

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI  
INSTITUTUL POLITEHNIC " TRAIAN VUIA " TIMISOARA  
FACULTATEA DE MECANICA

Ing. VICTOR I. BALASOIU

CERCETARI TEORETICE SI EXPERIMENTALE ASUPRA SISTEMELOR  
ELECTROHIDRAULICE TIP SERVOVALVA-CILINDRU-SARCINA, PENTRU  
MODULE DE ROBOTI INDUSTRIALI.

Teză pentru obținerea titlului de  
DOCTOR-INGINER

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

CONDUCATOR ȘTIINȚIFIC:  
Acad.Prof.Dr.Doc.Ing.  
IÓAN ANTON

T I M I S O A R A  
1 9 8 7

INSTITUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA  
525.10  
CP 2 E  
Volumul nr. \_\_\_\_\_  
Căușă \_\_\_\_\_



Cel ce gîndește singur și scormone lumina  
A dat o viață nouă și-un om de fier, mașina,  
Ființă zămislită cu gîndul și visarea,  
Nenchipuit mai tare ca brațul și spinarea.

Tudor Arghezi

### CUVINT INAINTE

Realizările pe plan mondial în construcția instalațiilor pentru operații humanoide, de manipulare în general și de roboți inteligenți în particular, au determinat constituirea roboticii, ca o nouă ramură a științei. Cerințele dezvoltării social-economice, privind creșterea gradului de automatizare a proceselor de producție, impun în continuare preocupări susținute pentru fabricarea unor instalații de complexitate și inteligență artificială crescîndă, într-o concepție modulară, înglobînd sisteme de acționare cu nivel înalt de automatizări și sisteme de comandă cu microprocesoare și tehnică de calcul evaluate.

În țara noastră, producerea și implementarea roboților a făcut și face obiectivul activității entuziaste a numeroase colective din întreprinderi, institute de cercetare și proiectare, institute de învățămînt superior.

Recent, un program de largă respirație, pentru creșterea mai rapidă a productivității muncii, aprobat de cele mai înalte foruri de partid și de stat, vine să situeze crearea de linii automatizate, de procese industriale cu utilizarea de roboți și ROBOTIZAREA, ca politică de stat în procesul de industrializare a multor procese de producție.

Dezvoltarea în ritm susținut a roboticii industriale, impune în paralel cu dezvoltarea electronicii și tehnicii de calcul, și dezvoltarea "componentelor robot" în categoria cărora un loc aparte îl dețin servovalvele electrohidraulice și modulele de translație de performanțe tehnice superioare, în concepție proprie.

Pornind de la faptul, că acționarea hidraulică are cea mai mare pondere în construcția roboților (în circa 50 % din aplicații), lucrarea de doctorat încearcă să aducă o modestă contribuție la studiul teoretic și experimental, privind realizarea servovalvelor și sistemelor servovalvă-cilindru-sarcină din construcția modulelor de translație pentru roboți industriali.

Lucrarea de doctorat, structurată pe 6 capitole, își propune rezolvarea următoarelor probleme :

- aprofundarea cercetărilor teoretice, cu privire la modelul matematic de analiză și sinteză a servovalvelor electrohidraulice și sistemelor hidraulice servovalvă-cilindru-sarcină ;

- realizarea unor programe de calcul complexe în limbaj FORTRAN pentru studiul modelelor matematice de analiză și sinteză a SVEH și modulelor de translație pentru roboți industriali ;  
- stabilirea și definitivarea metodei de cercetare experimentală a SVEH și modulelor de translație cu verificarea metodei pe modelele SVEH-2T-7,5 și modulul de laborator, realizate în concepție proprie.

Parte din tematica cercetărilor teoretice și experimentale are la bază solicitări ale Intreprinderii Electrotimiș și Intreprinderii de Echipamente Hidraulice Râmnicu Vâlcea, solicitări ce s-au materializat prin contractele de cercetare științifică, încheiate și rezolvate în mod favorabil

✱

✱ ✱

Dar, cuvine-se, pe drept cuvânt să subliniez, că o mare parte din ceea ce am obținut muncind la catedră și, mai ales această lucrare nu ar fi fost realizată, fără aportul decisiv și îndrumarea competență de o înaltă ținută științifică, de care am beneficiat din partea distinsului meu dascăl, tovarăgul Academician profesor doctor docent inginer IOAN ANTON, a cărui cuvenită personalitate științifică și neostenită râvnă întru aflarea noutăților și materializarea lor, nu numai că m-au influențat, dar mi-au și călăuzit pașii și în elaborarea prezentei teze. Iată, de ce îmi fac o datorie de onoare, de inimă și conștiință, mulțumindu-i cu toată căldura distinsului meu dascăl, pentru tot ceea ce a făcut pentru mine.

Aceleași mulțumiri, îndrăznesc să spun, colegiale le aduc colectivului catedrei, colaboratorilor de la Intreprinderea Electrotimiș, Centrul de Calcul al IPTVT, IEH Râmnicu Vâlcea și Intr. "Strungul" Arad, care au manifestat de-a lungul anilor, multă înțelegere față de mine și au oferit baza materială necesară cercetării.

Desigur, angajat în realizarea unui lucru important, necesită adesea neglijarea unor obligații de familie, de părinte poate. De aceea mulțumirile mele se îndreaptă și în această direcție, asigurându-i, totodată, de tandra afecțiune pe care le-o nutresc și le-o voi nutri. În fine, dar nu în ultimul rând, gândul meu de recunoștință se îndreaptă și spre conducerea facultății și a institutului, aceste adevărate focare vii ale promovării noului în viața și activitatea noastră cotidiană.

Pentru luminoasele perspective și neasemuitele condiții create azi, științei românești, PARTIDULUI, îi mulțumesc.



CAP. I. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRIILOR TEORETICE ȘI EXPERI-  
MENTALE ASUPRA COMPONENTELOR ȘI SISTEMELOR ELECTRO-  
HIDRAULICE DE POZITIONARE ÎN CONSTRUCȚIA MODULELOR  
PENTRU ROBOTI INDUSTRIALI.

1.1. Orientări actuale pe plan mondial și național, pri-  
vind acționarea hidraulică în robotica industrială.

Apanaj aproape exclusiv, pînă acum vreo două decenii al lite-  
raturii de ficțiune științifică, roboții tind să devină astăzi,  
un simbol al etapei tehnotronice, a revoluției tehnico-științifi-  
ce contemporane. În prezent, prin alăturarea adjectivului "Indus-  
trial", are o semnificație foarte bine definită în limbajul teh-  
nic.

Datorită dezvoltărilor din mecanică, automatică, electronică,  
informatică și inteligență artificială, noțiuni precum roboți  
evoluți, roboți inteligenți, roboți adaptivi, celule de automati-  
zare flexibilă, ateliere de producție fără muncitori, etc. sînt din  
ce în ce mai des folosite, bucurîndu-se de atenția, atît a cercetă-  
torilor și proiectanților, cît și a publicului larg /20,21,25,46,  
47,50,53,85,140/.

Roboții industriali, reprezintă cea mai importantă "străpunge-  
re tehnologică" a ultimului deceniu în domeniul manipuloarelor  
automate. Deși, primii roboți au apărut încă din anul 1962, în  
industria de automobile a SUA, intervenția lor efectivă în indus-  
trie începe abia după 1970, înregistrînd după aceasta o creștere  
considerabilă. În anul 1973, numărul roboților industriali aflați  
în exploatare, sau în pregătirea pentru aplicarea industrială era  
de cca. 2600, acest număr crescînd la 10.000 în 1976, după care  
în 1980 să existe în lume deja 60.000 de roboți, dintre care  
48.000 numai în Japonia /16,85,151,163,179,184/. Se menționează,  
că Japonia urmărește o creștere a producției de peste 8 ori ,pînă  
în anul 1990, comparativ cu anul 1980. Se poate arăta doar, că  
Japonia a preconizat să ajungă în anul 2000 , la o dotare cu circa  
1.000.000 roboți. Deja există astăzi în Japonia 135 de producători,  
față de numai 40-50 ,cît sînt în SUA și Europa. Fabrica, complet  
automatizată, fără oameni, va fi în curînd o realitate. Aceasta re-  
prezintă o adevărată revoluție tehnologică, care va fi mai profun-  
dă, decît cea determinată de introducerea motorului cu aburi /128/.  
Piața mondială a roboților industriali în dezvoltare rapidă, expli-  
că numărul mare de firme producătoare a acestor utilaje și în mod

explicit, numărul mare de tipuri de roboți industriali în fabricație /84,85,129,179,184/.

- După B.L.Salamandra /145/ în anul 1972, 100 de firme produceau 170 de tipuri de roboți industriali, în întreaga lume. În lucrările lui W.J.Warnecke și R.D. Schraft /179/, sînt prezentate 240 tipuri de roboți industriali, fabricați de 80 de firme. Un loc important în tehnica industrială a roboticii, îl dețin astăzi : Japonia, SUA, Suedia și mai recent R.F.G., Franța, Elveția, URSS, R. P. Polonia, R.P.Ungaria, R.D.Germania, R.S.Cehoslovacia, etc./53, 85,89,90,91,92,125,129,134,179,184/.

Robotul industrial ,reprezintă un ansamblu de module ale sistemelor de manipulare flexibilă, adaptabile cu ușurință de la o sarcină la alta, care alcătuiesc structura manipulatorului-robot la care se adaugă opțional, subsistemele de acționare, măsurare și comandă, scufundate într-un mediu - universul robotului /124/. Principial robotul inteligent conține : sistemul mecanic, care realizează interacțiunea cu procesul, și dă caracterul arhitectural al acestuia, sistemul de acționare, care asigură transferul de energie de acționare și sistemul de comandă programată adaptiv.

Sistemul de acționare poate fi : electric, pneumatic sau hidraulic, ultimele două tipuri avînd cea mai preponderentă utilizare. Din punct de vedere al acționărilor, sfera aparatului de manevrare, este domeniul tehnicii fluidelor. Dintr-o analiză a mai multor tipuri de roboți prezentați de o serie de firme, peste 53 % din roboți, sînt cu acționare hidraulică, 40 % cu acționare pneumatică, restul cu acționare electrică /84,85,89,129,163, 179,184/.

După 1974, acționările hidraulice s-au impus /129,179/, datorită avantajelor superioare pe care le oferă, în raport cu cele electrice : robustețe, posibilitate de modularizare și tipizare cu indicatori statici și dinamici comparabili, puteri de acționare mari la greutatea redusă și compacte ale componentelor, volum de construcție mai redus, domeniu larg de reglare a vitezelor (max.1 m/s, respectiv 360°/s.), frecvență mare de inversare în condiții silențioase, simplitatea realizării mișcărilor liniare și rotative (acționări directe fără elemente de transmisie atașate), fiabilitate ridicată și coeficient mare de supraîncărcare , preț de cost mai scăzut, flexibilitate superioară și construcție integrală, motiv pentru care ,acest gen de acționare, este considerat de bază, pentru roboți și manipolatoare /71,84,85,87,89,120,129,184/.

În decursul scurtei sale evoluții, care se extinde în principal pe perioada ultimelor două decenii, robotica industrială a preluat și implementat în construcția sistemului de acționare ultimele noutăți apărute în domeniul servomecanismelor hidraulice și electrohidraulice /85/. Sprijinul financiar și material acordat de industrie, laboratoarelor de cercetare ale universităților și institutelor specializate, a condus la o adevărată explozie de soluții valoroase. În Japonia, sistemul hidraulic ocupă un prim loc, atât pentru roboții în construcție standard, cât și pentru cei articulați și modularizați /129,184/. O serie de firme ca, FANUC-FUJITSU cu seria de roboți ROBITUS RA, RB, RC și MITSUBISCHI sînt specializate în construcția de echipamente hidraulice și roboți cu acționare hidraulică /85/. În SUA, începînd cu 1960, cînd firma UNIMATION INC produce primul prototip, abordează pe prim plan acționarea hidraulică în construcția roboților, introducînd în fabricație roboții din seria UNIMATE 2000, 2000 N, 2100, 4000 cu sarcini de pînă daN /179/. Alți roboți din seria "Sterling Robotarm" și PRAB 40 și 60 /134/, au atât sistemul hidraulic, cât și sistemul electric de programare încorporat în batiul robotului. În Suedia, firma SAAB/84, 90/, livrează roboții IRG 6 și TRALFA 3000, dotate cu sistem de acționare hidraulică și programați prin învățare /90/, RFG fabrică roboții din familia KUKA NACHI 2000, cu sistem hidraulic de acționare, caracterizați prin suplețe și mișcări rapide /85/.

În Franța, Regia Renault /4,179/, a investit fonduri importante pentru crearea roboților proprii. Încă de la prima generație de roboți, s-a abordat construcția modulară și introducerea acționărilor hidraulice. În URSS, în baza unui vast program de cercetare și dezvoltare a roboților industriali din generația I-a, a II-a și a III-a, acționarea hidraulică ocupă primul loc /84/. Roboții fabricați în R.P. Bulgaria, din familia BEROE (RB231, 232, 233, 234), sînt realizați în construcție modulară, acționare hidraulică și comandă numerică /85,140/. Preocupări deosebite în acest domeniu îl au R. P. Polonă, R.F. Ungaria, R.D. Germania și R.S. Cehoslovacia, avîna dezvoltate sectoare de fabricație a echipamentelor componentelor și modulelor de roboți industriali cu acționare electrică, pneumatică și în special hidraulică.

În R.S. România s-a inițiat un "Program perspectivă" pentru asimilarea în perioada 1981-1985 a unei serii de roboți inteligenți de concepție în întregime românească. În directivele Congresului al XIII-lea al PCR, se arată, că: "Cercetarea științifică trebuie să contribuie la accelerarea procesului de automatizare, electroni-

zare și robotizare a producției și a altor activități economico-sociale, asigurând astfel, ca progresul tehnic să dețină principala pondere în creșterea productivității muncii". În aceeași ordine de idei, în cuvîntul său, la lucrările Congresului Științei și Învățămîntului, din noiembrie 1985, Secretarul general al Partidului, tovarășul Nicolae Ceaușescu, arăta : "În mod deosebit trebuie concentrate forțele cercetării, în vederea dezvoltării electronicii și microelectronicii, a realizării de noi mijloace de automatizare și de robotizare a producției /39/.

În această viziune, programul românesc de promovare a tehnologiei cu roboți, constituie o extrapolare logică, consecventă, a abordării de către industria de construcții de mașini, a obiectivelor cu adevărat reprezentative pentru tehnologia contemporană. Preocupările în țara noastră, în domeniul roboticii sînt concentrate actualmente în direcția realizării unor mecanisme robot, de generație nouă, a căror performanțe și dezvoltare se bazează pe experiență și resurse proprii, în ritm cu progresul înregistrat în lume, adaptîndu-se tot mai bine la cerințele impuse de dezvoltarea economico-socială a țării, la prioritățile acestei dezvoltări /25,47,50,53,85,90,92,140/.

Se pot cita, realizările obținute la ICSIT Titan București, concretizate în modelele RIS63, acționate cu motoare hidraulice comandate cu servovalve electrohidraulice. În cadrul Institutului Politehnic București, există preocupări pentru realizarea și implementarea în producție a unor module de roboți industriali acționați hidraulic MERO 3B și ROBIN - 01. Colectivul disciplinei de Mecanică al Facultății de Mecanică Cluj-Napoca, a conceput mai multe module experimentale din gama VIPAS 1 și VIPAS 2, cu acționare electrohidraulică ICEFIZ București, împreună cu I. Electrotimiș Timișoara, realizează modelul experimental al robotului hidraulic RIV, destinat proceselor tehnologice de vopsire. În cadrul Institutului Politehnic Iași, a fost conceput și realizat robotul industrial ROBI-01, în construcție modulară, acționată hidraulic. Preocupări în această direcție sînt la Universitatea din Brașov, I.I.S. Sibiu, Întreprinderea de Mașini Unelte Arad, etc. /163/. Colectivul de Roboți industriali a Institutului Politehnic Timișoara, proiectează și lansează în fabricație, robotul greu RH1KN în construcție modulară, cu acționare hidraulică, cu servovalve electrohidraulice de comandă și motoare hidraulice liniare, oscilante și rotative în concepție indigenă, destinat sectoarelor calde și proceselor tehnologice de sudură /20,21,25,33,140,163/. Programul românesc de robotizare structurat în

trei capitole, are ca obiect asimilarea de roboți, a componentelor de bază, care intră în construcția roboților industriali și crearea sistemelor tehnologice de fabricație, cu roboți industriali. În acest sens, în cadrul programului "componente robot", trebuie subliniat efortul deosebit, pe care îl reprezintă crearea unei game de servovalve electrohidraulice și a unor game de module de rototranslație, de performanțe tehnice superioare, pe bază de concepție proprie /19,20,21,25,26,27,29,33,130,131,132/.

1.2. Structura sistemelor hidraulice de poziționare pentru module de roboți cu extindere la robotul hidraulic RH1KN.

Robotul industrial definit ca o mașină programabilă, folosită în procesul de producție pentru realizarea unor funcții de acționare analoge, cu cele realizate de mîna omului, pentru deplasarea unor piese sau scule din procese tehnologice, este bazat pe schema structurală prezentată în fig. 1.1.

Alegerea modului de acționare și comandă a robotului industrial, depinde de clasa de aplicații, capacitatea de manipulare, precizia de poziționare, spațiul de lucru și structura sistemului de

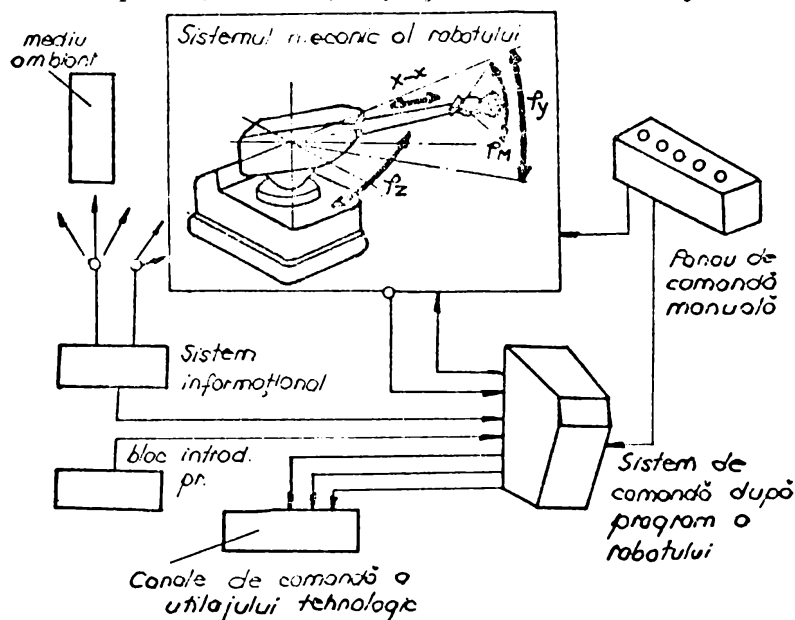


Fig. 1.1

automatizare. Totodată, performanțele acționării, condiționează acceptarea unei structuri cinematice de bază, a robotului, precum și a algoritmului de conducere. Acționarea hidraulică utilizează instalații hidrostactice de forță, de

distribuție și auxiliare, aplicîndu-se cu precădere, în construcția elementelor modulare a roboților industriali, care prin interconectarea acestora, se pot construi arhitecturi variate de roboți, într-un timp redus, cu efort minim. Specific roboților industriali este poziționarea exactă, a punctului caracteristic, în spațiul de lucru al instalației, sau deplasarea sarcinii cu viteză constantă și controlată /20,85,90,104,105,106,108,120/. Servocomanda electrohidraulică de poziționare, realizează pe cale hidraulică și în mod



automat, o dependență funcțională între mărimea de ieșire (parametrul controlat-deplasarea sau poziția în spațiu a unor mecanisme) și mărimea de intrare (programatoare sau perturbatoare) pe traseul unor legături inverse, de reacție /53,85,104,106/.

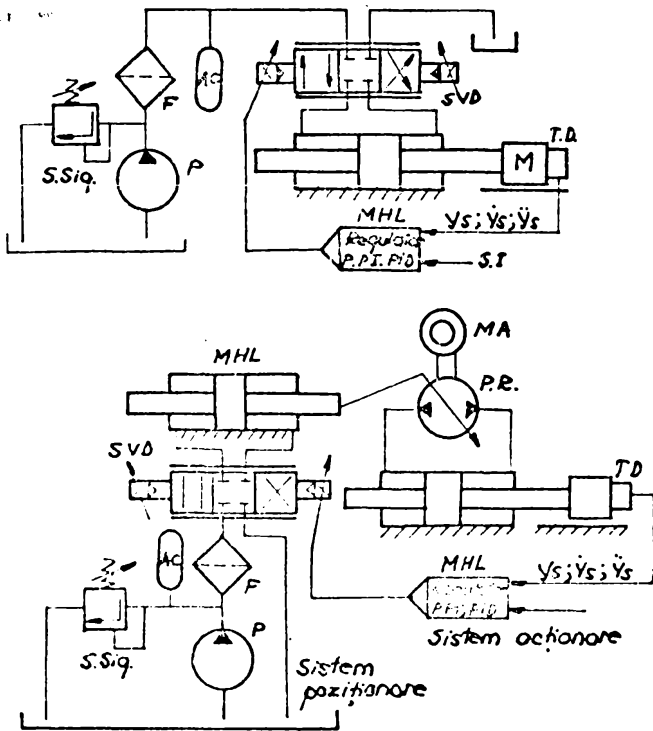


Fig.1.2

Sistemele hidraulice automate de poziționare, au la bază două principii fundamentale : sistemele cu pompă cu debit constant și element de distribuție proporțional (fig.1.2.a), caracterizate prin simplitate constructivă, constante de timp reduse, durată mai mare de funcționare, în paralel cu randament energetic relativ scăzut, utilizate cu precădere în cadrul roboticii industriale; sistemele cu pompă cu debit reglabil ( fig 1.2 b ), caracterizate printr-un randament mai ridicat, dar printr-o comportare dinamică mai slabă, solu-

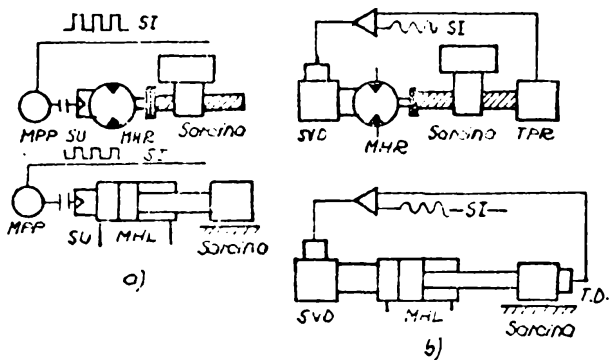


Fig.1.3

pentru care, utilizarea în cadrul roboticii industriale, este destul de restrânsă. Din punct de vedere al prelucrării și transformării informațiilor, după H.Beer /10/, sistemele de poziționare pot fi : cu acționare discretă (incrementală) în buclă deschisă (fig.1.3 a) și cu acționare continuă (analogică) în buclă închisă (fig.1.3 b). În cadrul sistemelor în buclă deschisă, se programează, valoarea deplasării sau rotației M.H, indirect prin sisteme electronice de numărare a impulsurilor de comandă, fiind apoi aplicate motorului electric comandat M.P.P. În cazul sistemelor în buclă închisă, valoarea semnalului de ieșire, este sesizată

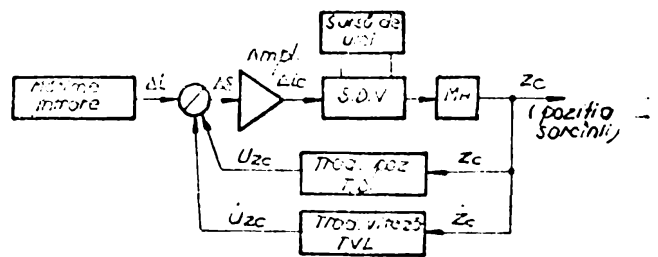


Fig. 1.4

ție constructivă complexă și un preț de cost ridicat, fapt

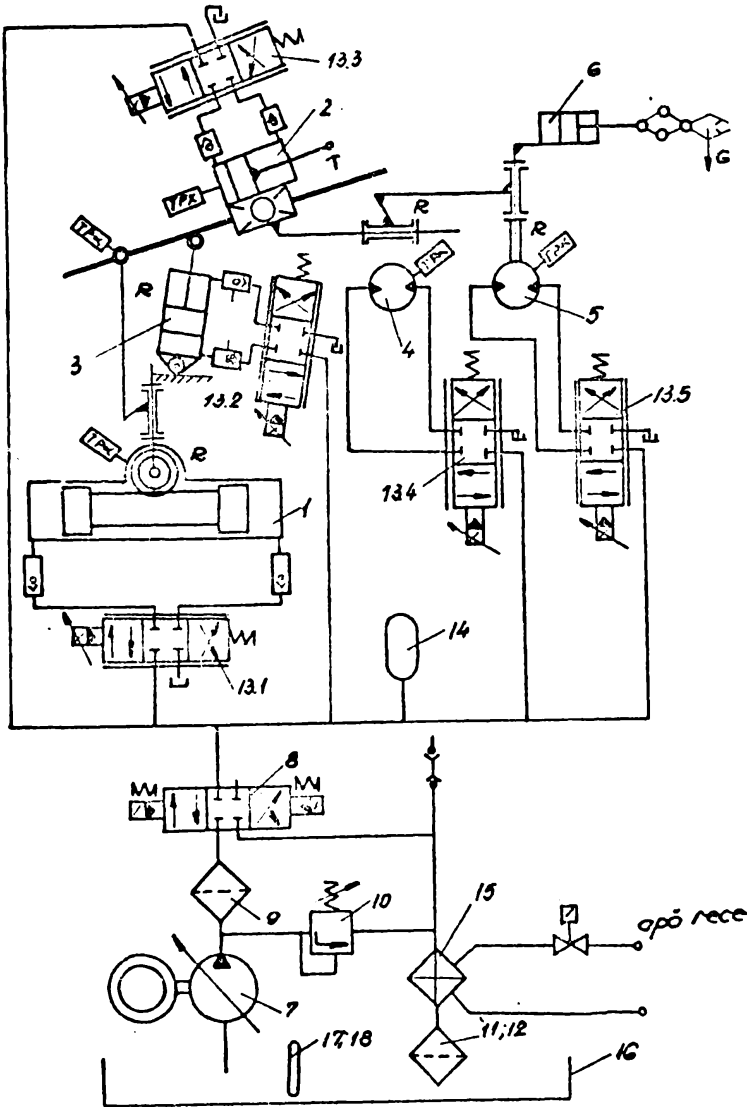


Fig. 1.5 a

de către traductori de deplasare TD, sau rotație TG, etc. după care sînt comparate cu valorile semnalului de intrare, SI, cu ajutorul unor sisteme electronice, diferența dintre ele constituind semnalul de ieșire, aplicat elementului de comandă SVD, pînă la anularea acestuia.

Pornind de la avantajele sistemelor de translație cu acțiune continuă, adaptabile mai ales în structura modulară a roboților industriali, această soluție a fost adoptată în sistemul de acționare al cuplelor cinematice, pentru mecanismul de generare a traiectoriei la robo-

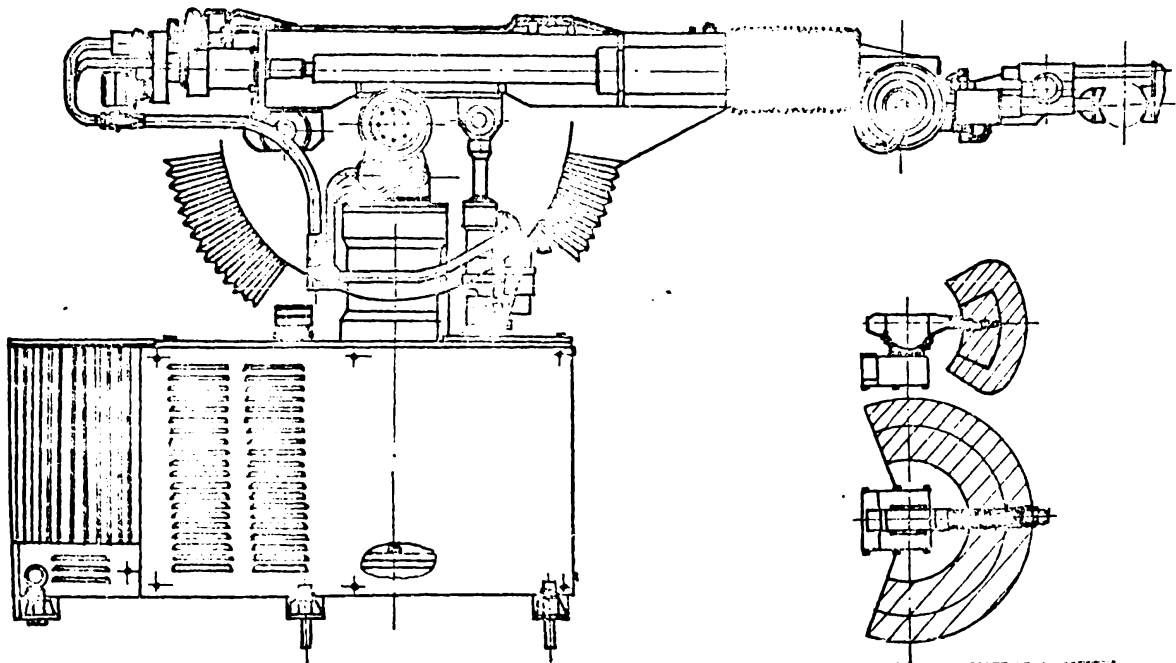


Fig. 1.5 b

tul industrial RH 1 KN, proiectat în cadrul Colectivului de Roboți industriali al I.P.Timișoara și aflat în faza de asimilare la I. Electrotimiș /20,21,25,140/. Schema bloc pentru un sistem de poziționare cu acțiune continuă, este redată în fig. 1.4.

Robotul industrial RH 1 KN, conceput în structură arhitecturală tip turelă /85,179/ RRT-RR, avînd sarcina la dispozitivul de prehensiune  $G=1$  KN, se realizează în schemă cinematică 3+2 grade de mobilitate în construcție modulară /85,90,140,179/, (fig.1.5). Construcția proprie, originală a sistemului de acționare, comandă și reglare, a izvorît din necesitatea înlocuirii unor elemente din import cu elemente indigene, care să permită adaptarea robotului la un calculator de proces tip ECAROM 880. Caracteristic sistemului hidraulic, este ansamblul SVEH-supapă de sens deblocabilă dublă-grup tahogenerator, traductor incremental de poziție, viteză TIRO, montate direct pe motoarele hidraulice liniare, rotative sau oscilante (poz.13, fig.1.5), ce formează circuite de reglarea poziției și vitezei, pentru fiecare cuplă cinematică a mecanismului de generare a traiectoriei și de orientare. Schema hidraulică proiectată și realizată (fig.1.5 a), /20,25,140/ s-a conceput în condițiile realizării unor lanțuri hidraulice simple, de fiabilitate maximă, permițînd asamblarea modulară în construcția arhitecturală a robotului (fig.1.5.b).

### 1.3. Considerații privind oportunitatea cercetărilor în domeniul componentelor sistemelor hidraulice pentru roboți industriali.

Servovalva electrohidraulică ca element de interfață în sistemele hidraulice automate, convertesc semnalul electric de putere redusă ( $50 \text{ mW} \div 5 \text{ W}$ ) într-o mișcare a elementului hidraulic, care acționează în sensul controlului debitului, sau presiunii la elementul de execuție /17,19,26,27,33,34,40,54,65,165/, SVEH, ca și componente fundamentale ale circuitelor de reglare electrohidraulice, încă de la primele utilizări din anii 1940, au devenit de neînlocuit în construcția sistemelor electrohidraulice, în comanda avioanelor, navelor maritime, în tehnica militară, a rachetelor spațiale, roboți industriali și calculatoare, în construcția de utilaj greu și mașini unelte tip CNC, pe scurt în construcția utilajelor industriale mobile și staționare /3,4,5,9,11,20,39,40,53,54,65,85,104,106,120,134,136,137,138,139,140,160,172,179/.

Progresul deosebit de rapid și dezvoltarea considerabilă a sistemelor hidraulice automate, au fost înregistrate după anii 1960, cînd se impune componenta de bază-servovalva electrohidraulică.



ulică /38,65,93,97,178/. Odată cu perfecționarea constructivă a SVEH ,confirmată pe deplin de posibilitățile tehnologice de care dispune tehnica modernă, s-a desfășurat și o amplă activitate de cercetare științifică, în direcția modelării matematice a fenomenelor complexe de dinamica fluidelor, care se desfășoară în cadrul acestor componente, precum și de stabilire a metodelor și mijloacelor de investigare teoretică și experimentală, pentru analiza și sinteza amplificatoarelor cu fluid /6,7,8,13,17,108/.

Cercetări deosebite în domeniul elementelor hidraulice proporționale ,s-au realizat după 1960, de către J.F.Bláckburn /11/, definind modelul regimului staționar, pentru componentele unui sistem hidraulic. Incepînd cu anul 1966, H.E.Merritt /108/, obține o serie de rezultate privind modelele în regim staționar și dinamic și inițiază cercetări asupra stabilității sistemelor electrohidraulice . M.Guillon /74/, își aduce contribuții în domeniul sistemelor electrohidraulice, folosite în tehnica aeronautică și spațială ,contribuind în mod direct la proiectarea pilotului automat electrohidraulic, folosit pe avionul Concorde. Pe aceeași direcție,s-au dirijat cercetările lui Raggero Chappullini, efectuate în Laboratorio Sperimentale per la Macchine Utensili din Milano (1974), /41/. Plecînd de la ecuațiile fundamentale ale sistemului servovalvă cu acoperire negativă cilindru-sarcină, stabilește condițiile de stabilitate ale sistemului ,pe baza analizei funcției de transfer și a caracteristicilor dinamice.

Un număr însemnat de lucrări de cercetare elaborate la Institutul de acționări și comenzi hidraulice și pneumatice RWTH Aachen /5,6,58,59,86,95,97,100/ ,coordonate de Profesorul W.Backe, s-au ocupat în ultimii 10 ani, de elaborarea unor modele matematice pentru studiul și sinteza elementelor hidraulice, acestea constînd, în definirea caracteristicilor statice și dinamice. In /6/, W, Backe , urmărește analizarea părților comune, privind curgerea prin elementele de droselizare ale secțiunilor de distribuție și reglare pe baza analogiei electrice a punților hidraulice, folosind atît metoda analitică, cît și pe cea de sinteză.

E. Göllner /72,73/, dînd o privire calitativă asupra comportării dinamice a sistemului servovalvă-cilindru arată că, pentru analiza neliniarităților este necesară utilizarea unei metode de optimizare asistată de calculator, cu măsurători in regim static și dinamic. Tot pe aceeaș direcție pot fi citate contribuțiile aduse de colaboratorii firmei MOOG /112,113,146,158,164/,care pun bazele unei game de SVEH cu performanțe statice și dinamice superioare.

W.J.Thayer după ce face o analiză sintetică a tipurilor structurale de SVEH, definește metoda și schema complexă de încercare statică și dinamică a acestora /164/.

Lucrări importante în domeniul optimizării performanțelor statice și dinamice a SVEH, cu obținerea de structuri complexe au fost elaborate de T.M.Bașta /8/, V.A.Hohlov /77/, N.Gamînin /70/, J.E.Jonson /88/, G.Keller /96/, A.Laika /99,100/, H.Baumgartner /9/, T.Coppetti /45/, M.Jacobs și J.Trosst /86/, A.Feusser /61/, K.Sopha /158/, Kyo Il - Lee /97/, F.R. Klinger /95/, H.J.Feigel /58,59/, M.Gemmeke și R.E.Jonckheere /71/, G.Scheffell /147,148,149/, I.Beiazov /7/, H.Weulle /183/, R.Waltes /178/, I.Catană și S.Florea /38, 63,64,65,66/ și au constat în stabilirea de modele matematice, care să descrie univoc și cât mai complet funcționarea componentelor electrohidraulice proporționale, modele verificate pe baza cercetărilor experimentale, pentru obținerea de informații asupra comportării statice și dinamice a acestora.

La ora actuală, condiționate de parametrul controlat-reglarea poziției, vitezei, accelerației, forței sau momentului - SVEH sînt realizate într-o bogată varietate de tipuri, putînd fi clasificate ,după o serie de criterii ca : etaje de amplificare (unul, două sau trei etaje); parametrul controlat (SVEH de debit, de presiune sau debit-presiune); tipul de reacție (cu arcuri, mecanică de forță, electrică cu traductor inclusiv, statică de presiune ,tranzitorie de presiune, etc.). In fig. 1.6 am prezentat după K.Sopha /158/ o clasificare sintetică și structurată a tipurilor fundamentale de

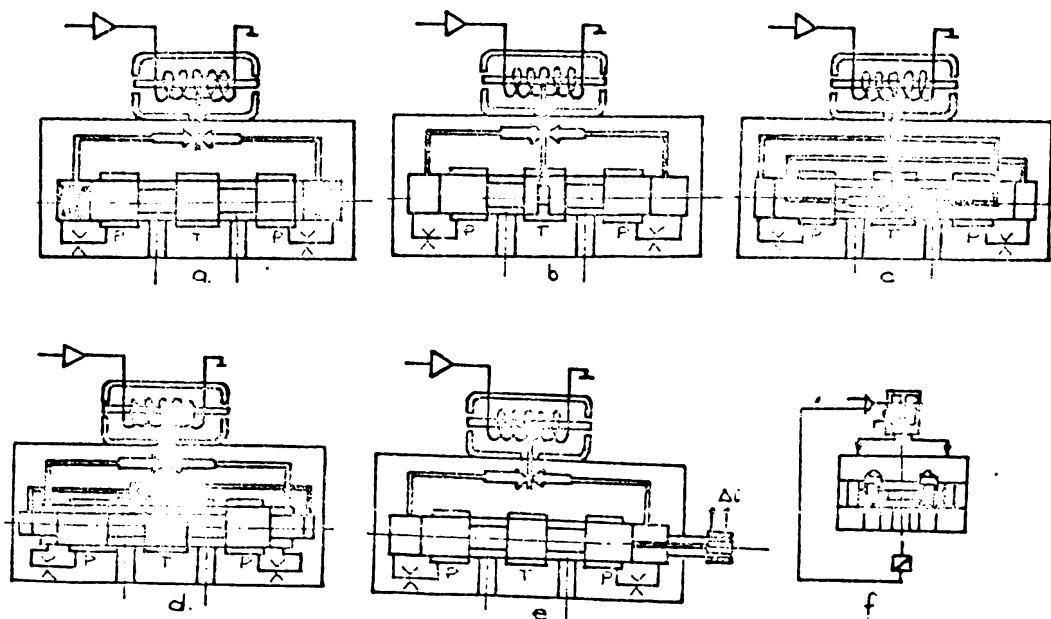


Fig.1.6

SVEH. Sistemele ajutoraj clapetă și cu jet mobil /3,112,113,114, 136,137,138,139/, sînt utilizate de obicei la primul etaj, iar pentru etajele doi sau trei se utilizează cu precădere sistemele cu sertar distribuitor /17,64,65,66,106,112,113,114,136,137, 138,139,164,165/. In ultima vreme se impun SVEH cu sertar rotitor plan, datorită unor avantaje legate de tehnologia de fabricație și de control al preciziei de prelucrare a ansamblului sertar-corp distribuitor /17,118,119,120,121,122/.

Există o mare varietate de SVEH a unor prodigioase firme ca : MOOG, REXROTH, DOWTY, PEGASUS, SIGMA, ABEX HYDRAULICS, VICKERS, ORSTA, TEPLOAVTOMATIKA, etc./7,17,103,114,136,137,138,139,164, 165/ acoperit cu domeniu larg de debite ( $Q=0,25 - 25.000$  l/min.)

Tab. 1.1.

Parametrii funcționali ai servovalvelor															
Firma construc.	Domeniu aplic.			Etaj comandă			Sistem reacție			Pres. nom. (bar)	Debit. nom. la $\Delta p = 70$ bar (l/min)	Histereză (%)	Linearitate (%)	Frecv. la $\mu = 45^\circ$ (Hz)	
	Distrib.	Presiune	Debit	Aj-clap	sertar	Jet	electr.	mecan.	barom.						
ABEX DENISON	X					X		X		210- 310	0,5- 265	3,0	max 0,25	100- 300	730% 1% B.N
BOSCH KB	X					X	X			210- 310	5- 100	0,1	0,1	140	2
DOWTY		X	X	X			X	X	X	210- 480	2- 900	3,0	1,0	100	80% 1%
FWM	X			X				X		210	4- 14	<2,0	0,1	40	2400 bar/mA
HERION	X			X			X	X		210- 315	2- 240 max 900	<3,0 <1,0	0,5 0,2	45 30	
IEHRM VILCEA (HERVIL)	X			X			X	X	X	40- 140	25- 60 (250)	<5,0	<3,0	30- 15	
MANNES- MANN REXROTH	X	X	X	X			X	X	X	210- 315	2- 700	0,5- 5,0	0,2- 2,0	12- 200	$\leq 80$
MOOG	X	X		X			X	X		70- 315 (490)	0,7- 800	<3,0 (4,0)	0,1- 1,5	20- 300 (300)	
ORSTA	X			X				X		210	3,8- 65	<3,0	<0,5	150	
PEGASUS	X			X				X		210 315	2- 150	<3,0	<0,5	150	
SCHNEIDER	X	X	X		X		X	X		max 420	0,1- 650	<3,0	<0,5	120	$\geq 3$
VICKERS	X			X				X		210	10- 50	<5,0	5	60	5

și presiuni ( $p_n=15-50$  MPa). Frecvența de lucru se situează în domeniul 25-500 Hz, pentru cele cu mai multe etaje de amplificare și 400-1500 Hz, pentru cele cu un etaj. Sintetic în tab. 1.1. sînt prezentate tipurile caracteristice de SVEH, cu scoaterea în evidență a principalelor performanțe, realizate în regim staționar și dinamic. SVEH acoperă un domeniu de vîrf al tehnicii și anume, robotica industrială, cosmonautică, automatizarea și controlul proceselor industriale, etc. fiind indispensabile în componenta sistemelor de reglare a poziției și unghiului de rotație, sistemelor de reglare a vitezei și turației, sistemelor de reglare a forței, sau momentului, precum și pentru reglarea mărimilor fizice, etc.

1.4. Studiul critic asupra problemelor urmărite la abordarea cercetărilor privind SVEH și sistemele electrohidraulice pentru roboți industriali, direcții de cercetare.

Analiza stadiului de dezvoltare a SVEH, a problematicii impuse în dezvoltarea SVEH, cu aplicarea acestora în construcția modulelor de roboți industriali cu acționare hidraulică, a reliefat ca cercetările asupra staticii și dinamicii SVEH și sistemelor SVEH-cilindru-sarcină, constituie una din căile de dezvoltare a obiectivului - dezvoltarea roboticii industriale.

În /38,45,71,75,95,97,106,164/, sînt prezentate cîteva rezultate obținute, privind cercetarea atît asupra unor modele de SVEH, cît și asupra comportării unor sisteme hidraulice de tip SVEH-cilindru-sarcină, pentru diferite aplicații. Cercetările teoretice și experimentale asupra modelelor de tip SVEH-cilindru-sarcină, pentru un modul de translație din componența unui robot industrial cu acționare hidraulică necesită investigații, privind identificarea statică și dinamică a sistemului, în sensul optimizării performanțelor componentelor cu aplicație concretă la roboți industriali și cu posibilitatea de generalizare a rezultatelor pentru diversificarea SVEH și a roboților industriali. La soluționarea problemelor, privind comportarea staționară și tranzitorie a componentelor și sistemelor pentru module de translație, pentru roboți industriali, principalele direcții ale preocupărilor ar fi /6,58,59,61,95,97/ următoarele:

- identificarea statică și dinamică a SVEH, ca element funcțional, independent și a ansamblului SVEH-cilindru sarcină, cu scoaterea în evidență a influenței geometriei elementelor de reglare asupra performanțelor sistemului ;

- stabilitatea funcțională a componentelor și sistemelor SVEH-cilindru-sarcină ;

- definirea teoretică a modelelor matematice de identificare

statică și dinamică a componentelor și sistemelor, cu verificarea experimentală a ipotezelor de calcul.

Pornind de la aceste premize s-a considerat necesar, ca în cadrul lucrării de doctorat, să se abordeze următoarele aspecte :

- analiza critică și sintetizarea relațiilor generale, privind comportarea statică și dinamică a SVEH și definirea unui model matematic complet, de identificare statică și dinamică a SVEH ;

- sintetizarea și definirea modelului matematic de identificare dinamică a sistemului SVEH-cilindru-sarcină ;

- proiectarea și realizarea instalațiilor de cercetare experimentală, atât pentru SVEH, cât și pentru modulul de translație, cu elaborarea metodei de cercetare experimentală ;

- verificarea pe cale experimentală pe modele de SVEH a ipotezelor și relațiilor teoretice, cu scoaterea în evidență a neliniarităților introduse de SVEH în sistem ;

- studiul comparativ al caracteristicilor statice și dinamice teoretice, cu cele obținute pe modelele experimentale ale SVEH realizate ;

- verificarea teoretică și experimentală a modelului matematic, pentru modulul de translație SVEH-cilindru-sarcină, pe un model de laborator de extindere, la modulul de translație braț, pentru robotul industrial RH 1 KN.

Analiza critică a relațiilor de calcul a caracteristicilor statice și dinamice a SVEH și sistemului SVEH-cilindru-sarcină, definirea unui model matematic complet de analiză a comportării statice și dinamice a SVEH și modulelor de translație, cu abordarea problematicii, atât teoretic, cât și experimental, și realizarea în acest scop a unor programe de calcul, este obiectivul fundamental al prezentei teze de doctorat. În acest sens, lucrarea de doctorat, își propune să aducă unele contribuții la analiza și sinteza SVEH și a blocurilor funcționale SVEH-cilindru-sarcină, pentru realizarea unor module de roboți industriali, cu performanțe prestabilite.

Concluzionând din cele prezentate în sinteză, rezultă necesitatea cunoașterii comportării statice și dinamice a SVEH și în final, a sistemului de poziționare și deci identificarea teoretică și experimentală a acestor sisteme, prin analiza subsistencelor hidraulice complete, în care funcționează elementele. Rezultatele pozitive ale acestei cercetări, ar fi în măsură să ofere caracteristicile statice și dinamice ale SVEH și sistemelor SVEH-cilindru-sarcină, pe cale analitică, în baza rezultatelor cerce-

tărilor experimentale. Rezultatele ce se vor obține ,vor deschide perspectiva extinderii, privind dezvoltarea și diversificarea gamei de SVEH la noi în țară, cu extindere la module de translație și rotație, pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.

Introducerea în practica industrială la noi în țară a SVEH, realizate pe baza unor noi cercetări în acest domeniu, ar avea ca efect : creșterea fiabilității sistemelor echipate cu SVEH, în raport cu reducerea gabaritelor, realizarea unor servoacționări complexe de precizie ridicată, realizarea unei tehnologii proprii de asimilare a componentelor servosistemelor, punând bazele asimilării unei game de module, pentru roboți industriali, cu acționare hidraulică, asigurarea unui grad ridicat de tehnicitate, valoare ridicată pe unitate de masă produs și competitivitate a produselor noi asimilate.



CAP.II. STUDII TEORETICE ASUPRA SVEH DIN STRUCTURA SISTEMELOR ELECTROHIDRAULICE DE POZITIONARE.

2.1. Structura funcțională a SVEH.

SVEH, ca element de interfață în sistemele hidraulice automate, sînt de fapt distribuitoare electrohidraulice cu sertar cilindric, cu funcționare proporțională și cu reacție integrală. Pentru controlul valoric al debitului prin secțiunea de curgere sertar-corp distribuitor, este necesar, ca în fiecare punct al cursei, deci pe toată cursa, rezultanta forțelor de acționare asupra sertarului, (forțe hidrodinamice, forțe de frecare vîscoasă, forțe de frecare laterală, forțe de inerție, forțe elastice și greutatea echipajului mobil), să se găsească în echilibru cu forța de acționare dată de mărimea de intrare a motorului electric de cuplu, proporțională cu intensitatea curentului de comandă. Ca atare, funcția de variație continuă a curentului electric de comandă, stabilește o funcție de variație continuă proporțională a debitului sau presiunii la ieșirea din SVEH.

SVEH cu utilizare curentă în cadrul sistemelor hidraulice automate, sînt cele cu două etaje și pot dezvolta puteri hidraulice mari, la semnale electrice de intrare relativ mici (grad de amplificare mare). Diversele componente ce pot fi întîlnite la nivelul treptelor SVEH sînt structurate în tabelul 2.1. Preamplificatorul hidraulic ajutăj-clapetă, împreună cu convertorul electromecanic (motorul electric de cuplu) formează treapta I-a, iar distribuitorul hidraulic treapta a II-a. În general convertorul electromecanic este un electromagnet în curent continuu și magnet permanent /17, 38,64,106,113,136,137,139,158/. Funcționînd în regim de presiune constantă, indiferent de soluția constructivă /7,17,104,106,108, 113,114,121,122,158,164/, aceasta realizează o dependență funcțională, proporțională a debitului  $Q$  cu curentul  $\Delta C_c$  aplicat ( $Q = f(\Delta C_c)$ ) asigurînd o bună liniaritate și stabilitate /17/. Modul de producere al semnalului de reacție și locul de aplicare al acestuia, în circuitul fluxului informațional, caracterizează tipul SVEH și comportarea în regim static și dinamic a acesteia, fiind funcție totodată și de rolul funcțional al SVEH în schema sistemului automat /7,17,104,106,108,158,164/. Reacția mecanică de forță asigurată de arcurile de poziționare (fig.1.6 a), pîrghia elastică dintre clapetă și sertarul distribuitor (fig.1.6 b), presiunea din circuitul de refulare preluată static sau dinamic (fig.1.6 d), cît și traductorul inductiv de poziție montat pe sertarul distribuitor

(fig.1.6 e), asigură o poziție strict proporțională a sertarului cu semnalul de intrare, respectiv controlul permanent al poziției acestuia. Pentru stabilirea caracteristicilor statice și dinamice a SVEH, caracteristici determinate de un număr mare de mărimi fizice, geometrice, electrice, mecanice și hidraulice, se apelează la legile fundamentale ale mecanicii, hidraulicii, completate cu

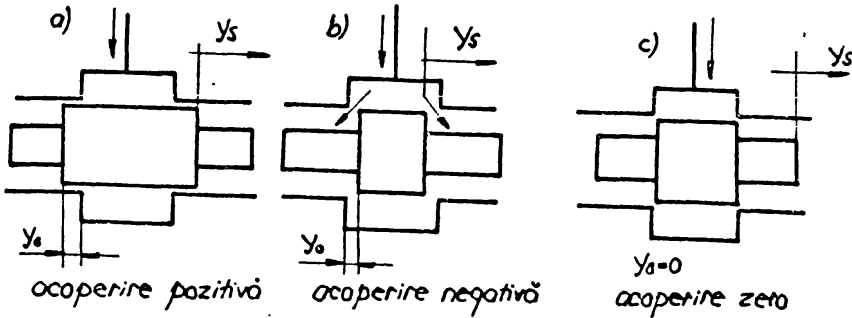


Fig.2.1

teoria sistemelor automate. Caracteristicile neliniare ale SVEH, sînt cauzate de, caracteristicile de scurgere în secțiunile de droselizare

re sertar-corp distribuitor și ajutoraj-clapetă, limitarea scurgerilor la treapta de comandă, gradul de acoperire al muchiilor de droselizare la sertarul distribuitor (acoperire pozitivă, negativă și teoretic zero - fig.2.1).

		Tipul SVEH		
IE	Comenzi	Trad. Reactiv	Deplasare Forță Viteză Acceleratie Presiune Debit	Mărimi analog continuu Mărimi numerice
EE	Semnal electric lucru			
IE	$\Delta i_c$		- Electromagnet proporțional - Serv. det. electronică cu ampl. forță - Microunit de poz.	Mărimi analog continuu Mărimi numerice
EM	Convertor electromecanic			
IM	$\Delta F; \Delta x$		- Sertar precam. - Duză - clapetă în sertar - Jet mobil	Mărimi analog continuu Mărimi numerice
EH	Amplificator mecano-hidraulic			
IM	$\Delta p_c$		Supraf. pres. a sertar Comenzi de membrane Elem. elastice	Mărimi analog continuu Mărimi numerice
EM	Convertor hidro-mecanic			
IM	$\Delta F_{ys}, \Delta y_3$		Distribuitor principal	Mărimi analog continuu Mărimi numerice
EH	Amplificator mecano-energetic	Reactive: - aeri - mecanica - pres (statica sau dinam) - electrică		
EH	Debit Q; Presiune P			



2.2. Treapta principală sertar-corp distribuitor.

Apelînd la modelul introdus de W.Backe /6/, treapta principală a SVEH se reduce în principiu la două circuite elementare tip A+A, corespunzător celor patru secțiuni de droselizare și trei poziții limită, avînd în componența sa ansamblul sertar-corp distribuitor -element de reacție (fig.2.2). Pentru mișcarea permanentă, utilizînd ecuația de continuitate pentru curentul de fluid în secțiunile de droselizare /2,15,62/, se obține pentru debit :

$$Q = \alpha_0 \cdot \pi \cdot D_s \cdot Y_s \sqrt{\frac{2}{\rho}} \cdot \sqrt{\Delta P_{re}} \quad (2.1)$$

în care :  $D_s$  - diametrul sertarului distribuitor ;  $Y_s$  - cursa sertarului ;  $\alpha_0$  - coeficient de curgere (de debit) ;  $\rho$  - densitatea fluidului transvazat ;  $\Delta P_{re}$  - căderea de presiune dintre intrarea și ieșirea distribuitorului în secțiunea de droselizare.

La efectuarea calculelor caracteristicilor statice și dinamice a ansamblului sertar-corp distribuitor , se impune precizarea gradului de acoperire pentru poziția medie a sertarului (fig.2.2) ( $Y_{01}, Y_{02}, Y_{03}, Y_{04}$  ). În fig.2.3 după H.Baumgartner /9/ am prezentat variația debitului cu deschiderea sertarului  $Y_s$  pentru cele trei tipuri de distribuitoare (fig.2.1). Se observă o zonă de insensibilitate pentru distribuitorul cu acoperire pozitivă (a)

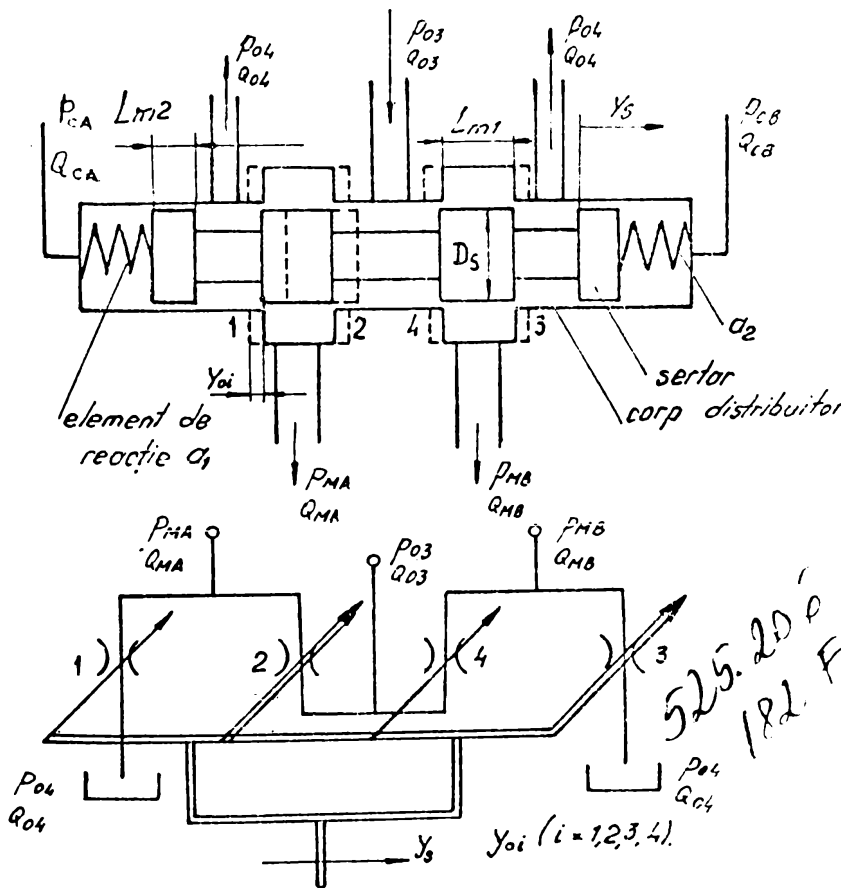


Fig.2.2

și o zonă de supra-sensibilitate pentru distribuitorul cu acoperire negativă (c). Cea mai bună caracteristică a are distribuitorul ideal cu acoperire zero (b). Trebuie menționat, că aceste tipuri de distribuitoare nu se realizează practic, deoarece, executate cu acoperire nulă, rezultă distribuitoare cu acoperire pozitivă sau negativă (d), /9,1c8,147,149/. Caracteristicile statice, determinate în jurul punctului de zero al

sertarului demonstrează, că întotdeauna există scăpări de debit la muchiile de intrare și ieșire, chiar dacă sînt minime. Această neconcordanță o stabilim, dacă facem deosebirea între acoperirea de zero geometrică, cu poziție de "muchie pe muchie", cu tolerarea axială și radială a jocului, din punct de vedere al fabricației (acceptînd toleranțele de fabricație inerente) și o acoperire de zero hidraulic, la care orice scurgere de debit în poziția de zero este evitată (fig.2.3),/9/.

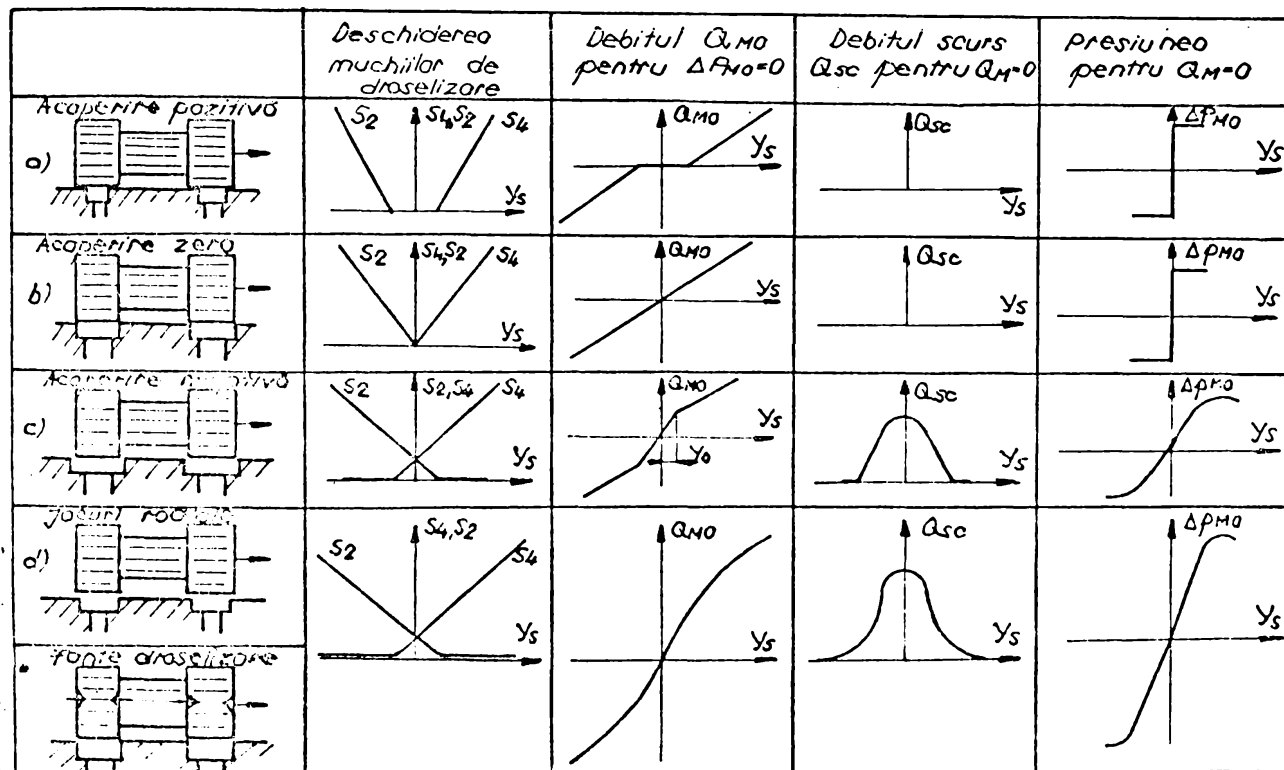


Fig.2.3

Analiza mai profundă a influenței parametrilor geometrici, respectiv a gradului de acoperire asupra comportării statice și dinamice, a fost făcută de H.Baumgartner /9/, după ce o încercare de simulare cu ajutorul calculatorului digital pe standul de încercare din cadrul Laboratorului de sisteme hidraulice al Universității Tehnice din Zürich, s-a soldat cu eșec, datorită lipsei de cunoștințe, suficient de amănunțite asupra ecuației de debit a SVEH, ecuație care să țină cont în mare măsură, de gradul de acoperire, determinînd ecuații de debit independente de geometria muchiiilor sertarului distribuitor. În locul deschiderii muchiiilor de droselizare a sertarului distribuitor, s-au introdus așa numitele secțiuni hidraulice, ce se determină nu ca funcție de poziția sertarului și din considerente geometrice, ci ca funcție de caracteristicile hidraulice măsurate. Dar, trebuie menționat, că pentru fiecare tip de sertar, se necesită măsurători

pentru determinarea secțiunilor echivalente.

În același timp ecuațiile de debit deduse nu au decât aplicabilitate limitată, pentru că atât erorile de fabricație a muchiilor de droselizare, cât și rectificările și prelucrările de finisare ulterioară, schimbă esențial rezultatele experimentale, fenomen pe care ecuația de debit convențională, nu poate să-l scoată în evidență. Coeficienții ecuației de debit, trebuiesc determinați în dependență cu curbele caracteristice statice ale ansamblului distribuitor.

### 2.3. Calculul curgerii în secțiunile de droselizare a SVEH.

În structura componentelor SVEH, la baza reglării debitelor stau rezistențele fixe sau reglabile de tipul orificiilor sau fantelor de droselizare în ansamblul ajutoraj-clapetă și sertar-distribuitor /17,63,70,122,172/. Curgerea fluidului de lucru sub presiune, prin secțiunile de droselizare, are loc după o lege de dependență a celor trei parametrii definitorii-debit, presiune deschidere-lege în care intervenția celorlalți parametrii constructivi funcționali ai sistemului, inclusiv ai lichidului de lucru, nu pot fi introduși cu exactitate decât, printr-o expresie matematică determinată empiric, chiar dacă o serie de evaluări și deducții teoretice au avut și au loc. În acest sens, pot fi citate lucrările lui V.Karman /15/, Von Misses /13/, N.S.Gamînin /70/, H.Wuest /173/, J.Johanson /181/, Iu. Zazarov /185/, U.Cissotti /181/, H.Merritt /108/, T.J.Viersma /174,175/, respectiv rezultatele recente ale lui H.Weinmann /181/, care au analizat curgerea în ansamblul de droselizare sertar-corp distribuitor și ajutoraj-clapetă, acceptând similitudinea între forma fantelor de curgere, cu cea a orificiilor. La numere Re mari, curgerea este turbulentă și majoritatea curgerilor prin fantele și orificiile utilizate pentru realizarea parametrilor presiune-debit, sînt considerate turbulente.

Pentru curgerea în ansamblul sertar-corp distribuitor, fantele de droselizare le vom pune în evidență prin două plăci cu orificii, ce sînt deplasate cu sau fără joc, una față de cealaltă (fig.2.3). La stabilirea secțiunii de droselizare de către particulele fluide, marginile ascuțite execută un efect de convergență /2/, definit prin coeficientul de contracție :

$$C_c = \frac{S_2}{S_0} \cong \frac{S_2}{S_0(\gamma_s) \cdot \cos \gamma} \quad (2.2)$$

unde  $\gamma^0 = 90^\circ - (\theta^\circ + \psi^\circ)$  - unghiul de deviere al jetului, datorită prezenței jocului J.

Pierderea totală de presiune în secțiunea de droselizare :

$$\Delta P = \Delta P_f + \Delta P_{fr} \cong (P_1 - P_3) + \left( \frac{\rho V_1^2}{2} - \frac{\rho V_3^2}{2} \right) \cong P_1 - P_3 \quad (2.3)$$

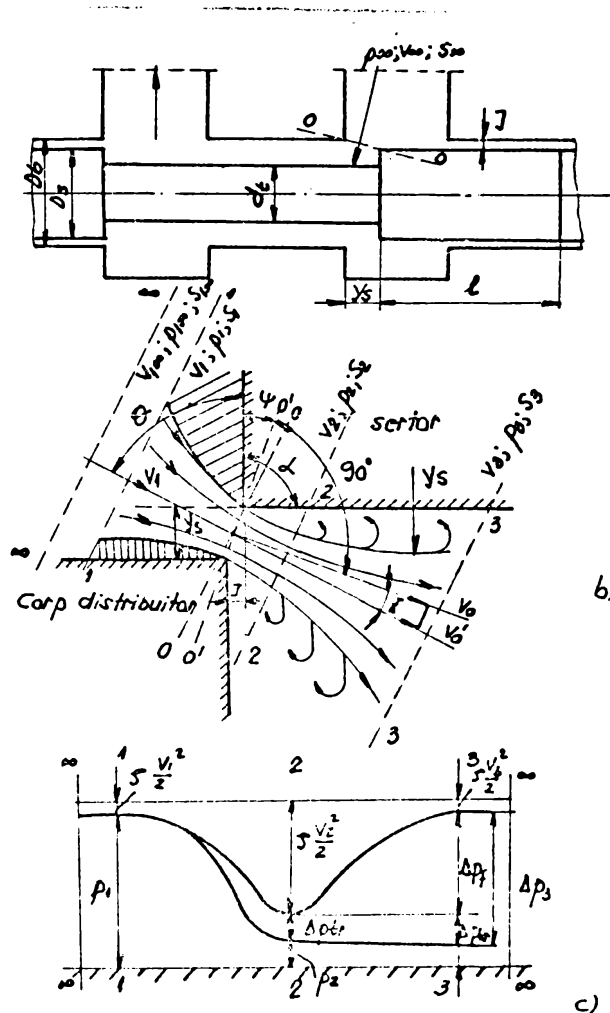


Fig.2.4

derilor prin frecare vîscoasă. Inlocuind (2.2; 2.4; 2.5) în (2.3)

vom avea :

$$\Delta P = \frac{\xi_f + \xi_{fr}}{C_c^2 \cdot \cos^2 \gamma} \cdot \rho \frac{V_0^2}{2} = \xi_t \cdot \rho \cdot \frac{V_0^2}{2} ; V_0 = \frac{Q}{S_0(y_s)} \quad (2.6)$$

unde :  $V_0, V_0'$  - viteza de curgere în secțiunea de droselizare și proiecția vitezei pe direcția normală ,ca efect a jocului inelar J (fig.2.4);  $\Psi^\circ$  - abaterea de unghi datorită prezenței jocului inelar J ( $\Psi^\circ = \arctg J/y_s$ );  $\theta^\circ$  - unghiul de intrare și ieșire definit de Von Misses ( $\theta^\circ = 21^\circ - 69^\circ$ ), /13,181/;  $\xi_t$  - coeficientul pierderilor totale ca efect al strangulării și frecării vîscoase.

De unde debitul droselizat (2.1) va fi :

$$Q = \frac{C_c \cdot \cos \gamma}{\sqrt{\xi_f + \xi_{fr}}} \cdot \pi (D_5 + J) \sqrt{y_s^2 + J^2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_1 - P_3} = \alpha_D \pi (D_5 + J) \sqrt{y_s^2 + J^2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_1 - P_3} \quad (2.7)$$

unde  $\alpha_D = \frac{C_c \cdot \cos \gamma}{\sqrt{\xi_f + \xi_{fr}}}$  - definit în (2.1), și reprezintă caracteristica de reglare a debitului pentru secțiunea de droselizare.

Coeficientul de contracție  $C_c$  se modifică cu valoarea jocului relativ între sertar și corpul distribuitor ( $\bar{J} = J/e$ , fig.2.5). In baza relației (2.8) introdusă de Von Misses ,se calculează unghiul  $\theta^\circ$  de intrare sau ieșire a jetului de fluid în secțiunile de droselizare.

unde :  $\Delta P_f$  - pierderea de presiune în zona strangulată ;  $\Delta P_{fr}$  - pierderea de presiune prin frecare vîscoasă;  $V_1 \cong V_3$  - în zonele de intrare și ieșire .

Camera de admisie a venei fluide ,tratîndu-se ca un canal Borda-Carnot, pentru zona de control "2-2" și "3-3" vom avea :

$$\Delta P_f = \frac{\rho}{2} [V_2 - V_3]^2 = \xi_f \rho \frac{V_2^2}{2} \quad (2.4)$$

unde :  $\xi_f = [1 - \frac{S_2}{S_3}]^2$  - coeficientul de pierderi, datorită strangulării în zona contractată .

Pierderile de presiune prin frecare la trecerea curentului în secțiunea de droselizare se calculează după relația :

$$\Delta P_{fr} = \xi_{fr} \cdot \rho \frac{V_2^2}{2} \quad (2.5)$$

unde :  $\xi_{fr}$  - coeficientul pierderilor prin frecare vîscoasă.

$$\bar{y}_J = \frac{y_s}{J} = \frac{1 + \frac{\pi}{2} \sin \theta^\circ - \ln \left[ \operatorname{tg} \frac{1}{2} (\pi - \theta^\circ) \right] \cdot \cos \theta^\circ}{1 + \frac{\pi}{2} \sin \theta^\circ + \ln \left[ \operatorname{tg} \frac{1}{2} \left( \frac{\pi}{2} - \theta^\circ \right) \right] \sin \theta^\circ} \quad (2.8)$$

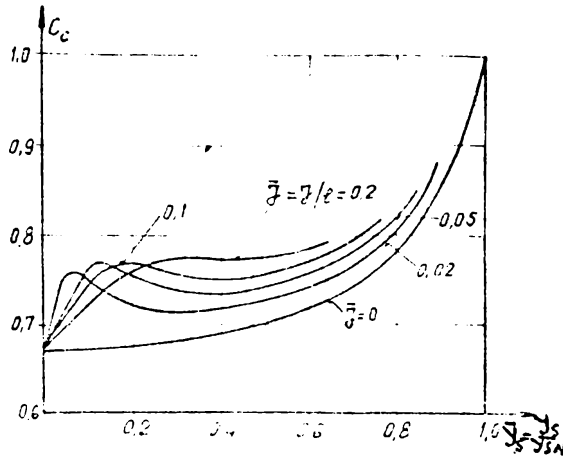


Fig.2.5

Iu.E.Zazarov /185/, în ipoteza curgerii staționare plane a unui fluid nevâscos, incompresibil, introduce două ecuații transcendente, care stabilesc relațiile între unghiul  $\theta^\circ$  și coeficientul  $\alpha_D = \frac{C_c \cos \theta^\circ}{\sqrt{\xi_t + \xi_{fr}}}$ , cu parametri constructivi ai sertarului distribuitor:

$$\bar{y}_J = \frac{y_s}{J}; \bar{y}_0 = \frac{2J}{D_s - d_t} \quad (2.9)$$

de forma :

$$\begin{aligned} \cos \theta - \frac{1}{\pi} \sin \theta \cdot \ln \frac{1 + \sin \theta}{1 - \sin \theta} &= \frac{1}{\alpha_D \sqrt{(\bar{y}_J^2 + 1)}} + \bar{y}_0 \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1} - \\ &- \frac{2}{\pi} \bar{y}_0 \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1} \operatorname{arctg} \frac{1}{\bar{y}_0 \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1}} - \frac{2}{\pi} \frac{1}{\alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1}} \operatorname{arctg} \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1} \\ \sin \theta - \frac{1}{\pi} \cos \theta \cdot \ln \frac{1 + \cos \theta}{1 - \cos \theta} &= \frac{\bar{y}_J}{\bar{y}_0 \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1}} - \frac{2}{\pi} \frac{1}{\alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1}} \cdot \\ &\cdot \operatorname{arctg} \bar{y}_0 \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1} - \frac{2}{\pi} \bar{y}_0 \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1} \operatorname{arctg} \frac{1}{\bar{y}_0 \alpha_D \sqrt{\bar{y}_J^2 + 1}} \quad (2.10) \end{aligned}$$

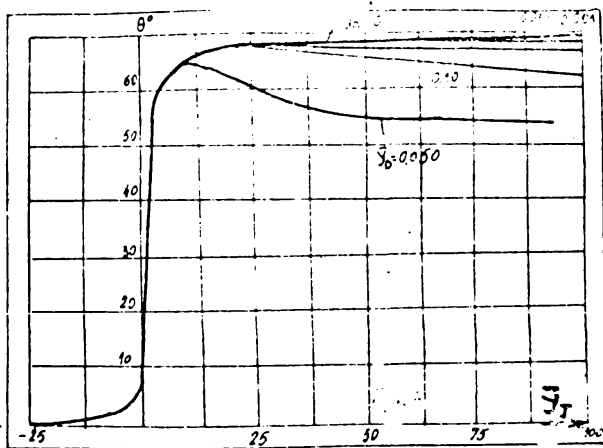
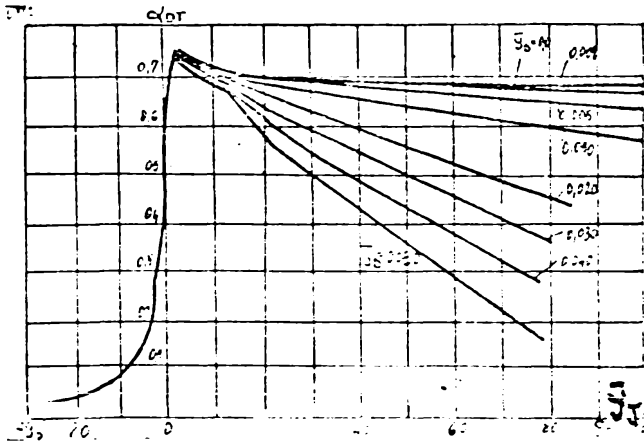


Fig.2.6

Calculînd relația (2.10) reprezentarea grafică (fig.2.6; 2.7), scoate în evidență că, pentru jocuri nule și deschideri relativ mari ale sertarului, ( $\bar{y}_0 \approx 0, \bar{y}_J \rightarrow \infty$ ) unghiul  $\theta^\circ = 69^\circ$ , valoare determinată teoretic și verificată experimental, pentru prima dată de Von Misses /181/. H.S.Gamînin /70/, arată că, pentru  $\bar{y}_J > 5-10$

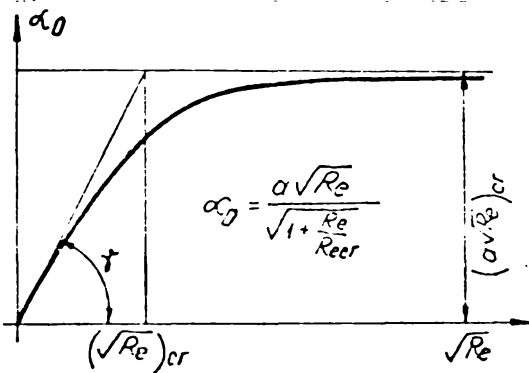
$\theta^\circ = 69^\circ$ . Coeficientul de debit  $\alpha_D = 0,673$ , pentru  $Re > 250-1000$ , valoare determinată teoretic și verificată experimental de către R. Weinmann /181/ și confirmată de H.S.Gamînin /70/. R.Zick și S. Schaller /183/ și I.E.Idelcik /83/, dau relații de forma  $\alpha_D = f \sqrt{Re}$  și  $\xi_t = f(\operatorname{lg} Re)$  care să fie valabile în domeniul laminar și de tran-



ziție. H. Weule/183/, ca o sinteză a curgerii prin diafragme de dimensiuni mici și pentru  $Re = 10 - 2500$ , introduce o ecuație modificată a debitului care să fie valabilă atât pentru curgerea laminară, pentru care  $\alpha_D = f(\Delta P, \nu, \sqrt{Re})$  cât și de tranziție pentru care  $\alpha_D = f(\Delta P)$ , folosind aproximația (fig. 2.8)

Fig. 2.7

$$\alpha_D = \frac{a\sqrt{Re}}{\sqrt{1 + \frac{Re}{Re_{cr}}}} = \frac{a\sqrt{Re}}{\sqrt{1 + \left(\frac{a\sqrt{Re}}{c}\right)^2}} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{a^2 Re} + \frac{1}{c^2}}} \quad (2.11)$$



unde s-au notat:

$$C = a\sqrt{Re_{cr}} \cong 0,83 \div 0,75$$

$$a = 0,011 + 0,0043 \nu; \text{ pentru } \nu [\text{cst}]$$

$$a = 0,04 + \frac{0,06}{\sqrt{1 + \Delta P}}; \text{ pentru } \Delta P [\text{bari}]$$

valori determinate experimentale [183]

De unde din (2.11) se obține:

Fig. 2.8

$$Q = \sqrt{\left[\frac{\nu \cdot P \cdot C^2}{8a^2}\right]^2 + c^2 s^2 \frac{2\Delta P}{\rho}} - \frac{\nu \cdot P \cdot C^2}{8a^2} = \quad (2.12)$$

$$= c s^2 \left[ \sqrt{\left[\frac{P}{\rho} \cdot \frac{c \nu}{8a^2}\right]^2 + 2 \frac{\Delta P}{\rho}} - \frac{P}{\rho} \cdot \frac{c \nu}{8a^2} \right]$$

unde:  $S = \pi(D_s + J)\sqrt{y_s^2 + J^2}$

-secțiunea de droselizare;

$P = 2\pi(D_s + J)$  -perimetrul secțiunii de droselizare. Pentru ansablul sertar- corp distributor, din modelul introdus de H.J. Feigel/58, 59/ relația (2.12) se poate scrie :

$$Q = C\pi(D_s + J)\sqrt{y_s^2 + J^2} \left[ \sqrt{\left[\frac{c \nu}{4a^2 \sqrt{y_s^2 + J^2}}\right]^2 + 2 \frac{\Delta P}{\rho}} - \frac{c \nu}{4a^2 \sqrt{y_s^2 + J^2}} \right] \quad (2.13)$$

Aici s-au notat:  $K_D = C\pi(D_s + J)\sqrt{2/\rho}$  -constanta geometrică;

$K_T = \frac{c \nu}{4a^2} \sqrt{\frac{\rho}{2}}$  -coeficientul curgerii laminare.

De unde din (2.13) se obține:

$$Q = K_D \sqrt{y_s^2 + 1} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{y_s^2 + 1} + \Delta P} - \frac{K_T}{\sqrt{y_s^2 + 1}} \right] \quad (2.14)$$

Pentru valori ale lui  $Re$  ( $Re > 250 - 1000$ ), cât și pentru  $C = a\sqrt{Re_{cr}} = 0,83 \div 0,75$  relația (2.14) devine identică cu (2.7) deoarece  $\frac{K_T^2}{y_s^2 + 1} \ll \Delta P$ .

H. Weule /183/, pe baza unor măsurători efectuate pe diferite tipuri de diafragme și valori diferite ale deschiderii relative



arată, că în domeniul  $Re > Re_{cr}$ , pentru curgeri în secțiunile de droselizare ale distribuitoarelor,  $\alpha_D = 0,69-0,72$  valori confirmate și de măsurătorile efectuate de N.Gamînin /70/, I.E.Idelcik /83/, I.M.Krassov /93,94/, R.Weinmann /181/ și Iu.E.Zazarov /185/.

În concluzie, în calculele curente, pentru elemente de droselizare de tip sertar-corp distribuitor, în condițiile  $Re=250-1000$  și pentru valori ridicate ale presiunilor de lucru, se consideră

$\alpha_D \cong ct.$ , pentru asigurarea condiției de stabilitate a debitului reglat, ca funcție numai de secțiunea reglată /121/. Dar relația (2.14) are utilitate extinsă în analiza curgerii prin secțiunile de droselizare atât, pentru curgeri laminare unde  $K_T$  devine preponderent ( $K_T = f(\gamma)$ ), cât și pentru curgeri de tranziție și turbulente unde  $K_T$  are o participare neglijabilă. În continuare în analiza teoretică a etajelor de distribuție, se va folosi relația (2.14), pentru care este funcție de condițiile reale de curgere.

#### 2.4. Analiza teoretică a etajului distribuitor cu sertar cilindric liniar.

Considerînd distribuitorul cu sertar cilindric liniar cu 4 muchii active, pentru care cele 4 secțiuni de droselizare sînt analoge cu 4 ramuri ale punții Whatstone, cu două circuite elementare tip A/6,51,70,108/ (fig.2.2), pe baza analogiei electrohidraulice, pentru distribuitorul ideal (pierderi de debit nule  $\Delta Q_{sc}=0$ ; fluid incompresibil și nevîscos; sursă de alimentare teoretic, la presiune constantă; geometrie ideală, cu orificii dreptunghiulare cu muchii ascuțite și simetrice; jocuri nule și acoperire zero; rezistență hidraulică a canalelor interioare de conducere nulă /17,45, 63,70,107,108/) și apelînd la relația (2.14) se deduc ecuațiile regimului staționar :

$$\begin{aligned}
 Q_{10} &= K_D \cdot Y_S \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_S^2} + (P_{MA} - P_{04})} - \frac{K_T}{Y_S} \right] \\
 Q_{20} &= K_D \cdot Y_S \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_S^2} + (P_{03} - P_{MA})} - \frac{K_T}{Y_S} \right] \\
 Q_{30} &= K_D \cdot Y_S \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_S^2} + (P_{MB} - P_{04})} - \frac{K_T}{Y_S} \right] \\
 Q_{40} &= K_D \cdot Y_S \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_S^2} + (P_{03} - P_{MB})} - \frac{K_T}{Y_S} \right]
 \end{aligned} \tag{2.15}$$

unde constanta geometrică pentru sertarul cu geometrie ideală, devine :  $K_D = C \sqrt{2/g}$

Introducînd condițiile lui H.Merriitt /108/, vom avea :

$$S_2(Y_5) = S_4(-Y_5); S_1(-Y_5) = S_3(Y_5)$$

$$Q_{10} = Q_{40}; Q_{20} = Q_{30}$$

$$P_{MA} = \frac{P_{03} + \Delta P_{MAB}}{2}; P_{MB} = \frac{P_{03} - \Delta P_{MAB}}{2}$$

$$P_{03} = P_{MA} + P_{MB}; \Delta P_{MAB} = P_{MA} - P_{MB} \quad (2.16)$$

$$Q_{MA} = Q_{20} - Q_{10}; Q_{MB} = Q_{40} - Q_{30}; \text{pentru } Y_5 > 0$$

De unde :-

$$Q_{MA} = K_D \cdot Y_5 \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{03} - P_{MA})} - \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{MA} - P_{04})} \right] \quad (2.17a)$$

$$Q_{MB} = K_D \cdot Y_5 \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{03} - P_{MB})} - \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{MB} - P_{04})} \right]$$

introducînd :  $Q_{MN} = K_D Y_{5N} \sqrt{P_{03}}$  (2.18)-debitul de referință pentru condițiile de la intrare, obținem relațiile adimensionale ale caracteristicii de reglare :

$$\bar{Q}_{MAB} = \bar{Y}_5 \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2 P_{03}} + \frac{1}{2}(1 - \Delta \bar{P}_{MAB})} - \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2 P_{03}} + \frac{1}{2}(1 + \Delta \bar{P}_{MAB})} \right] \quad (2.17b)$$

$$\bar{Q}_{03} = \bar{Y}_5 \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2 P_{03}} + \frac{1}{2}(1 - \Delta \bar{P}_{MAB})} + \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2 P_{03}} + \frac{1}{2}(1 + \Delta \bar{P}_{MAB})} \right]$$

cu notațiile :  $\bar{Q}_{MAB} = Q_{MAB}/Q_{MN}; \bar{Y}_5 = Y_5/Y_{5N}$

Pentru obținerea unui model linear necesar în operații de analiză și sinteză, se dezvoltă în serie Taylor relația (2.17), astfel :

$$\Delta Q_{MAB} = \frac{\partial Q_{MAB}}{\partial Y_5} \cdot \Delta Y_5 + \frac{\partial Q_{MAB}}{\partial \Delta P_{MAB}} \cdot \Delta P_M \quad (2.19)$$

unde :

$$K_{QY} = \frac{\partial Q_{MAB}}{\partial Y_5} = \frac{K_D (P_{03} - P_{MA})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{03} - P_{MA})}} + \frac{K_D (P_{MA} - P_{04})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{MA} - P_{04})}} \quad (2.20a)$$

coeficientul de amplificare în debit ;

$$K_{QP} = \frac{\partial Q_{MAB}}{\partial P_M} = \frac{K_D \cdot Y_5}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{03} - P_{MA})}} + \frac{K_D \cdot Y_5}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_5^2} + (P_{MA} - P_{04})}} \quad (2.20b)$$

coeficientul de amplificare în debit-presiune ;

$$K_{PY} = \frac{\partial P_M}{\partial Y_5} = \frac{K_{QY}}{K_{QP}} \quad (2.20c)$$

coeficientul de amplificare în presiune.

Coeficienții de amplificare se pot calcula din (2.20), sau pot fi evaluați din caracteristicile statice determinate experimental. Coeficienții  $K_{QY}$  și  $K_{PY}$  contribuie direct la stabilitatea sistemului, iar  $K_{QP}$  măsoară amortizarea în sistemul hidraulic, anularea lui fiind în consecință nefavorabilă. Ecuațiile pentru calculul caracteristicilor de reglare (2.17) și cele prezentate în /45, 51, 97, 103/ neglijează jocul radial și chiar gradul de acoperire, apărînd diferențe



între calcule și măsurători. Caracteristicile hidraulice ale distribuitorilor reale, spre deosebire de caracteristicile distribuitorilor ideale, depind esențial de factorii geometrici, ca jocul radial  $J$ , gradele de acoperire  $\gamma_{0i}$  și saturație  $\gamma_s > \gamma_{SN}$ , de condițiile de curgere laminară sau turbulentă și droselizare în secțiunile de conducere.

Parametrii microgeometriei sertarului (jocul radial  $J$  și gradul de acoperire  $\gamma_{0i}$ ), trebuie să aibă o valoare optimă pentru a asigura la poziția  $\gamma_s = 0$ , o rezistență hidraulică maximă, scurgeri minime de debit și sensibilitate maximă. Secțiunile de droselizare sînt determinate din condițiile de viteză și pierderi hidraulice limitate. Gradul de amplificare a ansamblului distribuitor este determinat de caracteristicile de droselizare a sertarului de care depinde debitul vehiculat, ca funcție de cursa sertarului și căderea de presiune, pentru un fluid de proprietăți fizice date.

