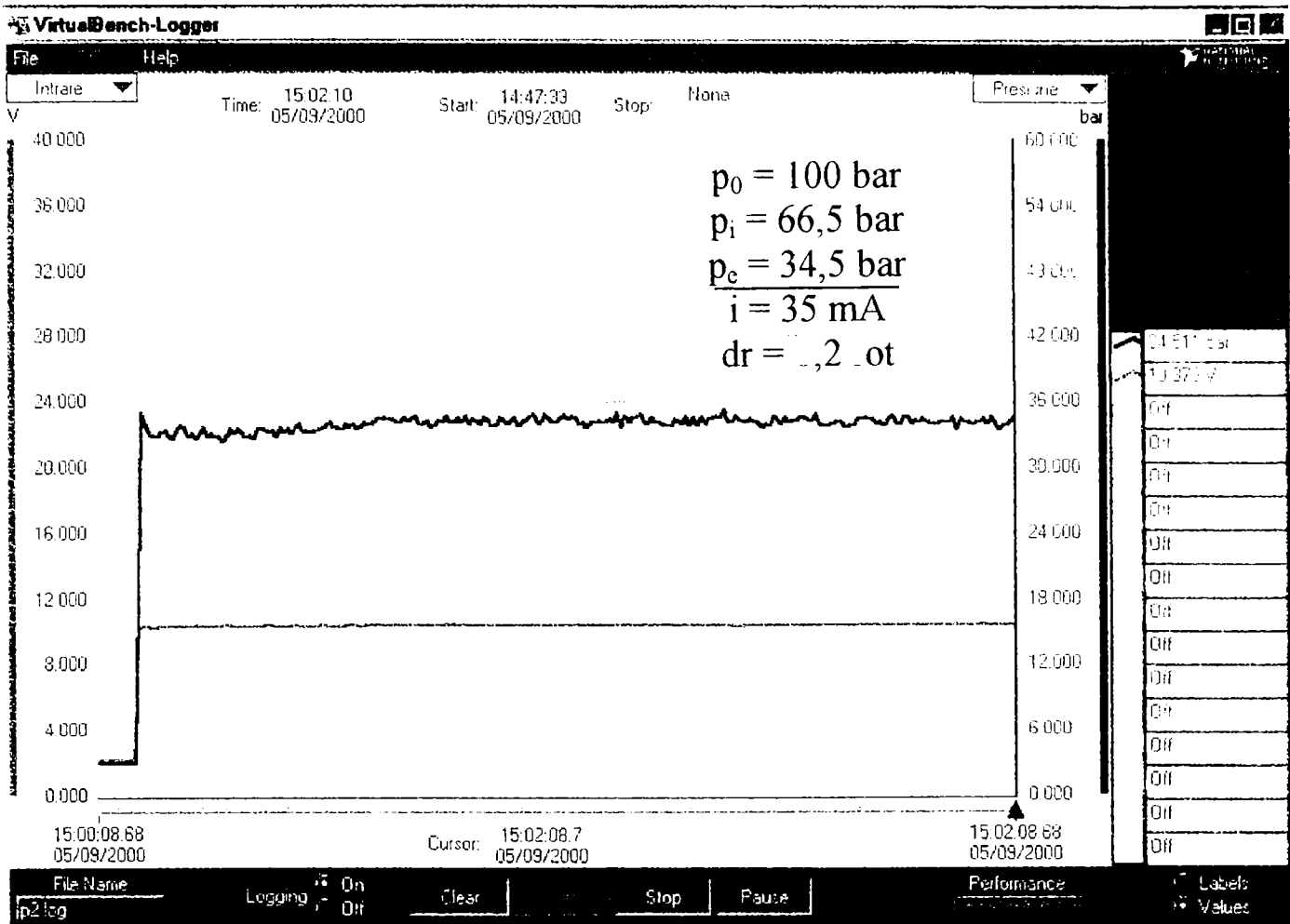


Fig.6.15. Răspuns dinamic presiune ieșire

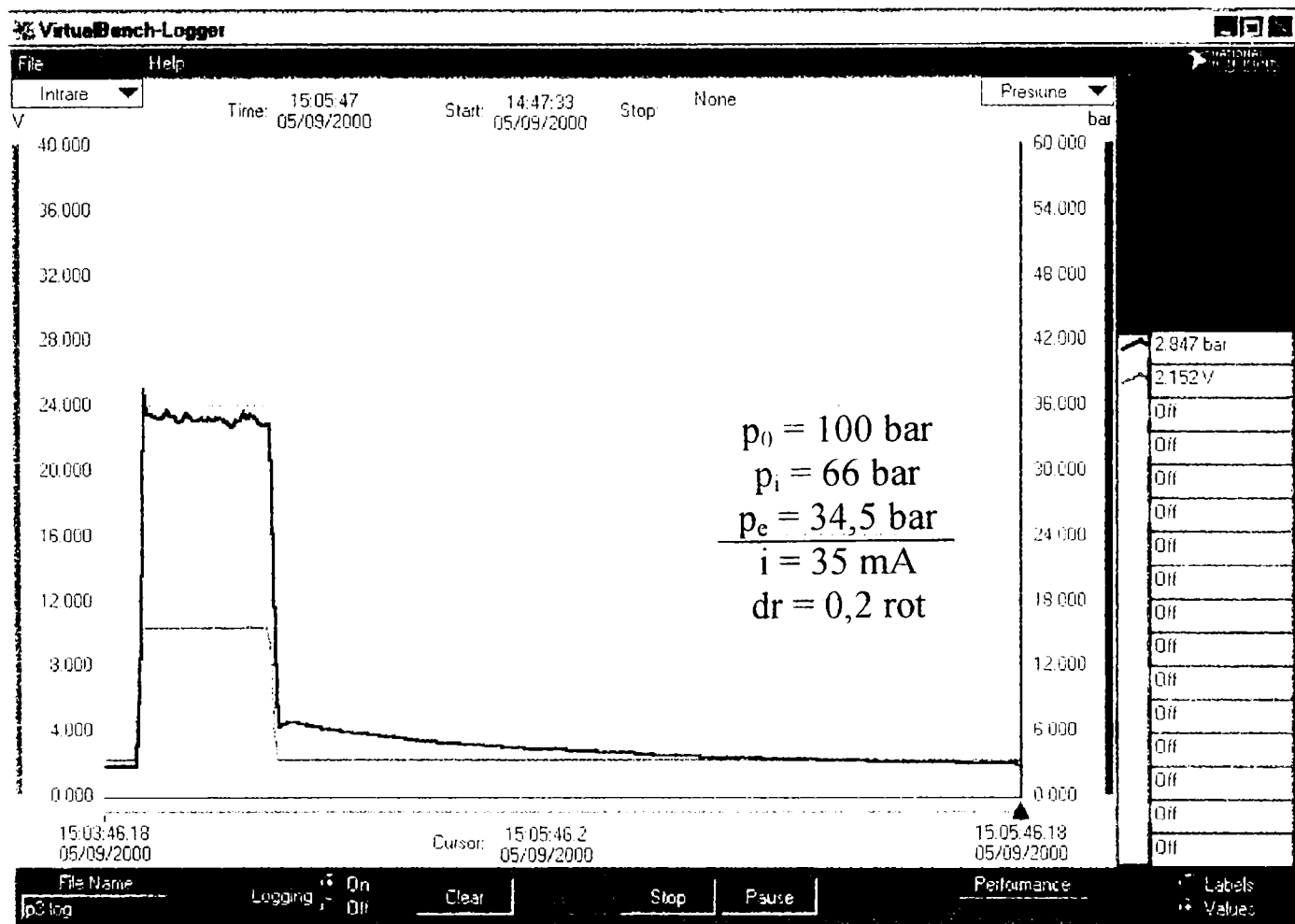


Fig.6.16. Răspuns dinamic presiune ieșire

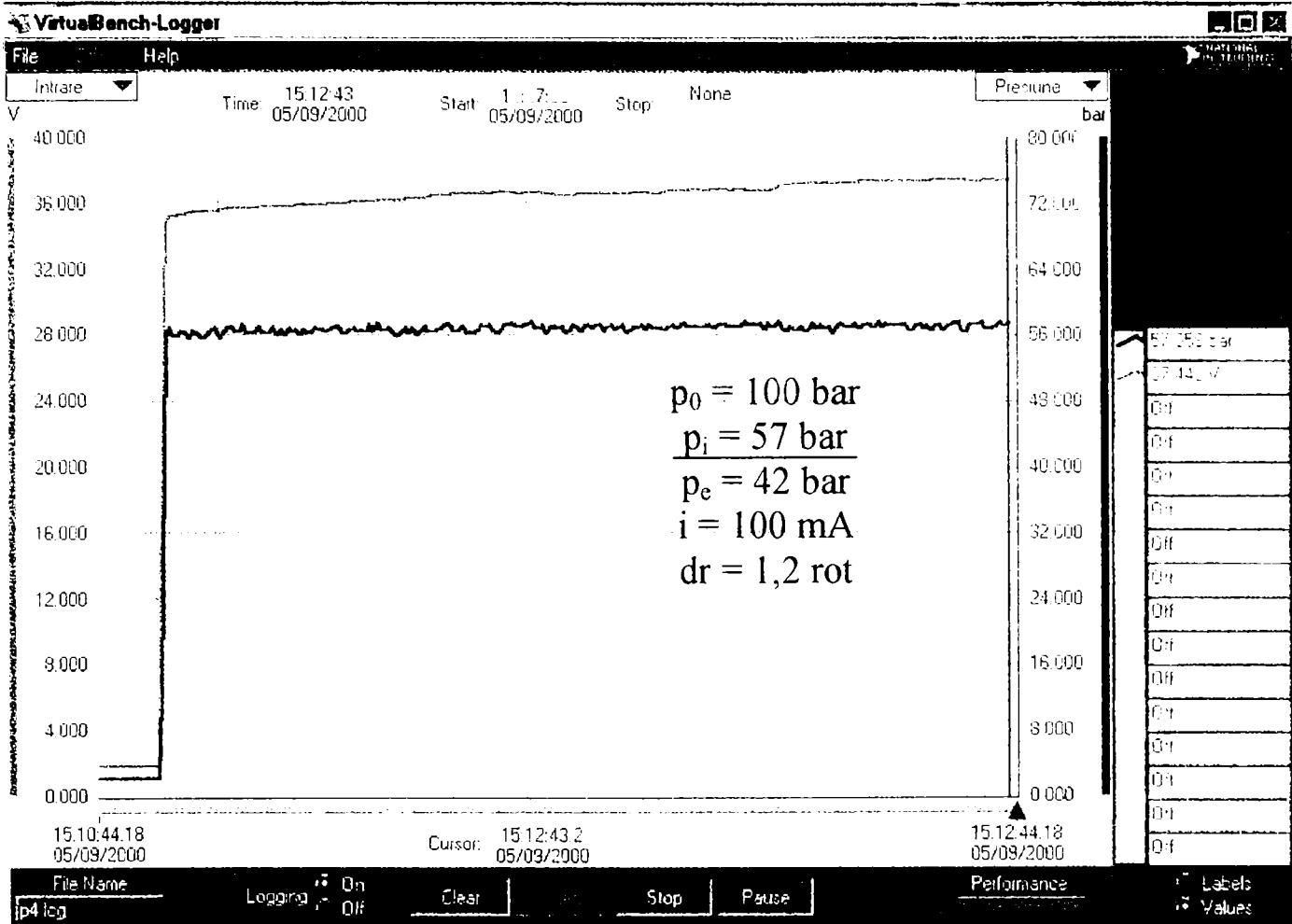


Fig.6.17. Răspuns dinamic presiune intrare

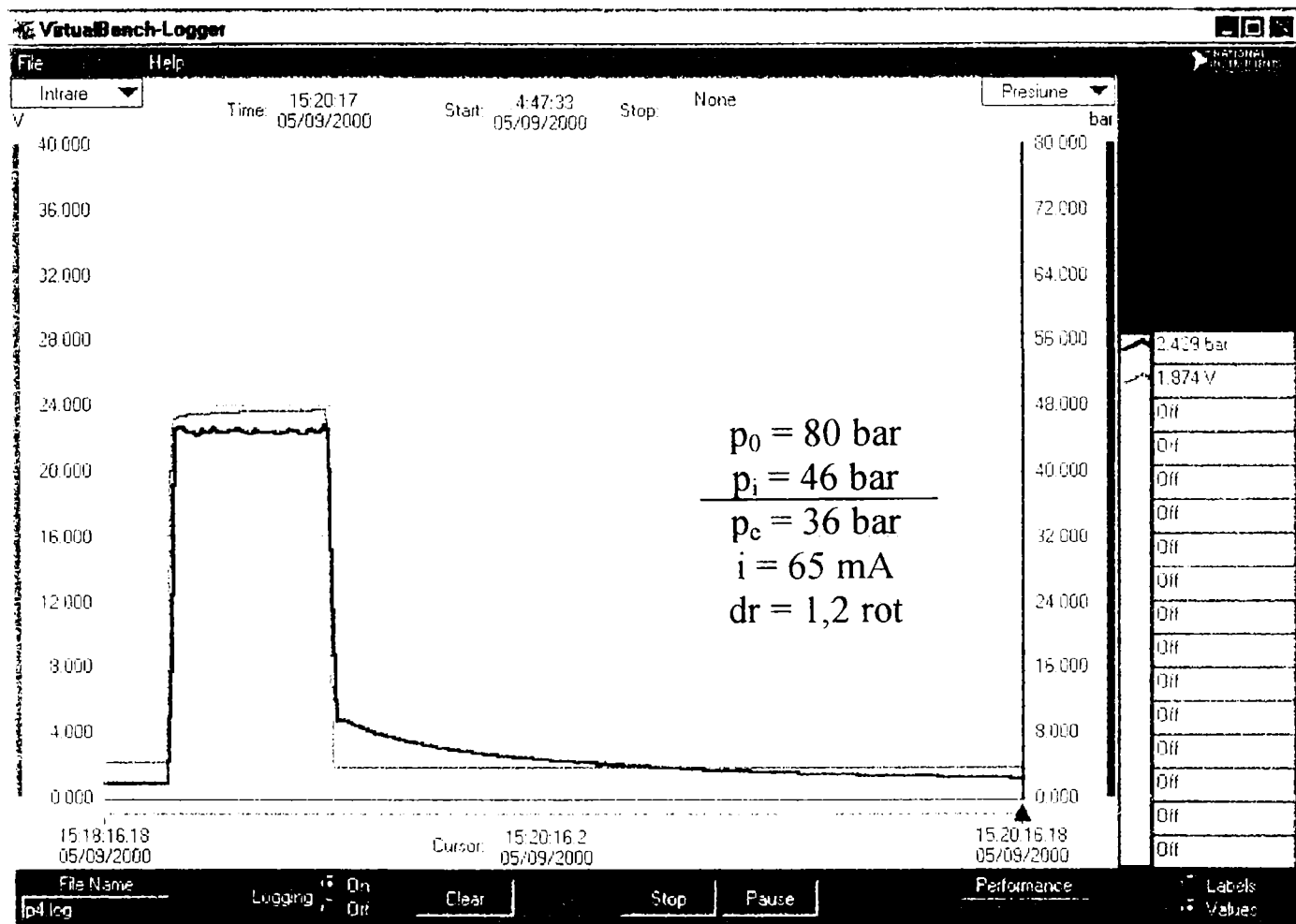


Fig.6.18. Răspuns dinamic presiune intrare

## CAPITOLUL 7

### **Concluzii finale. Contribuții personale. Direcții de cercetare în domeniul utilizării automatizărilor hidraulice ca acționări complementare.**

Cercetările efectuate în cadrul tezei se înscriu în preocupările existente pe plan național și mondial de extindere a domeniului de aplicare al acționărilor și automatizărilor hidraulice, dată fiind posibilitatea acestora de a realiza funcții specifice greu sau imposibil de suplinit prin alte soluții. Ele îmbină avantajul unei comenzi electrice de mică putere dar foarte elastică cu cel al realizării unor puteri foarte mari la nivelul elementelor de execuție, într-un gabarit redus.

Aplicația care face obiectul tezei are caracter de noutate recunoscut [6], perfecționează comenzile numerice ale mașinilor unelte la nivelul elementelor de execuție mecanice și deschide perspective largi de aplicare în alte domenii.

#### Contribuții personale

În aceste condiții, autorul apreciază ca fiind originale din punct de vedere științific-tehnic următoarele contribuții:

- explicarea avariilor capului de frezat spațial pe baza studiului cinetostatic elaborat. Confirmarea experimentală a teoriei prin reproductibilitatea domeniilor de poziție relativă sculă-semifabricat generatoare de avarii;
- determinarea pe cale experimentală a unui coeficient de corecție pentru calculul forțelor de așchiere cu relațiile empirice din literatură;
- Înlocuirea angrenajului melcat suprasolicitat cu unul globoidal;