Ca atare, pornind de la modelele de calcul ale caracteristicilor statice introduse de H.Meritt /108/, F.Klinger /95/ și Kyo Il-Lee /97/, cu privire la analiza caracteristicilor statice a elementelor de distribuție de tip sertar pentru model ideal, se va introduce o descriere completă a ecuațiilor caracteristicilor sertarului distribuitor, ecuații ce vor fi dezvoltate în ansamblul cu luarea în considerație a jocului  $J$  și a gradului de acoperire  $\gamma_{0i}$  ( $i=1,2,3,4$ ) diferit pe cele patru muchii de droselizare, pentru domeniile de funcționare liniară și neliniară:  $-\gamma_{0i} < \gamma_s < \gamma_{0i}$  - în zona acoperirilor negative sau pozitive;  $\gamma_{0i} \leq |\gamma_s| \leq \gamma_{SN}$  - în zona de funcționare normală (liniară);  $|\gamma_s| \geq \gamma_{SN}$  - în zona de saturație a distribuitorului, atît pentru curgerea laminară, cît și de tranziție /58,59/.

#### 2.4.1 Analiza etajului distribuitor cu joc radial și acoperire negativă (nenulă).

Distribuitorul cu acoperire negativă se deosebește constructiv de distribuitorul ideal prin aceea că, toate cele 4 secțiuni de droselizare sînt deschise pentru  $\gamma_s = 0$ . și ca urmare a curgerii inițiale, se asigură o sensibilitate și liniaritate a caracteristicilor hidraulice de reglare. Pentru distribuitorul cu acoperire negativă, descoperirile  $\gamma_{0i}$  sînt considerate dispuse simetric față de muchiile active și diferite, pe secțiunile de droselizare  $\gamma_{01} \neq \gamma_{02} \neq \gamma_{03} \neq \gamma_{04}$  (fig.2.9). La o cursă a sertarului  $\gamma_s$  sînt realizate secțiunile de droselizare (funcție de poziția  $\gamma_s \pm \gamma_{0i}$ ), pentru care debitele date în (2.15; 2.16) devin:

$$\begin{aligned}
 Q_{10} &= K_{Dj} \sqrt{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2} + (P_{MA} - P_{04})} - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2}} \right] \\
 Q_{20} &= K_{Dj} \sqrt{(Y_s - Y_{02})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s - Y_{02})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MA})} - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s - Y_{02})^2 + J^2}} \right] \\
 Q_{30} &= K_{Dj} \sqrt{(Y_s - Y_{03})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s - Y_{03})^2 + J^2} + (P_{MB} - P_{04})} - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s - Y_{03})^2 + J^2}} \right] \\
 Q_{40} &= K_{Dj} \sqrt{(Y_s + Y_{04})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s + Y_{04})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MB})} - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s + Y_{04})^2 + J^2}} \right]
 \end{aligned} \tag{2.21}$$

pentru  $Y_s > 0$  . S-a notat :  $K_{Dj} = C \pi (D_s + J) \sqrt{\frac{2}{\rho}}$

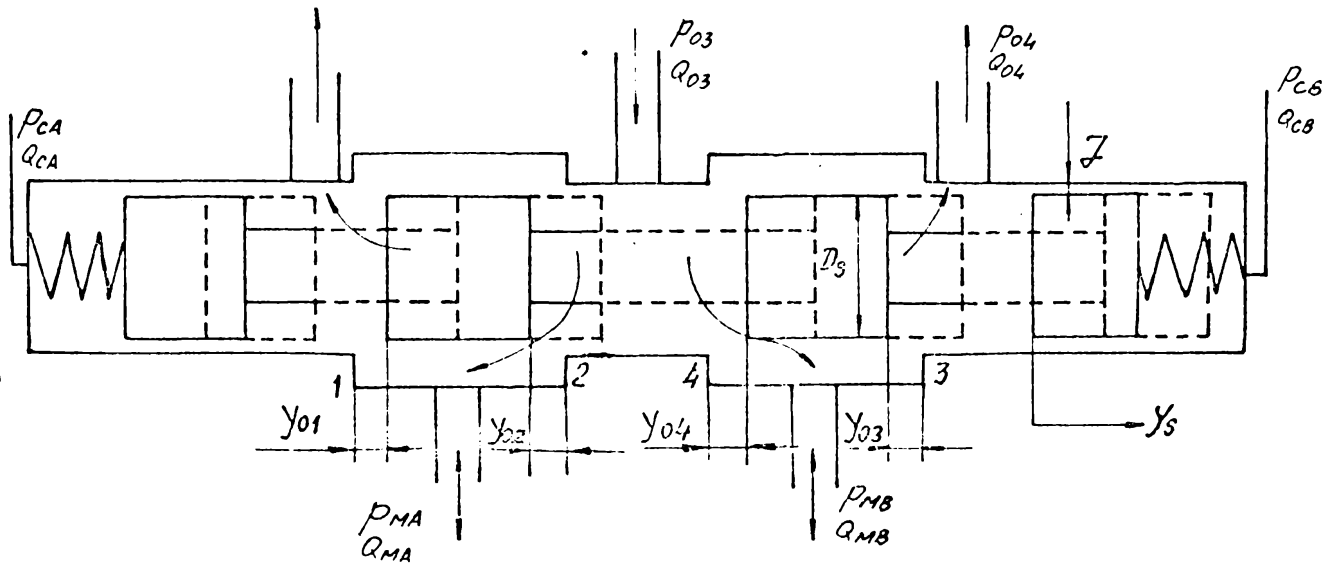


Fig.2.9

Apelînd la modelul de calcul introdus de F.Klinger /95/ și folosind pentru debitul de referință  $Q_{MN} = K_{Dj} \sqrt{Y_{SN}^2 + J^2} \sqrt{P_{03}}$  vom avea :

(2.22)

	zona acoperirilor nenule		zonă liniară	zonă neliniară
	$Y_s < -Y_{0i}$	$ Y_s  \leq Y_{0i}$	$Y_{0i} < Y_s < Y_{SN}$ $-Y_{SN} < Y_s < -Y_{0i}$	$Y_s \geq Y_{SN}$ $Y_s \leq -Y_{SN}$
$Q_{10}$	0	$K_{Dj} \sqrt{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2} +  P_{MA} - P_{04}  \text{sign}(P_{MA} - P_{04})} - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2}} \right]$	$- K_{Dj} \sqrt{(Y_{SN} + Y_{01})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_{SN} + Y_{01})^2 + J^2} +  P_{MA} - P_{04} } \cdot \text{sign}(P_{MA} - P_{04}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_{SN} + Y_{01})^2 + J^2}} \right]$	

<p>Q<sub>20</sub></p>	$K_{0j} \sqrt{(y_s - y_{02})^2 + j^2} \left[ \sqrt{\frac{k_T^2}{(y_s - y_{02})^2 + j^2} +  P_{03} - P_{MA}  \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MA}) - \frac{k_T}{\sqrt{(y_s - y_{02})^2 + j^2}}} \right] - K_{0j} j \left[ \sqrt{\frac{k_T^2}{j^2} +  P_{03} - P_{MA}  \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MA}) - \frac{k_T}{j}} \right]$
<p>Q<sub>30</sub></p>	$K_{0j} \sqrt{(y_s - y_{03})^2 + j^2} \left[ \sqrt{\frac{k_T^2}{(y_s - y_{03})^2 + j^2} +  P_{03} - P_{MB}  \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MB}) - \frac{k_T}{\sqrt{(y_s - y_{03})^2 + j^2}}} \right] - K_{0j} j \left[ \sqrt{\frac{k_T^2}{j^2} +  P_{03} - P_{MB}  \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MB}) - \frac{k_T}{j}} \right]$
<p>Q<sub>40</sub></p>	$0 - K_{0j} \sqrt{(y_s + y_{04})^2 + j^2} \left[ \sqrt{\frac{k_T^2}{(y_s + y_{04})^2 + j^2} +  P_{MB} - P_{04}  \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04}) - \frac{k_T}{\sqrt{(y_s + y_{04})^2 + j^2}}} \right] - K_{0j} \sqrt{(y_{sN} + y_{04})^2 + j^2} \left[ \sqrt{\frac{k_T^2}{(y_{sN} + y_{04})^2 + j^2} +  P_{MB} - P_{04}  \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04}) - \frac{k_T}{\sqrt{(y_{sN} + y_{04})^2 + j^2}}} \right]$

Conform (2.12) în joc inelar debitul scurs va fi :

$$Q = C \pi (D_s + j) j \left[ \sqrt{\left(\frac{c \nu}{4a^2 j}\right)^2 + \frac{2\Delta p}{\rho}} - \frac{c \nu}{4a^2 j} \right] \quad (2.23)$$

Pentru distribuitorul cu acoperire negativă și joc inelar, folosind (2.16 ; 2.22), vom avea :

$$(2.24)$$

$$\frac{Q_{MA}}{Q_{MN}} = \frac{1}{\sqrt{P_0(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{J^2} + |P_03 - P_{MA}| \cdot \text{sign}(P_03 - P_{MA}) - \frac{K_T}{J}} \right] -$$

$$- \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J + \bar{Y}_{04})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2} + |P_{MA} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MA} - P_{04}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2}}} \right]$$

$$\frac{Q_{MB}}{Q_{MN}} = \frac{1}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{J^2} + |P_{MB} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04}) - \frac{K_T}{J}} \right] -$$

pentru  $Y_{0i} < Y_5 < Y_{5N}$

$$- \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J + \bar{Y}_{04})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2} + |P_03 - P_{MB}| \cdot \text{sign}(P_03 - P_{MB}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2}}} \right]$$

$$\frac{Q_{MA}}{Q_{MN}} = \frac{1}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{J^2} + |P_03 - P_{MA}| \cdot \text{sign}(P_03 - P_{MA}) - \frac{K_T}{J}} \right] -$$

$$- \frac{\sqrt{(\bar{Y}_{JN} + \bar{Y}_{04})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2} + |P_{MA} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MA} - P_{04}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2}}} \right]$$

pentru  $Y_5 \geq Y_{5N}$

$$\frac{Q_{MB}}{Q_{MN}} = \frac{1}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{5N}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{J^2} + |P_{MB} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04}) - \frac{K_T}{J}} \right] -$$

$$- \frac{\sqrt{(Y_{JN} + Y_{04})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{5N}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2} + |P_03 - P_{MB}| \cdot \text{sign}(P_03 - P_{MB}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2}}} \right]$$

$$\frac{Q_{MA}}{Q_{MN}} = \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J - \bar{Y}_{02})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 - Y_{02})^2 + J^2} + |P_03 - P_{MA}| \cdot \text{sign}(P_03 - P_{MA}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 - Y_{02})^2 + J^2}}} \right] -$$

$$- \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J + \bar{Y}_{04})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2} + |P_{MA} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MA} - P_{04}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2}}} \right]$$

pentru  $-Y_{0i} < Y_5 < Y_{0i}$

$$\frac{Q_{MB}}{Q_{MN}} = \frac{\sqrt{(Y_J - Y_{03})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 - Y_{03})^2 + J^2} + |P_{MB} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 - Y_{03})^2 + J^2}}} \right] -$$

$$- \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J + \bar{Y}_{04})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2} + |P_03 - P_{MB}| \cdot \text{sign}(P_03 - P_{MB}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 + Y_{04})^2 + J^2}}} \right]$$

$$\frac{Q_{MA}}{Q_{MN}} = \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J + \bar{Y}_{02})^2 + 1}}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_5 + Y_{02})^2 + J^2} + |P_03 - P_{MA}| \cdot \text{sign}(P_03 - P_{MA}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_5 + Y_{02})^2 + J^2}}} \right] -$$

$$- \frac{1}{\sqrt{P_03(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{J^2} + |P_{MA} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MA} - P_{04}) - \frac{K_T}{J}} \right]$$

pentru  $-Y_{5N} < Y_5 < -Y_{0i}$

$$\frac{Q_{MB}}{Q_{MN}} = \frac{\sqrt{(\bar{y}_z + \bar{y}_{03})^2 + 1}}{\sqrt{P_{03} (\bar{y}_{zN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(y_s + y_{03})^2 + J^2} + |P_{MB} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04})} - \frac{K_T}{\sqrt{(y_s + y_{03})^2 + J^2}} \right] - \frac{1}{\sqrt{P_{03} (\bar{y}_{zN}^2 + 1)}} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{J^2} + |P_{03} - P_{MB}| \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MB})} - \frac{K_T}{J} \right]$$

Funcția complexă (2.24), reprezintă ecuația generalizată a caracteristicii de reglare în debit,  $Q_{MA} = f(y_s)_{\Delta P_M} = 0$  în presiune  $\Delta P_{MAB} = f(y_s)_{Q_{MAB}} = 0$  și de sarcină  $Q_{MAB} = f(\Delta P_{MAB})_{y_{sd}}$  în condițiile de curgere laminară și de tranziție cu reprezentarea adimensională în zonele liniare și neliniare și cu luarea în considerație a jocului inelar  $J$  și a gradului de acoperire nenul,  $y_{0i} \neq 0$ .

O realție similară lui (2.24) se obține introducînd în relațiile date de Kyo Il-Lee /97/ : influența jocului inelar  $J$  și a gradului de acoperire nenul  $y_{0i} \neq 0$  pentru curgerea laminară și turbulentă . De unde vom avea :

(2.25)

$$Q_{10} = \frac{K_{01}}{2} \left[ 1 + \text{sign}(y_s + y_{01}) \right] \sqrt{(y_s + y_{01})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(y_s + y_{01})^2 + J^2} + |P_{MA} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MA} - P_{04})} - \frac{K_T}{\sqrt{(y_s + y_{01})^2 + J^2}} \right]$$

$$Q_{20} = \frac{K_{02}}{2} \left[ 1 - \text{sign}(y_s - y_{02}) \right] \sqrt{(y_s - y_{02})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(y_s - y_{02})^2 + J^2} + |P_{03} - P_{MA}| \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MA})} - \frac{K_T}{\sqrt{(y_s - y_{02})^2 + J^2}} \right]$$

$$Q_{30} = \frac{K_{03}}{2} \left[ 1 - \text{sign}(y_s - y_{03}) \right] \sqrt{(y_s - y_{03})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(y_s - y_{03})^2 + J^2} + |P_{MB} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04})} - \frac{K_T}{\sqrt{(y_s - y_{03})^2 + J^2}} \right]$$

$$Q_{40} = \frac{K_{04}}{2} \left[ 1 + \text{sign}(y_s + y_{04}) \right] \sqrt{(y_s + y_{04})^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(y_s + y_{04})^2 + J^2} + |P_{03} - P_{MB}| \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MB})} - \frac{K_T}{\sqrt{(y_s + y_{04})^2 + J^2}} \right]$$

In mod similar (2.24) din (2.16) și (2.25), obținem distribuția de debite în ansamblul distribuitor sub forma :

(2.26)

$$\frac{Q_{MA}}{Q_{MN}} = \frac{1}{2} \left\{ \left[ 1 - \text{sign}(Y_s - Y_{02}) \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J - \bar{Y}_{02})^2 + 1}}{\sqrt{(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \right] \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s - Y_{02})^2 + J^2}} + |P_{03} - P_{MA}| \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MA}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s - Y_{02})^2 + J^2}} \right] - \left[ 1 + \text{sign}(Y_s - Y_{01}) \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J + \bar{Y}_{01})^2 + 1}}{\sqrt{P_{03}(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \right] \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2}} + |P_{MB} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s + Y_{01})^2 + J^2}} \right] \right\}$$

$$\frac{Q_{MB}}{Q_{MN}} = \frac{1}{2} \left\{ \left[ 1 - \text{sign}(Y_s - Y_{03}) \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J - \bar{Y}_{03})^2 + 1}}{\sqrt{P_{03}(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \right] \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s - Y_{03})^2 + J^2}} + |P_{MB} - P_{04}| \cdot \text{sign}(P_{MB} - P_{04}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s - Y_{03})^2 + J^2}} \right] - \left[ 1 + \text{sign}(Y_s + Y_{04}) \frac{\sqrt{(\bar{Y}_J + \bar{Y}_{04})^2 + 1}}{\sqrt{P_{03}(\bar{Y}_{JN}^2 + 1)}} \right] \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_s + Y_{04})^2 + J^2}} + |P_{03} - P_{MB}| \cdot \text{sign}(P_{03} - P_{MB}) - \frac{K_T}{\sqrt{(Y_s + Y_{04})^2 + J^2}} \right] \right\}$$

Pentru zona de saturație  $Y_s \geq Y_{sN}$ , relațiile (2.26), se vor transforma similar relațiilor (2.24). La definirea sensului de deplasare sertar-curgere fluid, s-au introdus funcțiile Kroneker de forma:

$$\sqrt{P_{03} - P_{MA}} = \sqrt{|P_{03} - P_{MA}|} \text{sign}(P_{03} - P_{MA}); Y_s = |Y_s| \text{sign}(Y_s)$$

Structura caracteristicilor statice a ansamblului distribuitor, se va reprezenta sintetic într-o schemă bloc (fig.2.10) pentru sistemele neliniare cu elementele  $Y_s, P_{MA}, P_{MB}, Q_{MA}, Q_{MB}$ . Funcțiile  $F_1(P_{MA}, Y_s), F_2(P_{MB}, Y_s)$  caracterizează legătura neliniară pentru mărimile variabile în timp ale relațiilor (2.24; 2.26).

Coeficienții de amplificare  $K_{qy}, K_{qp}, K_{py}$ , definiți în (2.20) pentru joc inelar  $J$  și grad de acoperire  $Y_{0i} \neq 0$  vor fi :

- coeficientul de amplificare în debit :

$$K_{QYA} = \frac{\partial Q_{MA}}{\partial Y_S} = \frac{K_{D3} (P_{03} - P_{MA})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S - Y_{02})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MA})}} - \frac{K_{D3} (P_{MA} - P_{04})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{01})^2 + J^2} + (P_{MA} - P_{04})}} \quad (2.27 \text{ a})$$

$$K_{QYB} = \frac{\partial Q_{MB}}{\partial Y_S} = \frac{K_{D3} (P_{MB} - P_{04})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S - Y_{03})^2 + J^2} + (P_{MB} - P_{04})}} - \frac{K_{D3} (P_{03} - P_{MB})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{04})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MB})}}$$

pentru  $-Y_{0i} < Y_S < Y_{0i}$

$$K_{QYA} = \frac{\partial Q_{MA}}{\partial Y_S} = \frac{-K_{D3} (P_{MA} - P_{04})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{01})^2 + J^2} + (P_{MA} - P_{04})}} \quad (2.27 \text{ b})$$

$$K_{QYB} = \frac{\partial Q_{MB}}{\partial Y_S} = \frac{-K_{D3} (P_{03} - P_{MB})}{\sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{04})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MB})}}$$

pentru  $Y_{0i} \leq Y_S \leq Y_{SN}$

- coeficientul de amplificare în debit-presiune :

$$K_{QPA} = \frac{\partial Q_{MA}}{\partial \Delta P_M} = \frac{K_{D3} \sqrt{(Y_S - Y_{02})^2 + J^2}}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S - Y_{02})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MA})}} - \frac{K_{D3} \sqrt{(Y_S + Y_{01})^2 + J^2}}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{01})^2 + J^2} + (P_{MA} - P_{04})}} \quad (2.27 \text{ c})$$

$$K_{QPB} = \frac{\partial Q_{MB}}{\partial \Delta P_M} = \frac{K_{D3} \sqrt{(Y_S - Y_{03})^2 + J^2}}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S - Y_{03})^2 + J^2} + (P_{MB} - P_{04})}} - \frac{K_{D3} \sqrt{(Y_S + Y_{04})^2 + J^2}}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{04})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MB})}}$$

pentru  $-Y_{0i} < Y_S < Y_{0i}$

$$K_{QPA} = \frac{\partial Q_{MA}}{\partial \Delta P_M} = \frac{-K_{D3} \sqrt{(Y_S + Y_{01})^2 + J^2}}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{01})^2 + J^2} + (P_{MA} - P_{04})}} \quad (2.27 \text{ d})$$

$$K_{QPB} = \frac{\partial Q_{MB}}{\partial \Delta P_M} = \frac{-K_{D3} \sqrt{(Y_S + Y_{04})^2 + J^2}}{2 \sqrt{\frac{K_T^2}{(Y_S + Y_{04})^2 + J^2} + (P_{03} - P_{MB})}}$$

pentru  $Y_{0i} \leq Y_S \leq Y_{SN}$

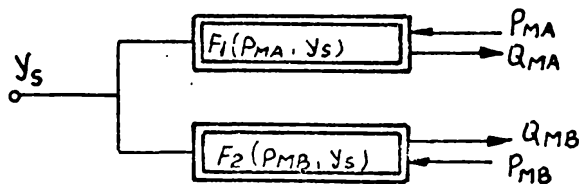


Fig. 2.10

Forma liniarizată a caracteristicii de reglare  $Q_M = f(\Delta P_M, Y_S)$  va fi dată de (2.19) prin aplicarea dezvoltării în serii Taylor și introducerea coeficienților  $K_{QY}, K_{QP}, K_{PY}$ , (2.27) sub forma:

$$Q_{MA}(Y_S + \Delta Y_S, P_{MA0} + \Delta P_{MA}) = Q_{MA}(Y_{S0}, P_{MA0}) + \left( \frac{\partial Q_{MA}}{\partial Y_S} \right)_{Y_{S0}, P_{MA0}} \cdot \Delta Y_S + \left( \frac{\partial Q_{MA}}{\partial \Delta P_M} \right)_{Y_{S0}, P_{MA0}} \cdot \Delta P_{MAB} \quad (2.28)$$

care devine :

$$\begin{aligned} \Delta Q_{MAB} &= K_{QY} \cdot \Delta Y_S - K_{QP} \cdot \Delta P_{MAB} \\ \Delta P_{MAB} &= K_{PY} \cdot \Delta Y_S - K_{PQ} \cdot \Delta Q_{MAB} \end{aligned} \quad (2.29)$$

cu notațiile :  $K_{PQ} = K_{PY} / K_{QY}$ ,  $K_{QP} = K_{QY} / K_{PY}$ . Relațiile (2.29) cu valorile calculate ale coeficienților sînt utilizate în analiza comportării dinamice a SVEH.

Pentru poziția de nul a sertarului în prezența acoperirilor negative  $Y_{oi}$ , scurgerile de debit sînt date de relația :

$$\Delta Q_{sc} = 2 K_{0j} \sqrt{Y_{oi}^2 + J^2} \left[ \sqrt{\frac{K_T^2}{Y_{oi}^2 + J^2} + P_{03}} - \frac{K_T}{Y_{oi}^2 + J^2} \right] \quad (2.30)$$

Relațiile (2.21-2.27) s-au determinat pe baza unei sinteze a modelelor de calcul, a caracteristicilor statice de reglare, cu privire la distribuția de debite și presiuni în ansamblul distribuitor, abordate de F.Klinger /95/, Kyo Il-Lee /97/, H.Merrit /108/, H.Baumgartner /9/, N.S.Gamînin /70/, H.veule /183/ și H.J. Feigel /58,59/ și vin să completeze modelele matematice de calcul într-o formă unitară, cu scoaterea în evidență a microgeometriei ansamblului sertar-corp distribuitor și a caracterului curgerii asupra performanțelor de reglare.

În fig. 2.11, s-au reprezentat caracteristicile de reglare  $\bar{Q}_{MAB} = f(\Delta \bar{P}_{MAB}, \bar{Y}_S)$ , pentru direcțiile de curgere A și B, calculînd, relațiile (2.24), pentru care se scoate în evidență influența gradului de acoperire  $Y_{oi}$  și a jocului J, asupra gradului de liniaritate și a mărimii debitului droselizat.

Relațiile determinate, scot în evidență funcționarea ansamblului sertar distribuitor în cele 3 zone de funcționare : în zona acoperirilor negative sau pozitive  $|Y_S| < Y_{oi}$  ; în zona liniară  $Y_{oi} < Y_S < Y_{SN}$  și în zona de saturație  $|Y_S| \geq Y_{SN}$ . Debitul care trece prin distribuitor este sensibil afectat de gradul de acoperire



Parametrii geometrici	
Diametru sertar	$D_s = 6,6 \text{ mm}$
Cursa sertar	$\gamma_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
Jocul	$J = 0,07 \text{ mm}$
Gradul de acoperire	$\gamma_{aj} = -0,0795 \text{ mm}$ $\gamma_{ai} = -13,9\%$
Parametrii hidraulici	
Presiunea de alimentare	$P_{03} = 5,5 \text{ MPa}$
Debitul nominal	$Q_{MN} = 8,51 \text{ L/min}$
Debitul maxim reglat	$Q_{MA} = 8,53 \text{ L/min}$ $\bar{Q}_{MA} = 1,133$

Sertar 54

Caracteristica teoretică adimensională de reglare

a)  $\bar{Q}_M = f(\bar{\gamma}_s) \Delta P_{Mct}$

b)  $\bar{Q}_M = f(\Delta P_M) \bar{\gamma}_{sct}$

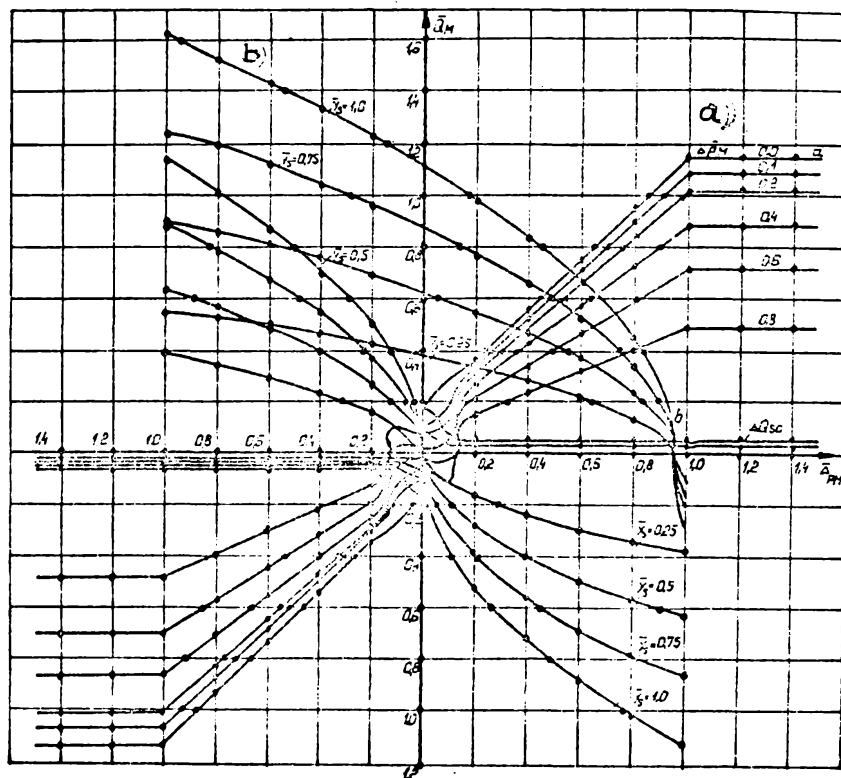


Fig.2.11 a

Parametrii geometrici	
Diametru sertar	$D_s = 6,6 \text{ mm}$
Cursa sertar	$\gamma_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
Jocul	$J = 0,07 \text{ mm}$
Gradul de acoperire	$\gamma_{aj} = 0,041$ $\gamma_{ai} = -7,6\%$
Parametrii hidraulici	
Presiunea de alimentare	$P_{03} = 5,5 \text{ MPa}$
Debitul minim	$Q_{MN} = 8,51 \text{ L/min}$
Debitul maxim reglat	$Q_{MA} = 8,3894 \text{ L/min}$ $\bar{Q}_M = 1,0562$

Sertar S3

Caracteristica teoretică adimensională de reglare a SVEH 2T-7,5

a)  $\bar{Q}_M = f(\bar{\gamma}_s) \Delta P_{Mct}$

b)  $Q_M = f(\Delta P_M) \gamma_{sct}$

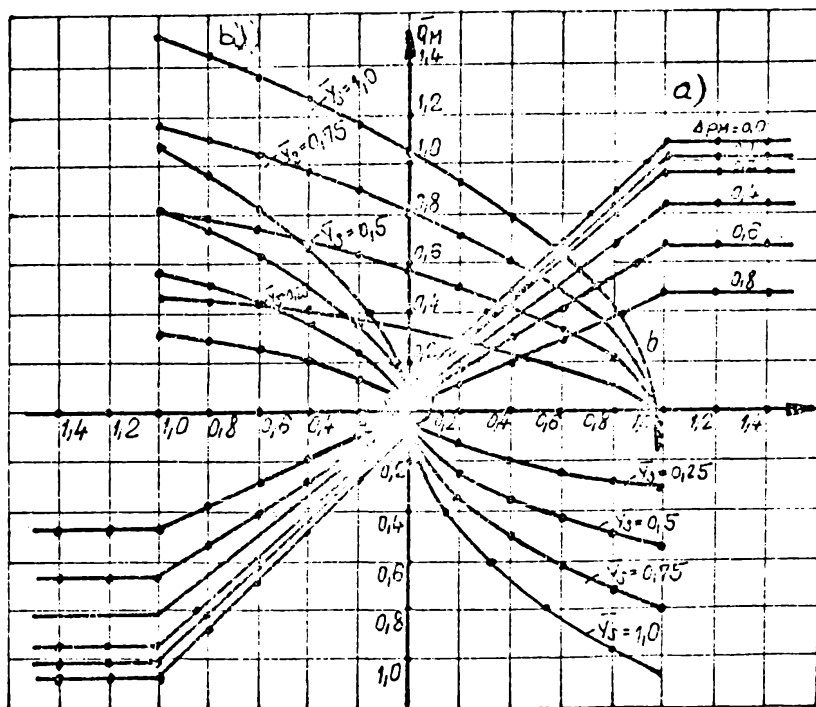


Fig.2.11 b

PARAMETRII GEOMETRICI	
DIAMETRU SERTAR	$D_s = 6,6 \text{ mm}$
CURSA SERTAR	$\bar{\gamma}_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
JOCUL	$J = 0,007 \text{ mm}$
GRADUL DE ACOPERIRE	$\gamma_{oi} = 0,0205 \text{ mm}$ $\gamma_{oi} = 3,8\%$
PARAMETRII HIDRAULICI	
PRESIUNEA DE ALIMENT	$P_{03} = 5,5 \text{ MPa}$
DEBITUL NOMINAL	$\bar{Q}_{MN} = 851 \text{ l/min}$
DEBITUL MAX REGLAT	$\bar{Q}_M = 867,24 \text{ l/min}$ $\bar{Q}_M = 1429 \text{ l/min}$

sertar s 2 .

Caracteristica teoretică adimensională de reglare a SVEH 2T-75

- a)  $\bar{Q}_M = f(\bar{\gamma}_s) \Delta P_M c t$   
 b)  $\bar{Q}_M = f(\Delta P_M) \bar{\gamma}_s c t$

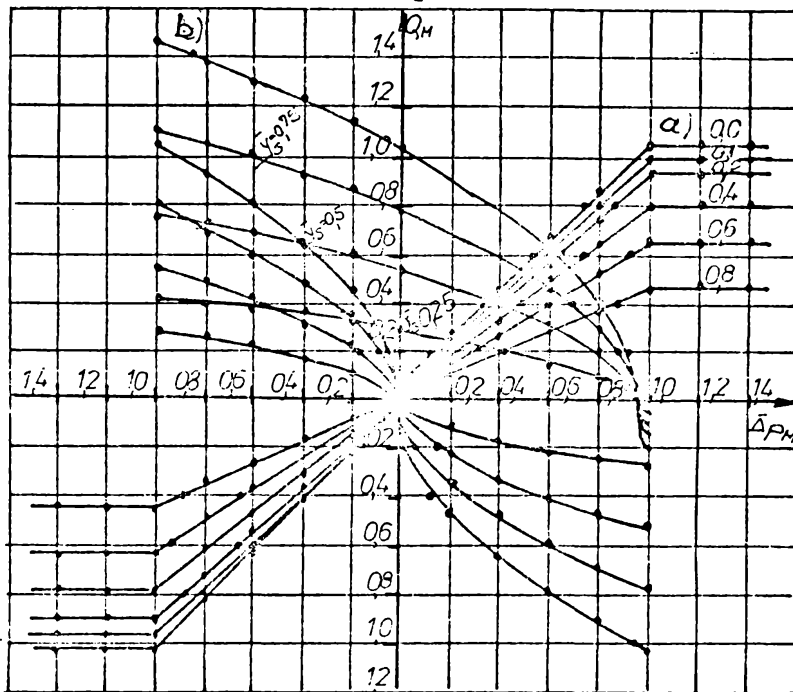


Fig.2.11 c

Parametrii geometrici	
Diamentru sertar	$\bar{D}_s = 6,6 \text{ mm}$
Cursa sertar	$\bar{\gamma}_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
Jocul	$J = 0,007 \text{ mm}$
Gradul de acoperire	$\gamma_{oi} = 0,0205 \text{ mm}$ $\gamma_{oi} = 3,37\%$
Parametrii hidraulici	
Presiunea de alimentare	$P_{03} = 5,5 \text{ MPa}$
Debitul nominal	$\bar{Q}_{MN} = 851 \text{ l/min}$
Debitul maxim reglat	$\bar{Q}_{MA} = 832 \text{ l/min}$ $\bar{Q}_{MA} = 9,978$

Sertar s1

Caracteristica teoretică adimensională de reglare a SVEH 2T-7,5

- a)  $\bar{Q}_M = f(\bar{\gamma}_s) \Delta P_M c t$   
 b)  $\bar{Q}_M = f(\Delta P_M) \bar{\gamma}_s c t$

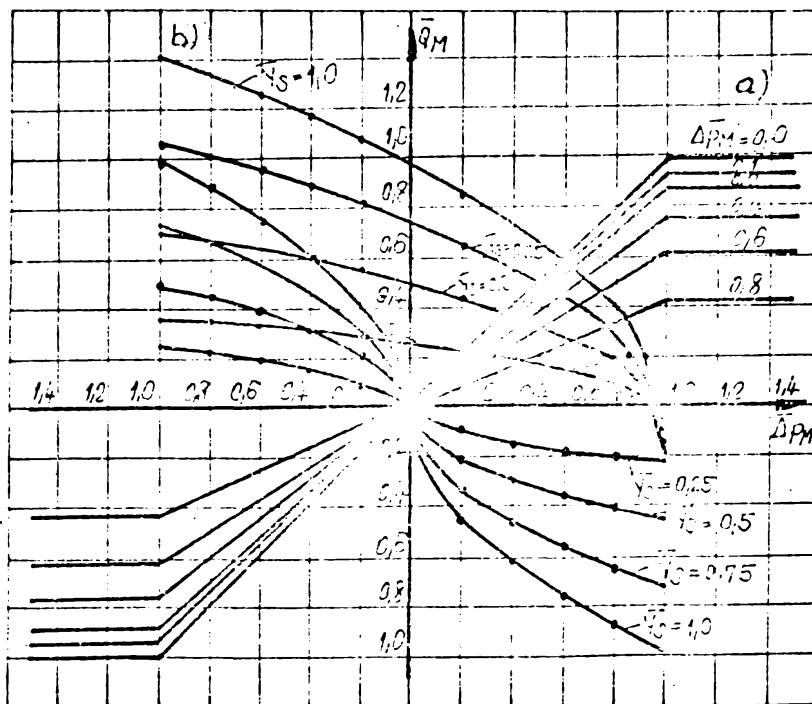


Fig.2.11 d

Parametrii geometrici	
Diametru sertar	$D_s = 5,6 \text{ mm}$
Cursă sertar	$Y_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
Jocul	$J = 0,007 \text{ mm}$
Gradul de acoperire	$Y_{oi} = 0,004$ $Y_{ai} = -0,074 \%$
Parametrii hidraulici	
Presiunea de alimentare	$P_{a3} = 5,5 \text{ MPa}$
Debitul nominal	$Q_{MN} = 8,51 \text{ l/mm}$
Debitul maxim reglat	$Q_{MA} = 0,988$

Sertar S5

Caracteristica teoretică adimensională de reglare 2T-7,5

a)  $\bar{Q}_M = f(\bar{Y}_s) \Delta P_{Mc} t$   
 b)  $Q_M = f(\Delta P_M) \bar{Y}_{sc} t$

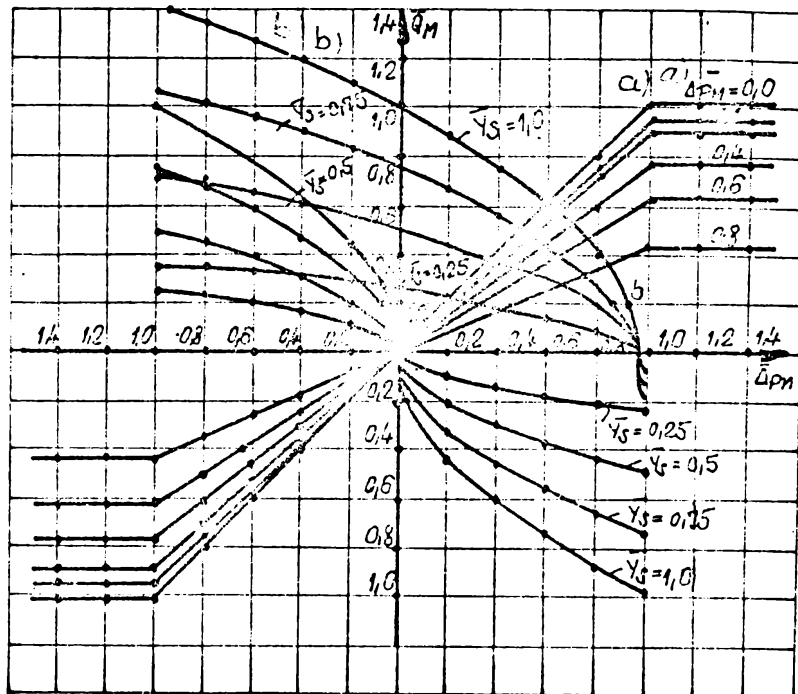


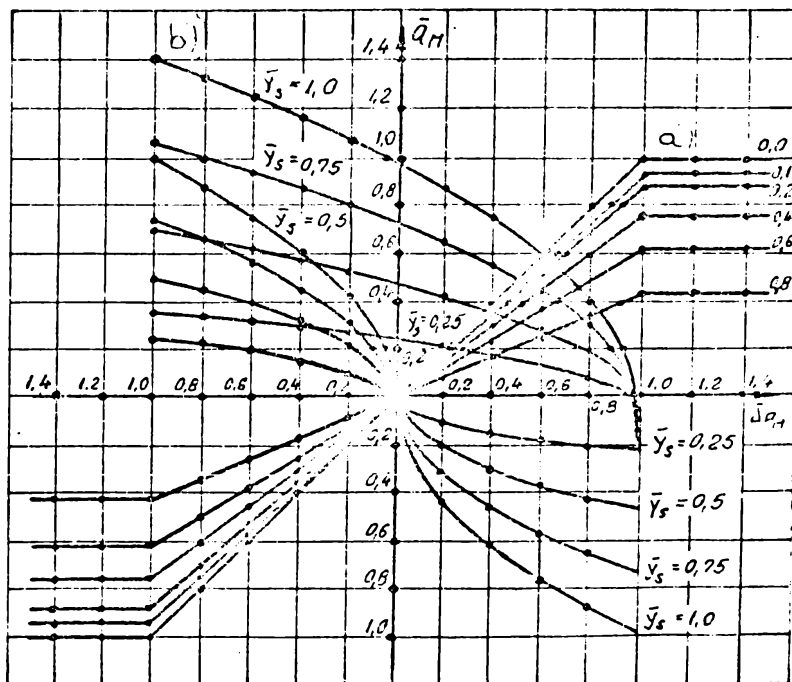
Fig.2.11 e

Parametrii geometrici	
Diametru sertar	$D_s = 6,6 \text{ mm}$
Cursă sertar	$Y_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
Jocul	$J = 0,007 \text{ mm}$
Gradul de acoperire	$Y_{oi} = +0,002$ $Y_{ai} = 0,37 \%$
Parametrii hidraulici	
Presiunea de alimentare	$P_{a3} = 5,5 \text{ MPa}$
Debitul nominal	$Q_{MN} = 8,51 \text{ l/mm}$
Debitul max. reglat	$Q_{MA} = 8,32 \text{ l/mm}$ $\bar{Q}_{MA} = 0,978$

Sertar S6

Caracteristica teoretică adimensională de reglare a SVEH 2T-7,5

a.)  $\bar{Q}_M = f(Y_s) \Delta P_{Mc} t$   
 b.)  $\bar{Q}_M = f(\Delta P_M) \bar{Y}_{sc} t$



PARAMETRII GEOMETRICI	
DIAMETRU SERTAR	$D_s = 6,6 \text{ mm}$
CURSA SERTAR	$Y_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
JOCUL	$J = 0,007 \text{ mm}$
GRADUL DE ACOPERIRE	$Y_{ai} = 0,0365 \text{ mm}$ $Y_{oi} = 6,66\%$
PARAMETRII HIDRAULICI	
PREZIUNE DE ALIMENT	$P_{03} = 5,5 \text{ MPa}$
DEBITUL NOMINAL	$Q_{MN} = 8,514 \text{ l/min}$
DEBITUL MAXIM REGLAT	$Q_{MA} = 7,794 \text{ l/min}$ $Q_{MA} = 0,9153$

Sertar s 7

CARACTERISTICA TEORETICA ADMENSIONALA DE REGLARE A SVEH 2T-75

- a)  $Q_M = f(\gamma_s) \bar{\Delta P_M} c t$
- b)  $Q_M = f(\bar{\Delta P_M}) \gamma_s c t$

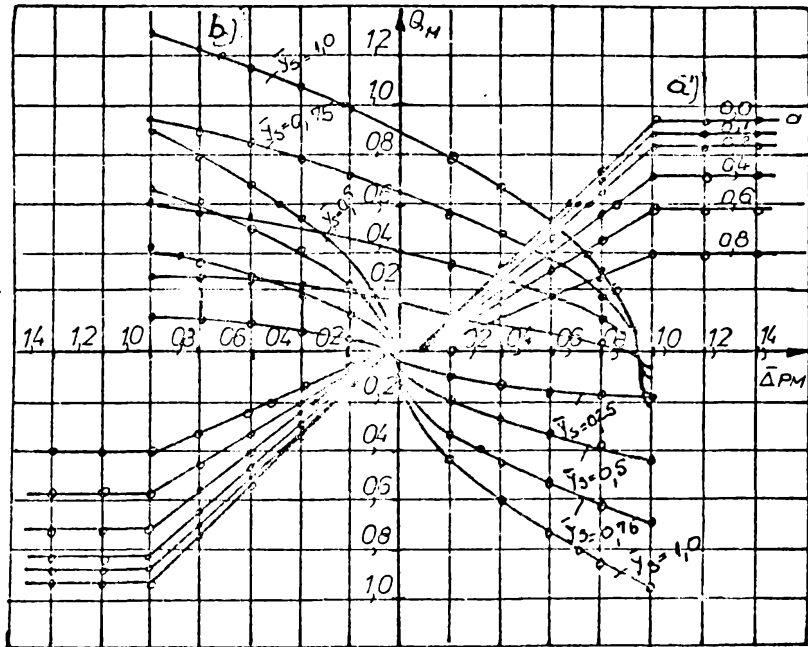


Fig.2.11 g

Parametrii geometrici	
diamentru sertar	$D_s = 6,6 \text{ mm}$
Curso sertar	$Y_{SN} = 0,54 \text{ mm}$
Jocul	$J = 0,0007 \text{ mm}$
Gradul de acoperire	$Y_{ai} = 0,03795 \text{ mm}$ $Y_{oi} = +14,7\%$
Parametrii hidraulici	
Preziune de aliment	$P_{03} = 5,5 \text{ MPa}$
Debitul nominal	$Q_{MN} = 8,514 \text{ l/min}$
Debitul maxim reglat	$Q_{MA} = 7,794 \text{ l/min}$ $Q_{MA} = 0,8371$

Sertar S8

Caracteristica teoretică adimensională de reglare a SVEH 2T-75

- a)  $Q_M = f(\gamma_s) \bar{\Delta P_M} c t$
- b)  $Q_M = f(\bar{\Delta P_M}) \gamma_s c t$

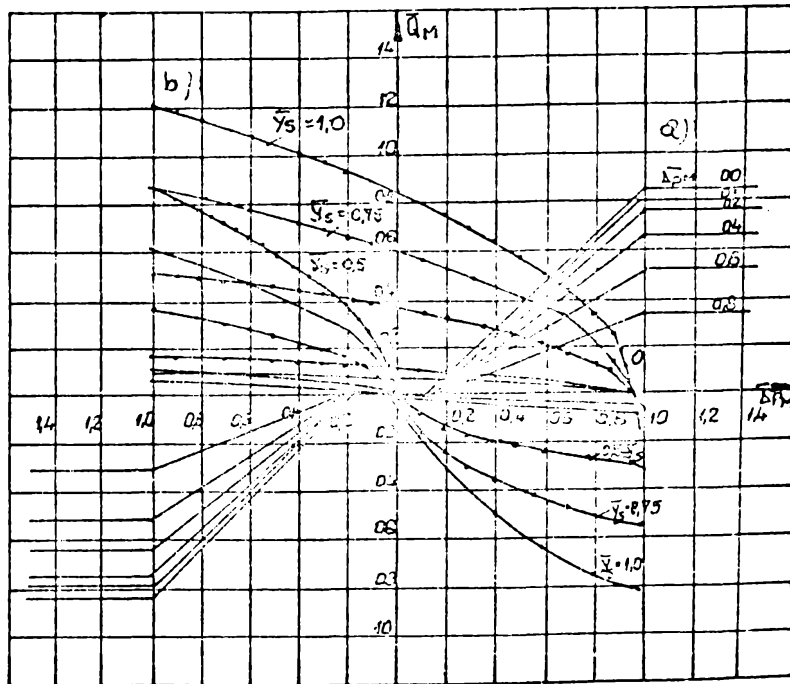


Fig.2.11 h

$\gamma_{0i}$  ( $i=1,2,3,4$ ) . Caracterul cvasiliniar al debitului, pentru acoperirea zero ( $\gamma_{0i}=0$ ), (fig.2.11 d,e) este alterat în cazurile : ansamblul sertar-corp distribuitor cu acoperire negativă sau pozitivă (fig.2.11 a,b,g,h), apărînd astfel o zonă de insensibilitate în jurul poziției de zero a sertarului. La acoperiri pozitive și negative mici (fig.2.11 c,d,e,f),  $0 \leq \gamma_{0i} \leq 2J$ , în domeniul deplasărilor mici ale sertarului simetric, caracteristicile de reglare se determină complet funcție de jocul inelar și gradul de acoperire, și se realizează o dependență a presiunii  $\Delta P_{MAB} = P_{MA} - P_{MB}$  față de coordonata  $\gamma_s$ , apropiată de caracteristica liniară  $\Delta P_{MAB} = K_{py} \cdot \gamma_s$ .

Pentru deplasări mari ale sertarului,  $\gamma_s \geq \gamma_{0i}$ , presiunile  $P_{MA}$  și  $P_{MB}$  ating valorile presiunilor de alimentare și devin constante și se exprimă ca o funcție neliniară . Odată cu creșterea gradului de acoperire, în domeniul acoperirilor pozitive ( $\gamma_{0i} \geq 5J$ ) (fig.2.11 g,h), panta de creștere a presiunii și coeficientul corespunzător amplificării presiunii, se micșorează. La valori mari ale acoperirilor pozitive (fig.2.11 h) în jurul punctului de zero a sertarului, caracteristica de reglare, scoate în evidență zona de insensibilitate. Valori ale gradului de acoperire  $2J \leq \gamma_{0i} \leq 5J$  (limite tehnologice prescrise) pentru  $J=0,003-0,007$  mm, permit obținerea unor zone neliniare minime în jurul punctului de zero a sertarului (fig.2.11 c,d,e). În zona acoperirilor negative mari (fig.2.11 a,b), pentru  $\gamma_s=0$ , se obține un coeficient de amplificare  $K_{Qy}$  de mărime mai mare, care determină o amortizare mai bună a oscilațiilor și stabilitatea curgerii, dar în acelaș timp este cauza apariției unor alunecări la încărcarea statică și a unor scurgeri majore în poziția de zero (2.30). Sertarul distribuitor cu acoperire pozitivă sau negativă, se comportă nu ca un releu, așa cum se produce în cazul sertarului ideal, ci în funcție de dependența pentru care funcțiile  $Q_M = f(\gamma_s, \Delta P_M)$  ;  $Q_M = f(\gamma_s)$  sînt continue pe domenii .

Alegerea gradului de acoperire  $\gamma_{0i}$  și mărimea jocului inelar  $J$ , sînt importante, căci intervin probleme de consum, de precizie, de stabilitate, de amortizare și elasticitatea sistemului. Relațiile sintetizate în lucrare (2.22 ; 2.24), scot în evidență <sup>influența</sup> gradului de acoperire  $\gamma_{0i} \neq 0$ , diferit pe secțiunile de droselizare ( $\gamma_{01} \neq \gamma_{02} \neq \gamma_{03} \neq \gamma_{04}$ ), caz real practic, întrucît nu se poate realiza tehnologic o simetrizare perfectă a muchiiilor de droselizare a sertarului distribuitor. Totodată aceste relații permit analiza influenței valorilor diferite ale acoperirilor ( $\gamma_{0i}$ ) pe cele patru secțiuni de droselizare asupra caracteristicilor de



reglare. Realizarea tehnologică a unor valori minime pentru  $\Delta p_0$  și  $J$ , este extrem de dificilă, căci se necesită ajustarea a uneia, a două sau a patru părți conjugate a sertarului și corpului distribuitor. Experimental se poate determina precis mărimea gradului de acoperire pe cele patru secțiuni de droselizare și a jocului inelar prin măsurare a deplasării sertarului între pozițiile de comutare a debitului de alimentare pe cele două direcții de curgere, prin intermediul unui comparator și a unui microscop optic.

2.5. Analiza teoretică a etajului de comandă ajutoraj-clapetă.

Elementele de comandă ajutoraj-clapetă se construiesc în variantele cu ajutoraj-clapetă simplu și dublu /17,64,65,85.108/. Ca element de circuit, este alcătuit din două rezistențe hidraulice serie  $R_1$  fixă și  $R_2$  reglabilă (fig.2.12). La deschideri mari ale clapetei, în ansamblul rezistențelor, predomină rezistența fixă  $R_1$ . Pentru micșorarea influenței rezistențelor fixe, este necesară limitarea intervalului de reglare a poziției clapetei. Tsun-Ying Feng /167/, pe baza măsurătorilor experimentale, confirmate de ecuația caracteristicilor de reglare (fig.2.12).

$$\frac{P_{21}}{P_{01}} = \frac{1}{1 + \left(\frac{\alpha_{OT}}{\alpha_{CT}}\right)^2 \cdot \left(\frac{d_1}{d_2}\right)^4 \cdot \left(\frac{x_0}{d_1}\right)^2} \quad (2.31)$$

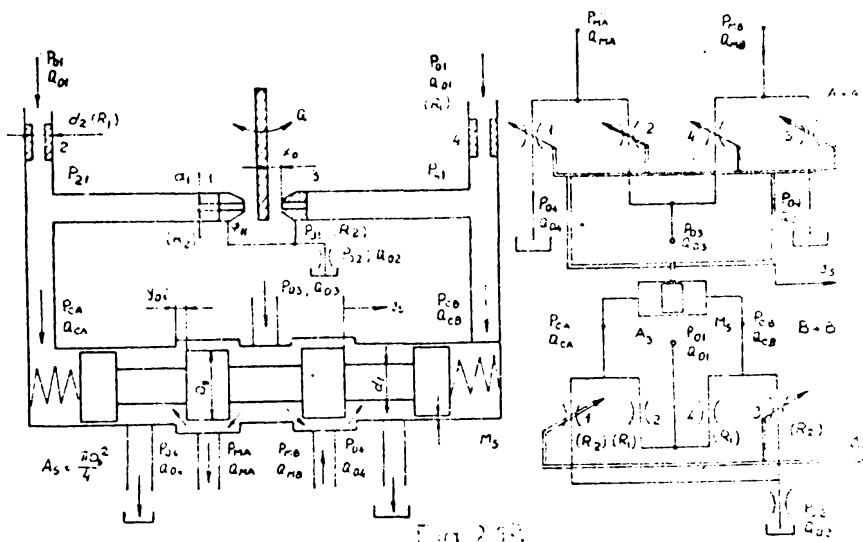


Fig.2.12

recomandă pentru cursa clapetei  $0,02 < \frac{x_0}{d_1} < 0,08$  în zona liniară. Punctul optim de proiectare pentru sensibilitatea maximă a presiunii de reglare, este punctul de inflexiune al curbei obținută prin rezolvarea ecuației (2.31), recomandînd pentru  $X_{min.} = 0,02 \cdot d_1$ .

I. Beiazov /7/, recomandă pentru  $x_0 = (0 \div 0,08) d_1$ , arătînd că, pentru  $x_0 > 0,05 d_1$ ,  $\alpha_0 \approx ct.$ , este îndeplinită condiția dezvoltării unei curgeri turbulente în zona ajutoraj-clapetă. Pentru  $x_0 < (0,02 \div 0,04) d_1$  regimul turbulent, trece în regim laminar și  $\alpha_0 = f(\Delta p, \nu, \sqrt{R_2})$  ca rezultat al vîscozității fluidului /7,103,183/. La valori rodicate



ale presiunii de lucru, regimul laminar se dezvoltă pentru curse  $x_0 < 0,01d_1$ , iar regimul turbulent pentru  $x_0 \geq (0,015 \div 0,02) d_1$ . În concluzie, avînd în vedere microgeometria elementului ajutoraj-clapetă și că în majoritatea cazurilor, acesta lucrează la deschideri mici ale clapetei, trebuie să se ia în considerare, atît condițiile de curgere laminară, cît și turbulente, în contradicție cu condițiile impuse, ca în zona de liniaritate să se asigure curgerea turbulentă și de tranziție.

Apelînd la modelul de calcul dezvoltat în § 2.4 și folosind relația (2.12), debitul droselizat în secțiunile de lucru ale elementului ajutoraj-clapetă va fi (fig.2.12) :

$$Q_{02} = K_{cf2} \left[ \sqrt{K_{Tf2}^2 + (P_{01} - P_{CA})} - K_{Tf2} \right]$$

$$Q_{01} = K_{cx1} (x_0 + \Delta x) \left[ \sqrt{\left( \frac{K_{Tx1}}{x_0 + \Delta x} \right)^2 + (P_{CA} - P_{02})} - \frac{K_{Tx1}}{x_0 + \Delta x} \right] \quad (2.32)$$

$$Q_{03} = K_{cx3} (x_0 - \Delta x) \left[ \sqrt{\left( \frac{K_{Tx3}}{x_0 - \Delta x} \right)^2 + (P_{CB} - P_{02})} - \frac{K_{Tx3}}{x_0 - \Delta x} \right]$$

$$Q_{04} = K_{cf4} \left[ \sqrt{K_{Tf4}^2 + (P_{01} - P_{CB})} - K_{Tf4} \right]$$

unde s-a notat :  $K_{cfi} = C_2 \frac{\pi d_i^2}{4} \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ;  $K_{Tfi} = \frac{C_2 \nu}{d_i a_i^2} \sqrt{\frac{\rho}{2}}$   
 pentru  $i=2,4$ ;  $K_{cxi} = C_1 \pi d_i \sqrt{\frac{2}{\rho}}$ ;  $K_{Txi} = \frac{C_1 \nu}{4 a_i^2} \sqrt{\frac{\rho}{2}}$  pentru  $i=1,3$ .  
 cu semnificațiile definite în (2.12 ; 2.14). Ecuațiile de debit devin :

$$Q_{CA} = K_{cf2} \left[ \sqrt{K_{Tf2}^2 + (P_{01} - P_{CA})} - K_{Tf2} \right] -$$

$$= K_{cx1} (x_0 + \Delta x) \left[ \sqrt{\left( \frac{K_{Tx1}}{x_0 + \Delta x} \right)^2 + (P_{CA} - P_{02})} - \frac{K_{Tx1}}{x_0 + \Delta x} \right] \quad (2.33)$$

$$Q_{CB} = K_{cx3} (x_0 - \Delta x) \left[ \sqrt{\left( \frac{K_{Tx3}}{x_0 - \Delta x} \right)^2 + (P_{CB} - P_{02})} - \frac{K_{Tx3}}{x_0 - \Delta x} \right] -$$

$$- K_{cf4} \left[ \sqrt{K_{Tf4}^2 + (P_{01} - P_{CB})} - K_{Tf4} \right]$$

În mod similar relației (2.18 ; 2.24), raportînd la debitul de referință  $Q_{CN} = K_{cf} \sqrt{P_{01}}$ , vom obține ecuația generalizată a caracteristicilor de reglare în debit  $Q_{CAB} = f(\Delta x)_{\Delta P_C=0}$  presiune  $\Delta P_C = f(\Delta x)$  și de sarcină,  $Q_{CAB} = f(\Delta P_C, \Delta x)$  în condițiile de curgere laminară și de tranziție. În fig.2.13 am reprezentat caracteristicile de reglare  $Q_{CAB} = f(\Delta P_C, \Delta x)$  (fig.2.13 a) și  $\Delta P_C = f(\Delta x)$  (fig.2.13 b), pentru direcțiile de curgere A și B, rezolvînd numeric relațiile (2.33), particularizarea făcîndu-se pentru elementul ajutoraj-clapetă dublu, realizat în colaborare cu I. Electrotimiș,

(SV 00), pentru care:  $d_2 = 0,4 \text{ mm}$ ,  $d_1 = 0,75 \text{ mm}$ ,  $\Delta x = \pm 0,075 \text{ mm}$ ,  $P_{01} = 5,5 \text{ MPa}$ ,  $Q_{01} = 0,75 \text{ l/min}$ . În mod similar distribuitorului cu sertar,

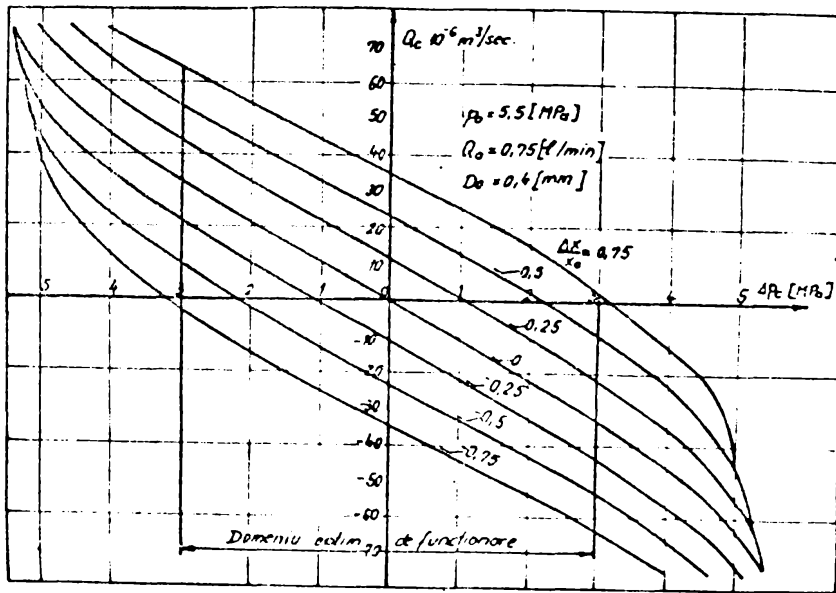


Fig. 2.13 a

pentru liniarizarea caracteristicilor de reglare se definesc coeficienții de amplificare în debit-deplasare  $K_{QxA}$ ,  $K_{QxB}$  coeficienții de amplificare în debit-presiune  $K_{pxA}$ ,  $K_{pxB}$  și în presiune  $K_{pXA}$ ,  $K_{pXB}$ . Se definesc astfel ecuațiile de reglare liniarizate sub forma:

$$\begin{aligned} \Delta Q_{CAB} &= K_{Qx} \cdot \Delta X - K_{Qp} \cdot \Delta P_{CAB} \\ \Delta P_{CAB} &= K_{Px} \cdot \Delta X - K_{Pq} \Delta Q_{CAB} \end{aligned} \quad (2.34)$$

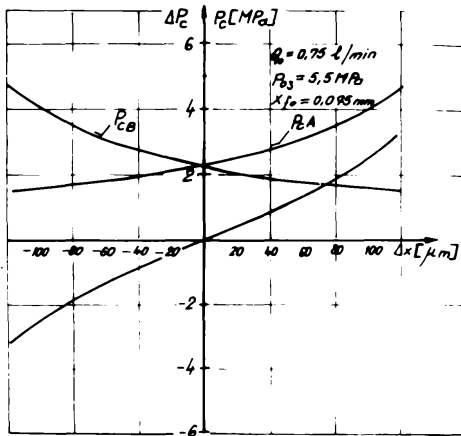


Fig. 2.13 b

Optimizarea geometriei etajului de comandă ajutoraj-clapetă se face în condițiile unor scurgeri minime de debit  $\Delta Q_{sc}$  pentru poziția  $x_0$  a clapetei:

$$Q_{sc} = 2 K_{cx} \cdot x_0 \left[ \sqrt{\left(\frac{K_{Tx}}{x_0}\right)^2 - \frac{P_{01}}{2}} - \frac{K_{Tx}}{x_0} \right] \quad (2.35)$$

## 2.6 Modelarea echilibrului dinamic al sertarului distribuitor

### 2.6.1 Calculul forțelor de acționare pe sertarul distribuitor

În cursul funcționării elementelor de distribuție și reglaj, asupra sertarului distribuitor acționează o serie de forțe, natura și ordimullor de mărime determinând modul de acționare a acestora și performanțele funcționale/6,13,17,51,64,70,74,77,99,108,116,117,122/. Rezultanta forțelor de acționare se exprimă ca o sumă algebrică de forma:

$$\vec{F}_{pa} + \vec{F}_{fre} + \vec{F}_{fv} + \vec{F}_{ear} + \vec{F}_y + \vec{F}_h + \vec{F}_{sv} = 0 \quad (2.36)$$

și care stabilește dinamica sertarului și în final, dinamica SVEH (fig.2.14). Semnificația acestor forțe este :

- forța de inerție ( $F_{isv}$ ), a ansamblului mobil ia în considerație masa inertțială a sertarului  $m_s$ , masa elementelor elastice  $m_{a1}$  și a fluidului în zona sertarului  $m_{a2}$ . Pentru forța de inerție se scrie :

$$F_{isv} = M_s \frac{d^2 y_s}{dt^2} \quad (2.37)$$

unde :  $M_s = m_s + K_{ms} (m_{a1} + m_{a2})$ , pentru care :

$$m_s = \left[ \frac{\pi D_s^2}{2} (L_{m1} + L_{m2}) + \frac{\pi d_t^2}{4} (L_{i1} + 2 L_{e1}) \right] \rho_0$$

$$m_{a1} = \frac{\pi d_s^2}{2} \cdot \pi \cdot D_m \cdot n_s \cdot \rho_0$$

$$m_{a2} = \frac{\pi (D_s - d_t)^2}{4} (L_{i1} + 2 L_{e1}) \rho_u$$

$K_{ms} = 0,33-0,45$ - valoare determinată experimental.

- forța elastică ( $F_{ear}$ ) este dată de arcurile  $a_1$  și  $a_2$  din camerele de comandă, pentru care mărimea pretensionării  $y_{oa}$  depinde de mărimea presiunii de comandă  $\Delta P_{CBA}$  (fig.2.2)

$$F_{ear} = \frac{G \cdot d_s^4}{8 \cdot n_s \cdot D_m^3} (y_s + y_{oa}) = K_{ear} (y_s + y_{oa}) \quad (2.38)$$

- forța de presiune (de acționare- $F_{pa}$ ) pe sertarul distribuitor :

$$F_{pa} = \Delta P_{CBA} \cdot \frac{\pi D_s^2}{4} \quad (2.39)$$

cu notațiile :  $\Delta P_{CBA} = P_{CA} - P_{CB}$  - presiunea de comandă asigurată de etajul ajutoraj-clapetă (§ 2.5) :

$Q_{CA} = Q_{CB} = \frac{\pi D_s^2}{4} \int_0^{t_u} y_s \cdot dt$  - debitul de comandă în camera sertarului distribuitor, dat de (2.34) ;

$t_u$ - timpul de umplere al volumului de comandă pentru deplasarea sertarului în noua poziție de echilibru (caracterizează timpul de răspuns al sertarului distribuitor).

Experimental s-a constatat că, din valoarea forței de acționare ponderea cea mai mare o au forțele hidrodinamice de impuls și forțele de frecare în ansamblul sertar-corp distribuitor /13,17, 122,175/, fapt pentru care acestor forțe li se vor da o importanță deosebită .

### 2.6.2. Determinarea forțelor hidrodinamice de impuls.

Pentru prima dată G.Ruthoff și J.F.Blackburn /13/, au dedus o relație de calcul a forțelor hidrodinamice de impuls , pentru regim static și tranzitoriu, ce acționează asupra elementului de distribuție, la trecerea fluidului prin secțiunile de droselizare, forțe ce se opun mișcării și caută să-l readucă în poziția inițială . S-a menționat în § 2.3, că în condițiile unui joc radial neglijabil și pentru deschideri  $y_s$ , relativ mici, jetul de fluid intră sau iese sub un unghi  $\theta^{\circ} = 26^{\circ}-69^{\circ}$ , față de axa sertarului  $y_s$  . Considerînd cazul curgerii nonpermanente, se aplică teorema a I-a.

a impulsului pentru volumul de control (fig.2.14) în ipotezele : fluid incompresibil ; distribuția de viteze pe suprafața de alimentare și control a orificiilor de curgere în direcția radială este uniformă ( $\sum F_{hr} = 0$ ) ; direcțiile de curgere a fluidului în

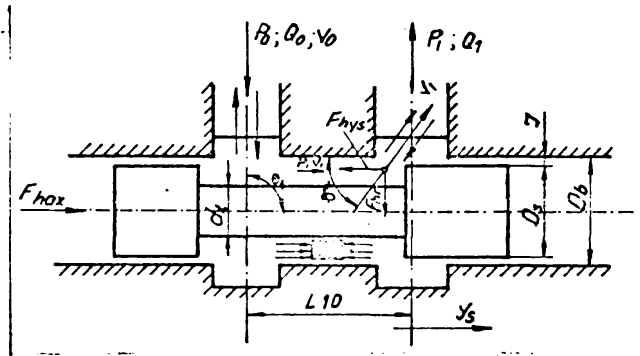


Fig.2.14

raport cu sertarul sînt :  $\theta = \theta_0 = 90^\circ$ ,  $\theta = \theta_2$  ; presiunea de alimentare  $P_0 = \text{constant}$ .

Vom avea :

$$\frac{d}{dt} \int_w \rho \bar{v} dw = \sum \bar{F}_e \quad (2.40)$$

sau :

$$\int_w \frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} dw + \int_s \rho \bar{v} dQ = \sum \bar{F}_e \quad (2.41)$$

care devine :

$$\int_w \frac{\partial \rho \bar{v}}{\partial t} dw - \rho Q (\bar{v}_0 - \bar{v}_2) = \sum \bar{F}_e \quad (2.42)$$

și raportată după direcția axei sertarului  $y_s$  avem :

a) orificiul de comandă este orificiul de intrare

$$F_{hax} = |F_a| \cos \theta_a - |F_e| \cos \theta_e - |F_x| - \rho L_{10} \frac{dQ}{dt} \quad (2.43)$$

pentru :  $\theta_a = \theta_0 = 90^\circ$  ;  $\theta_e = \theta_2 + 180^\circ$

$$F_{hax} = \rho Q v_2 \cos \theta_2 - \rho Q v_1 - \rho L_{10} \frac{dQ}{dt}$$

b) orificiul de comandă este orificiul de ieșire

$$F_{hax} = |F_a| \cos \theta_a - |F_e| \cos \theta_e - |F_x| + \rho L_{10} \frac{dQ}{dt} \quad (2.44)$$

pentru :  $\theta_a = \theta_0$  ;  $\theta_e = \theta_2 + 180^\circ$

$$F_{hax} = \rho Q v_2 \cos \theta_2 - \rho Q v_1 + \rho L_{10} \frac{dQ}{dt}$$

Introducînd relația simplificată a debitului prin secțiunile de droselizare de forma :

$$Q = \alpha_0 \cdot \pi (D_s + \delta) \cdot \delta \sqrt{\gamma_2^2 + 1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{P_i - P_e} \quad (2.45)$$

din (2.45) și (2.9) , vom avea :

$$F_{hax} = \rho Q^2 \left[ \frac{\cos \theta_2}{\alpha_0 \cdot \pi (D_s + \delta) \sqrt{\gamma_2^2 + 1}} - \frac{\gamma_0}{\pi (D_s + \delta)} \right] \pm \rho L_{10} \frac{dQ}{dt} \quad (2.46)$$

de unde :

$$F_{hax} = 2 \alpha_0 \cdot \pi (D_s + \delta) \cdot \delta \sqrt{\gamma_2^2 + 1} (P_i - P_e) \left[ \cos \theta_2 - 2 \alpha_0 \gamma_0 \sqrt{\gamma_2^2 + 1} \right] \pm L_{10} \alpha_0 \cdot \pi (D_s + \delta) \sqrt{2\rho} \cdot \delta \left[ \sqrt{\gamma_2^2 + 1} \frac{1}{2\sqrt{P_i - P_e}} \cdot \frac{d}{dt} (P_i - P_e) + \sqrt{(P_i - P_e)} \frac{\gamma_2}{\sqrt{\gamma_2^2 + 1}} \frac{d\gamma_2}{dt} \right] \quad (2.47)$$

Notînd coeficienții forțelor hidrodinamice în regim staționar și tranzitoriu sub forma :

$$K_{Hs} = 2 \alpha_0 \pi (D_s + \delta) \delta \sqrt{\gamma_2^2 + 1} \left[ \cos \theta_2 - 2 \alpha_0 \gamma_0 \sqrt{\gamma_2^2 + 1} \right]$$

$$K_{HDP} = \alpha_0 \cdot L_{10} \cdot \pi \cdot (D_s + \delta) \cdot \delta \sqrt{\frac{\rho}{2}} \sqrt{\gamma_2^2 + 1} \quad (2.48)$$

$$K_{HDY} = L_{10} \cdot \alpha_D \cdot \pi (D_s + J) \cdot J \sqrt{2\rho} \cdot \frac{\bar{y}_J}{\sqrt{\bar{y}_J^2 + 1}}$$

relația (2.47) devine :

$$F_{max} = K_{HS} (P_i - P_e) \pm \frac{K_{HD\Delta P}}{\sqrt{P_i - P_e}} \frac{d}{dt} (P_i - P_e) + K_{HDY} \sqrt{P_i - P_e} \frac{dy_s}{dt} \quad (2.49)$$

și reprezintă ecuația forțelor hidrodinamice în regim tranzitoriu pentru sertarul distribuitor, pentru o secțiune de droselizare. Din (2.49) se vede, că forțele hidrodinamice în regim staționar acționează în direcția închiderii sertarului independent de direcția curgerii, ca o forță elastică, în timp ce forțele hidrodinamice în regim tranzitoriu acționează ca un amortizor vâscos, putînd provoca chiar instabilitatea sertarului. Forțele hidrodinamice în regim tranzitoriu, apar datorită variației în timp a debitului în procesul accelerației coloanei de lichid și a variațiilor presiunii. În apropierea punctului de nul, se constată o creștere pronunțată a forțelor hidrodinamice datorită : creșterii influenței jocului radial și a reducerii prin aceasta a unghiului  $\theta = 21^\circ$  ; subînchiderii care se constată în mod practic la distribuitorul cu acoperire zero sau pozitivă, ducînd la dublarea forței care acționează asupra sertarului. Mărimea forței în regim tranzitoriu este proporțională cu viteza sertarului  $\frac{dy_s}{dt}$  și variațiile de presiune  $\frac{d}{dt}(\Delta P)$  . Termenul proporțional cu viteza este preponderent, contribuind la amortizarea sistemului, lungimea  $L_{10}$ , fiind definită, ca lungime de amortizare. Termenul de presiune se neglijează, avînd o influență extrem de mică în dinamica distribuitorului.

Pentru ansamblul sertar-distribuitor cu joc radial și acoperire negativă ( $y_{oi} \neq 0$ ), introducînd notațiile :  $\sqrt{(y_s \pm y_{oi})^2 + J^2} = J \sqrt{(\bar{y}_J \pm \bar{y}_{oi})^2 + 1}$ , pentru deplasarea sertar dreapta (fig.2.9), relațiile (2.47 ; 2.49), devin :

$$F_{max} = K_{HS4} (P_{03} - P_{MA}) + K_{HS1} (P_{MA} - P_{04}) - \left\{ \left[ \frac{K_{HD\Delta P4}}{\sqrt{P_{03} - P_{MB}}} \frac{d}{dt} (P_{03} - P_{MB}) - \frac{K_{HD\Delta P1}}{\sqrt{P_{MA} - P_{04}}} \frac{d}{dt} (P_{MA} - P_{04}) \right] + \left[ K_{HDY4} \sqrt{P_{03} - P_{MB}} - K_{HDY1} \sqrt{P_{MA} - P_{04}} \right] \frac{dy_s}{dt} \right\} \text{sign } y_s \quad (2.50)$$

cu notațiile :

$$K_{HS4} = 2 \alpha_D \cdot \pi (D_s + J) \cdot J \sqrt{(\bar{y}_J + \bar{y}_{04})^2 + 1} \left[ \cos \theta_4 - 2 \alpha_D \bar{y}_0 \sqrt{(\bar{y}_J + \bar{y}_{04})^2 + 1} \right]$$

$$K_{HS1} = 2 \alpha_D \cdot \pi (D_s + J) \cdot J \sqrt{(\bar{y}_J + \bar{y}_{01})^2 + 1} \left[ \cos \theta_1 - 2 \alpha_D \bar{y}_0 \sqrt{(\bar{y}_J + \bar{y}_{01})^2 + 1} \right]$$

$$K_{HDP4} = L_{04} \alpha_0 \cdot \pi (D_s + J) \cdot J \sqrt{\frac{\rho}{2}} \sqrt{(\bar{y}_3 + \bar{y}_{04})^2 + 1}$$

$$K_{HDP1} = L_{01} \alpha_0 \cdot \pi (D_s + J) \cdot J \sqrt{\frac{\rho}{2}} \sqrt{(\bar{y}_3 + \bar{y}_{01})^2 + 1} \quad (2.51)$$

$$K_{HDY4} = L_{04} \alpha_D \cdot \pi (D_s + J) \cdot J \sqrt{2g} \frac{\bar{y}_3}{\sqrt{(\bar{y}_3 + \bar{y}_{04})^2 + 1}}$$

$$K_{HDY1} = L_{01} \alpha_D \cdot \pi (D_s + J) \cdot J \sqrt{2g} \frac{\bar{y}_3}{\sqrt{(\bar{y}_3 + \bar{y}_{01})^2 + 1}}$$

În condițiile simetriei muchiilor sertarului distribuitor, relația (2.50) devine :

$$F_{\text{max}} = K_{HSi} [P_{03} - \Delta P_{MAB} - P_{04}] - \left\{ K_{HDPi} \left[ \frac{1}{\sqrt{P_{03} - P_{MB}}} \cdot \frac{d}{dt} (P_{03} - P_{MB}) - \frac{1}{\sqrt{P_{MA} - P_{04}}} \cdot \frac{d}{dt} (P_{MA} - P_{04}) \right] + K_{HDYi} \left[ \sqrt{P_{03} - P_{MB}} - \sqrt{P_{MA} - P_{04}} \right] \frac{dy_s}{dt} \right\} \cdot \text{sign } y_s \quad (2.52)$$

cu notațiile :  $K_{HS4} = K_{HS1} = K_{HS}$  ;  $K_{HDP4} = K_{HDP1} = K_{HDP}$  ;  $K_{HDY4} = K_{HDY1} = K_{HDY}$  (2.53)

Conform celor menționate anterior, în relațiile (2.50; 2.52;) termenul de viteză este semnificativ în componența forței hidrodinamice, de unde :

$$F_{\text{max}} = K_{HS} [P_{03} - \Delta P_{MAB} - P_{04}] - \left[ K_{HDY} (\sqrt{P_{03} - P_{MB}} - \sqrt{P_{MA} - P_{04}}) \frac{dy_s}{dt} \right] \text{sign } y_s \quad (2.54)$$

Relațiile (2.52 ; 2.54) au un caracter de generalizare și permit calculul forțelor hidrodinamice în funcție de mărimea jocului radial  $J$  și a gradului de acoperire ( $y_{01} \neq y_{02} \neq y_{03} \neq y_{04}$ ) pozitiv sau negativ, pentru o geometrie dată a sertarului distribuitor. În fig.2.15, este prezentată variația forței hidrodinamice  $F_{\text{max}}$  și a coeficientului forței hidrodinamice  $K_{HS}$  pentru sertarul distribuitor al SVEH-2T-7,5, pentru diferite valori ale gradului de acoperire  $y_{0i}$  (8 variante de sertar) la două valori ale presiunii de intrare ( $P_{03} = 5,5 ; 10$  MPa). Din analiza acestor diagrame, se constată, că față de condiția teoretică, grad de acoperire zero, se recomandă alegerea acoperirii negative la valori minime, avînd ca efect reducerea forțelor hidrodinamice la acționarea sertarului. - forța datorită greutatei sertarului ( $F_g$ ) se consideră neglijabilă în raport cu celelalte forțe.



2.6.3 Determinarea forțelor de frecare.

Forțele de frecare care acționează asupra sertarului și care se opun deplasării sale axiale, pot apare când presiunea lichidului din jocul inelar sertar-corp distribuitor, cauzat de abateri de la cilindricitatea sertarului sau abateri de la paralelism a generatoarelor acestuia, este repartizată neuniform pe circumferință și pot ajunge atât de mari, încât să producă fenomenul de gripare hidraulică a sertarului /17,68,93,94,108,121,122,172/ Forțele

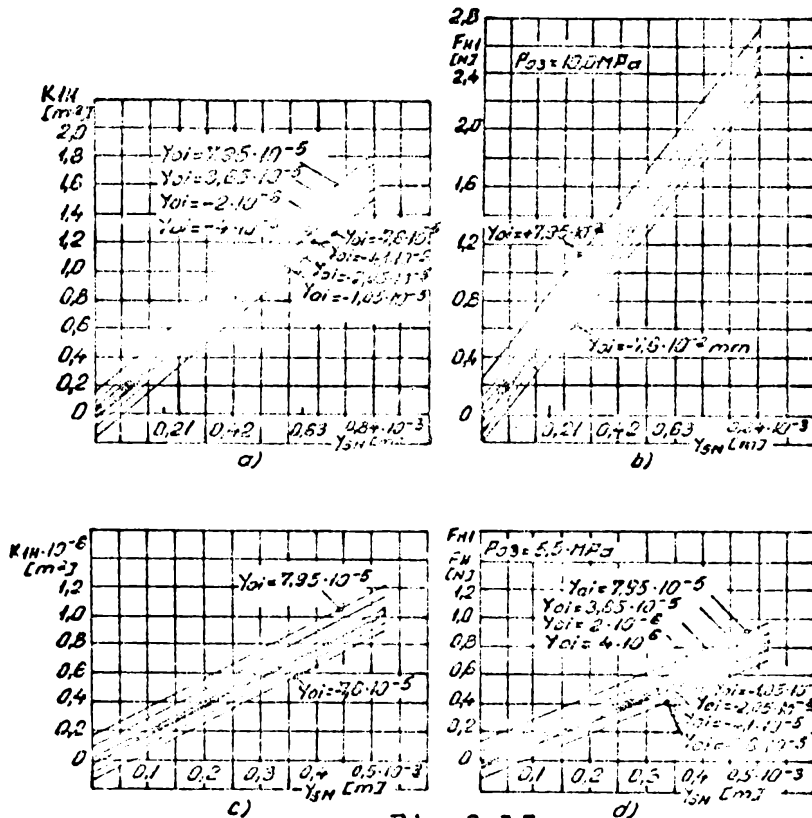


Fig.2.15.

Variația forței hidrodinamice  $F_{HI}$  și a coeficientului forței hidrodinamice  $K_{HI}$  funcția de cursa sertarului  $Y_s$  frecare viscoasă ( $F_{frv}$ ) se manifestă în jocul inelar sertar-corp distribuitor, ca urmare a gradientului radial de viteză a fluidului viscos, aflat în acest interstițiu, și a gradientului de presiune pe direcția axială în jocul inelar (fig.2.16). Apelînd la legea lui Newton cu privire la forța tangențială de frecare pe unitate de suprafață /2/ vom avea :

$$F_{frv} = -\mu \frac{dv_s}{dt} = -\pi p \cdot \frac{D_s}{2} \cdot m_m \cdot L_m \cdot C_{fr} \cdot \text{sign}(\dot{y}_s) \frac{dy_s}{dt} = K_{frv} \cdot C_{frv} \cdot \text{sign}(\dot{y}_s) \cdot \frac{dy_s}{dt} \quad (2.55)$$

unde :  $C_{frv} \cdot \text{sign}(\dot{y}_s)$  - coeficientul de frecare viscoasă, variabil funcție de semnul vitezei ( $\dot{y}_s$ );  $K_{frv}$  - constanta geometrică dimensională a forțelor de frecare viscoasă. S-a considerat  $C_{frv}$  pentru eventuala majorare a frecării pur fluide, cauzată de strîn-

de frecare acționează asupra sertarului prin două componente și anume : forțele de frecare viscoasă ( $F_{frv}$ ), proporționale cu viteza, conform legii lui Newton de curgerea unui fluid viscos și forțele de frecare uscată ( $F_{fr0}$ ), independente de viteză, rezultate din legea frecării uscate a lui Coulomb. Forța de

geri datorită imperfecțiunilor de execuție /68/. Forța de frecare uscată ( $F_{fr}$ ) apare în jocul inelar sertar-corp distribuitor și

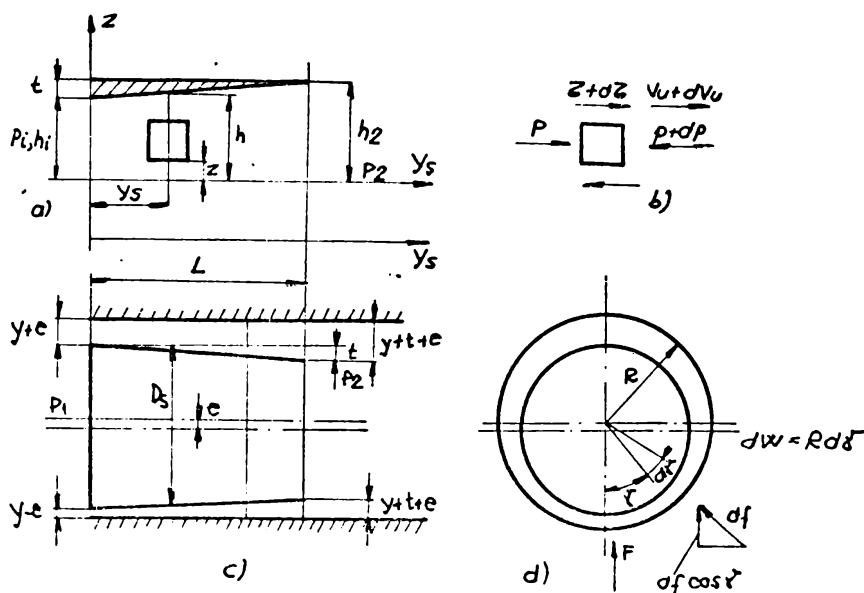


Fig.2.16

reducerea ei obține printr-o finisare deosebită a suprafețelor în contact și prin utilizarea unor cupluri de materiale adecvate, respectiv asigurarea unei conicități prescrise a sertarului.

În ipoteza

curgerii laminare a mișcării permanente se neglijează forțele masice, față de cele de vîscozitate și ecuația Navier-Stokes /2,15, 62/, devine :

$$\frac{\eta}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y_s} = \eta \frac{\partial^2 v_s}{\partial z^2} \quad (2.56)$$

Pentru jocuri mici se consideră, că variația de presiune are loc numai după axa sertarului (curgere unidimensională), /17,175/ și deci relația (2.56), devine :

$$\frac{\partial^2 v_s}{\partial z^2} = \frac{1}{\eta} \frac{dp}{dy_s} \quad (2.57)$$

Punînd condițiile la limită, integrînd în direcția axială și tangențială expresia presiunii și apelînd la /17,175/, obținem pentru forța laterală totală :

$$F_{frl} = \mu \frac{\pi D_s \cdot L \cdot t}{4e} (p_1 - p_2) \left[ \frac{2j+t}{\sqrt{(2j+t)^2 - 4e^2}} - 1 \right] - \frac{6\pi \cdot \eta L^2 v_0 D_s}{t \cdot e} \left[ \frac{\sqrt{(j+t)^2 - e^2} - \sqrt{j^2 - e^2}}{t} - \frac{2j+t}{\sqrt{(j+t)^2 - 4e^2}} \right] \quad (2.58)$$

care raportată la forța maximă de blocare a sertarului  $F_{Lmax} = \pi D_s L (p_1 - p_2)$  se definește coeficientul de blocare ce caracterizează precizia de execuție a ansamblului sertar-corp distribuitor.

Din (2.58), avem :

$$K_{fr} = \mu \frac{t}{4e} \left[ \frac{2j+t}{\sqrt{(2j+t)^2 - 4e^2}} - 1 \right] \quad (2.59)$$

unde  $\mu$  - coeficientul de frecare (în condițiile frecării lichide

$-\mu = 0,05-0,15$ ). In fig.2.17 am reprezentat variația forțelor de frecare  $F_{fr}$  (2.58) și coeficientul forțelor de frecare  $K_{fr1}$  (2.59) pentru ansamblul sertar-corp distribuitor al SVEH-2T-7,5 (fig.2.9; 2.16). Din fig.2.17, se constată : creșterea forțelor laterale , odată cu creșterea excentricității și a vitezei sertarului; forța laterală scade ușor cu creșterea conicității  $t/j$ , dar se reduce evi-

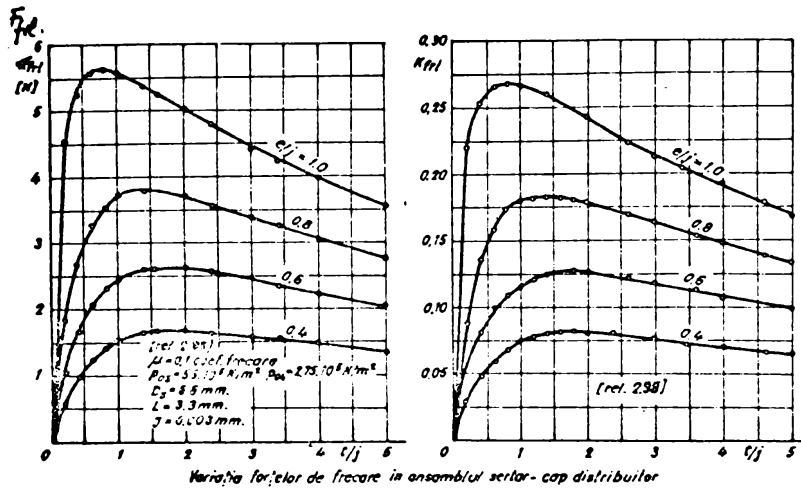


Fig.2.17

tezei  $V_s$ , asupra sa. Forța maximă se obține atunci, cînd sertarul se lipește pe suprafața interioară a corpului distribuitor și pentru viteze nule de deplasare a sertarului ( $V_0=0$ ). Valorile maxime pentru forța laterală se obține în domeniul  $t/j=0,8-1,2$ . Pentru un distribuitor cu  $n_m$  muchii de droselizare forța de frecare laterală, va fi dată de relația :  $F_{fret} = \sum_{i=1}^{n_m} F_{fr i}$

In concluzie, se poate arăta că, realizarea unei conicități minime la sertar permite, formarea unei pelicule de ulei, permanentă între sertar și corpul distribuitor, eliminîndu-se inconvenientele frecării uscate și evitîndu-se pericolul de instabilitate în regim dinamic.

2.6.4. Ecuatia de echilibru dinamic al sertarului distribuitor.

Starea de echilibru dinamic este dată de starea de echilibru a ansamblului de forțe ce acționează asupra sertarului distribuitor al SVEH. Raportînd relația (2.36) ce definește condiția de echilibru a sertarului pe direcția  $OY_s$  pentru o deplasare  $Y_s$  și introducînd expresia forțelor determinate în § 2.6.1 și §2.6.3 pentru distribuitorul cu acoperire negativă, cu luarea în considerație a jocului inelar  $J$  și a masei sertarului  $M_s$ , rezultă legea de mișcare a sertarului :

$$M_s \frac{d^2 Y_s}{dt^2} = K_{frv} \cdot \text{sign}(\dot{Y}_s) \frac{dY_s}{dt} + K_{H0Y} \left[ \sqrt{P_{03} - P_{M0B}} - \sqrt{P_{MA} - P_{04}} \right] \cdot \text{sign}(\dot{Y}_s)$$

$$\frac{dY_s}{dt} + K_{H5} (P_{03} - \Delta P_{M0B} - P_{04}) Y_s + K_{ear} \cdot Y_s - \Delta P_{CBA} \frac{\pi D_s^2}{4} \quad (2.60)$$

utilizată la modelarea matematică a comportării dinamice a SVEH.

## 2.7 Interacțiunea etaj ajutoraj clapetă-etaj sertar distribuitor.

### 2.7.1 Stabilirea modelului matematic neliniar.

Prima treaptă de amplificare, care constă din motorul de cuplu al sistemului ajutoraj-clapetă, formează împreună cu ansamblul sertar-distribuitor un circuit de reglare în poziție pentru controlul și reglarea debitului. Poziția sertarului este reintrodusă mecanic prin arcurile de centrare și readucere sau elementul elastic clapetă-sertar distribuitor (fig.1.6 a, b). Diferența de presiune  $\Delta P_{CBA}$  în camerele de comandă a sertarului distribuitor, va deplasa sertarul pînă la stabilirea echilibrului între momentul dat de convertorul electronic (motorul de cuplu) și momentul de readucere la nivelul sertarului dat de elementele elastice. La SVEH cu reacție electrică de poziție, traductorul inductiv de poziție semnalizează valoarea curentului electric corespunzător poziției sertarului pentru un anumit debit reglat la SVEH /17,38,61,63,64,85,108,164/, (fig.1.6 e, fig.2.19).

Baza analizei dinamice a SVEH este aceea că, caracteristicile sale dinamice nu se pot studia izolat, față de caracteristicile etajului de comandă ajutoraj-clapetă și etajului de forță sertar distribuitor. Aceasta reiese din schema bloc simplificată a SVEH (fig.2.18), care stabilește legături de independență între subsamblele SVEH. În cele ce urmează, se vor scrie ecuațiile de funcționare ale preamplificatorului ajutoraj-clapetă și amplificatorului

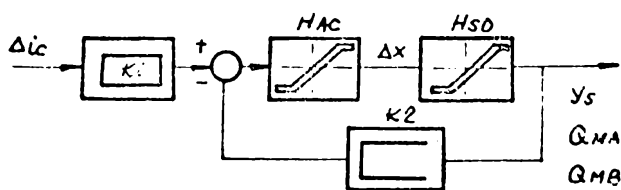


Fig.2.18

sertar-distribuitor, a sistemului de reacție, precum și funcțiile lor de transfer. O descriere analitică detaliată a interacțiunii celor două etaje funcționale, pleacă

de la următoarele ecuații :

a). ecuația de echilibru a ansamblului ajutoraj-clapetă în punctul de rotație. Din /44,67,85/ avem :

$$J \frac{d^2\theta}{dt^2} + K_{\theta} \frac{d\theta}{dt} + C_{\theta} \cdot \theta = K_i \Delta i_c - K_x \cdot \Delta P_{CBA} \quad (2.61)$$

unde :  $C_{\theta}$  - rigiditatea clapetei ;  $\Delta i_c$  - curentul de comandă al etajului electromagnetic ;  $K_{\theta}$  - coeficientul de frecare vîscoasă la rotirea clapetei ;  $K_x$  - coeficientul momentului rezistent al clapetei ;  $\theta^\circ$  - unghiul de deviere a clapetei.

Aplicînd transformarea Laplace /42,52,109/, avem :

$$[Js^2 + K_{\theta} \cdot s + C_{\theta}] \theta(s) = K_i \Delta i_c(s) - K_x \Delta P_{CBA}(s) \quad (2.62)$$

b). ecuația de circulație a debitelor în diagonala ansamblului ajutoraj clapetă-sertar distribuitor :

$$Q_{CA} = \frac{dV_{CA}}{dt} + \frac{V_{CA0}}{E_u} \cdot \frac{dP_{CA}}{dt} \quad (2.63)$$

$$Q_{CB} = \frac{dV_{CB}}{dt} + \frac{V_{CB0}}{E_u} \cdot \frac{dP_{CB}}{dt}$$

unde :

$$V_{CA} = V_{CA0} + S_p \cdot Y_s$$

$$V_{CB} = V_{CB0} + S_p \cdot Y_s$$

$V_{CA0} = V_{CB0} = V_c$  - volumul canalelor de legătură, cameră ajutoraj clapetă-cameră de comandă sertar distribuitor.

$$\frac{dV_{CA}}{dt} = S_p \frac{dY_s}{dt}; \quad \frac{dV_{CB}}{dt} = -S_p \frac{dY_s}{dt} \quad (2.64)$$

Deci :

$$\Delta Q_{CBA} = S_p \frac{dY_s}{dt} + \frac{V_c}{2E_u} \cdot \frac{d(\Delta P_{CBA})}{dt} \quad (2.65)$$

Apelînd la (2.34) avem :

$$\Delta Q_{CAB} = K_{Qx} \cdot R \cdot \theta - K_{Qp} \cdot \Delta P_{CBA} = S_p \frac{dY_s}{dt} + \frac{V_c}{2E_u} \cdot \frac{d(\Delta P_{CBA})}{dt} \quad (2.66)$$

unde :  $\Delta Q_{CBA}$  - debitul de lichid în diagonala punții etajului de comandă (relația 2.34) ;  $R$  - raza de oscilație a clapetei în axa jetului ;  $K_{Qp}$ ,  $K_{Qx}$  - coeficienții de amplificare a etajului de comandă ajutoraj-clapetă (rel.2.19 ; 2.34).

După aplicarea transformării Laplace ,pentru (2.66),obținem :

$$K_{Qx} \cdot R \cdot \theta(s) - K_{Qp} \cdot \Delta P_{CBA}(s) = \left[ S_p \cdot Y_s(s) + \frac{V_c}{2E_u} \cdot \Delta P_{CBA}(s) \right] \cdot S \quad (2.67)$$

c). ecuația de echilibru dinamic a forțelor pe sertarul distribuitor (definită în 2.60),care după simplificare devine :

$$S_p \cdot \Delta P_{CBA} = M_s \frac{d^2 Y_s}{dt^2} + K_f \frac{dY_s}{dt} + K_s \cdot Y_s \quad (2.68)$$

unde :  $K_f = (K_{frv} + K_{fre} - K_{Hfj}) \cdot \text{sign}(\dot{Y}_s)$  - coeficientul frecării viscoase pe sertar ;  $K_s = K_{Hs} + K_{ear}$  - coeficientul rigidității sertarului .După aplicarea transformării Laplace ,(2.68),devine :

$$(M_s \cdot S^2 + K_f \cdot S + K_s) Y_s(s) = \Delta P_{CBA}(s) \cdot S_p \quad (2.69)$$

Inlocuind  $\Delta P_{CBA}$  din (2.33) în (2.67) și 2.69 obținem :

$$J \cdot S^2 + K_\theta \cdot S + C_\theta = K_i \cdot \Delta i_c(s) - \frac{K_x}{S_p} \left[ M_s \cdot S^2 + K_f \cdot S + K_s \right] Y_s(s)$$

$$K_{Qx} \cdot R \cdot \theta(s) = S_p Y_s(s) \cdot S + \left[ S \cdot \frac{V_c}{2E_u} + K_{Qp} \right] \left[ M_s \cdot S^2 + K_f \cdot S + K_s \right] Y_s(s) \quad (2.70)$$

Eliminînd  $\theta(s)$  între ecuațiile (2.62 și 2.70 ) se obține:

$$S \left[ JS^2 + K_\theta S + C_\theta \right] \frac{S_p}{K_{Qx} \cdot R} + \left[ \frac{V_c}{2E_u \cdot K_{Qx} \cdot R \cdot S_p} S + \frac{K_{Qp}}{K_{Qx} \cdot R \cdot S_p} \right] \left[ JS^2 + K_\theta S + C_\theta \right] \left[ M_s S^2 + K_f \cdot S + K_s \right] + \frac{K_x}{S_p} \left[ M_s S^2 + K_f \cdot S + K_s \right] \cdot Y_s(s) = \quad (2.71)$$

$$= K_i \Delta i_c(s)$$

Trebuie menționat, că la definirea sarcinii pentru etajul de comandă, se iau în considerație, masa sertarului și forțele de natură hidraulică și mecanică, care iau naștere la trecerea fluidului, prin secțiunile de droselizare. Luarea în considerație a ecuațiilor (2.61 ; 2.71), pentru descrierea dependenței dinamice

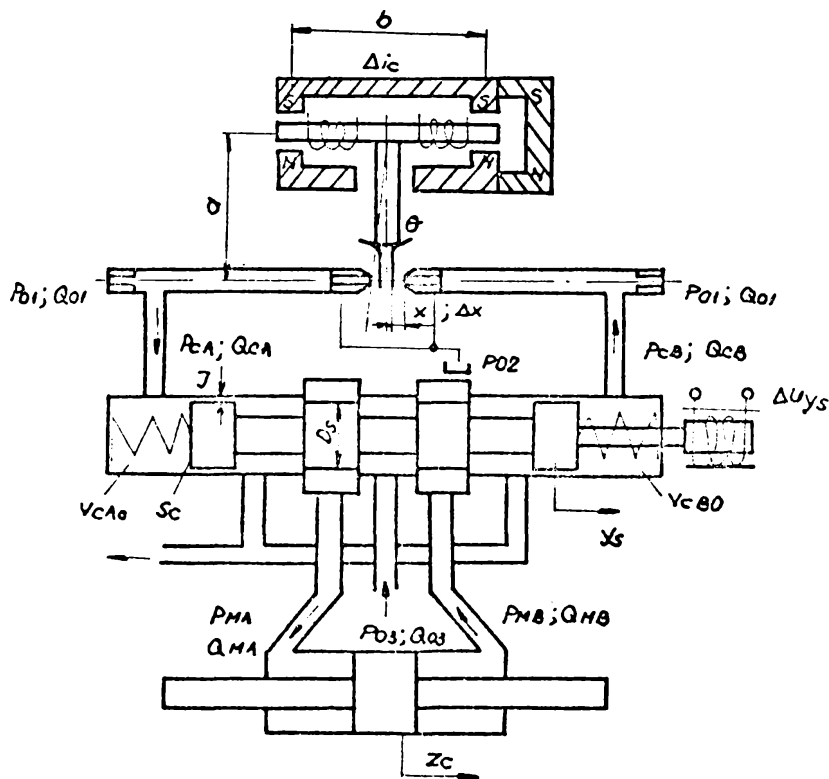


Fig.2.19

dintre poziția sertarului și mărimea de intrare  $\Delta i_c$ , duce la obținerea unui sistem proporțional cu element de întârziere de ordinul  $\bar{V} / \log /$ . Luarea în considerație a unui sistem cu element de întârziere de ordinul  $\bar{V}$ , oferă concluzii asupra microgeometriei, valorile debitelor droselizate și efectului tuturor forțelor, care acționează în ansamblul ajutoraj clapetă-sertar distribuitor. În majoritatea cazurilor se pleacă de la faptul, că frecvența proprie a primei trepte este de 1-5 ori mai mare, decât la mișcarea sertarului distribuitor. Totodată se consideră, că forța inerțială pentru sertar este relativ redusă, datorită masei  $M_s$  scăzute. În același timp, termenul de variație al vitezei ca participare la forța hidrodinamică, este cel mai scăzut în raport cu termenul de presiune, contribuind la amortizarea sistemului. Ca atare, un sistem proporțional, cu element de întârziere de ordinul  $\bar{I}-\bar{II}$ , oferă posibilități de analiză rapidă a performanțelor dinamice ale SVEH, în faza de proiectare, sau identificare dinamică a unui sistem cu o SVEH dată.

### 2.7.2 Modelul matematic pentru etajul sertar distribuitor.

Presiunea în camerele de comandă ale sertarului distribuitor ca mărime de ieșire a etajului de comandă ajutoraj clapetă, se descrie în cazul unei dependențe de timp, într-un sistem proporțional ca un



element de întârziere de ordinul I, iar dinamica sertarului ca un element de întârziere de ordinul II. Ca atare, raportînd funcția de transfer la poziția clapetei  $X(s)$ , se obține pentru ansamblul sertar distribuitor unsistem cu unelement de întârziere de ordinul III. Funcționarea în regim dinamic a etajului distribuitor, este influențată de volumul camerelor de comandă și compresibilitatea mediului hidraulic. In baza ecuației de echilibru a debitelor, între etajul ajutoraj-clapetă și sertar distribuitor (2.65; 2.66) avem :

$$K_{Qx} \cdot \Delta X - K_{Qp} \cdot \Delta P_{CBA} = S_p \frac{dy_s}{dt} + \frac{V_c}{2E_u} \cdot \frac{d(\Delta P_{CBA})}{dt} \quad (2.72)$$

Apelînd la ecuația echilibrului dinamic a forțelor, care acționează pe sertarul SVEH (2.60; 2.68), obținem funcția de transfer de ordinul III, al ansamblului sertar distribuitor, în forma completă :

$$H_{sv3}(s) = \frac{y_s(s)}{\Delta X(s)} = \frac{\frac{K_{Qx}}{S_p}}{\frac{V_c M_s}{2E_u S_p^2} s^3 + \left[ \frac{K_{Qp} M_s}{S_p^2} + \frac{V_c K_{Qp}}{2E_u \cdot S_p^2} \right] s^2 + \left[ 1 + \frac{K_f K_{Qp}}{S_p^2} + \frac{V_c K_s}{2E_u S_p^2} \right] s + \frac{K_3 K_{Qp}}{S_p^2}}$$

care scrisă simplificat devine (104 ; 106) :

$$H_{sv3}(s) = \frac{y_s(s)}{\Delta X(s)} = \frac{K_5}{K_1 s^3 + K_2 s^2 + K_3 s + K_4} = K_{y_s} \frac{1}{s^3 + Q_2 s^2 + Q_1 s + Q_0} \quad (2.74)$$

cu notațiile :

$$K_1 = \frac{V_c M_s}{2E_u S_p^2}, \quad K_2 = \frac{K_{Qp} \cdot M_s}{S_p^2} + \frac{V_c K_f}{2E_u \cdot S_p^2} \quad (2.75)$$

$$K_3 = 1 + \frac{K_f \cdot K_{Qp}}{S_p^2} + \frac{K_s \cdot V_c}{2E_u \cdot S_p^2}; \quad K_4 = \frac{K_s \cdot K_{Qp}}{S_p^2}; \quad K_5 = \frac{K_{Qx}}{S_p}$$

$$Q_0 = \frac{K_4}{K_1} = \frac{2E_u \cdot K_s \cdot K_{Qp}}{V_c M_s}; \quad Q_1 = \frac{K_3}{K_1} = \frac{2E_u \cdot S_p^2}{V_c M_s} + \frac{2E_u \cdot K_f \cdot K_{Qp}}{V_c M_s} + \frac{K_s}{M_s}$$

$$Q_2 = \frac{K_2}{K_1} = \frac{2E_u K_{Qp} \cdot M_s}{V_c M_s}$$

$$\leftarrow \frac{K_5}{K_1} = \frac{2E_u \cdot S_p \cdot K_{Qx}}{V_c \cdot M_s} \text{ - coeficientul de amplificare al etajului distribuitor .}$$

In scopul raportării funcției de transfer (2.74) la condițiile experimentale, aceasta va fi pusă sub forma normală. Funcția de transfer normală, se obține din (2.73), raportîndu-ne la ecuația diferențială pentru regim dinamic :

$$\frac{d^3 y_s}{dt^3} + Q_2 \frac{d^2 y_s}{dt^2} + Q_1 \frac{dy_s}{dt} + Q_0 y_s = K y_s \Delta X \quad (2.76)$$

și regim staționar :

$$Q_0 \cdot y_{s\infty} = \Delta X_{\infty} \cdot K y_s \quad (2.77)$$

unde s-a notat :  $y_{s\infty} = \lim_{t \rightarrow \infty} y_s$ ;  $\Delta X_{\infty} = \lim_{t \rightarrow \infty} \Delta X$

De unde vom avea :

$$A_1 \left( \frac{y_s}{y_{s\infty}} \right)^{''''} + A_2 \left( \frac{y_s}{y_{s\infty}} \right)^{''} + A_1 \left( \frac{y_s}{y_{s\infty}} \right)' + \frac{y_s}{y_{s\infty}} = A_0 \cdot \Delta X_{\infty} \quad (2.78)$$

respectiv :

$$H_{SV3n}(s) = \frac{y_{sn}(s)}{A_0 \Delta X_n(s)} = \frac{1}{A_1 s^3 + A_2 s^2 + A_3 s + 1} \quad (2.79)$$

cu notațiile :

$$A_0 = \frac{K_5}{K_4} ; A_1 = \frac{K_1}{K_4} ; A_2 = \frac{K_2}{K_4} ; A_3 = \frac{K_3}{K_4}$$

ceea ce permite determinarea caracteristicii atenuare-fază frecvență, teoretice, într-un sistem de reprezentare comparabil cu rezultatele experimentale, așa cum se va vedea în cap.III.

În continuare din /99,100/, am introdus mărimile caracteristice ale funcției de transfer pentru SVEH :

$\omega_n = \sqrt{\frac{K_3}{K_1}} = \sqrt{\frac{2 E_u S_p^2 + K_f K_{QP} + K_5 V_c}{V_c \cdot M_s}}$  - pulsația proprie a etajului distribuitor ;

$$\zeta = \frac{K_2}{2 \sqrt{K_1 \cdot K_3}} = \frac{2 E_u \cdot M_s \cdot K_{QP} + V_c \cdot K_f}{2 \sqrt{V_c M_c [2 E_u S_p^2 + K_5 V_c + 2 E_u \cdot K_f K_{QP}]}} \quad \text{- gradul de amortizare a etajului distribuitor.}$$

Performanțe dinamice superioare necesită o pulsație proprie a etajului final, mare, cerință ce se poate realiza prin mărirea suprafeței sertarului  $S_p$  și micșorarea volumului de lichid din etajul de comandă, respectiv prin micșorarea deplasării sertarului. Factorul de amortizare  $\zeta$  crește odată cu creșterea coeficientului de frecare vîscoasă  $K_f$ , cu creșterea masei sertarului  $M_s$ , iar viteza de răspuns a etajului distribuitor, crește prin mărirea suprafeței active a sertarului  $S_p$  și a coeficientului de amplificare  $K_{QP}$ . Constantă de timp redusă  $T_M = \sqrt{\frac{K_1}{K_3}}$  și un factor de amplificare mare, asigură o funcționare stabilă a etajului distribuitor.

### 2.7.3. Modelul matematic al SVEH în montaj complet.

Funcția de transfer a SVEH în montaj complet, avînd ca mărime de ieșire, deplasarea sertarului  $y_s$  și prin aceasta, implicit debitul reglat  $Q$  și ca mărime de intrare, curentul de comandă  $\Delta i_c$  din (2.61-2.71) devine :

$$H_{SV5}(s) = \frac{y_s(s)}{\Delta i_c(s)} = \frac{K_i}{C_1 s^5 + C_2 s^4 + C_3 s^3 + C_4 s^2 + C_5 s + C_6} \quad (2.80)$$

cu notațiile :

$$C_1 = \frac{J V_c M_s}{2 E_u K_{Qx} \cdot R \cdot S_p} ; C_2 = \frac{K_f \cdot J \cdot V_c + K_Q \cdot M_s \cdot V_c + 2 E_u \cdot K_{QP}}{2 E_u \cdot K_{Qx} \cdot R \cdot S_p}$$

$$\begin{aligned}
 C_3 &= \frac{J K_s \cdot V_c + K_f \cdot K_\theta \cdot V_c + C_\theta \cdot M_s \cdot V_c}{2 E_u \cdot K_{ax} \cdot R \cdot S_p} + \frac{J S_p^2 + J K_{ap} \cdot K_f + M_s \cdot K_{ap} + K_\theta}{K_{ax} \cdot R \cdot S_p} \\
 C_4 &= \frac{K_\theta \cdot V_c \cdot K_s + K_f \cdot V_c \cdot C_\theta}{2 E_u \cdot K_{ax} \cdot R \cdot S_p} + \frac{J \cdot K_{ap} \cdot K_s + K_f \cdot K_\theta \cdot K_{ap} + C_\theta \cdot M_s \cdot K_{ap} + K_\theta S_p^2}{K_{ax} \cdot R \cdot S_p} + \frac{K_x \cdot M_s}{S_p} \\
 C_5 &= \frac{C_\theta \cdot K_s \cdot V_c}{2 E_u \cdot K_{ax} \cdot R \cdot S_p} + \frac{K_\theta \cdot K_s \cdot K_{ap} + C_\theta \cdot K_f \cdot K_{ap} + C_\theta S_p^2}{K_{ax} \cdot R \cdot S_p} + \frac{K_x \cdot K_f}{S_p} \\
 C_6 &= \frac{C_\theta \cdot K_s \cdot K_{ap}}{K_{ax} \cdot R \cdot S_p} + \frac{K_x \cdot K_s}{S_p} \quad (2.81)
 \end{aligned}$$

Funcția de transfer (2.80), în mod similar relației (2.79), poate fi scrisă sub formă normată astfel :

$$H_{svsn}(s) = \frac{Y_{sn}(s)}{K_{is} \Delta i_{cn}(s)} = \frac{1}{D_1 s^5 + D_2 s^4 + D_3 s^3 + D_4 s^2 + D_5 s + 1} \quad (2.82)$$

unde :  $D_1 = C_1/C_6$ ;  $D_2 = C_2/C_6$ ;  $D_3 = C_3/C_6$ ;  $D_4 = C_4/C_6$ ;  $D_5 = C_5/C_6$ ;  $K_{is} = \frac{K_i}{C_6}$

#### 2.7.4. Funcția de transfer a circuitului de reacție pentru SVEH cu reacție electrică de poziție.

SVEH cu reacție electrică de poziție (fig.2.23) este prevăzută, așa cum s-a arătat în capitolul I, cu un traductor inductiv de deplasare-tensiune (1) (tip TIC 16-10-IAUC București), /81,82, 109/, care conectează răspunsul și poziția  $Y_S$  a sertarului distribuitor (2) la intrarea acesteia (3), adică curentul de comandă  $\Delta i_c$ , pentru care se comandă convertorul electromecanic al etajului ajutor-clapetă (4).

Avantajul esențial al SVEH cu reacție electrică de poziție constă în posibilitatea realizării unui factor de amplificare reglabil. Determinarea modelului matematic pentru SVEH cu reacție electrică de poziție se face procedînd la fel, ca la SVEH cu readucere cu arcuri, cu introducerea funcției de transfer a legăturii de reacție. Dificultatea obținerii unui model cît mai exact, este legată de multitudinea parametrilor, care caracterizează aceste SVEH și a condițiilor de funcționare, care pot determina variația

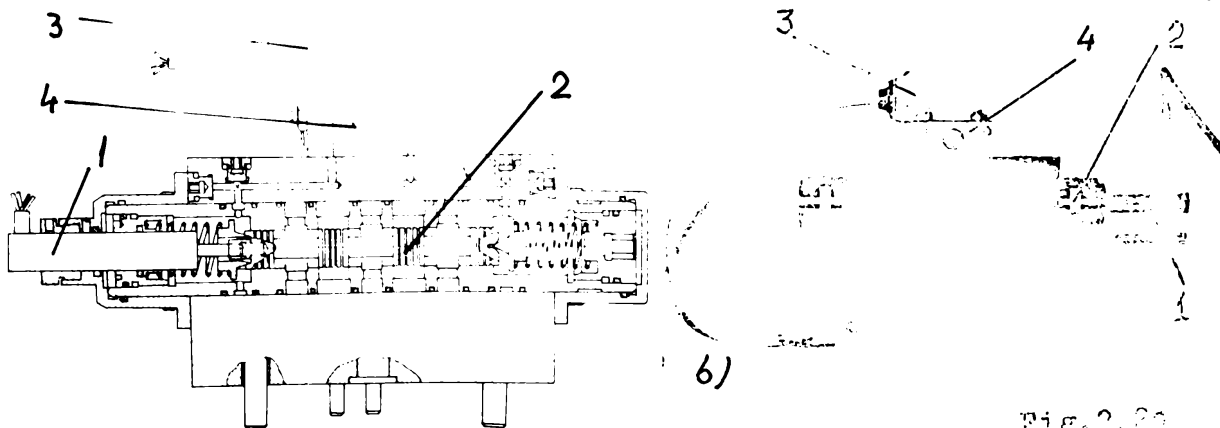


Fig. 2.23

unor parametrii constructivi și funcționali cu implicații în comportarea staționară și dinamică a acestora. Relația care exprimă legătura între deplasarea sertarului și semnalul de ieșire al traductorului de reacție este :  $\Delta u_{y_s} = K_{RS} \cdot Y_s$  (2.83)

unde :  $\Delta u_{y_s}$  - mărimea de ieșire a reacției (curentul dat de traductorul inductiv);  $K_{RS}$  - constanta traductorului inductiv. Aplicînd în mod similar transformarea Laplace, (2.83), devine :

$$\Delta u_{y_s} = K_{RS} \cdot Y_s(s) \quad (2.84)$$

și funcția de transfer a circuitului de reacție se poate scrie :

$$H_{RS}(s) = \frac{\Delta u_{y_s}(s)}{Y_s(s)} = K_{RS} \quad (2.85)$$

adică, reacția este un element proporțional din punct de vedere dinamic.

### 2.7.5. Funcția de transfer a SVEH cu reacție electrică de poziție.

Funcțiile de transfer ale căii directe (2.80) și de reacție (2.85) fiind determinate, funcția de transfer a sistemului închis devine /42,52,109/ :

$$H_{svi}(s) = \frac{H_{sv5}(s)}{1 + H_{sv5}(s) \cdot H_{RS}(s)} \quad (2.86)$$

a cărei schemă bloc simplificată, este dată în figura 2.21. În mod similar pentru funcția de transfer a sistemului deschis vom avea :

$$H_{sv0}(s) = H_{sv5}(s) \cdot H_{sR}(s) = \frac{K_A}{C_1 s^5 + C_2 s^4 + C_3 s^3 + C_4 s^2 + C_5 s + C_6} \quad (2.87)$$

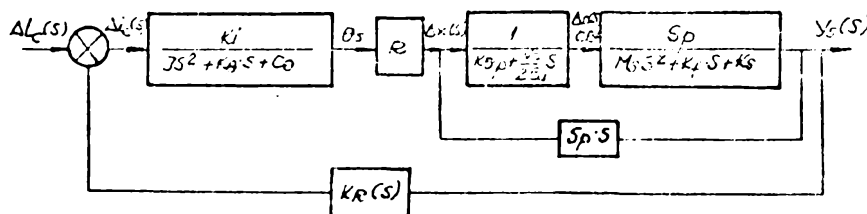


Fig.2.21

unde :  $K_A = K_i \cdot K_{RS}$   
- factorul de amplificare al SVEH cu reacție electrică. Pentru determinarea indicatorilor de performanță ai sistemului închis, se utilizează de obicei funcția de transfer a sistemului deschis, care se obține și se manipulează mai ușor, decât funcția de transfer a sistemului închis.

### 2.8. Analiza și sinteza performanțelor SVEH.

Analiza, își propune, ca pentru funcțiile de transfer determinate, să se stabilească mărimile de la ieșire și să se evalueze performanțele acesteia, atât în regim staționar, cât și tranzitoriu de funcționare, în scopul evaluării și asigurării stabilității asimtotice /52,106,177/. Stabilitatea dinamică a SVEH reprezintă, stabilitatea procesului tranzitoriu pentru o perturbație exterioară limitată ca valoare. Studiul stabilității dinamice, presupune îndeplinirea condițiilor enunțate în tehnicile de analiza stabilității sistemelor automate liniare - criterii de

stabilitate algebrice și grafo-analitice. Avînd în vedere volumul mare de calcul, modelul teoretic de analiză a stabilității s-a verificat pentru parametrii geometrici și funcționali ai SVEH-2T-7,5, calculul efectuîndu-se pe calculatorul FELIX C256/512/1o24, în program FORTRAN.

2.8.1. Criteriul coeficienților Routh și Routh-Hurwitz.

Fie polinomul caracteristic al funcției de transfer (2.74), pentru ansamblul sertar-corp distribuitor :

$$K_1 S^3 + K_2 S^2 + K_3 S + K_4 = 0 \quad (2.88)$$

în care toți coeficienții sînt constanți și diferiți de zero (tab.2.2). Din alcătuirea determinantului Hurwitz  $\Delta H_{n3}$ , s-a demonstrat, că, pentru ca toate rădăcinile ecuației caracteristice (2.87), să se situeze în semiplanul stîng  $x_i \in \mathbb{C}^1$ , al planului  $S(j\omega)$  este necesar și suficient ca toți determinanții minori și determinantul principal, să fie pozitivi, adică :

$$K_2 > 0 \quad ; \quad K_2 K_3 - K_1 K_4 > 0 \quad (2.89)$$

Pentru parametrii geometrici și funcționali ai SVEH-2T-7,5, aceste condiții au fost verificate în întreg domeniul de funcționare al SVEH ( $P_{03} = 4,0-14,0$  MPa;  $\Delta i_c = 5-15$  mA), așa cum a reieșit din condiția (2.89) introdusă în programul de calcul SISTSERV-"Sistem stabil" (tab.22). Pentru polinomul caracteristic al SVEH în montaj complet (2.80), sub forma :

$$C_1 S^5 + C_2 S^4 + C_3 S^3 + C_4 S^2 + C_5 S + C_6 = 0 \quad (2.90)$$

s-a aplicat criteriul Routh în scopul evitării calculului unor determinanți de ordin superior. Vom avea :

$$\Delta H_{n5} = \begin{array}{c|ccc|c} \beta_2 = \frac{C_1}{C_2} & C_1 & C_3 & C_5 \\ \beta_3 = \frac{C_2}{\gamma_{31}} & C_2 & C_4 & C_6 \\ \beta_4 = \frac{\gamma_{31}}{\gamma_{41}} & \gamma_{31} = C_3 - \beta_2 C_4 & \gamma_{32} = C_5 - \beta_2 C_6 & 0 \\ \beta_5 = \frac{\gamma_{41}}{\gamma_{51}} & \gamma_{41} = C_4 - \beta_3 \gamma_{31} & \gamma_{42} = C_6 & 0 \\ & \gamma_{51} = \gamma_{32} - \beta_4 \gamma_{42} & 0 & 0 \\ & \gamma_{61} = \gamma_{41} & 0 & 0 \end{array} \quad (2.91)$$

În mod similar în programul de calcul SISTSERV, pentru parametrii geometrici și funcționali ai SVEH-2T-7,5 (tab.2), condiția Routh (2.91) a fost îndeplinită, ceea ce confirmă, că ansamblul SVEH are funcționare stabilă pe întreg domeniul funcțional, atît pt. etajul distribuitor, cît și pentru SVEH în montaj complet.

Avînd în vedere, că de obicei criteriul coeficienților, nu permite să se determine în ce măsură un anumit coeficient (tab.2.2;2.3) al ecuațiilor caracteristice (2.88 ; 2.89), contribuie la stabilitatea

sau instabilitatea SVEH, metoda de analiză a stabilității se va extinde prin aplicarea metodei locului rădăcinilor și locului de transfer, cât și metodei de studiu în domeniul - timp și frecvențial.

### 2.8.2. Metoda locului rădăcinilor.

Se bazează pe cunoașterea localizării rădăcinilor funcției de transfer a sistemului în stare deschisă, ceea ce permite aprecieri asupra stabilității SVEH și a comportării ei în regim tranzitoriu /52,104,106,109/. Considerînd polinomul caracteristic al funcției de transfer, pentru ansamblul sertar-corp distribuitor (2.88) și pentru SVEH în montaj complet (2.90) și apelînd la un subprogram de rezolvare a ecuațiilor liniare de gradul  $n$  pe calculatorul FELIX C256/512/1024, s-au determinat rădăcinile ecuațiilor.

Funcțiile de transfer (2.74) și (2.80) se scriu sub forma (tab. 2.2 ; tab.2.3) :

$$H_{SV3}(s) = \frac{k_5}{(s-x_1)(s-x_2)(s-x_3)} = \frac{k_5}{(s^2 + 2\zeta_1\omega_g s + \omega_g^2)(s-x_3)} \quad (2.92)$$

$$\text{respectiv :} \quad H_{SV5}(s) = \frac{k_i}{(s-x_1)(s-x_2)(s-x_3)(s-x_4)(s-x_5)} \quad (2.93)$$

care pentru :  $p_{03} = 5,5 \text{ MPa}$  și  $\Delta i_c = 7,5 \text{ mA}$  vom avea :

$$H_{SV3}(s) = \frac{0,383 \cdot 10^4}{(s+1239,4 - j \cdot 16604,9)(s+1239,4 + j \cdot 16604,9)(s+66,14)} \quad (2.94)$$

$$H_{SV5}(s) = \frac{0,4666 \cdot 10^{-2}}{(s+33 + j \cdot 6,59)(s+33 - j \cdot 6,59)(s+1239,4 + j \cdot 16604,9)} \quad (2.95)$$

unde  $x_1, x_2$  respectiv  $x_3, x_4$  sînt rădăcini complex conjugate și  $x_3$ , respectiv  $x_5$ , reale și negative. Avînd în vedere, că în toate cazurile analizate (tab.2.2 ; tab.2.3) spectrul modelelor servovalvei satisfac condiția  $x_i \in \mathbb{C}^{-}$  (toate soluțiile ecuației au partea reală negativă), rezultă că, modelele determinate sînt stabile, așa cum este și sistemul real.

### 2.8.3. Analiza prin frecvență a SVEH.

Este caracterizată prin reprezentarea funcției de transfer în planul imaginar (locul de transfer-conturul Nyquist) și prin funcțiile de amplitudine-fază-frecvență (diagrame Bode), care se obțin la variația frecvenței  $\omega = 0 \rightarrow +\infty$  /35,52,104,105,106/ pentru semnal de intrare frecvențial  $i_c(t) = i_0 \sin \omega t$ . Apelînd la ecuațiile funcțiilor de transfer pentru ansamblul sertar-corp distribuitor în forma completă (2.74 ; 2.79 și normată, locul de transfer și răspunsul la semnal sinusoidal, se determină prin înlocuirea în funcția



de transfer a operatorului complex  $S = j\omega$ , pentru care se obține din (2.74) :

$$H_{SV3} = \frac{K_5}{K_1 j^3 \omega^3 + K_2 j^2 \omega^2 + K_3 j \omega + K_4} \quad (2.96)$$

Dezvoltând și separând termenii din (2.96), se obține :

$$H_{SV3}(j\omega) = Re_3(j\omega) + jIm_3(j\omega) = |H_{SV3}(j\omega)| \cdot e^{j \arg H_{SV3}(j\omega)} \quad (2.97)$$

$$= \frac{K_5 (K_4 - K_2 \omega^2)}{(K_4 - K_2 \omega^2)^2 + (K_3 \omega - K_1 \omega^3)^2} - j \frac{K_5 (K_3 \omega - K_1 \omega^3)^2}{(K_4 - K_2 \omega^2)^2 + (K_3 \omega - K_1 \omega^3)^2}$$

cu termenii :

$$Re_3(j\omega) = \frac{K_5 (K_4 - K_2 \omega^2)}{(K_4 - K_2 \omega^2)^2 + (K_3 \omega - K_1 \omega^3)^2} \quad (2.98)$$

$$Im_3(j\omega) = \frac{K_5 (K_3 \omega - K_1 \omega^3)}{(K_4 - K_2 \omega^2)^2 + (K_3 \omega - K_1 \omega^3)^2}$$

$$|H_{SV3}(j\omega)|_{dB} = -20 \lg \sqrt{Re_3^2(j\omega) + Im_3^2(j\omega)}$$

$$\varphi_{H_{SV3}}^{\circ}(j\omega) = -\arctg \frac{Im_3(j\omega)}{Re_3(j\omega)}$$

respectiv din (2.79) :

$$H_{SV3n}(j\omega) = \frac{1}{A_1 j^3 \omega^3 + A_2 j^2 \omega^2 + A_3 j \omega + 1} \quad (2.99)$$

cu termenii similari (2.98) :

$$Re_{3n}(j\omega) = \frac{1 - A_2 \omega^2}{(1 - A_2 \omega^2)^2 + (A_3 \omega - A_1 \omega^3)^2} \quad (2.100)$$

$$Im_{3n}(j\omega) = \frac{A_3 \omega - A_1 \omega^3}{(1 - A_2 \omega^2)^2 + (A_3 \omega - A_1 \omega^3)^2}$$

$$|H_{SV3n}(j\omega)|_{dB} = -20 \lg \sqrt{Re_{3n}^2(j\omega) + Im_{3n}^2(j\omega)}$$

$$\varphi_{H_{SV3n}}^{\circ}(j\omega) = -\arctg \frac{Im_{3n}(j\omega)}{Re_{3n}(j\omega)}$$

Modelul teoretic s-a verificat cu parametrii geometrici și funcționali ai SVEH-2T-7,5, calculul efectuându-se în cadrul programului SISTSERV. În fig.2.22-2.26 s-au reprezentat caracteristicile de frecvență și hodograful (locul de transfer) funcției de transfer cu evidențierea influenței următorilor parametrii : cazul I, gradul de acoperire  $y_{oi}$  (fig.2.22), cazul II, presiunea de alimentare,  $p_{o3} = 5,5 - 10$  MPa (fig.2.23; 2.24), și cazul III, curentul de comandă  $\Delta ic = 5-15$

mA la presiunile de alimentare  $p_{O_3}=5,5$  MPa (fig.2.25),  $p_{O_3}=10$  MPa (fig.2.26).

Pentru toate cazurile analizate, rezultă caracteristici de frecvență similare. Sistemul SVEH este stabil, întrucât marginea de fază și amplitudinea sînt pozitive pentru  $(H_{SV3n})_{dB}$ , (fig.2.22; 2.23 a; 2.25 a; 2.26 a). În același timp hodograful (locul de transfer) funcției de transfer înconjoară sistemul de coordonate RE-IM, pentru  $\omega = 0 \rightarrow \infty$ , în sens negativ de un număr de ori  $P=3$ , reprezentînd numărul polilor funcției de transfer  $H_{SV3}(s)$ . Totodată ponderea frecvențelor practice de lucru  $\omega = 10-50$  Hz. se află în cadranul IV al reprezentării locului de transfer  $\varphi = 0 \div 90^\circ$ , care pentru  $\varphi = 45^\circ$ , se obține amplificarea la atenuarea optimă.

Din caracteristicile de frecvență fig.2.22-2.26, se constată că,  $\omega_{-6dB} \ll \omega_g$  avînd o bandă de trecere  $\omega_{-6dB} = 30$  Hz-60 Hz, ( $\omega_g = 2000-4000$  Hz), ceea ce arată, că SVEH va răspunde cît mai fidel la excitații periodice rapide, avînd efect de filtrare a armonicilor superioare (pentru a deforma la ieșire forma de variație a intrării). Acest lucru este confirmat și de zona frecvențelor de tăiere ( $\omega_{H_{SV3n}}(|\omega|) = 0$ ), care apare în toate cazurile analizate la valori mari ale frecvenței de lucru  $\omega > 500-600$  Hz, în domeniul pentru care SVEH-2T-7,5 nu are utilizări practice, ceea ce denotă stabilitatea funcțională a SVEH.

În același timp, în ansamblu toate cazurile studiate, atestă prezența unei frecvențe proprii dominante (de joasă frecvență) în domeniul  $\omega_{3dB} \in (10 \text{ Hz}, 30 \text{ Hz})$ , corespunzător unui model de variație aperiodic și a unei pulsații proprii secundare de frecvență mare,  $\omega_r \in (2000 \text{ Hz}, 4000 \text{ Hz})$ , corespunzător unui model de variație oscilant amortizat. Avînd în vedere inerția sistemului, sistemul poate lucra în banda de frecvență de 0-40 Hz., fiind semnificativ ca, atare numai acest interval. Din acest motiv studiul se poate efectua practic numai în această bandă (fig.2.22-2.26). Se desprinde astfel, concluzia, că SVEH ca sistem dinamic de ordinul III, se poate studia pe un model redus de ordinul I, cu funcția de transfer:

$$\tilde{H}_{SV3}(s) = \frac{K_y \cdot 2\pi(\omega_1)}{s + 2\pi(\omega_1)}$$
 în care  $\tilde{K}_y$  este coeficientul de transfer, același ca și la sistemul de ordinul III,  $\tilde{K}_y = K_5/K_4$  (rel. 2.74).

Din punct de vedere al influenței celor 3 parametrii asupra principalilor parametri de performanță, frecvența proprie dominantă  $\omega_{-3dB}$ , determinată cu aproximație, ca frecvență corespunzătoare unui defazaj de  $45^\circ$  (datorită aproximării printr-un sistem de

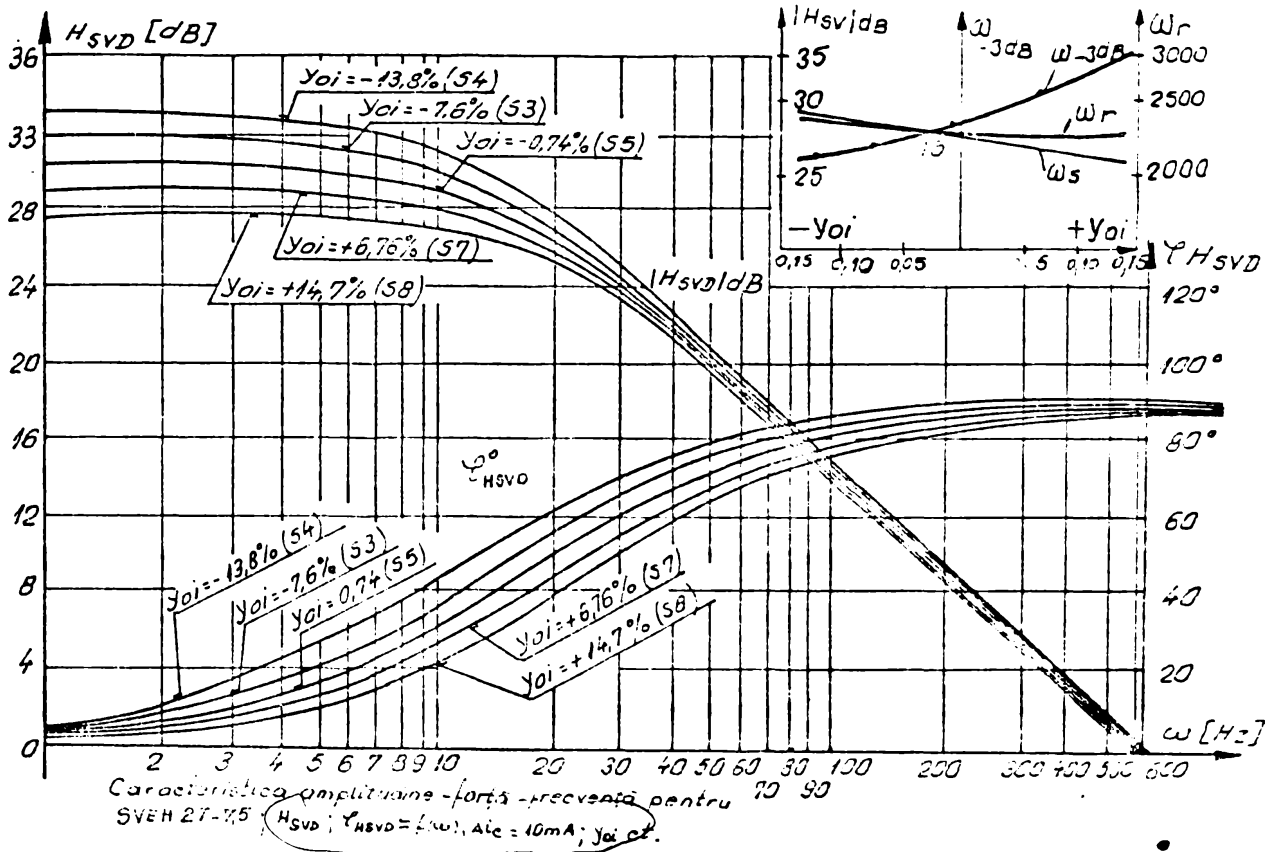
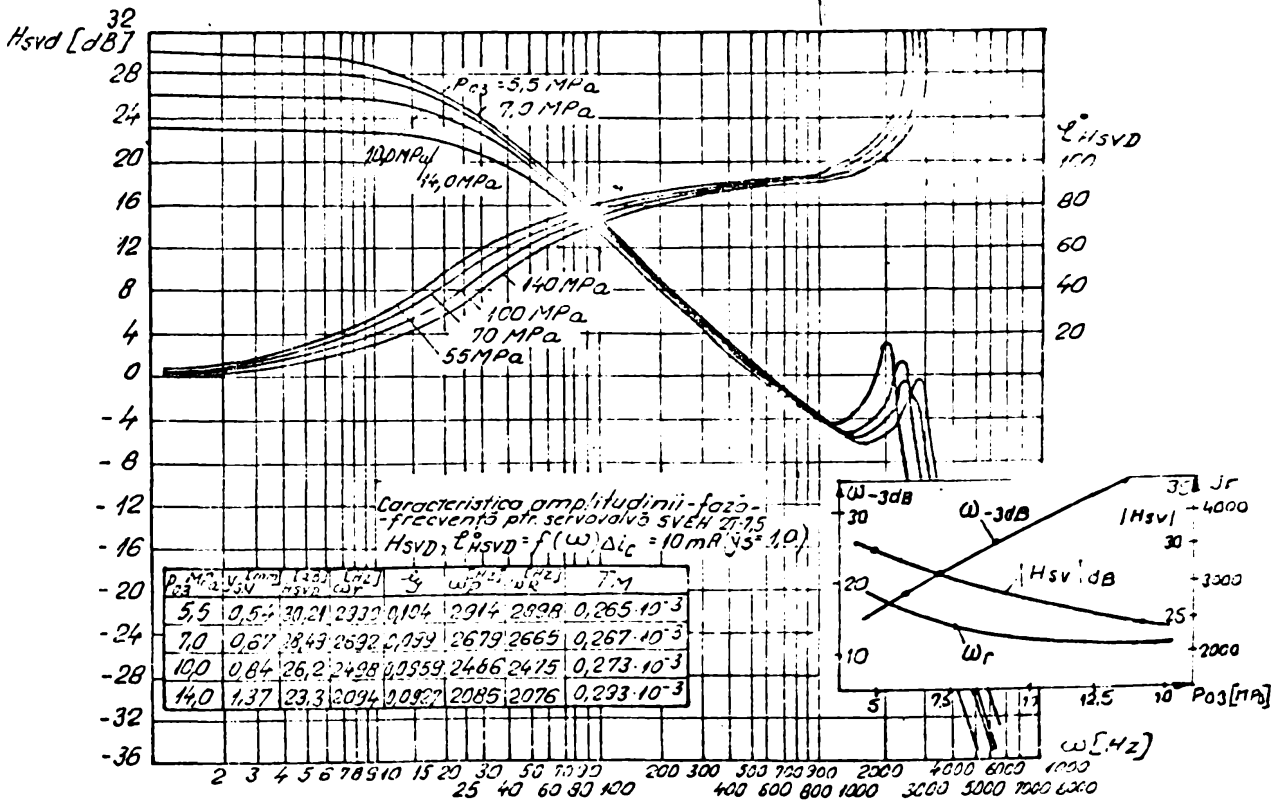


Fig.2.22



Hodograful funcției de transfer pentru SVEH 2T-7,5  
 $ReD = f(I_{mD}) \Delta_{ic} = 10mA$

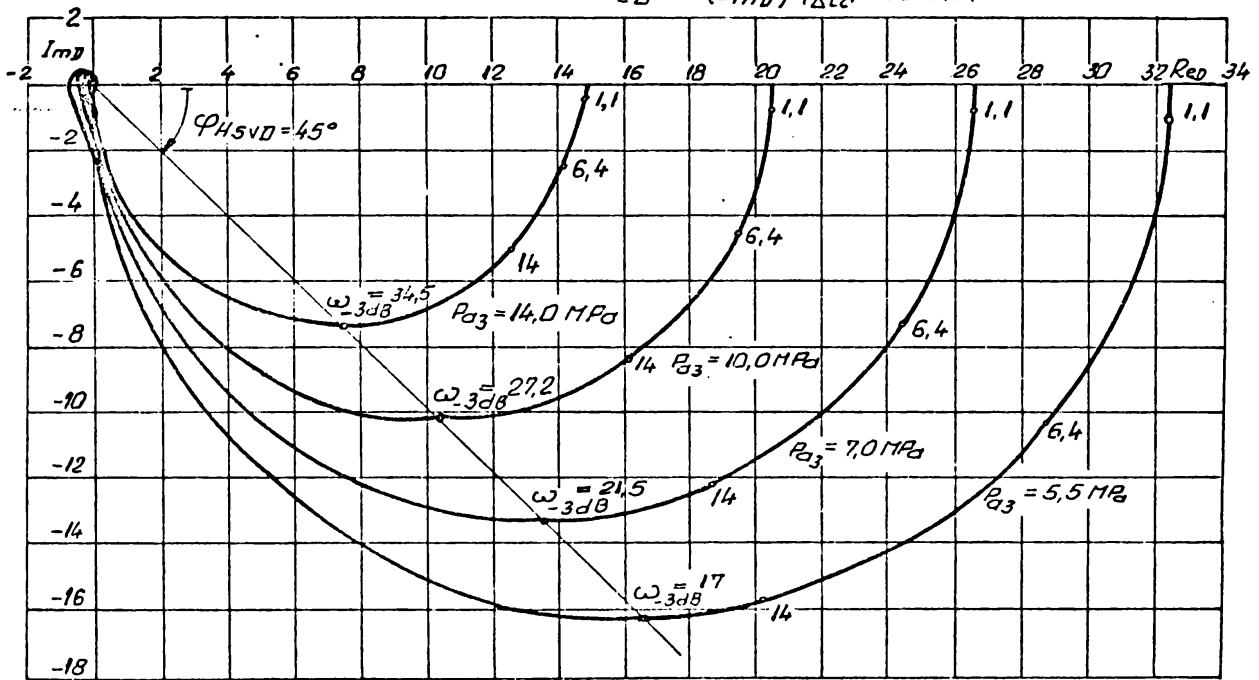
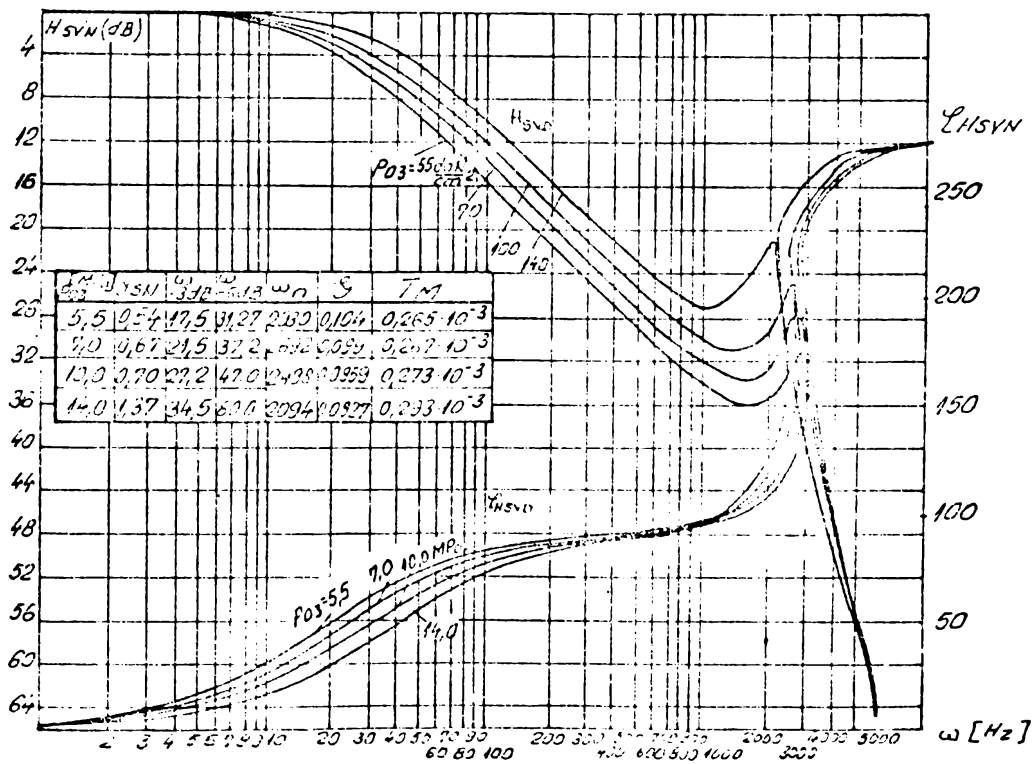


Fig.2.23.b



Caracteristică (normalată) amplitudine - forță -  
 frecvență pentru SVEH 2T-7,5  
 $H_{SVN}; \mathcal{L}_{HSVN} = f(\omega) \Delta_{ic} = 10mA (\bar{y}_S = 1,0)$

Fig.2.24

HX

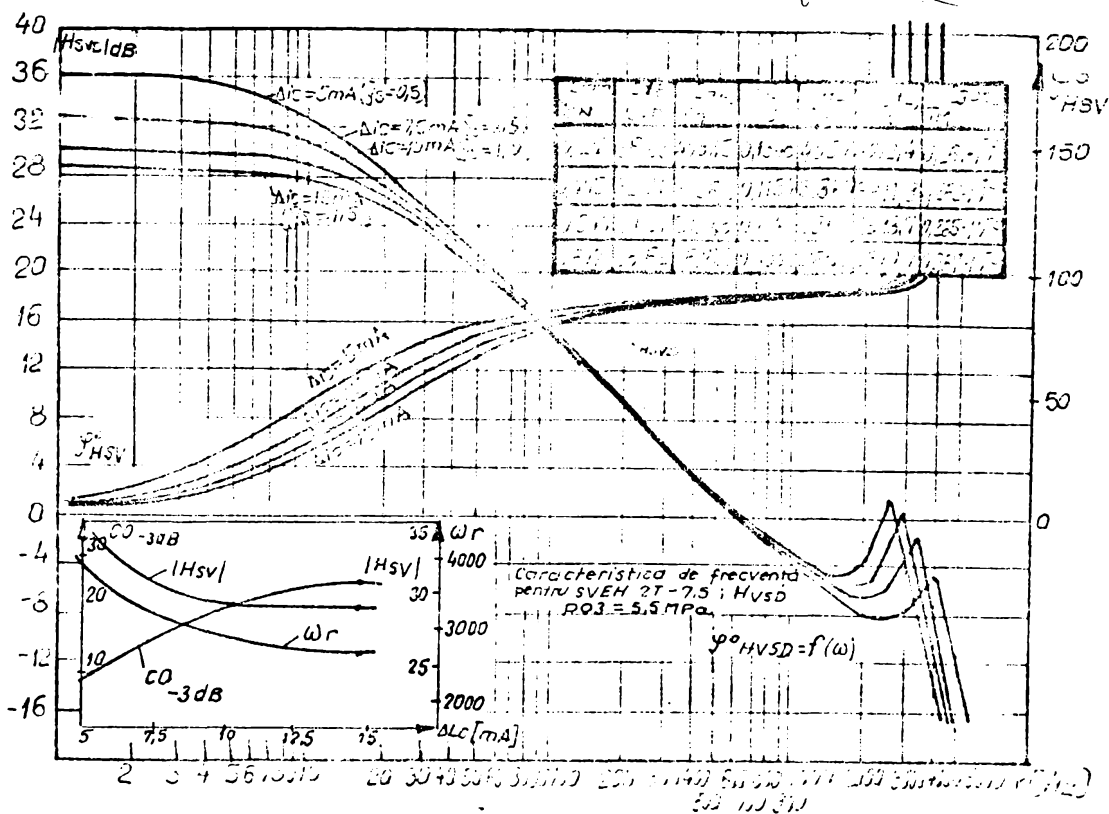


Fig.2.25 a

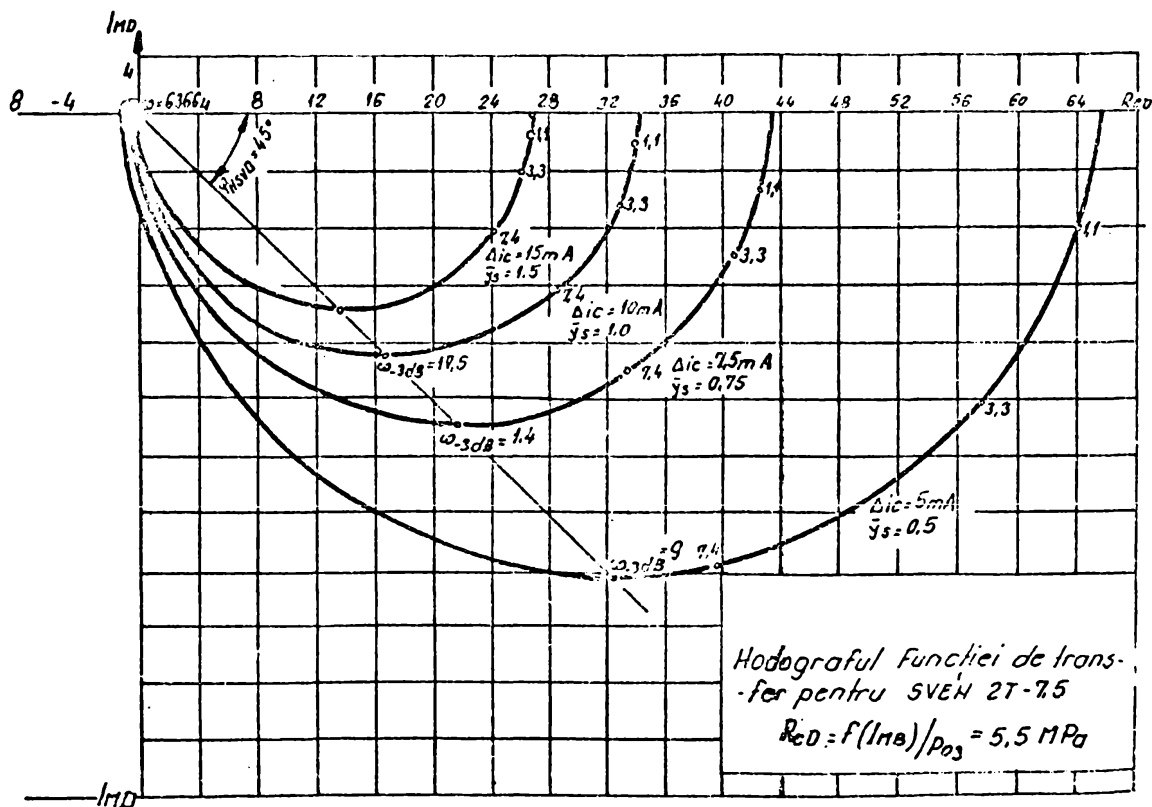


Fig.2.25 b

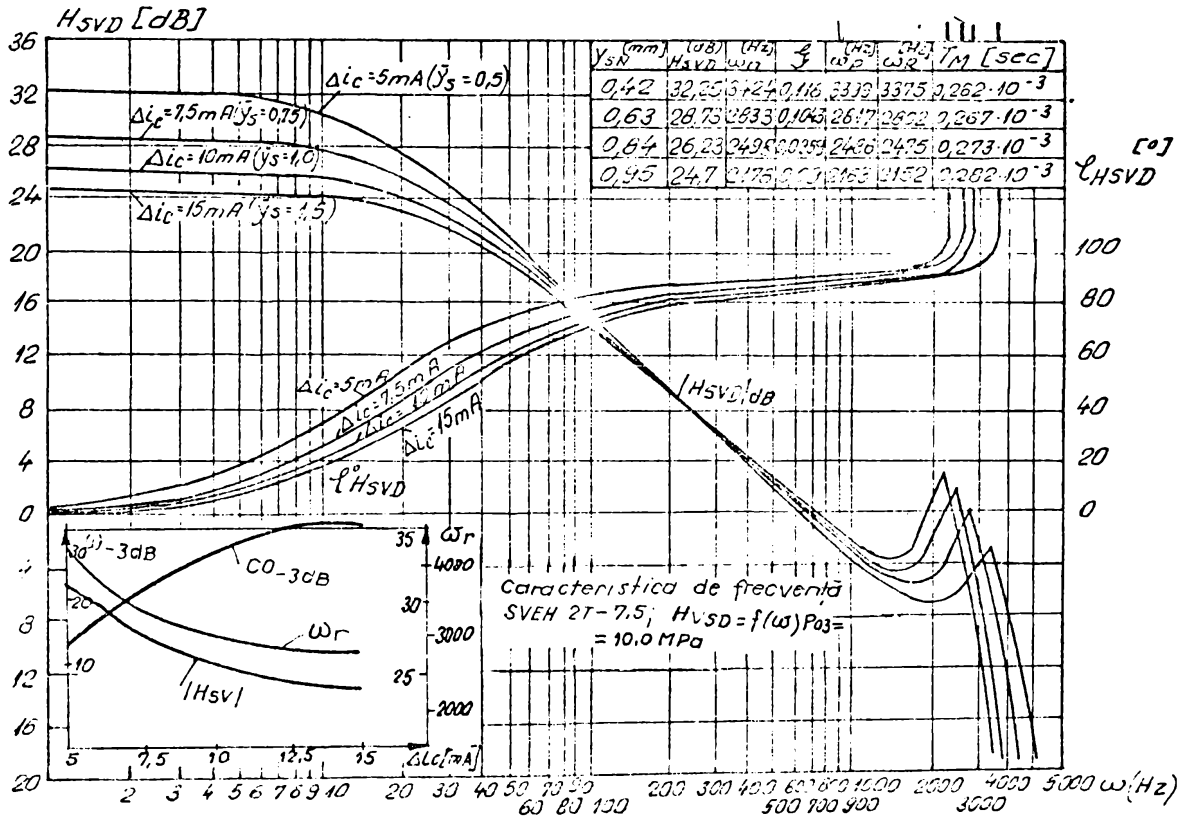


Fig.2.26 a

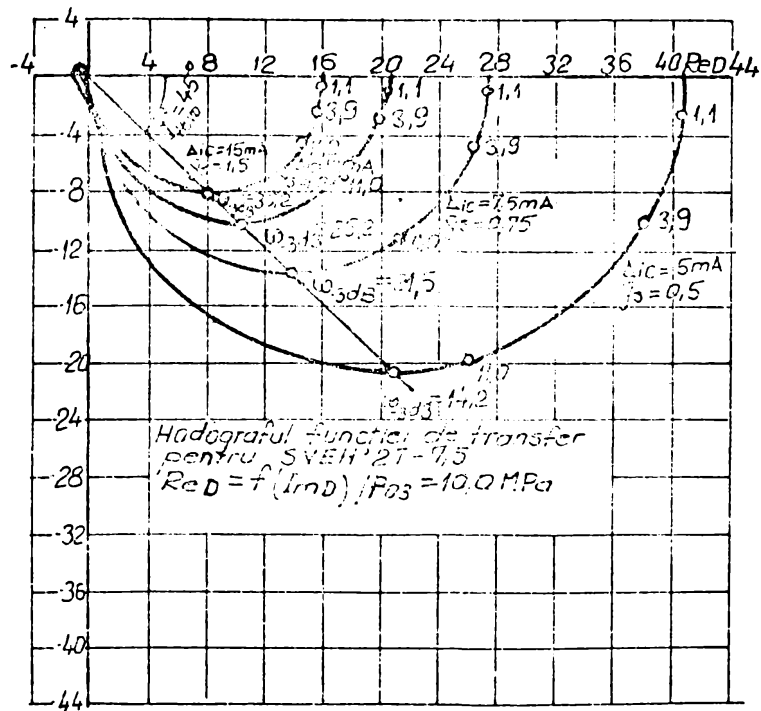


Fig.2.26 b



ordinul I) ;  $(H_{SVD})_{dB} = \lim_{\omega \rightarrow \infty} (H_{SVD})_{dB} = \tilde{K}_y$  ; frecvența de rezonanță, calculată în SISTSERV, ce reprezintă frecvența de vîrf a caracteristicii amplitudine-frecvență, principalele concluzii sînt exprimate prin caracteristici de performanță;

$$\omega_{-3dB} = g_1(\bar{Y}_{oi})_{\Delta i_{ct}}^{p_{o3ct}} ; \omega_{-3dB} = g_2(\Delta i_c)_{p_{o3ct}}^{y_{oi ct}} ; \omega_{-3dB} = g_3(p_{o3})_{\Delta i_{ct}}^{y_{oi ct}}$$

$$\omega_r = \tilde{g}_1(\bar{Y}_{oi})_{\Delta i_{ct}}^{p_{o3ct}} ; \omega_r = \tilde{g}_2(\Delta i_c)_{p_{o3ct}}^{y_{oi ct}} ; \omega_r = \tilde{g}_3(p_{o3})_{\Delta i_{ct}}^{y_{oi ct}}$$

Cazul I, evidențiază, că în domeniul  $\bar{Y}_{oi} \in (-0,15; 0,15)$ ,

caracteristicile de frecvență au aspectul unor segmente de dreaptă corespunzătoare unor variații de gradul I. Astfel  $(\omega_{-3dB})$  prezintă o variație monoton crescătoare funcție de  $Y_{oi}$ , iar  $|H_{SVD}|_{dB}$  prezintă o variație monoton descrescătoare. Aceasta confirmă cele menționate în /61,97/, că în timp ce frecvența de rezonanță a sistemului nu are de suferit din cauza gradului de acoperire, gradul de amortizare și stabilitatea sistemului, sînt puternic afectate de această modificare, datorită scăderii pronunțate a coeficientului de transfer,  $|H_{SVD}(\omega)|_{dB} = \tilde{K}_y$

Acoperirile pozitive de la muchiile de intrare și ieșire (fig. 2.22 - sertar S6, S7, S8) reduc gradul de amortizare al sistemului, deoarece lipsește evocarea fluctuațiilor de energie prin debitul scurs (61,97).

Cazul II, prezintă influența presiunii de alimentare asupra dinamicii sistemului. Frecvența dominantă  $(\omega_{-3dB})$  variază practic și în acest caz liniar.

În ceea ce privește frecvența de rezonanță, aceasta prezintă o variație monoton descrescătoare după o lege parabolică cu o atenuare la creșterea presiunilor  $p_{o3}$ .

Cazul III, scoate în evidență, faptul că frecvența dominantă  $(\omega_{-3dB})$  variază în funcție de curentul  $\Delta i_c$ , monoton crescător însă după o dependență neliniară, ce poate fi exprimată printr-un polinom de gradul II cu vîrfurile la valori ale curentului de comandă

$\Delta i_c > 10 \text{ mA}$  în zonele de suprasaturație a SVEH unde variațiile performanțelor sînt relativ reduse.

De asemenea frecvența de rezonanță  $(\omega_r)$  și amplitudinea  $|H_{SVD}(\omega)|_{dB}$  prezintă variații parabolice monoton descrescătoare cu porțiuni asimptotică pentru curenți de comandă de suprasaturație ( $\Delta i_c > 10 \text{ mA}$ ).

Fenomenul se reproduce pentru ambele valori ale presiunii de lucru  $p_{o3} = 5,5 \text{ MPa}$  și  $p_{o3} = 10 \text{ MPa}$  cu deosebirea că la presiuni ridicate crește frecvența de lucru ( $(\omega_{-3dB}) = 20 - 30 \text{ Hz}$ ), și se re-

duce amplitudinea  $(H_{SV})_{dB}$ , ceea ce duce la creșterea stabilității și reducerea timpilor de răspuns, deci la îmbunătățirea performanțelor dinamice.

#### 2.8.4. Analiza comportării dinamice a SVEH în domeniul timpului.

Studiul sistemului SVEH în domeniul timp are ca obiectiv determinarea modificării în funcție de timp a răspunsului sistemului  $Y_S(t)$  la excitarea lui cu o mărime de intrare  $i(t)$  de tip treaptă unitară, rampă unitară, sau sinusoidală.

Studiul urmărește acest răspuns, atât în perioada de adaptare (regim tranzitoriu), cât și în cea de după stabilizare (regim staționar).

Ca rezultat al acestui studiu, pot fi determinate performanțele sistemului, care caracterizează stabilitatea, rapiditatea și precizia sistemului respectiv /104,105,109/.

Calculul indicilor regimului tranzitoriu, trebuie făcut prin soluționarea efectivă a ecuației diferențiale corespunzătoare funcției de transfer, care reprezintă o relație de forma  $y_S = y_S(i, t)$ , /109/.

Cunoașterea funcției de transfer a sistemului SVEH, permite calculul răspunsului indicial la intrare tip treaptă unitară de ordinul 0;  $\dot{u}(t) = \dot{u}_0$ , cu  $\bar{U}(s) = \dot{u}_0/s$ , determinându-se variația în timp a mărimii de la ieșirea SVEH, poziția sertarului distribuitor  $Y_S(t)$ .

Variația mărimii de ieșire, reprezintă soluția ecuației diferențiale liniare, care descrie funcționarea SVEH prin funcțiile de transfer de gradul III (2.74) și gradul V (2.80).

Prin aplicarea transformatei Laplace, inversă relației (2.74) cu ajutorul tabelelor de transformate Laplace din /80/, se obține pentru răspunsul indicial :

$$Y_S(t) = 1 - \frac{e^{-x_3 t}}{\beta^2 - 2 \xi_g \beta + 1} + \quad (2.101)$$

$$+ \frac{\beta \cdot e^{-\xi_g \omega_g t}}{\sqrt{1 - \xi_g^2} \sqrt{\beta^2 - 2 \xi_g \beta + 1}} \cdot \sin(\omega_g t \sqrt{1 - \xi_g^2} - \psi)$$

în care :

$$\beta = \frac{x_3}{\omega_g}; \quad \psi = \arctg \frac{\sqrt{1-\xi_g^2}}{-\xi_g} + \arctg \frac{\sqrt{1-\xi_g^2}}{\beta - \xi_g}$$

$\omega_g$  - pulsația naturală pentru termenul de gradul II al funcției de transfer (2.74; 2.92);  $\xi_g$  - factorul de amortizare;  $x_3$  - rădăcina reală a poligonului caracteristic al funcției de transfer (2.74; 2.92).

Determinarea răspunsului indicial  $y_5(t)$  oferă cunoașterea timpului de răspuns  $Tr$ , ce caracterizează calitatea regimului, atât tranzitoriu, cât și staționar. În fig.2.27 ; 2.28 s-a reprezentat grafic răspunsul indicial al SVEH-2T-7,5, scoțind în evidență influența curentului de comandă  $\Delta i_c$  pentru presiuni de alimentare  $P_{03} = 5,5; 7,0$  și  $10,0$  MPa (fig.2.27) și a presiunii de alimentare  $P_{03}$  pentru curent constant  $\Delta i_c = 10$  mA (fig.2.28). Așa cum reiese din fig.2.28, timpul de răspuns scade cu creșterea presiunii de alimentare  $P_{03}$  pentru curentul nominal  $\Delta i_c = 10$  mA a SVEH-2T-7,5, respectiv scade cu deschiderea sertarului la aceeași presiune de alimentare (fig.2.27; 2.28). În zona de saturație a SVEH-2T-7,5 ( $y_5 \gg y_{5st}, \Delta i_c \gg 10$  mA), valorile timpului de răspuns  $Tr$ , frecvența proprie  $\omega_g$  și gradul de amortizare  $\xi_g$ , rămân constante (fig.2.29). Pentru toate cazurile analizate (fig.2.27; 2.28), se desprinde concluzia că, ponderea componentei oscilante  $\beta_i \sin(\omega_g t - \psi)$  este nesemnificativă în raport cu primii doi termeni (sub 1 %). Ca urmare, se poate afirma că, răspunsul SVEH,  $y_5(t)$  la un semnal treaptă unitară, se poate aproxima prin primii doi termeni (2.101), sub forma :

$$y_5(t) = 1 - F_i \cdot e^{-x_3 t} + \beta_i \cdot e^{-\xi_g \omega_g t} \sin(\omega_g t - \psi) \quad (2.102)$$

unde :

$$F_i = \frac{1}{\beta^2 - 2\xi_g\beta + 1}; \quad \beta_i = \frac{\beta \cdot e^{-\xi_g \omega_g t}}{\sqrt{1-\xi_g^2} \cdot \sqrt{\beta^2 - 2\xi_g\beta + 1}}$$

$$c_i = \omega_g \sqrt{1-\xi_g^2}$$

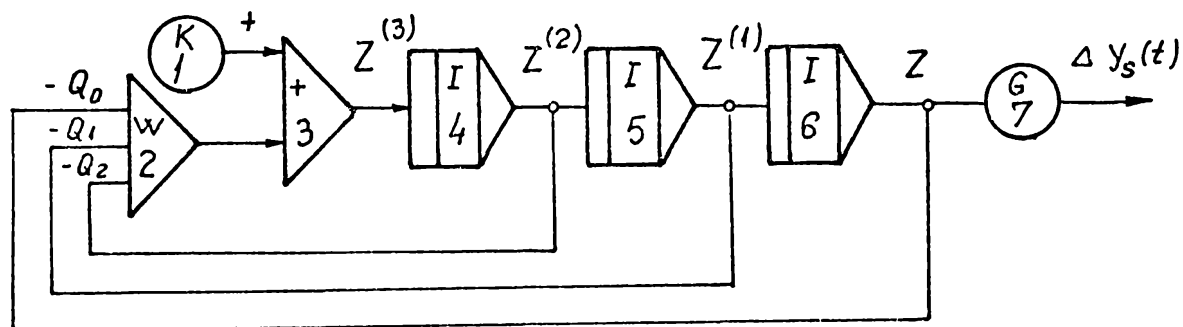
Din (2.102), rezultă  $y_5(0) = 1 - F_i$  și în realitate  $y_5(0) = 0$ , deci este necesară corectarea funcției de aproximare (2.102) sub forma :  $y_{15}(t) = 1 - F_i \cdot e^{-x_3 t} - (1 - F_i) e^{-\xi_g \omega_g t} \sin(\omega_g t - \psi)$  (2.103)

Intrucât, din tab.2.4 valorile  $x_3^4$  și  $\frac{1}{\omega_g \xi_g}$  sînt de ordinul de mărime  $\frac{1}{x_3} = (1,1833 \div 0,795) \cdot 10^{-2}$ ;  $\frac{1}{\omega_g \xi_g} = (8,374 \div 9,906) \cdot 10^{-4}$  rezultă, că modelul de SVEH-2T-7,5 se încadrează complet și din punct de vedere dinamic, în categoria proceselor dinamice rapide.

### 2.8.5. Simularea numerică a regimurilor dinamice a SVEH.

Pentru studiul de calculator a influenței parametrilor con-

structivi și funcționali asupra performanțelor, s-a transpus modelul dedus prin funcția de transfer (2.74; 2.79) într-o schemă analogică de simulare numerică (fig.2.30), care reprezintă legături informaționale între subrutinele limbajului de simulare numerică SSC dezvoltat în (68,69,173). Subrutinele efectuează toate operațiile elementare, extrageri de rădăcină pătrată, integrare după schema Runge-Kutta, elemente logice de tip releu și generatoare de funcții implementate în memoria calculatorului FELIX M18, FELIX C 256, etc.



$$H_{SV3}(s) = K y_s \frac{1}{s^3 + Q_2 s^2 + Q_1 s + Q_0}$$

Fig. 2.30

În cadrul lucrării, apelînd la modelul de simulare SSC (68,69,173) s-a analizat influența treptei unitare  $\Delta i_c$  la diferite valori ale presiunii  $P_{O3} = 5,5 ; 7,0 ; 10,0$  MPa, asupra răspunsului indicial, pentru funcția de transfer de gradul III (2.74; 2.79), ai căror coeficienți sînt calculați în tab.2.2. În fig.2.31 se exemplifică dependența răspunsului indicial al SVEH la treapta de comandă  $\Delta i_c$ . Valorile calculate sînt confirmate de răspunsul indicial al funcției de transfer calculat cu rel.(2.101)/80/(fig.2.27), cu completarea, că răspunsul  $y_s(t)$  este dat, funcție de gradul de amplificare  $A_0 = \frac{K_5}{K_4}$  al funcției de transfer (2.74; 2.79).

2.8.6. Simularea răspunsului servovalvei, caracterizat prin ecuațiile de intrare-stare-ieșire.

Starea sistemului hidraulic SVEH în montaj complet este descrisă de o ecuație diferențială de ordinul V (2.80), care se poate scrie sub forma unui set de 4 ecuații diferențiale de ordinul 1; pentru exprimarea stării, pot fi considerate grupuri de variabile de stare, funcție de parametri constructivi și funcționali proprii SVEH. Aceasta oferă avantajul determinării mai rapide a influenței pe care aceștia o au asupra comportării dinamice a SVEH.

Alegînd ca variabilă de stare a SVEH, mărimea de ieșire  $y_s = y_s(t)$

Tab.2.2

$P_i$ MPa	$\Delta i_c$	$H_{SV3} = \frac{K_5}{K_1 S^4 + K_2 S^2 + K_3 S + K_4}$					X1		X2		X3	
		$K_1$	$K_2$	$K_3$	$K_4$	$K_5$	Reol	Imag.	Reol	Imag.	Reol	Imag.
5,5	5,0	$0,299 \cdot 10^{-8}$	$0,399 \cdot 10^{-5}$	1,02	44,2	$0,383 \cdot 10^4$	-1481,12	18446,6	-1481,12	-18446,67	-43,10	-
	7,5	$0,376 \cdot 10^{-8}$	$0,957 \cdot 10^{-5}$	1,04	68,9	$0,383 \cdot 10^4$	-1239,4	16504,9	-1239,4	-16604,9	-66,14	-
	1,0	$0,453 \cdot 10^{-8}$	$0,102 \cdot 10^{-4}$	1,07	89,5	$0,383 \cdot 10^4$	-1078,38	15287,6	-1078,38	-15287,6	-84,51	-
7,0	1,5	$0,515 \cdot 10^{-8}$	$0,106 \cdot 10^{-4}$	1,09	106,0	$0,383 \cdot 10^4$	-982,72	14484,77	-982,72	-14484,7	-97,71	-
	5,0	$0,331 \cdot 10^{-8}$	$0,943 \cdot 10^{-5}$	1,03	59,1	$0,383 \cdot 10^4$	-1397,36	17624,2	-1397,36	-17624,2	-57,205	-
	7,5	$0,424 \cdot 10^{-8}$	$0,102 \cdot 10^{-4}$	1,06	84,1	$0,383 \cdot 10^4$	-1161,76	15754,7	-1161,76	-15754,7	-79,519	-
10,0	1,0	$0,517 \cdot 10^{-8}$	$0,109 \cdot 10^{-4}$	1,09	109,0	$0,383 \cdot 10^4$	-1017,58	14476,4	-1007,58	-14476,4	-100,44	-
	1,5	$0,591 \cdot 10^{-8}$	$0,115 \cdot 10^{-4}$	1,12	129,0	$0,383 \cdot 10^4$	-917,4	13719,8	-917,4	-13719,8	-115,9	-
	5,0	$0,368 \cdot 10^{-8}$	$0,997 \cdot 10^{-5}$	1,05	77,1	$0,383 \cdot 10^4$	-1319,08	16833,6	-1319,08	-16833,6	-73,56	-
10,0	7,5	$0,479 \cdot 10^{-8}$	$0,11 \cdot 10^{-4}$	1,09	110,0	$0,383 \cdot 10^4$	-1095,98	15005,52	-1095,98	-15005,52	-101,02	-
	1,0	$0,550 \cdot 10^{-8}$	$0,12 \cdot 10^{-4}$	1,13	142,0	$0,383 \cdot 10^4$	-953,24	13811,7	-953,24	-13811,7	-125,72	-
	1,5	$0,679 \cdot 10^{-8}$	$0,128 \cdot 10^{-4}$	1,18	169,0	$0,383 \cdot 10^4$	-870,99	13134,8	-870,99	-13134,8	-143,14	-

Tab. 2.3

$\Delta_{ic}$	$\Delta_{ic}$	$H_{SV5} = C_1 S^5 + C_2 S^4 + C_3 S^3 + C_4 S^2 + C_5 S + C_6$						X1		X2		X3		X4		X5	
		$C_1$	$C_2$	$C_3$	$C_4$	$C_5$	$C_6$	K1	Real	Imag.	Real	Imag.	Real	Imag.	Real	Imag.	Real
5,5	50	$0,2551 \cdot 10^{-15}$	$0,1313 \cdot 10^{-9}$	$0,47975 \cdot 10^{-6}$	$0,4473 \cdot 10^{-1}$	1,9317	33,155	$0,699 \cdot 10^{-2}$	$0,215 \cdot 10^{-2}$	$0,165 \cdot 10^2$	$0,215 \cdot 10$	$-0,165 \cdot 10^2$	$-1,481 \cdot 10^3$	$18,44 \cdot 10^3$	$-1,481 \cdot 10^3$	$-18,447 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	75	$0,3208 \cdot 10^{-15}$	$0,165 \cdot 10^{-9}$	$0,5068 \cdot 10^{-6}$	$0,455 \cdot 10^{-1}$	3,0096	51,696	$0,4666 \cdot 10^{-2}$	$-0,33 \cdot 10^2$	$0,659 \cdot 10^1$	$-0,33 \cdot 10^2$	$-0,659 \cdot 10^1$	$-1,239 \cdot 10^3$	$16,60 \cdot 10^3$	$-1,239 \cdot 10^3$	$-16,60 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	10	$0,335 \cdot 10^{-15}$	$0,1986 \cdot 10^{-9}$	$0,534 \cdot 10^{-6}$	$0,465 \cdot 10^{-1}$	3,9099	67,185	$0,350 \cdot 10^{-2}$	$-0,2407 \cdot 10^2$	-	-	$-0,604 \cdot 10^2$	$-1,0783 \cdot 10^3$	$15,288 \cdot 10^3$	$-1,0783 \cdot 10^3$	$-15,288 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
70	15	$0,4316 \cdot 10^{-15}$	$0,2256 \cdot 10^{-9}$	$0,556 \cdot 10^{-6}$	$0,474 \cdot 10^{-1}$	4,633	79,63	$0,29166 \cdot 10^{-2}$	$-0,2225 \cdot 10^2$	-	$-0,7553 \cdot 10^2$	-	$-0,982 \cdot 10^3$	$14,485 \cdot 10^3$	$-0,982 \cdot 10^3$	$-14,485 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	50	$0,282 \cdot 10^{-15}$	$0,1451 \cdot 10^{-9}$	$0,4999 \cdot 10^{-6}$	$0,4515 \cdot 10^{-1}$	4,5859	44,098	$0,699 \cdot 10^{-2}$	$-0,286 \cdot 10^2$	$0,125 \cdot 10^2$	$-0,286 \cdot 10^2$	$-0,125 \cdot 10^2$	$-1,387 \cdot 10^3$	$17,625 \cdot 10^3$	$-1,387 \cdot 10^3$	$-17,625 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	75	$0,361 \cdot 10^{-15}$	$0,1857 \cdot 10^{-9}$	$0,5346 \cdot 10^{-6}$	$0,4619 \cdot 10^{-1}$	3,674	62,690	$0,466 \cdot 10^{-2}$	$-0,247 \cdot 10^2$	-	$-0,548 \cdot 10^2$	-	$-1,1617 \cdot 10^3$	$15,755 \cdot 10^3$	$-1,1617 \cdot 10^3$	$-15,755 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
100	10	$0,4405 \cdot 10^{-15}$	$0,2264 \cdot 10^{-9}$	$0,5699 \cdot 10^{-6}$	$0,47597 \cdot 10^{-1}$	4,7736	81,472	$0,35 \cdot 10^{-2}$	$-0,217 \cdot 10^2$	-	$-0,787 \cdot 10^2$	-	$-1,0075 \cdot 10^3$	$14,47 \cdot 10^3$	$-1,0075 \cdot 10^3$	$-14,47 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	15	$0,503 \cdot 10^{-15}$	$0,2598 \cdot 10^{-9}$	$0,5984 \cdot 10^{-6}$	$0,4893 \cdot 10^{-1}$	5,656	96,555	$0,291 \cdot 10^{-2}$	$-0,208 \cdot 10^2$	-	$-0,951 \cdot 10^2$	-	$-0,917 \cdot 10^3$	$13,72 \cdot 10^3$	$-0,917 \cdot 10^3$	$-13,72 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	50	$0,313 \cdot 10^{-15}$	$0,1613 \cdot 10^{-9}$	$0,524 \cdot 10^{-6}$	$0,45799 \cdot 10^{-1}$	3,3703	58,778	$0,699 \cdot 10^{-2}$	$-0,283 \cdot 10^2$	-	$-0,4527 \cdot 10^2$	-	$-1,319 \cdot 10^3$	$16,8345 \cdot 10^3$	$-1,319 \cdot 10^3$	$-16,8345 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
100	75	$0,408 \cdot 10^{-15}$	$0,2079 \cdot 10^{-9}$	$0,572 \cdot 10^{-6}$	$0,4738 \cdot 10^{-1}$	4,7859	83,503	$0,466 \cdot 10^{-2}$	$-0,221 \cdot 10^2$	-	$-0,786 \cdot 10^2$	-	$-1,095 \cdot 10^3$	$15,0067 \cdot 10^3$	$-1,095 \cdot 10^3$	$-15,0067 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	10	$0,503 \cdot 10^{-15}$	$0,258 \cdot 10^{-9}$	$0,620 \cdot 10^{-6}$	$0,4846 \cdot 10^{-1}$	6,2139	108,44	$0,35 \cdot 10^{-2}$	$-0,203 \cdot 10^2$	-	$-1,04 \cdot 10^2$	-	$-0,953 \cdot 10^3$	$13,812 \cdot 10^3$	$-0,953 \cdot 10^3$	$-13,812 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$
	15	$0,575 \cdot 10^{-15}$	$0,297 \cdot 10^{-9}$	$0,659 \cdot 10^{-6}$	$0,514 \cdot 10^{-1}$	7,36085	128,464	$0,291 \cdot 10^{-2}$	$-0,203 \cdot 10^2$	-	$-1,22 \cdot 10^2$	-	$-0,871 \cdot 10^3$	$13,154 \cdot 10^3$	$-0,871 \cdot 10^3$	$-13,154 \cdot 10^3$	$-511,75 \cdot 10^3$



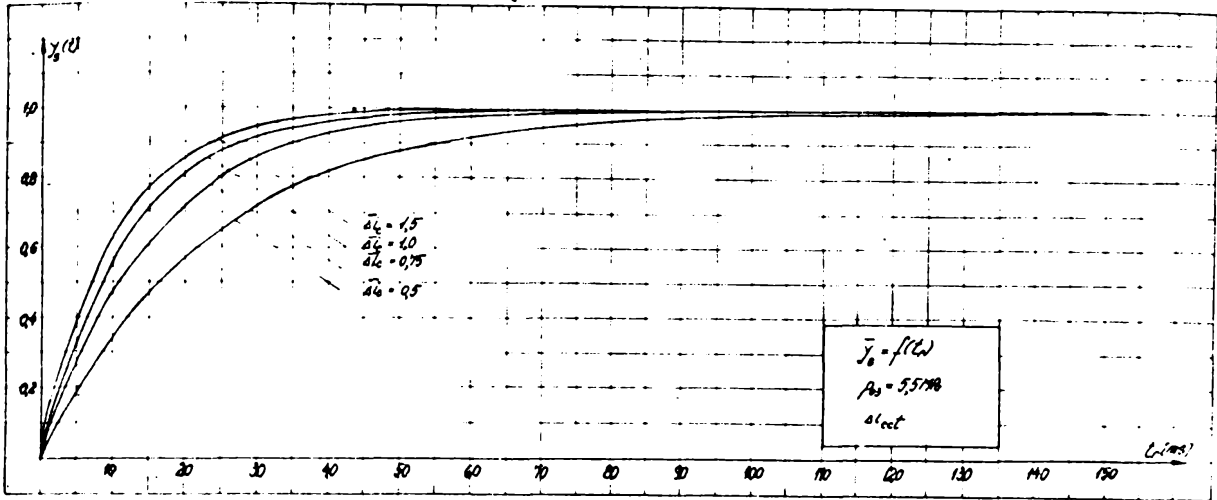


Fig. 2.27 a.