- metodă și soluție constructivă vizând eliminarea cauzelor avariei prin descărcarea cu un sistem hidraulic automat a suprasolicităților periculoase la carcasă (brevet Ro 108841/Bi/94 [6]);
- definirea conceptului de sistem de acționare complementară (SAC) prin generalizarea teoretică a metodei de mai sus. Elaborarea schemelor bloc și a relațiilor matematice caracteristice;
- adaptarea modelului matematic al unei axe hidraulice [43] la condițiile restrictive date de funcționarea sistemului electric hidraulic automat (SEHA) ca sistem de descărcare a suprasolicităților la carcasă respectiv ca subsistem al SAC. Adaptarea modelului matematic înglobează și regulatorul automat prin ecuația acestuia, soluția tehnică aferentă face însă obiectul unei cereri de brevet și nu este descrisă în teză;
- determinarea constantelor modelului matematic prin încercări experimentale în regim staționar;
- rezolvarea modelului matematic adaptat prin obținerea funcțiilor de răspuns la semnal treaptă și frecvențial;
- conceperea modelului funcțional al SEHA cu simulare hidraulică a sarcinii exterioare. Proiectarea și realizarea standului de încercări;
- elaborarea metodologiei de încercare în regim staționar și dinamic a SEHA. Montarea unui drosel reglabil în paralel cu motorul hidraulic și studiul influenței acestuia asupra funcționării sistemului;
- studiul comparativ teoretic /experimental privind funcționarea în regim tranzitoriu a SEHA;
- sub aspect economic, prin aplicarea directă a multor elemente ale tezei (soluții tehnice, studii) s-a realizat creșterea fiabilității și mentenabilității mașinii de frezat, corelată cu capacitatea de a suporta regimuri de așchiere

mai intense. Totodată se evidențiază avantajul implementării SEHA fără a schimba soluția constructivă originală a capului de frezat, păstrând intacte toate performanțele și fără a modifica comanda numerică.