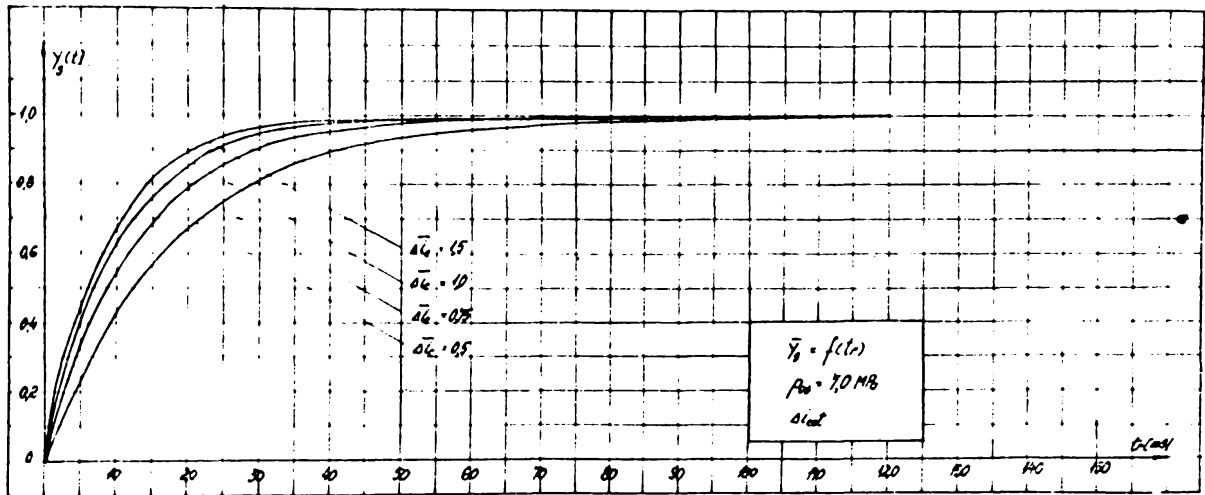


Fig. 2.27 b

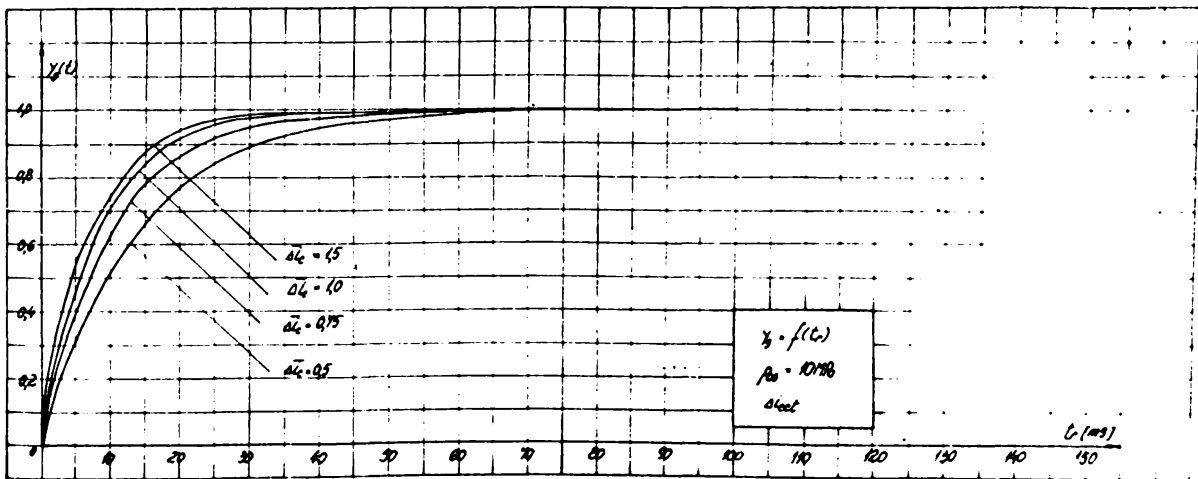


Fig. 2.27 c

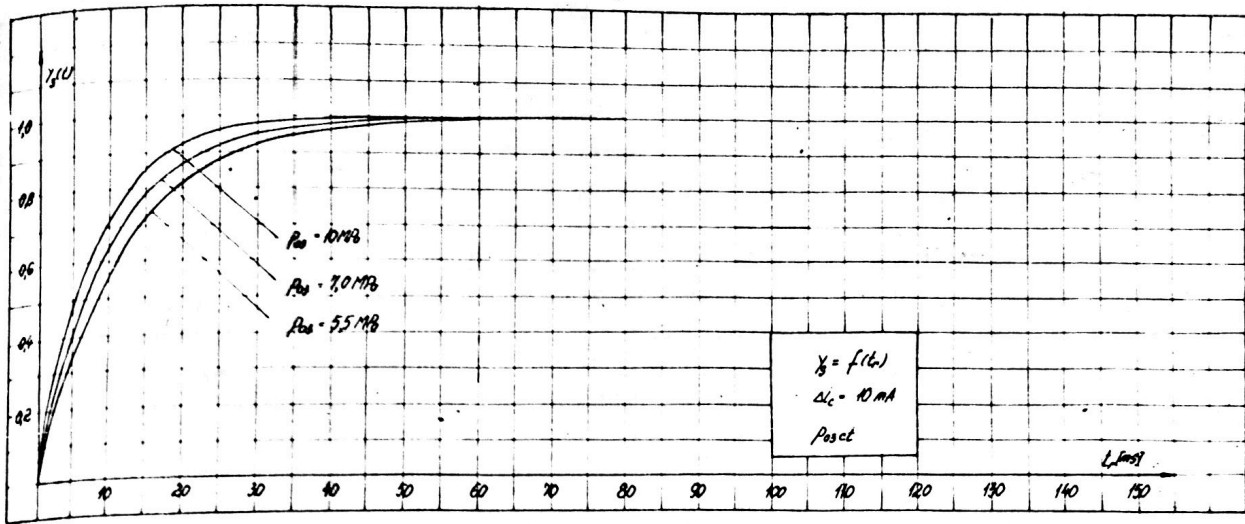


Fig.2.28

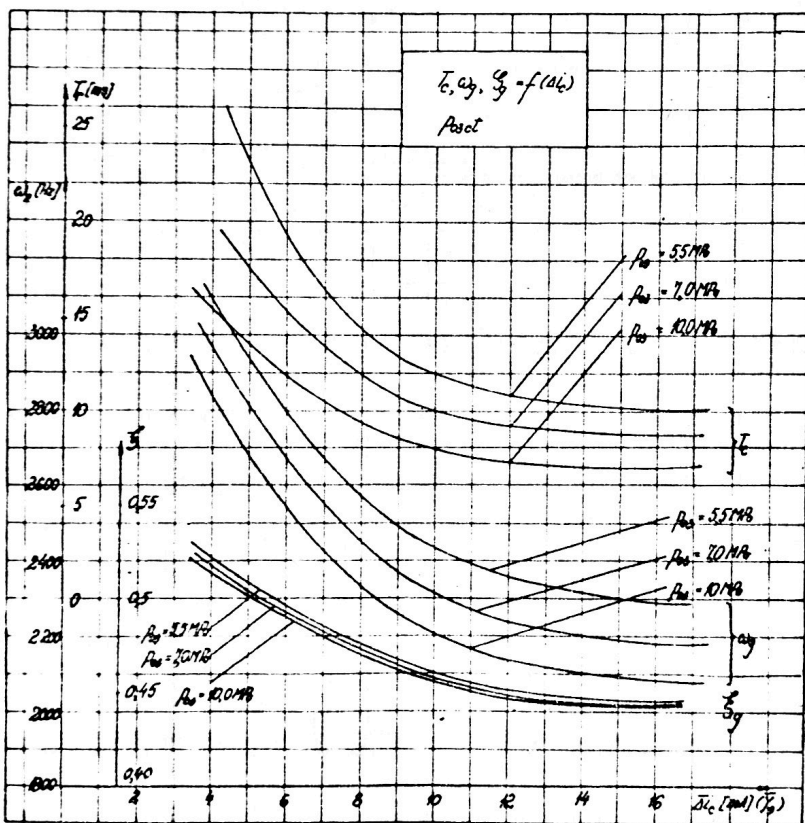
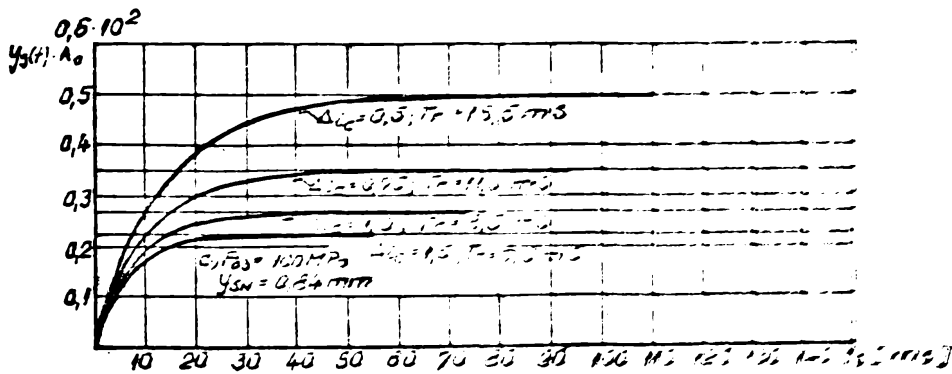
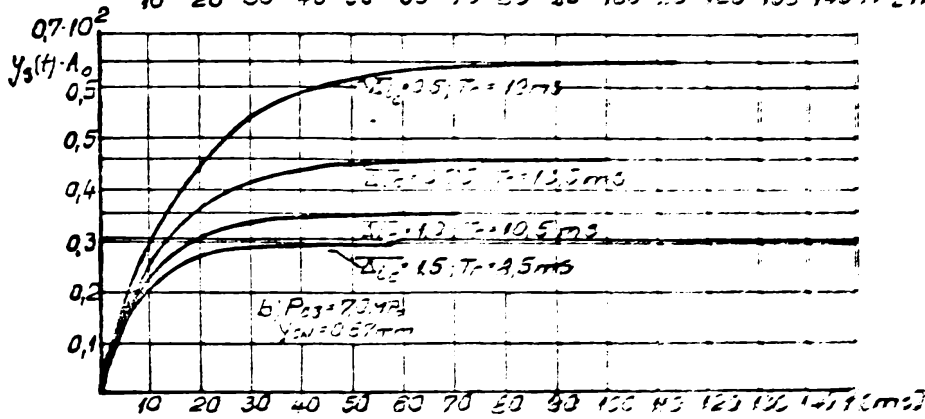
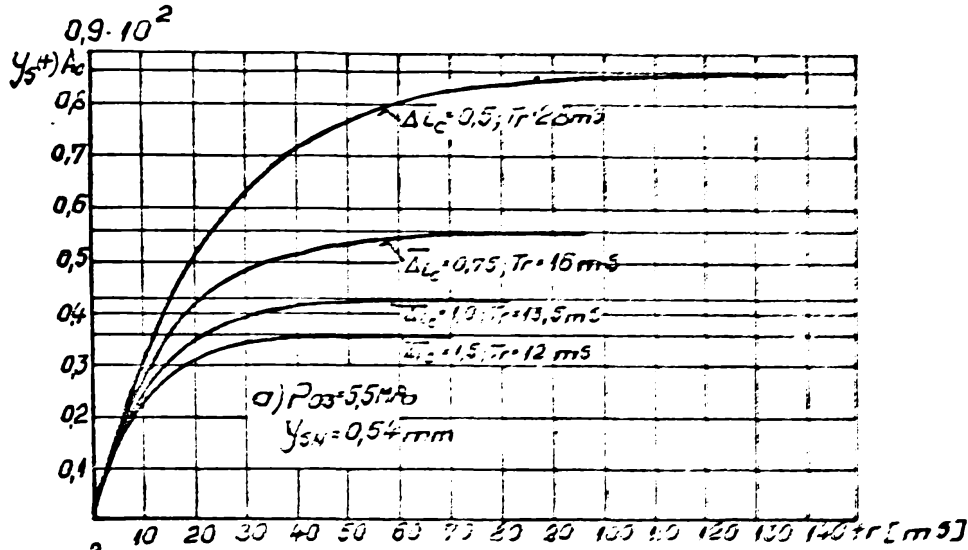


Fig.2.29

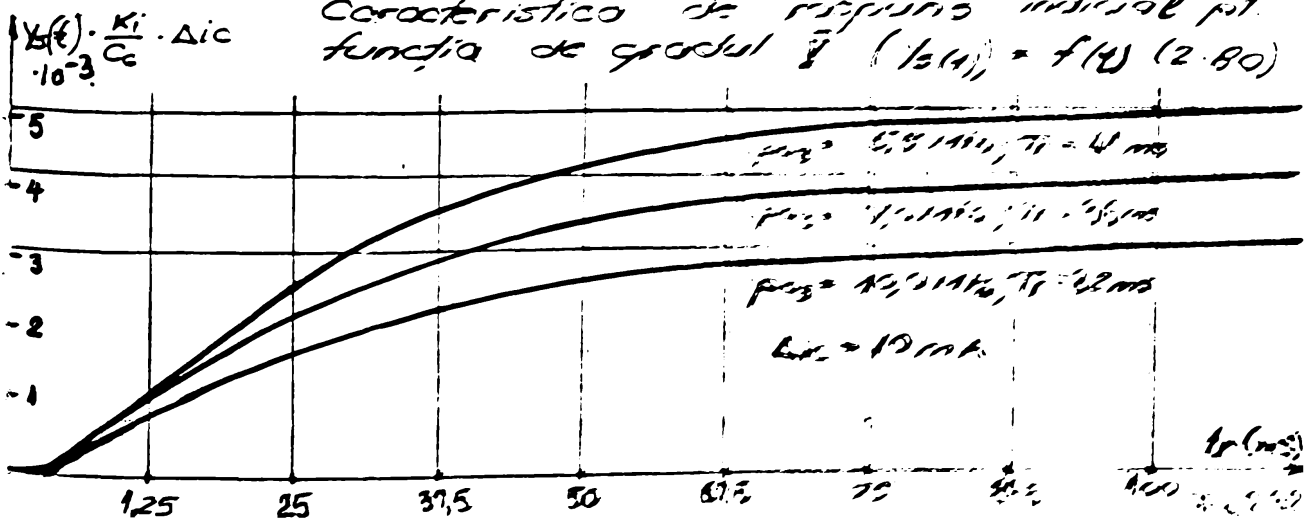
Tab.2.4

$\Delta I_c = 10 \text{ mA}$ $P_{03} / \text{MPa}$	Parametrii funcției de transfer (2.74)				
	$x_3$	$\omega_g \text{ (Hz)}$	$\xi_g$	$1/x_3$	$1/(\omega_g \xi_g)$
5,5	84,51	2427,0	0,4591	$1,1833 \cdot 10^{-2}$	$8,974 \cdot 10^{-4}$
7,0	100,44	2297,0	0,4571	$0,9956 \cdot 10^{-2}$	$9,526 \cdot 10^{-4}$
10,0	125,72	2192,1	0,4605	$0,7950 \cdot 10^{-2}$	$9,906 \cdot 10^{-4}$



Caracteristica de raspuns initial la presiuni ordinare  $L_c$  § 2.7.2.32  
 functie de gradul  $\bar{\sigma}$  (2.74)

Caracteristica de raspuns initial pt.  
 functie de gradul  $\bar{\sigma}$  ( $y_s(t)$ ) = f(t) (2.80)



si derivatele sale, pentru sistemul descris de ecuația (2.80), vom avea :

$$C_1 \frac{d^5 y_s}{dt^5} + C_2 \frac{d^4 y_s}{dt^4} + C_3 \frac{d^3 y_s}{dt^3} + C_4 \frac{d^2 y_s}{dt^2} + C_5 \frac{d y_s}{dt} + C_6 y_s = K_i \Delta i_c(t) \quad (2.103)$$

Se obține din /37,52,109/ ecuația matricial vectorială în limbajul intrare-stare-ieșie sub forma :

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \\ \dot{X}_5 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{C_6}{C_1} & -\frac{C_5}{C_1} & -\frac{C_4}{C_1} & -\frac{C_3}{C_1} & -\frac{C_2}{C_1} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ \frac{K_i}{C_1} \end{bmatrix} \cdot \Delta i_c \quad (2.104)$$

sau sub forma restrînsă :

$$\dot{X}(t) = A \cdot X(t) + B \cdot \Delta i_c(t) = f_1 \{ X(t), t \} \quad (2.105)$$

Variabila de ieșire  $y_s$  este:

$$y_s(t) = [1 \cdot 0 \cdot 0 \cdot 0 \cdot 0] \cdot \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \\ X_5 \end{bmatrix}, \text{ sau } y_s(t) = C^T \cdot X(t) \quad (2.106)$$

unde am introdus ca variabile de stare :

$$y_s = X_1; \dot{X}_1 = X_2; \dot{X}_2 = X_3; \dot{X}_3 = X_4; \dot{X}_4 = X_5; \dot{X}_5 = -\frac{C_6}{C_1} X_1 - \frac{C_5}{C_1} X_2 - \frac{C_4}{C_1} X_3 - \frac{C_3}{C_1} X_4 - \frac{C_2}{C_1} X_5 + \frac{K_i}{C_1} \Delta i_c \quad (2.107)$$

și  $\dot{X}$  - derivata vectorului de stare.

Avînd în vedere complexitatea modelului matematic intrare-stare-ieșie, simularea procesului dinamic a SVEH-2T-7,5 în domeniul timp, s-a făcut pe baza utilizării unui program de calcul SIMULARE SERV pe calculatorul FELIX C256/512/1024. Modelul matematic intrare-stare-ieșie, oferă o analiză de ansamblu asupra comportării în timp real a SVEH, mai ales dacă acestea sînt modelate prin funcții de transfer de ordin superior (în cazul de față gradul V).

Răspunsul SVEH la variația mărimii de intrare  $\Delta i_c$  este reprezentat într-o diagramă  $y_s(t)$  în timp real (fig.2.32) din care se pot stabili principalii parametri ai regimului tranzitoriu, timpul de întârziere, durata regimului tranzitoriu, etc. pentru mărimi de intrare treaptă unitară .

### 2.9. Determinarea coeficienților geometrici și funcționali, ce intervin în modelul matematic al SVEH.

Rezolvarea funcțiilor de transfer și analiza stabilității SVEH, impune măsurarea și determinarea pe cale analitică a

coeficienților geometrici și funcționali, care intervin în ecuațiile diferențiale și funcțiile de transfer. Prin urmare, este necesară cunoașterea a o serie de elemente, după cum urmează :

a). Momentul de inerție al ansamblului ajutoraj-clapetă :

$$J = M_i \cdot d^2 \quad (2.108)$$

unde :  $M_i$  - masa ansamblului ajutoraj-clapetă (pentru SV oo -55 realizată în colaborare cu Intreprinderea Electrotimiș ;  $M_i = 0,015$  Kg. - prin cântărire);  $d$  - distanța de la centrul de greutate la centrul de oscilație ( $d = 6,5 \times 10^{-3}$  m), (fig. 2.12 ; 2.19; 3.1)

b). Rigiditatea la rotația clapetei :

$$C_\theta = \frac{F_{el} \cdot R}{\theta} = \frac{F_{el} \cdot R \cdot r_m}{\Delta \ell} = 847,22 \cdot R \cdot r_m \quad (2.109)$$

unde din fig. 2.18; 2.19, pentru SV00-55 se dau :  $F_{el} = 1$  N ;  $F_{el} = 847,22 \times 1$  ;  $F_{jet} = P_{CBA} = \frac{\pi d_1^2}{4} \Delta P_{CBA}$  ;  $R = 2,395 \cdot 10^{-3}$  m ;  $d_1 = 2,75 \cdot 10^{-3}$  m ;  $d_2 = 2,5 \cdot 10^{-3}$  m ;  $a = 20 \cdot 10^{-3}$  m ;  $b = 35 \cdot 10^{-3}$  m ;  $r_m = 2,625 \cdot 10^{-3}$  m ;  $Q_c = 12-15$  cm<sup>3</sup>/sec. ;  $\theta^0 \approx \frac{\Delta \ell}{r_m}$ , pentru deplasări mici ale clapetei ( $x = 0,040-0,070 \cdot 10^{-3}$  m).

c). Gradientul cuplu-curent al etajului motor de cuplu proporțional :

$$K_i = \frac{M_{e \max}}{\Delta I_c} = \frac{F_{em} \cdot b}{\Delta I_c} ; \quad \Delta I_c = 10 \text{ mA} \quad (2.110)$$

unde  $M_{e \max}$  - momentul dat de forța electromagnetică maximă.

d). Coeficientul momentului rezistent dat de jeturi :

$$K_x = F_{jet \max} / \Delta P_{CBA \max} \quad (2.111)$$

Cu mărimile definite și cu valorile respective se vor calcula coeficienții funcției de transfer (2.74; 2.30), din modelul matematic al SVEH.

### 2.10 Program de calcul pentru studiul comportării statice și dinamice a SVEH.

Programul principal urmărește metoda, etapele și relațiile de calcul prezentate în cadrul acestui capitol. Programul conține peste 2000 de instrucții, fapt pentru care a fost segmentat în subprograme de tip formule și subrutine. De asemenea se utilizează subprograme din biblioteca matematică MATHLIBS a calculatorului FELIX C256/512/1024. Programul de calcul denumit ANALIZA SVEH este organizat pe trei programe : STATIC SERV, DINAMIC SERV și SIMULARE SERV, pentru dimensionarea, optimizarea, determinarea caracteristicilor statice și dinamice, analiza stabilității și simularea dinamică a SVEH. Programele și rutinele componente sînt scrise în limbajul FORTRAN, rulările și testările lor efectuîndu-se pe calculatorul FELIX C256/512/1024. Programul de calcul dă posibilitatea reluării calculelor pentru o gamă de SVEH (seturi de valori inițiale). Etapele de calcul sînt prezentate sintetic



în schema bloc simplificată a programului de calcul ANALIZA SVEH - fig.2.33.

2.10.1. Descrierea subprogramelor componente (fig.2.33).

STATIC SERV - program pentru analiza comportării statice a SVEH.

a). DIMENS AJCLAP - determinarea geometriei etajului de comandă ajutoraj-clapetă ;

b). CARACT AJCLAP - determinarea caracteristicilor de reglare  $\Delta p_c = f(\Delta X)$  și de sarcină  $Q_c = f(\Delta p_c, \Delta X)$  în sistem adimensional și dimensional în regim staționar ;

c). CARACT MOTOR CUPLU - dimensionarea motorului de cuplu proporțional, determinarea caracteristicii bobinei electromagnetului și magnetului permanent, definirea domeniului optim de funcționare a etajului ajutoraj-clapetă și calculul forțelor de acționare pe clapeta etajului de comandă, în vederea dimensionării motorului de cuplu ;

d). FORT SERTAR - calculul forțelor hidrodinamice de impuls și a forțelor de frecare laterală, cu analiza influenței geometriei sertarului, asupra performanțelor în regim staționar și

dinamic ;

e). ASAN YS și ASAN PM - calculul caracteristicilor de reglare a SVEH,  $Q_M = f(Y_s)_{P_{act}}$  și  $Q_M = f(P_M, Y_s)$

în sistem adimensional și dimensional, în regim staționar ; apelul la subrutina SIGNUM pentru a indica semnul din relațiile de calcul, funcție de sensul de deplasare al sertarului ; calculul coeficienților de amplificare a etajului distribuitor. DINAMIC SERV - program pentru analiza

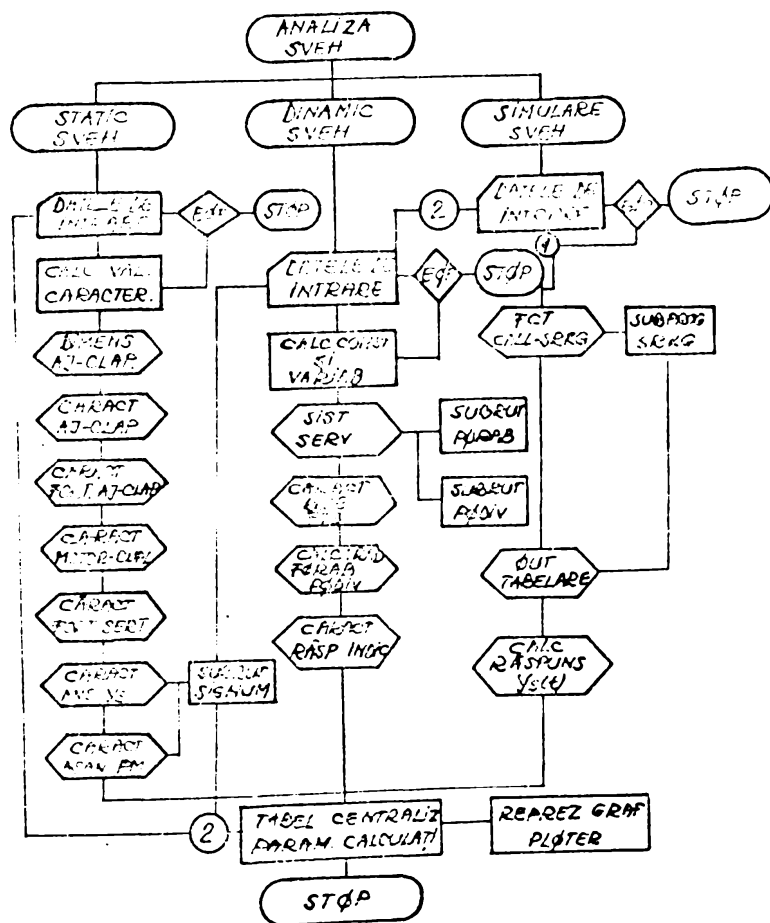


Fig.2.33



comportării dinamice a SVEH.

f). SIST SERV - calculul rădăcinilor ecuațiilor caracteristice atașate funcției de transfer de gradul III și V (2.74; 2.80) apelând la subrutina PORAB și PODIV ; calculul caracteristicilor de răspuns amplitudine-fază-frecvență și hodograful funcției de transfer, pentru funcția de transfer de gradul III; analiza condiției de stabilitate pe baza criteriului ROUTH-HURWITZ, pentru funcția de gradul III și a criteriului ROUTH, pentru funcția de gradul V, cu tipărirea mesajului "SISTEM STABIL" ; calculul performanțelor în regim dinamic a SVEH, desprins din funcția de transfer ; determinarea caracteristicii de răspuns la semnal treaptă unitară  $Y_s(t)$ , (răspunsul indicial 2,101), pentru funcția de transfer de gradul III.

g). SSC - simularea numerică a regimurilor dinamice a SVEH, pentru funcția de transfer de gradul III (2.74;2.79) pe baza schemelor analogice de calcul și integrare după metoda Runge-Kutta.

h). SIMULARE SERV - program pentru simularea procesului dinamic al SVEH, bazat pe modelul matematic intrare-stare-iesire ; calculul răspunsului  $Y_s(t)$  al sistemului dinamic continuu (sistem de ecuații diferențiale de ordinul 1 - considerat aflat în condiții inițiale cunoscute  $x(t_0)=x_0$  - la variații bine precizate al mărimilor de intrare  $\Delta i_c(t)$  , pe baza funcției de transfer de gradul V, (2.80), rezolvarea sistemelor de ecuații diferențiale de ordinul 1, de forma  $\dot{x}(t)=\{x(t),t\}$ , pentru  $t \in \{t_0, t_f\}$  - (2.154) cu valorile inițiale cunoscute cu ajutorul subprogramului OSRKG, apelat din biblioteca matematică a calculatorului FELIX C256, bazat pe un algoritm de calcul de timp RUNGE KUTTA - D'ADAMS MOULTON.

i). FCT - concretizarea sistemului (2.107) studiat, sub forma ecuațiilor de stare (2.105; 2.107) și evaluarea valorilor derivatelor  $\dot{x}(t)$  ;

j). ØUT - protocolarea rezultatelor integrării sistemului (2.103; 2.107) a soluției  $x(t)$  , precum și al altor date optenabile din acestea, cumm este ieșirea  $Y_s(t)$  conform (2.107) și controlul procesului de integrare, repectiv oprirea condiționată a acestuia.

Semnificațiile constantelor și variabilelor de intrare, precum și parametrii caracteristici calculați, rezultă din relațiile de de calcul ale modelului matematic dezvoltat în capitolul II. Programul de calcul a fost aplicat pentru proiectarea și analiza caracteristicilor teoretice și a comportării statice și dinamice pentru SVEH-2T-7,5 realizată în colaborare cu I.Electrotimiș Timișoara și I.E.H. Rîmnicu Vîlcea, avînd caracter de generalizare

pentru o gamă largă de SVEH.

## 2.11. Concluzii privind modelul matematic al comportării statice și dinamice a SVEH.

Servovalva electrohidraulică, reprezintă componenta cea mai complexă, atât constructiv, cât și funcțional din cadrul unui sistem electrohidraulic automat. Stabilirea unui model matematic, care să exprime în mod satisfăcător proprietățile statice și dinamice, este o cerință de prim ordin în operațiile de analiză și sinteză a SVEH.

Pe baza unei analize a relațiilor de calcul a caracteristicilor statice și dinamice a SVEH sau a componentelor acestora, prezentate în /6,9,44,45,63,64,65,70,71,85,95,97,108,158/, pentru diferite situații cu aplicații concrete, s-a elaborat un model matematic unitar pentru SVEH, cu două etaje de amplificare cu readucere cu arcuri și care rezolvabil pe calculator, permite studiul influenței parametrilor geometrici și funcționali asupra comportării în regim static și tranzitoriu a SVEH.

În cadrul modelului matematic s-au obținut următoarele :

- s-a definit într-o formă unitară, caracteristica de reglare în debit, presiune și de sarcină în zonele liniare și neliniare, în condițiile de curgere laminară și turbulentă a SVEH; Spre deosebire de relațiile caracteristicilor de reglare introduse de H.Merritt /108/, F.Klinger /95/ și Kyo-Il LEE /97/, care analizează separat influența geometriei SVEH asupra performanțelor funcționale, caracterul unitar este dat de faptul, că în cadrul relațiilor de determinare a caracteristicilor intră marea majoritate a parametrilor ce domină fenomenul, parametrii geometrici, hidraulici și electrice de funcționare a SVEH. Spre a pune în evidență influența gradului de acoperire asupra comportării staționare a SVEH, modelul matematic a fost aplicat pentru calculul caracteristicilor statice a SVEH, pentru 8 valori ale gradelor de acoperire în limitele  $Y_{oi} = \pm 0,15 Y_{SN}$ . Curbele caracteristice de reglare și de sarcină, construite pentru cele 8 variante de grade de acoperire scot în evidență gradul de liniaritate a SVEH, debitul scurs în poziția zero, datorită prezenței gradului de acoperire și a jocului inelar, cât și valoarea limită a gradului de acoperire, impus funcțional și realizabil din punct de vedere tehnologic. Dacă la valori  $Y_{oi} = \pm (0,02-0,05) Y_{SN}$ , SVEH asigură o reglare continuă a debitului în zona cvasiliniară, peste aceste limite iese din domeniul funcționării liniare și stabile.

În același timp se analizează influența parametrilor funcționali, mărimea curentului de comandă  $\Delta i_c$ , în zona valorilor

nominale și de saturație, presiunea și debitul de alimentare în condițiile de funcționare la presiune constantă sau curent de comandă  $\Delta ic$  ct.al SVEH;

- s-a stabilit ecuația echilibrului dinamic a forțelor de acționare pe sertarul distribuitor; Pornind de la condițiile de interacțiune etaj ajutoraj clapetă - etaj sertar distribuitor, s-a definit funcția de transfer de gradul III, în formă normală și normalată pentru ansamblul sertar-corp distribuitor și funcția de transfer de gradul V, pentru SVEH în montaj complet, cu evidențierea influenței parametrilor de intrare  $\Delta ic$ ,  $p_{03}$  și  $Q_0$  și a geometriei SVEH. Referitor la geometria SVEH, s-a analizat în mod deosebit gradul de acoperire (în limitele  $y_{01} = \pm 0,15 \cdot Y_{SN}$  pentru cele 8 variante de sertar), parametru caracteristic al gradului de stabilitate al SVEH.

- Pe baza criteriilor de stabilitate enunțate în tehnicile de analiză a stabilității sistemelor automate liniare, s-a trecut la analiza stabilității SVEH în domeniul frecvențial (caracteristica de amplitudine -fază-frecvență) și indicial (caracteristica de răspuns la semnal treaptă unitară) Sintetizând principalele elemente ale analizei dinamicii SVEH, rezultă :

- frecvența dominantă  $\omega_{-3dB} \in (0-40 \text{ Hz})$ , corespunzător unor constante de timp  $T_A = 0,006-0,0053 \text{ sec.}$  este semnificativă comportării unui sistem hidraulic oscilant amortizat, deci a unui sistem stabil în domeniul de variație al curenților  $\Delta ic$ , presiunilor  $p_{03}$  și debitelor de lucru, cât și în zona gradelor de acoperire analizate ;

- în domeniul frecvenței de lucru  $\omega_{-3dB} = 10-30 \text{ Hz.}$ , comportarea SVEH poate fi aproximată pentru un sistem liniar de ordinul I, sau cel mult de ordinul II ;

- frecvența dominantă  $\omega_{-3dB}$  variază cu parametrii principali  $\omega_1, (H_{SVD})_{dB}$  și  $\omega_r$ , după caracteristici monoton crescătoare, approximate în domeniul de lucru prin funcții de gradul I sau II ;

- caracteristicile de performanță reprezentate pot fi utilizate în adaptarea SVEH pentru realizarea unor sisteme cu caracteristici impuse ;

- timpul de răspuns  $t_r = 10-30 \text{ ms}$ , scoate în evidență caracterul unui sistem rapid și cu grad ridicat de stabilitate.

La baza modelului matematic de analiză a SVEH a stat programul de calcul în limbaj FORTRAN, denumit ANALIZA SVEH, rezolvabil pe calculatorul FELIX C256/512/1024, ce a permis determinarea caracteristicilor statice și dinamice și simularea numerică a stabilității dinamice a SVEH.

CAP. III. DETERMINAREA EXPERIMENTALA A CARACTERISTICILOR  
STATICE SI DINAMICE A SVEH.

3.1. Sinteză asupra metodelor de încercare.

SVEH, ca element de interfață trebuie să satisfacă cerințele, privind comportarea statică și dinamică, să fie fiabile și ușor mentabile. Pentru aceasta este necesar, ca în paralel cu modelarea matematică SVEH să fie testate în standuri special echipate, standuri care să scoată în evidență influența diferiților parametri asupra performanțelor funcționale. Metodica de cercetare experimentală s-a definitivat în urma unei analize critice a metodelor, tehnicii și aparaturii utilizate de firmele și laboratoarele de prestigiu, de stadiul de dezvoltare al SVEH pe plan mondial /61,86, 95,97,112,113,114,136,137,138,139,158,164,165/.

În 1959, Tsun-Ying- Feng /167/ arată, că elementul ajutoraj-clapetă constituie etajul de comandă în majoritatea soluțiilor constructiv funcționale de SVEH. Realizează un stand complex pentru determinarea coeficientului de debit  $C_d$ , la curgerea prin orificiul de droselizare, a forței de acționare a jetului pe clapeta elementului de reglare. Încercările în regim dinamic au urmărit determinarea timpilor de răspuns a clapetei, funcție de semnalul treaptă-presiune la comanda elementului ajutoraj-clapetă.

I.K.Krassov /93,94/, pentru elementul ajutoraj-clapetă, într-un dispozitiv special amenajat, determină în regim static, variația coeficientului de debit  $C_d$ , pentru diferite valori ale numărului Reynolds ( $R_e=200-1400$ ), funcție de forma și mărimea ajutorajului. Totodată determină variația debitului, a căderii de presiune și a forței de acțiune a jetului, pe clapetă la diferite deschideri ale clapetei, la elementul ajutoraj-clapetă simplu și dublu.

T.Nakada și Y.Ykebe /116/, apelînd la rezultatele teoretice cu privire la acțiunea forțelor hidrodinamice de impuls pe sertarul distribuitor, obținute de Y.Ykebe și Y.Ohuchi trece la determinarea experimentală a forței hidrodinamice axiale în regim staționar și în zona frecvențelor înalte ale sertarului distribuitor (pînă la 200 Hz). Rezultatele experimentale au stabilit, că componenta staționară este dominantă în zona frecvențelor joase, iar cu creșterea frecvenței de lucru, crește ponderea componentei tranzitorii.

G.Scheffej /147/ de la Technische Hochschule Aachen a realizat un stand pentru încercarea în regim static și dinamic a SVEH de presiune, în condițiile de temperatură constantă a mediului fără pulsații de debit. Un circuit suplimentar distribuitor-subapă de

sens deblocabilă, în paralel cu blocul SVEH, permite realizarea semnalului treaptă-hidraulic. Firma MOOG /112,113,164/ a realizat un stand complex pentru încercarea în regim dinamic a SVEH. Răspunsul dinamic al SVEH s-a definit ca o relație între mărimea de ieșire și cea de intrare, cu toate variabilele operaționale. Mărimea de ieșire este controlată printr-un traductor debit-presiune-deplasare (servomotor construit astfel, încât masa pistonului să fie neglijabilă și la forțe de frecare minimă pentru asigurarea condiției de sarcină ideală). Circuitele pentru prelucrarea semnalelor amplitudine-frecvență și fază frecvență, sînt incluse în echipamentul electronic al standului. A. Laika /90,91/, studiază influența mărimilor de intrare asupra caracteristicilor dinamice a SVEH, dovedind încă odată că, acestea sînt elemente de comportare neliniară în cadrul sistemelor hidraulice. Pentru măsurarea comportării debitului în raport cu frecvența curentului de comandă, s-a apelat la o soluție similară celei utilizate de firma MOOG.

Kyo Il-Lee /82/, în teza sa de doctorat oferă o soluție pentru un stand destinat încercărilor servovalvelor și servosistemelor electrohidraulice, avînd în construcția sa un servosistem pentru simularea sarcinii, care să producă momente de frecare vîscoasă, frecare uscată și sarcină elastică.

Avînd în vedere că, literatura de specialitate și cataloagele de firmă, prezintă informații insuficiente asupra SVEH, M. Jacobs și J. Trost /86/, dezvoltă o metodologie și un stand complex determinînd în final mărimile caracteristice ale SVEH, din curbele caracteristice generale. Schema hidraulică a standului cuprinde circuitul de alimentare cu ulei sub presiune, prevăzut cu sistem de control al temperaturii, atenuator de pulsații, bloc de generare a semnalului treaptă, circuit hidraulic pentru determinarea caracteristicilor statice și dinamice. Întrucît, circuitul de reglare a presiunii este perturbat de prezența elementului de măsurare a debitului, debitmetrele de tip turbină sau volumice fiind excluse. Ca atare, realizează un dispozitiv de măsurarea debitului, indirect prin măsurarea frecvenței unui element mecanic (pistonul unui cilindru hidraulic), /86/, pentru care viteza acestuia este o măsură a debitului. Întrucît, frecvența proprie a pistonului este de cca. 1000 Hz. dinamica elementului de măsură este mult superioară dinamicii obiectului testat.

T.H. Coppetti /45/ și H. Baumgartner /9/, au elaborat și perfecționat un stand pentru încercarea sistemelor SVEH-cilindru din construcția sistemelor de poziționare pentru mașini unelte, punînd



în evidență influența frecărilor și debitului pierdut în diferitele combinații între  $P_M$  și  $\gamma_s$  pentru a putea investiga câmpul de caracteristici al SVEH. A. Feuser /56/, realizează un stand complex

Tab.3.1.

SINTEZA METODELOR PENTRU ÎNCERCAREA ÎN REGIM STATIC ȘI DINAMIC A SVEH (SVUD-AJUTAJ CLAPETA ȘI CU DOUĂ ETAJE							
Metodica de încercare		LAYKA TU-MUNCHEN	G. SCHEFFEL RWTH-AACHEN	W.J. THAYER MOOG	Prof. MAZILU	Metoda LCMH	
Param. hidr. măsur. metodică	Regim static	$P_0$	Trad. tens. rez. 40-210	Trad. tcn. rez. Manom-0-400	Trad. tens. rez. 40-210	Trad. tens. rez. 40-210	Trad. tens. rez. Manometru
		$Q$	4-16 L/min	Deb. cu turbina 90 L/min	4-250 L/min	—	0-63 L/min Deb. cuturbină
	Regim dinamic	$P_0$	Trad. tens. rez. HEM-100	Trad. tens. rez. Trad. ind. depl.	Trad. tens. rez.	Trad. tens. rez.	Trad. tens. rez.
		$Q$	Trad. capac. depl. X	—	Trad. cil. piston	—	Trad. ind. depl. cil. piston
Mediu hidr.	Ulei - 20 Cst.	Ulei 20-30 Cst	Ulei 20-30 Cst	ULEI H30-36	ULEI H30		
sistem stand	Gen. hidr. Placă montaj	Gen. hidr. Placă montaj	Trusă + stand	Gen. hidr + trusă	stand. multipl.		
Metoda gener. semnal	Treaptă	EL	—	—	—	Punte tens. el.	Punte tens. el.
		Hidr.	—	Semnal tr. hidr. sup. sens. deb	—	Dist. circ. auxiliar	Dist. circ. aux + drasel
	Sinus	EL	Gen. semn. sinus Gen. Diether	—	Gen. semn. sinus Gen Diether	Gen. semn. sinus Analiz. fct.	Gen. semn. sinus Gen. Diether.
		Hidr.	—	—	—	SVEH. Gen. semn. sin.	SVEH - Gen. semnal sin
Caract. statice	$Q/Q_m = f(\Delta i_c)$ $\bar{p} = f(\Delta i_c)$ $Q = f(p_m, \Delta i_c)$	$\bar{p} = f(Q)$ înr. coord. x-y	$\bar{Q} = f(\bar{z}_i)$ $\bar{p}_0 = f(\bar{z}_i)$ $\bar{Q} = f(\bar{p}_i, \bar{z}_i)$	$\bar{Q} = f(\Delta i_c)$ $\bar{p}_s = f(\Delta i_c)$ $\bar{Q} = f(p_s, \Delta i_c)$	$\bar{Q} = f(\Delta i_c)$ $\bar{p}_s = f(\Delta i_c)$ $\bar{Q} = f(\Delta i_c)$ $\Delta \bar{Q} = f(p_s)$		
Caract. din.	Semn sinus	$Q$	$Q(j\omega)/\Delta i_c(j\omega)$	—	$Q(j\omega)/\Delta i_c(j\omega)$ la p. var.	$Q(j\omega)/\Delta i_c(j\omega)$	$Q(j\omega)/\Delta i_c(j\omega)$
		$p$	$p_s(j\omega)/\Delta i_c$	—	$p_s(j\omega)/\Delta i_c(j\omega)$	$p_s(j\omega)/\Delta i_c(j\omega)$	$p_s(j\omega)/\Delta i_c(j\omega)$
	Răsp. în pres.	—	—	—	Caract. polară (Im - Re)	—	
	sem. tr. pr.	—	$p_e = f(t)$ $x = f(t)$	—	—	Fct. indiciale $e = f(tr)$	Fct. indiciale $q = f(tr)$
Param. geom. și funcionali modificați	-infl. $\Delta i_c$ -infl. frecv. $\Delta i_c$ -infl. $\gamma_{oi}$	-infl. formă sect. de reglare	Infl. $\Delta i_c$ -infl. frecv. $\Delta i_c$ -infl. $\gamma_{oi}$	-infl. $\Delta i_c$ -infl. $\gamma_{oi}$	-infl. $\Delta i_c$ -infl. $\gamma_{oi}$	-infl. $\Delta i_c$ -infl. frecv. -infl. geom. serlar	
Probleme speciale stand	—	-Tr. t. -Acumulator	Aparat elect. Sursă hidr.	—	-Aparat elect. -Sursă hidr. -Acum. filtru		

pentru studiul comportamentului staționar și tranzitoriu al unor variante de SVEH realizate de REXROTH, MOOG și BOSCH, determinînd în final funcția semnal treaptă și amplitudine fază frecvență, oferind concluzii asupra condițiilor de stabilitate a servosistemului. I. Mazilu/104/ și A. Oprean/119,122/, definesc în parte metoda



de cercetare experimentală a SVEH și a sistemelor de reglare a presiunii poziției și debitului pe baza răspunsului la semnal treaptă și în regim sinusoidal. Prezentarea comparativă a parametrilor geometrici și funcționali și, ai performanțelor standurilor de încercare a SVEH (tab.3.1) oferă date utile pentru construcția unei stațiuni complexe, pentru încercarea în regim static și dinamic a SVEH și în final a unui sistem hidraulic de tip servovalvă-cilindru-sarcină, care să modeleze modulele de translație pentru roboți industriali.

### 3.2. Stațiunea L.M.H.T.

#### 3.2.1. Descrierea stațiunii, a sistemelor și aparaturii de măsură.

Metodologia de cercetare experimentală, care a stat la baza realizării stațiunii pentru încercarea în regim static și dinamic a SVEH, prezentată în detaliu în lucrările autorului /19,26,27,31,33,34,35,36,130,131,132), oferă posibilitatea încercării separate în regim static și separat în regim dinamic pentru etajul de comandă SV00 și pentru SVEH-2T cu readucere cu arcuri în montaj complet, propuse în faza de asimilare la I. Electrotimiș (fig.3.1), în colaborare cu colectivul de acționări hidraulice a I.P.Timișoara, în cadrul efortului de reducere a importului încă din 1981-1982/131,132/. Metodica de cercetare experimentală s-a extins și la gama de SVEH-2T cu readucere cu arcuri (fig.1.6a ; 3.1), cu reacție mecanică (fig. 1.6b) și cu reacție electrică de poziție (fig.1.6 e; 2.19; 2.20) din fabricația I.E.H.Râmnicu Vâlcea, realizate pe baza colaborărilor cu colectivul de acționări hidraulice al I.P.Timișoara, în gama de debite  $Q=2,5-150$  l/min. și presiunii  $p_n=2,5-15$  MPa/130,131,132/.

Stațiunea pentru cercetări experimentale în regim static și dinamic a SVEH-2T, proiectată, executată și pusă în funcțiune în anul 1983, în L.C.M.H. a I.P.Timișoara, este prezentată în fig.3.2; 3.3; 3.4; 3.5. Subansamblele principale ale stațiunii sînt : circuitul hidraulic de ulei sub presiune, care cuprinde pompa cu debit reglabil (1) antrenată de un motor electric; conductele rigide și flexibile de transport ale fluidului ; rezervorul de ulei; filtrele montate pe coloana de aspirație, refulare și retur a pompei și acumulatorul pneumohidraulic (4) cu pernă de azot ( $Vol.=10$  dm<sup>3</sup>,  $p_n=16$  MPa) racordat direct la blocul de încercare prin intermediul unui distribuitor cu comandă manuală (5). Drozele montate la ieșirea din SVEH pe traseele A,B, și R oferă posibilitatea modelării sarcinii pe circuitele funcționale. Menținerea constantă, sau reglarea treptelor de presiune în sistem, este realizată cu ajutorul supapei

cu comandă manuală (3). Circuitul hidraulic suplimentar (16) asigură posibilitatea introducerii unor comenzi hidraulice exterioare, cât și circuitul hidraulic de etalonare a traductoarelor de presiune. Circuitul hidraulic de încercare cuprinde : blocul pentru încercarea în regim static a SV00 (ajutaj-clapetă, fig. 3.2 c), blocul hidraulic pentru încercarea în regim static a SVEH-2T în montaj complet (fig. 3.2 a, b), blocul hidraulic pentru încercarea în regim dinamic a SV00 (fig. 3.3 c, d; 3.6) și blocul hidraulic pentru încercarea în regim dinamic a SVEH-2T în montaj complet (fig. 3.3, a, b; 3.7). În timpul încercărilor temperatura de lucru s-a menținut constantă și s-a măsurat cu un traductor de temperatură cu ac indicator și termometru bimetalic.

Sistemele pentru determinarea cantitativă a mărimilor caracteristice ale modelelor experimentale cuprind (fig. 3.2; 3.4) : debitmetru cu turbină (tip HB 6/03; HB 12/1 ; HB 15/2 - Turboquant, Metrimex-Budapest), cls. 0,5 pentru care domeniul de debite s-a stabilit în funcție de mărimea debitului vehiculat prin SVEH și preamplificatorul (tip Turboquant) sau tip LW102-Leistungsver-

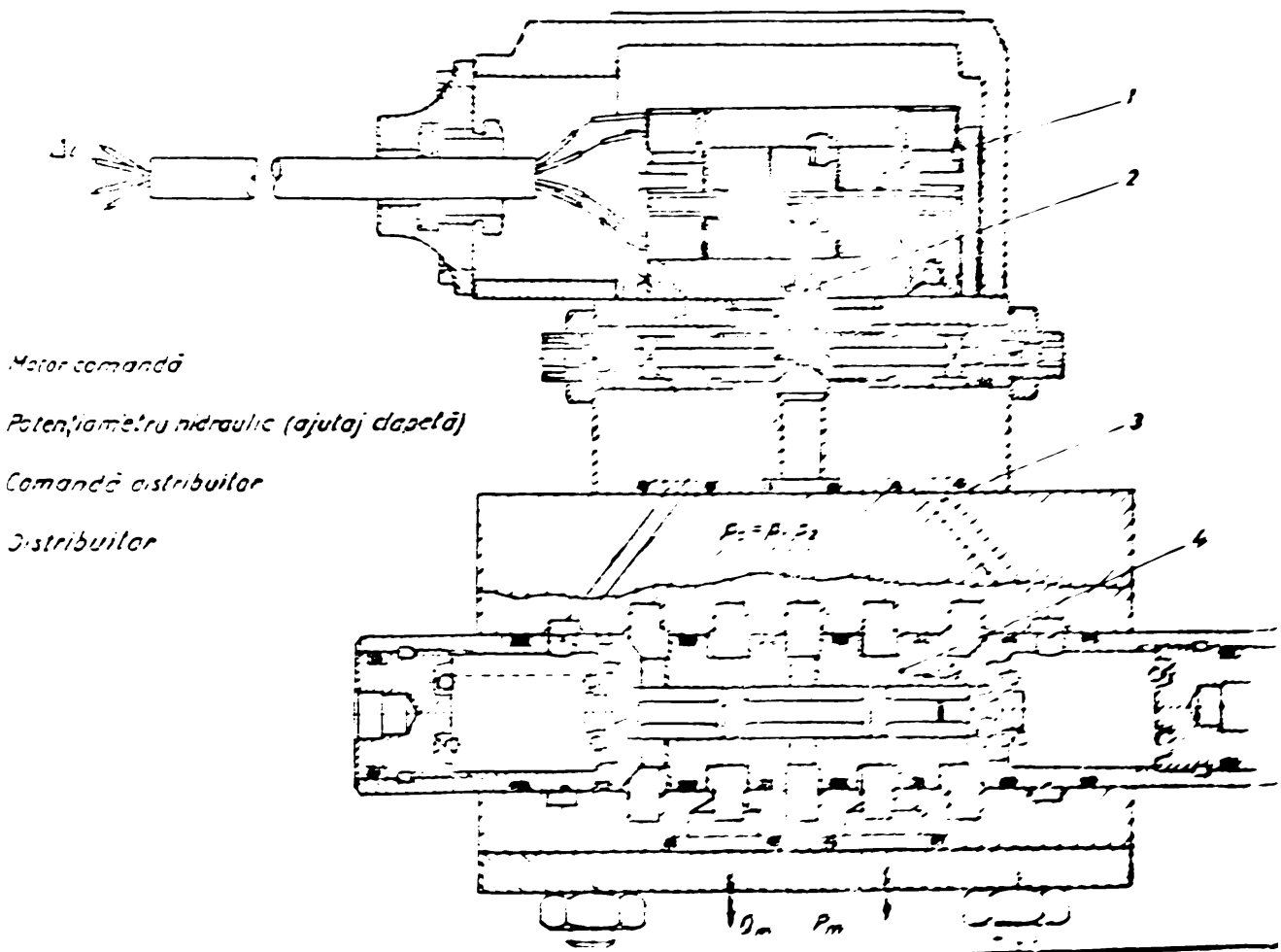


Fig. 3.1

starker), cuplate la numărătorul electronic cu afișaj numeric (tip E o2o2 A-I.Ē.A.București); traductoarele de presiune pe principiul inductiv (tip P1-100, Hottinger Baldwin Darmstadt, cu  $p_n=10$  MPa,  $f_m=5$  KHz cls.o5), împreună cu amplificatoarele (tip KWS II-50-HBM, Darmstadt) sau punte tensoelectronică (tip TF-N 2301;2302)

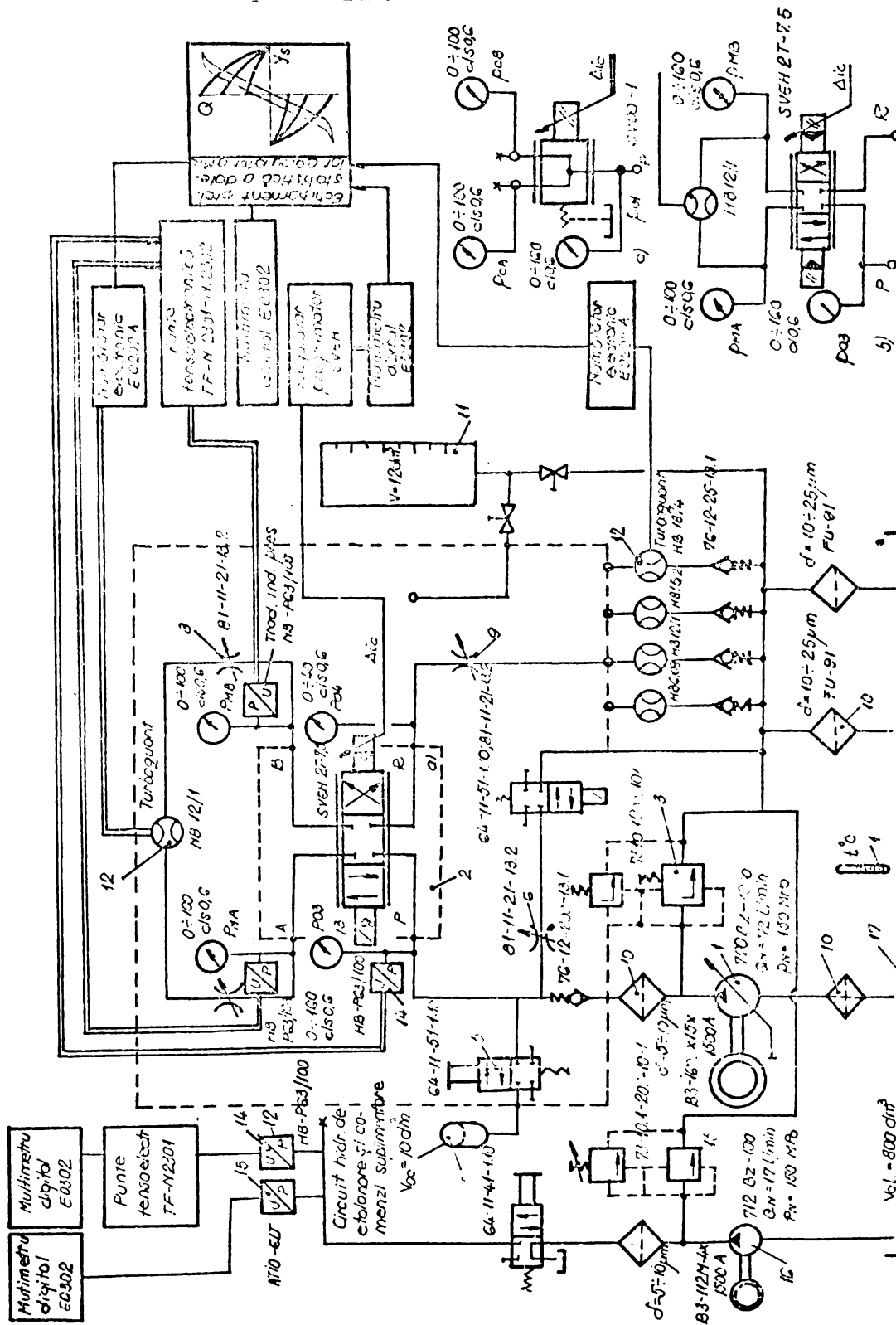


Fig. 3.2

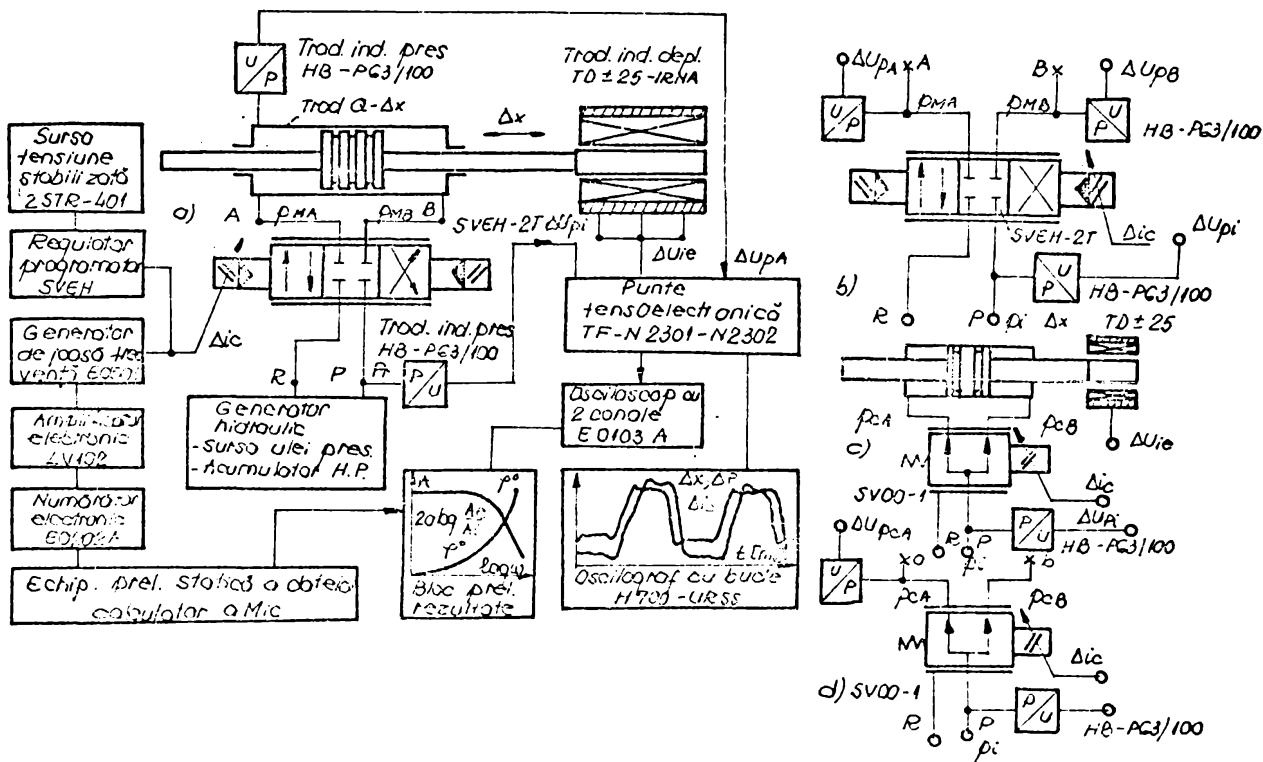


Fig. 3.3

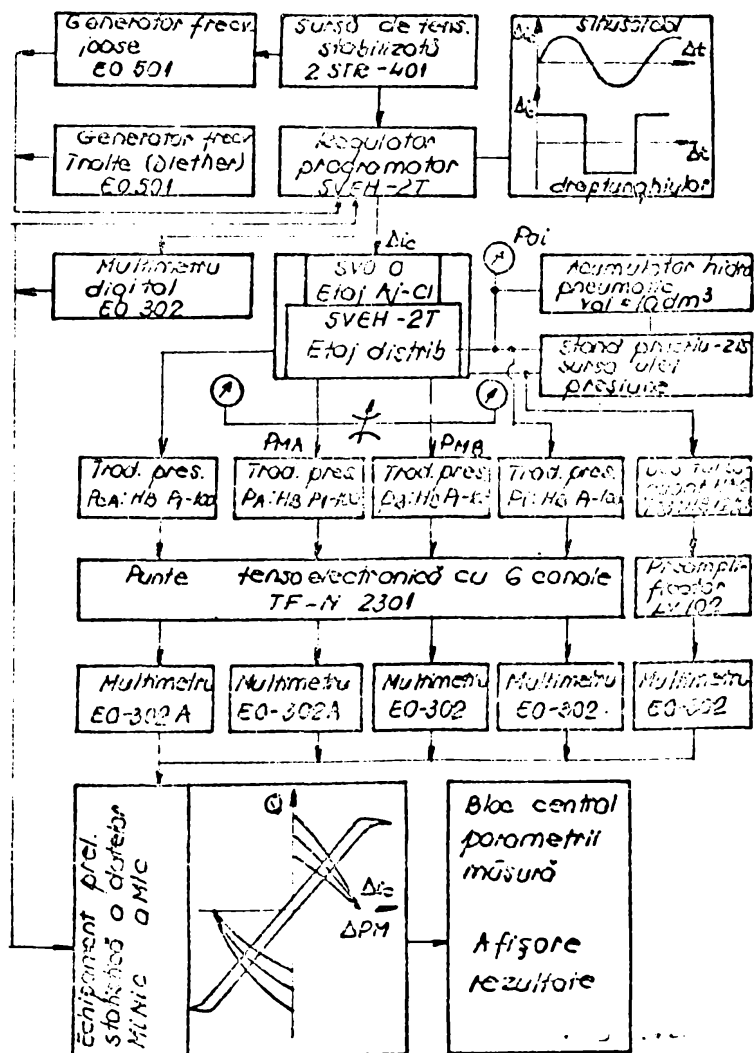


Fig.3.4.a

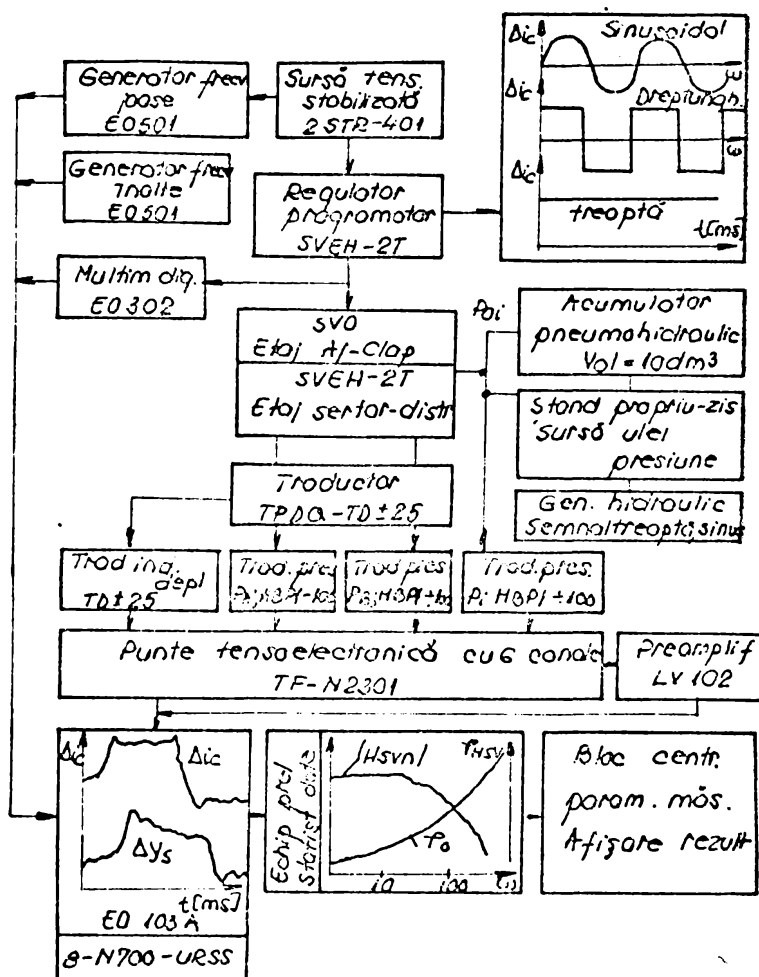
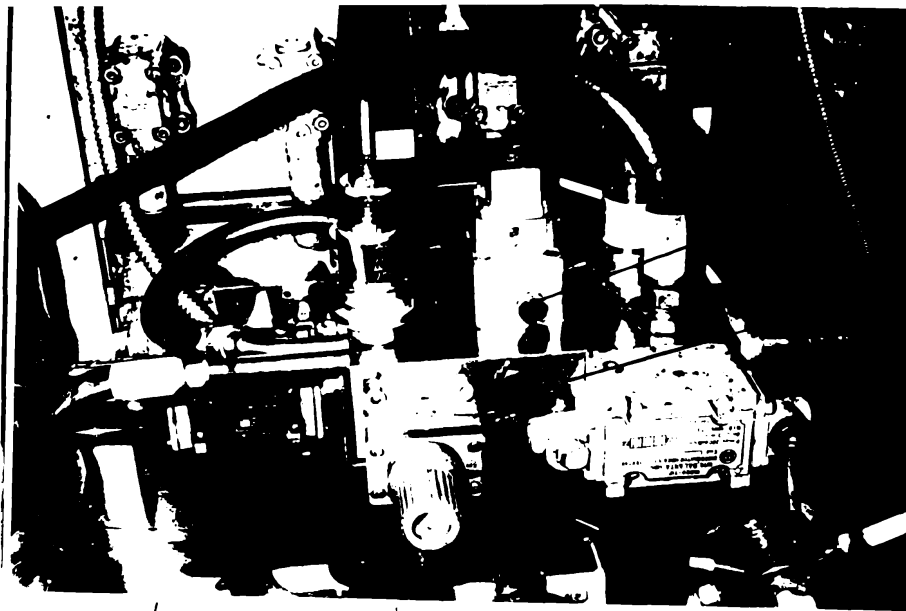


Fig.3.4.b

manometrele  $\varnothing 160$  (cls.06-fig.3.2) montate în aceleași puncte de măsură cu traductoarele de presiune, servesc la controlul presiunilor în regim staționar și controlul curbelor de etalonare a reductoarelor de presiune ; vas etalonat pentru controlul și măsurarea debitului reglat de elementul ajutoraj-clapetă, debitul scurs în zonele de drenaj a SVEH ( $Q_m$  1,5-2 l/min.) și etalonarea în ulei a debitmetrelor cu turbină.

Analiza debitului în regim dinamic ,presupune realizarea unor debitmetre cu frecvențe înalte, cu funcționare reversibilă și cu sarcină nulă. Pentru ștandul de încercări s-a proiectat și realizat în concepție proprie un traductor de presiune-deplasare-debit,ce constă dintr-un microcilindru cu piston cu masă neglijabilă,inerție redusă și forțe de frecare minime (2 variante :  $\varnothing 6$  x ( $\pm 10$  mm) pentru SV00-fig.3.6 și  $\varnothing 10$ x( $\pm 15$  mm) pentru SVEH-2T-fig.3.7), de tija căruia este fixat un traductor inductiv de deplasare TD $\pm 25$  (tip I.R.N.Pitești-cursa  $\pm 25$  mm,tensiune U=0-5 V, frecvența H=5 KHz, liniarizate 1%, sensibilitatea 0,5 %,semnal sinusoidal),/81;82/.Ieșirea punții traductorului se conectează la puntea tensoelectronică (tip TF-N2301; 2302); traductorul inductiv de deplasare TD $\pm 25$  ,dă informații asupra comportării debitului prin înregistrarea vitezei pistonului,asupra amplitudinii și frecvenței de răspuns a SVEH ,funcție de semnalul de intrare,servind și la reglarea și centrarea poziției de zero a pistonului microcilindrului și deci, a sertarului distribuitor a SVEH /19,27,33,34,



- 4) Panou hidraulic
- 2) SVEH
- 1) Bloc hidraulic
- 3) Traductor de presiune

- 4) Acumulator pneumohidraulic

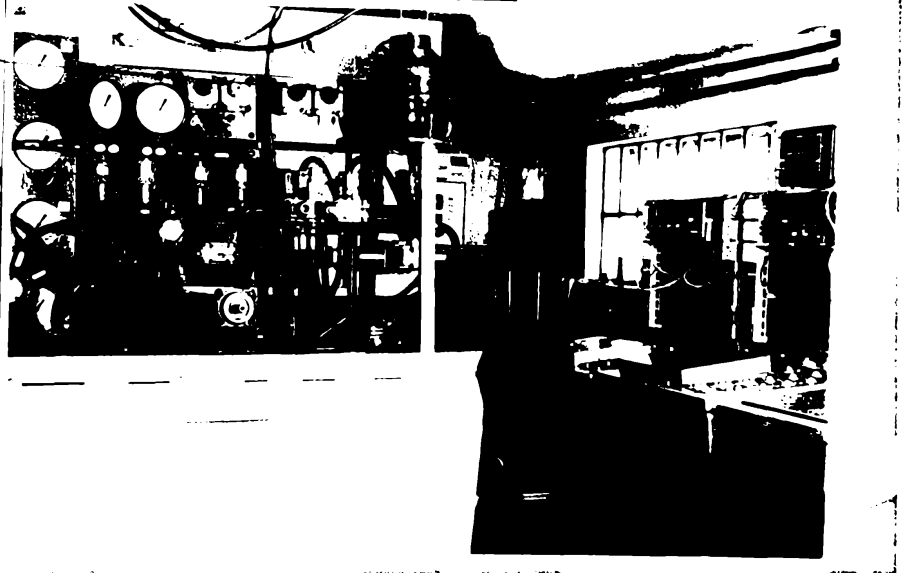
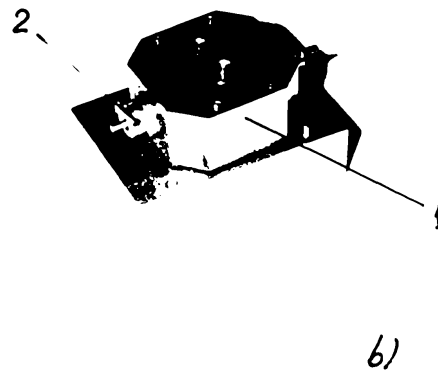
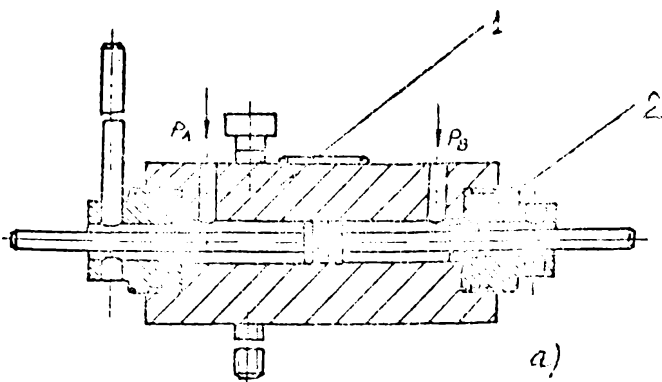


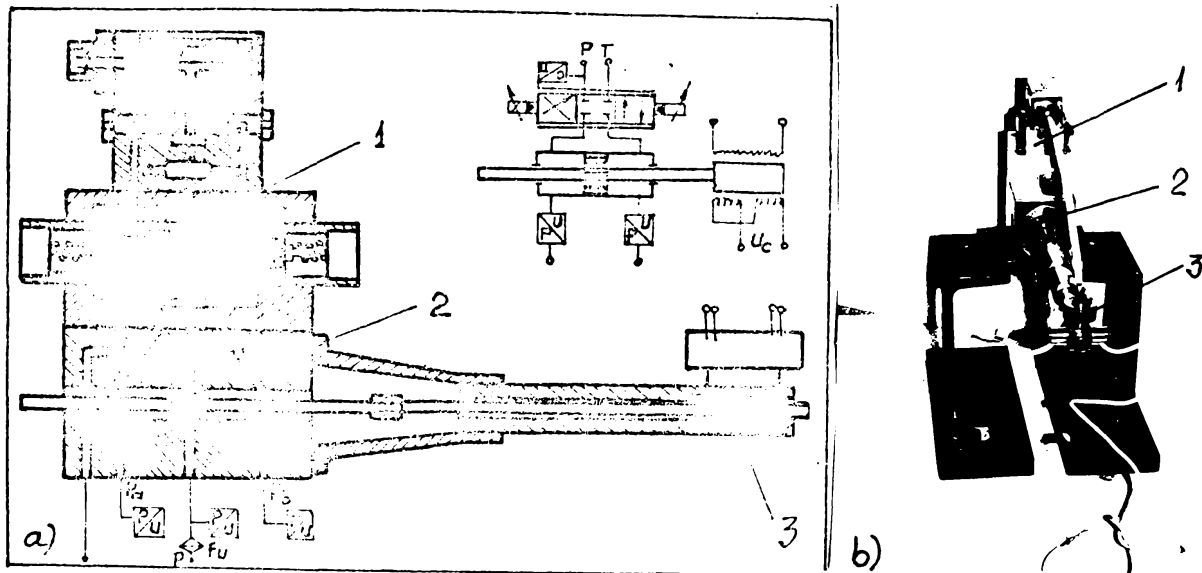
Fig.3.5



Traductor presiune-deplasare  $\varnothing 6 \times \pm 10$  mm  
 1) Corp traductor      2) Piston microcilinãru

Fig.3.6





Traductor presiune-deplasare  $\varnothing 10 \times \pm 15 \text{ mm}$

Fig.3.7 1) SVEH ; 2) Microcilindru

35,36,81,130,131,132/.

3) Traductor inductiv TD $\pm$ 25

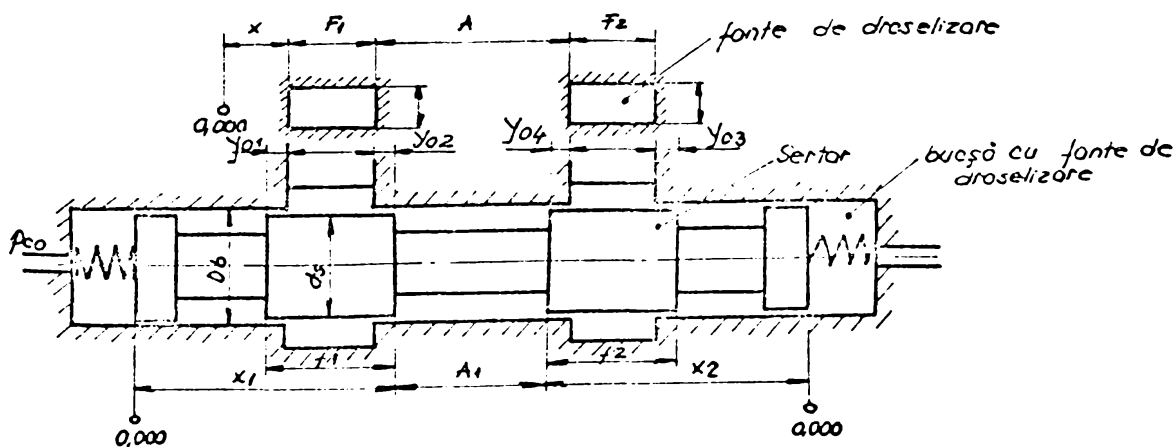
Pentru comanda electrică a celor două bobine ale motorului de cuplu a SVEH legate în serie sau paralel, s-a proiectat și realizat un regulator-programator (fig.3.2; 3.4), curentul de comandă fiind digitalizat pe un multimetru Eo3o2. Peste curentul continuu de comandă  $\Delta U_c$  se suprapune un curent Diethr (de frecvență variabilă  $f=100-200 \text{ Hz}$  și amplitudine  $A_d=0,1 \cdot A_{\Delta U_c}$ ), asigurat prin generatorul de frecvență a regulatorului-programator și generatorul de frecvențe înalte Eo5o1. Blocul electronic de măsură, înregistrare și prelucrare a rezultatelor experimentale (fig.3.2; 3.3; 3.4; 3.5) a fost completat cu : sursă dublă de tensiune 2STR-4o1, generator de joasă frecvență Eo5o1, osciloscop cu două spoturi (tip Eolo3A), aparatul de filmat și fotografiat (tip Practika II A) și oscilografal cu 8 canale (tip 8-H7oo-URSS) cu vitezele de înregistrare de la 0,oo4 la 14 m/sec.

Pentru măsurarea deplasării efective a sertarului distribuitor, s-a utilizat un ceas comparator cu precizie de  $1 \mu\text{m}$ . Măsurători ale geometriei ansamblului sertar-bucșă distribuitor, s-au efectuat în colaborare cu I. Electrotimiș, cu ajutorul unui microscop optic cu o precizie de  $0,1 \mu\text{m}$ , determinînd în final jocul  $\nabla$  și gradul de acoperire  $\nabla_0$  al muchiilor sertarului (fig.3.8; tab.3.3).

Spre deosebire de standurile prezentate anterior (tab.3.1), soluția propusă, prezintă următoarele particularități : încercări separate, atît în regim static, cît și dinamic pentru etajul de comandă SV00 (ajutaj-clapetă) ca element independent și pentru SVEH-2T în montaj complet (fig.3.2; 3.3; 3.4), încercarea în regim dinamic, permite determinarea caracteristicilor amplitudine-fază-

Tab.3.2

Parametrii tehnici	Etaj A7 - clapetă 6V00-1	SVEH cu readucere cu arcuri			SVEH-EP-60 reacție electrică
		SVEH-2T-2,5	SVEH-2T-5	SVEH-2T-7,5	
Curent nominal ( $\Delta i_c$ ) [mA]	10,0	10,0	10,0	10,0	10,0
Curent de supraîncălzire ( $\Delta i_{c,max}$ )	15,0	15,0	15,0	15,0	15,0
Rezistența bobinelor R ( $\Omega$ )	500	500	500	500	500
Tensiunea nominală [V]	5,0	5,0	5,0	5,0	5,0
Presiunea nominală $P_{03}$ [MPa]	5,5	7,0	7,0	7,0	10,0
Domeniu pres.lucru [MPa]	4,0-7,0	4,0-10	4,0-10,0	4,0-10,0	4,0-15,0
$\Delta P_{CAD} / \Delta i_{c0} = 10 \text{ mA}$	2,2	2,2	2,2	2,2	3,2
Debitul nominal $Q_N$ [l/min]	0,7-0,9	2,5	5,0	7,5	60,0
Histereza [%]	1,5-2,5	4-6,0	4-6,0	4-6,0	3-5
Domeniul temp. [ $^{\circ}\text{C}$ ]	0-70 $^{\circ}\text{C}$	0-70 $^{\circ}\text{C}$	0-70 $^{\circ}\text{C}$	0-70 $^{\circ}\text{C}$	0-70 $^{\circ}\text{C}$
Finețea de filtrare [ $\mu\text{m}$ ]	5-10	10-25	10-25	10-25	10-25



Ansamblu sertar - corp distribuitor

Fig.3.8

PARAMETRII GEOMETRICI AI ANSAMBLULUI SERTAR - CILINDRU

Simbol Sertar	Grad deap	CILINDRU				SERTAR									
		L [mm]	a <sub>1</sub> [mm]	a <sub>2</sub> [mm]	Yo <sub>i</sub> (i=2,4) [%]	Yo <sub>i</sub> (i=1,3) [mm]		Ds [mm]	J [mm]						
						[mm]	[%]								
S4	(-)	16,242 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	2,732 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	2,733	-13,0	-0,068	-12,50	6,60 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						-0,079	-15,00	6,598	0,006						
S3	(-)	16,162 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	2,810 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	2,810	-5,0	-0,031	-5,70	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						-0,042	-7,20	6,5985	0,005						
S2	(-)	16,124 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	2,848 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	2,814	-7,6	-0,041	-5,70	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						-0,027	-5,00	6,598	0,006						
S1	(-)	16,108 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	2,864 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	2,836	-3,8	0,0205	-2,30	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						-0,012	-2,5	6,5975	+0,006						
S5	(-)	16,09 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	2,882 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	2,869	-1,96	-0,004	-0,5	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						+0,004	+0,5	6,598	0,006						
S6	(+)	16,082 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	2,890 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	2,884	-0,74	-0,004	-0,37	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						+0,001	+0,5	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
S7	(+)	16,010 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	2,962 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	2,894	+0,37	+0,002	+1,02	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						+0,031	+5,5	6,5985	+0,005						
S8	(+)	15,930 <sup>+2</sup> <sub>-6</sub>	3,042 <sup>-2</sup> <sub>+6</sub>	3,042	+13,6	+0,071	+13,0	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						+0,079	+15,0	6,5985	0,005						
S9 IEH	(-)	16,015	-	-	-	-	-	6,6 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>	0,004 <sup>+3</sup> <sub>-2</sub>						
						+0,0795	+14,7	6,5985	0,007						
		16,084	2,885	2,890	6,604	+0,066	+12,22	6,597	0,007						

SVEH 2T-75

frecvență în domeniul presiunilor (fig.3.3 b,d) și debitului (fig. 3.3 a,c), avînd ca mărime de intrare curentul electric de comandă cu frecvențe  $f_{\Delta i_c} = 0,2-200$  Hz; semnalul de intrare  $\Delta i_c$  s-a definit, atît în domeniul timpului (semnal treaptă, electric), cît și în domeniul frecvenței (semnal sinusoidal și dreptunghiular electric), pentru a pune în relații directe (presiunea  $p_{o_3}$  și debitul  $Q$ ) cu semnalul de intrare (curentul de comandă  $\Delta i_c$ , debitul  $Q$  și presiunea de alimentare  $p_{o_3}$ ).

Blocurile hidraulice de încercare în regim staționar și dinamic, în construcție modulară, aferente SVEH, prezintă avantajul unei cuplări rapide la sursa de ulei sub presiune, cît și la aparatura, care controlează parametrii de încercare, creînd în final posibilitatea prelucrării statistice a datelor experimentale pe microcalculatorul personal aMIC și TIMS 100.

### 3.2.2. Parametrii caracteristici ai stațiunii de încercare.

Elementele componente ale stațiunii pentru cercetări experimentale asupra SVEH, prezentate în § 3.2.1 au fost dimensionate în vederea studierii unor modele avînd dimensiuni nominale  $D_n = 10$  mm (cu extindere la  $D_n = 13$  mm) cu 2 etaje de amplificare. Corespunzător dimensiunilor nominale ale modelelor, pe baza datelor sintetizate în tab.3.1, s-au stabilit următorii parametrii caracteristici ai stațiunii :

- debitul de lucru  $Q_n = 0,5-40$  l/min. (60 l/min.);
- presiunea de încercare  $p_n = 2,5-15$  MPa ;
- curenții de comandă  $\Delta i_c = 2,5-100$  mA.

Pentru asigurarea parametrilor hidraulici, ținînd seama de dimensiunile circuitului, se utilizează două pompe cu pistonaje axiale (tip 712BZ-1000 ; 720BZ-1000) cu debit reglabil, cu regulator manual de debit, fabricație I.Mecanică Ploeni.

### 3.2.3. Condiții restrictive privind funcționarea stațiunii experimentale.

Pentru realizarea cercetărilor experimentale pe întreg domeniul de funcționare a SVEH, am introdus următoarele condiții tehnice și restrictive ce s-au impus în proiectarea și realizarea stațiunii : asigurarea alimentării blocurilor hidraulice de încercare la presiune constantă ; atenuarea pilaștiilor de presiune prin intermediul unui acumulator pneumohidraulic (fig.3.5) la distanță minim posibilă de punctul de măsurare și de volum corespunzător ( $V_{ac} = 10$  dm<sup>3</sup>;  $p_n = 16$  MPa;  $l < 0,5$  m); asigurarea unei filtrări corespunzătoare a mediului hidraulic ( $\sigma = 5-10 \mu m$ ); păstrarea unei viteze medii a fluidului  $v = 3-5$  m/sec., în blocurile hidraulice de încercare

pentru limitarea pierderilor hidraulice în circuitul ştrandului ; asigurarea etanşietăţii corespunzătoare în faza de montaj pentru evitarea scurgerilor suplimentare ; utilizarea unor blocuri hidraulice tip manifold pentru a micşora inertanţa şi complezanţa reţelei hidraulice; asigurarea unui volum corespunzător a rezervorului de ulei pentru menţinerea unei temperaturi constante în timpul încercărilor ( $Vol.=800 \text{ dm}^3$ ); asigurarea unei calităţi corespunzătoare a uleiului hidraulic pentru evitarea spumării, sau a altor efecte negative în funcţionare (ulei H30-aditivat); asigurarea condiţiilor pentru măsurarea corectă a debitului cu debitmetru cu turbină tip Turboquant ,realizînd o conductă dreaptă neperturbată de lungime  $l > 10 d$  , de conductă amonte şi  $l > 5 d$  , de conductă aval, de acelaş diametru ; traductoarele de presiune şi debit deplasare şi lanţul de instrumente conectate cu ele,să aibă frecvenţe proprii mai ridicate cu cel puţin un ordin de mărime,faţă de frecvenţa de pulsaţie a mărimilor de excitaţie dinamică; caracteristicile traductoarelor să fie liniare pe tot domeniul de măsurare şi să nu introducă factori inerţiali,care să denatureze măsurătorile variaţiei mărimilor fizice; semnalul treaptă electric sau hidraulic,să fie cît mai pur, aliura răspunsului fiind influenţată de abaterea de la forma teoretică a semnalului de intrare.