### **Direcții de cercetare în domeniul utilizării automatizărilor hidraulice ca acționări complementare**

În urma studiului întreprins în teză s-au conturat următoarele direcții de cercetare:

1. Aplicația de la care s-a dezvoltat prezentul studiu constă din perfecționarea (eliminarea avariilor) unei axe comandate numeric la care vitezele de deplasare ale elementului de execuție erau foarte mici – neglijabile din punctul de vedere al debitului necesar asigurării lor pe parte hidraulică.

În acest context se poate extinde studiul teoretic și experimental și în cazul unor viteze de deplasate apreciabile. Evident, studiul se complică atât teoretic cât și sub aspectul problemelor legate de simulare și cercetare experimentală.

2. O altă direcție în continuarea celei de mai sus constă în „specializarea” axei comandate numeric strict pe funcția de deplasare decurgând de aici miniaturizarea și simplificarea lanțului cinematic respectiv. Partea de forță urmează a fi transferată exclusiv sistemului hidraulic. Rezultatele pozitive în această direcție vor conduce la apariția unor acționări complementare competitive tehnic și economic.

## BIBLIOGRAFIE

1. AELENEI M.; GHEGHEA I. – *Probleme de mașini unelte și așchiere*, Ed. Tehnică, București, 1985;
2. AELENEI M. CREȚU M.- *Mașini de alezat și frezat. Volumul I și II*, Ed. Tehnică, București 1975;
3. ANGHEL Șt., BARTL A., VELA I. – *Îndrumător de lucrări de laborator la mecanisme și organe de mașini*, lit. I.S. Reșița 1980;
4. ANGHEL Șt. – *Proiectarea transmisiilor mecanice*, lit. I.P. Timișoara, 1984;
5. ANGHEL Șt., IANICI S. – *Proiectarea transmisiilor mecanice, vol I și V*, lito IP Tmișoara, 1993;
6. ANGHEL, St. HEGEDUS, M. - *Metoda de instalație de descărcare a suprasarcinilor la carcasa* - Brevet de invenție Nr. Ro 108854 BI, România, August 1994;
7. ANGHEL Șt. - *Mecanisme*, vol. 1 și 2, U.E.M.Reșița, 1994 - 1995;
8. ANGHEL Șt., IANICI S., ANGHEL C.V. – *Îndrumar de proiectare a mecanismelor*, U.E.M. Reșița, 1994;
9. ANGHEL Șt. - *Organe de mașini*, vol. 1 și 2, U.E.M.Reșița, 1996 - 1997;
10. ANGHEL Șt., IANICI S. – *Testarea organelor de mașini*, Ed. „Eftimie Murgu” Reșița 1998;
11. ANGHEL ȘT. HEGEDUS M.- *Mărirea capacității portante a angrenajului melcat al capului mașinii de frezat profile spațial*, Ses. Com Th-st IS Reșița, 1989;
12. ANGHEL, St. HEGEDUS, M. - *Aspects of the kinetostatics of a Social Worm Gear, Coupled with a Hydraulic Oscillating Motor, Aiming at the Avoiding of Overloads*. Ninth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms. Proceedings, Politecnico di Milano, Italy, August 29 - September 2, 1995;
13. ANGHEL St.; HEGEDUS, M.; ANGHEL, C.V. - *Cu privire la proiectarea unui sistem de acționare complementara de tip mecano-hidraulic*. Simpozion MTM, Reșița, iulie, 1996;

14. ANGHEL St.; ANGHEL, C.V; HEGEDUS, M. - *The Dynamics Mathematical Modelling of the Servovalve - Part of a Mecano-Hydraulic Complementary Actuating System*. SYROM Bucuresti, 1997;
15. ANDERS P. – *Symbiose Mikroelektronik / Fluidtechnik, Olhydraulik und Pneumatik*, nr.4, 1982;
16. ASADA, H.; SLOTINE, J.E. – *Robot Analysis and Control*, New York, 1986;
17. ALMGREN, R. – *Flexible Data Acquisition for Process Monitoring and Control*, Orizonturi în Instrumentație, pag.3-8, 1994;
18. ANTON, V. ; POPOVICI M. ; FITERO I. – *Hidraulica și mașini hidraulice*, Ed. Did. și Ped., București, 1978;
19. BABICIU P., și alții – *Sisteme hidraulice ale tractoarelor și mașinilor agricole*, Bd. „Ceres”, București, 1984;
20. BARNEY G. C. – *Intelligent Instrumentation*, Prentice Hall, 1992;
21. BECKWITH T. G., MARANGONI R. D., LIENHARD J. H. – *Mechanical Measurements*, Addison-Wesley Publishing Company Inc., New York, 1993;
22. BELIAKOV I.A. ș.a. – *Nadejnosti obiomnîh ghidroprivodov i ih elementov*, Mașinostroenie Moskva 1977;
23. BELIAMIN P.N. și DANILOV V.M. – *Promîșlennaia cistota mașin*, Mașinostroenie Moskva 1982;
24. BĂLĂȘOIU, V. - *Aționări și comenzi hidropneumatice*, vol. I și II IPT, Timișoara 1984;
25. BĂLĂȘOIU, V. – *Cercetări teoretice și nexperimentale asupra sistemelor electrohidraulice tip servovalvă-cilindru-sarcină pentru module de roboți industriali*, Teză de doctorat. IPTIMIȘOARA, 1984;
26. BĂLĂȘOIU, V.; PĂIȘANU V. - *Aționări și comenzi hidropneumatice*, Îndrumător de laborator, IP Timișoara, 1984;
27. BĂLĂȘOIU V., RASZGA C. – *Aționări și comenzi hidropneumatice. Îndrumător de proiectare*, lito IPTV Timișoara 1988;
28. BĂLĂȘOIU V., RASZGA C. – *Aționări și comenzi hidropneumatice. Îndrumător de proiectare*, lito IPTV Timișoara 1989;
29. BARGLAZAN, M. - *Reglarea si automatizarea sistemelor hidraulice*, I.P.Timișoara, 1979;
30. BLAKBURN, J.F. ș.a. – *Mecanismes et servomecanismes a fluides sous pression*, Dunod, Paris, 1966;



31. BOGDANOV I., - *Microprocesorul în comanda acțiunilor electrice*, Editura Facla, Timișoara 1989;
32. BOLTON W. – *Mechatronics. Electronic Control Systems in Mechanical Engineering*, Addison Wesley, London 1995;
33. BORANGIU, Th. ; DOBRESCU, R. – *Structuri moderne de conducere automată a mașinilor unelte*, E.T.București, 1982;
34. BOTEZ E. – *Angrenaje*, E.T.București, 1962;
35. BOTEZ E. – *Mașini unelte*, E.T.București, 1969;
36. BOTEZ E. – *Cinematica mașinilor unelte*, E.T.București, 1961;
37. CANTA Tr. – *Acțiuni hidralice și pneumatice, curs vol. I* , Litografia I.P. Cluj-Napoca , 1982;
38. CĂLIN S. ; DUMITRACHE I. – *Regulatoare automate*, E.D.P. București, 1985;
39. CRĂCIUNOIU, V. ș.a. – *Elemente de execuție*, E.T.București, 1970:
40. CRISTIAN I. – *Acționarea hidraulică a roboților industriali*, U.T. Brașov, 1999;
41. DAVIDOVICIU A. ș.a. – *Modelarea, simularea și comanda manipuletoarelor și roboților industriali*, E.T.București, 1986;
42. DAVIDOVICIU A. ș.a. – *Roboți evoluți și automatizări flexibile*, E.T.București, 1985;
43. DEACU, L. ș.a. – *Tehnica hidraulicii proporționale*, Ed. Dacia, Clu-Napoca, 1989;
44. DEACU L., POP I. – *Hidraulica mașinilor unelte*, Lito IPCN , Cluj-Napoca, 1983;
45. DOEBELIN E. O. – *Measurements Systems. Application and Design*, McGraw-Hill, New York, 1990;
46. DORF R.C. – *Modern Control Systems*, Addison Wesley Publishing Company, 1992;
47. DOUBRAVA, C. ; KAY, M. – *Advanced laboratory applications of PCs*, American Laboratory, pg.29-33, sept. 1986;
48. DRIMER, D. – *Roboți industriali și manipuletoare*, E.T.București, 1985;
49. EBERTHAUSER, H. – *Fluidische Antriebe fur Montage und Handhabung*, Olhydraulik und Pneumatik, nr.5, 1986;