Staţiunea de cercetări experimentale a SVEH-2T a fost realizată pe baza colaborării Catedrei de maşini hidraulice cu I.Electrotimiş Timişoara,începînd cu anul 1981/19,26,27,28,31,33,34,35,36,122,130,131,132/.Montajul ,probele funcţionale,etalonarea şi punerea în exploatare a staţiunii a fost efectuată de către autor,împreună cu colectivul L.C.M.H. In baza aceleeaşi metodologii de cercetare experimentală la I.Electrotimiş Timişoara, s-a realizat un ştrand pentru determinarea performanţelor în regim static şi dinamic a SV00-etaj ajutoraj clapetă, a căror rezultate experimentale sînt prelucrate cu ajutorul unui calculator de tip ARGUS cu afişare pe DISPLAY(130,132).Schema logică a programului pentru prelucrarea rezultatelor este astfel concepută,încît calculatorul să dea decizia de calitate, referitor la încadrarea rezultatelor în limitele de abateri admise. Totodată I.E.H.Rm-Vîlcea pe baza colaborării cu Colectivul de acţionări hidraulice a I.P.Timişoara /130/,realizează un ştrand complex pentru încercarea în regim static şi dinamic a SVEH cu readucere cu arcuri, cu reacţie electrică şi mecanică,din gama de fabricaţie a întreprinderii.

#### 3.2.4.Programul de cercetări experimentale.

Ansamblul cercetărilor experimentale asupra SVEH,desfăşurate în cadrul L.C.M.H. al I.P.Timişoara, a urmărit atingerea următo-



relor obiective : proiectarea instalației de încercare și elaborarea metodei de lucru /19,26,28,31,33,34,130,131,132/, respectiv de prelucrare a rezultatelor experimentale /136/; verificarea ipotezelor care au stat la baza proiectării SVEH; influența gradului de echilibrare și a raportului presiunilor din etajul ajutoraj-clapetă asupra comportării ansamblului sertar-distribuitoare ; influența mărimilor de comandă și perturbațiilor de natură electrică și hidraulică (frecvența curentului de comandă  $\Delta i_c$ , natura semnalului sinusoidal sau dreptunghiular, presiunea și temperatura mediului hidraulic) asupra comportării statice și dinamice a SVEH; influența microgeometriei sertarului distribuitor (forma secțiunilor de droselizare, gradul de acoperire  $y_{oi}$ , joc sertar-corp distribuitor J, echilibrarea arcurilor de centrare) asupra comportării statice și dinamice a SVEH; analiza critică a realizării la scară industrială a unor SVEH cu performanțe tehnice superioare, cu extinderea gamei de SVEH ,ca debite și presiuni de lucru, pe baza rezultatelor cercetărilor efectuate pe SVEH-2T cu readucere cu arcuri.

Avînd în vedere necesitatea aplicării imediate a lucrărilor de cercetare în sfera productivă ,întregul program de cercetare /130,131,132/ a fost orientat în această direcție.Astfel pe baza contractelor de cercetare încheiate de Catedra de mașini hidraulice al I.P."Traian Vuia" din Timișoara cu I.Electrotimiș Timișoara /130/ și ulterior cu I.E.H.Rîmnicu Vîlcea /130/ în perioada 1981-1986, s-au elaborat cercetări teoretice și experimentale asupra modelelor de SV00 și SVEH-2T cu readucere cu arcuri și SVEHEP-2T /131,132/ cu reacție electrică de poziție, obiectivul final fiind omologarea acestora și asimilarea lor în fabricația de serie, în vederea eliminării importului.Problematica contractelor de cercetare a constituit-o în mod succesiv,cercetările în domeniul proiectării și asimilării servovalvelor de tip ajutoraj-clapetă SV00 cu funcționare independentă și ca etaj de comandă; analiza posibilităților de proiectare,realizarea și încercarea SVEH în montaj complet de tip SVEH-2T cu readucere cu arcuri de debite mici (fig.1.6 a;3.1) și în final a unor SVEH cu reacție electrică de poziție (fig.1.6 e;2.20).Caracteristicile funcționale ale SVEH,care au constituit obiectivul cercetărilor sînt prezentate în tab.3.2.

Caracterul complex al cercetărilor efectuate și obiectivul final de aplicare la scară industrială a SVEH, au impus ca o necesitate obiectivă, studiul sistematic al elementului fundamental al SVEH, ansamblu sertar-corp distribuitor.In acest sens



au fost studiate un număr de 8 sertare de distribuție, care în ansamblu cu bucașa de distribuție formează 8 grade de acoperire  $y_{oi}$  în limitele  $(-15 \% < y_{oi} < +15 \%)$ , (pentru SVEH-2T-7,5, tab.3.2).

Caracteristicile geometrice ale sertarelor care formează ansamblul sertar-corp distribuitor, denumite convențional S1, S2..... S8, sînt prezentate în tab.3.3 și fig.3.8. Extinderea domeniului de cercetare a gradului de acoperire s-a efectuat astfel, încît să se încadreze în domeniul de aplicabilitate reală, definit în baza parametrilor funcționali, a tehnologiei de execuție și a considerentelor impuse de exploatarea SVEH-2T, pentru domenii de aplicații complexe : mașini unelte și roboți industriali. Cele 8 variante de sertar au fost realizate de către I. Electrotimiș, pe baza proiectelor de execuție aferente acestei lucrări (fig.3.8).

### 3.2.5. Etalonarea sistemelor de măsurare a mărimilor caracteristice ale modelului experimental.

Pentru fiecare din sistemele de măsurare a debitelor și presiunilor, prezentate în § 3.2.1 au fost efectuate lucrări de etalonare , care vor fi prezentate succint în cele ce urmează.

Avînd în vedere, că debitmetrele Turboquant tip HB6/o3; HB12/1 și HB15/2, sînt livrate de firma Turboquant Metripex-Budapest, cu etalonare în apă, s-a impus reetalonarea acestora în mediul hidraulic ulei H30. Utilizînd două vase etalonate (gradate)  $\varnothing 120 \times 1200$  mm

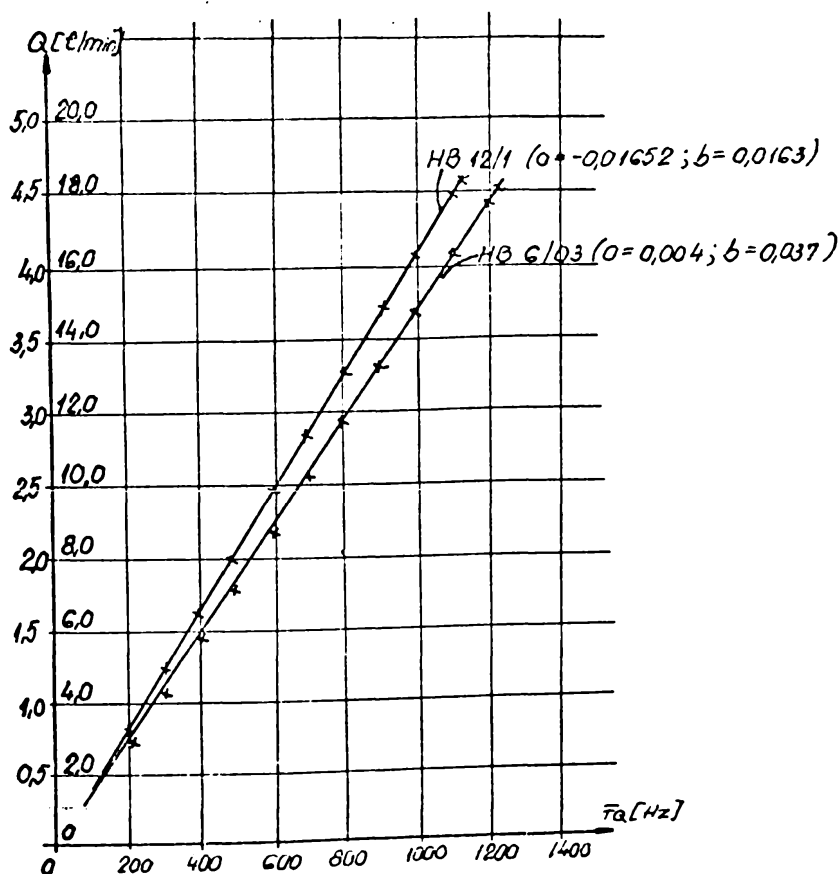


Fig.3.9

s-au obținut curbele de etalonare a sistemului de măsurare a debitelor  $Q = a + b f$  (Hz) (fig.3.9), cu determinarea constantelor  $a$  și  $b$ , pentru care debitmetrele să se utilizeze în zona cvasiliniară corespunzătoare la  $F_{Hz} = 100 - 1200$  diviziuni.

Traductoarele inductive de presiune tip HB-Pl-100 (Hottinger Baldwin) pentru

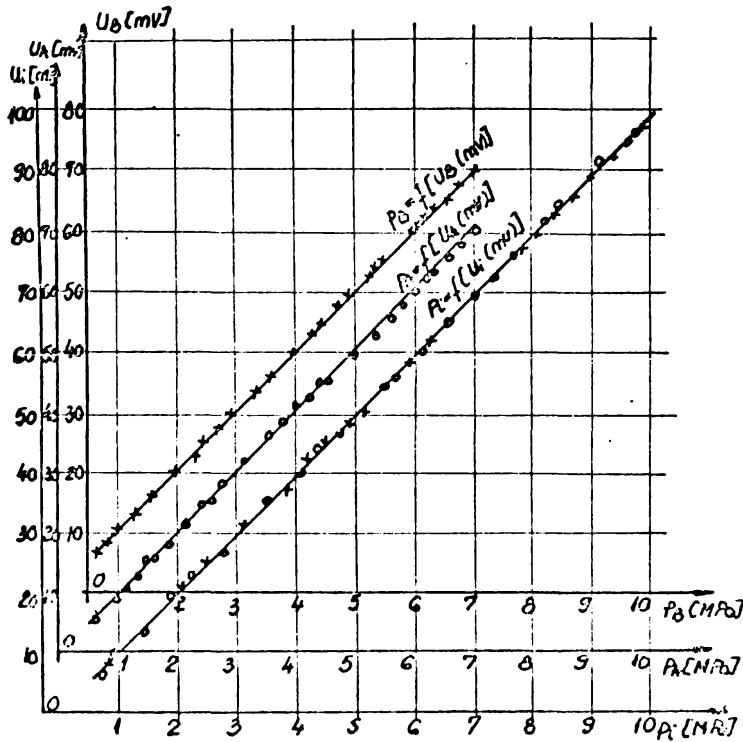


Fig.3.10

cele trei puncte de măsurare ( $P_i, P_a, P_b$ ) s-au racordat la circuitul auxiliar de etalonare (fig.3.2) în paralel cu transductoarele de presiune tip AT 10 ELT-3704, cls.o,5-IEA București și manometrele  $\varnothing 160$ -cls.o,6. Curbele de etalonare a traductoarelor inductive de presiune rezultate (fig.3.10), oferă dependența căderilor de presiune pe modelul experi-

mental , în funcție de indicațiile numărătorului electronic tip E o2o2 A-I.E.A.București. Etalonarea s-a efectuat la temperatură constantă la aceleași valori ca și pentru condițiile de încercare. Manometrele cu element elastic tubular ( $M_{pi}, M_{pa}, M_{pb}$ , fig.3.2) au fost reetalonate în cadrul Laboratorului de metrologie al I.Electrotimiș cu ajutorul unui manometru cls.o,2 pentru acelaș domeniu de presiuni.

### 3.2.6. Prelucrarea statistică a rezultatelor experimentale.

Avînd în vedere volumul mare de date experimentale, cît și problematica trasării curbelor obținute la încercarea modelelor de SVEH , s-a impus elaborarea unui program de calcul complex, rezolvabil pe calculator. Pentru șirurile de date ( $\Delta i_c, Q_M, \Delta p_M$ ) unde  $Q_M = f(Q, K_a, \Delta p_M = P_{MA} - P_{MB}$  ca șiruri simple de date experimentale, se verifică dacă sînt date aberante, după care se calculează parametrii statistici principali ai șirurilor. Pentru șirurile de date experimentale obținute pentru diversele valori ale variabilelor considerate, neafectate de erori, se determină folosind metoda celor mai mici pătrate /36,48,81/ parametrii unei funcții polinomiale implementate, care să aproximeze într-o curbă  $Q_M = f(\Delta i_c)$  și  $Q_M = f(\Delta p_M, \Delta i_c)$  mulțimea de puncte măsurate pentru procesul experimental al SVEH. În final se calculează abaterile șirurilor de date față de funcția adoptată, prelucrate ca șiruri bidimensionale. În continuare din /36,81/ se vor defini parametrii statistici

principali ai șirurilor de date : numărul  $n$  ( $i=1 \dots n$ ) de măsurători de încercare și  $m$  ( $j=1 \dots m$ ) numărul de puncte măsurate, în domeniul de variație ai parametrilor SVEH; media geometrică de sondaj a valorilor obținute în șirul de  $i$  măsurători, pentru  $j$  puncte măsurate ;

$$\bar{m}_{\Delta i_j} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta i_{ij}}{n} ; \bar{m}_{Q_{Mij}} = \sum_{i=1}^n \frac{Q_{Mij}}{n} ; \bar{m}_{\Delta P_{Mij}} = \sum_{i=1}^n \frac{\Delta P_{Mij}}{n} \quad (3.1)$$

abaterea medie pătratică de sondaj (dispersia de sondaj-selecție) a șirurilor de valori  $\Delta i_{ij}$ ,  $Q_{Mij}$  ;  $\Delta P_{Mij}$

$$S_{\Delta i_j}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\Delta i_{ij} - \bar{m}_{\Delta i_j})^2$$

$$S_{Q_{Mij}}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (Q_{Mij} - \bar{m}_{Q_{Mij}})^2 \quad (3.2)$$

$$S_{\Delta P_{Mij}}^2 = \frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (\Delta P_{Mij} - \bar{m}_{\Delta P_{Mij}})^2$$

eroarea medie pătratică a mediei aritmetice ;

$$\bar{\Psi}_{\Delta i_j} = \frac{S_{\Delta i_j}}{\sqrt{n}} ; \bar{\Psi}_{Q_{Mij}} = \frac{S_{Q_{Mij}}}{\sqrt{n}} ; \bar{\Psi}_{\Delta P_{Mij}} = \frac{S_{\Delta P_{Mij}}}{\sqrt{n}} \quad (3.3)$$

abaterea medie absolută a șirurilor de date (eroarea medie absolută de selecție) ;

$$A_{\Delta i_j} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\Delta i_{ij} - \bar{m}_{\Delta i_j}|$$

$$A_{Q_{Mij}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |Q_{Mij} - \bar{m}_{Q_{Mij}}| \quad (3.4)$$

$$A_{\Delta P_{Mij}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n |\Delta P_{Mij} - \bar{m}_{\Delta P_{Mij}}|$$

eliminarea datelor afectate de erori grosolane prin aplicarea criteriului Chauvenet. Se ordonează în sens crescător rezultatele măsurătorilor  $\Delta i_{ij}$ ,  $Q_{Mij}$ ,  $\Delta P_{Mij}$  și se introduce condiția ;

$$|\Delta i_{ij \min}^{\max} - \bar{m}_{\Delta i_j}| > 3 \cdot S_{\Delta i_j}$$

$$|Q_{Mij \min}^{\max} - \bar{m}_{Q_{Mij}}| > 3 \cdot S_{Q_{Mij}} \quad (3.5)$$

$$|\Delta P_{Mij \min}^{\max} - \bar{m}_{\Delta P_{Mij}}| > 3 \cdot S_{\Delta P_{Mij}}$$

estimarea mediei aritmetice a datelor măsurate pentru fiecare punct măsurat (prin intermediul căruia se determină limitele și nivelul de încredere , în funcție de numărul de măsurători  $n$ );

$$M_{\Delta i_j} = \bar{m}_{\Delta i_j} \pm t \cdot \alpha \frac{S_{\Delta i_j}}{\sqrt{n}} ; M_{Q_{Mij}} = \bar{m}_{Q_{Mij}} \pm t \cdot \alpha \frac{S_{Q_{Mij}}}{\sqrt{n}} \quad (3.6)$$

$$M_{\Delta P_{Mij}} = \bar{m}_{\Delta P_{Mij}} \pm t \cdot \alpha \frac{S_{\Delta P_{Mij}}}{\sqrt{n}}$$

unde pentru  $n=5$  ;  $t=2,571$  ;  $\alpha=0,95$  din/48,81/.

### 3.2.7. Program și metodică de calcul pentru prelucrarea datelor experimentale.

Pentru a construi modelul matematic al dependenței parametrilor reglați de parametrii principali de intrare ai SVEH, pentru cele 8 grade de acoperire pentru ansamblul sertar-corp distribuitor (tab.3.3), s-au folosit datele experimentale obținute în urma încercărilor în regim static a acestor variante.

#### a). Cazul caracteristicii $\bar{Q}_M = f(\Delta P_M) \Delta i_{cct}$

Pentru determinarea caracteristicii de reglare  $Q_M = f(\Delta P_M)_{\Delta i_{cct}}$ , se poate deduce prin testare, că aliniura curbelor experimentale este de tip parabolic și pot fi modelate matematic printr-o funcție polinomială de ordinul II de forma :

$$\bar{Q}_M(\Delta P_M) = C_{01} + C_{11} \Delta P_M + C_{21} \Delta P_M^2 \quad (3.7)$$

Pentru determinarea coeficienților  $C_{pk}$  ( $p=0,1,2$  ;  $k=1,2,\dots,8$ ) din ecuația (3.7) pe baza metodei celor mai mici pătrate /36,48,81/, se obține un sistem de ecuații algebrice liniare,

$$mC_{01} + \left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mij} \right) C_{11} + \left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mij}^2 \right) C_{21} = \sum_{j=1}^m \bar{Q}_{Mj}$$

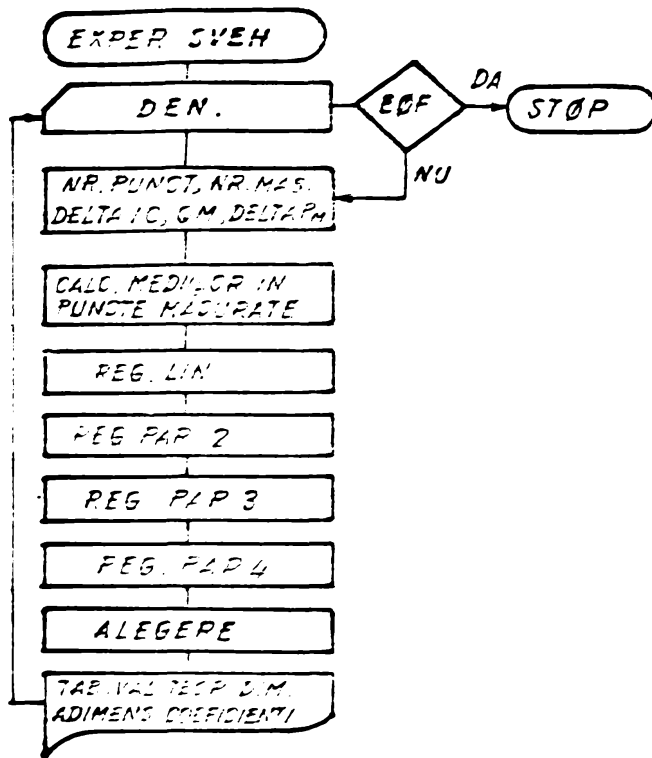
$$\left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj} \right) C_{01} + \left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj}^2 \right) C_{11} + \left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj}^3 \right) C_{21} = \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj} \bar{Q}_{Mj} \quad (3.8)$$

$$\left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj}^2 \right) C_{01} + \left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj}^3 \right) C_{11} + \left( \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj}^4 \right) C_{21} = \sum_{j=1}^m \Delta P_{Mj}^2 \bar{Q}_{Mj}$$

ce se rezolvă matricial obținându-se coeficienții de regresie corespunzători. Calculul s-a efectuat pe baza schemei bloc prezentată în fig.3.11, determinând în final și mărimea abaterilor relative obținute cu modelul matematic, față de valorile măsurate și mediate. Valorile coeficienților de regresie, cât și expresia polinomială pentru fiecare sertar  $S_i$  ( $i=1,2,\dots,8$ ) și cele patru valori ale curentului de comandă a SVEH-2T ( $\Delta i_c = 5 \text{ mA}, 7,5 \text{ mA}, 10 \text{ mA}, 15 \text{ mA}$ ) sînt trecute în tab.3.4. Pentru o apreciere exactă a mărimii coeficienților de regresie  $C_{01}$ ,  $C_{11}$  și  $C_{21} = f(y_{oi})$  pe baza unei aceleiași funcții polinomiale de gradul II, s-au determinat curbele de distribuție teoretică a coeficienților, ca funcție de gradul de acoperire  $y_{oi}$ , de forma :

$$\begin{aligned} C_{01} &= B_{00} + B_{01} \bar{y}_{oi} + B_{02} \bar{y}_{oi}^2 \\ C_{11} &= B_{10} + B_{11} \bar{y}_{oi} + B_{12} \bar{y}_{oi}^2 \\ C_{21} &= B_{20} + B_{21} \bar{y}_{oi} + B_{22} \bar{y}_{oi}^2 \end{aligned} \quad (3.9)$$

a cărei dependență este reprezentată grafic și tabelar în fig.3.12.



Schemă bloc a progr. EXPER SVEH

Fig.3.11

Pentru modelarea matematică a curbelor experimentale de reglare  $\bar{Q}_M = f(\bar{\Delta}i_c)$  s-au încercat funcțiile polinomiale de tipul :

$$\bar{Q}_M(\bar{\Delta}i_c) = C'_{01} + C'_{11} \bar{\Delta}i_c \quad (3.10)$$

pentru zona liniară  $y_{01} < y_s < y_{SN}$  și

$$\bar{Q}_M(\bar{\Delta}i_c) = C''_{01} + C''_{11} \bar{\Delta}i_c + C''_{21} \bar{\Delta}i_c^2 + C''_{31} \bar{\Delta}i_c^3 + C''_{41} \bar{\Delta}i_c^4 \quad (3.11)$$

pentru zona liniară și de saturație.

În mod similar apelînd la programul de calcul EXPER (fig.3.11) s-au determinat coeficienții de regresie  $C'_{01}$ ;  $C'_{11}$ , respectiv  $C''_{01}$  ...  $C''_{41}$ , prezentați în tab.3.5 pentru cele 8 variante de sertar  $S_1$ . În continuare introducînd noile date ale coeficienților prelucrați prin metoda regresiei și utilizînd polinoame de forma :

$$C'_{01} = B_{01} + B_{11} \bar{y}_{01} \quad C'_{11} = B_{01} + B_{12} \bar{y}_{01} \quad (3.12)$$

$$C'_{02} = B_{20} + B_{21} \bar{y}_{01} \quad C'_{12} = B_{02} + B_{22} \bar{y}_{01}$$

a căror dependență este reprezentată grafic în fig.3.13. S-au determinat curbele de distribuție teoretică a coeficienților de regresie, ca funcție de gradul de acoperire  $y_{01}$ . Curbele de distribuție  $C'_{01}, C'_{02}, C'_{11}, C'_{12} = f(y_{01})$  permit atât determinarea caracteristicilor  $\bar{Q}_M = f(\bar{\Delta}i_c)$  pentru valori diferite ale gradului de acoperire  $y_{01}$ , cît și caracteristica teoretică de reglare, pentru coeficienții  $C'_{0m}, C'_{1m}$  și  $C''_{0m}, C''_{1m} \dots C''_{4m}$  și mărimea histerezei.

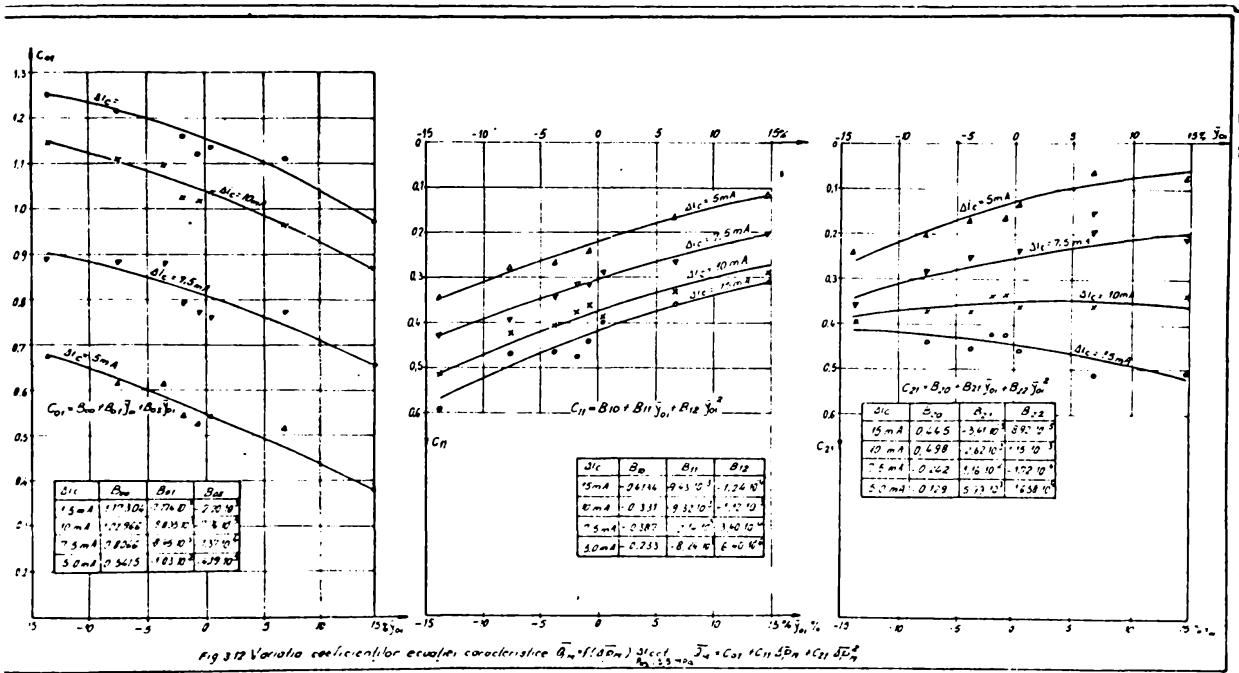


Fig. 3.12

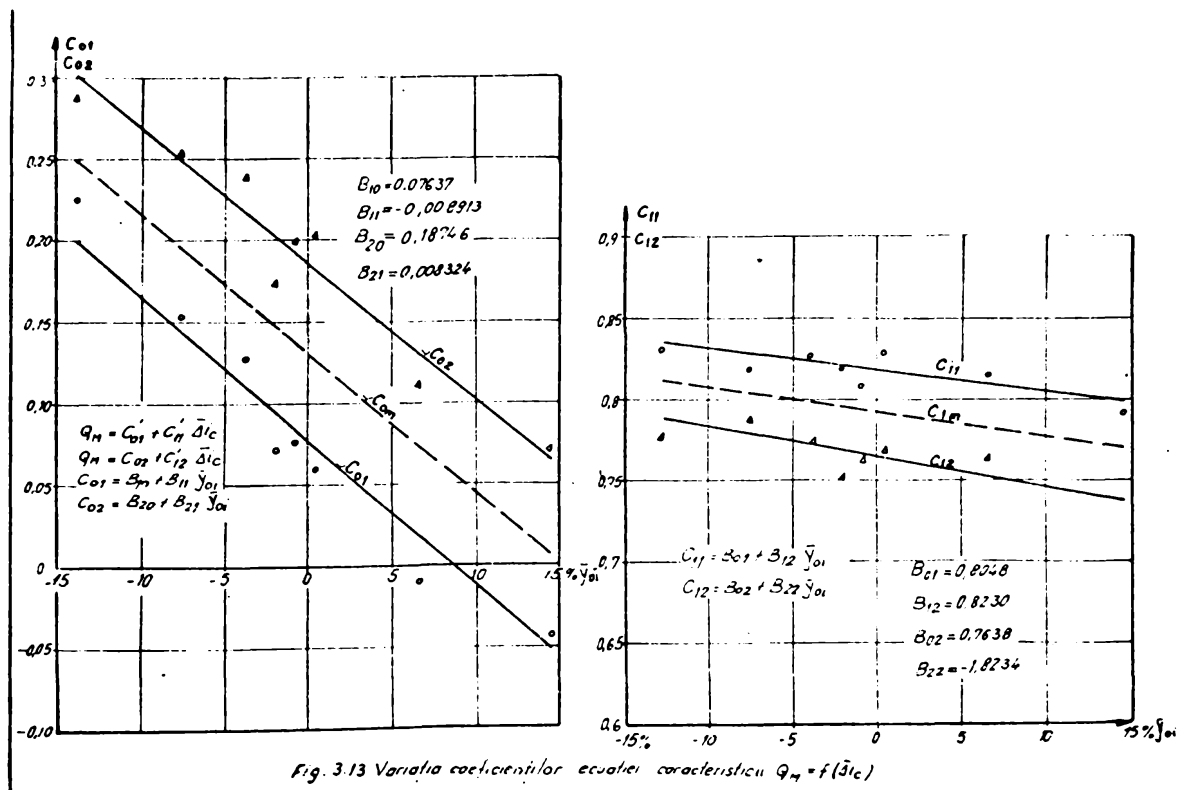


Fig. 3.13



Tab 3.4.

SIMBOL SERTAR S	CARACTERISTICA $\bar{Q}_M = f(\Delta \bar{P}_M)$ $\Delta i_c = ct$ ; REGRESIE PARABOLICĂ GRAD II															
	$\Delta i_c = 15 \text{ mA}$				$\Delta i_c = 10 \text{ mA}$				$\Delta i_c = 7,5 \text{ mA}$				$\Delta i_c = 5,0 \text{ mA}$			
	$C_{01}$	$C_{11}$	$C_{21}$	$C_{01}$	$C_{11}$	$C_{21}$	$C_{01}$	$C_{11}$	$C_{21}$	$C_{01}$	$C_{11}$	$C_{21}$	$C_{01}$	$C_{11}$	$C_{21}$	
54	1,25034	-0,52234	-0,39906	1,14522	-0,7104	-0,2125	0,88402	-0,29679	-0,41917	0,6703	-0,3465	0,6703	-0,3465	-0,1796		
-13,8%	1,252	-0,573	-0,415	1,15	-0,673	-0,243	0,897	-0,292	-0,436	0,674	-0,345	0,674	-0,345	-0,244		
53	1,21321	-0,4105	-0,4885	1,10818	-0,4072	-0,4404	0,87008	-0,3965	-0,282	0,61489	-0,2822	0,61489	-0,2822	-0,2056		
-7,6%	1,216	-0,498	-0,425	1,099	-0,466	-0,411	0,862	-0,351	-0,341	0,616	-0,295	0,616	-0,295	-0,184		
52	1,240	-0,5297	-0,455	1,09521	-0,409	-0,50014	0,93253	-0,4956	-0,25517	0,61633	-0,2658	0,61633	-0,2658	-0,2206		
-3,8%	1,187	-0,457	-0,434	1,065	-0,382	-0,471	0,833	-0,374	-0,289	0,578	-0,264	0,578	-0,264	-0,154		
51	1,15787	-0,48802	-0,3638	1,0227	-0,2819	-0,5239	0,79304	-0,31684	-0,305	0,54329	-0,2793	0,54329	-0,2793	-0,1285		
-1,96%	1,172	-0,438	-0,439	1,048	-0,352	-0,488	0,822	-0,381	-0,266	0,56	-0,249	0,56	-0,249	-0,142		
55	1,12014	-0,4428	-0,3666	1,01758	-0,2644	-0,535	0,7685	-0,26486	-0,3577	0,52407	-0,2402	0,52407	-0,2402	-0,1593		
-0,74%	1,161	-0,426	-0,443	1,036	-0,338	-0,495	0,812	-0,335	-0,251	0,547	-0,239	0,547	-0,239	-0,134		
56	1,13559	-0,346	-0,5055	1,03474	-0,45099	-0,4296	0,7608	-0,19975	-0,4303	0,542703	-0,21887	0,542703	-0,21887	-0,1938		
+0,37%	1,150	-0,415	-0,447	1,026	-0,327	-0,499	0,803	-0,335	-0,238	0,536	-0,23	0,536	-0,23	-0,127		
57	1,11125	-0,36021	-0,5096	0,9638	-0,3652	-0,4034	0,7725	-0,6718	0,1566	0,4687	-0,0631	0,4687	-0,0631	-0,2138		
+6,76%	1,081	-0,361	-0,473	0,959	-0,315	-0,463	0,743	-0,386	-0,171	-0,468	-0,171	-0,468	-0,171	-0,0658		
58	0,9686	-0,3087	-0,5055	0,8685	-0,4096	-0,3178	0,65031	-0,2625	-0,21109	0,38134	-0,3157	0,38134	-0,3157	-0,1962		
+14,7%	0,975	-0,307	-0,515	0,868	-0,432	-0,288	0,652	-0,345	-0,108	0,379	-0,11	0,379	-0,11	-0,075		
	$Q_M = C_{01} + C_{11} \Delta \bar{P}_M + C_{21} \Delta \bar{P}_M^2$ $C_{01} = B_{00} + B_{01} \bar{Y}_{01} + B_{02} \bar{Y}_{01}^2$ $C_{11} = B_{10} + B_{11} \bar{Y}_{01} + B_{12} \bar{Y}_{01}^2$ $C_{21} = B_{20} + B_{21} \bar{Y}_{01} + B_{22} \bar{Y}_{01}^2$															

Tab 3.5.

Sertar Si, % Yo	Regresie liniară		Regresie parabolică grad IV	
	$\bar{Q}_M = C_0 + C_1 \Delta \bar{t}_e + C_2 \Delta \bar{t}_e^2 + C_3 \Delta \bar{t}_e^3 + C_4 \Delta \bar{t}_e^4$	$\varepsilon\%$	$\bar{Q}_M = C_0 + C_1 \Delta \bar{t}_e + C_2 \Delta \bar{t}_e^2 + C_3 \Delta \bar{t}_e^3 + C_4 \Delta \bar{t}_e^4$	$\varepsilon\%$
S4 $Y_{0i} = 13,9\%$ $Y_0$	$\bar{Q}_M = 0,2258 + 0,7725 \Delta \bar{t}_e$	0,203	$\bar{Q}_M = 0,152 + 0,555 \Delta \bar{t}_e + 1,32 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,204 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,262 \Delta \bar{t}_e^4$	$1,34 \cdot 10^{-3}$
S3 $Y_{0i} = 1,6\%$	$\bar{Q}_M = 0,288 + 0,778 \Delta \bar{t}_e$	0,0219	$\bar{Q}_M = 0,21 + 0,452 \Delta \bar{t}_e + 2,064 \Delta \bar{t}_e^2 - 2,165 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,597 \Delta \bar{t}_e^4$	$9,44 \cdot 10^{-3}$
	$\bar{Q}_M = 0,1539 + 0,818 \Delta \bar{t}_e$	0,112	$\bar{Q}_M = 0,1014 + 0,755 \Delta \bar{t}_e + 0,686 \Delta \bar{t}_e^2 - 0,54 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,046 \Delta \bar{t}_e^4$	$6,96 \cdot 10^{-3}$
S2 $Y_{0i} = -3,8\%$	$\bar{Q}_M = 0,254 + 0,829 \Delta \bar{t}_e$	0,189	$\bar{Q}_M = 0,186 + 0,729 \Delta \bar{t}_e + 1,022 \Delta \bar{t}_e^2 - 0,96 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,179 \Delta \bar{t}_e^4$	$4,83 \cdot 10^{-3}$
	$\bar{Q}_M = 0,15075 + 0,8275 \Delta \bar{t}_e$	0,242	$\bar{Q}_M = 0,0141 + 0,7508 \Delta \bar{t}_e + 1,63 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,80 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,479 \Delta \bar{t}_e^4$	$4,17 \cdot 10^{-3}$
S1 $Y_{0i} = -1,9\%$	$\bar{Q}_M = 0,23968 + 0,7724 \Delta \bar{t}_e$	0,228	$\bar{Q}_M = 0,1104 + 0,8634 \Delta \bar{t}_e + 1,35 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,677 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,47 \Delta \bar{t}_e^4$	$3,47 \cdot 10^{-2}$
	$\bar{Q}_M = 0,039974 + 0,8199 \Delta \bar{t}_e$	0,132	$\bar{Q}_M = -0,076 + 1,472 \Delta \bar{t}_e - 0,199 \Delta \bar{t}_e^2 + 0,25 \Delta \bar{t}_e^3 - 0,196 \Delta \bar{t}_e^4$	$1,244 \cdot 10^{-3}$
S5 $Y_{0i} = 0,74\%$	$\bar{Q}_M = 0,17381 + 0,7381 \Delta \bar{t}_e$	0,169	$\bar{Q}_M = 0,0553 + 0,915 \Delta \bar{t}_e + 0,5786 \Delta \bar{t}_e^2 - 0,657 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,1123 \Delta \bar{t}_e^4$	$6,27 \cdot 10^{-3}$
	$\bar{Q}_M = 0,0707 + 0,7817 \Delta \bar{t}_e$	0,132	$\bar{Q}_M = -0,0323 + 0,706 \Delta \bar{t}_e + 1,430 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,43 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,363 \Delta \bar{t}_e^4$	$2,66 \cdot 10^{-2}$
S6 $Y_{0i} = 10,3\%$	$\bar{Q}_M = 0,2003 + 0,7030 \Delta \bar{t}_e$	0,169	$\bar{Q}_M = 0,0707 + 0,855 \Delta \bar{t}_e + 1,173 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,407 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,3706 \Delta \bar{t}_e^4$	$-2,70 \cdot 10^{-3}$
	$\bar{Q}_M = 0,0591 + 0,839 \Delta \bar{t}_e$	0,133	$\bar{Q}_M = 0,0293 + 0,748 \Delta \bar{t}_e + 1,161 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,146 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,246 \Delta \bar{t}_e^4$	$4,21 \cdot 10^{-3}$
S7 $Y_{0i} = 10,3\%$	$\bar{Q}_M = 0,229 + 0,731 \Delta \bar{t}_e$	0,163	$\bar{Q}_M = 0,0272 + 0,524 \Delta \bar{t}_e + 1,906 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,998 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,53 \Delta \bar{t}_e^4$	$5,18 \cdot 10^{-3}$
	$\bar{Q}_M = 0,0397 + 0,8559 \Delta \bar{t}_e$	0,136	$\bar{Q}_M = -0,112 + 0,655 \Delta \bar{t}_e + 1,492 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,411 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,32 \Delta \bar{t}_e^4$	$2,22 \cdot 10^{-3}$
S8 $Y_{0i} = 14,7\%$	$\bar{Q}_M = 0,0933 + 0,785 \Delta \bar{t}_e$	0,169	$\bar{Q}_M = -0,059 + 0,905 \Delta \bar{t}_e + 0,988 \Delta \bar{t}_e^2 - 1,125 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,2612 \Delta \bar{t}_e^4$	$1,62 \cdot 10^{-3}$
	$\bar{Q}_M = 0,00033 + 0,7336 \Delta \bar{t}_e$	0,111	$\bar{Q}_M = 0,07504 + 0,654 \Delta \bar{t}_e + 0,69 \Delta \bar{t}_e^2 - 3,027 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,736 \Delta \bar{t}_e^4$	$2,75 \cdot 10^{-3}$
	$\bar{Q}_M = 0,075 + 0,734 \Delta \bar{t}_e$	0,31	$\bar{Q}_M = 0,020 + 0,207 \Delta \bar{t}_e + 0,29 \Delta \bar{t}_e^2 - 0,41 \Delta \bar{t}_e^3 + 0,044 \Delta \bar{t}_e^4$	$3,77 \cdot 10^{-3}$

Determinarea și prezentarea tuturor expresiilor analitice ale curbelor de dependență dintre principalii parametri  $\overline{Q}_M$ ,  $\overline{\Delta P}_M$  și  $\overline{\Delta i}_C$  și  $\overline{Y}_\alpha$ , permit determinarea rapidă a acestora, diminuând la minim numărul încercărilor experimentale necesare analizării performanțelor SVEH în regim staționar. Totodată existența expresiilor matematice a funcțiilor de legătură (3.7-3.12), deschid calea spre efectuarea calculelor de optimizare a performanțelor SVEH. Programul EXPER SVEH construit pe schema de calcul a relațiilor (3.1-3.12) permite, ca pentru fiecare set de date experimentale să se obțină valorile experimentale medii, abaterile, coeficienții de regresie ai ecuațiilor care aproximează regimul experimental și valorile teoretice deduse prin cele 4 tipuri de regresii.

În cadrul programului (fig.3.11) se apelează la subrutinele REGLIN, REGPAR 2, REGPAR 3, REGPAR 4, care realizează prin regresie prelucrarea statistică a datelor experimentale. Programul de calcul realizat inițial în limbaj FORTRAN pe calculatorul FELIX C256/512, s-a extins în limbaj BASIC pe minicalculatorul personal aMIC, având în vedere facilitățile conversaționale în procesul de calcul.

### 3.3. Curbele caracteristice ale SVEH determinate pe cale experimentală.

În capitolele precedente s-au prezentat pe larg, care sînt performanțele pe care trebuie să le realizeze SVEH. Totodată pentru a creea posibilitatea îmbinării rezultatelor încercărilor experimentale în regim static și dinamic a SVEH, cu simularea pe calculatorul numeric pe baza modelului matematic definit, se va analiza influența parametrilor geometrici și funcționali asupra performanțelor SVEH.

Parametrii geometrici, care pot influența buna funcționare a SVEH și apariția unor neliniarități care limitează domeniul de aplicabilitate al unei tipodimensiuni de SVEH sînt: histereza electrică a motorului de cuplu, dimensiunile și calitatea execuției ajustajelor diuzelor fixe și reglabile a etajului de comandă, forma și dimensiunile muchiilor active ale sertarului și corpului distribuitor, caracteristicile elastice ale arcurilor de centrare a sertarului distribuitor și a tubului elastic a elementului ajutoraj clapetă, într-un cuvînt microgeometria ansamblului SVEH.

În literatura de specialitate și în cataloagele de produs ale firmelor specializate (tab.1.1) curbele caracteristice statice și dinamice sînt prezentate ca rezultat al cercetărilor de laborator efectuate asupra modelelor experimentale, după care acestea devin modele de referință pentru fabricația de serie /3,54,61,78,86,100,

106,112,113,114,130,131,132,137,138,139,158,164/. Unele lucrări oferă caracteristici teoretice determinate în funcție de parametrii geometrici ai fiecărui tip constructiv și funcțional de SVEH, /6,7,9,13,38,40,44,65,95,97,100,108,115,158,164,178/.

Orientarea investigațiilor spre cercetarea experimentală a SVEH evidențiază faptul, că neliniaritățile care apar în procesul funcțional nu au fost elucidate în totalitate în cadrul modelelor matematice de simulare a comportării statice și dinamice a SVEH. Dar majoritatea lucrărilor consultate, nu precizează influența microgeometriei și neliniarităților asupra comportării statice și dinamice a SVEH, caracteristicile experimentale oferind concluzii privind comportarea globală a SVEH, datele având mai mult caracter comercial.

Curbele caracteristice fundamentale ale comportării statice și dinamice ale modelelor experimentale, sînt prezentate în literatură prin funcțiile :  $\bar{Q}_M = f(\Delta \bar{P}_M)_{\Delta i_c}$  ;  $\bar{Q}_M = f(\Delta i_c)$  și  $\Delta Q_{sc} = f(\bar{Q}_M)$  pentru comportarea staționară și caracteristicile amplitudine-fază-frecvență și răspuns la semnal treaptă pentru comportarea dinamică, /6,86,95,97,108,111,158,164/.

Verificarea ipotezelor care au stat la baza definirii modelului matematic de analiză a comportării statice și dinamice a SVEH , a rezultatelor obținute prin acestea, pentru optimizarea performanțelor SVEH și a influenței parametrilor geometrici și funcționali asupra performanțelor SVEH, s-a făcut pe SVEH-2T-7,5 pentru 8 variante de ansamblu sertar-corp distribuitor, pentru cele 8 grade de acoperire (tab.3.3).

Cercetările experimentale asupra variantelor de SVEH s-au făcut în domeniul presiunilor de alimentare  $P_{03} = 4,0; 5,5; 7; 10 \text{ MPa}$  și a curenților de comandă  $\Delta i_c = \pm (0 \div 15 \text{ mA})$ , pentru debite  $Q_M = 0 \div 20 \text{ l/min}$  în stațiunea de cercetări experimentale din LCEH Timișoara, conform metodicii de cercetare și de prelucrare a rezultatelor prezentate în § 3.2. Pe baza cercetărilor experimentale s-au obținut curbele caracteristice :

- în regim staționar pentru etajul de comandă ajutoraj-clapetă  $\Delta P_c = f(\Delta i_c)$  (fig.3.14) și pentru ansamblul sertar-corp distribuitor  $Q_M = f(\Delta P_M)$  și  $Q_M = f(\Delta i_c)$  (fig.3.15-3.22) ;

- în regim dinamic pentru etajul de comandă ajutoraj-clapetă SV00 în răspuns în debit (fig.3.35 a,b; 3.42) și presiune (fig.3.36) și pentru ansamblul sertar-corp distribuitor pentru  $Q_M = 2,5 \text{ l/min}$  (fig.3.37) pentru  $Q_M = 5,0 \text{ l/min}$  (fig.3.38) și pentru  $Q_M = 7,5 \text{ l/min}$  (fig.3.39; 3.41) în răspuns în debit și răspuns în presiune (fig.3.40 b)

pentru valori ale debitului ( $Q=2,5; 5,0; 7,5$  l/min.), (fig. 3.43; 3.44; 3.45; 3.46) la curentul nominal  $\Delta i_{cN}$  respectiv, comparativ cu produse de parametrii apropiați, realizate de firma REXROTH (fig. 3.40 a).

De menționat, că aceste caracteristici s-au obținut pe SVEH cu parametrii optimizați în urma realizării și încercării unui număr mare de SVEH, fabricate de I. Electrotimiș și apoi de IEH Rîmnicu-Vilcea, în baza colaborărilor de cercetare cu Catedra de mașini hidraulice, pe perioada 1981-1986 în vederea omologării și asimilării în fabricația de serie a acestor servoelemente /19, 26, 27, 33, 34, 35, 36, 130, 131, 132/.

Caracteristicile statice și dinamice ale modelelor experimentale studiate, reliefează următoarele aspecte (fig. 3.15-3.46) :

- microgeometria etajului de comandă ajutoraj-clapetă și a ansamblului sertar-distribuitoare, au o influență cantitativă și calitativă asupra caracteristicilor statice și dinamice a SVEH, modificând parametrii caracteristici : liniaritate, rezoluție, histereză, simetrie și curent de zero (fig. 3.14-3.22; 3.23-3.31), respectiv frecvența de răspuns pentru  $/H_{svn}/dB = -3dB$  și timp de răspuns  $t_r$  /ms./, (fig. 3.42-3.45);

- zona de liniaritate a presiunii de comandă (fig. 3.14) și a debitului reglat (fig. 3.15-3.22; 3.23-3.33), se păstrează în limite largi de variație a curentului de comandă  $\Delta i_c = \pm (0-10 mA)$  după care apare zona de suprasaturație  $\Delta i_c = \pm (10-15 mA)$ , situație confirmată și de cercetările teoretice ; (fig. 2.11)

- debitul care trece prin ansamblul sertar-corp distribuitor și debitul de zero  $\Delta i_c = 0$  este sensibil afectat de tipul acoperirii  $y_{oi}$  (fig. 3.31-3.32; 3.33; 3.34). Caracterul linear al debitului în apropierea acoperirilor de zero (sertar  $S_1; S_5; S_6$ ; fig. 3.18; 3.19; 3.20), este alterat în cazul acoperirilor pozitive ( $S_7$  și  $S_8$ ; fig. 3.21; 3.22) și negative (fig. 3.15; 3.16; 3.17), când apar neliniarități de tip zonă de insensibilitate, respectiv de salt. Apar în acest fel dificultăți în interpretarea matematică a fenomenelor, dar mai ales este afectată stabilitatea sistemului ;

- gradul de neliniaritate al curbelor caracteristice și deci, comportarea neliniară a SVEH, rezidă în toleranțele de execuție ale acestora în geometria ansamblului sertar-corp distribuitor, mai exact în gradul și felul acoperirii acestuia față de cilindru distribuitor.

Pentru prezentarea sub o formă generală a rezultatelor cercetărilor efectuate și a asigurării posibilităților de comparație pe o bază unitară, se utilizează caracteristicile statice ale modelelor



lor experimentale sub o formă adimensională (fig.3.23-3.30 ; 3.31; 3.33). Aceste caracteristici s-au determinat pe baza relațiilor (2.22; 2.24; 2.26) și (3.8; 3.9; 3.10; 3.11) și pe baza rezultatelor cercetărilor experimentale asupra modelelor la diferite grade de acoperire în ipoteza identității funcționale a celor 8 variante de ansamblu sertar-corp distribuitor (tab. 3.3; fig.3.8).

Curbele caracteristice de răspuns-amplitudine, fază-frecvență s-au prezentat sub formă normată  $H_{SvN}|_{dB} = f(\omega_{Hz})$  și  $\varphi_{SvN}^0 = f(\omega_{Hz})$  (fig. 3.47-3.53) pentru a permite studiul comparativ al rezultatelor teoretice obținute, pe baza relațiilor (2.79) și a rezultatelor cercetărilor experimentale asupra modelelor experimentale la diferite presiuni de alimentare ( $p_{o3} = 4,0 ; 5,5 ; 7,0 ; 10$  MPa) și curenți de comandă ( $\Delta i_c = 5,0 ; 7,5 ; 10 ; 15$  mA), (fig.3.35-3.41). Din analiza acestor caracteristici se evidențiază următoarele aspecte semnificative :

- prezintă sub forma cea mai generală în mod unitar, toate caracteristicile statice și dinamice ale modelului experimental ;
- oferă o bază unitară de comparație a caracteristicilor SVEH realizate ,cu SVEH prezentate de alte firme constructoare (fig. 3.35 b; 3.40 a; 3.47; 3.48; 3.49);
- confirmă ipotezele care au condus la stabilirea relațiilor de definire a mărimilor caracteristice sub formă adimensională și normată (fig.3.31; 3.33; 3.47-3.53);
- caracteristicile statice adimensionale și dinamice normate constituie un criteriu de apreciere a execuției SVEH, pe de-o parte și a calității cercetărilor experimentale efectuate pe de altă parte.

#### 3.4. Comparații cu rezultatele din literatură.

Așa cum s-a arătat în § 3.1, literatura de specialitate oferă puține date cu privire la stațiunile de cercetare ale modelelor experimentale de SVEH și asupra cercetărilor de laborator efectuate pe SVEH, modele de laborator și industriale /9,61,95,97,100,104, 147,154,155,158/.

Comparând caracteristicile stațiunii pentru cercetări experimentale asupra modelelor SVEH din LCMH Timișoara, cu caracteristicile stațiunilor similare prezentate în literatură /61,86,95;97;100,104, 112,158,164/, rezultă :

- stațiunea de cercetări asupra modelelor experimentale de SVEH din LCMH Timișoara, asigură determinarea tuturor mărimilor caracteristice ale modelelor supuse încercării ;



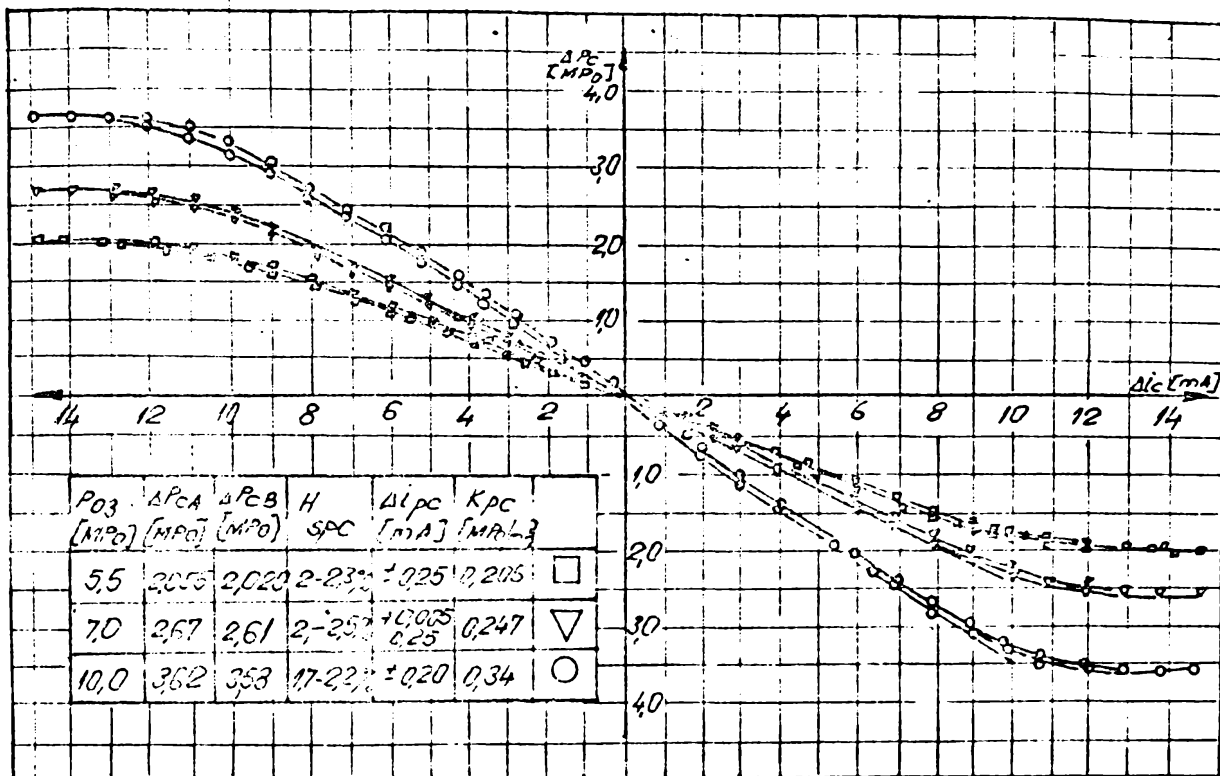


Fig.3.14

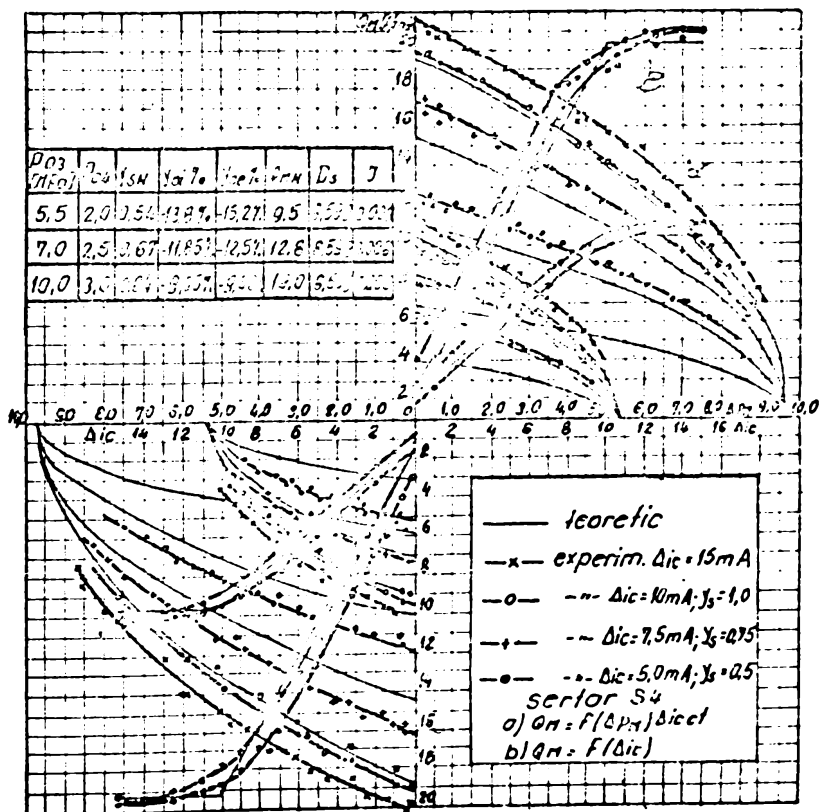


Fig.3.15

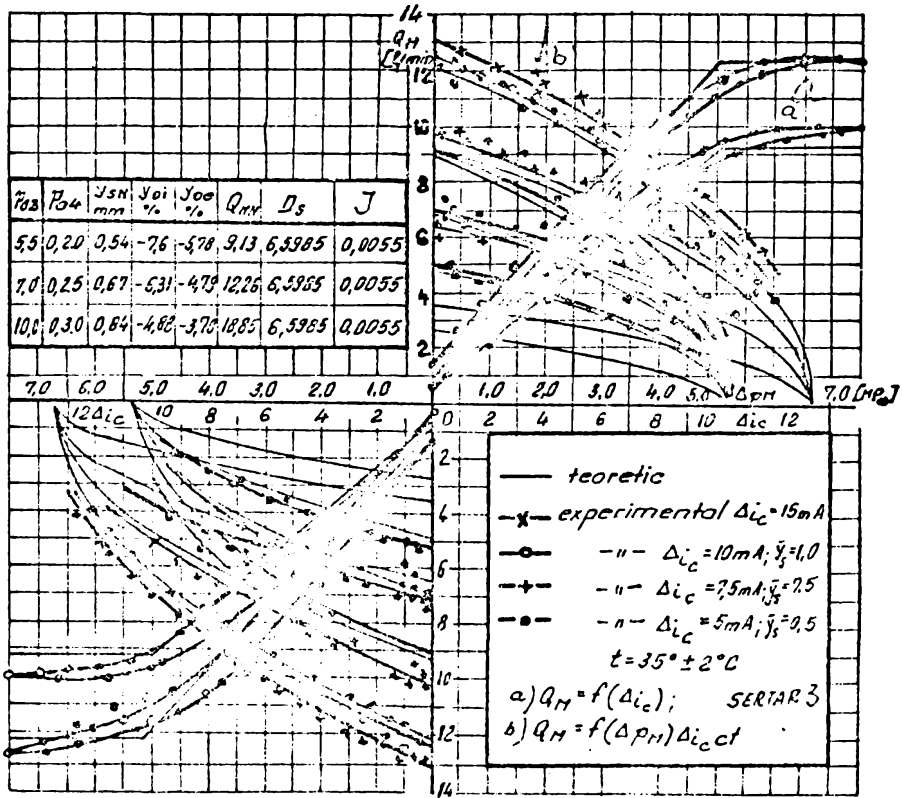


Fig.3.16

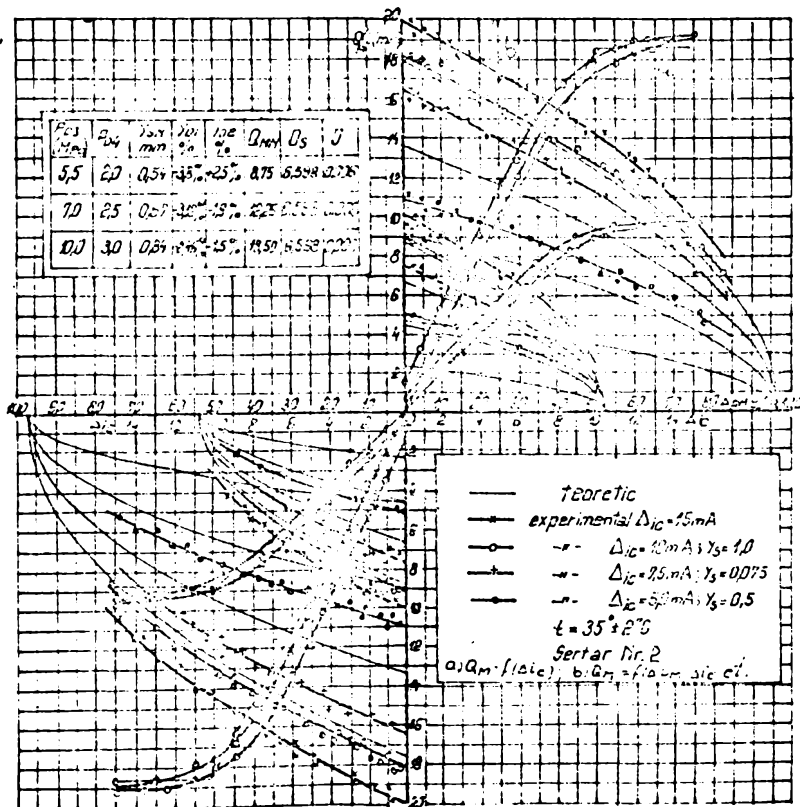


Fig.3.17

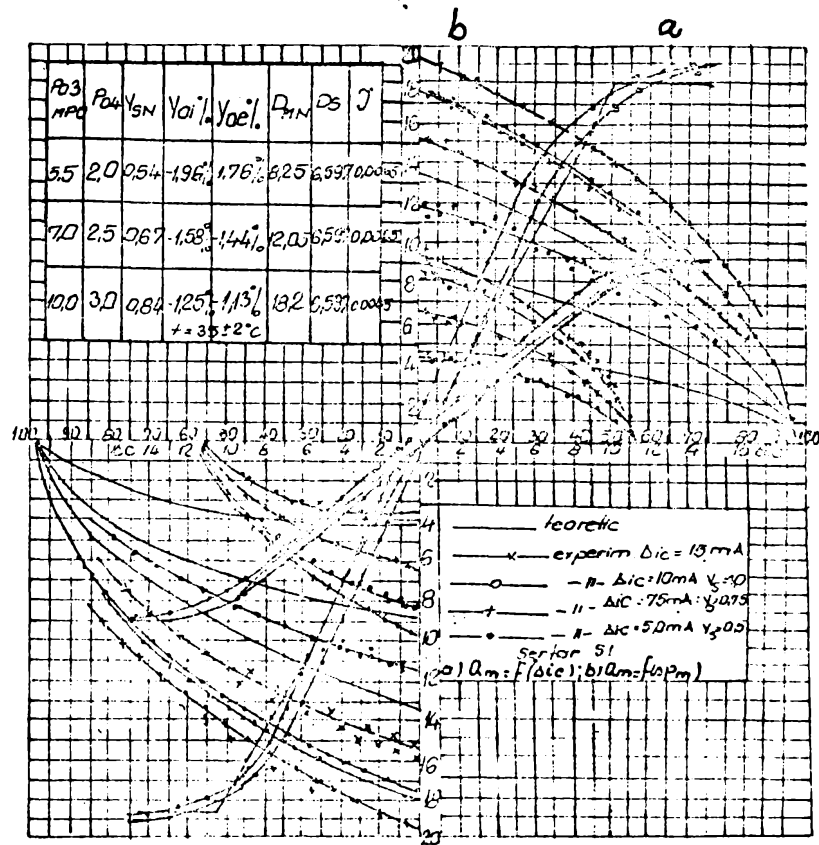


Fig. 3.18

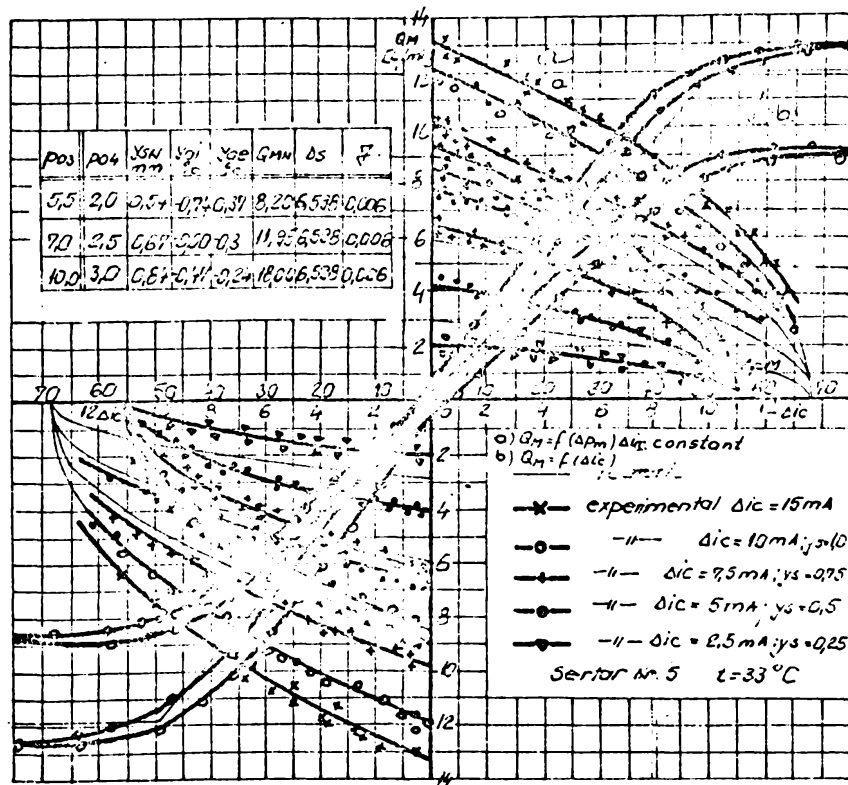


Fig. 3.19

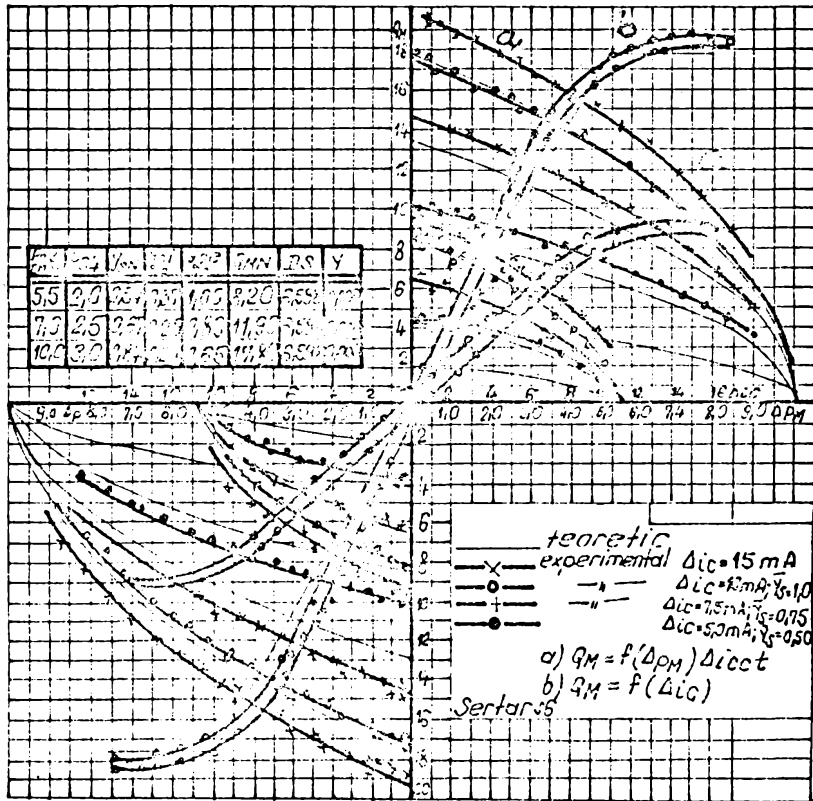


Fig.3.20

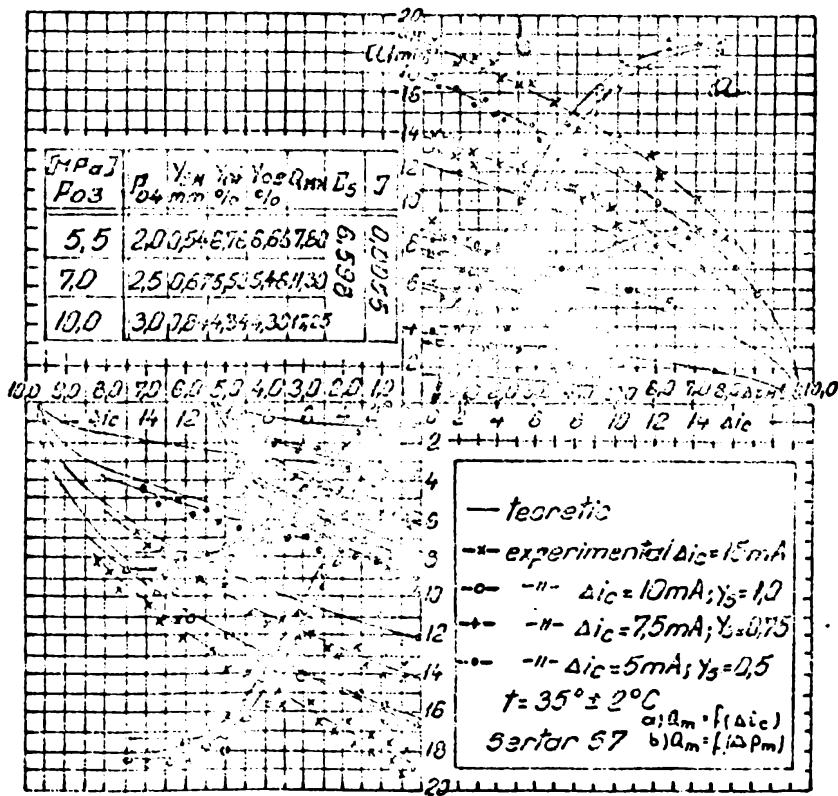


Fig.3.21

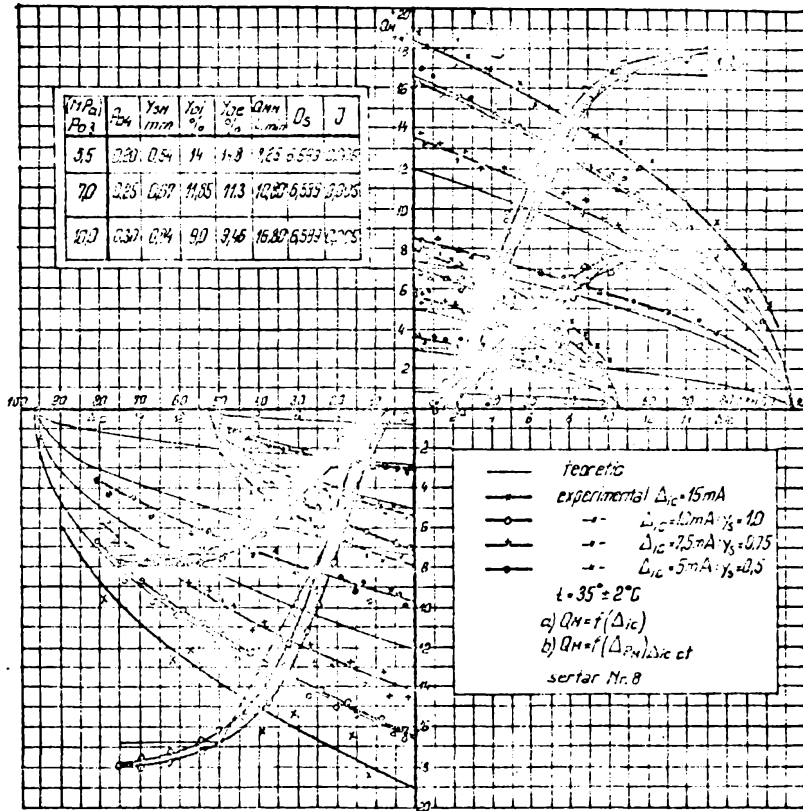


Fig.3.22

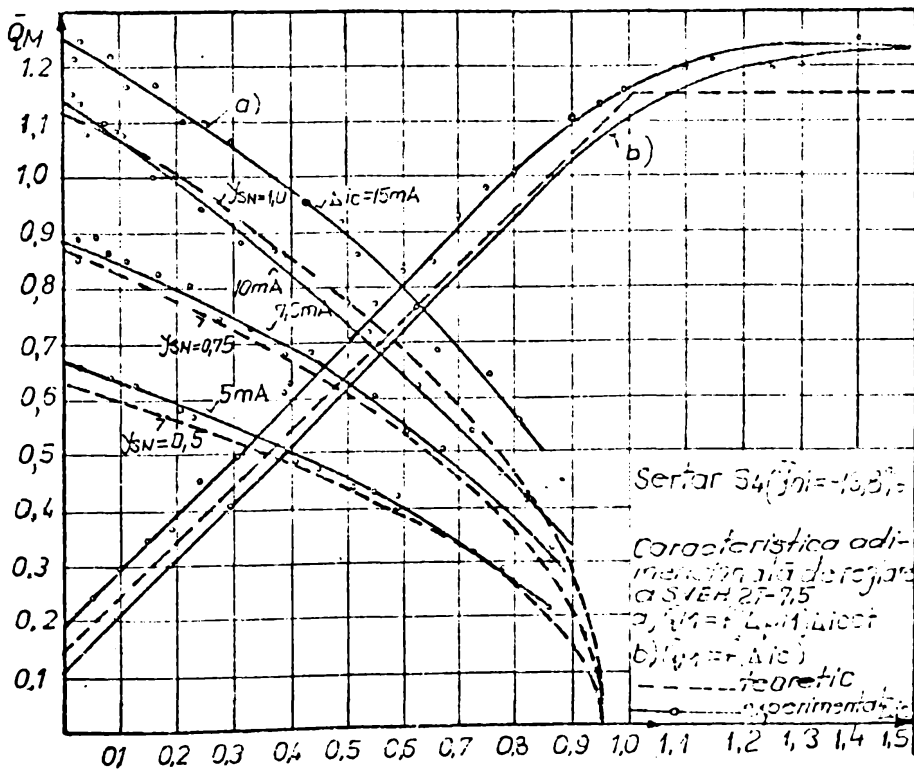


Fig.3.23

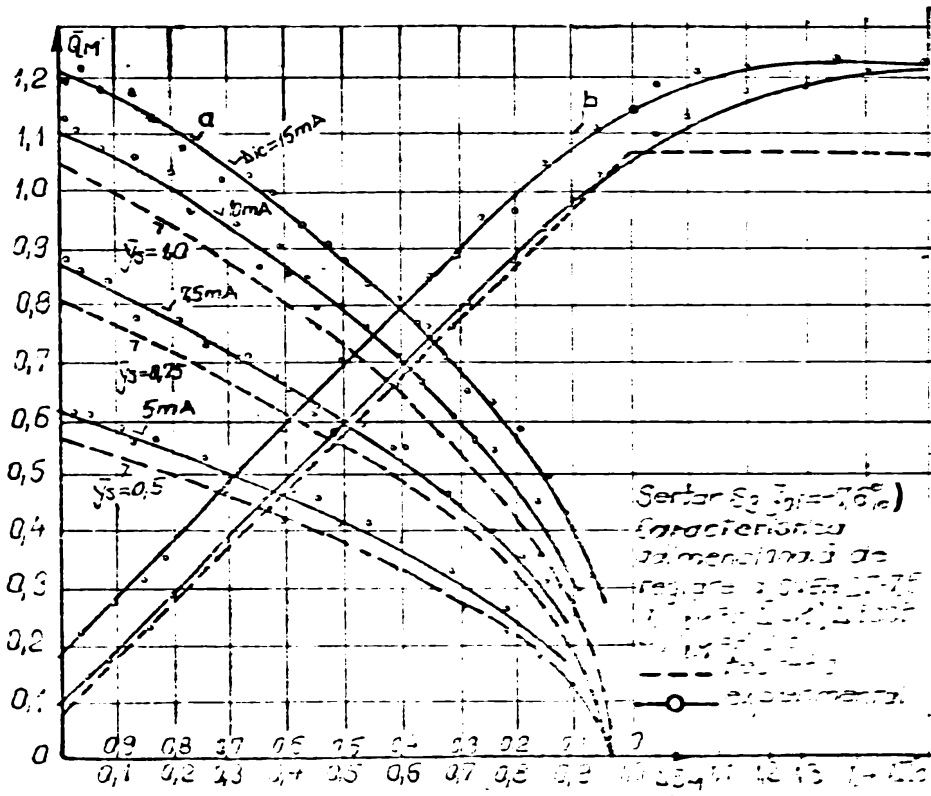


Fig.3.24

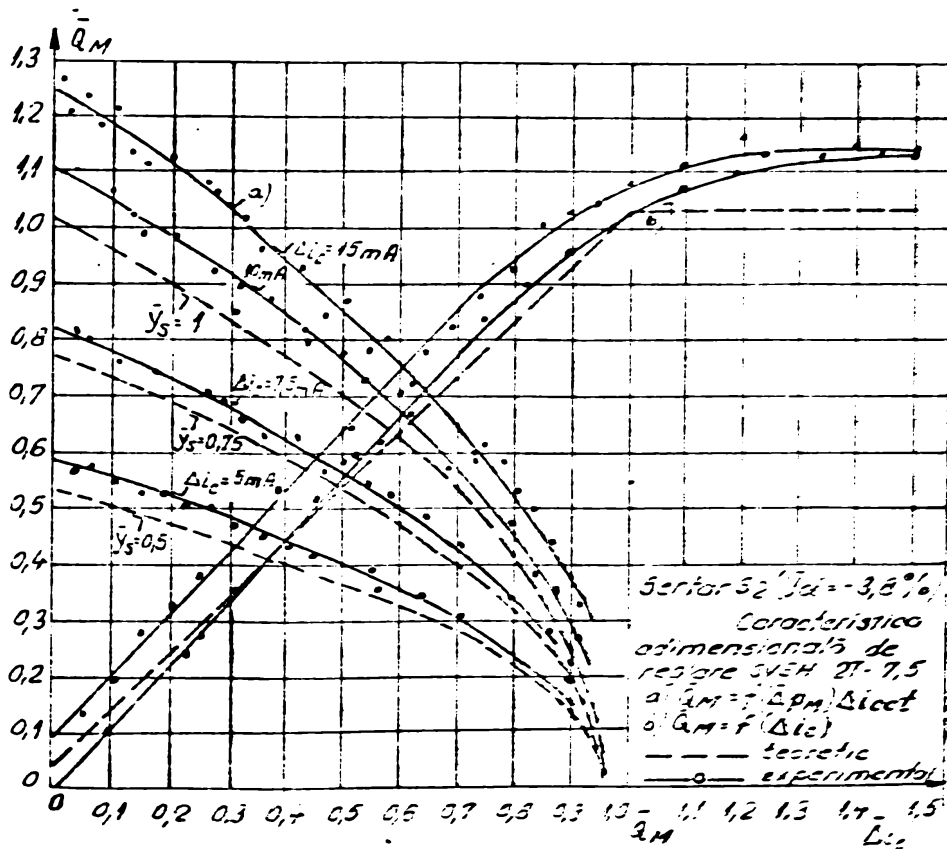


Fig.3.25



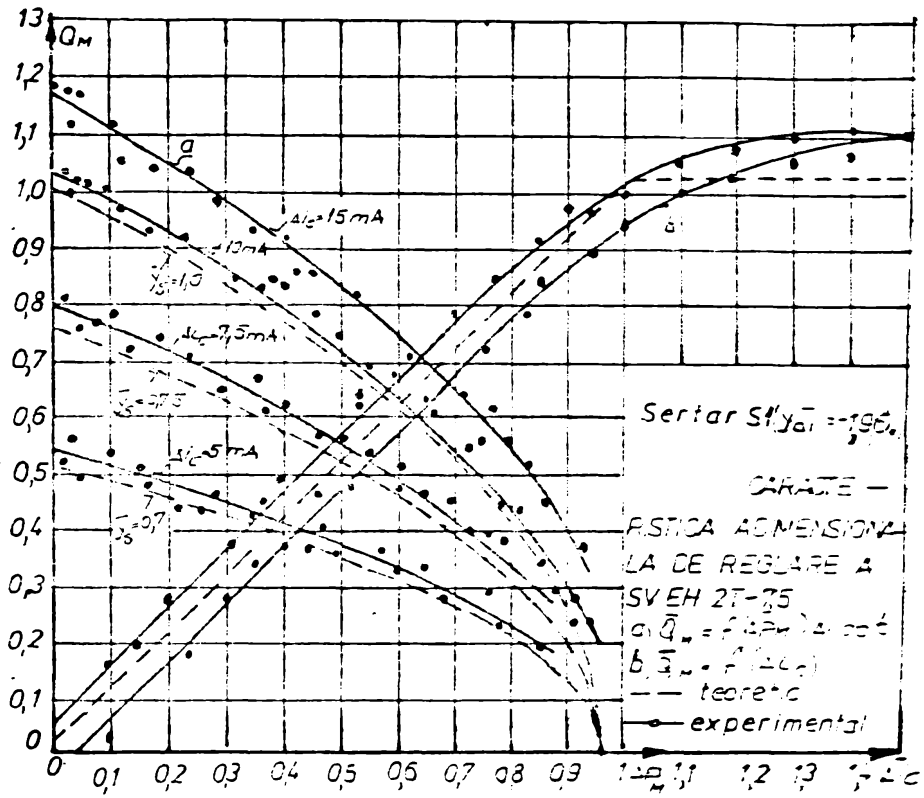


Fig.3.26

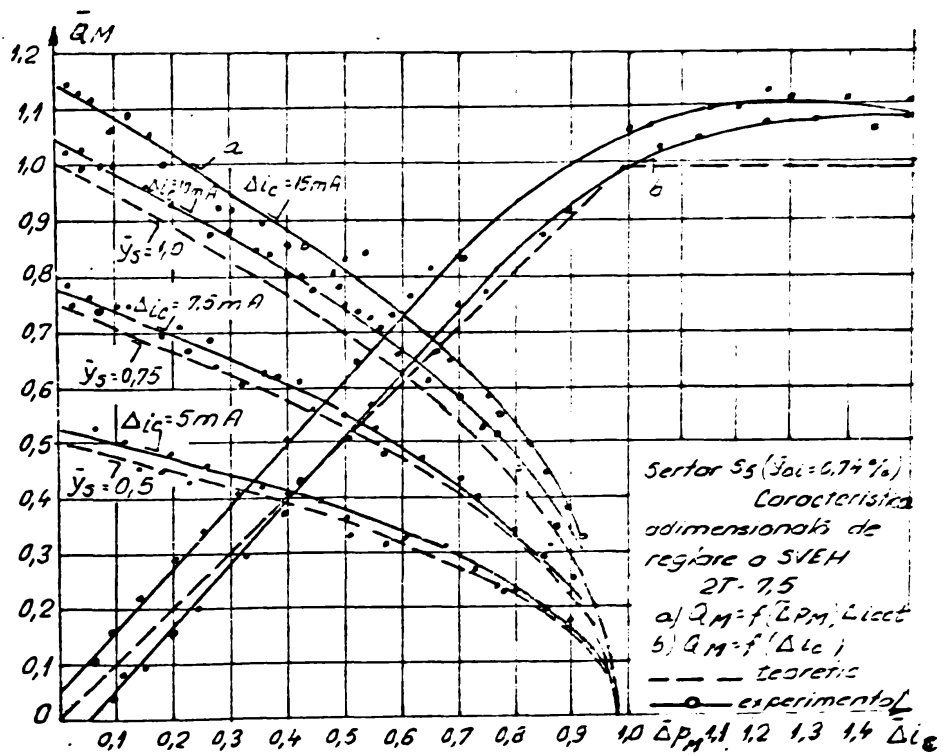


Fig.3.27

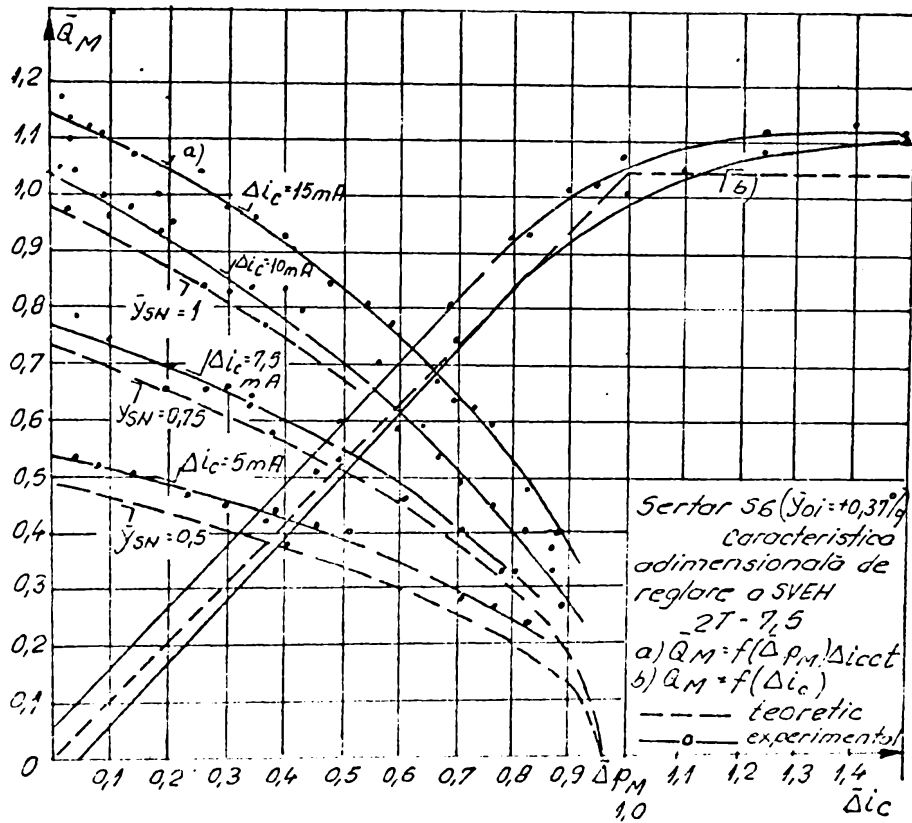


Fig. 3.28

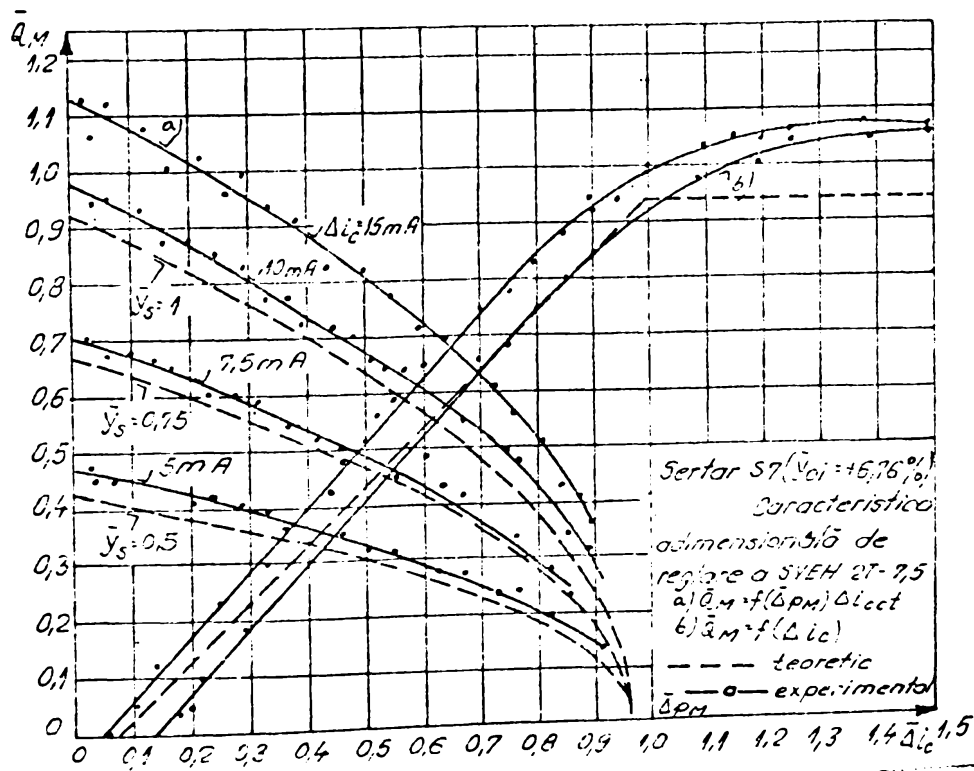


Fig. 3.29

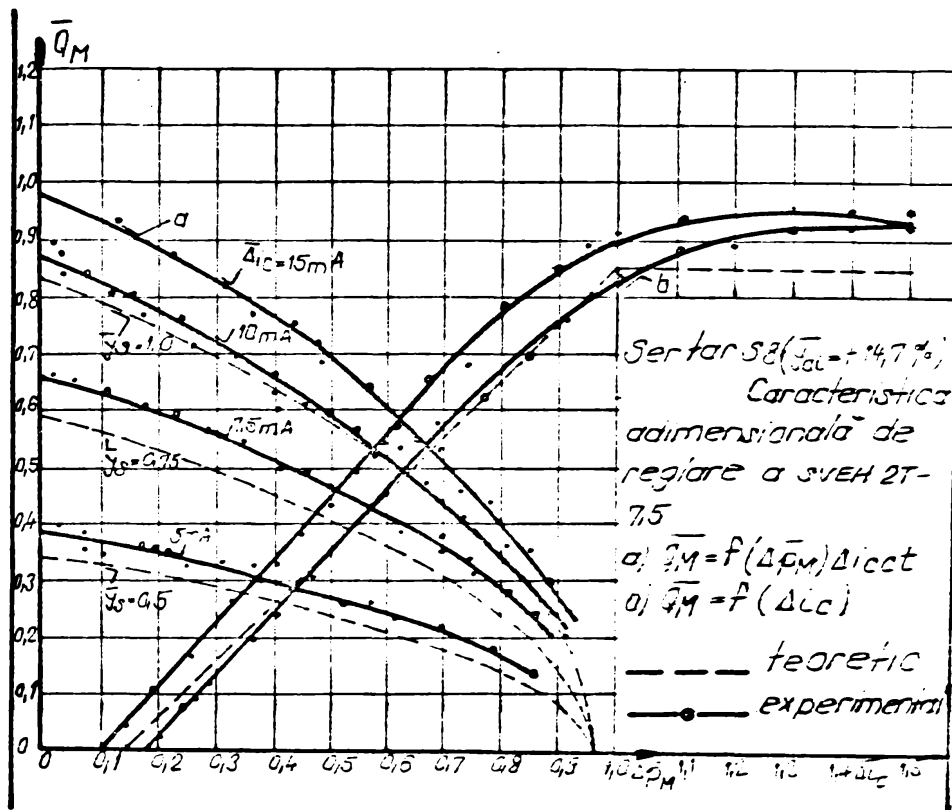


Fig.3.30

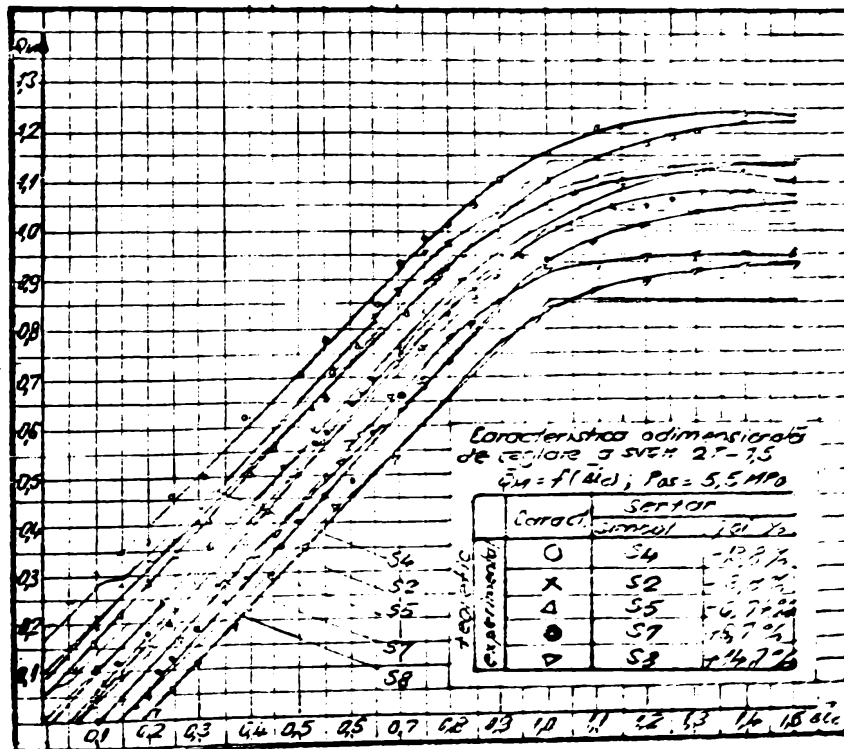


Fig.3.31.a

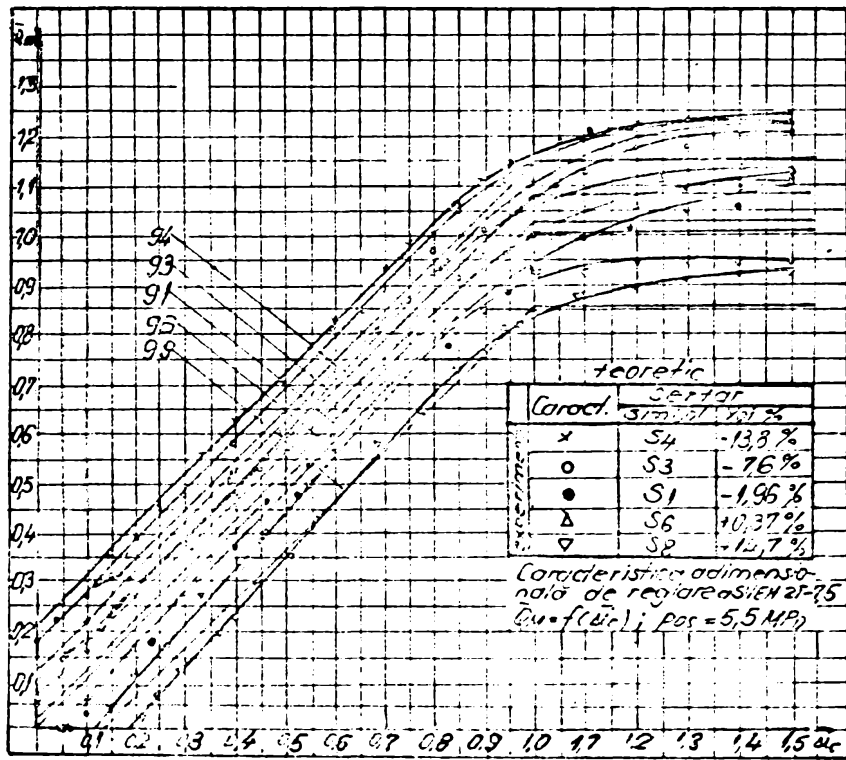


Fig.3.31.b

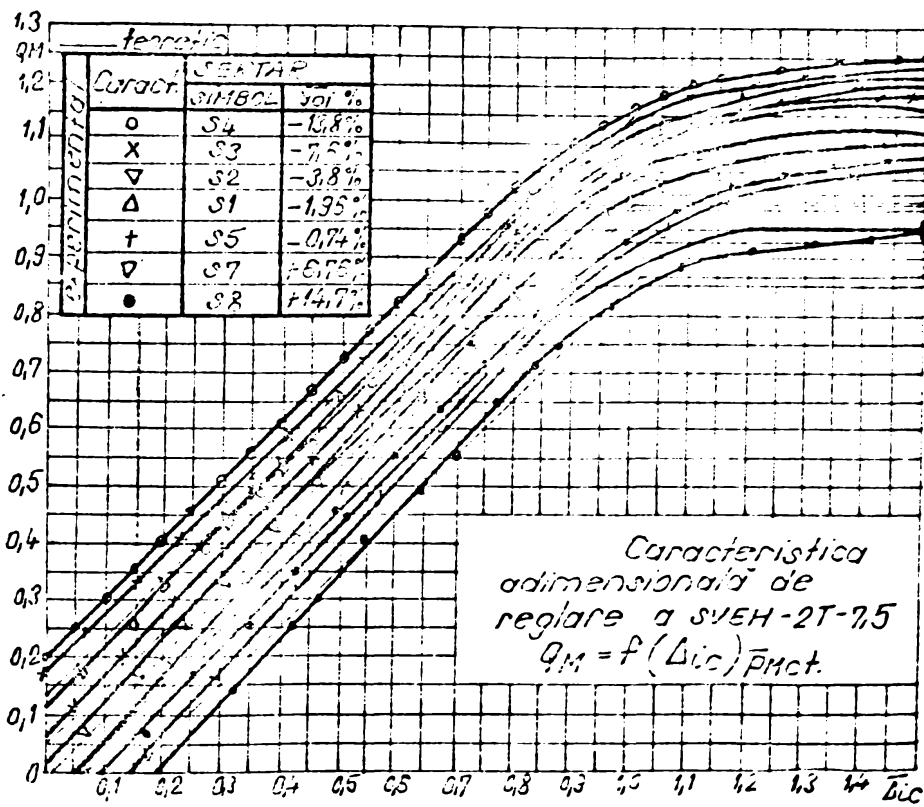


Fig.3.31.c

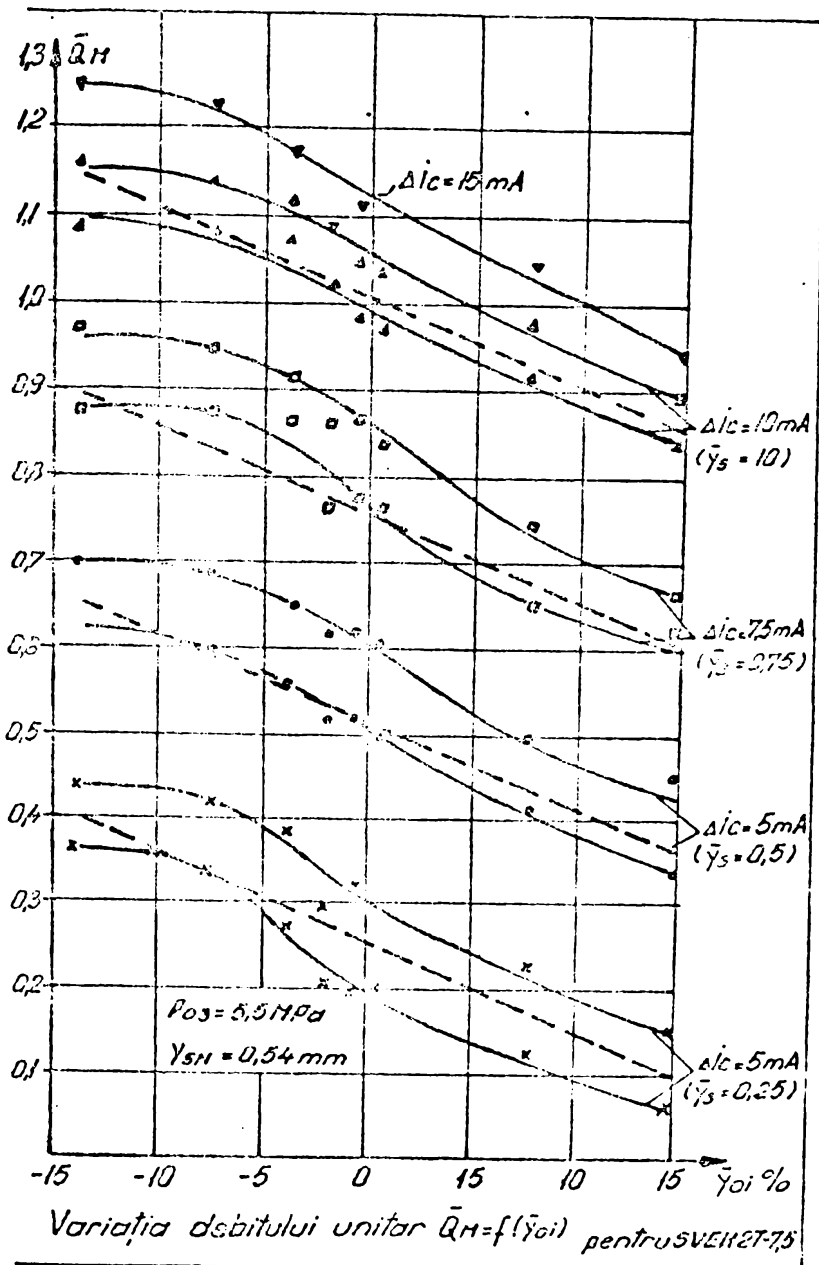


Fig.3.32

- sînt utilizate metode moderne de mare precizie pentru reglarea, determinarea tuturor mărimilor caracteristice ale modelelor încercate și de prelucrarea rezultatelor experimentale, iar aparatura de măsură este de clasă de precizie 0,5-1 %.

Acest lucru confirmă, că stațiunea de cercetări experimentale este comparabilă cu stațiunile prezentate în literatură, cu modernizări permanente pe perioada 1981-1986. Stațiunea de cercetări experimentale este printre singurele din țară în acest domeniu, asigurînd posibilități de efectuare a cercetării cu apartură de măsură, de precizie și sisteme automate de achiziționare și de prelucrare a datelor experimentale.

Compararea rezultatelor obținute în stațiunea de cercetări, atît referitor la încercările în regim static, cît și dinamic, evidențiază, că alura curbelor este similară cu cea a produselor similare (fig.3.35 b; 3.40 a; 3.47-3.49).

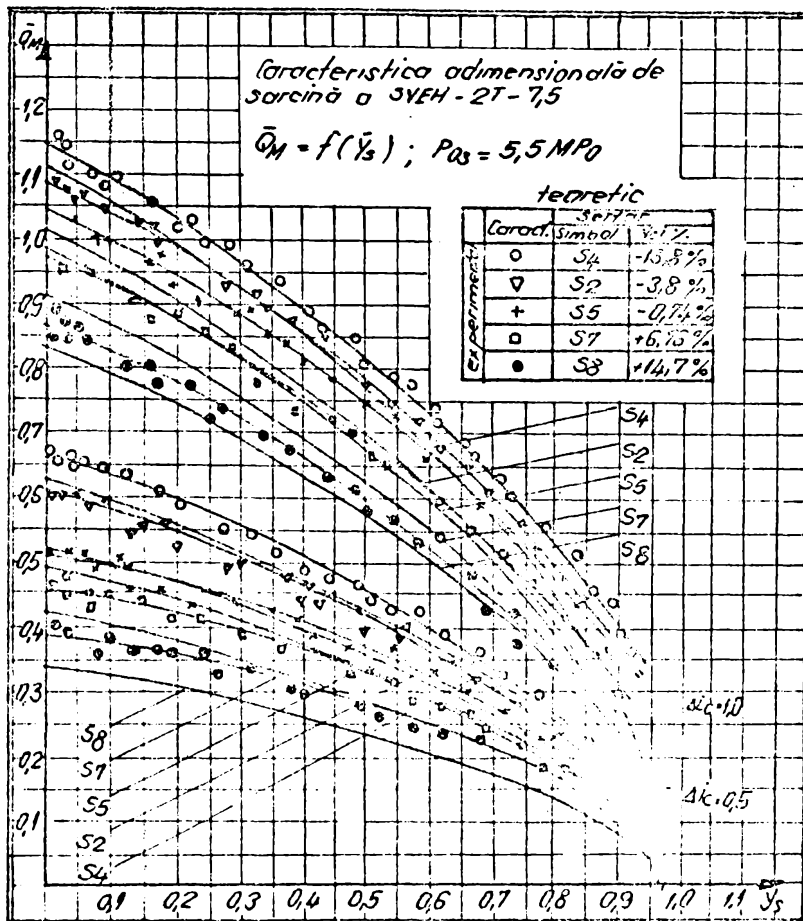


Fig.3.33.a

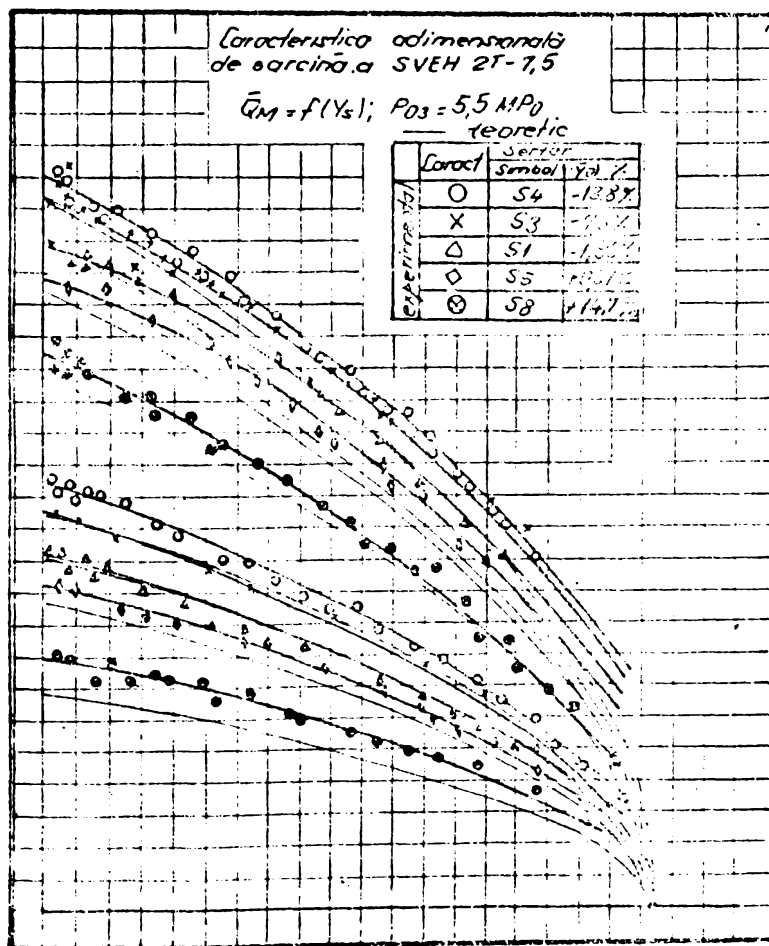


Fig.3.33.b



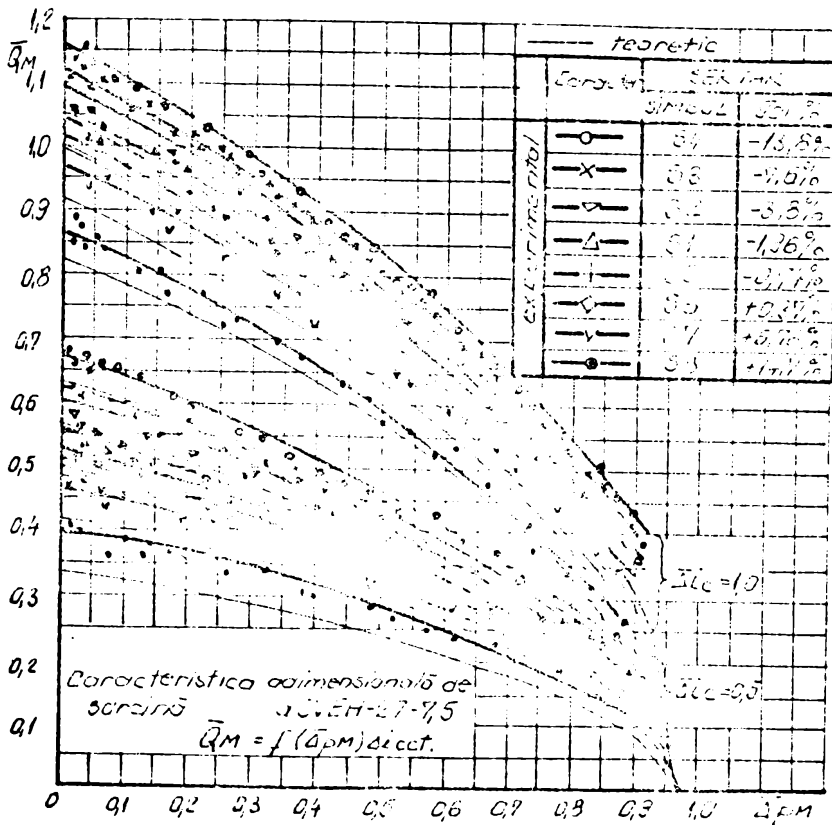


Fig.3.33.c

Comparația cantitativă a caracteristicilor de răspuns amplitudine-fază-frecvență, atât pentru etajul ajutoraj-clapetă (fig.3.35.a,b), cât și pentru ansamblul SVEH (fig.3.47-3.49), obținute de firma REXROTH, confirmă rezultatele obținute pe SVEH-2T. În același timp, rezultatele obținute în urma încercărilor efectuate asupra unor SVEH de fabricație REXROTH, MOOG și ORSTA încercate pe Stațiunea LMHT, la

solicitarea I. Electrotimiș și apoi comparabile cu datele din catalog a firmelor, confirmă corectitudinea rezultatelor obținute și metoda de cercetare experimentală abordată.

Pe baza comparației rezultatelor cercetărilor experimentale efectuate în lucrare, cu cele prezentate în literatură, rezultă :

- rezultatele obținute în cadrul lucrării pe baza cercetărilor experimentale asupra modelelor SVEH, sînt comparabile cantitativ și calitativ cu a produselor realizate de alte firme ;

- metoda de cercetare experimentală, corespunde din punct de vedere, atât al metodicii de încercare, cât și de prelucrare statistică a rezultatelor cercetării experimentale.

### 3.5. Comportamentul staționar al SVEH.

Este descris de caracteristicile de reglare  $Q_M = f(\Delta i_c)$ , de sarcină  $Q_M = f(\Delta p_M)$ , de presiune  $\Delta p_M = f(\Delta i_c)$ , și scurgerea de zero  $Q_{sc} = f(\Delta i_c)$ .

Pe lângă caracterizarea proprietăților statice, aceste curbe dau informații și asupra calității finale a componentelor. Se pot menționa în acest sens, o serie de caracteristici importante, ce influențează calitatea SVEH : gradul de acoperire ; simetria muchiilor sertarului ; abaterile de la coaxialitate și eventualele abateri de la liniaritate, dintre mărimea de intrare și debitul reglat ; comportamentul la histereză, între mărimea de intrare și mărimile de ieșire, etc. Caracteristica de reglare  $Q_M = f(\Delta i_c)$ , arată legătura

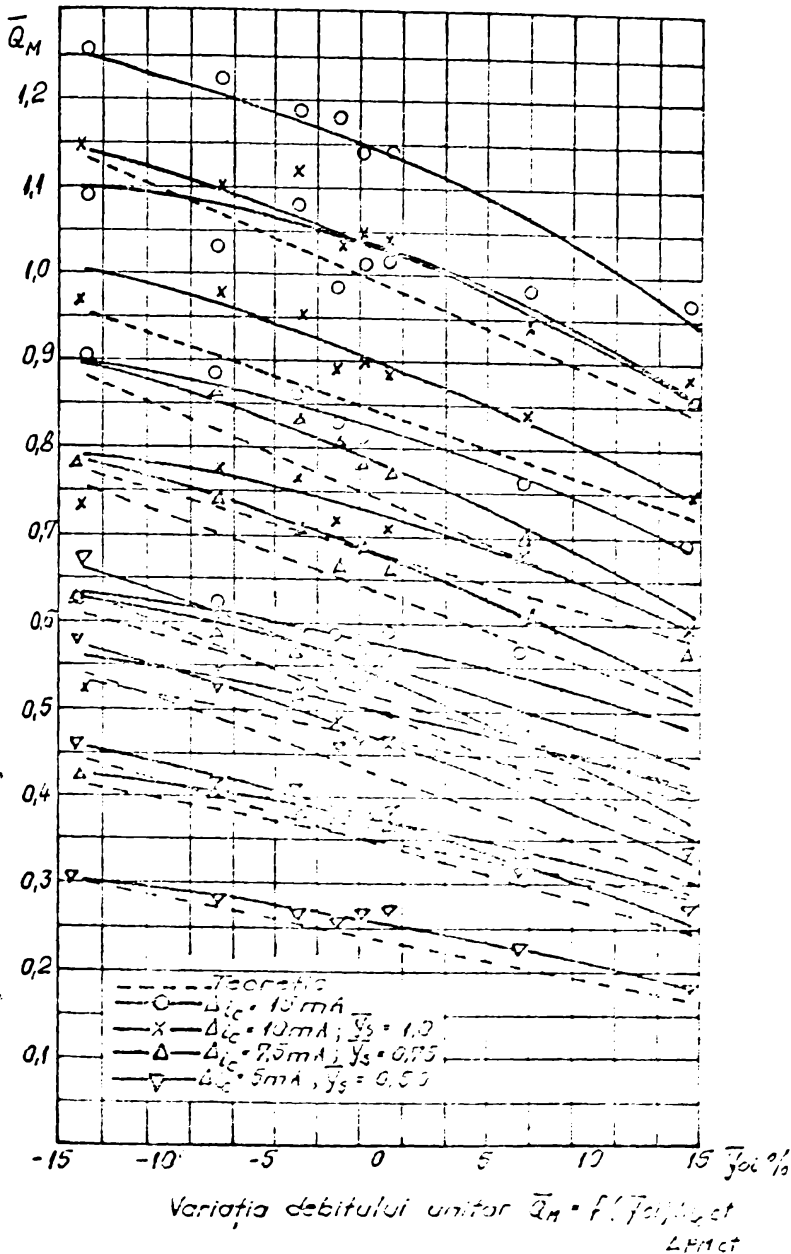


Fig.3.34

pentru cele 8 grade de acoperire (fig.3.15-3.22) și (fig.3.23-3.30), dă detalii despre forma reală a acoperirii și influența acestuia asupra performanțelor SVEH. Cunoașterea reală a acoperirii (+, 0, -) este de o mare importanță pentru cunoașterea variației presiunii  $p_{03}$  în avalul SVEH în sistem, în raport cu presiunea de alimentare  $p_{03}$ . O presiune relativ scăzută, este o urmare a acoperirii ușor pozitive, iar o presiune ridicată se datorează unui joc radial combinat cu acoperirea negativă.

Caracteristicile statice din jurul poziției de zero a sertarului distribuitor determinate, atât teoretic (fig.2.11), cât și experimental (fig.3.15-3.30), demonstrează totuși, că întotdeauna există scări de debit, chiar dacă acestea sînt minime la distribuitorul cu acoperire zero (fig.3.18-3.20; 3.26-3.23; 3.32-3.34). Această neconcordanță o întâlnim, dacă facem deosebirea între acoperirea de zero geometrică cu

între mărimea de intrare respectiv  $\Delta i_c$  și debitul reglat  $Q_M$  a SVEH la o conectare fără sarcină a SVEH ( $\Delta P_M = 0$ )

Expresia analitică simplificată a caracteristicii de reglare este de forma:

$$\frac{Q_M}{Q_{MN}} = K_{ic} \frac{y_s}{y_{SN}} \sqrt{\frac{p_{03}}{2}} \quad (3.13)$$

$y_s = \frac{\Delta i_c}{\Delta i_{c0}}$

Prin aceasta, reglarea poziției sertarului principal în regim staționar  $y_s \sim \Delta i_c$ , se va introduce în ecuația poziției sertarului  $y_c \cdot Q_{LN}$ , semnifică debitul nominal de trecere la cursa  $y_{SN}$  a sertarului, respectiv  $\Delta i_{c0}$  (rel. 2.22 ; 2.24). Legătura teoretică exactă, conform (3.13) cu  $K_{ic} = 1$  în întreg domeniu de funcționare  $\Delta i_c$  respectiv  $y_c$ , va deveni reală, datorită neliniarităților, care apar în funcționarea SVEH și a altor mărimi perturbatoare. Funcția  $Q_M = f(\Delta i_c)$  determinată

poziția de muchie pe muchie, la care se tinde acceptând toleranțe fabricație inerente, atât axial, cât și radial (fig.3.18-3.20; 3.28) și o acoperire de zero hidraulic. Relația (2.22; 2.24) scoate în evidență, atât prezența jocului radial  $J$ , cât și a gradului de acoperire  $y_{oi}$  pozitiv sau negativ (fig.2.11 și fig.3.15-3.22; 3.23-3.30; 3.32-3.34).

Caracteristica de sarcină  $Q_M = \varphi(\Delta p_m)_{\Delta i_{ct}}$  (fig.3.15-3.30) dă detalii atât asupra comportării statice într-un circuit de reglare, cât și asupra comportării dinamice. Ca și la caracteristica de reglare și aici este evidentă prezența influenței gradului de acoperire și a jocului inelar. Funcție de gradul de acoperire diferențele între rezultatele teoretice și experimentale sînt mai mari (5 %-8 %) la valori ridicate ale acoperirilor pozitive și negative (sertarele S4, S3, S7, S8 - fig.3.15; 3.16; 3.21; 3.22), față de acoperirea în jurul valorilor de zero (sertarele S1; S5; S6 - fig. 3.18; 3.19; 3.20). În același timp diferențele <sup>mai</sup> mari (4 %-10 %) apar la deschideri mai mici ( $\Delta i_c = 5,0 ; 7,5$  mA) în raport cu deschiderea nominală ( $\bar{y}_s = 1$  pentru  $\Delta i_c = 10$  mA), întrucît raportul  $\frac{\Delta i_c}{\Delta i_{cn}} = \frac{y_s}{y_{SN}}$  nu se transferă într-o strictă proporționalitate, respectiv  $K_{ic} \approx 1$  nu este adevărat, în întreg domeniu de funcționare al SVEH-2T-7,5. Diferențele sînt cauzate în zona deschiderilor mici de condițiile curgerii laminare, conform legii Hagen Poiseuille (rel.2.12), pentru care vîscozitatea este influențată de temperatură, afectînd în final coeficientul de debit .

În cazul acoperirilor pozitive, rigiditatea (variația poziției elementului de execuție, funcție de forțele active) este maximă, însă zona de insensibilitate este maximă, deci precizie scăzută. La sertarele cu acoperire nulă, rigiditatea este bună și precizia ridicată, dar se necesită condiții de filtrare deosebite (precizia de filtrare  $\sigma = 0,005$  mm). Condițiile tehnologice de realizare a SVEH, nu permit asigurarea unei acoperiri zero. Sertarele proiectate cu acoperire zero, ajungînd la valori ale acoperirilor pozitive sau negative, cu apropiere de zero în funcție de toleranțele de execuție, posibil realizabile.

Acoperirea negativă, elimină parțial inconvenientele, referitor la rigiditate, însă crește și influența sarcinii asupra preciziei de poziționare. Avîndu-se însă, în vedere, că de obicei preciziile ridicate se pretind în condițiile unor forțe de comandă, relativ mici, se preferă această soluție constructivă, dar în apropierea acoperirilor zero teoretic.

Prezența jocului inelar  $J$ , este mai pronunțată în cazul acoperirilor negative, menținîndu-se pînă în apropierea acoperirilor de

zero (fig.3.32). Creșterea debitului se datorește atât scurgerii în jocul inelar, cât și în fanta din zona sertar-corp distribuitor, datorită prezenței acoperirilor negative.

Ca un efect pozitiv, gradul de acoperire pozitiv sau negativ redus ( $y_{oi} = \pm(0,005-0,03) \cdot Y_{SN}$ ), (sertarele S2, S1, S5) în apropierea situației teoretice  $y_{oi}=0$ , apropie caracteristicile de reglare de SVEH cu acoperire nulă (fig.3.17-3.20; 3.25-3.28) cu zonă redusă de insensibilitate la  $\Delta i_c = 1$  (fig.2.11.d,e,f).

Debitul dirijat spre motorul hidraulic este dependent de mărimea și de tipul acoperirii  $y$ . O acoperire negativă (fig.3.15-3.18) corespunde efectiv unei mărimi a amplitudinii semnalului de intrare. Corespunzător, viteza motorului este mai mare, decât la acoperiri zero și pozitive. Dar, debitul de zero (debitul scurs) pentru acoperiri negative se adaugă la debitul de comandă și este o măsură a pierderilor de energie pentru astfel de SVEH, ceea ce confirmă condiția de reducere la minim a gradului de acoperire.

O asimetrizare a acoperirilor negative și pozitive pe cele 4 muchii (tab.3.3; fig.3.8) are ca efect asimetrizarea caracteristicilor de reglare, fenomen combinat cu influența mărimii secțiunilor de droselizare pentru diferite deschideri  $y_s$  (fig.3.15-3.22; 3.23-3.30). Această asimetrizare duce la realizarea unor histereze diferite pe direcțiile de droselizare A și B, asimetrice a gradului de liniaritate și a debitelor dirijate pe cele două direcții A și B.

Totodată asigurarea unei simetrizări a presiunilor de comandă pe cele două ramuri A și B cu histereză redusă ( $H_{STG} \leq 2\%$ ), (fig. 3.14) și centrarea față de axa presiunilor (echilibrarea inițială a etajului ajutoraj-clapetă) are ca efect: simetrizarea caracteristicii de reglare cu diferențe de debit  $\Delta Q_{AB} = 4-6\%$  (fig.3.15; 3.22). Totuși valorile ridicate ale histerezei sînt cauzate de frecările în ansamblul sertar-corp distribuitor și elementul ajutoraj-clapetă, impuritatea mediului hidraulic, histereza elementelor elastice și histereza mecanică și electrică a etajului de comandă (fig.3.14).

Reproducerea caracteristicilor de reglare la o nouă încercare pentru un nou reglaj de cercetare a SVEH, denotă o rezoluție bună a SVEH și posibilitatea de optimizare și îmbunătățire a performanțelor SVEH. O respectare a condițiilor de încercare la anduranță atât a etajului de comandă, cât și a SVEH în montaj complet, și o echilibrare corespunzătoare a caracteristicilor statice a etajului de comandă, a dus la îmbunătățirea zonei de liniarizare, simetrizare față de curentul de comandă și îmbunătățirea calității încercărilor.

O privire de ansamblu a influenței gradului de acoperire asupra comportării statice este dată de grupul de diagrame  $\bar{Q}_M = f(\bar{\Delta}_{ic})_{Y_s}$  (fig.3.31) sintetizate în diagrama  $\bar{Q}_{M1} = f(\bar{Y}_{oi})$ , respectiv de grupul de diagrame  $Q_M = f(\Delta_{ic})_{Y_s}$  (fig.3.33) sintetizate în diagrame  $Q_{M1} = f(Y_{oi})$  (fig.3.34). Din prelucrarea caracteristicilor  $Q_M = f(\Delta_{ic})$  (fig.3.31 a,b,c) și aplicînd metoda regresiei (§ 3.27) s-a determinat o relație analitică, care să permită calculul caracteristicilor de reglare în domeniul de variație al parametrilor  $Y_s$  și  $Y_{oi}$  pentru parametrii de intrare prescriși.

Adoptînd o funcție polinomială de gradul III de forma :

$$\bar{Q}_M = C_0 \bar{Y}_{oi}^3 + C_1 \bar{Y}_{oi}^2 + C_2 \bar{Y}_{oi} + C_3 \quad (3.14)$$

pentru caracteristica  $Q_{M1} = f(\bar{Y}_{oi})_{Y_s}$  și o funcție polinomială de gradul II, pentru coeficienții  $C_0 \dots C_3$ , ce depind de deschiderea sertarului  $Y_s$  și implicit de curentul de comandă  $\Delta_{ic}$  de forma :

$$C_i = G_{1i} \bar{Y}_s^2 + G_{2i} \bar{Y}_s + G_{3i} \quad (3.15)$$

( $i=0,1,2,3$ ) pentru datele din diagrama (fig.3.31).

Se obțin valorile coeficienților de regresie  $C_0 \dots C_3, G_{1i} \dots G_{3i}$ . De unde, rezultă relația analitică  $\bar{Q}_M = f(\bar{Y}_{oi}, \bar{Y}_s)$  de forma :

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{M1} = & (6,318 - 49,89 \bar{Y}_s + 30,105 \bar{Y}_s^2) + (-18,557 + 154,069 \bar{Y}_s - \\ & - 91,58 \bar{Y}_s^2) \bar{Y}_{oi} + (19,13 - 152,87 \bar{Y}_s + 90,73 \bar{Y}_s^2) \cdot \bar{Y}_{oi}^2 + \\ & + (-6,88 + 50,45 \bar{Y}_s - 29,88 \bar{Y}_s^2) \bar{Y}_{oi}^3 \end{aligned} \quad (3.16)$$

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{M2} = & (5,158 - 54,89 \bar{Y}_s + 34,99 \bar{Y}_s^2) + \\ & + (11,963 + 163,19 \bar{Y}_s - 101,317 \bar{Y}_s^2) \bar{Y}_{oi} + (9,019 - \\ & - 156,06 \bar{Y}_s + 98,077 \bar{Y}_s^2) \bar{Y}_{oi}^2 + (-2,113 + 48,23 \bar{Y}_s - 39,409 \bar{Y}_s^2) \bar{Y}_{oi}^3 \end{aligned} \quad (3.17)$$

unde  $\bar{Y}_{oi} = \tilde{Y}_{oi} + 1,0$

Din diferența celor două relații, rezultă direct, mărimea histerezei pentru o valoare dată a deschiderii  $Y_s$ .

Pe baza aceleiași metode s-a determinat caracteristica  $\bar{Q}_M = f(\bar{Y}_{oi})_{\Delta_{ic}}$  (fig.3.34), care aproximează variația debitului funcție de parametrii  $\Delta_{ic}$ ,  $Y_s$  și  $Y_{oi}$  ca o sinteză a caracteristicilor de sarcină (fig.3.33 a,b,c).

Corespondența bună a curbelor caracteristice experimentale (fig.3.15-3.22) și a curbelor adimensionale (fig.3.23-3.30) cu cele teoretice obținute, în baza rezolvării ecuației caracteristice



(2.22; 2.24), în zona liniară și neliniară, confirmă ipotezele care au stat la baza metodei matematice și analitice de calcul ; totodată, acestea evidențiază, că structura și forma relațiilor stabilite oglindesc și aspectele fizice ale fenomenelor din etajele SVEH. Diferențele în limitele de 3-10 %, sînt datorate : modului diferit de echilibrare a arcurilor de centrare a sertarului distribuitor efectuat la montaj ; erorile de execuție la microgeometria sertarului distribuitor ; jocul diferit de la un sertar la altul, în limitele de 0,005-0,007 mm ; erorile care afectează măsurătorile pe modelele experimentale, variația temperaturii mediului hidraulic în limitele de  $\pm (1^{\circ} - 3^{\circ}\text{C})$ , față de temperatura de regim .

### 3.6. Comportamentul dinamic al SVEH.

Sînt analizate legăturile dinamice între mărimile de intrare (curentul  $\Delta i_c$ , cursa sertarului  $y_s$ ) și semnalul de ieșire (debitul reglat  $Q_M$ ) pentru un semnal de intrare definit, atît în domeniul frecvenței, cît și în domeniul timpului.

În cadrul lucrării sînt prezentate ,atît rezultatele experimentale obținute pe SVEH din gama SVEH-2T-2,5-7,5, cît și unele rezultate experimentale obținute pe o serie de modele reprezentative din punct de vedere al performanțelor ,(SV00 și SVEH-2T) în diferite faze de cercetări experimentale pentru omologare prototip, serie zero și serie, solicitate de beneficiari în perioada 1981-1986 și în comparație cu SVEH de tip REXROTH la parametri similari (fig. 3.35 ; 3.40 a).

Din analiza diagramelor de frecvență și răspuns semnal treaptă, determinate pentru etajul ajutoraj-clanetă (fig.3.35;3.36) și pentru ansamblul sertar distribuitor (fig.3.37-3.41 ; 3.42-3.46 ; 3.47-3.49; 3.50-3.53), rezultă :

- calitativ ,concordanță bună între modelul teoretic definit în § 2.7, modelul experimental din gama SVEH-2T-2,5-7,5 și modelul SVEH 4 WS-2EB-10-30 REXROTH pentru o atenuare a amplitudinii  $|H_{sv}|_{dB} = 0-6$  dB. Cantitativ se constată, că modelul de ordinul III ,aproximativ, mează satisfăcător comportarea reală (în ipoteza ,că măsurătorile, nu au introdus erori de măsurare) în domeniul frecvențelor de lucru  $\omega = 0-40$  Hz., prezentînd erori  $|\Delta H_{sv}| = |H_{sve}| - |H_{svt}|$  ce depind, atît de frecvență, cît și de parametrul variat .

Analizînd diferențele  $|\Delta H_{sv}|_{dB} = |H_{svt}|_{dB} - |H_{sve}|_{dB}$  dintre valorile obținute teoretic  $|H_{svt}|_{dB}$  și valorile obținute experimental  $|H_{sve}|_{dB}$ , în domeniul de frecvență menționat ( $\omega = 12-20$  Hz), se constată, că (fig.3.50), pentru  $\omega = 12-20$  Hz.,  $|\Delta H_{sv}|_{dB}$  are valori neglijabile și negative  $|\Delta H_{sv}|_{dB} < 0$  , iar pentru  $\omega > 20$  Hz.,  $|\Delta H_{sv}|_{dB} > 0$ .



CARACTERISTICA AMPLITUDINE - FRECVENTA PENTRU SERVOVALVE AJUTAJ CLAPETA (RASPUINS SEMNAL IN DEBIT)

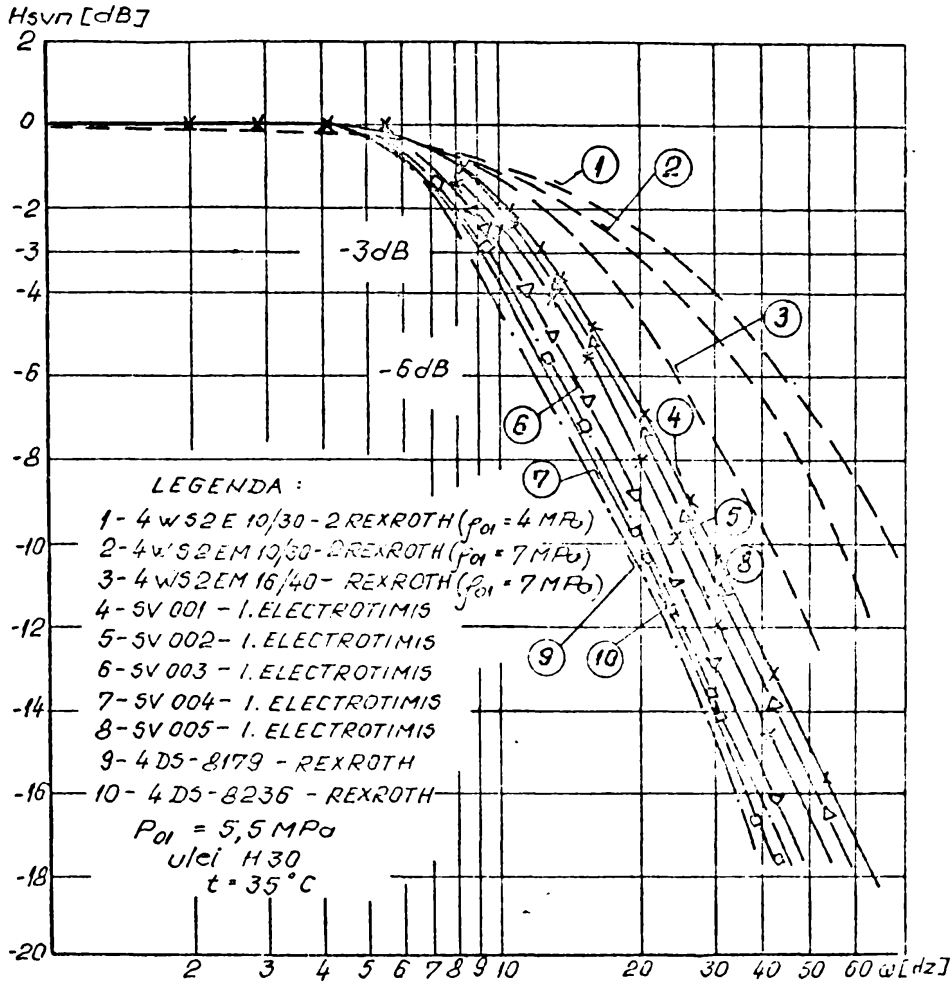


Fig.3.35

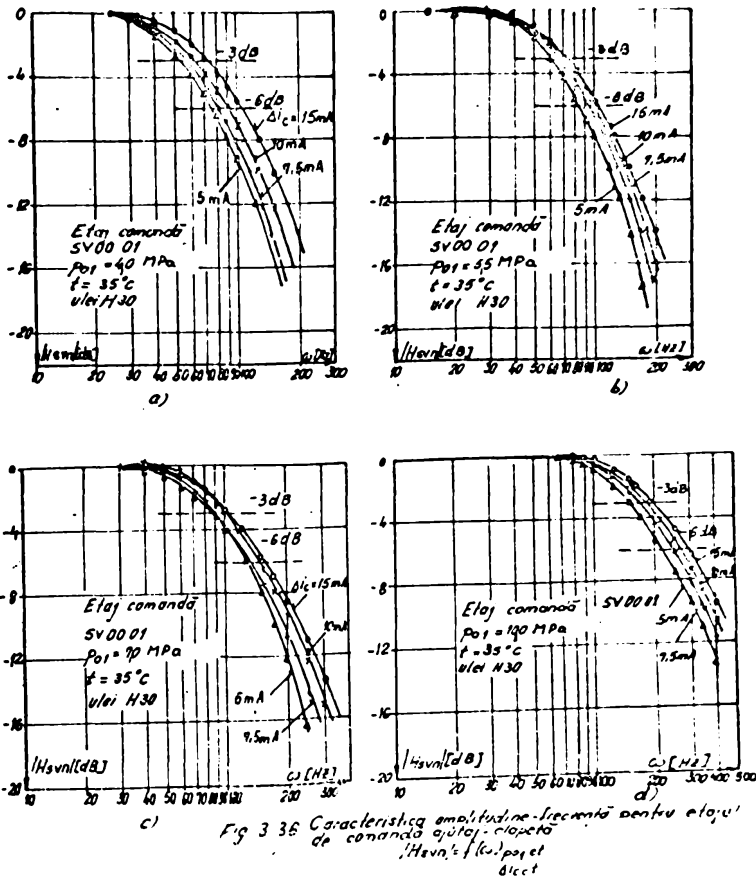


Fig.3.36 Caracteristica amplitudine-frecventa pentru etajul de comandă ajutaj clapeta,  $H_{svn} = f(\omega, P_{01}$  et  $i_{cct}$

Fig.3.36

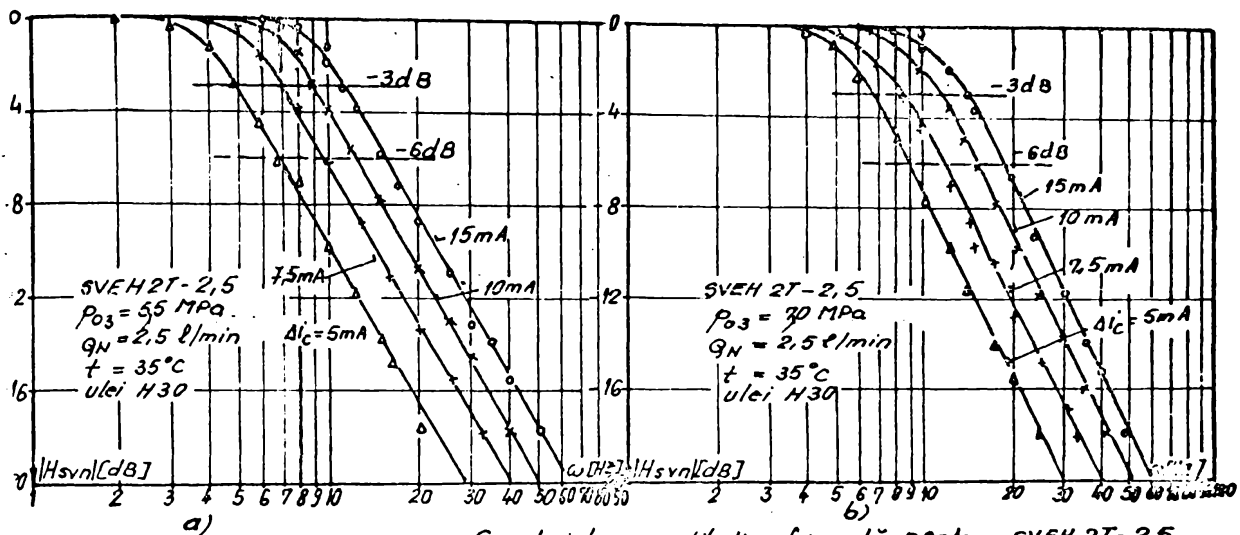


Fig. 3.37 Caracteristica amplitudine-frecvență pentru SVEH 2T-2,5  
 $|H_{svn}| = f(\omega)_{p_{0act}}$   
 $\Delta i_{lect}$   
 $Q_{net}$

Fig.3.37

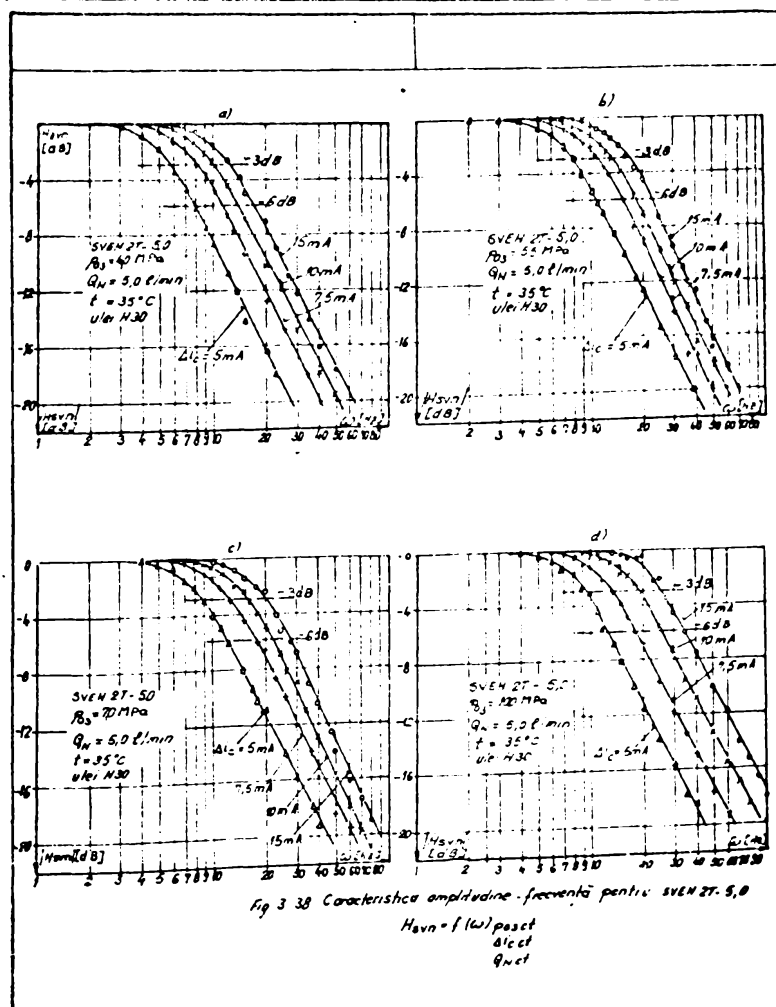


Fig 3.38 Caracteristica amplitudine-frecvență pentru SVEH 2T-5,0  
 $H_{svn} = f(\omega)_{p_{0act}}$   
 $\Delta i_{lect}$   
 $Q_{net}$

Fig.3.38

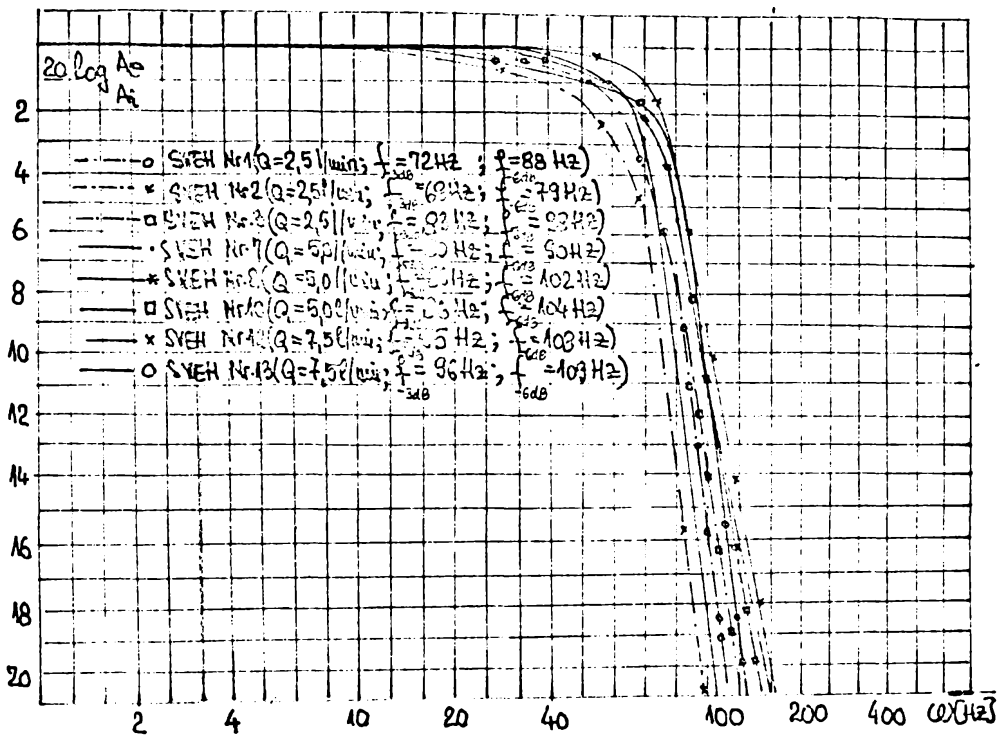


Fig.3.40.b

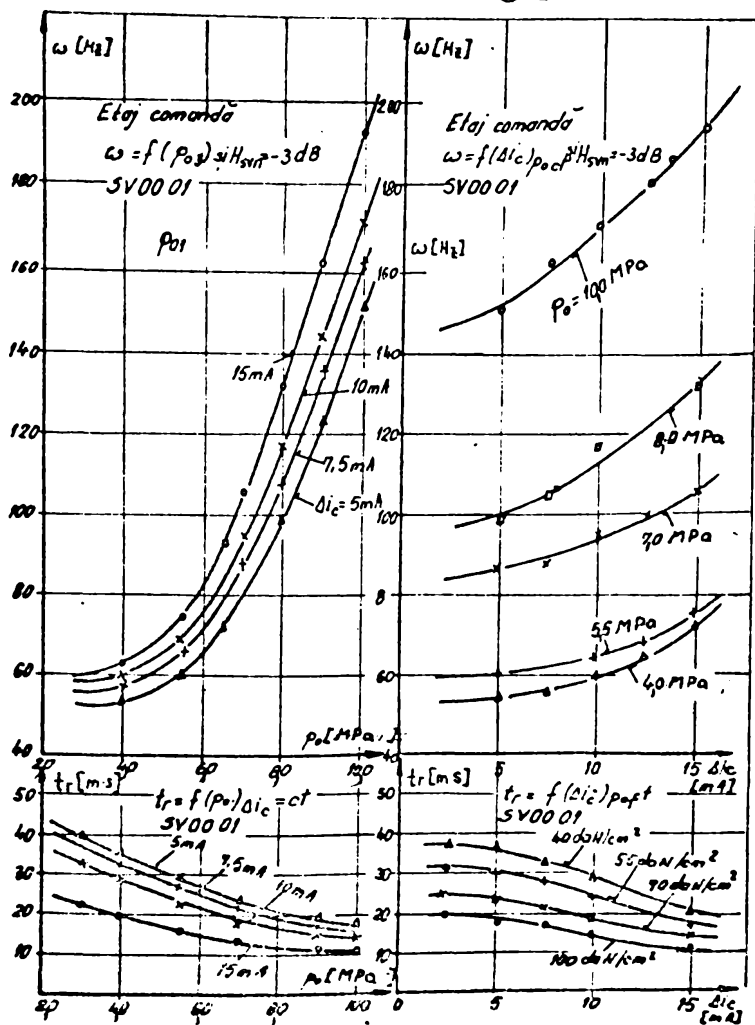


Fig.3.42 Variația frecvenței  $\omega$  și timpul de răspuns  $tr$  cu parametrii de intrare pentru etajul de comandă SV00 01

Fig.3.42

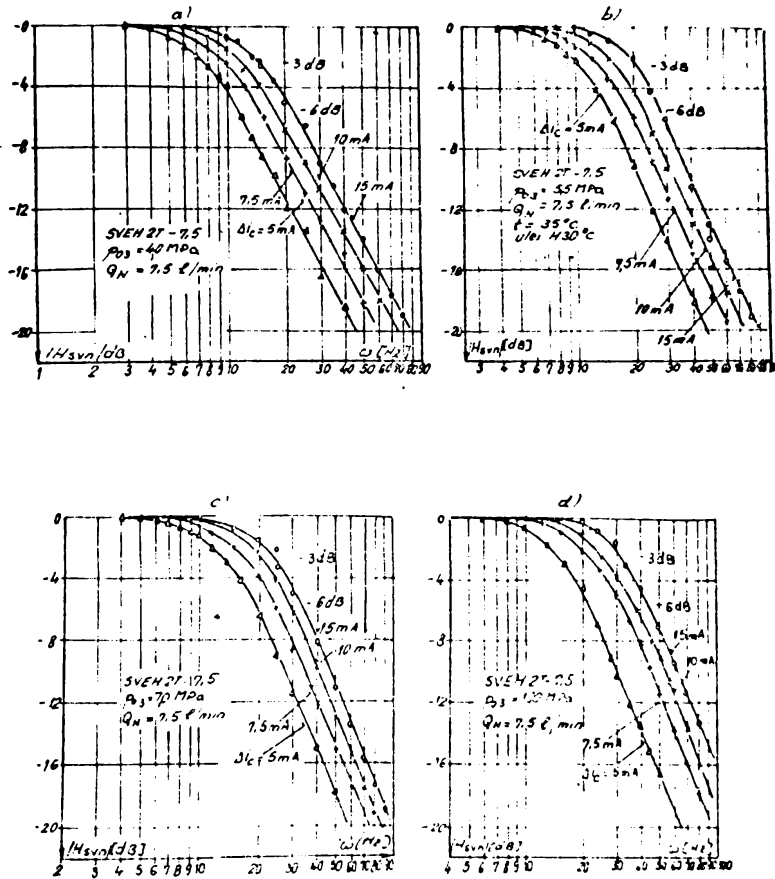
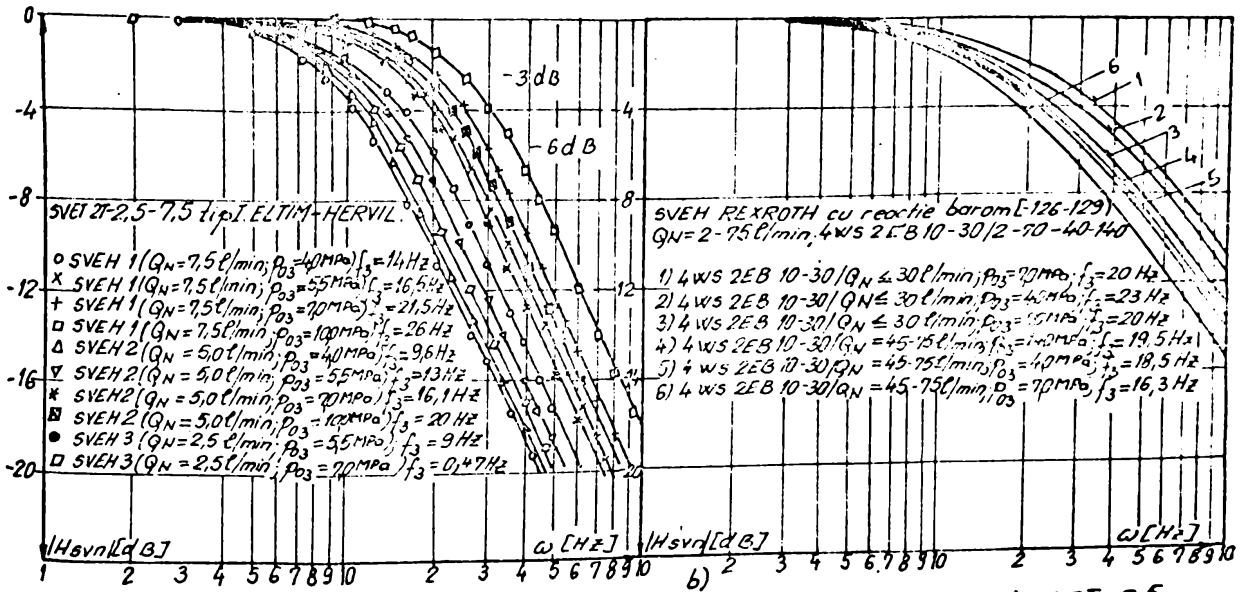


Fig. 3.39 Caracteristica amplitudine-frecventa pentru SVEH 2T-7.5  
 $H_{svn} = f(\omega) \Delta I_{ct}$   
 $P_{03ct}$   
 $Q_{Nct}$   
 $\Delta I_{ct}$  curent nominal

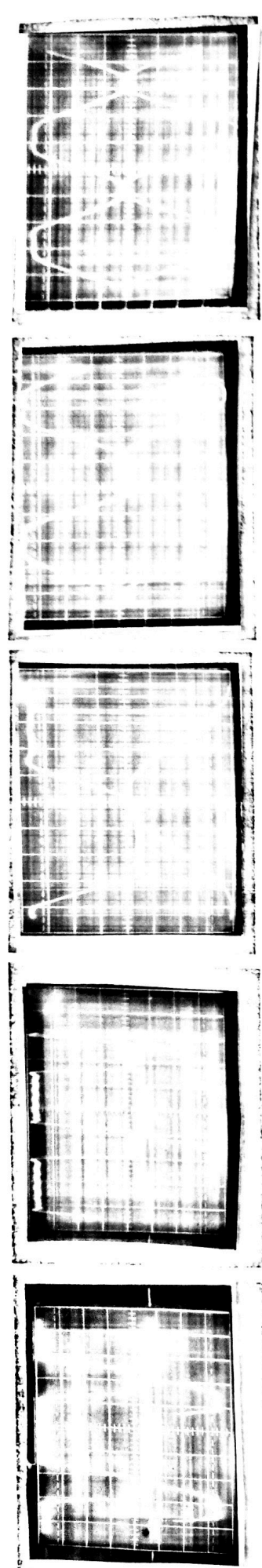
Fig. 3.39



a) Fig. 3.40 Caracteristica amplitudine-frecventa pentru SVEH 2T-7.5  
 $H_{svn} = f(\omega) \Delta I_{ct}$   
 $P_{03ct}$   
 $Q_{Nct}$   
 $\Delta I_{ct}$  curent nominal

Fig. 3.40.a





$\varphi_{Hsvn}$

120

100

80

60

40

20

-125-

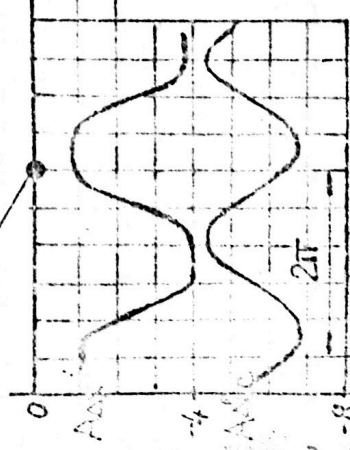
$\omega = 16 \text{ Hz}$

$\omega = 10 \text{ Hz}$

$\omega = 6 \text{ Hz}$

$\omega = 2 \text{ Hz}$

$$[H_{svn}]_{dB} = -20 \lg \frac{\Delta \Delta i_e}{A \Delta X}$$



Caracteristica amplitudine-frecventa

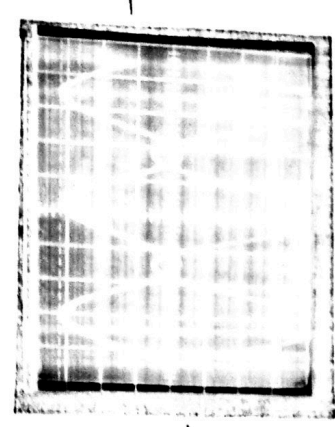
$|H_{svf}|_{dB} = f(\omega)_{Hz}$  pt. SVEH 2T-7.5  
 $P_{03} = 5.5 \text{ MPa}$ ,  $\Delta i_c = 10 \text{ mA}$ , semnal sinusoidal  
 $t = 35^\circ \text{C}$ , ulei H30

$\omega = 20 \text{ Hz}$

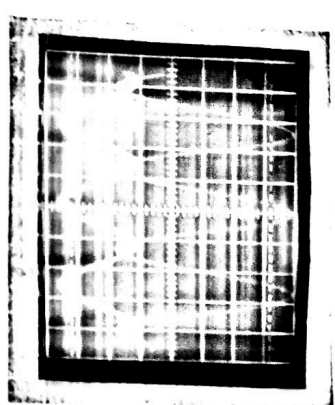
$H_{svn}$

teor.

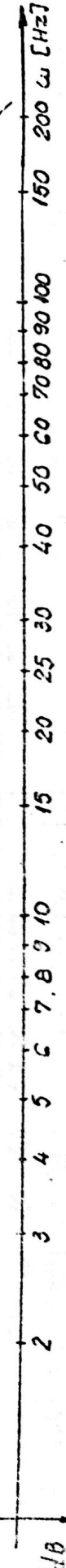
exp.

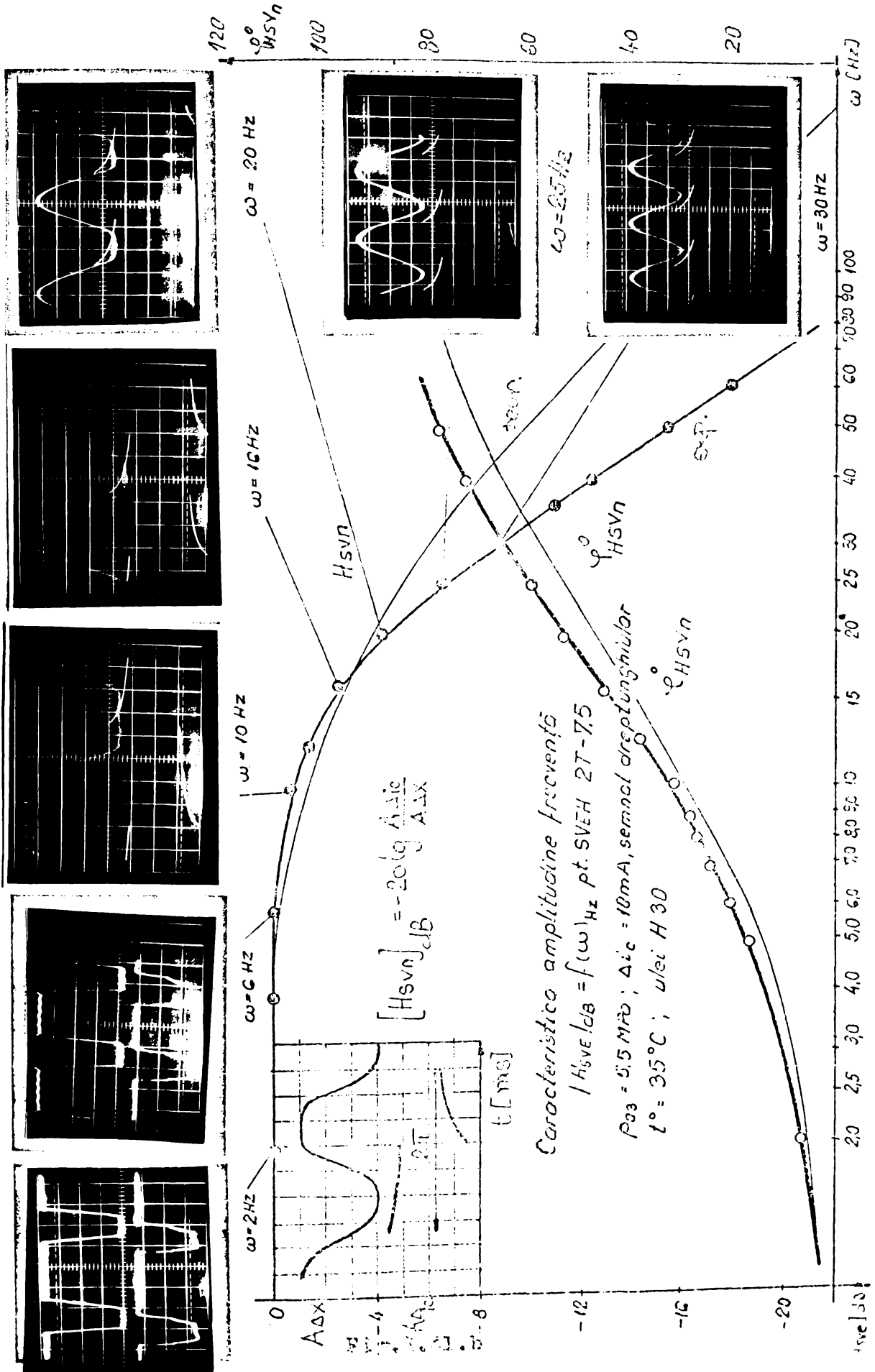


$\omega = 25 \text{ Hz}$

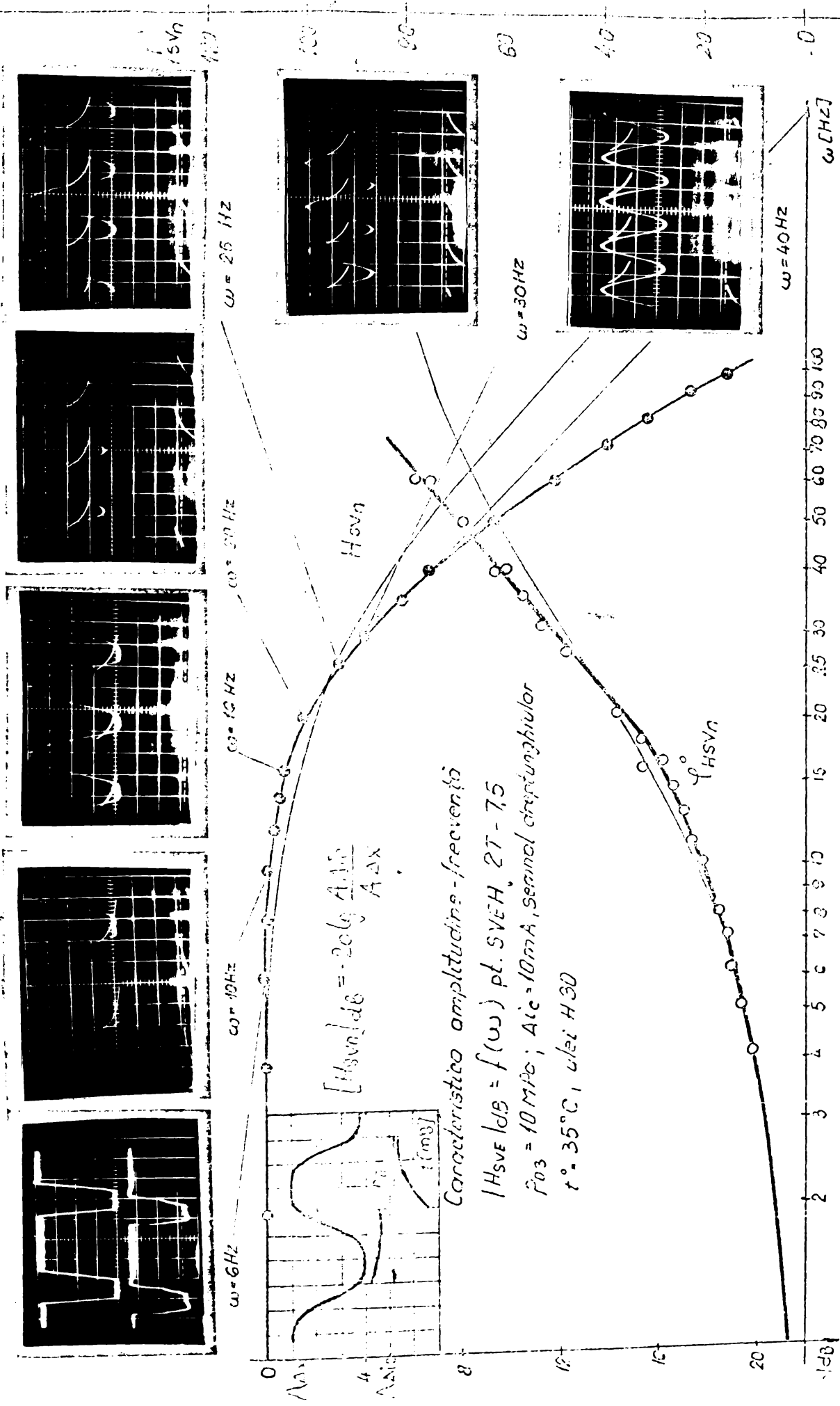


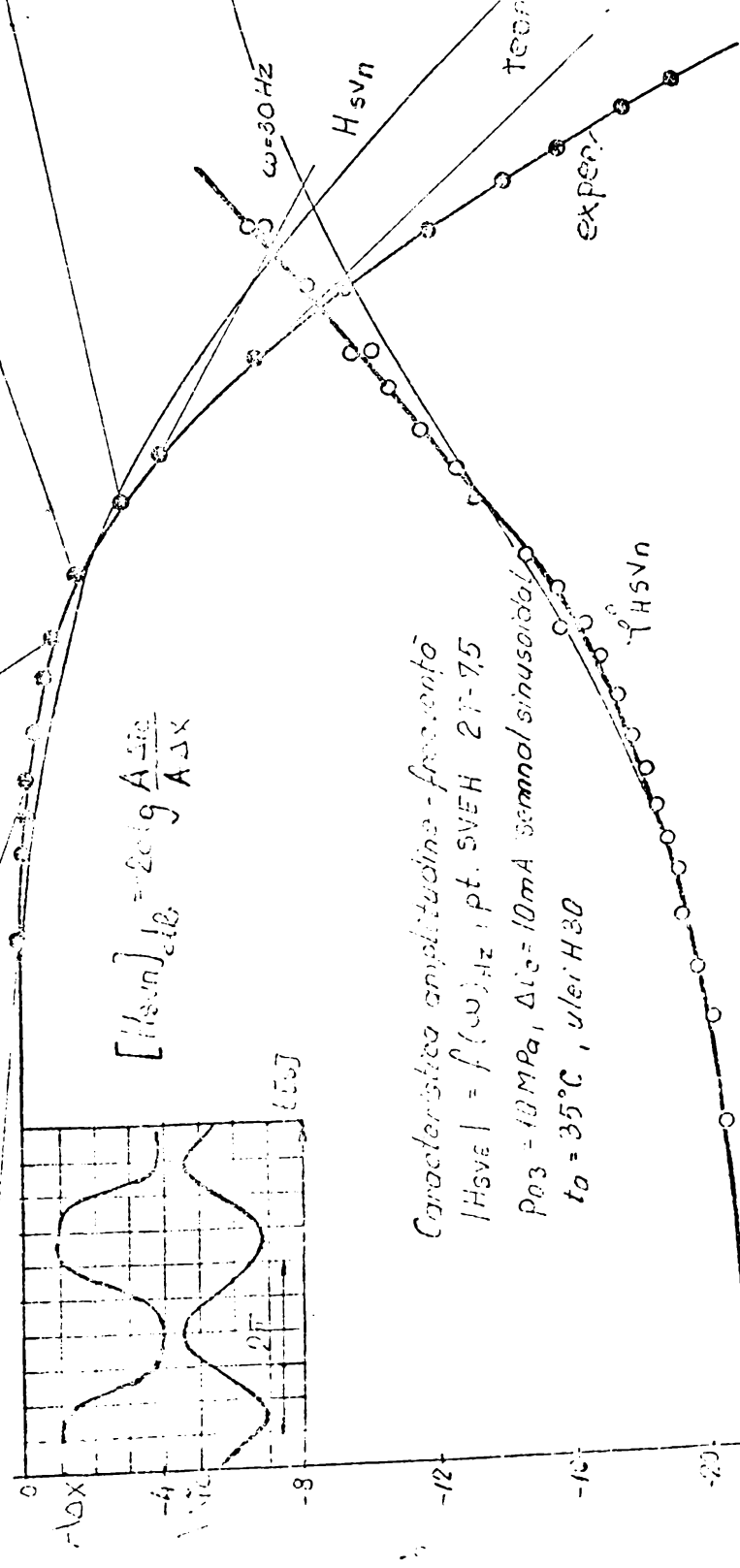
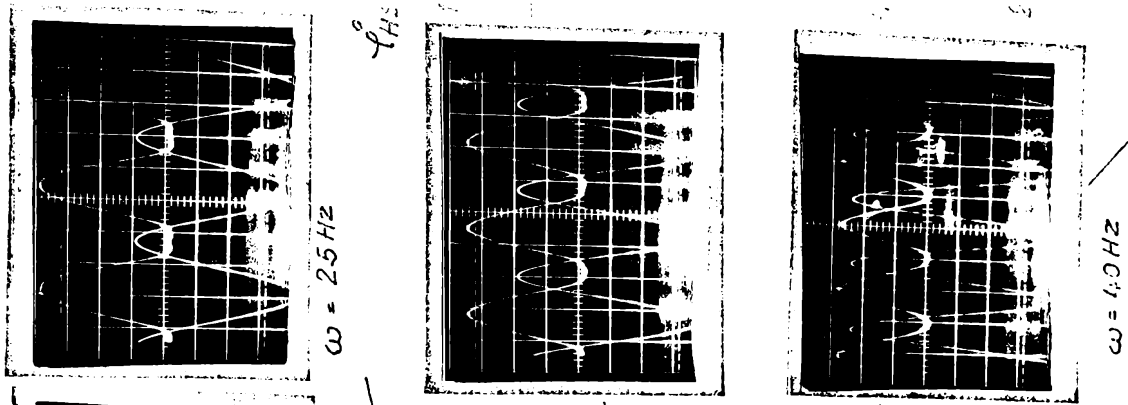
$\omega = 30 \text{ Hz}$



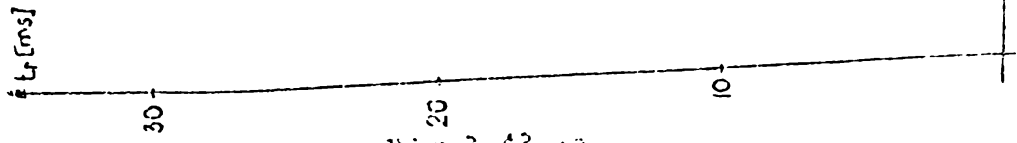
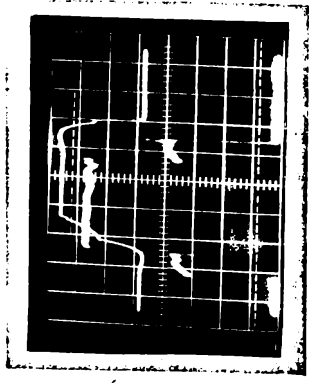
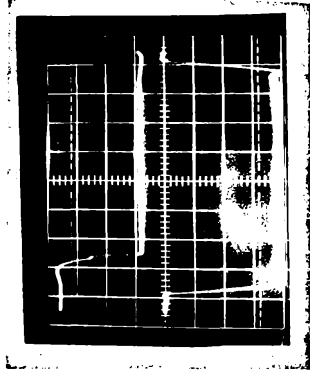
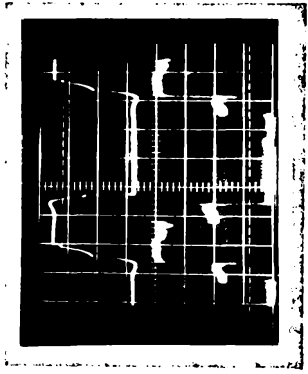
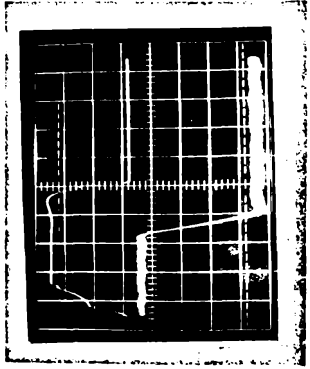
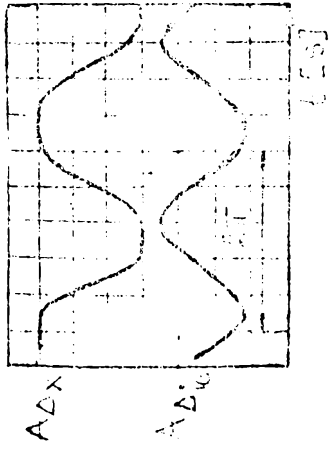








$$[H_{sv}]_{J8} = -20 \log \frac{\Delta \Delta_{ic}}{\Delta \Delta_x}$$



Caracteristico  $t_r = f(P_{03})_{\Delta_{ic} = 10mA}$   
 pentru SVEH 2T-7,5

Fig. 3.43.43

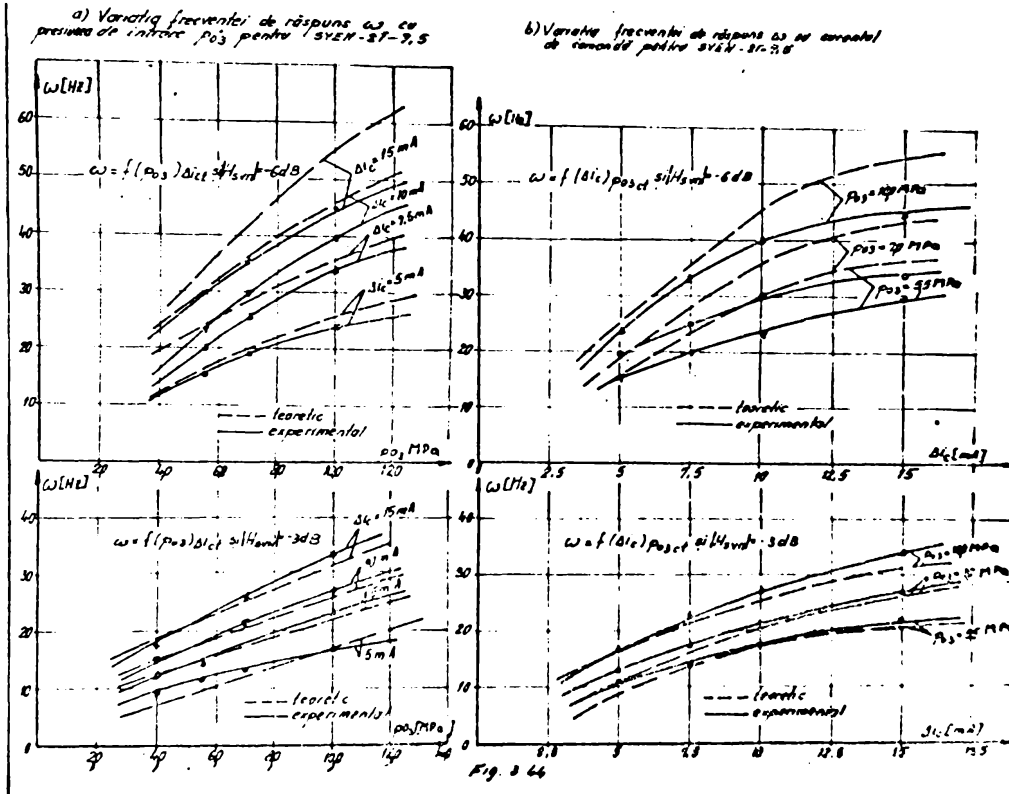


Fig.3.44

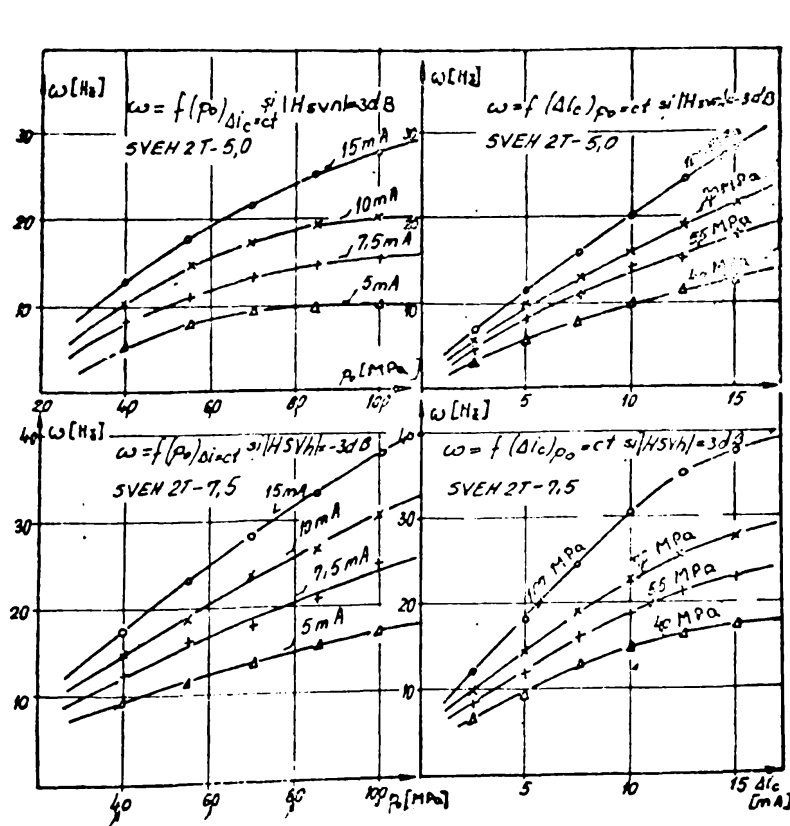


Fig.3.45 Variația frecvenței de răspuns  $\omega$  cu parametri de intrare pentru două variante de SVEN