50. FLOAREA S. și alții – *Echipamente de automatizare hidraulice și pneumatice, Îndrumar de laborator*, Litografia IP București, 1975;
51. FLOAREA S., CATANA I. - *Echipamente de automatizare hidraulice și pneumatice*, IP București, 1977;
52. GAFITANU, M. -*Organe de masini*, vol.1 și 2, E.T.București, 1983;
53. GALIȘ M., ș.a. – *Proiectarea mașinilor-unelte*, Editura Transilvania Press, 1994;
54. GHEGHEA I. ș.a. – *Exploatarea și întreținerea mașinilor unelte cu comandă după program*, E.T.București, 1981;
55. HĂNGĂNUȚ, M. – *Automatica*, Ed. Did. și Ped., București, 1971;
56. HANKS J. – *PID Control with LabView, DSP Application*, pag.47-50, June, 1993;
57. HEGEDUS, M. - *Aspecte ale cinetostaticii capului de frezat oscilant în plan orizontal și vertical*, Vol.Ses. Tehn.-st. a I.S.Reșița, 1991;
58. HEGEDUS, M. - *Câteva probleme legate de exploatarea masinii de frezat spatial de constructie Waldrich-Coburg*, Vol.Ses. Tehn.-st. a I.S.Reșița, 1991;
59. HEGEDUS, M. – *Cinetostatica mașinilor de frezat cu cap dublu oscilant de constructie Waldrich-Coburg. Soluții de remediere*, Referat nr.1, U.E.M.Reșița, 1997;
60. HEGEDUS, M. – *Sisteme de acționare complementare de tip mecano-hidraulic (SACMH). Cinetostatică. Dinamică. Fluxuri energetice*, Referat nr.2, U.E.M.Reșița, 1998;
61. HEGEDUS, M. – *Modelarea sistemelor de acționare complementară. Studii teoretice și experimentale*, Referat nr.3, U.E.M.Reșița, 1999;
62. HEGEDUS, M. – *Electrohydraulic Authomatic System for Descharging Oveloads with Servovalve and Oscilating Mottor in Short Circuit with a Drosel*, Fith International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodinamics, Timișoara, 19 –22 Oct. 2000;
63. HEGEDUS, M. – *Complementary Actuating Systems a Possible Domain of Implementing Electrohydraulic Authomatic Systems, as a result of Theoretical Generalisation of an Overloads Descharging Solution at a Machine Tool*, Fith International Conference on Hydraulic Machinery and Hydrodinamics, Timișoara, 19 –22 Oct. 2000;

64. HERBERT. E. – *Hydraulic Control Systems*, John Wiley & Sons Inc., New York, 1967;
65. . HOLLANDA. D. - *Așchiere și scule așchietoare*, E.D.P., București, 1982;
66. HURGOIU. D. – *Studii și cercetări privind construcția și analiza comportării dinamice a unei axe cinematice*, Teză de doctorat, U.T.Cluj-Napoca. 1999;
67. IDELCIK. I.E. – *Îndrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice*, E.T. București, 1984;
68. ISPAS V. și alții – *Roboți Industriali*, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1985;
69. IONESCU D. Gh. și alții – *Mecanica fluidelor și mașini hidraulice*, E.D.P. București, 1980;
70. IONESCU. G. – *Măsurări și traductoare*, vol. I, II, EDP București, 1985;
71. IONESCU. G. ; DOBRESCU, R. ; DROAȘCĂ, B. – *Traductoare pentru automatizări industriale*, E.T. București, 1985;
72. KOMAROV A. – *Nadejnosti gidrovlicheskih sistem*, Mașinostroenie, Moskva 1969;
73. KOMAROV A. – *Nadejnosti gidrovlicheskih ustroistvo samaletov*, Mașinostroenie, Moskva 1976;
74. KOROBOCIKIN B.L. – *Dinamica gidravlicheskih sistem stankov*, Mașinostroenie, Moskva 1976;
75. KOVACS, Fr.; PERJU, D. - *Mecanisme. Sinteza mecanismelor*. IP Timișoara. 1977;
76. KOVACS, Fr. ; COJOCARU, G. – *Roboții în acțiune*. Ed. Facla, Timișoara. 1985;
77. KOVACS, Fr. ș.a. – *Mecanisme. Curs*, vol. I și II, Lito UP Timișoara. 1992;
78. KOVACS, Fr. ș.a. – *Roboți industriali*, vol.I și II, Lito UP Timișoara, 1992;
79. KOVACS, Fr. ș.a. – *Fabrica viitorului*, Ed. Multimedia, Arad, 1999;
80. KUZMAN A.F. – *Echipamente hidropneumatice de automatizare, curs vol. I*, Litografia I.P. București, 1986;
81. LADEA. B. – *Maching Computer Enviroments to Laboratory automation Needs*, Scient Comp.& Aut., oct, 1992;

82. MARIN, V. ; MOSCOVICI, R. ; TEMESLAV, D. – *Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată*, E.T.București, 1981;
83. MARIN, V. ; MAZILU, I. – *Sisteme hidraulice automate*, Ed. Academiei, București, 1982;
84. MARIN, V. , MARIN, A. – *Sisteme hidraulice automate. Construcție, reglare, exploatare*, E.T.București, 1987;
85. MEDAR S., INOESCU F.I. – *Filtre pentru acționări hidraulice și pneumatice*, Editura Tehnică București, 1988;
86. OPREAN, A., s.a. - *Acționări hidraulice. Elemente și sisteme*, Ed. Tehnica, București, 1982;
87. OPREAN, A., s.a. - *Acționări și Automatizări hidraulice*, Ed. Tehnica, București, 1983;
88. OPREAN, A. - *Hidraulica mașinilor unelte*, Ed. a-III-a, EDP București, 1989;
89. POPA St. și alții – *Uleiuri minerale pentru utilaje și procese industriale*, Ed. Tehnică București, 1978;
90. RADCENCO V. și alții – *Calculul și proiectarea elementelor și schemelor pneumatice*, Ed. Tehnică București, 1987;
91. STĂNESCU A.M. și alții – *Sisteme de automatizare pneumatice*, Ed. Tehnică București, 1987;
92. WILL D., STROHL. H. – *Einführung in die Hydraulic und Pneumatic*, Veb Verlag Technik Berlin, 1981;
93. SCULZE, E. – *Zustandregelungs hydraulischer Schlittenantriebe für Werkzeugmaschinen und automatische Regleranpassung mit Hilfe adaptiver Systeme*, Olhydraulic und Pneumatik, nr.7, 1982;
94. TCHOUPRAKOV, Y. – *Commande hydraulique et automatismes hydrauliques*, Ed. Mir, Moscova, 1982;
95. VASILIU, D. ; VASILIU, N. ; CATANĂ, I. – *Reglarea mașinilor volumice*, vol.I și II, E.T. București, 1997;
96. VLASE A. ș.a. – *Regimuri de așchiere, adaosuri de prelucrare și normare tehnică*, E.T. București, 1983;
97. VELA I. , BLÎNDU Gh. – *Construcția și exploatarea dispozitivelor. Îndrumător pentru lucrări de laborator*, Lito I.P. Timișoara, 1989;
98. VELA I. – *Construcția și exploatarea dispozitivelor. Curs pentru subingineri*, Lito I.S. Reșița, 1989;

99. VELA I. – *Construcția și exploatarea dispozitivelor, Îndrumător de proiectare*, I.S. Reșița 1990;
100. VELA I. – *Proiectarea dispozitivelor, vol. I și II*, U.E.M. Reșița 1995;
101. ZAMFIR V. – *Mecanisme, Sinteza mecanismelor generatoare de funcții (Fascicula 4)*, Lit. IM Petroșani, 1976;
102. ZAMFIR V. – *Organe de mașini, Îndrumar de proiectare (Partea Ia și Ib)*, Lit. IM, Petroșani, 1980;
103. ZAMFIR V. – *Mecanisme, Îndrumar de proiectare*, Lit. IM Petroșani, 1988;
104. ZAMFIR V. – *Sustineri mecanizate miniere*, E.T. București, 1993;
105. ZAHE B. ș.a. – *Mașini-unelte automate și cu comandă numerică, EDP București, 1982;*
106. ZETU, D., s.a. - *Mașini-unelte automate si cu comanda numerica*, EDP București, 1982;
107. \*\*\*\*\* - *Întreprinderea de Echipament Hidraulic, Râmnicu Vâlcea – Catalog 1987;*
108. \*\*\*\*\* - *Balanța Sibiu - Catalog tehnic aparatură hidraulică 315 bar, 1981;*
109. \*\*\*\*\* - *Întreprinderea Steaua Roșie București – Elemente hidraulice (catalog). 1983;*
110. \*\*\*\*\* - *ATOS. Electrohydraulics, Sesto Celene, 1996;*
111. \*\*\*\*\* - *Langfrasmachine Type Gantry Mill – Bedienungsanleitung Adolf Waldrich Coburg GmbH, Hahmweg 116, D8630 Coburg, 1979;*
112. \*\*\*\*\* - *Machine Tools 93, Taiwan - Exhibition Catalogue;*
113. \*\*\*\*\* - *Machine Tools Market Southern Afrika, Yan 1993;*
114. \*\*\*\*\* - *Taiwan Technology - Dec. 1994, Machinery & Hardware;*
115. \*\*\*\*\* - *Mannesmann-Rexroth, Proportional hydraulik Komponenten, Hydromotoren, Hydropumpen, Hydraulik und Elektronik komponenten fur Proportional und Servo-Systeme, Industrieventile und Yubehor, Lohr am Main, 1986-1992.*

# CURRICULUM VITAE

## 1. Date personale

Nume: HEGEDÜS  
Prenume: MARIUS DANIEL  
Data nașterii: 8 iunie 1963  
Locul nașterii: Lugoj, jud. Timiș, România.

## 2. Studii preuniversitare

Școala Generală de pe lângă Liceul de Matematică-Fizică: Reșița  
1969-1977  
Liceul de Matematică-Fizică Reșița, 1977-1981  
Stagiul militar: 1981-1982 (cu termen redus).

## 3. Studii universitare

Universitatea „POLITEHNICA” Timișoara, Facultatea de Mecanică,  
Secția Mașini Hidraulice, 1982-1987, Șef de promoție – media 10 la  
examenul de diplomă.

## 4. Doctorat

Înmatriculat la doctorat în anul 1995 în domeniul științe inginerești –  
inginerie mecanică (mecanisme), tema „Contribuții la studiul teoretic  
și experimental al sistemelor de acționare complementare” la  
Universitatea „POLITEHNICA” Timișoara, conducător științific  
Prof.dr.ing. Ștefan Anghel.

## 5. Activitate profesională

1987-1993 inginer la UCM SA Reșița  
1993 – administrator la SC LEMET SRL Reșița.

## 6. Activitate didactică

Cadru didactic asociat la UEM Reșița, disciplina de Organe de  
mașini, proiect, 1989-1991  
Cadru didactic asociat la Gr.Șc.Industrial Construcții de Mașini  
Reșița, disciplina Automatizări industriale, Școala de maiștri,  
1988-1990.

## 7. Apartenența la organizații științifice: membru din anul 1995 la

Asociația Română de Teoria Mașinilor și Mecanismelor (ARoTMM),  
filiala Reșița, afiliată la federația internațională a IFToMM.

## 8. Activitate științifică

Articole la simpozioane, congrese, reviste: 12  
Participare la Congres Mondial Teoria Mașinilor – Italia 1995  
Brevet de invenție: 1.

## 9. Limbi străine

Engleză, franceză, rusă, germană bine și maghiară, spaniolă  
satisfăcător.

**ANEXĂ**  
**Program de calcul**

```

program calcul;
uses crt, graph, msgbox;

var
    l, r, csiV, Vo, Vu, E, Aqi, Aqp, Ks, omegaV: double;
    A0, A1, A2, A3, A4, B0: double;
    omega: real;
    om0t, cmdt: real;
    ReMax, ImMax, AMax, eMax, tmax: real;
    tasta: char;
    ScaraX, ScaraY: real;
    strOm, strRe, strIm, stri: string;

    i: integer;
    f: text;
    omegaMin, omegaMax, pas: real;
    Re0, omegad, omega0: real;

procedure StartGrafica;
var
    Driver, Mode: Integer;
    cmd: word;
begin
    Driver := Detect;
    InitGraph (Driver, Mode, '');
    if GraphResult <> GrOK then
        begin
            Sound(800); Delay(10); NoSound;
            cmd:= MessageBox(#3'250.' + GraphErrorMsg(Driver) + '#13#3 +
                'La apasarea tastei <Enter> se va opri
executia programului!',
                nil, mfOkButton);
            if Driver = grFileNotFound then
                begin
                    Sound(800); Delay(10); NoSound;
                    cmd:= MessageBox(#3'251.Introdu fisierul EGAVGA.BGI in directorul
curent.',
                nil, mfOkButton);
                end;
            Halt (1);
        end;
    end;

Function Re (omega: real): double;
begin
    Re:= B0 * (A4* omega*omega*omega*omega - A2 *omega*omega + A0) /
        (Sqr (A4 *omega*omega*omega*omega - A2
*omega*omega + A0) +
        Sqr (A3 *omega*omega*omega + A2 *omega*omega));
end;

Function Im (omega: real): double;
begin
    Im:= B0 * (A3* omega*omega*omega + A2 *omega*omega) /
        (Sqr (A4 *omega*omega*omega*omega - A2
*omega*omega + A0) +
        Sqr (A3 *omega*omega*omega + A2 *omega*omega));
end;

procedure Axe;
begin
    SetColor (White);
    SetLineStyle (DottedLn, 1, 1);

```

```

        Line (0, GetMaxY div 2, GetMaxX, GetMaxY div 2);
        Line (GetMaxX div 2, 0, GetMaxX div 2, GetMaxY);
MoveTo (GetMaxX div 2, GetMaxY div 2);
SetTextJustify (RightText, TopText);
        OutText ('0');
MoveTo (0, GetMaxY);
SetTextJustify (LeftText, BottomText);
        OutText ('ESC');
end;

Procedure Grafic_Re_Im;
var
    ReMax, ImMax: double;

begin
    ClrScr;

    omegaMin:= -7000;
    omegaMax:= 7000;
    pas:= 1;

    HighVideo;
    writeln ('Re (omega) : Im (omega)');
    LowVideo;
    writeln;
    writeln ('omega: [, omegaMin:5:0, ', ', omegaMax:5:0, ']');
        writeln ('pasul: ', pas:4:1);
    writeln;
    writeln ('Vrei sa modifici datele initiale? <d/n>');
    repeat
        tasta:= ReadKey;
        case UpCase(tasta) of
            'D': begin
                writeln;
                    write ('omegaMin: '); Readln (OmegaMin);
                write ('omegaMax: '); Readln (OmegaMax);
                    write (' pasul: '); Readln (pas);
            end;
        end;
    until UpCase (tasta) in ['D', 'N', #13];

    writeln;
    HighVideo;
    write ('Astopta!');
    LowVideo;

    ReMax:= 0;
        ImMax:= 0;
        omega:= omegaMin;
    i:= 1;

    Assign (f, 'Re_IM.dat');
    Rewrite (f);
    repeat
        str (i:5, stri);
        str (omega:12:2, strOm);
        str (Re(omega):12:2, strRe);
        str (Im(omega):12:2, strIm);
        Writeln (f, stri + '.' + strOm + ' ' + strRe + ' ' + strIm);

            if ReMax < Abs(Re(omega)) then ReMax:= Abs(Re(omega));
            if ImMax < Abs(Im(omega)) then ImMax:= Abs(Im(omega));
    until i = omegaMax;
end;

```



```

    omega := omega + pas;
    i:= i + 1;
{   writeln (Re(omega):12:5, ' ', Im(omega):12:5);}
until omega > omegaMax;

Close {f};

StartGrafica;
Axe;
SetLineStyle (SolidLn, 1, 1);
MoveTo (GetMaxX, GetMaxY div 2);
SetTextJustify (RightText, BottomText);
OutText ('Re(om)');
MoveTo (GetMaxX div 2, 0);
SetTextJustify (LeftText, TopText);
OutText ('Im(om)');

ScaraX:= 1.0/Remax*GetMaxX*4.0/9;
    ScaraY:= 1.0/ImMax*GetMaxY*4.0/9;

omega:= omegaMin;

    repeat
    If omega > 0 then SetColor (Yellow)
    else SetColor (White);
    if omega = omegaMin then
        MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(Re(omega)*ScaraY),
                GetMaxY div 2 -
Round(Im(omega)*ScaraY))
        else
            LineTo (GetMaxX div 2 + Round(Re(omega)*ScaraY),
                    GetMaxY div 2 -
Round(Im(omega)*ScaraY));
            omega := omega + pas;
            until omega > omegaMax;

MoveTo (GetMaxX div 2,
        GetMaxY div 2 - Round(ImMax*ScaraY));
SetTextJustify (RightText, CenterText);
    str (ReMax:12:4, strRe);
SetColor (White);
    OutText (strRe);

repeat
    tasta:= ReadKey;
    until tasta = #27;
    CloseGraph;

end;

Procedure Grafic_A_omega;
var
    A: double;
begin
    ClrScr;

    omegaMin:= 1;
    omegaMax:= 7000;
    pas      := 1;

    HighVideo;
    writeln ('A (omega)');
    LowVideo;