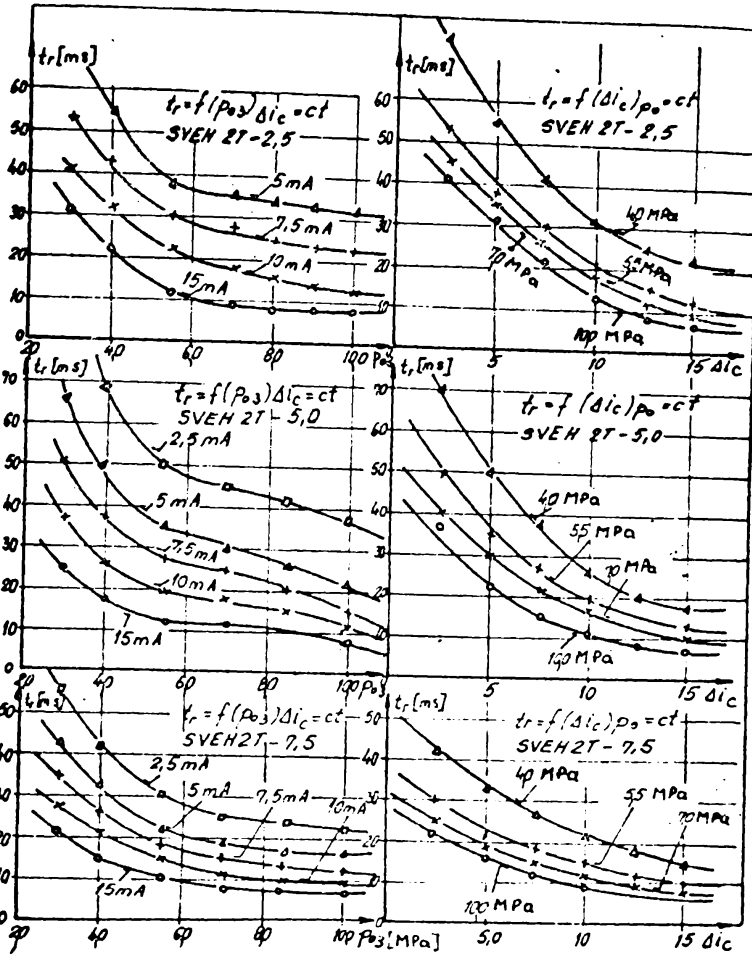
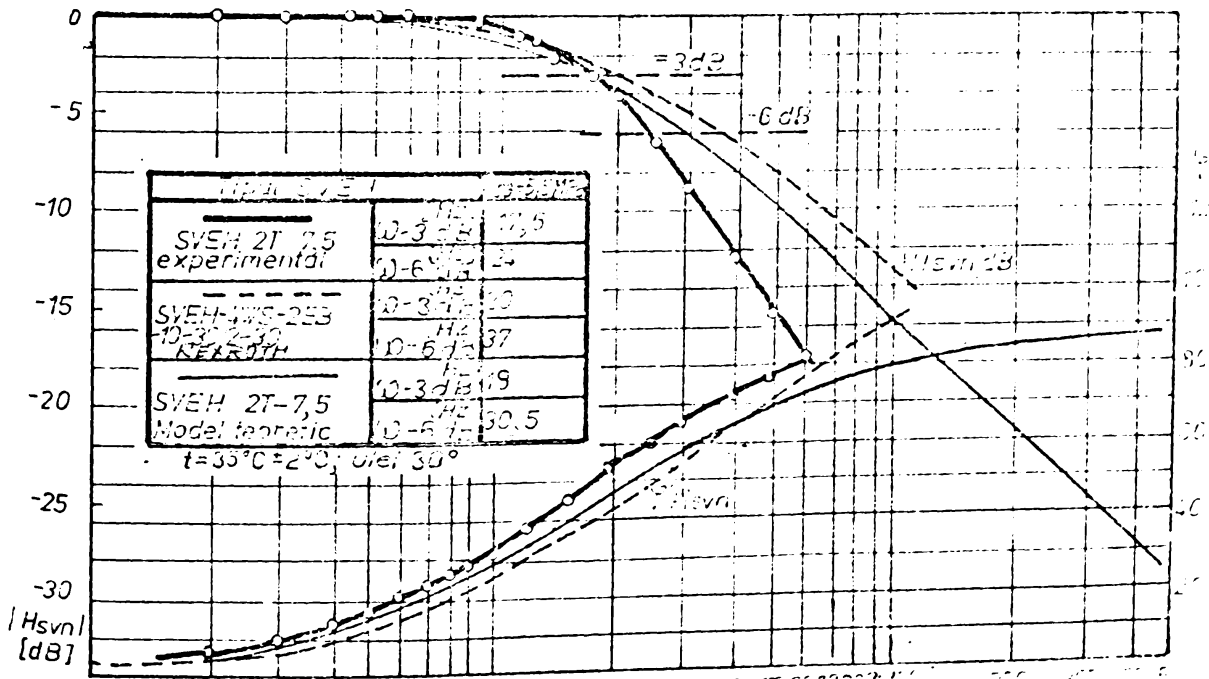


Fig.3.46

Fig.3.46 Variația timpului de răspuns  $t_r$  cu parametri de intrare pentru trei variante de SVEH-2T-2,5-7,5



Caracteristica de amplitudine faza frecvența pentru SVEH 2T-7,5

$|H_{svn}|, \varphi^{\circ} H_{svn} = f(\omega)$

Fig.3.47

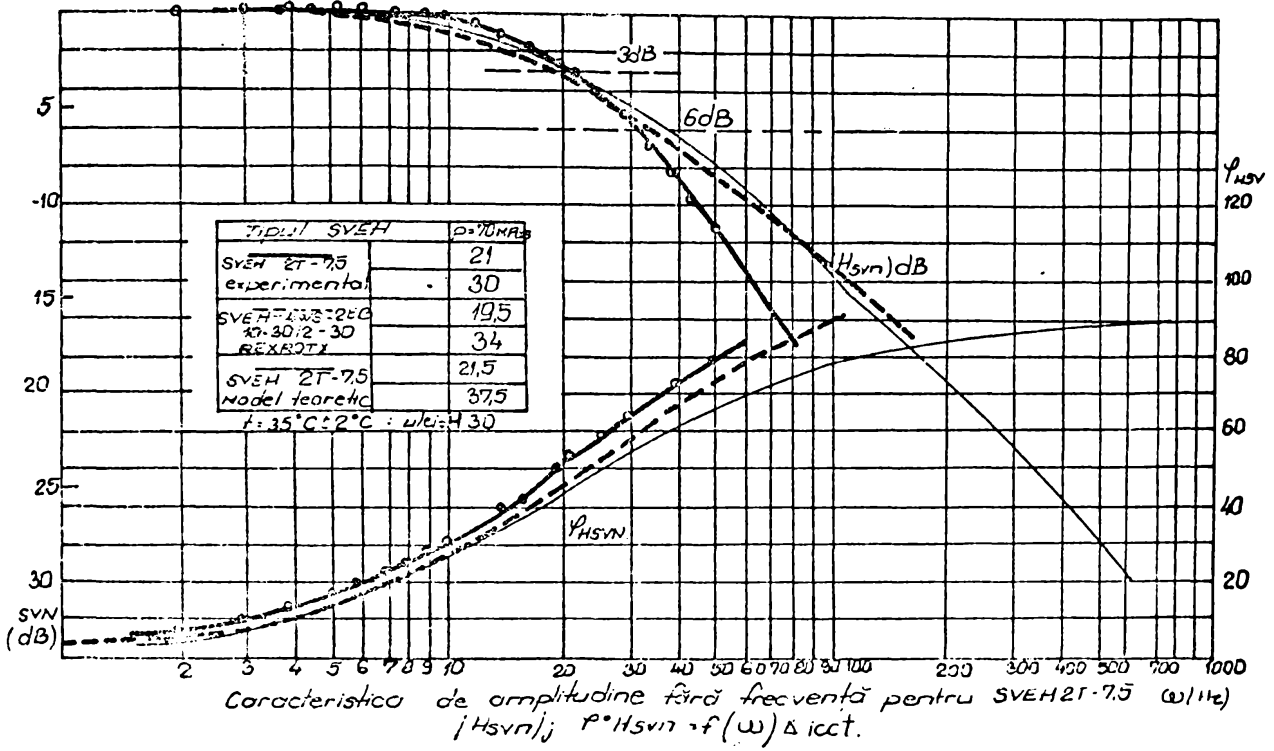


Fig.3.48

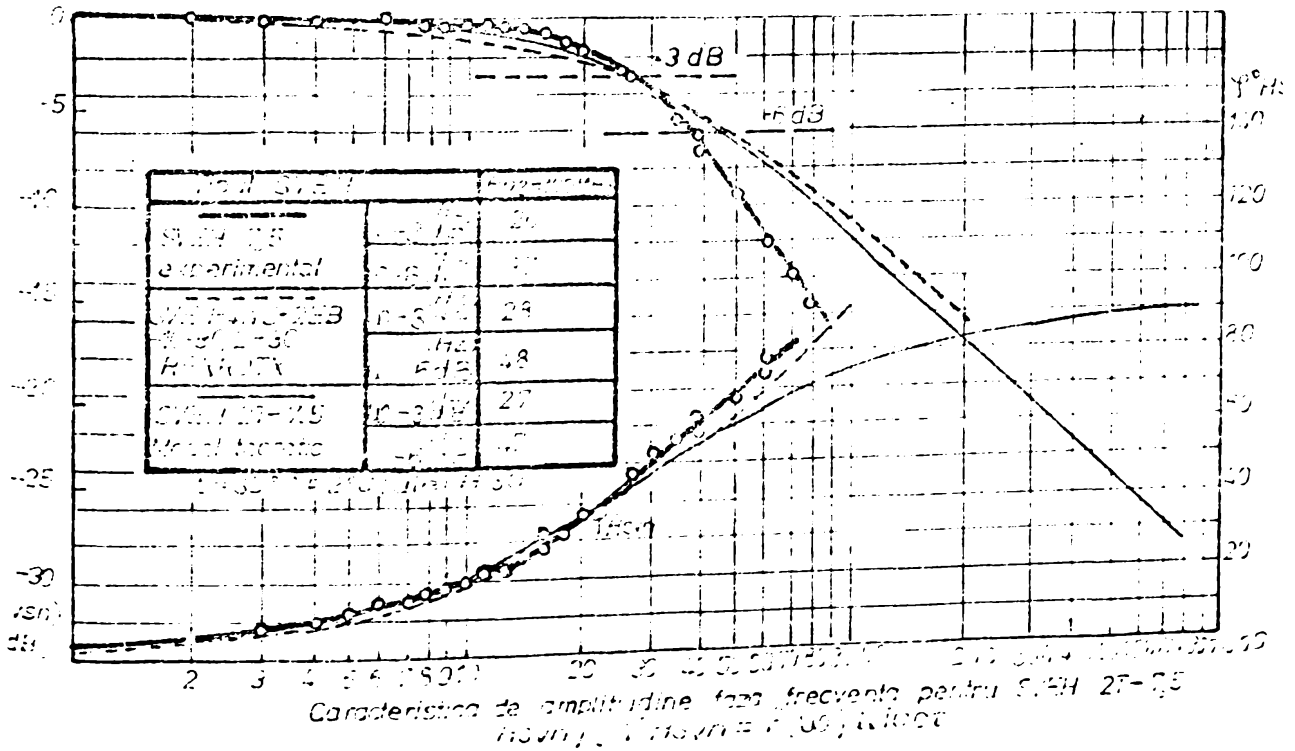
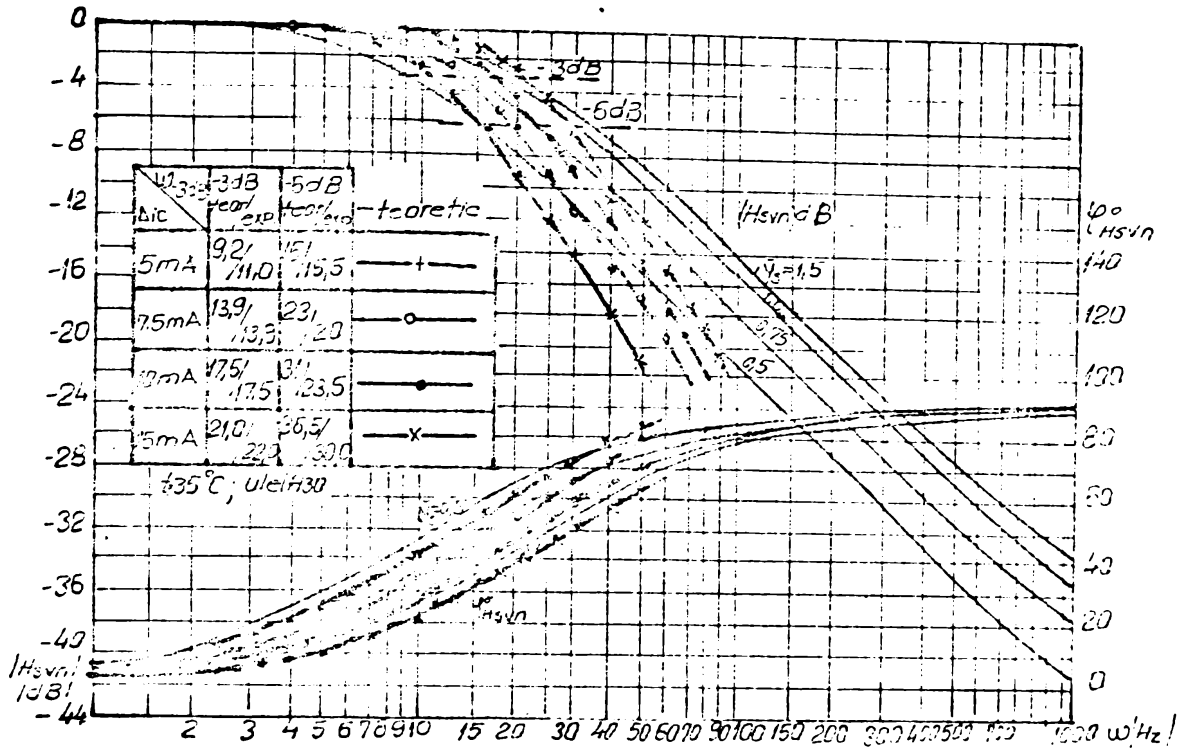


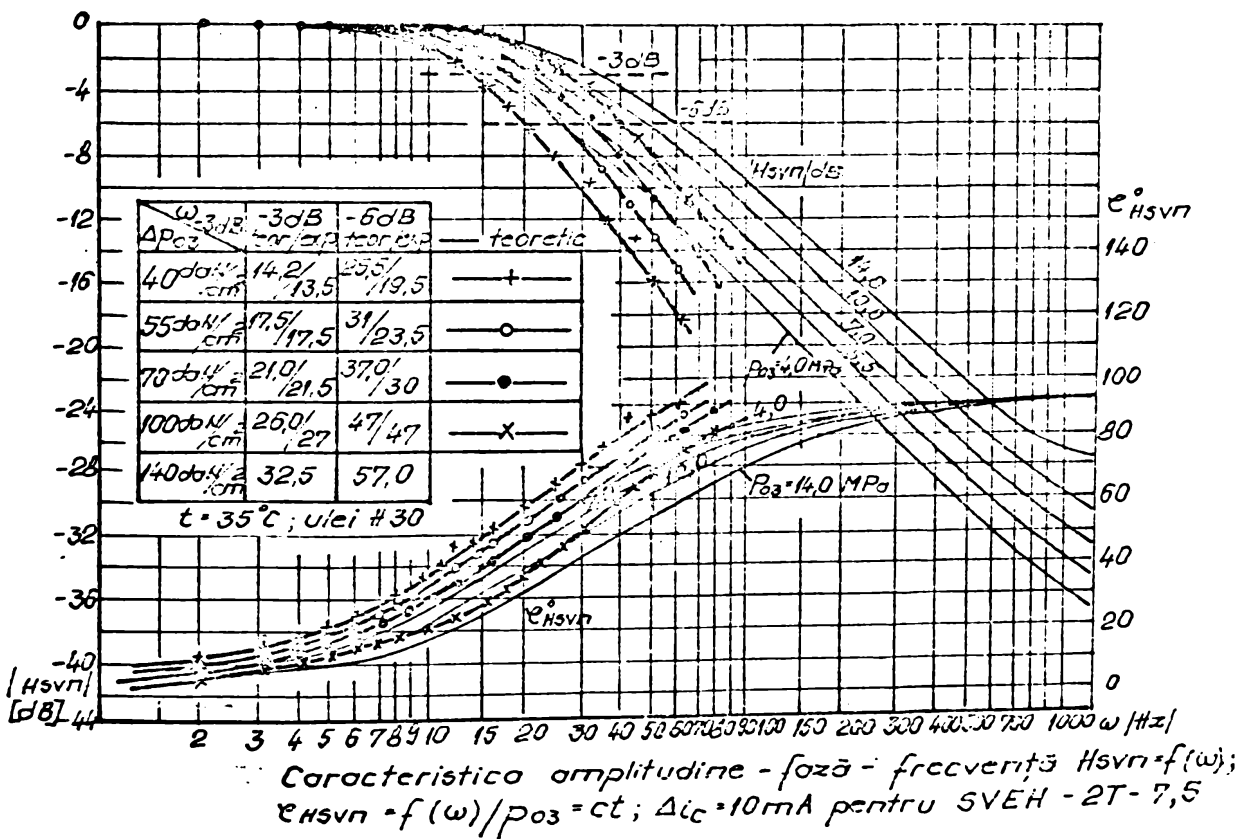
Fig.3.49





Caracteristica amplitudine-faza-frecvență pentru SVEH-2T-7,5  
 $H_{svn}$ ;  $\epsilon_{Hsvn} = f(\omega) \Delta p_{03}$ ;  $p_{03} = 5,5 MPa$

Fig.3.54



Caracteristica amplitudine-faza-frecvență  $H_{svn} = f(\omega)$ ;  
 $\epsilon_{Hsvn} = f(\omega) / p_{03} = ct$ ;  $\Delta i_c = 10mA$  pentru SVEH-2T-7,5

Fig.3.50

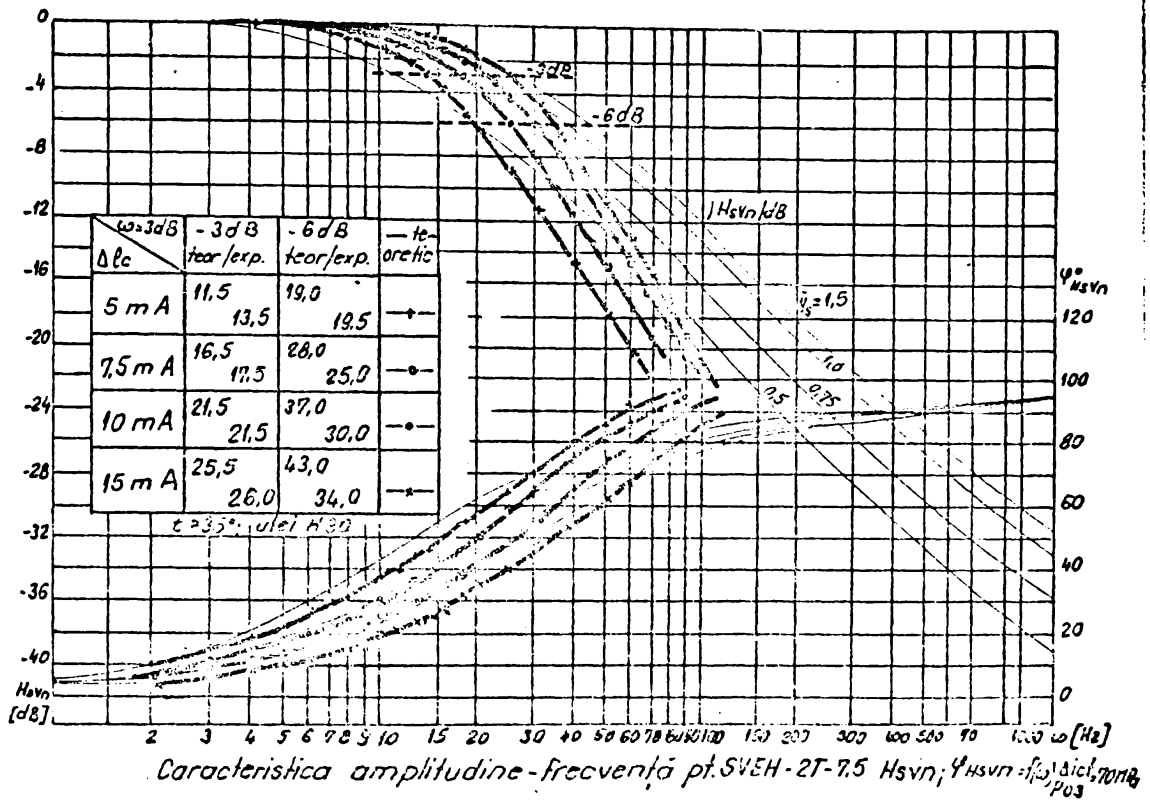


Fig.3.52

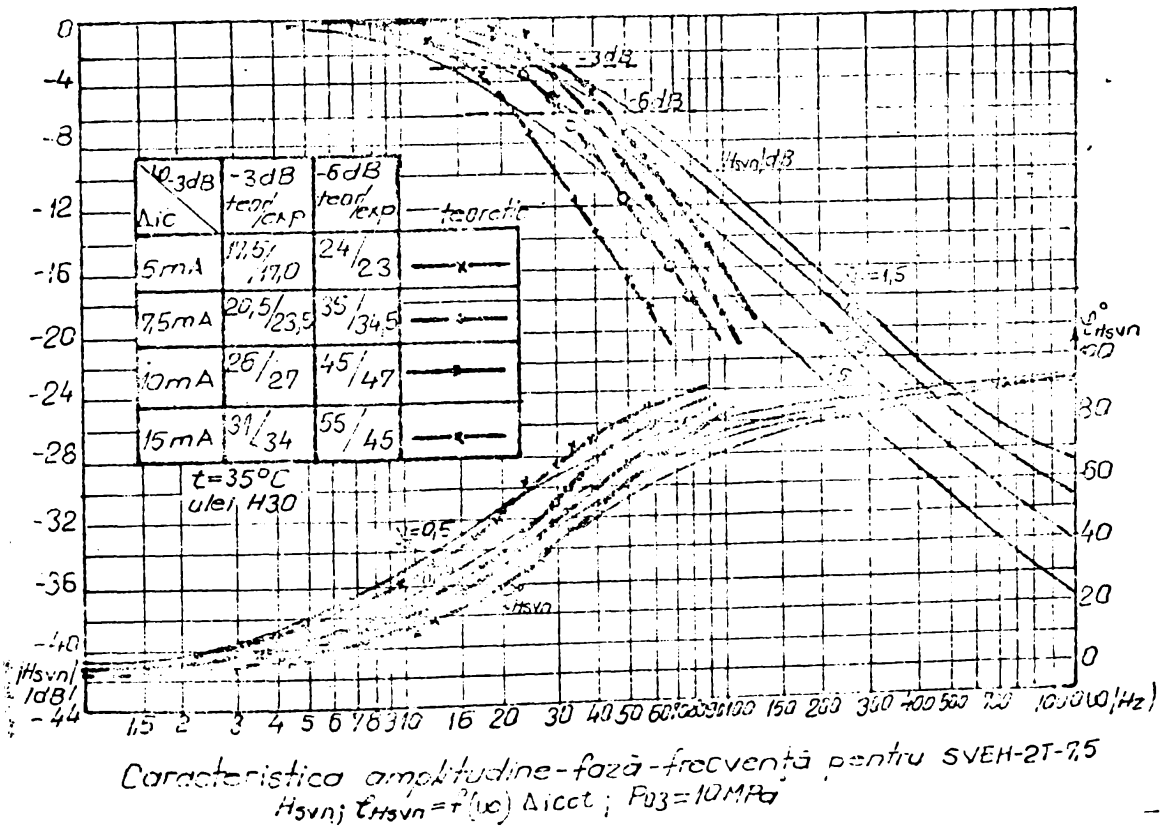


Fig.3.53

Domeniul de variație al erorilor este între  $\Delta H_{svdB} \in (-1dB, +3dB)$  extrema negativă situându-se practic la mijlocul plajei de erori negative, iar extrema pozitivă la  $\omega > 30$  Hz. De unde :

$$|H_{svnt}|_{dB} \in (10^{-0,05} |H_{svne}|_{dB}; 10^{+0,05} |H_{svne}|_{dB}) = \quad (3.18)$$

$$= [0,9 |H_{svne}|_{dB}; 1,1 |H_{svne}|_{dB}]$$

La stabilirea acestui rezultat s-a avut în vedere, că din (3.18), se obține :

$$|H_{svnt}|_{dB} = |H_{svne}|_{dB} \cdot 10^{\Delta H_{svdB}/10} \quad (3.19)$$

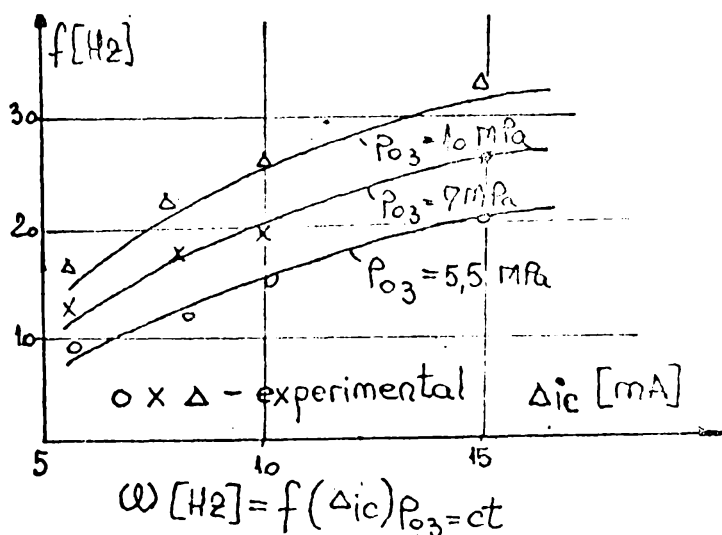


Fig.3.54

Procentual erorile experimentale se încadrează în limitele 3 %-8 %, față de modelul teoretic (fig.3.54);

- pentru frecvențe  $\omega > 50-60$  Hz. ( $|H_{svne}|_{dB} > -6dB$ ), diferențele dintre caracteristicile de frecvență teoretice și experimentale depășesc domeniul menționat.

Acest lucru din punct de vedere al utilizării avute în vedere, nu prezintă importanță practică. Diferențele între rezultatele teoretice și experimentale cresc cu frecvența  $\omega_{dB}$  (fig. 3.40; 3.47-3.49; 3.50-3.53), datorită forțelor de frecare, care apar în ansamblul tijă-corp traductor de presiune -deplasare (fig. 3.6 ; 3.7). Forța de frecare este orientată în permanență în așa fel, încât, ea încearcă mereu să împiedice acționarea. De unde se constată, că în domeniul frecvențelor uzuale  $\omega = 0-50$  Hz. sînt posibile măsurători, care să ofere un grad de precizie corespunzător, în concordanță cu rezultatele obținute la calculator.

- Teoretic erorile experimentale se pot explica prin faptul, că modelul folosit nu este ideal, un model mai corect, trebuie să îmbine comportări diferite pe diferite zone de frecvențe. Operarea cu un astfel de model, fiind foarte dificilă, el este neadecvat. Dar, pentru alte utilizări este importantă mărirea domeniului de frecvențe pe care cele două caracteristici, trebuie să se suprapună, modelul  $H_{svnt}(s)$ , putînd fi corectat prin introducerea unui dipol, adică a unui factor de forma  $\frac{b's+1}{a's+1}$  cu a' și b' determinați în

mod adecvat.

- Performanțele dinamice ale SVEH-2T-2,5-7,5 sînt similare cu a produselor realizate de firme de prestigiu în domeniu ( fig.3.35 b; 3.40 a; 3.47-3.49), ca REXROTH, MOOG, etc.;

- modelul matematic rezolvat pe calculatorul numeric simulează cu mare exactitate comportarea dinamică a SVEH, luîndu-se în considerare influența forțelor de natură vîscoasă și uscată, a forțelor hidrodinamice, respectiv a presiunilor de lucru  $p_{03}$  și a curenților de comandă  $\Delta i_c$ .

- posibilitatea descrierii sistemului real de ordin superior cu un sistem cu încetinire de ordinul 3, respectiv 5. În domeniul frecvențelor mici ( $\omega < 10^{-12}$  Hz), comportarea dinamică a SVEH poate fi descrisă într-o corelație rezonabilă cu rezultatele obținute experimental cu ajutorul funcțiilor de transfer de ordinul II, sau chiar I. Aproximările analitice utilizate la obținerea unei funcții de transfer de ordinul II sau I, pot fi aplicate în proiectarea preliminară a unei SVEH sau pentru verificarea simplă a răspunsului dinamic a unei SVEH din datele obținute experimental;

- pentru SVEH-2T-7,5 caracteristica de amplitudine fază-frecvență la un defazaj de  $45^\circ$  (-3dB) este dependentă de curentul de comandă  $\Delta i_c$ , asigurînd un răspuns de  $\omega = 17,5-50$  Hz (fig.3.51-3.53). Banda de frecvență a SVEH-2T-7,5, arată, o dependență clară de semnalul de intrare  $\Delta i_c$  (fig.3.44; 3.45). Ea este foarte redusă la curenți de comandă mici ( $\Delta i_c = 2,5-5$  mA). Aceasta s-ar putea datora neliniarităților, care apar în zona poziției de nul (sensibilitate la răspuns și histereză). Cu creșterea semnalului de comandă ( $\Delta i_c = 5-15$  mA), lățimea benzii de frecvență crește peste 25-30 Hz. Dar cu creșterea benzii de frecvență (fig.3.44), crește și defazajul, acesta putînd duce la probleme de stabilitate în circuitele de reglaj a puterii în sistemele descrise;

- comportarea dinamică a SVEH-2T-7,5 se îmbunătățește cu creșterea presiunii de alimentare ( $p_{03} = 5,5 ; 7,0 ; 10$  MPa) la  $\Delta i_c = 10$  mA. În toate cele 4 diagrame (fig.3.50-3.53) se constată o variație crescătoare a frecvenței de răspuns cu presiunea de alimentare  $p_{03}$ , atît pentru etajul de comandă ajutoraj-clapetă (fig.3.42), cît și pentru ansamblul sortar-distribuitoare (fig.3.44). Frecvența la un defazaj de  $45^\circ$  (-3dB) are o dependență liniară (fig.3.44), iar pentru defazajele mai mari (-6 dB) frecvența de răspuns variază cu presiunea de alimentare după o funcție parabolică (fig.3.44). Cu creșterea presiunii în instalație se realizează și forțele de comandă mai mari la comanda sertarului, ceea ce duce la îmbunătă-

țirea comportării dinamice (fig.3.44-3.46) ;

- comportarea dinamică a SVEH-2T-7,5 se îmbunătățește cu creșterea debitului vehiculat în gama de reglare  $Q=2,5-7,5$  l/min. la  $p_{03}=5,5-10$  MPa și  $\Delta i_c=10$  mA (fig.3.46), avînd o variație crescătoare a frecvenței de răspuns  $\omega$ (Hz) cu debitul (fig.3.37-3.39)  $Q$ , pentru ansamblul sertar-corp distribuitor ;

- în timp ce frecvența proprie a sistemului nu are de suferit din cauza modificărilor gradului de acoperire, gradul de amortizare și stabilitatea sistemului sînt puternic afectate de această modificare (fig.2.22). Gradul de amortizare se mărește la acoperiri negative, datorită scurgerilor suplimentare de ulei, ce au loc, rosturile neobturate. Acoperirile pozitive de la muchiile de intrare și ieșire (sertar S6, S7, S8), reduc gradul de amortizare al sistemului, deoarece lipsește evacuarea fluctuațiilor de energie prin debitul scurs ;

- mărirea intervalului de întoarcere are loc, datorită acoperirilor pozitive la muchiile active ale sertarului SVEH și cauzează defazaje mai mari și o diminuare a amplitudinii în comparație cu acoperirile zero, în domeniul frecvențelor joase ;

- răspunsul la semnal treaptă, înregistrat de pe ecranul oscilografului pe hîrtie fotosensibilă la presiuni  $p_{03}=5,5-10$  MPa și curenții de comandă  $\Delta i_c=5-15$  mA (fig.3.41, a, b, c, d; 3.43) scoate în evidență o reducere a timpului de răspuns  $t_r$ /ms/ cu creșterea presiunii de alimentare și a curențului de comandă  $\Delta i_c$ , oînd în zona de suprasaturație a SVEH ( $\Delta i_c > 10$  mA). Valori ale timpului de răspuns  $t_r=10 - 30$  ms (fig.3.42 ; 3.43; 3.46), confirmă performanțele ridicate ale SVEH-2T și încadrarea acestuia în gama sistemelor hidraulice rapide. Cercetările demonstrează și aici, că legătura dinamică debit - semnal treaptă a mărimii de intrare nu este liniară, ci depinde de mărirea amplitudinii semnalului de intrare de natură electrică ( $\Delta i_c$ ) și hidraulică ( $p_{03}$ ) și condițiile la limită.

### 3.7. Concluziile, privind cercetările experimentale în regim static și dinamic a SVEH.

Stațiunea pentru cercetări experimentale în regim static și dinamic a SVEH din LCMHT, prima de acest fel din țară, proiectată, etalonată și pusă în funcțiune de către autorul lucrării, prezintă următoarele particularități în raport cu stațiuni asemănătoare prezentate în literatură (tab.3.1 ; § 3.1) :

- asigură încercarea la presiune constantă  $p_{03}$  și fără oscilații de presiune, curent de comandă constant  $\Delta i_c$  și debitul de alimentare constant  $Q_M$  cu posibilități de reglare continuă. Introducerea



acumulatorului pneumohidraulic cu presiunea de alimentare  $p_{ac}=p_{o3}/3$ , a avut ca efect reducerea oscilațiilor de presiune în sistem de peste 5 ori, mai ales în zona frecvențelor joase ( $\omega < 10$  Hz) ;

- permite investigarea aceluiaș model experimental într-o gamă largă de debite, presiuni și curenți de comandă ;

- asigură determinarea prin intermediul mărimilor electrice a tuturor caracteristicilor SVEH, inclusiv a timpului de răspuns  $t_r$ , cu prelucrarea statistică a datelor experimentale , asistată de calculator ;

- aparatura de înaltă precizie (cls.de precizie 0,5-1,6), permite determinarea tuturor mărimilor caracteristice (curent  $\Delta i_c$ , debit  $Q_M$ , presiune  $p_o$ , deplasare  $y_s$ , etc,) ale modelelor experimentale ;

- verificarea pe bază experimentală a ipotezelor și relațiilor stabilite pe cale teoretică în cadrul modelului de calcul ;

- determinarea caracteristicilor statice și dinamice a SVEH în vederea realizării și optimizării modelelor experimentale al SVEH;

- reprezentarea în sistem adimensional pentru caracteristicile statice și în sistem normat a caracteristicilor de răspuns amplitudine-fază-frecvență, permite compararea rezultatelor experimentale cu cele obținute pe modelul teoretic de calcul, cât și compararea performanțelor SVEH-2T-7,7 cu modele similare, realizate de alte firme ;

- posibilitatea de extindere a metodicii experimentale cu comparație cu metodica teoretică de calcul și optimizare, pentru o gamă de SVEH. Modelul teoretic de calcul și metodica de cercetare experimentală , au caracter de generalizare, verificarea fiind făcută atât, pe modelele de laborator în faza de cercetare pentru asimilare, cât și pe modelele industriale realizate în țară, sau de către alte firme , ca ORSTA RDG, REXROTH, MOOG /132/, etc. În același timp rigurozitatea cercetărilor experimentale efectuate asupra modelelor experimentale , este confirmată în mod reciproc de modelul teoretic definit în cap.II și rezolvat în program FORTRAN pe calculatorul FELIX C256/512/1024 .

- posibilitatea de prelucrare statistică a rezultatelor experimentale în program FORTRAN pe calculatorul FELIX C256/512/1024, și în limbaj BASIC în sistem conversațional pe minicalculatorul personal ALIC și TMS 100.

Pe baza cercetărilor experimentale s-au determinat :

- curbele caracteristice statice pentru 3 grade de acoperire a ansamblului sertar-corp distribuitor la presiuni de alimentare  $p_{o3}$  0,5-10 MPa și curenți de comandă  $\Delta i_c = 0-15$  mA în sistem dimensional (fig.3.14-3.22) ;



- curbele caracteristice statice sub formă adimensională în vederea realizării modelului experimental cu analiza influenței microgeometriei sertarului distribuitor și a parametrilor hidraulici și electrici (fig.3.23-3.30 ; 3.31-3.34) asupra performanțelor SVEH și a comparării rezultatelor experimentale cu model teoretic de calcul ;

- curbele caracteristice de frecvență (curbele Bode) și răspuns semnal-treaptă, prezentate într-o gamă largă de curenți de comandă, presiuni de alimentare și debite reglate (fig.3.35-3.53).

Comparația caracteristicilor statice și dinamice teoretice și analitice ,cu cele obținute pe cale experimentală pentru SVEH-2T-7,5 scoate în relief următoarele : rezultatele obținute prin metoda analitică de regresie, respectiv experimentală (fig.3.14-3.22; fig. 3.23-3.34) evidențiază fenomene calitativ identice. Cantitativ caracteristicile teoretice diferă în limite strânse față de caracteristica reală în zona valorilor parametrilor nominali ai SVEH. Curbele determinate experimental, evidențiază abateri mai mari la caracteristica pentru curenți de comandă sub valoarea curentului nominal ( $\Delta I_c = 2,5-7,5$  mA); Curbele caracteristice determinate pe cale analitică  $\bar{Q}_M = f(\Delta P_M)$  și  $\bar{Q}_M = f(\Delta I_c)$  (fig.3.23-3.30; 3.32; 3.34), prezintă abateri de 3-5 % în zona de funcționare liniară, diferențele fiind mai mari ( $\Delta \bar{Q}_M = 5-10$  %) în zona debitelor mici și în zona de suprasaturație ( $\Delta I_c = 10-15$  mA). Curbele caracteristice de frecvență (fig.3.41; 3.47-3.53) și de răspuns la semnal-treaptă (fig.3.42; 3.43; 3.46) cu evidențierea influenței unei palete largi de parametrii asupra comportării dinamice a SVEH, confirmă o bună concordanță între rezultatele cercetării la standul de probă și simularea pe calculatorul numeric (fig.3.43; 3.47-3.49) pe baza modelului matematic definit în domeniul frecvențelor uzuale  $\omega = 0-40$  Hz. De o importanță hotărâtoare pentru această concordanță este luarea în considerație în modelul matematic a dependenței performanțelor față de microgeometria SVEH, a presiunii de alimentare, a curentului de comandă și a debitului de lucru.

Printr-o foarte bună concordanță a caracteristicilor de frecvență și de semnal-treaptă măsurată la standul de probă și determinate pe calculator, a putut fi confirmată mai departe justetea modelului matematic de identificare dinamică a SVEH. Cu acest model de calcul rezolvat în program FORTRAN se poate simula cu mare exactitate, comportarea dinamică a SVEH în domeniul frecvențelor uzuale de lucru, cu luarea în considerație a diferitelor mărimi de intrare asupra performanțelor SVEH și cu indicarea condițiilor în care s-au făcut cercetările experimentale ; Caracterul general și forma unitară a cercetărilor teoretice și experimentale efectuate asupra SVEH.

CAP. IV. STUDII TEORETICE ASUPRA SISTEMELOR ELECTROHIDRAULICE DE POZITIONARE DE TIP SERVOVALVA-CILINDRU-SARCINA PENTRU MODULE DE ROBOTI INDUSTRIALI.

4.1. Generalități, ipoteze de calcul.

Sistemele hidraulice de deplasare-poziționare a unui organ de lucru, prin cilindru-piston alimentat printr-un servodistribuitoare sînt indispensabile modulele de roboți industriali cu acționare hidraulică /85,120,144/. Analiza și sinteza riguroasă a unui sistem hidraulic de poziționare, cu acționare analogică, presupune modelarea matematică a fenomenelor produse în procesul supus reglării automate. Conform structurii sale, modelul sistemului (fig.4.1) corespunde unui servomecanism, care lucrează ca un lanț de comandă deschis, la care SVEH reglează poziția pistonului  $Z_c$  a unui cilindru hidraulic încărcat cu forțe externe. Reacția este asigurată de traductorul de poziție și prelucrată de circuitul electronic de comandă și conducere CM (fig.4.2). Alegerea unei SVEH și a unei tehnici de măsură adecvate, mărește precizia de poziționare, rapiditatea și stabilitatea sistemului.

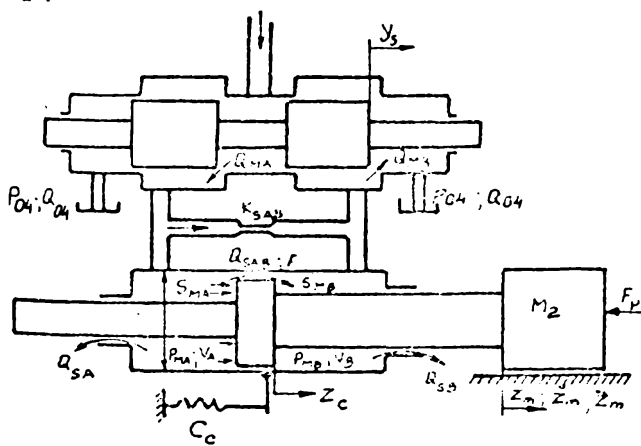


Fig.4.1.a

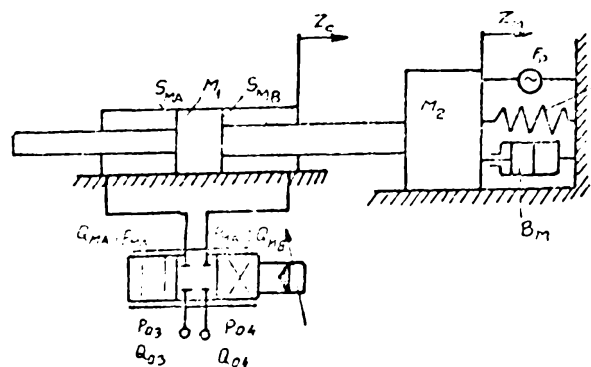


Fig.4.1.b

Corespunzător modelului (fig.4.1) mărimea  $F_p$  este forța rezultantă pe piston, iar  $\Delta$  ic reprezintă curentul de comandă al SVEH, pentru care se obține deplasarea  $y_s$  de reglare a poziției sertarului și în final a poziției  $Z_c$ , a pistonului cilindrului hidraulic.

Prelucrarea sistemului de ecuații în raport cu mărimea de ieșire /120,121/, duce la o ecuație diferențială neliniară cu neliniarități diverse, care se rezolvă în funcție de tipul ei, sau se simulează pe calculator, pe baza unor limbaje de rezolvare numerică a ecuațiilor diferențiale. În măsura în care linia simulată corespunde celei reale, atunci rezultatele simulării pot fi transformate celei reale. O simulare bună, impune un model al sistemului real,

care pe de-o parte să fie capabil să cuprindă toate fenomenele și să fie abordabil pe calculator /61,107,109,142,152/.

La definirea modelului ansamblului SVEH-cilindru-sarcină (fig. 4.1 ; 4.3) și determinarea funcțiilor de transfer, se introduc următoarele ipoteze :

presiunea  $p_{01}$  și  $p_{04}$ , temperatura  $T$  și vâscozitatea  $\nu$ , sînt constante; regimul de curgere este turbulent; existența uleiului sub presiune în camerele de lucru ale cilindrului ; modulul de elasticitate  $E_u$ , ia în considerație compresibilitatea fluidului, modificările în construcția sistemului de etanșare și elasticitatea sistemului și este funcție de presiunea din sistem ; forța de frecare la piston și tijă  $F_{rv}$ , se compune dintr-o componentă proporțională

cu viteza (Newtoniană) și una uscată (Coulombiană); pierderile de debit, datorită scurgerilor prin interstițiu piston-cilindru și tijă-cilindru, sînt modelate

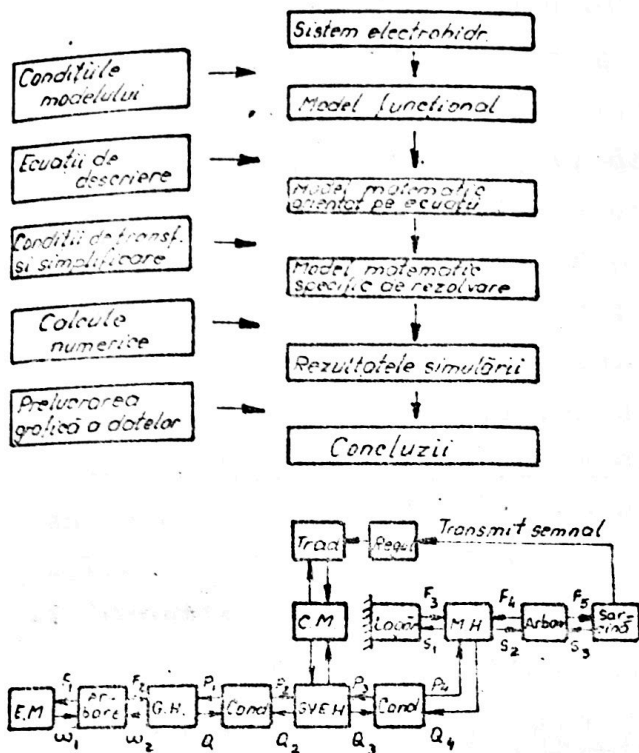


Fig.4.2

Modelul sarcinii

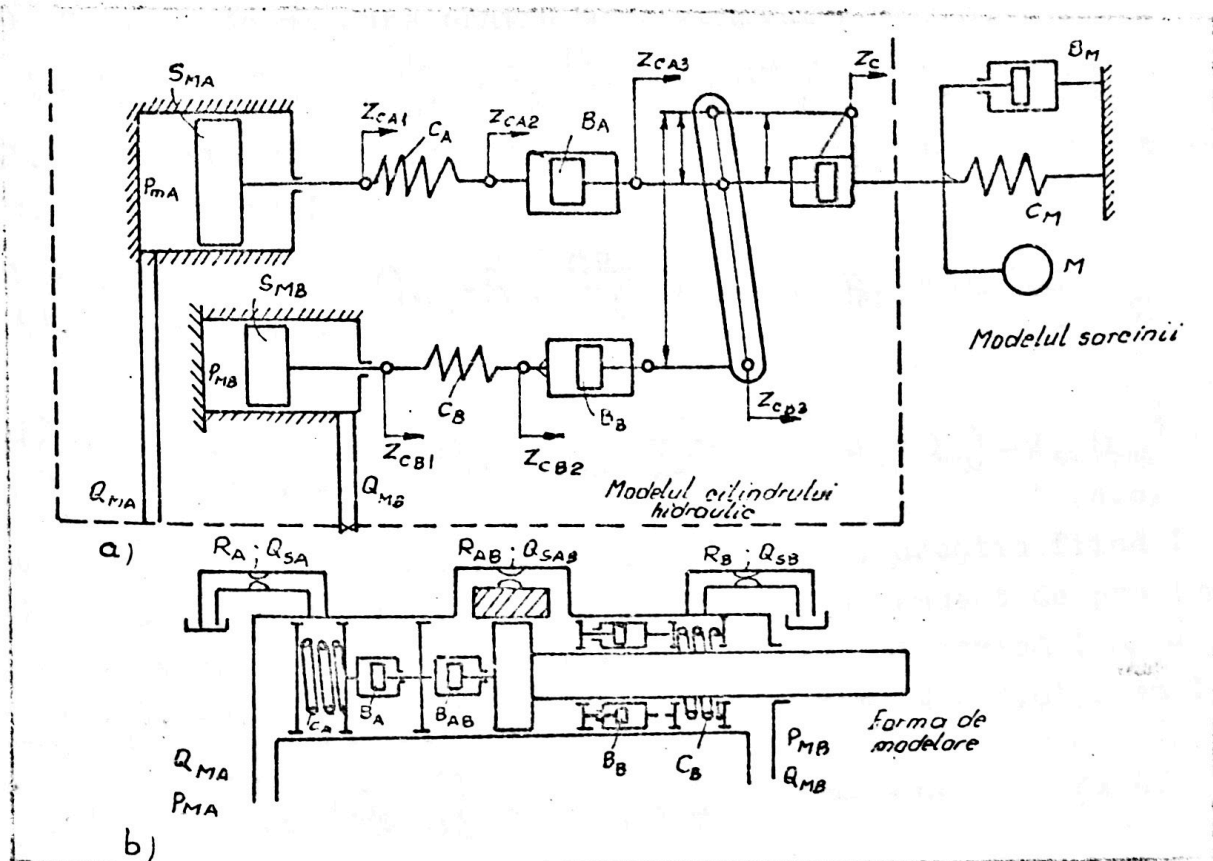


Fig.4.3

printr-un drosel în by-pas și sînt guvernate de legea curgerii prin fante cilindrice subțiri /2,61,106,109.118,122/, (fig.4.3.b); scurgerile de lichid în interstiții sînt echivalente unor rezistențe hidraulice liniare  $R_A, R_B, R_{AB}$ ; căderea de presiune în ansamblul ser-tar al SVEH și camerele cilindrului sînt neglijabile; coloanele de lichid  $V_A$  și  $V_B$  sînt echivalente unor elemente elastice a căror constante elastice sînt  $C_A, C_B$ , respectiv  $C_M$  de fixare a cilindrului în suport; pistonul, piesele legate de el și masa lichidului nu sînt neglijabile ( $M_s \neq 0$ ); secțiunile celor două fețe ale pistonului sînt diferite ( $S_{MA} \neq S_{MB}$ ), (cu particularizarea-cilindru cu tijă bilatera-lă simetrică- $S_{MA} = S_{MB} = S_M$ -fig.4.1.a); proprietățile elastice ale li-chidului determină în mod hotărîtor frecvența proprie a cilindru-lui și implicit proprietățile lui de transfer de sarcină.

#### 4.2. Funcția de transfer a cilindrului hidraulic de execuție

Pentru cilindrul hidraulic de execuție în ansamblu cu sarcina (fig.4.1;4.3) se scriu următoarele ecuații :

a). Ecuația de mișcare pentru masa de sarcină a sistemului :

$$F_p = M_s \frac{d^2 z_M}{dt^2} + (S_{MA} \cdot P_{MA} - S_{MB} \cdot P_{MB}) - F_{fr} \frac{dz_M}{dt} \quad (4.1)$$

cu

$$\dot{F}_{fr} \left( \frac{dz_M}{dt} \right) = F_c \cdot \text{sign} \left[ \frac{dz_M}{dt} - \frac{dz_c}{dt} \right] + B_M \left[ \frac{dz_M}{dt} - \frac{dz_c}{dt} \right] + C_M (z_M - z_c) \quad (4.2)$$

b). Ecuația de mișcare pentru masa echivalentă a pistonului :

$$- [S_{MA} \cdot P_{MA} - S_{MB} \cdot P_{MB}] = M_i \frac{d^2 z_c}{dt^2} + C_H \cdot z_c + B_s \frac{dz_c}{dt} - F_{fr} \left( \frac{dz_c}{dt} \right) \quad (4.3)$$

c). Ecuația de mișcare pentru masa echivalentă sistemului :

$$S_{MA} \cdot P_{MA} - S_{MB} \cdot P_{MB} = M_s \frac{d^2 z_c}{dt^2} + B_s \frac{dz_c}{dt} + F_c \cdot \text{sign} \left( \frac{dz_c}{dt} \right) + C_s \cdot z_c + F_p \quad (4.4)$$

d). Ecuațiile de conservare ale debitului pentru camerele ci-lindrului hidraulic :

$$\frac{dP_{MA}}{dt} = \frac{E_s}{V_A + S_{MA} \cdot z_c} \left[ Q_{MA} - S_{MA} \cdot \frac{dz_c}{dt} - K_{SAB} (P_{MA} - P_{MB}) - K_{SA} \cdot P_{MA} \right] \quad (4.5)$$

$$\frac{dP_{MB}}{dt} = \frac{E_s}{V_B + S_{MB} \cdot z_c} \left[ -Q_{MB} - S_{MB} \cdot \frac{dz_c}{dt} + K_{SAB} (P_{MA} - P_{MB}) - K_{SB} \cdot P_{MB} \right] \quad (4.6)$$

Ecuațiile (4.1-4.6) conțin termeni neliniari, aceștia fiind : funcția Sign pentru calculul frecării uscate, dependent de presiune și direcția vitezei, etc. Pentru cilindru cu tijă simetrică :  $S_{MA} = S_{MB} = S_M$ ;  $V_A = V_B = V_M$ ;  $K_{SA} = K_{SB} = K_{SE}$  (4.7). De unde din (4.4-4.6), avem :

$$\Delta P_{MAB} \cdot S_M = M_s \frac{d^2 z_c}{dt^2} + B_s \cdot \frac{dz_c}{dt} + F_c \cdot \text{sign} \left( \frac{dz_c}{dt} \right) + C_s \cdot z_c + F_p \quad (4.8)$$



$$\frac{dP_{MA}}{dt} - \frac{dP_{MB}}{dt} = \frac{2E_s}{V_M} Q_M + Q_{MB} + K_{SE} \Delta P_{MAB} - 2K_{SAB} \Delta P_{MAB} - 2S_M \frac{dz_c}{dt} \quad (4.9)$$

sau pentru  $Q_M = \frac{Q_{MA} + Q_{MB}}{2}$ ;  $K_{sie} = K_{SAB} - \frac{K_{SE}}{2}$  din /61,66,85/ avem :

$$Q_M = S_M \frac{dz_c}{dt} + \frac{V_M}{4E_s} \frac{d(\Delta P_{MAB})}{dt} + K_{sie} \Delta P_{MAB} \quad (4.10)$$

Pe baza relațiilor (4.8) și (4.10) din /64,66,85,108/ se stabilește schema funcțională din fig.4.4. Aici s-au notat :  $C_H = \frac{\Delta F_p}{\Delta z_c} = 2E_u \frac{S_M^2}{V_M}$  - constanta elastică a coloanei de lichid (fig.4.5);

$$V_M = S_M(z_c + z_t + z_k) \cdot S_M \cdot z_{ce} \quad - \text{volumul de lichid al cilindrului hidraulic ; } z_c - \text{cursa variabilă a pistonului ; } z_t - \text{lungimea moartă ; } z_k - \text{lungimea constructivă a etanșării ; } K_{vd} = 1 + \frac{z_k + z_t}{z_c} = 1,16 - 1,64 - \text{coeficientul de volum (care pentru valori mari ale cursei } z_c, \text{ scade ponderea termenului) /171/ ; } (z_c + z_t)$$

- constanta elastică echivalentă a sistemului (fig.4.6);  $C_s = \frac{2E_u S_M}{V_M} \left[ \frac{C_M}{C_H + C_H} \right]$   
 - modulul de elasticitate echivalent al sistemului ;  $E_s = E_u \frac{C_s}{C_s + C_H}$   
 - masa echivalentă a sistemului (fig.4.7) ;  $M_s = \frac{M_1 M_2}{M_1 + M_2}$   
 - masa echivalentă a pistonului ;  $l_c, S_c$  - lungimea și secțiunea conductelor SVEH-cilindru.

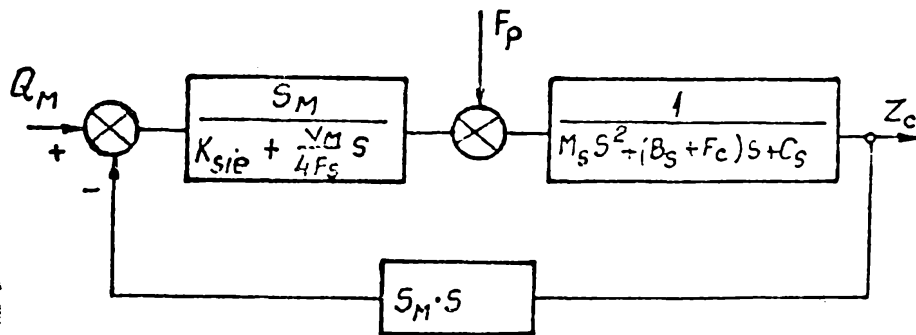


Fig.4.4.

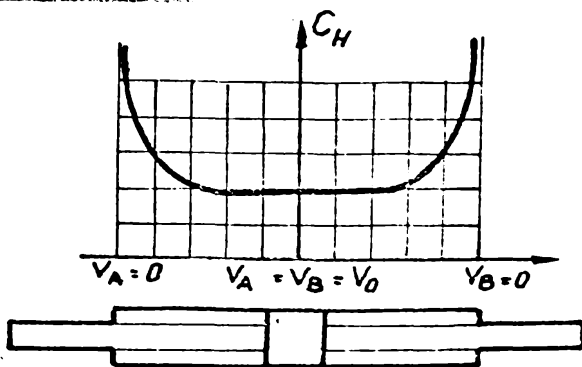


Fig.4.5

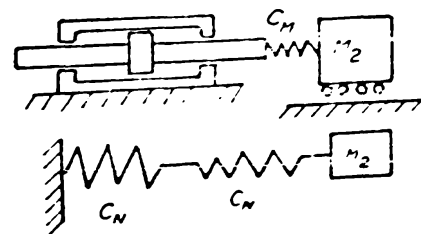


Fig.4.6

ționare, se construiesc în varianta-cilindru hidraulic cu SVEH purtată  $B_s = B_A + B_B + B_M$  - constanta de amortizare a sistemului (fig.4.3;4.6)

$S_M = \Delta F_{rez} / \frac{1}{S} P_{03}$  - suprafața activă a pistonului (transferul maxim de putere la sarcină cu SVEH, se realizează la o cădere de presiune

pe cilindru  $\Delta P_{MAB} = \frac{2}{3} P_{03}$ , în zona aproximativ liniară a caracteristicilor de sarcină (§ 2.4.3);  $K_{SAB}, K_{SA}, K_{SB}$  - coeficienții de pierderi volumice în ansamblu piston-cilindru.

$M_1$  - masa pistonului;  
 $M_2$  - masa șarjii

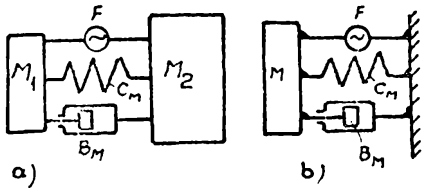


Fig. 4.7

Din (4.8-4.10) aplicând transformarea Laplace /43, 45, 52, 61, 63, 66, 70, 73, 85/, se obține funcția de transfer a cilindrului (fig.4.3):

a). ca raport între deplasarea reală a pistonului și debitul de lichid, în condiția  $\bar{P}_p \approx 0$  :

$$H_{c1}(s) = \frac{z_c(s)}{Q_m(s)} = \frac{1}{sM} \quad (4.11)$$

$$+ \frac{C_s K_{sie}}{sM^2}$$

sau sub forma :

$$H_{c1}(s) = \frac{1}{sM \left[ 1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{sM} + \frac{C_s V_M}{4E_s \cdot sM^2} \right]} \quad (4.12)$$

$$+ \frac{V_M M_s}{4E_s s^2 \left[ 1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{sM} + \frac{C_s V_M}{4E_s sM^2} \right]} s^3 + \frac{B_s + F_c}{4E_s s^2} \frac{V_M + K_{sie} \frac{M_s}{sM^2}}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{sM^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s sM^2}} s^2 +$$

$$+ s + \frac{C_s K_{sie}}{sM^2} \frac{1}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{sM^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s sM^2}}$$

de unde :

$$H_{c1}(s) = \frac{K_M}{s \left[ \frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1 \right]} + \frac{C_s K_{sie} K_M}{sM} \quad (4.13)$$

cu notațiile din § 2.7

$$K_M = \frac{1}{sM \left[ 1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{sM} + \frac{C_s V_M}{4E_s sM^2} \right]}$$

al funcției de transfer :

$$\omega_n = 2 \sqrt{\frac{E_s \left[ 1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{sM^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s sM^2} \right]}{V_M \cdot M_s}}$$

drului hidraulic ;

- coeficientul de amplificare

- pulsația proprie a cilindrului hidraulic ;



- factorul de amortizare al

$$\frac{2\zeta}{\omega_n} = \frac{\frac{B_s + F_c}{4E_s S_M^2} V_M + K_{sie} \frac{M_s}{S_M}}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}}$$

sistemului ;

b). ca raport între deplasarea reală a pistonului și forța de acționare, în condiția  $Q_M \equiv 0$  :

$$H_{c2}(s) = \frac{z_c(s)}{F_p(s)} = \frac{\left[ K_{sie} + \frac{V_M}{4E_s} \cdot s \right] \frac{1}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}}}{\frac{V_M M_s}{4E_s S_M^2} \frac{s^3}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}} + \frac{\frac{B_s + F_c}{4E_s S_M^2} V_M + K_{sie} \frac{M_s}{S_M}}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}} s^2 + s + \frac{C_s K_{sie}}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}}}$$

(4.14)

$$+ \frac{C_s K_{sie}}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}}$$

cu notațiile :

$$K_A = \frac{K_{sie}}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}} ; T_A = \frac{V_M}{4E_s \cdot K_{sie}}$$

Pentru  $\omega_n$  și  $\zeta$  date de (4.13) , vom avea :

$$H_{c2}(s) = \frac{K_A (T_A s + 1)}{s \left[ \frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1 \right] + \frac{C_s K_A}{S_M^2}} \tag{4.15}$$

și funcția de transfer a cilindrului hidraulic devine, în final :

$$H_c(s) = \frac{K_M Q_M(s) - K_A (T_A s + 1) F_p(s)}{s \left[ \frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\zeta}{\omega_n} s + 1 \right] + \frac{C_s K_A}{S_M^2}} \tag{4.16}$$

și care spre deosebirea de relațiile date în /56,64,85,96,156/, relația (4.16) ține cont de influența constantei de amortizare a sistemului  $B_M$ , elasticitatea sistemului  $C_M$  și frecarea Coulombiană  $-F_c \text{sign}\left(\frac{d z_c}{dt}\right)$ . Introducând ecuația liniarizată a debitului (2.29),

$Q_M = K_{oy} \Delta y_s - K_{op} \Delta P_{MAB}$ , valabilă în vecinătatea punctului considerat și egalînd-o cu debitul de sarcină solicitat de cilindrul hidraulic  $Q_m$  (4.10), vom avea :

$$H_{z_c}(s) = \frac{\frac{K_{oy}}{S_M} y_s(s) - \frac{K_{op} y - K_{sie}}{S_M^2} \left[ 1 + \frac{V_M}{4E_s (K_{opy} + K_{sie})} \cdot s \right] F_p(s)}{\frac{V_M M_s}{4E_s S_M^2} s^3 + \left[ \frac{K_{opy} + K_{sie}}{S_M^2} M_s + \frac{B_s + F_c}{4E_s S_M^2} V_M \right] s^2 + \left[ 1 + \frac{B_s + F_c}{S_M^2} (K_{opy} + K_{sie}) + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2} \right] s + \frac{C_s K_{sie}}{1 + K_{sie} \frac{B_s + F_c}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_s S_M^2}}}$$

$$+ \frac{C_s (K_{apy} + K_{sie})}{S_M^2} \tag{4.17}$$

Neglijînd  $F_p(s)$  și aplicînd transformata Laplace, rezultă funcția de transfer pentru sistemul-cilindru hidraulic de poziționare :

$$H_{zc}(s) = \frac{\frac{K_{ay}}{S_M}}{\frac{V_M M_S}{4E_S S_M^2} s^3 + \left[ \frac{K_{ay} + K_{sie}}{S_M^2} M_S + \frac{Bst + F_c}{4E_S S_M^2} V_M \right] s^2 + \left[ 1 + \frac{Bst + F_c}{S_M^2} (K_{ay} + K_{sie}) + \frac{C_s V_M}{4E_S S_M^2} \right] s + \frac{C_s (K_{ay} + K_{sie})}{S_M^2}} \tag{4.18}$$

care devine :

$$H_{zc}(s) = \frac{z_c(s)}{y_s(s)} = \frac{F_5}{F_1 s^3 + F_2 s^2 + F_3 s + F_4} \tag{4.19}$$

cu notațiile :

$$F_1 = \frac{V_M \cdot M_S}{4E_S \cdot S_M^2} ; F_2 = \frac{K_{ay} + K_{sie}}{S_M^2} M_S + \frac{Bst + F_c}{4E_S \cdot S_M^2} V_M$$

$$F_3 = 1 + \frac{(Bst + F_c)(K_{ay} + K_{sie})}{S_M^2} + \frac{C_s V_M}{4E_S S_M^2}$$

$$F_4 = \frac{C_s (K_{ay} + K_{sie})}{S_M^2} ; F_5 = \frac{K_{ay}}{S_M}$$

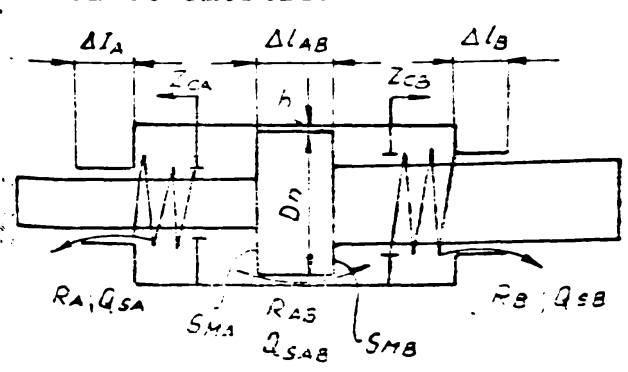
care sub formă normată (4.13) devine :

$$H_{zc}(s) = \frac{z_c(s)}{z_0 y_s(s)} = \frac{1}{T_1 s^3 - T_2 s^2 - T_3 s - T_4} \tag{4.20}$$

unde :  $T_0 = \frac{F_5}{F_4} ; T_1 = \frac{F_1}{F_4} ; T_2 = \frac{F_2}{F_4} ; T_3 = \frac{F_3}{F_4}$

$\omega_n = \sqrt{\frac{F_3}{F_1}} = \sqrt{\frac{4E_S S_M^2 - 4E_S (Bst + F_c)(K_{ay} + K_{sie}) - C_s V_M}{V_M \cdot M_S}}$  - frecvența naturală a cilindrului de sarcină ;

$\zeta = \frac{F_2}{2\sqrt{F_1 F_3}} = \frac{4E_S M_S (K_{ay} + K_{sie}) + (Bst + F_c) V_M}{2\sqrt{V_M \cdot M_S [4E_S S_M^2 + (Bst + F_c)(K_{ay} + K_{sie}) - E_S^2 C_s \cdot V_M]}}$  - coeficientul de amortizare al cilindrului de sarcină.



$$C_A = \frac{E \cdot S_{VA}^2}{l_A} ; C_B = \frac{E \cdot S_{VB}^2}{l_B}$$

$$R_A = \frac{p_A A}{Q_{SA}} ; R_B = \frac{p_B B}{Q_{SB}} ; R_{AB} = \frac{L p_{AB}}{Q_{SAB}}$$

$$B_A = R_A \cdot S_{VA}^2 ; B_B = R_B \cdot S_{VB}^2$$

$$B_{AB} = R_{AB} \cdot S_{VA}^2 \text{ sau } B_{AB} = S_{VB}^2 \cdot P_{BA}$$

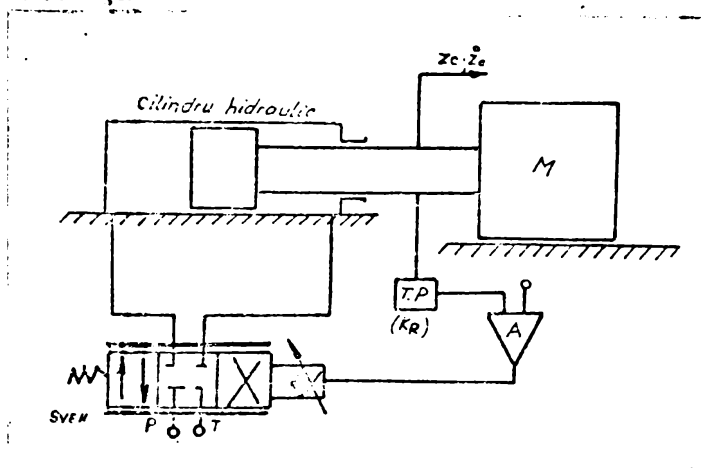
$$b = \tilde{\nu} D_n$$

Fig. 4.3

Calculul mărimilor caracteristice și performanțele dinamice ale sistemului ,se realizează cu programul de calcul DINAMIC 1, inclus în pachetul de programe pentru studiul dinamicii SHAP, care se va prezenta în capitolele ce urmează .

4.3. modelul sistemului SVEH-cilindru-sarcină.

Asamblând modelele SVEH, cilindrului hidraulic și sarcinii într-un tot unitar, după schema funcțională (fig.4.1), rezultă schema circuitului redată în fig.4.3. Apelând la modelele schemelor bloc, prezentate de F.Klinger /95/, Kyo Il-Lee /97/, A.Feusser /61/ și A. Schulte /152/, s-a elaborat o schemă bloc a modelului sistemului(fig. 4.10) din care iese în evidență multitudinea parametrilor sistemului și neliniaritățile acestora în circuitul hidraulic.Pentru completarea întregii linii hidraulice, în fig.4.10 nu s-a prezentat funcția de debit sarcină a SVEH în forma ei simplificată din /61,97/



și /6/ și ecuația (2.24), ci debitele  $Q_{MA}$  și  $Q_{MB}$  din camerele cilindrului ,conform ecuațiilor liniarizate (2.29). Aceasta a fost impusă de dependența de presiune a modului de elasticitate  $E_s$  și a dependenței volumului camerelor  $V_A$  și  $V_B$  de poziția pistonului , fapt pentru care  $Q_{MA} \neq Q_{MB} \neq Q_M$  .

Fig.4.9

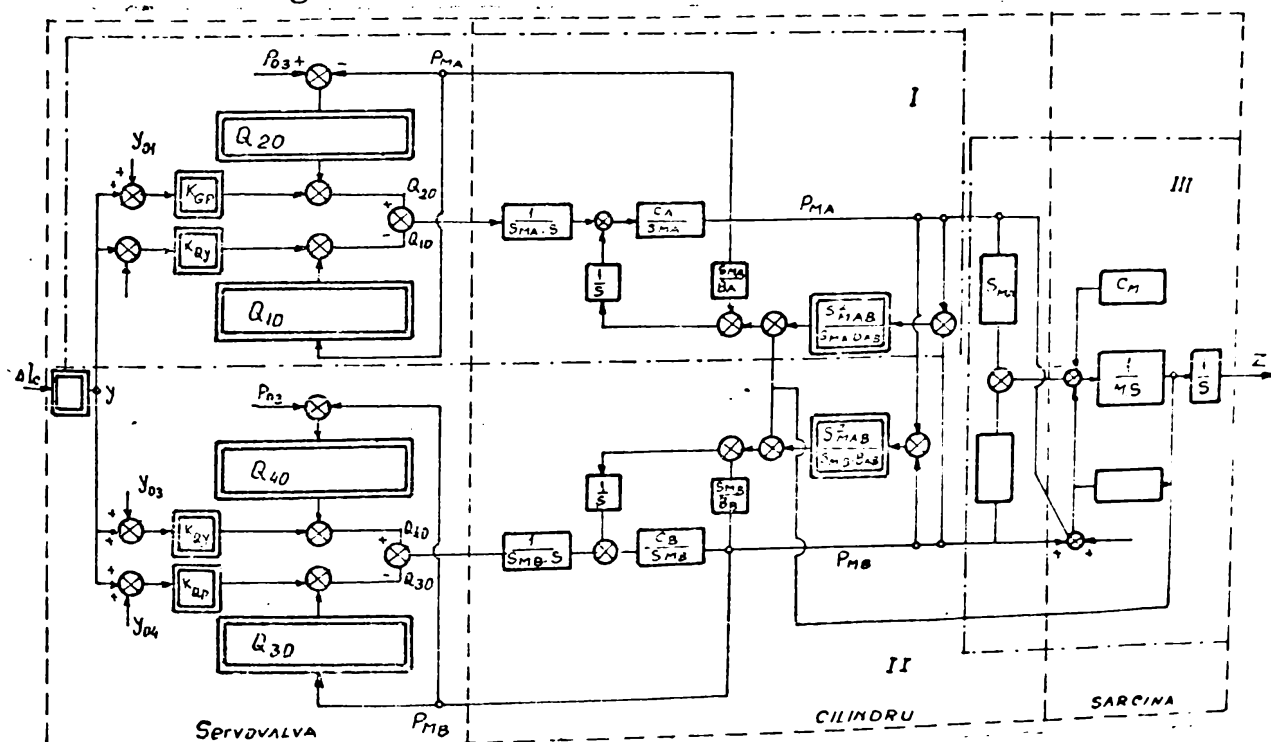


Fig.4.10

Tab 4.1.

Ecuatiile sistemului servovalvă - cilindru - sarcină	
Forma generală a ecuațiilor sistemului	Funcțiile de transfer ale subsistemelor din componenta schemei bloc
$Y_s = Y_{SA} + Y_{SB}$	$H_{sv5}(s) = \frac{K_i}{C_1 s^6 + C_2 s^4 + C_3 s^3 + C_4 s^2 + C_5 s + C_6}$
$Q_{MA} = K_{ay} \cdot Y_s - K_{ap} (P_{MA} - \Delta P_{MAB})$ (rel. 2.20)	$H_{Q1}(s) = H_{p1}(s) \cdot P_{MA}$
$Q_{MB} = K_{ay} \cdot Y_s + K_{ap} (P_{MB} + \Delta P_{MAB})$	$H_{p1}(s) = K_{ap}$
$Q_{MA} = \frac{dZ_{CA1}}{dt} \cdot S_{MA} ; Q_{MB} = \frac{dZ_{CB1}}{dt} \cdot S_{MB}$	$H_{Q2}(s) = \frac{1}{S_{MA} \cdot S} ; H_{Q3}(s) = \frac{1}{S_{MB} \cdot S}$
$(Z_{CA1} - Z_{CA2}) C_A = S_{MA} \cdot P_{MA} (Z_{CB1} - Z_{CB2}) C_B = S_{MB} \cdot P_{MB}$	$H_{P2}(s) = C_A / S_{MA} ; H_{P3}(s) = C_B / S_{MB}$
$Z_{CA2} = \int \frac{dZ_{CA2}}{dt} dt ; Z_{CB2} = \int \frac{dZ_{CB2}}{dt} dt$	$H_{Z2}(s) = \frac{1}{S} ; H_{Z3}(s) = \frac{1}{S}$
$(Z_{CA2} - Z_{CA3}) \cdot P_{BA} = S_{MA} \cdot P_{MA}$ $(Z_{CB2} - Z_{CB3}) \cdot P_{BB} = S_{MB} \cdot P_{MB}$	$H_{V2}(s) = \frac{S_{MA}}{P_{BA}} ; H_{V3}(s) = \frac{S_{MB}}{P_{BB}}$
$Z_{CA3} - Z_C = \frac{S_{MA}}{B_{AB}} (P_{MA} - P_{MB})$ $Z_{CB3} - Z_C = \frac{S_{MB}}{B_{AB}} (P_{MA} - P_{MB})$	$H_{C2}(s) = \frac{S_{MA}}{B_{AB}} ; H_{C3}(s) = \frac{S_{MB}}{B_{AB}}$
$M \frac{d^2 Z_C}{dt^2} + B_M \frac{dZ_C}{dt} + C_M \cdot Z_C = S_{MA} \cdot P_{MA} - S_{MB} \cdot P_{MB}$	$M \frac{d^2 Z_C}{dt^2} = H_{A2}(s) P_{MA} - H_{A3}(s) P_{MB} - H_{B2}(s) Z_{CA} - H_{B3}(s) Z_{CB}$ $H_{A2}(s) = S_{MA} ; H_{A3}(s) = S_{MB} ; H_{B2}(s) = B_M ; H_{B3}(s) = C_M$
$Z_{CA} = \int \frac{dZ_{CA}}{dt} dt$ $Z_{CB} = \int \frac{dZ_{CB}}{dt} dt$	$H_{V0} = \frac{1}{M S^2} ; H_{Z0} = \frac{1}{S}$

Ecuațiile de mișcare determinate și prezentate în tab.4.1 se deduc din bilanțul energetic pe subansamblele sistemului, conform schemei bloc (fig.4.10), ca o imagine reală a ansamblului SVEH-cilindru-sarcină .

4.3.1. Caracteristicile de frecvență ale sistemului cu SVEH ideală (fără întârziere) .

Pentru a analiza caracteristicile sistemului SVEH-cilindru-sarcină, indiferent de proprietățile dinamice ale SVEH, după modelul introdus de F.Klinger /95/ se vor introduce următoarele funcții de transfer, pentru care mărimea de intrare este cursa sertarului  $y_s$  :

- cursa pistonului  $z_c$  :  $H_{z_c}(s) = z_c(s) / y_s(s)$  (4.21.a)

- presiunea  $P_{MA}$   $H_{P_{MA}}(s) = P_{MA}(s) / y_s(s)$  (4.21.b)

- presiunea  $P_{MB}$   $H_{P_{MB}}(s) = P_{MB}(s) / y_s(s)$  (4.21.c)

- debitul  $Q_{MA}$   $H_{Q_{MA}}(s) = Q_{MA}(s) / y_s(s)$  (4.21.d)

- debitul  $Q_{MB}$   $H_{Q_{MB}}(s) = Q_{MB}(s) / y_s(s)$  (4.21.e)

Intrucât, cursa sertarului de distribuție a SVEH, este constantă și independent de frecvență, se poate vorbi despre o SVEH ideală.

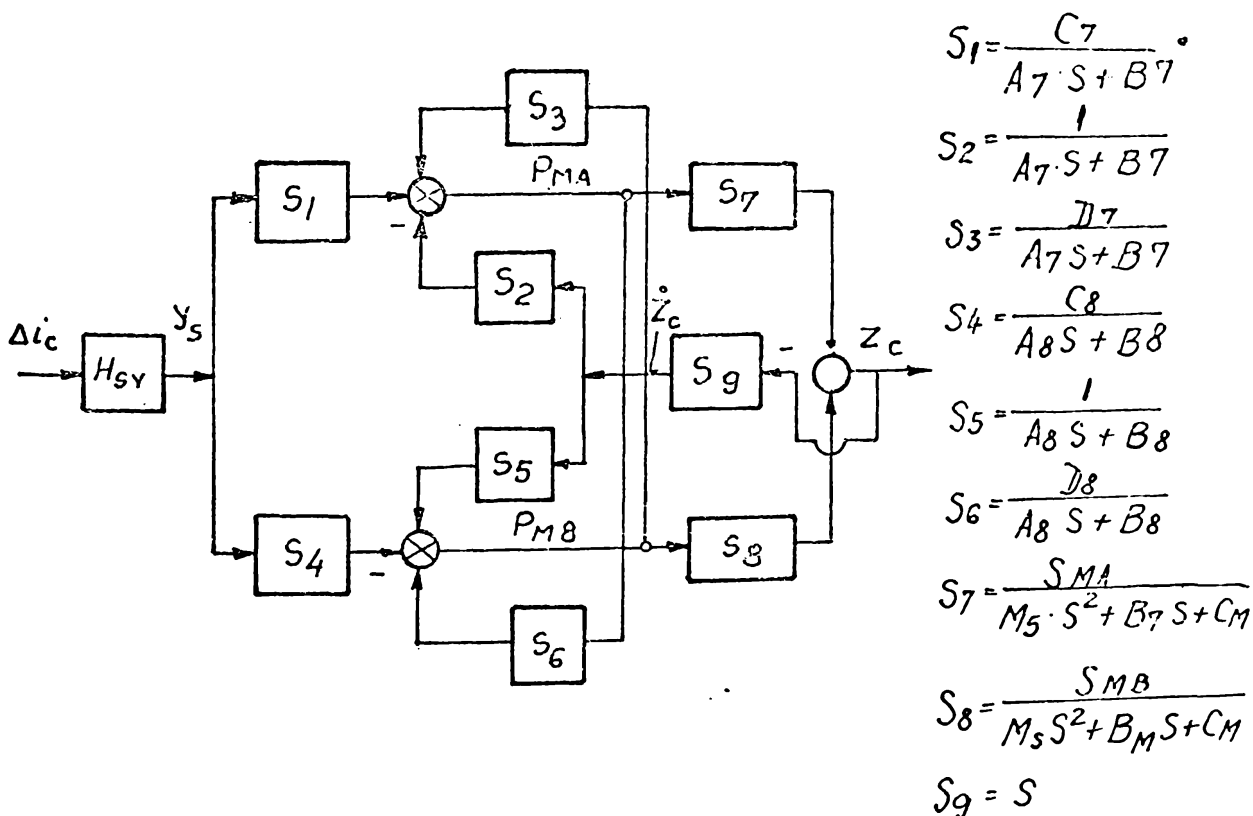


Fig.4.11

a). Funcția de transfer a cursei pistonului  $Z_c$ . Schema bloc din fig. 4.10 cuprinde 3 părți : primele două conțin termenii corespunzători SVEH și cilindru hidraulic, influențează presiunile  $P_{MA}$  și  $P_{MB}$  și sînt simetrice ; a treia parte, reprezintă acțiunea pistonu-

lui asupra sarcinii , a cărei masă echivalentă este  $M_S$  (fig.4.7).  
Din subsamblele I,II,III, ale schemei bloc (fig.4.10) și tab.4.1  
avem :

$$P_{MA} = \frac{\frac{K_{QY}}{S_{MA}} \cdot y_s - \dot{z}_c + \frac{S_{MA}}{B_{AB}} \cdot P_{MB}}{\frac{S_{MA}}{C_A} \cdot s + \frac{K_{QP}}{S_{MA}} + \frac{S_{MA}}{B_A} + \frac{S_{MA}}{B_{AB}}} \quad \text{pentru I.}$$

$$P_{MB} = \frac{-\frac{K_{QY}}{S_{MB}} \cdot y_s + \dot{z}_c + \frac{S_{MB}}{B_{AB}} \cdot P_{MA}}{\frac{S_{MB}}{C_B} \cdot s + \frac{K_{QP}}{S_{MB}} + \frac{S_{MB}}{B_B} + \frac{S_{MB}}{B_{AB}}} \quad \text{pentru II.} \quad (4.23)$$

$$z_c = \frac{S_{MA} \cdot P_{MA} + S_{MB} \cdot P_{MB}}{M_S \cdot s^2 + B_M \cdot s + C_M} \quad \text{pentru III.}$$

In fig.4.11, cele trei părți analizate sînt combinate, obținîndu-se funcția de transfer pentru cursa pistonului :

$$H_{z_c}(s) = \frac{z_c(s)}{y_s(s)} = \frac{M_0 + M_1 s}{M_6 s^4 + M_5 s^3 + M_4 s^2 + M_3 s + M_2} \quad (4.24)$$

unde s-au introdus notațiile :

$$M_0 = S_{MA} [C_7 \cdot B_8 - C_8 \cdot D_7] + S_{MB} [C_2 B_7 + C_7 D_8]$$

$$M_1 = S_{MA} C_7 A_8 + S_{MB} \cdot C_8 A_7$$

$$M_2 = C_M [B_7 B_8 - D_7 D_8]$$

$$M_3 = B_M [B_7 \cdot B_8 - D_7 D_8] + C_M [A_7 B_8 + A_8 \cdot B_7] + S_{MA} [B_8 - D_7] + S_{MB} [B_7 - D_8]$$

$$M_4 = M [B_7 B_8 - D_7 D_8] + B_M [A_7 B_8 + A_8 B_7] + C_M [A_7 A_8] + S_{MA} A_8 + S_{MB} A_7$$

$$M_5 = M [A_7 B_8 + A_8 \cdot B_7] + B_M [A_7 A_8]$$

$$A_7 = \frac{S_{MA}}{C_A}; \quad A_8 = \frac{S_{MB}}{C_B}; \quad B_7 = \frac{K_{QP}}{S_{MA}} + S_{MA} \left[ \frac{B_A + B_{AB}}{B_A B_{AB}} \right]$$

$$B_8 = \frac{K_{QP}}{S_{MB}} + S_{MB} \frac{B_B + B_{AB}}{B_B B_{AB}}; \quad C_7 = \frac{K_{QY}}{S_{MA}}; \quad C_8 = \frac{K_{QY}}{S_{MB}}; \quad D_7 = \frac{S_{MA}}{B_{AB}}; \quad D_8 = \frac{S_{MB}}{B_{AB}}$$

$$\text{De unde : } z_c(s) = H_{z_c}(s) \cdot y_s(s)$$

$$\cdot H_{z_c}(s) \Delta i_c \quad (4.25)$$

Schema bloc echivalentă este

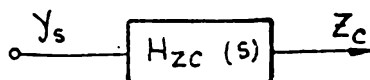


Fig.4.12

dată în fig. 4.12. Rezolvarea

prin caracteristici de frecvență a funcției de transfer (4.24) pre-

supune înlocuirea  $s = j\omega / \sqrt{2}, 10^6, 10^9$ , astfel că :

$$H_{z_c}(j\omega) = \frac{(M_0 + M_1 j\omega)}{[M_2 - M_4 \omega^2 + M_6 \omega^4] + j [M_3 \omega - M_5 \omega^3]} = \frac{M_0 + M_1 j\omega}{R_7 + j R_8} = (4.26)$$



$$= \frac{[M_0 R_7 + M_1 R_8 \omega] + j [M_1 R_7 \omega - M_0 R_8]}{R_7^2 + R_8^2} = \frac{z_3 + z_4 \cdot j}{N_5}$$

pentru care :

$$R_7 = M_2 - M_4 \omega^2 + M_6 \omega^4 ; R_8 = M_3 \omega - M_5 \omega^3$$

$$z_3 = M_0 R_7 + M_1 R_8 \omega ; z_4 = M_1 R_7 \omega - M_0 R_8$$

$$N_5 = R_7^2 + R_8^2$$

Din /52,106,109,154/, rezultă : amplitudinea deplasării pistonului

$$|H_{z_c}(j\omega)|_{dB} = -20 \log \sqrt{[Re(H_{z_c}(j\omega))]^2 + [Im(H_{z_c}(j\omega))]^2} = \sqrt{\frac{z_3^2 + z_4^2}{N_5^2}} \quad (4.27)$$

și faza funcției de transfer

$$\varphi_{H_{z_c}}^0(j\omega) = -\arctg \frac{Im(H_{z_c}(j\omega))}{Re(H_{z_c}(j\omega))} = -\arctg \frac{z_4}{z_3} \quad (4.28)$$

$$\text{rezultând pentru cursa pistonului : } z_c(t) = y_5(t) |H_{z_c}(j\omega)| \quad (4.29)$$

b). Funcția de transfer a presiunilor  $P_{MA}$  și  $P_{MB}$ . Se deduce din schema bloc, fig.4.10;4.11 și tab.4.1. Analog cu funcția de transfer a cursei pistonului (4.21.a; 4.24; 4.29), funcțiile de transfer a presiunilor  $H_{P_{MA}}(s)$  și  $H_{P_{MB}}(s)$  (4.21.b; 4.21.c), vor avea forma :

$$H_{P_{MA}}(s) = \frac{P_{MA}(s)}{y_5(s)} = \frac{H_{41}s^3 + H_{31}s^2 + H_{21}s + H_{11}}{M_6 s^4 + M_5 s^3 + M_4 s^2 + M_3 s + M_2} \quad (4.30)$$

$$H_{P_{MB}}(s) = \frac{P_{MB}(s)}{y_5(s)} = \frac{H_{42}s^3 + H_{32}s^2 + H_{22}s + H_{12}}{M_6 s^4 + M_5 s^3 + M_4 s^2 + M_3 s + M_2} \quad (4.31)$$

cu notațiile :

$$H_{11} = C_7 [C_7 B_8 - C_8 D_7] ; H_{12} = C_M [C_7 D_8 - C_8 B_7]$$

$$H_{21} = B_M [C_7 B_8 - C_8 D_7] + C_M C_7 A_8 + S_{MB} [C_7 - C_8]$$

$$H_{22} = B_M [C_7 D_8 - C_8 B_7] - C_M C_8 A_7 + S_{MA} [C_7 - C_8]$$

$$H_{31} = M [C_7 B_8 - C_8 D_7] + B_M C_7 A_8$$

$$H_{32} = M [C_7 D_8 - C_8 D_7] - B_M C_8 A_7$$

$$H_{41} = M C_7 A_8 ; H_{42} = -M C_8 A_7$$

In mod similar cu (4.26), vom avea pentru (4.30;4.31)

$$H_{P_{MA}}(j\omega) = \frac{[H_{11} - H_{31}\omega^2] + [H_{21}\omega - H_{41}\omega^3]j}{R_7 + R_8 j} = \frac{R_5 + R_6 j}{R_7 + R_8 j} = \frac{z_5 + z_6 j}{N_5} \quad (4.32)$$

$$H_{P_{MB}}(j\omega) = \frac{[H_{12} - H_{32}\omega^2] + [H_{22}\omega - H_{42}\omega^3]j}{R_7 + R_8 j} = \frac{R_9 + R_0 j}{R_7 + R_8 j} = \frac{z_7 + z_8 j}{N_5} \quad (4.33)$$

pentru care :

$$R_5 = H_{11} - H_{31}\omega^2 ; R_6 = H_{21}\omega - H_{41}\omega^3$$

$$R_9 = H_{12} - H_{32}\omega^2 ; R_0 = H_{22}\omega - H_{42}\omega^3$$

$$\begin{aligned} z_5 &= R_5 R_7 + R_6 R_8 & ; & \quad z_6 = R_6 R_7 - R_5 R_8 \\ z_7 &= R_9 R_1 + R_0 R_8 & ; & \quad z_8 = R_0 R_7 - R_9 R_8 \end{aligned}$$

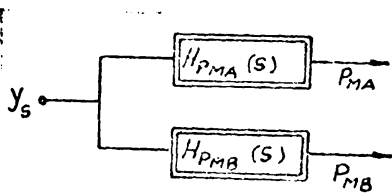
Rezultă pentru amplitudinea presiunilor : (4.34)

$$H_{pMA}(j\omega) = -20 \log \sqrt{\frac{z_5^2 + z_6^2}{N^2}} ; \quad H_{pMB}(j\omega) = -20 \log \sqrt{\frac{z_7^2 + z_8^2}{N^2}}$$

și faza funcției de transfer

$$\varphi_{H_{pMA}}^{\circ}(j\omega) = -\operatorname{arctg} \frac{z_6}{z_5} ; \quad \varphi_{H_{pMB}}^{\circ}(j\omega) = -\operatorname{arctg} \frac{z_8}{z_7} \quad (4.35)$$

De unde, presiunile de lucru în camerele cilindrului hidraulic (fig. 4.11); vor fi :



$$p_{MA}(t) = y_s(t) |H_{pMA}(j\omega)| \quad (4.36)$$

$$p_{MB}(t) = y_s(t) |H_{pMB}(j\omega)| \quad (4.37)$$

c). Funcția de transfer a debitelor  $Q_M$  și  $Q_{MB}$ . Se deduce în mod similar din

Fig.4.13 fig.4.10 ; 4.11, și tab.4.1. Introducînd

(4.32; 4.33) în (2.29), vom avea :

$$Q_{MA} = K_{QY} \cdot y_s - K_{QP} H_{pMA}(s) \cdot y_s \quad (4.38)$$

$$Q_{MB} = K_{QY} \cdot y_s + K_{QP} \cdot H_{pMB}(s) \cdot y_s \quad (4.39)$$

De unde, se obțin funcțiile de transfer ale debitelor :

$$H_{QMA}(s) = \frac{Q_{MA}(s)}{y_s(s)} = K_{QY} - K_{QP} \cdot H_{pMA}(s) \quad (4.40)$$

$$H_{QMB}(s) = \frac{Q_{MB}(s)}{y_s(s)} = K_{QY} + K_{QP} \cdot H_{pMB}(s) \quad (4.41)$$

respectiv :

$$H_{QMA}(s) = K_{QY} - K_{QP} \frac{H_4 s^3 + H_{31} s^2 + H_{21} s + H_{11}}{M_6 s^4 + M_5 s^3 + M_4 s^2 + M_3 s + M_2} \quad (4.42)$$

$$H_{QMB}(s) = K_{QY} + K_{QP} \frac{H_4 s^3 + H_{32} s^2 + H_{22} s + H_{12}}{M_6 s^4 + M_5 s^3 + M_4 s^2 + M_3 s + M_2} \quad (4.43)$$

pentru care în mod similar, din /log, log/, vom avea pentru (4.42; 4.43)

$$H_{QMA}(s) = K_{QY} - K_{QP} \frac{(H_{11} - H_{31} \omega^2) + (H_{21} \omega - H_{41} \omega^3) j}{R_7 + R_8 j} = \quad (4.44)$$

$$= \left( K_{QY} - \frac{K_{QP} z_5}{N_5} \right) - \left( \frac{K_{QP} \cdot z_6}{N_5} \right) j = U_1 + U_2 j$$

$$H_{QMB}(s) = K_{QY} + K_{QP} \frac{(H_{12} - H_{32} \omega^2) + (H_{22} \omega - H_{42} \omega^3) j}{R_7 + R_8 j} = \quad (4.45)$$

$$= \left( K_{QY} + K_{QP} \frac{z_7}{N_5} \right) + \left( \frac{K_{QP} \cdot z_8}{N_5} \right) j = U_3 + U_4 j$$

pentru care :

$$U_1 = K_{ay} - \frac{K_{ap} \cdot z_5}{N_5} ; U_2 = \frac{K_{ap} \cdot z_6}{N_5}$$

$$U_3 = K_{ay} + \frac{K_{ap} \cdot z_7}{N_5} ; U_4 = \frac{K_{ap} \cdot z_8}{N_5}$$

Amplitudinile și fazele debitelor în camerele cilindrului hidraulic, vor fi :

$$|H_{QMA}(\omega)| = -20 \log \sqrt{U_1^2 + U_2^2} ; |H_{QMB}(\omega)| = -20 \log \sqrt{U_3^2 + U_4^2} \quad (4.46)$$

$$\varphi_{QMA}^{\circ}(\omega) = -\arctg \frac{U_2}{U_1} ; \varphi_{QMB}^{\circ}(\omega) = -\arctg \frac{U_4}{U_3} \quad (4.47)$$

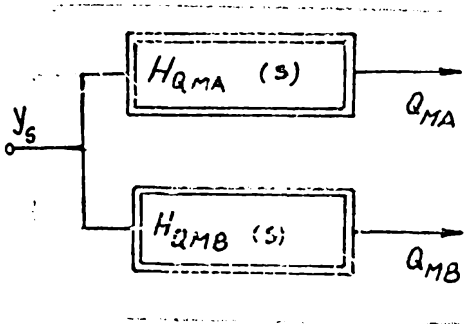


Fig.4.14

De unde,debitele în camerele de comandă ale cilindrului hidraulic (fig.4.14), vor fi :

$$Q_{MA}(t) = y_s(t) |H_{QMA}(\omega)| \quad (4.48)$$

$$Q_{MB}(t) = y_s(t) |H_{QMB}(\omega)| \quad (4.49)$$

4.3.2. Caracteristicile de frecvență ale sistemului cu luarea în considerare a

întîrzierii introduse de SVEH (SVEH reală).