```

```

writeln;
writeln ('omega: [' , omegaMin:2:0, ' ; ', omegaMax:5:0, ' ]');
    writeln ('pasul: ', pas:2:0);
writeln;
writeln ('Vrei sa modifici datele initiale? <d/n>');
repeat
    tasta:= ReadKey;
    case UpCase(tasta) of
        'D': begin
            writeln;
                write ('omegaMin: '); Readln (OmegaMin);
            write ('omegaMax: '); Readln (OmegaMax);
                write (' pasul: '); Readln (pas);
        end;
    end;
until UpCase (tasta) in ['D','N',#13];

writeln;
HighVideo;
write ('Asteapta!');
LowVideo;

    omega:= omegaMin;
i:= 1;
AMax := 0;

    Assign (f, 'A_omega.dat');
Rewrite (f);

repeat
    A:= Sqrt (Sqr(Re(omega)) + Sqr(Im(omega)));

    str (i:5, stri);
    str (omega:12:2, strOm);
    str (A:12:2, strRe);
    Writeln (f, stri + '.' +strOm + ' ' + strRe);

        if AMax < Abs(A) then AMax:= Abs(A);

    omega := omega + pas;
    i:= i + 1;
{    writeln (omega:8:1, ' ', A:12:5);}
until omega > omegaMax;

Close (f);

{ write ('AMax: ', AMax:12:5);
readln;}

StartGrafica;
Axe;
SetLineStyle (SolidLn, 1, 1);
MoveTo (GetMaxX, GetMaxY div 2);
SetTextJustify (RightText, BottomText);
OutText ('om');
MoveTo (GetMaxX div 2, 0);
SetTextJustify (LeftText, TopText);
OutText ('A(om)');

ScaraX:= 1.0/omegaMax*GetMaxX*4.0/9;
    ScaraY:= 1.0/AMax*GetMaxY*4.0/9;

omega:= omegaMin;

```

```

repeat
  SetColor (Yellow);
  A:= Sqrt (Sqr(Re(omega)) + Sqr(Im(omega)));
  if omega = omegaMin then
    MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
            GetMaxY div 2 - Round(A*ScaraY));
  else
    LineTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
            GetMaxY div 2 - Round(A*ScaraY));

    omega := omega + pas;
  until omega > omegaMax;

MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
        GetMaxY div 2);
SetTextJustify (CenterText, TopText);
  str ((omega-pas):8:1, strRe);
SetColor (White);
  OutText (strRe);

MoveTo (GetMaxX div 2,
        GetMaxY div 2 - Round(AMax*ScaraY));
SetTextJustify (RightText, CenterText);
  str (AMax:12:4, strRe);
  OutText (strRe);

repeat
  tasta:= ReadKey;
  until tasta = #27;
  CloseGraph;
end;

Procedure Grafic_Fi_omega;
var
  Fi: double;
  FiMax: double;

begin
  ClrScr;

  omegaMax:= 7000;
  omegaMin:= 1;
  pas      := 1;

  HighVideo;
  writeln ('Fi (omega)');
  LowVideo;
  writeln;
  writeln ('omega: [, omegaMin:2:0, ', ', omegaMax:5:0, ']);
  writeln ('pasul: ', pas:2:0);
  writeln;
  writeln ('Vrei sa modifici datele initiale? <d/n>');
  repeat
    tasta:= ReadKey;
    case UpCase(tasta) of
      'D': begin
        writeln;
        write ('omegaMin: '); Readln (OmegaMin);
        write ('omegaMax: '); Readln (OmegaMax);
        write (' pasul: '); Readln (pas);
      end;
    end;
  until UpCase (tasta) in ['D', 'N', #13];

```

```

writeln;
HighVideo;
write ('Asteapta!');
LowVideo;

Assign (f, 'Fi_omega.dat');
Rewrite (f);

    omega:= omegaMin;
FiMax:= 0;
i:= 1;

repeat
    Fi:= ArcTan (Im(omega)/Re(omega));

    str (i:5, stri);
    str (omega:12:2, strOm);
    str (Fi:12:2, strRe);
    Writeln (f, stri + '.' +strOm + ' ' + strRe);

        if FiMax < Abs(Fi) then FiMax:= Abs(Fi);

    omega := omega + pas;
    i:= i + 1;
{    writeln (omega:8:1, ' ', Fi:12:5);}
until omega > omegaMax;

Close (f);

{ write ('FiMax: ', FiMax:12:5);
readln;}

StartGrafica;
Axe;
SetLineStyle (SolidLn, 1, 1);
MoveTo (GetMaxX, GetMaxY div 2);
SetTextJustify (RightText, BottomText);
OutText ('om');
MoveTo (GetMaxX div 2, 0);
SetTextJustify (LeftText, TopText);
OutText ('Fi(om)');

ScaraX:= 1.0/omegaMax*GetMaxX*4.0/9;
    ScaraY:= 1.0/FiMax*GetMaxY*4.0/9;

omega:= omegaMin;
    repeat
    SetColor (Yellow);
    Fi:= ArcTan (Im(omega)/Re(omega));
    if omega = omegaMin then
        MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
                GetMaxY div 2 - Round(Fi*ScaraY))
    else
        LineTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
                GetMaxY div 2 - Round(Fi*ScaraY));

        omega := omega + pas;
    until omega > omegaMax;

MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
        GetMaxY div 2);

SetTextJustify (CenterText, TopText);
    str ((omega-pas):8:1, strRe);
SetColor (White);

```

```

    OutText (strRe);

MoveTo (GetMaxX div 2,
                                             GetMaxY div 2 - Round(FiMax*ScaraY));
SetTextJustify (RightText, CenterText);
    str (FiMax:12:4, strRe);
    OutText (strRe);

repeat
    tasta:= ReadKey;
    until tasta = #27;
    CloseGraph;
end;

Procedure Grafic_Re_omega;
var
    Re_o: double;

begin
    ClrScr;

    omegaMin:= 0;
    omegaMax:= 60;
    pas:= 0.01;

    HighVideo;
    writeln ('Re (omega)');
    LowVideo;
    writeln;
    writeln ('omega: [, omegaMin:2:0, ', omegaMax:3:0, ']');
    writeln ('pasul: ', pas:4:1);
    writeln;
    writeln ('Vrei sa modifici datele initiale? <d/n>');
    repeat
        tasta:= ReadKey;
        case UpCase(tasta) of
            'D': begin
                writeln;
                write ('omegaMin: '); Readln (OmegaMin);
                write ('omegaMax: '); Readln (OmegaMax);
                write (' pasul: '); Readln (pas);
            end;
        end;
    until UpCase (tasta) in ['D', 'N', #13];

    writeln;
    HighVideo;
    write ('Asteapta!');
    LowVideo;

    Assign (f, 'Re_omega.dat');
    Rewrite (f);

    ReMax := 0;
    omega:= omegaMin;
    i:= 1;

repeat
    Re_o:= Re(omega);
    if omega = 0 then Re0:= Re_o;

    str (i:5, stri);
    str (omega:12:2, strOm);

```

```

str (Re_o:12:2, strRe);
writeln (f, stri + '.' + strOm + ' ' + strRe);

      if ReMax < Abs(Re_o) then ReMax:= Abs(Re_o);
if (Re_o > Re0-1) and (Re_o < Re0+1) and (omega > 0) then omegad:= omega;
if (Re_o > -1) and (Re_o < 1) then omega0:= omega;

omega := omega + pas;
i:= i + 1;
  writeln (omega:8:1, ' ', Re_o:12:5);
until omega > omegaMax;

Close (f);

write ('ReMax: ', ReMax:12:5);
readln;}

StartGrafica;
Axe;
SetLineStyle (SolidLn, 1, 1);
MoveTo (GetMaxX, GetMaxY div 2);
SetTextJustify (RightText, BottomText);
OutText ('om');
MoveTo (GetMaxX div 2, 0);
SetTextJustify (LeftText, TopText);
OutText ('Re(om)');

ScaraX:= 1.0/omegaMax*GetMaxX*4.0/9;
  ScaraY:= 1.0/ReMax*GetMaxY*4.0/9;

omega:= omegaMin;
  repeat
SetColor (Yellow);
  Re_o:= Re(omega);
if omega = omegaMin then
  MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
          GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY))
else
  LineTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
          GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY));

if omega = 0 then
begin
  MoveTo (GetMaxX div 2, GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY));
  SetTextJustify (RightText, CenterText);
  str (Re0:12:4, strRe);
  SetColor (White);
  OutText (strRe);
  end;

if omega = omegad then
begin
  MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
          GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY));
  SetTextJustify (LeftText, CenterText);
  SetColor (White);
  str (Re_o:12:4, strRe);
  SetColor (White);
  OutText (strRe);

  MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
          GetMaxY div 2);
  SetTextJustify (CenterText, TopText);

```

```

        str (omegad:6:2, strRe);
        OutText (strRe);

Line (GetMaxX div 2,
        GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY),
        GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
        GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY));
Line (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
        GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY),
        GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
        GetMaxY div 2);

SetColor (Yellow);
end;

if omega0 = omega then
begin
    MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
            GetMaxY div 2);
    SetTextJustify (LeftText, BottomText);
    SetColor (White);
        str (omega0:6:2, strRe);
    SetColor (White);
        OutText (strRe);
    SetColor (Yellow);
end;

MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
        GetMaxY div 2 - Round(Re_o*ScaraY));

omega := omega + pas;
until omega > omegaMax;

MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(omega*ScaraX),
        GetMaxY div 2);

SetTextJustify (CenterText, TopText);
SetColor (White);
    str ((omega-pas):8:1, strRe);
    OutText (strRe);

MoveTo (GetMaxX div 2,
        GetMaxY div 2 - Round(ReMax*ScaraY));

SetTextJustify (RightText, CenterText);
    str (ReMax:12:4, strRe);
    OutText (strRe);

repeat
    tasta:= ReadKey;
    until tasta = #27;
    CloseGraph;
end;

procedure Grafic_e_t;
const
    Si_omt : array [1..2,1..157] of real =
        (( 0.0, 0.1, 0.2, 0.3, 0.4, 0.5, 0.6, 0.7, 0.8,
0.9,
        1.0, 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6,
1.7, 1.8, 1.9,
        2.0, 2.1, 2.2, 2.3, 2.4, 2.5, 2.6,
2.7, 2.8, 2.9,
        3.0, 3.1, 3.2, 3.3, 3.4, 3.5, 3.6,
3.7, 3.8, 3.9,
        4.0, 4.1, 4.2, 4.3, 4.4, 4.5, 4.6,

```

4.7, 4.8, 4.9,  
 5.7, 5.8, 5.9,  
 9.5, 10.0, 10.5,  
 15.0, 15.5,  
 20.0, 20.5,  
 25.0, 25.5,  
 30.0, 30.5,  
 35.0, 35.5,  
 40.0, 40.5,  
 45.0, 45.5,  
 50.0, 50.5,  
 5.0, 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, 5.6,  
 6.0, 6.5, 7.0, 7.5, 8.0, 8.5, 9.0,  
 11.0, 11.5, 12.0, 12.5, 13.0, 13.5, 14.0, 14.5,  
 16.0, 16.5, 17.0, 17.5, 18.0, 18.5, 19.0, 19.5,  
 21.0, 21.5, 22.0, 22.5, 23.0, 23.5, 24.0, 24.5,  
 26.0, 26.5, 27.0, 27.5, 28.0, 28.5, 29.0, 29.5,  
 31.0, 31.5, 32.0, 32.5, 33.0, 33.5, 34.0, 34.5,  
 36.0, 36.5, 37.0, 37.5, 38.0, 38.5, 39.0, 39.5,  
 41.0, 41.5, 42.0, 42.5, 43.0, 43.5, 44.0, 44.5,  
 46.0, 46.5, 47.0, 47.5, 48.0, 48.5, 49.0, 49.5,  
 51.0, 51.5, 52.0, 52.5, 53.0, 53.5, 54.0),  
 ( 0.00000, 0.09994, 0.19956, 0.29850, 0.39646, 0.49311,  
 0.58813, 0.68122, 0.72210, 0.86047, 0.94608,  
 1.02869,  
 1.44959,  
 1.72221,  
 1.84219,  
 1.83313,  
 1.73874,  
 1.61101,  
 1.49732,  
 1.43018,  
 1.6296,  
 1.53571,  
 1.59072,  
 1.56146,  
 1.57232,  
 1.57521,  
 1.56181,  
 1.58331,  
 1.5556,  
 1.58797,  
 1.10805, 1.18346, 1.25623, 1.32468, 1.36916,  
 1.50582, 1.55778, 1.60541, 1.64870, 1.68769,  
 1.75249, 1.77852, 1.80039, 1.81821, 1.83210,  
 1.84865, 1.85166, 1.85140, 1.84808, 1.84151,  
 1.82195, 1.80862, 1.79333, 1.77650, 1.75820,  
 1.71837, 1.69732, 1.67583, 1.65414, 1.63246,  
 1.58998, 1.56956, 1.54993, 1.53125, 1.51367,  
 1.48230, 1.46872, 1.45667, 1.44520, 1.43736,  
 1.42469, 1.42179, 1.4546, 1.51068, 1.57419,  
 1.66504, 1.67446, 1.65835, 1.62294, 1.57831,  
 1.50497, 1.49234, 1.49936, 1.52291, 1.55621,  
 1.61819, 1.63258, 1.6313, 1.61563, 1.59014,  
 1.53661, 1.52128, 1.51863, 1.52863, 1.54824,  
 1.59489, 1.61063, 1.61608, 1.61041, 1.59546,  
 1.55474, 1.53896, 1.53148, 1.53376, 1.54487,  
 1.58029, 1.59581, 1.60475, 1.60518, 1.59731,  
 1.56676, 1.55172, 1.54177, 1.53914, 1.54424,  
 1.57028, 1.58466, 1.59526, 1.59964, 1.59692,  
 1.57511, 1.56156, 1.5506, 1.54483, 1.54549,



```

1.55225,
1.59015,
1.5515,
1.59199,
1.54399,
1.56414,
1.56332, 1.57592, 1.58090, 1.5938, 1.59491,
1.58082, 1.56929, 1.55843, 1.55087, 1.54839,
1.55937, 1.57003, 1.58087, 1.58927, 1.59325,
1.58552, 1.57561, 1.56438, 1.55419, 1.54702,
1.54507, 1.54929, 1.55493, 1.56012, 1.56338,
1.56299));

```

```
var
```

```

    t: real;
    e_t, Re_0, omd, om0: array [1..4] of real;
    Se_t, e1_t, e2_t, e3_t, e4_t: real;
    omMax, tMaxc: real;
    Si_omtMax, Si_om0t, Si_omdt: real;
    sw: boolean;
    k, j: integer;
    tMin, pas: real;
    f1, f2, f3, f4: text;
    code: integer;

```

```
begin
```

```
    ClrScr;
```

```

    Re_0[1]:= 40068.6;
    omd [1]:= 30;
    om0 [1]:= 55;

```

```

    Re_0[2]:= 3283;
    omd [2]:= 55;
    om0 [2]:= 66;

```

```

    Re_0[3]:= 6315;
    omd [3]:= 70;
    om0 [3]:= 180;

```

```

    Re_0[4]:= 6303.23;
    omd [4]:= 5;
    om0 [4]:= 28;

```

```

    for i:= 1 tq 4 do
        begin

```

```

            HighVideo;
            writeln ('e',i:1,' (t)');
            LowVideo;
            writeln ('Re',i:1,'(0)= ', Re_0 [i]:8:2);
            writeln ('omd',i:1,' = ', omd [i]:3:0);
            writeln ('om0',i:1,' = ', om0 [i]:3:0);
            writeln ('Vrei sa modifici datele initiale? <d/n>');

```

```
        repeat
```

```

            tasta:= ReadKey;
            case UpCase (tasta) of

```

```
                'D': begin
```

```
                    writeln;
```

```
                    write ('Re',i:1,'(0)= '); readln (Re_0[i]);
```

```
                    write ('omd',i:1,' = '); readln
```

```
(omd[i]);
```

```
                    write ('om0',i:1,' = '); readln
```

```
(om0[i]);
```

```

        end;
            end;
            until UpCase (tasta) in ['D','N',#13];
        end;

tMin:= 0.01;
omMax:= om0[1];

for i:= 2 to 4 do
    if omMax < om0[i] then omMax:= om0[i];

Si_omtMax:= Si_omt [1,1];
for j:= 1 to 157 do
    if Si_omtMax < Si_omt [1,j] then Si_omtMax:= Si_omt [1,j];

tMax:= Si_omtMax/omMax;
pas := 0.001;

writeln;
writeln ('t : [' , tMin:4:2, ' ; ',tMax:4:2, ' ] Valoarea ',tMax:4:2,
        ' nu poate fi depasita!');
    writeln ('pas= ' , pas:6:4);
writeln ('Vrei sa modifici datele initiale? <d/n>');
repeat
    tasta:= ReadKey;
    case UpCase(tasta) of
        'D': begin
            writeln;
                write ('tMin: '); Readln (tMin);
            repeat
                write ('tMax: '); Readln (tMaxc);
            until tMaxc <= tMax;
            tMax:= tMaxc;
                write ('pas : '); Readln (pas);
            end;
        end;
    end;
until UpCase (tasta) in ['D','N',#13];

writeln;
HighVideo;
writeln ('Asteapta!');
LowVideo;

eMax:= 0;

for i:=1 to 4 do
    begin
        str (i:l, stri);
        Assign (f, 'e' + stri + '_t.dat');
        Rewrite (f);

            t:= tMin;
            k:=1;

            repeat
                om0t:= om0[i] * t;
                omdt:= omd[i] * t;

            sw:= false;
            j:= 1;
            repeat
                if om0t < Si_omt[1,j] then
                    begin

```

```

        if om0t < (Si_omt[1,j-1]+Si_omt[1,j])/2 then
            Si_om0t:= Si_omt[2,j-1]
        else
            Si_om0t:= Si_omt[2,j];
            sw:= true;
        end;
        j:= j+1;
    until sw or (j > 157);

    if (j > 157) and not sw then
        begin
        Close (f);
        write ('S-a depasit intervalul de variatie pentru
omega0*t!');

        readln;
        Exit;
        end;

    sw:= false;
    j:= 1;
        repeat
        if omdt < Si_omt[1,j] then
            begin
                if omdt < (Si_omt[1,j-1]+Si_omt[1,j])/2 then
                    Si_omdt:= Si_omt[2,j-1]
                else
                    Si_omdt:= Si_omt[2,j];
                sw:= true;
            end;
            j:= j+1;
        until sw or (j > 157);

        if (j > 157) and not sw then
            begin
            Close (f);
            write ('S-a depasit intervalul de variatie pentru
omegad*t!');

            readln;
            Exit;
            end;

        e_t[i]:= 2.0/Pi*Re_0[i]*(Si_omdt-om0[i]/(om0[i]-omd[i]))*
            (Si_om0t-Si_omdt)+1.0/(om0[i]-
omd[i])*(Cos(om0t)-Cos(omdt))/t);

        str (k:5, stri);
        str (t:10:4, strOm);
        str (e_t[i]:12:4, strRe);
        Writeln (f, stri + '.' + strOm + ' ' + strRe);

        if eMax < Abs(e_t[i]) then eMax:= Abs(e_t[i]);

        t:= t + pas;
        k:= k + 1;
    until t > tmax;

    Close (f);
    end;

StartGrafica;
Axe;
SetLineStyle (SolidLn, 1, 1);
MoveTo (GetMaxX, GetMaxY div 2);

```

```

SetTextJustify (RightText, BottomText);
OutText ('t');
MoveTo (GetMaxX div 2, 0);
SetTextJustify (LeftText, TopText);
OutText ('e(t)');

ScaraX:= 1.0/tMax*GetMaxX*4.0/9;
ScaraY:= 1.0/eMax*GetMaxY*4.0/9;

for i:=1 to 4 do
begin
    t:= tMin;
    k:=1;

    repeat
        om0t:= om0[i] * t;
        omdt:= omd[i] * t;

sw:= false;
    j:= 1;
        repeat
            if om0t < Si_omt[1,j] then
                begin
                    if om0t < (Si_omt[1,j-1]+Si_omt[1,j])/2 then
                        Si_omt:= Si_omt[2,j-1]
                    else
                        Si_omt:= Si_omt[2,j];
                    sw:= true;
                end;
            j:= j+1;
        until sw or (j > 157);

        if (j > 157) and not sw then
            begin
                Close (f);
                write ('S-a depasit intervalul de variatie pentru
omega0*t!');

                readln;
                Exit;
            end;

sw:= false;
    j:= 1;
        repeat
            if omdt < Si_omt[1,j] then
                begin
                    if omdt < (Si_omt[1,j-1]+Si_omt[1,j])/2 then
                        Si_omdt:= Si_omt[2,j-1]
                    else
                        Si_omdt:= Si_omt[2,j];
                    sw:= true;
                end;
            j:= j+1;
        until sw or (j > 157);

        if (j > 157) and not sw then
            begin
                Close (f);
                write ('S-a depasit intervalul de variatie pentru
omegad*t!');

                readln;
                Exit;
            end;

```

```

end;

e_t[i]:= 2.0/Pi*Re_0[i]*(Si_omdt-om0[i]/(om0[i]-omd[i])+
(Si_om0t-Si_omdt)+1.0/(om0[i]-
omd[i]))*(Cos(om0t)-Cos(omdt))/t);

SetColor (Yellow);
if i.in [1,2] then
begin
if k = 1 then
MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
GetMaxY div 2 - Round(e_t[i]*ScaraY))
else
LineTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
GetMaxY div 2 - Round(e_t[i]*ScaraY));
end
else
begin
if k = 1 then
MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
GetMaxY div 2 +
Round(e_t[i]*ScaraY))
else
LineTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
GetMaxY div 2 + Round(e_t[i]*ScaraY));
end;

t:= t + pas;
k:= k + 1;

if t > tmax then
begin
str (i:1, stri);
SetTextJustify (LeftText, CenterText);
if i in [1,2] then
begin
MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
GetMaxY div 2 -
Round(e_t[i]*ScaraY));
SetColor (White);
OutText ('e' + stri)
end
else
begin
MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
GetMaxY div 2 +
Round(e_t[i]*ScaraY));
SetColor (White);
OutText ('-e' + stri);
end;
end;
until t > tmax;
end;

repeat
tasta:= ReadKey;
until tasta = #27;

ClearDevice;

Axe;
SetLineStyle (SolidLn, 1, 1);
MoveTo (GetMaxX, GetMaxY div 2);

```

```

SetTextJustify (RightText, BottomText);
OutText ('t');
MoveTo (GetMaxX div 2, 0);
SetTextJustify (LeftText, TopText);
OutText ('e(t)');

ScaraX:= 1.0/tMax*GetMaxX*4.0/9;
  ScaraY:= 1.0/eMax*GetMaxY*4.0/9;

Assign (f, 'e_t.dat');
Rewrite (f);

  Assign (f1, 'e1_t.dat');
  Reset (f1);
Assign (f2, 'e2_t.dat');
  Reset (f2);
Assign (f3, 'e3_t.dat');
  Reset (f3);
Assign (f4, 'e4_t.dat');
  Reset (f4);

t:= tMin;
k:= 1;

SetColor (Yellow);
while not Eof (f1) do
  begin
    readln (f1, strRe);
      val (Copy (strRe, 19, 12), e1_t, code);
    readln (f2, strRe);
      val (Copy (strRe, 19, 12), e2_t, code);
    readln (f3, strRe);
      val (Copy (strRe, 19, 12), e3_t, code);
    readln (f4, strRe);
      val (Copy (strRe, 19, 12), e4_t, code);
    Se_t:= e1_t + e2_t - (e3_t + e4_t);

    str (k:5, stri);
      str (t:10:4, strOm);
      str (Se_t:12:4, strRe);
      Writeln (f, stri + '.' + strOm + ' ' + strRe);

    if k = 1 then
      MoveTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
              GetMaxY div 2 - Round(Se_t*ScaraY))
            else
      LineTo (GetMaxX div 2 + Round(t*ScaraX),
              GetMaxY div 2 - Round(Se_t*ScaraY));

    t:= t + pas;
    k:= k + 1;
  end;

repeat
  tasta:= ReadKey;
  until tasta = #27;

Close (f1);
Close (f2);
Close (f3);
Close (f4);

```

```

repeat
  hasta:= ReadKey;
  until hasta = #27;

Close (f1);
Close (f2);
Close (f3);
Close (f4);

  CloseGraph;

end;

begin
  l := 0.01;
  r := 350;
  Aqi := 1.25 * Exp (-2.0*Ln(10.0));
  omegaV:= 5.5 * Exp (4*Ln(10.0));
  csiv := 9.4;
  Vo := 2.9 * Exp (-3.0*Ln(10.0));
  Vu := 5.6 * Exp (-3.0*Ln(10.0));
  E := 14.0 * Exp (-8.0*Ln(10.0));
  Aqp := 1.25 * Exp (-10.0*Ln(10.0));
  Ks := 0.11 * Exp (-9.0*Ln(10.0));

  B0 := Sqr(omegaV) + Aqi + E*Vu/(Vo*Pi*1);
  A4 := 1.0;
  A3 := 1/l + 2*csiv*omegaV + (Ks+Aqp)*2.0*E/Vo;
  A2 := 1/l+2.0*csiv*omegaV + Sqr(omegaV) +
  (1/l +
  2.0*csiv*omegaV)*(Ks+Aqp)+2.0*E/Vo;
  A1 := 1/l+Sqr(omegaV) +
  (1/l+2.0*csiv*omegaV
  + Sqr(omegaV)) + (Ks+Aqp)+2.0*E/Vo;
  A0 := 1/l+Sqr(omegaV) + (Ks + Aqp)+2.0*E/Vo;

  Grafic Re Im;
  Grafic_A_omega;
  Grafic_Fi_omega;
  Grafic_Pe_omega;
  Grafic_e_t;

end.

```