Funcțiile de transfer calculate în § 4.3.1, au ca mărime de intrare  $y_s$ , ca și cum sertarul ar fi fost acționat de un mecanism bielă-manivelă rigid, cursa urmărind identic amplitudinea curentului de comandă  $\Delta i_c$ . În realitate cursa  $y_s$  are o întîrziere față de

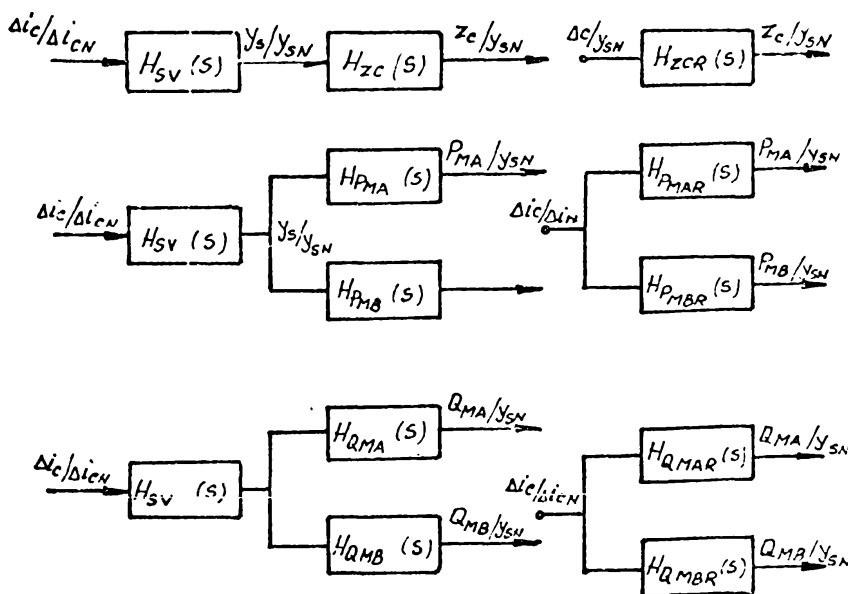


Fig.4.15

minat în § 4.3.1 se înmulțesc cu funcția de transfer a SVEH, dată prin (2.74) și (2.80). De unde pentru sistemul real (fig.4.15),

funcțiile de transfer devin :

a). Cursa pistonului :  $H_{ZCR}(s) = H_{SV}(s) \cdot H_{ZC}(s) \quad (4.50)$

curentul de comandă  $\Delta i_c$  și anume, că proprietățile dinamice ale SVEH, se pot descrie printr-un element de întîrziere de ordinul I-V (cap.2.7). Caracteristicile reale ale sistemului SVEH-cilindru-sarcină, avînd ca mărime de intrare  $\Delta i_c$ , se pot descrie ușor, dacă funcțiile de transfer deter-

$$Z_{CR} = |H_{ZCR}(j\omega)| \cdot Y_{SN} \cdot \frac{\Delta i_c}{\Delta i_{CN}}$$

b). Presiunile în camerele cilindrului :

$$H_{PMAR}(s) = H_{SV}(s) \cdot H_{PMA}(s) \quad (4.51)$$

$$P_{MAR} = |H_{PMAR}(j\omega)| \cdot Y_{SN} \cdot \frac{\Delta i_c}{\Delta i_{CN}} \quad (4.52)$$

$$H_{PMBR}(s) = H_{SV}(s) \cdot H_{PMB}(s)$$

$$P_{MBR} = |H_{PMB}(j\omega)| \cdot Y_{SN} \cdot \frac{\Delta i_c}{\Delta i_{CN}}$$

c). Debitele în camerele cilindrului :

$$H_{QMAR}(s) = H_{SV}(s) \cdot H_{QMA}(s) \quad (4.53)$$

$$Q_{MAR} = |H_{QMAR}(j\omega)| \cdot Y_{SN} \cdot \frac{\Delta i_c}{\Delta i_{CN}} \quad (4.54)$$

$$H_{QMBR}(s) = H_{SV}(s) \cdot H_{QMB}(s)$$

$$Q_{MBR} = |H_{QMBR}(j\omega)| \cdot Y_{SN} \cdot \frac{\Delta i_c}{\Delta i_{CN}}$$

Pentru calculul și reprezentarea caracteristicilor de amplitudine-fază frecvență, atât pentru sistemul cu SVEH ideală, cât și pentru sistemul cu SVEH reală, s-a elaborat un program de calcul FORTRAN-DINAMIC SISTEM, inclus în pachetul de programe SHAP.

#### 4.4. Funcția de transfer pentru circuitul de reacție a sistemului hidraulic.

Așa cum s-a arătat în cap.I și în § 4.1, specific SHAP este blocul de măsurare pentru care, în cazul analizat este un traductor de deplasare de tip inductiv, care controlează mișcarea pistonului cilindrului hidraulic  $Z_c$ , semnalul dat constituind mărime de comparație cu valorile semnalului de intrare, diferența dintre ele, constituind semnal de comandă pentru SVEH (fig.1.4; 4.1; 4.9).

Funcția de transfer a blocului de măsurare în mod similar SVEH cu reacție electrică de poziție, se scrie :

$$H_{RC}(s) = \frac{\Delta U_{RC}(s)}{Z_c(s)} = K_{RC} \quad (4.55)$$

unde : - constanta traductorului de reacție de tip inductiv, ce arată că, reacția este de asemenea un element pur proporțional din punct de vedere dinamic ;  $\Delta U_{RC}$  - mărimea de ieșire a traductorului ;

#### 4.5. Funcția de transfer pentru circuitul deschis și închis al sistemului hidraulic.

Avînd cunoscute funcțiile de transfer ale ramurii directe pentru sistemul real (4.50) și a ramurii de reacție (4.55) din /52,  $\log, \log/$  pentru funcția de transfer a sistemului deschis, se scrie :

$$H_D(s) = H_{ZCR}(s) \cdot H_{RC}(s) \quad (4.56)$$

relație ce va scoate în evidență factorul total de amplificare a sistemului.

Funcția de transfer a sistemului închis (fig.4.9), devine :

$$H_{1ZC}(s) = \frac{H_{ZCR}(s)}{1 + H_D(s)} = \frac{H_{ZCR}(s)}{1 + H_{ZCR}(s) \cdot H_{RC}(s)} = \frac{H_{ZCR}(s)}{1 + K_{RC}(s) \cdot H_{ZCR}(s)} \quad (4.57)$$

Din (4.24) și (2.79) avem :

$$H_{ZRC}(s) = \frac{M_0 + M_1 s}{H(s)} ; H_{1ZC} = \frac{M_0 + M_1 s}{H(s) + 1,2 (M_0 + M_1 s)} \quad (4.58)$$

$$\begin{aligned} B(s) = H(s) + 1,2 (M_0 + M_1 s) = & (M_2 + 1,2 M_0) + (1,2 M_1 + M_3 + M_2 A_3) s + \\ & + (M_4 + M_3 A_3 + M_2 A_2) s^2 + (M_5 + M_4 A_3 + M_3 A_2 + M_2 A_1) s^3 + \\ & + (M_6 + M_5 A_3 + M_4 A_2 + M_3 A_1) s^4 + (M_6 A_3 + M_5 A_2 + M_4 A_1) s^5 + \\ & + (M_6 A_2 + M_5 A_1) s^6 + M_6 A_1 s^7 \end{aligned}$$

pentru care amplitudinea și faza funcției de transfer devin :

$$|H_{1ZC}(j\omega)|_{dB} = \frac{H_{1ZC}(j\omega)}{1 + K_{RC}^2(s) \cdot H_{1ZC}^2(s) + 2 K_{RC} \cdot H_{1ZC}(s) \cdot \cos \varphi} \quad (4.59)$$

$$\varphi_{H_{1ZC}}(j\omega) = \arctg \frac{\sin \varphi}{\cos \varphi + K_{RC} \cdot H_{1ZC}(j\omega)} \quad (4.60)$$

Pentru determinarea indicilor de performanță ai sistemului închis, se utilizează de regulă, funcția de transfer în circuit deschis, care se rezolvă mai ușor și pentru care ponderea o are termenul pentru circuit deschis .

#### 4.6. Aplicarea seriilor FOURIER la determinarea formei și mărimumi curentului de comandă a SVMH.

Metoda propusă pornește de la forma diagramei de viteză a modului de translație (fig.4.15) și se deduce forma curentului de comandă la SVEH, necesar realizării unei mișcări după o lege impusă.

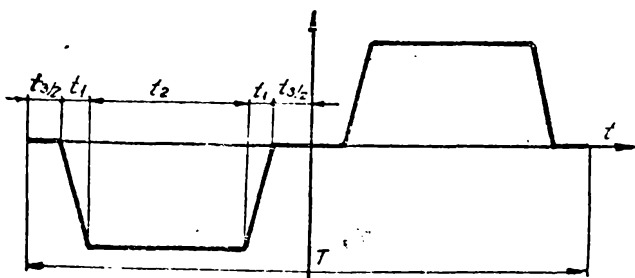


Fig.4.16

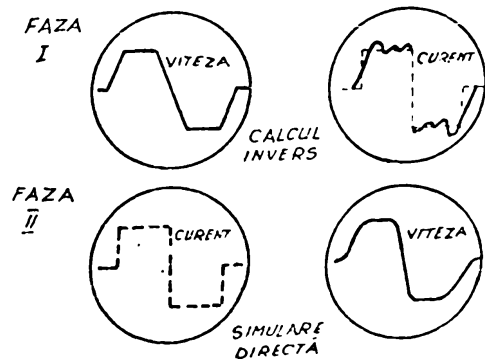


Fig.4.17

Determinarea variației optime a curentului  $\Delta i_c$ , se face prin simulare inversă și directă (fig.4.16), obținându-se o formă optimă a diagramei de viteză. Considerînd o diagramă de viteză dată, adaptată pentru modulul de translație a robotului RH 1 KN ( $D=50$  mm;  $d=32$  mm,  $S_{max}=800$  mm,  $V_{max}=0,2$  m/s;  $a_{max}=2 \cdot g=19,62$  m/s), /20,25,140,162,163/ se trece la calculul coeficienților seriei FOURIER a vitezei /48/. Perioada  $T$  a mișcării este compusă din timpii reprezentați în fig. 4.17 și tab.4.2.

Tab.4.2

$v(t)$	0	$-\frac{T}{2}$	$\leq t \leq -\left(\frac{t_3}{2} + 2t_1 + t_2\right)$
	$-a\left(t + \frac{t_3}{2} + 2t_1 + t_2\right)$	$-\frac{t_3}{2} + 2t_1 + t_2$	$\leq t \leq \left(-\frac{t_3}{2} + t_1 + t_2\right)$
	$-v$	$-\left(\frac{t_3}{2} + t_1 + t_2\right)$	$\leq t \leq -\frac{t_3}{2} + t_1$
	$a\left(t + \frac{t_3}{2}\right)$	$-\left(\frac{t_3}{2} + t_1\right)$	$\leq t \leq -\frac{t_3}{2}$
	0	$-\frac{t_3}{2}$	$\leq t \leq \frac{t_3}{2}$
	$a\left(t - \frac{t_3}{2}\right)$	$\frac{t_3}{2}$	$\leq t \leq \frac{t_3}{2} + t_1$
	$v$	$\frac{t_3}{2} + t_1$	$\leq t \leq \frac{t_3}{2} + t_1 + t_2$
	$-a\left(t - \frac{t_3}{2} - 2t_1 + t_2\right)$	$\frac{t_3}{2} + 2t_1 + t_2$	$\leq t \leq \frac{t_3}{2} + 2t_1 + t_2$
	0	$\frac{t_3}{2} + 2t_1 + t_2$	$\leq t \leq \frac{T}{2}$

De unde  $V_{max} = a_{max} \cdot t_1$ , pentru care  $t_1 = V_{max} / a_{max} = 0,01$  sec  
 $S = \int_0^{t_1+t_2} v(t) dt = \int_0^{t_1} a \cdot t dt + \int_{t_1}^{t_1+t_2} v dt + \int_{t_1+t_2}^{2t_1+t_2} -a(t-2t_1-t_2) dt = v t_2 + a t_1$  (4.61)

și rezultă  $t_2 = \frac{S_{max} + a_{max} t_1^2}{V_{max}} = 3,99$  sec; (4.62)

$a_{max} t_1 + V_{max} t_2 = S_{max}$   
 $t_3 = 4$  sec (4.63)

De unde :  $T = 2(t_3 + 2t_1 + t_2) = 16,02$  sec

Utilizînd un subprogram SERIE FOURIER, în cadrul pachetului de programe SHAP, s-au calculat coeficienții seriei ( $Q_0=0$ ;  $V_m=0$ ;  $a_n=0$ )

- pentru funcția de viteză simetrică, față de origine. Vom avea

$b_n = \int v(t) \cdot \sin\left(\frac{2\pi}{T} \cdot nt\right) dt = 2 \sum_{i=1}^5 b_{ni}$  (4.64)

Impunînd o eroare  $\xi = 10^{-2}$ , rezultă numărul de termeni ai seriei luați în considerare. Pentru trecerea uniformă curent-viteză, trebuie să transformăm o relație de tip curent-deplasare. Notăm :

$A = |H_I(j\omega)|$ ,  $\alpha = \arg H_I(j\omega)$ . Conform /109/, vom putea scrie :  
 $z_c = [A e^{j\alpha}] \Delta i_c$  (4.65)

Introducînd amplitudinea și defazajul curentului :  $i_c = A_I e^{j(\omega t + \varphi_I)}$  (4.66)

vom avea :  $z_c = A \cdot e^{j\alpha} \cdot A_I \cdot e^{j(\omega t + \varphi_I)}$  (4.67)  
 $\dot{z}_c = \omega A \cdot A_I \cdot e^{j\left(\frac{\pi}{2} + \alpha + \omega t + \varphi_I\right)}$



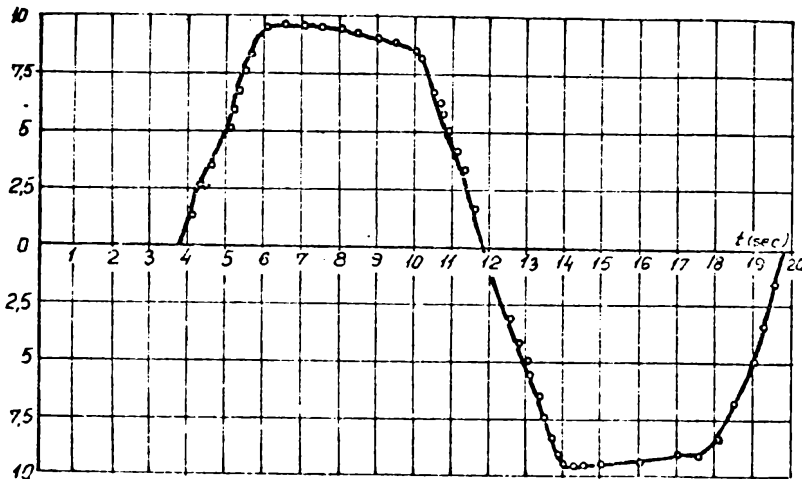


Fig.4.18

SVEH în cadrul pachetului de programe SHAP, s-a determinat forma și mărimea curentului de comandă a SVEH, pentru o lege impusă a vitezei pistonului cilindrului hidraulic cu tijă simetrică (modul de translație de laborator), conform fig.4.18.

4.7. Pachet de programe pentru studiul comportării sistemelor hidraulice automate de poziționare (SHAP).

Pachetul de programe SHAP a fost realizat în vederea analizei comportării statice și dinamice a SHAP. Pachetul de programe SHAP, conține peste 2500 de instrucții, fapt pentru care a fost segmentat în programe și subrutine de tip formulă și sistem. Programele și rutinele sînt scrise în limbaj FORTRAN, rulările și testările efectuîndu-se pe calculatoare electronice FELIX C256/512/1024.

În fig.4.19, se prezintă schema bloc a pachetului de programe SHAP.

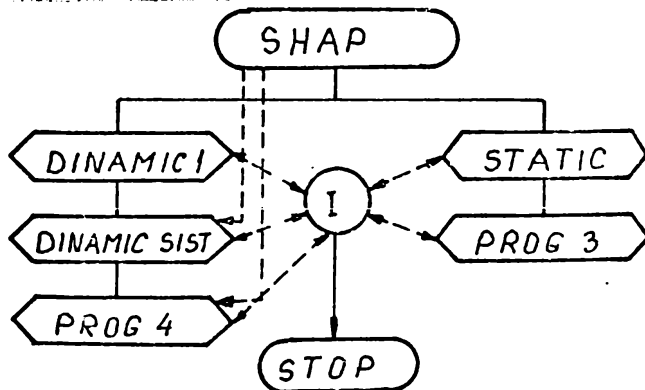


Fig.4.19

introducerii mai multor seturi la o singură execuție.

4.7.1. Program de analiză a comportării dinamice pentru cilindrul hidraulic de execuție-DINAMIC 1.

Pe baza modelului matematic definit în § 4.2 și anclînd la

Calculînd această viteză pentru fiecare termen al seriei FOURIER și știind că :

$$z_{cn} = b_n \cdot e^{j(\varphi_n + \omega_n t)};$$

$$\varphi_n = 0 \quad (4.68)$$

obținem armonici de ordin superior ale curentului, avînd astfel amplitudinea

$$A_{icn} = \frac{b_n}{\omega_n A_n}$$

și defazajul

$$\varphi_{in} = \alpha_n - \frac{\pi}{2} .$$

Cu subprogramul CURENT

În funcție de necesități, programele se pot executa separat, sau în orice combinație posibilă între ele. Datele de intrare în fiecare program, sînt organizate în fișiere, pe cartele, asigurîndu-se astfel, posibilitatea

modul de analiză al parametrilor caracteristici, respectiv al performanțelor funcționale, introduse în /75,104.106/, s-a realizat programul de simulare numerică DINAMIC 1, ce permite studiul răspunsului la frecvență și semnal treaptă ai regimurilor tranzitorii. Din aplicarea criteriilor ROUTH-HURWITZ, BODE-NYQUIST și a răspunsului indicial, ecuației funcției de transfer de gradul III (4.19; 4.20), se obțin condițiile de stabilitate. Organizarea generală a programului DINAMIC 1 (fig.4.20) este realizată pe mai multe etape, avînd : subprogram principal MOD MAT-pentru introducerea datelor, calculul performanțelor funcționale, apelarea subprogramelor SUBROUTINE și afișarea rezultatelor ; subprogramul CALC-pentru calculul coeficienților funcției de transfer, polifuncției de transfer și constantele de timp; subprogramul PFAZE-pentru calculul modulului  $|H_{zc}(\omega)|$  și argumentului  $\varphi_{H_{zc}}^{\circ}(\omega)$ , a părții reale  $Re_{H_{zc}}$  și imaginare  $Im_{H_{zc}}$  pentru trasarea caracteristicilor de frecvență și locului de transfer (răspuns frecvențial), cît și pentru calculul variației la răspuns semnal treaptă (răspuns indicial); subprogramul de nivel 2-P/RAB-apelat din biblioteca matematică-MATHLIBS a sistemului de calcul , avînd rolul de a calcula prin metoda BAISTROW, pentru sistemul deschis și închis, rădăcinile ecuației polinomiale atașate funcției de transfer (4.19; 4.20); subrutina GRAFIC-apelată cu opțiune de compilare pentru trasarea graficelor .

Pentru fiecare set de date , se tipărește mesajul "se verifică sau nu condițiile de stabilitate"și parametrii de referință ai sistemului definiți în § 4.2 și /104,106/. Calculele s-au efectuat pentru parametrii geometrici ai modulului de translație al robotului industrial RH 1 KN - D50/32-800, cu cilindru diferențial prezentat în /20,25,140/ și modulul de translație de laborator, cu cilindru cu tijă simetrică D50/32-200 alimentat la  $p_{03}=5,5-10$  MPa și debite  $Q=2,5-20$  l/min. la curentul nominal al SVEH-2T-7,5 ( $\Delta i_c=10$  mA). Modulul de translație de laborator a fost proiectat și realizat în scopul modelării matematice și verificării experimentale a sistemelor SVEH-cilindru-sarcină, pentru module de translație pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.

#### 4.7.2. Exemplu de calcul, curbe caracteristice.

În tab.4.3 sînt prezentați parametrii geometrici și funcționali de calcul pentru modulul de translație al robotului RH 1 KN /20,25,140/ și modulul de translație de laborator, în aceleași condiții de sarcină, presiuni și debite de alimentare.

Apelînd la metodologia de analiză și sinteză a SVEH dezvoltată în § 2.8, pentru parametrii geometrici și funcționali ai sistemului hidraulic-cilindru de sarcină (tab.4.3), și în baza rezultatelor

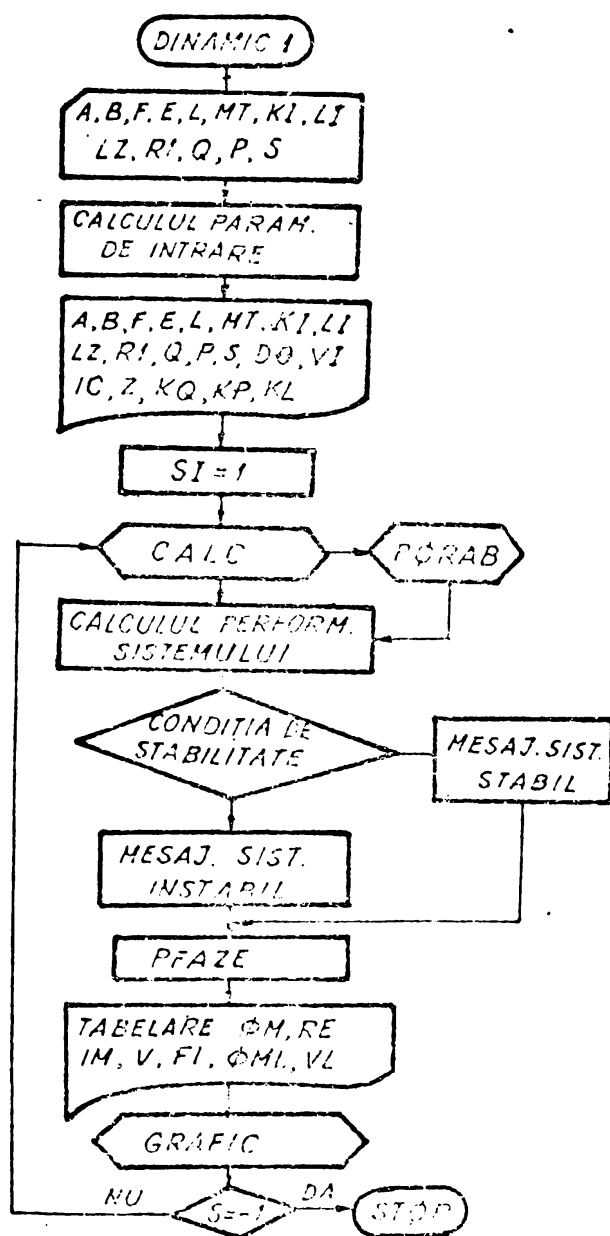


Fig.4.20

obținute cu programul DINAMIC 1, (fig.4.20), s-au reprezentat caracteristicile amplitudine-fază-frecvență (fig.4.21; 4.22), hodograful funcției de transfer (fig.4.25) și funcția de răspuns la semnal treaptă (conf.rel.2.101-pentru funcția de transfer de gradul III (rel.4.19; 4.20), (fig.4.23;4.24). Parametrii calculați ai funcției de transfer (4.19;4.20)-polii funcției de transfer  $X_1, X_2, X_3$  și performanțele cilindrului de execuție sînt prezentați în tab. 4.4; 4.5 pentru diferite condiții de sarcină ( $S=50;100;200 \text{ daN}$ ) presiuni de lucru  $p_{03}=5,5; 7,0;10 \text{ MPa}$ , la debite  $Q=7-60 \text{ l/min.}$ , cu sarcină de tip elastic (tab. 4.4) și sarcină rigidă (tab.4.5).Din caracte-

risticile de frecvență (fig.4.21;4.22) și de răspuns indicial (fig. 4.23;4.24) stabilite în condițiile de variație a sarcinii și a caracterului sarcinii, se trag unele concluzii cu privire la calitatea regimurilor tranzitorii și performanțele sistemului.Referitor la acest lucru, se poate arăta că :

- la sistemele considerate cu legătură elastică (fig.4.21 a, 4.22 a) , amplitudinea frecvenței de rezonanță scade cu creșterea de sarcină, iar la sistemele considerate rigide (fig.4.21 b;4.22 b) fenomenul are o comportare inversă, acest lucru fiind cauzat de faptul, că prin elementul elastic, energia nu este anihilată, ci acumulată;

- frecvențele de lucru în limitele funcționării pînă în apro-

Parametrii geometrice și funcționali		Modul de translație de laborator		Modul de translație robot RHKN	
SVEH	Cursă sertar $Y_s$	0,54 mm	0,67 mm	0,84 mm	1,5 mm
	Grad. acop. $Y_{oi}$				
	Presiune $P_{03}$	5,5 [MPa]	7,0 [MPa]	10,0 [MPa]	10 [MPa]
	Debit $Q_0$	140 cm <sup>3</sup> /s	200 cm <sup>3</sup> /s	300 [cm <sup>3</sup> /s]	1000 [cm <sup>3</sup> /s]
	Aria mare $S_{MA}$	11,52 [cm <sup>2</sup> ] $D=50$ [mm]		19,63 cm <sup>2</sup> $D=50$ mm	
	Aria mică $S_{MB}$	11,52 [cm <sup>2</sup> ] $d=32$ [mm]		11,52 cm <sup>2</sup> $d=32$ mm	
	Cursa piston $C$	20 cm		80 cm	
	Const. elast. $R_1$	10 [daN/cm]		0 [daN/cm]	
	Coef. frec $F_f$	5 ; 7 ; 10 daN.s/cm			
	Vit. piston	0,1207 ÷ 0,86 m/s		0,072 ÷ 0,50 m/s	
	Sarcina	50 daN	100 daN	200 daN	

pierea frecvenței de rezonanță ( $\omega = 0-20$  Hz) sînt sub limita frecvenței dominante a SVEH, fapt pentru care sistemul se consideră în domeniul funcționării normale și stabile (fig.4.21;4.22) ;

- cu creșterea secțiunii pistonului pentru aceleași condiții de sarcină și presiuni de lucru, crește frecvența de rezonanță (fig. 4.21 - cilindru simetric  $\omega_r = 48-95$  Hz, fig.4.22 - cilindru asimetric  $\omega_r = 60-122$  Hz), ducînd la extinderea zonei de funcționare stabilă (a frecvențelor dominante) ;

- amplitudinea oscilațiilor crește cu mărirea presiunii și mai ales a sarcinii, mai pronunțat pentru sistemele elastice (fig.4.23; 4.24) ducînd la creșterea suprareglajului  $\bar{v}_r$ . Deoarece depășirile mai pronunțate ale valorii staționare  $Z_c$  staționar, pot conduce la suprasolicitări ale instalației în regimurile tranzitorii, valoarea suprareglajului  $\bar{v}_r$  trebuie limitată. Valori scăzute ale suprareglajului  $\bar{v}_r$  se obțin la sarcini reduse, ceea ce confirmă condiția restrictivă de sarcină.

- frecvența de rezonanță variază în limite largi cu modificarea de sarcină, presiunea avînd un efect neglijabil asupra acestui parametru (fig.4.21 a; 4.22 a). Fenomenul se manifestă în aceleași condiții pentru sistemele elastice și rigide (fig.4.21ab; 4.22 ab);

- pentru sistemele considerate rigide (fig.4.21 b; 4.22 b) are

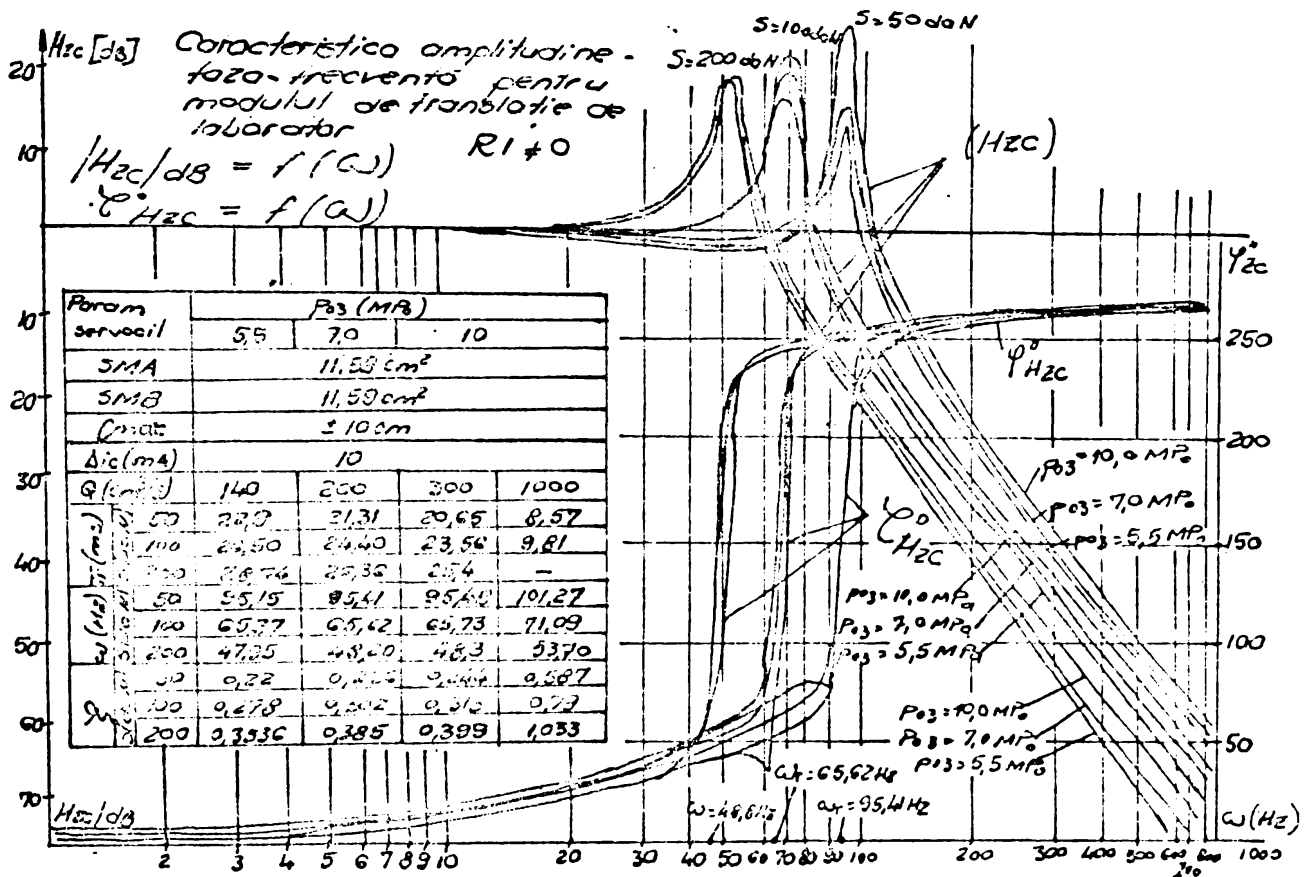


Fig.4.21.a

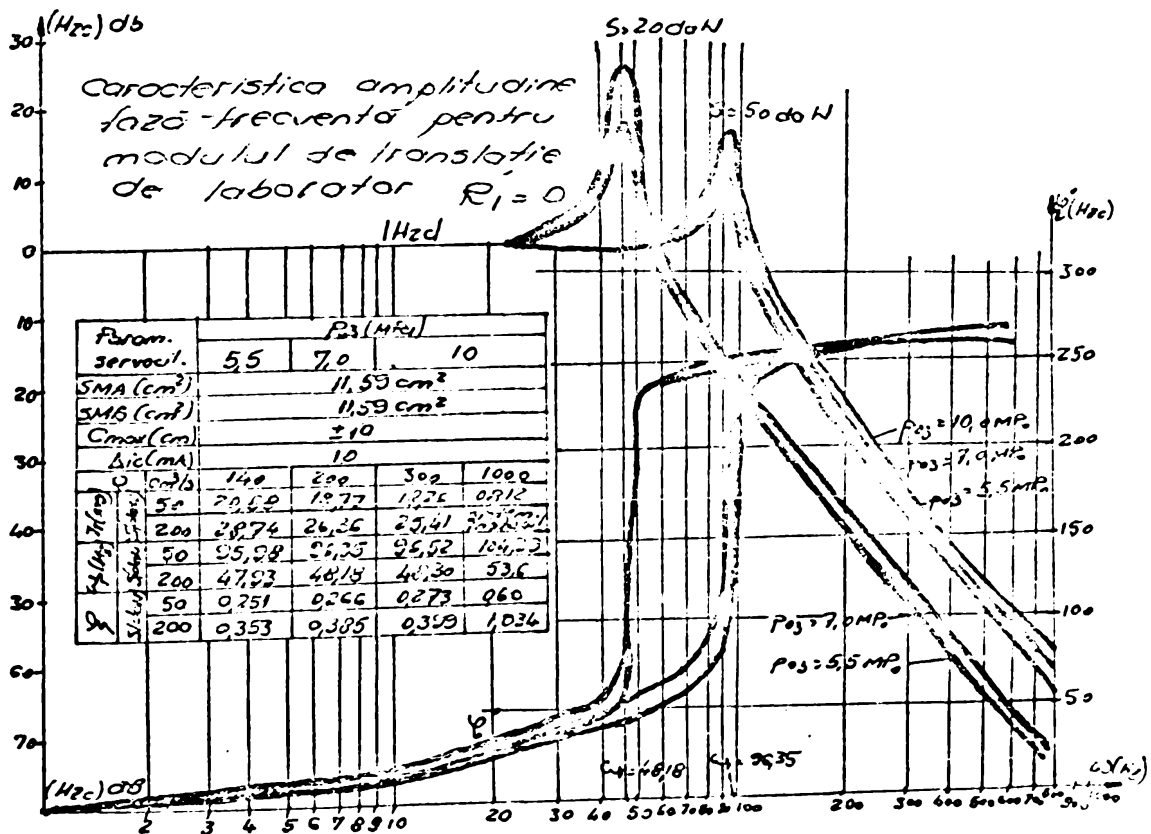


Fig.4.21.b



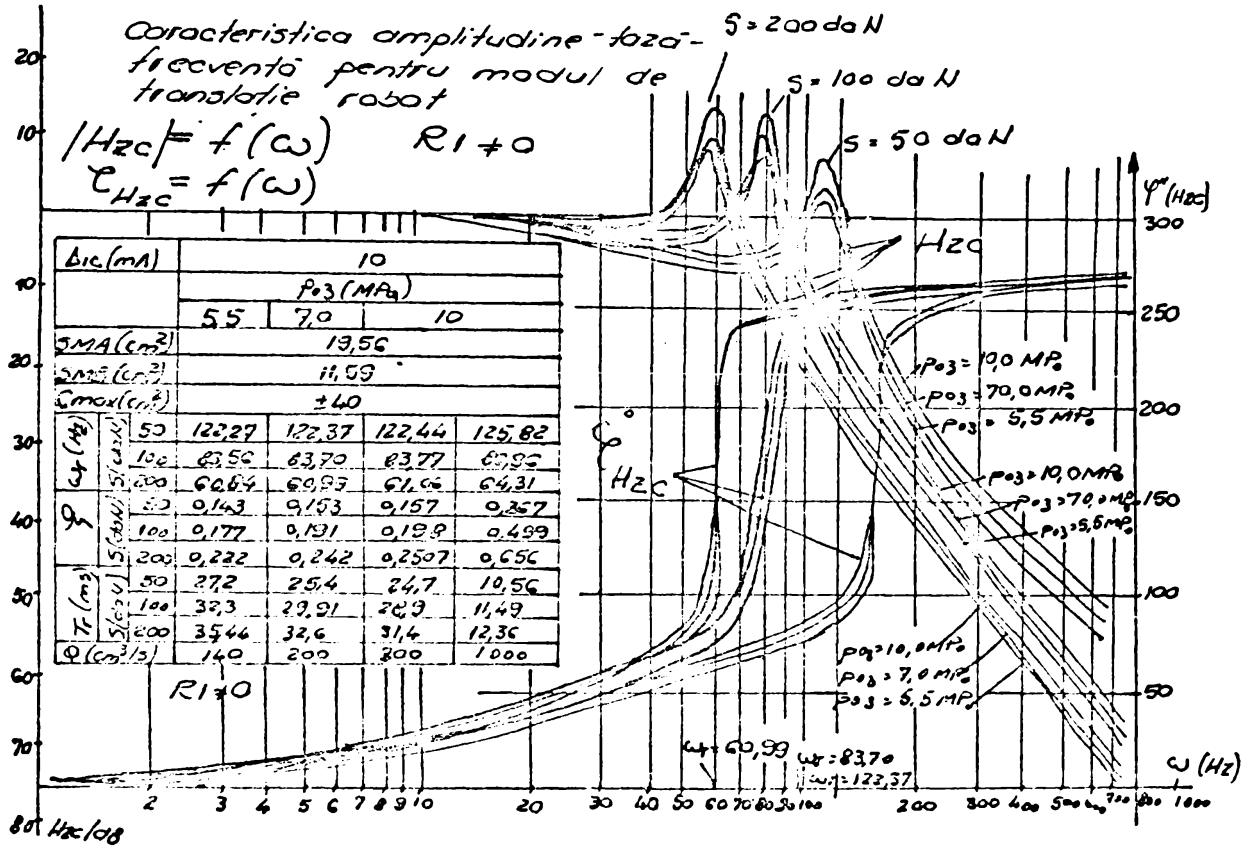


Fig.4.22.a

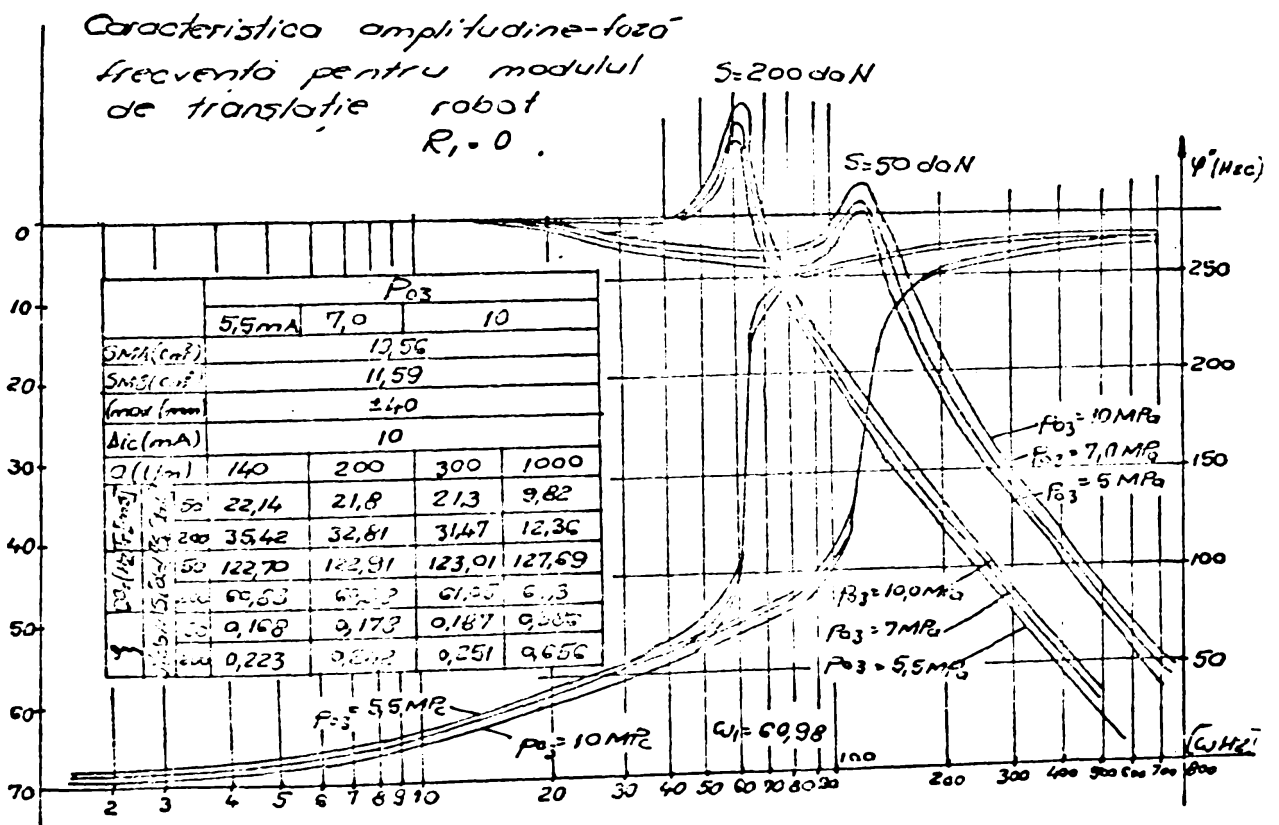


Fig.4.22.b



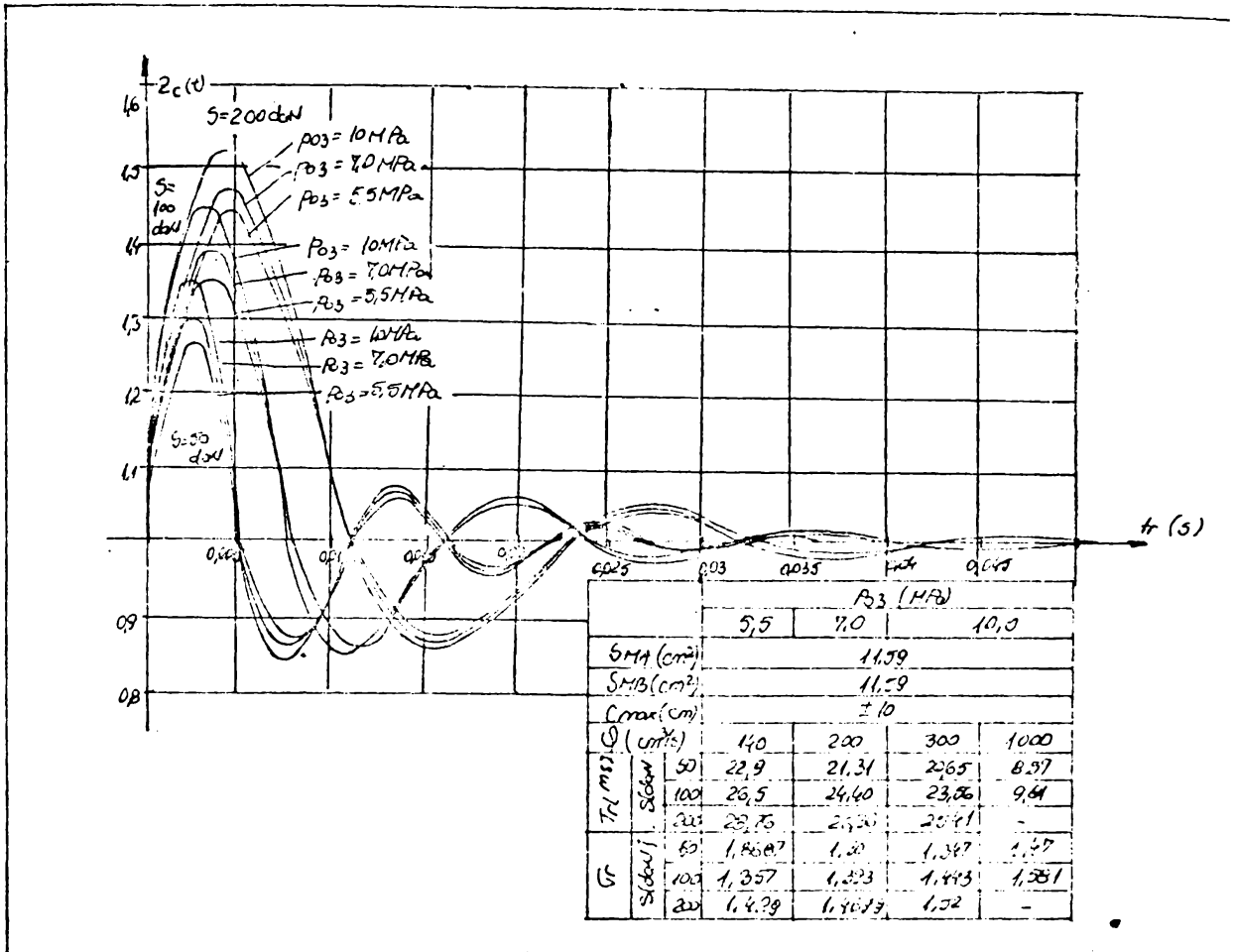


Fig. 4.23.a

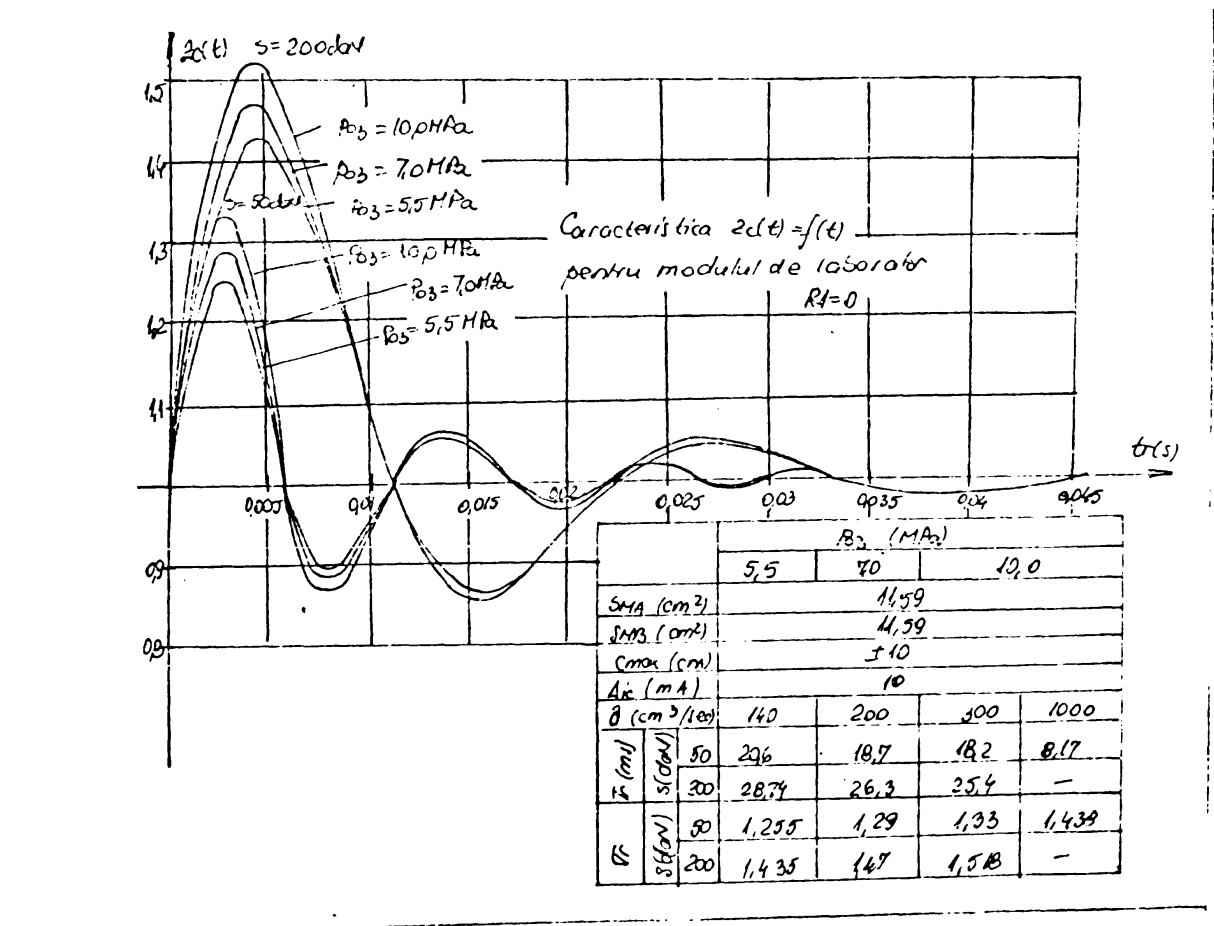


Fig. 4.23.b

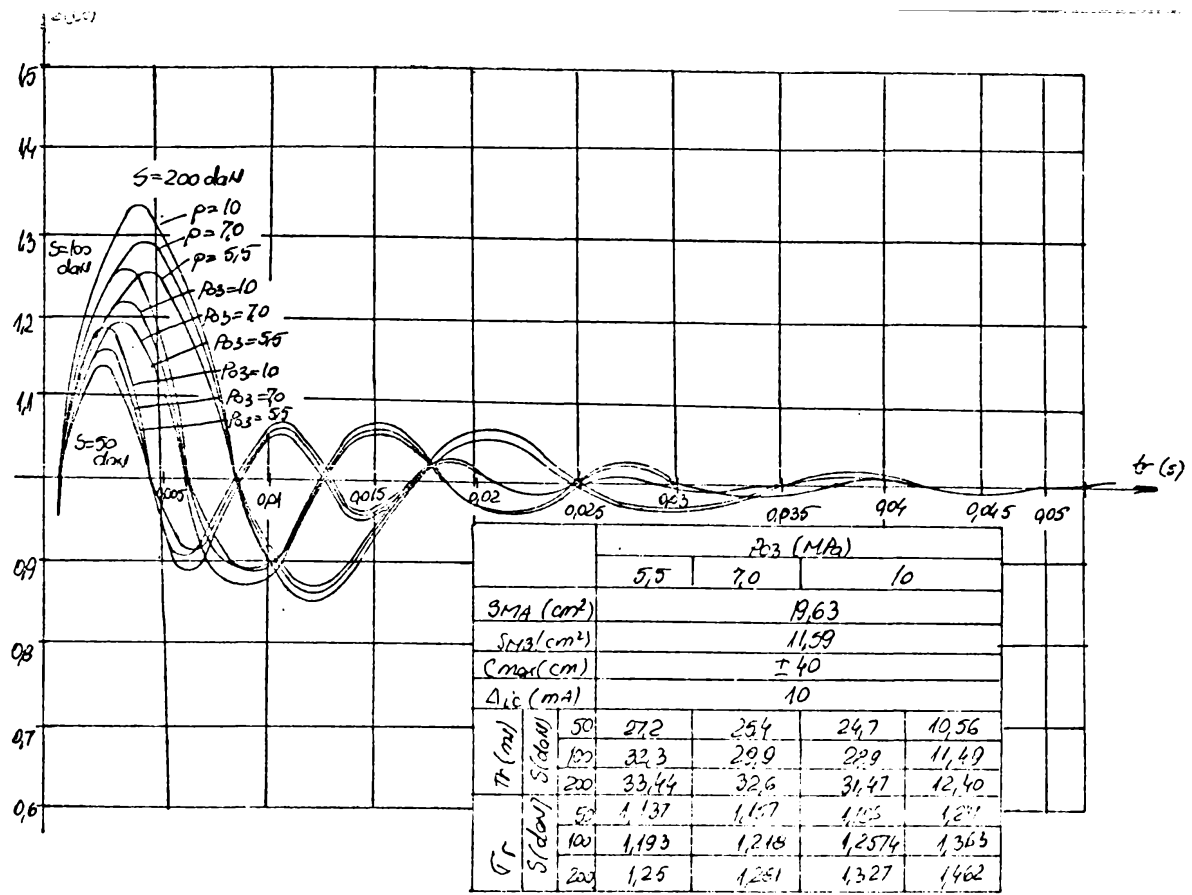


Fig.4.24.a

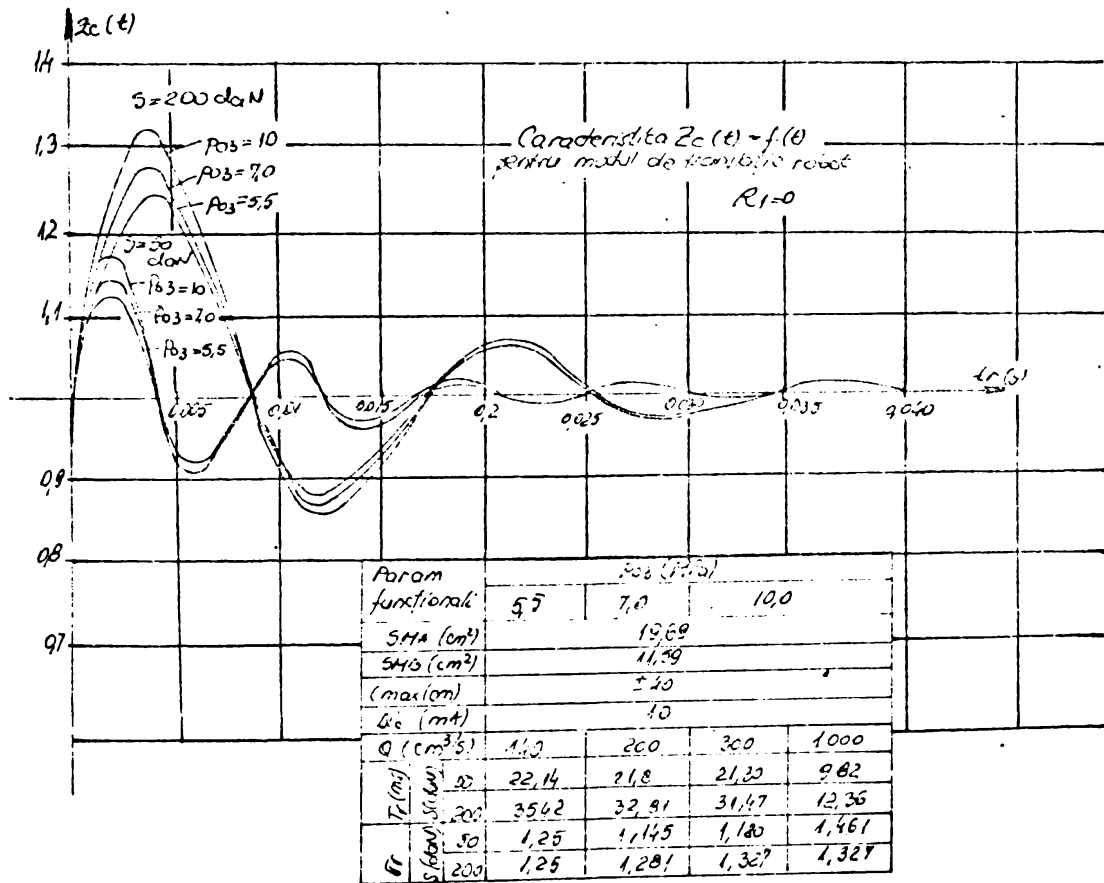


Fig.4.24.b

Tab.4.4.

R1=10 daN/cm	P03 [1/P0]	S [daN]	Vp [m/s]	X1		X2		X3
				Real	Imag	Real	Imag.	Real
Modul de translație de laborator (cil. simetric D=50mm ; C = ±100mm d=32mm	5,5	50	0,121	-22,07	589,6	-22,07	-589,6	-219,4
		100	0,121	-7,67	406,7	-7,67	-406,7	-213,1
		200	0,172	-3,04	299,2	-3,04	-299,2	-207,0
	7,0	50	0,172	-16,78	592,4	-16,78	-592,4	-250,8
		100	0,172	-3,66	410,2	-3,66	-410,2	-242,3
		200	0,172	-1,72	302,7	-1,72	-302,7	-232,8
	10,0	50	0,258	-0,58	599,2	-0,58	-599,2	-291,2
		100	0,258	-0,27	419,2	-0,27	-419,2	-277,2
		200	0,258	-9,80	311,8		-311,8	-262,1
	10,0	50	0,862	-6,85	562,5	-68,5	-562,5	-610,9
		100	0,862	-43,4	378,4	-43,4	-476,4	-626,8
		200	0,862	-30,6	271,9	-30,6	-271,9	-636,5
Modul de translație robot RH1KH (cil. asimetric) D=50mm C=±400mm d=32mm	5,5	50	0,072	-44,47	758,2	-44,47	-758,9	-131,9
		100	0,072	-27,38	517,4	-27,38	-517,4	-131,7
		200	0,072	-19,56	375,1	-19,56	-375,1	-131,3
	7,0	50	0,102	-42,06	759,7	-42,06	-759,7	-151,8
		100	0,102	-25,09	518,1	-25,09	-518,1	-151,2
		200	0,102	-17,45	375,9	-17,45	-375,9	-150,6
	10,0	50	0,153	-30,9	761,4	-30,9	-761,4	-180,9
		100	0,153	-14,6	521,2	-14,6	-521,2	-179,2
		200	0,153	-7,87	379,9	-7,87	-379,9	-176,1
	10,0	50	0,503	-110,5	730,2	-110,5	-730,2	-359,6
		100	0,503	-80,7	479,4	-80,7	-479,4	-384,7
		200	0,503	-58,2	334,2	-58,2	-334,2	-413,9

loc o amortizare mai rapidă a oscilațiilor, suprareglajul este mai redus (fig.4.23 b; 4.24 b), respectiv timpul de răspuns scade, obținând o îmbunătățire a calității regimului tranzitoriu ;

- hodograful funcției de transfer (fig.4.25) este caracteristic unui sistem de ordinul III, cu ponderea frecvențelor de lucru în cadranul IV, caracteristic zonei practice de funcționare ;

- eroarea statică de poziție crește cu creșterile de presiune și debit, fapt pentru care se recomandă limitarea superioară a debitului și deci, a pistonului pentru parametrii geometrici ai

R1 = 0	F <sub>03</sub> [MPa]	S [daN]	Y <sub>p</sub> [m/s]	X <sub>1</sub>		X <sub>2</sub>		X <sub>3</sub>	
				Real	Imag.	Real	Imag.	Real	
Modul de translație de laborator (cil. simetric) D = 50mm, c = ±100mm d = 32mm	5,5	50	0,121	-41,05	586,5	-41,05	-586,5	-220,6	
		200	0,121	-3,02	299,1	-3,02	-299,1	-207,08	
	7,0	50	0,172	-35,6	589,3	-35,6	-589,3	-251,8	
		200	0,172	-0,235	302,5	-0,235	-302,5	-232,9	
	10,0	50	0,258	-18,8	596,9	-18,8	-596,9	-294,5	
		200	0,258	+9,82	311,7	+9,82	-311,7	-284,3	
	10,0	50	0,862	-88,9	560,2	-88,9	-560,2	-609,3	
		200	0,862	-30,6	271,8	-30,6	-271,8	-636,5	
	Modul de translație robot RHI KN (cil. asimetric) D = 50mm, C = ±1400mm d = 32mm	5,5	50	0,072	-64,3	757,2	-64,3	-757,2	-102,5
			200	0,072	-19,5	374,9	-19,5	-374,9	-131,4
		7,0	50	0,102	-61,6	757,6	-61,6	-757,6	-151,9
			200	0,102	-17,45	375,8	-17,45	-375,8	-150,6
10,0		50	0,153	-50,3	759,3	-50,3	-759,3	-181,4	
		200	0,153	-7,86	379,8	-7,86	-379,8	-176,7	
10,0		50	0,503	-131,67	729,7	-131,67	-729,7	-356,6	
		200	0,503	-8,21	334,15	-8,21	-334,15	-413,9	

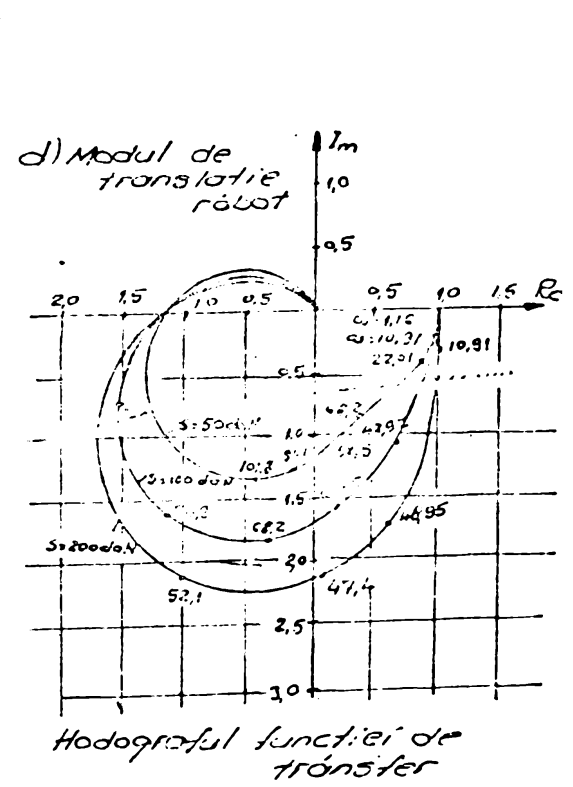
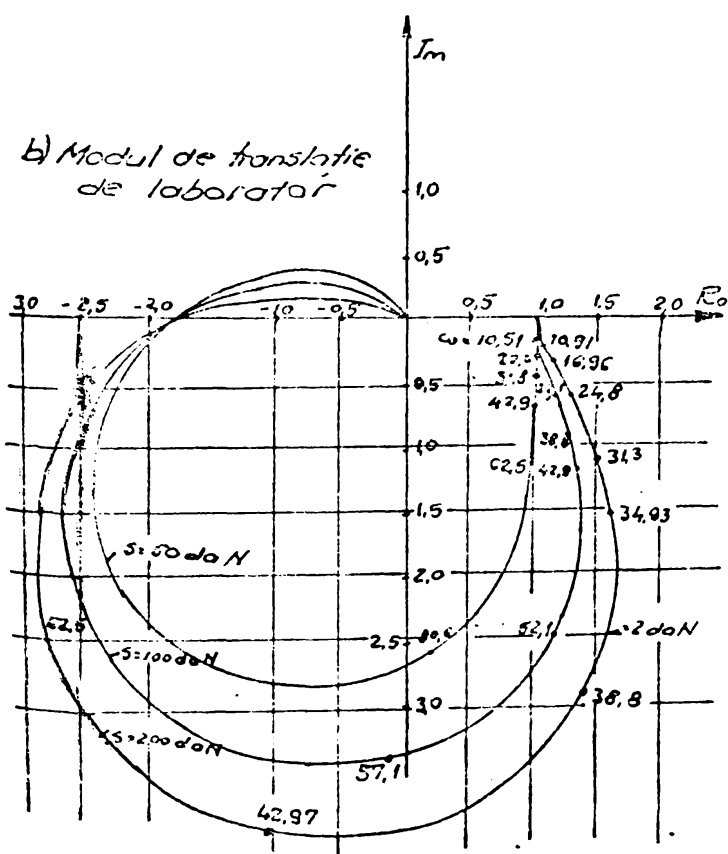


Fig.4.25

modulelor de translație analizate ( $Q < 50-60$  l/min.). În același timp creșterile de presiune au ca efect apropierea valorilor rădăcinilor reale ale ecuației caracteristice de valoarea zero ducând la apropierea sistemului de limita de stabilitate (tab.4.4 ; 4.5) ;

- sensibilitatea sistemului ,ca valoare minimă admisă a mărimii de intrare programatoare crește ,cu scăderea de sarcină, ceea ce confirmă condiția de creștere a stabilității acestuia.

În concluzie, se poate arăta că, :

- din punct de vedere al frecvențelor dominante  $\omega = 0-10$  Hz. și a timpilor de reglare  $T_r = 10-30$  ms, sistemul cilindru hidraulic de poziționare se găsește în categoria sistemelor hidraulice rapide și stabile ;

- stabilitatea sistemului se îmbunătățește cu reducerea sarcinii antrenate și a măririi suprafeței pistonului ;

- sistemul este stabil pentru toți parametrii funcționali studiați (tab.4.3; 4.4; 4.5) ,întrucât coeficienții funcției de transfer sînt pozitivi, iar rădăcinile ecuației caracteristice  $X_1, X_2, X_3$ , au partea reală negativă .

#### 4.7.3. Program de analiză a comportării dinamice a sistemului SVEH-cilindru-sarcină, DINAMIC SISTEM.

În programul de calcul elaborat - DINAMIC SISTEM (fig.4.26) se calculează parametrii : amplitudine-fază-frecvență pentru funcția de transfer a sistemului de poziționare, de tip frecvență-deplasare  $|H_{\Delta C}|$ , frecvență-presiune  $|H_{pM}|$ , și frecvență-debit  $|H_{QM}|$ , pentru sistemul ideal și real, în circuitul deschis și închis, conform modelului de calcul definit în § 4.3-4.6.

Programul cuprinde un ciclu în care se variază frecvența cu indicele  $i=1 \dots 200$ , respectiv pentru  $\omega = 1 - \dots 4000$  Hz. La sfîrșitul acestui ciclu se găsește două blocuri de decizie, cu ajutorul cărora se modifică pasul de variație a frecvenței în jurul frecvenței de rezonanță  $\omega = (0,7-1,1) \cdot \omega_r$  și în afara zonei. Într-un alt ciclu se calculează amplitudinile și defazajele corespunzătoare fiecărei frecvențe în parte.

În vederea reprezentării lor în caracteristici de frecvență (diagrame BODE), rezultatele obținute pentru amplitudini vor fi normate (raportate la parametrii nominali) și exprimate în dB.

Utilizînd un subprogram SERIE FOURIER, sînt calculați coeficienții seriei FOURIER ai funcției de viteză. Forma și mărimea variației curentului de comandă a SVEH, pentru o lege impusă a

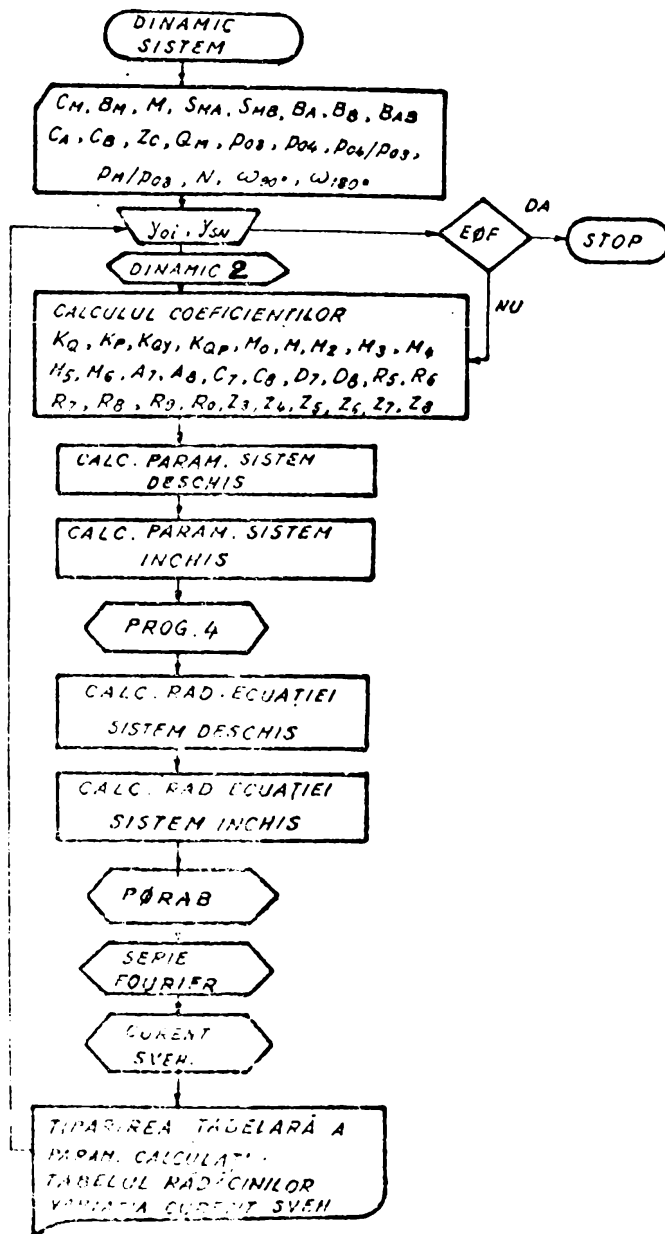


Fig.4.26

4.7.4. Exemplu de calcul, curbe caracteristice.

Considerînd parametrii geometrici și funcționali din tab. 4.3, atît pentru modulul de translație al robotului industrial RHLKN (D50/32-300), cît și pentru modulul de laborator (D50/32-200), în baza modelului matematic dezvoltat în § 4.3-4.6 și cu ajutorul rezultatelor obținute, cu programul de calcul DINAMIC SISTEM, se obțin caracteristicile amplitudine-fază-frecvență, pentru cursa pistonului  $Z_c$  (sistem deschis și închis), presiunea  $P_{MA}$  și  $P_{MB}$  și debitul  $Q_{MA}$  și  $Q_{MB}$ . Pentru aceeași parametrii se obțin și condițiile de stabilitate.

vitezei pistonului cilindrilor hidraulic, s-au determinat cu ajutorul subprogramului CURENT SVEH.

Cu programul PROG4 (fig.4.26) sînt determinate rădăcinile caracteristice ale funcției de transfer, ale sistemului de poziționare (părțile reale și imaginare) și coeficienții ecuației normale și transpuse, atît pentru sistemul deschis, cît și închis.

Subrutina PØRAB din biblioteca matematică a sistemului de calcul FELIX C256/512/1024, se utilizează pentru determinarea rădăcinilor ecuației polinomiale, pentru funcția de transfer de gradul VII a sistemului (rel.4.57 ; 4.58).



Din caracteristicile de frecvență (fig.4.27;4.28) determinate pentru sarcina  $S=100 \text{ daN}$  la presiuni  $p_{03}=5,5; 7,0; 10,0 \text{ MPa}$  la curentul nominal al SVEH-2T-7,5  $\Delta ic=10, \text{ m}^3/\text{s}$  și parametrii funcționali ai acesteia (fig.3.50-3.53) și reprezentarea rădăcinilor ecuației caracteristice în planul complex (exemplu pentru  $S=100 \text{ daN}$ ;  $p_{03}=7,0 \text{ MPa}$ , fig.4.29), se constată următoarele :

- pentru ambele tipuri de modele ,caracteristicile de amplitudine pentru deplasare piston  $Z_c$  și presiune  $P_{MA}, P_{MB}$  se mențin constante pînă la valoarea frecvenței de răspuns a SVEH ( $\omega_{-3dB}$  -fig. 3.51-3.53), scade pînă în apropierea frecvenței de rezonanță  $\omega_r$ , după care se observă o creștere pronunțată a acesteia la frecvența de rezonanță  $\omega_r$ ;

- amplitudinile debitelor  $Q_{MA}, Q_{MB}$  sînt mai mici la frecvențe mici ( $\omega < \omega_{-3dB}$ ) și ajung la valori maxime în apropierea valorilor frecvenței de răspuns  $\omega_{-3dB}$  a SVEH;

- pentru cilindru cu tijă simetrică caracteristicile de frecvență ale presiunilor și debitelor ,se suprapun pe întreg domeniu de analiză a frecvențelor, pentru cilindru cu tijă asimetrică apar diferențe la caracteristicile de debit  $Q_{MA}, Q_{MB}$  (mai ales la frecvențe mici), cît și la caracteristicile de presiune  $P_{MA}, P_{MB}$  (în apropierea frecvenței de rezonanță  $\omega_r$ ) ;

- presiunile  $P_{MA}$  și  $P_{MB}$  sînt defazate (în opoziție) cu  $180^\circ$ , pe întreg domeniu de analiză a frecvențelor  $\omega_r$  ; ambele debite au o rotire a fazelor cu  $\simeq 60^\circ$  față de deplasarea pistonului cilindrului hidraulic ;

- sistemul SVEH-cilindru-sarcină, comandat de SVEH-2T-7,5 este stabil din punct de vedere dinamic ; Valorile determinate pentru rezerva de stabilitate (marginea de amplitudine și marginea de fază) /106,109/, (fig.4.27; 4.28), confirmă că ambele modele sînt stabile. Mai mult frecvența de tăiere  $\omega_{180^\circ}$  (fig.4.27; 4.28) are valori superioare frecvenței de lucru a SVEH ( $\omega_{-3dB}$  - fig.3.50-3.53), fapt pentru care sistemul are funcționare stabilă , pentru valori ale frecvențelor de lucru ale SVEH uzuale ( $\omega < \omega_{-3dB, SVEH}$  -fig.3.50-3.53), ( $\omega_{180^\circ} > \omega_{-3dB, SVEH}$ ) ;

- toate rădăcinile ecuației caracteristice pentru sistemul în circuit închis (4.58) au partea reală negativă, deci ele se vor găsi în semiplanul complex stîng (tab.4.6).Reprezentarea în planul complex a rădăcinilor ecuației caracteristice (locul rădăcinilor funcției de transfer),evidențiază comportarea tranzitorie a sistemului ,efectele modificărilor factorilor de amplificare și gradul de stabilitate al sistemului. Pentru cele două modele (fig.4.29)

sistemul este stabil, rezerva de stabilitate fiind dată de rădăcinile  $x_5$  și  $x_6$ , (tab.4.6). Răspunsul în timp al sistemului este influențat cel mai puternic de rădăcinile  $x_5, x_6$ , care dau componența tranzitorie, ce se amortizează cel mai lent și frecvența de rezonanță preponderentă (tab.4.6), ( $\omega_r=83,656$  Hz. pentru modulul de translație robot, respectiv  $\omega_r=63,58$  pentru modulul de translație de laborator).

Tab.4.6

Parametrii caracteristici.		Modulul de translație al robotului RHLKN.	Modulul de translație de laborator
Rădăcinile ecuației caracteristice	$X_1$	-16,57 + 59,17 . J	-4,49 + 18,21 . J
	$X_2$	-16,57 - 59,17 . J	-4,49 - 18,21 . J
	$X_3$	-65,8 +186,6 . J	-104,2+202,5 . J
	$X_4$	-65,8 -186,6 . J	-104,2-202,5 . J
	$X_5$	- 6,53 +525,6 . J	-5,01 +418,3 . J
	$X_6$	- 6,53 -525,6 . J	-5,01 -418,3 . J
	$X_7$	-59,34	-34,5
	$Z_0$	-57,79	-15,77
Coefficient de amplific.	$K_A$	0,63	0,796
Constantele de timp	$T_2/s/$	0,0173	0,0634
	$T_1/s/$	0,06035	0,2227
	$T_2/s/$	0,0152	0,004592
	$T_3/s/$	0,153	0,1995
	$T_4/s/$	0,0165852	0,0289
Frecvența naturală și gradul de amortizare		9,78 ; 0,269	2,9865 ; 0,2393
		31,50 ; 0,332	36,276 ; 0,4576
		83,70 ; 0,00935	66,58 ; 0,011986
Abscisa punctului de pe axa reală G (fig.4.29)		-49,15	-46,30

- constantele de timp, care produc întârzierea (tab.4.6), au valori uzuale sistemelor hidraulice rapide, fapt pentru care se atestă stabilitatea și rapiditatea modulelor hidraulice supuse cercetării.

Pe baza analizei caracteristicilor de frecvență în deplasare, presiune și debit (fig.4.27; 4.28) și a locului rădăcinilor, se constată, că sistemele hidraulice studiate sînt stabile din punct de vedere dinamic (fig.4.29), lucru confirmat la analiza funcției

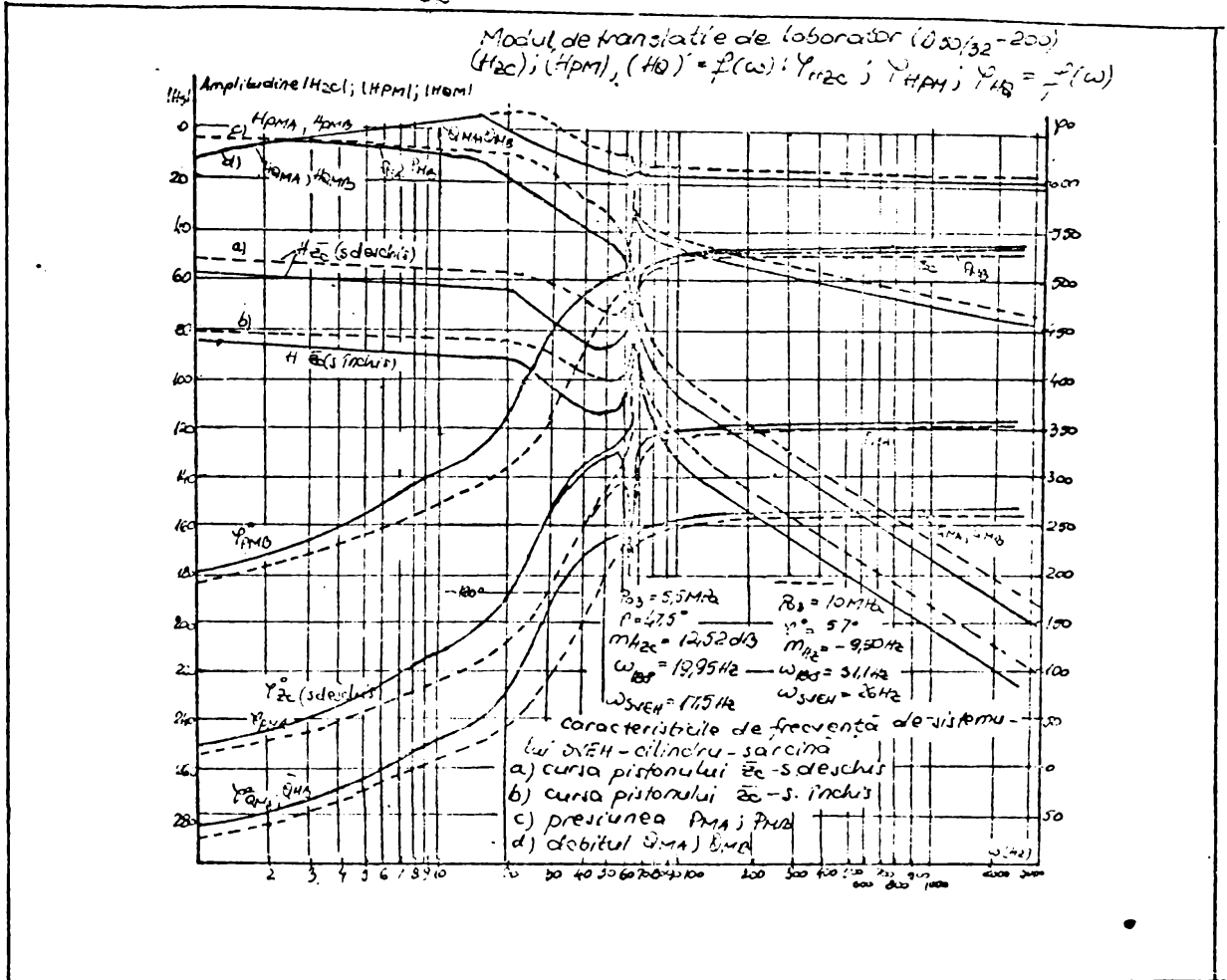


Fig. 4.27

Modul de tranziție robot RHIKN (0.50/32-800)

$H_{2c}$ ;  $H_{PM1}$ ;  $H_{PM2}$ ;  $H_{PM3}$ ;  $H_{PM4}$ ;  $H_{PM5}$ ;  $H_{PM6}$ ;  $H_{PM7}$ ;  $H_{PM8}$ ;  $H_{PM9}$ ;  $H_{PM10}$ ;  $H_{PM11}$ ;  $H_{PM12}$ ;  $H_{PM13}$ ;  $H_{PM14}$ ;  $H_{PM15}$ ;  $H_{PM16}$ ;  $H_{PM17}$ ;  $H_{PM18}$ ;  $H_{PM19}$ ;  $H_{PM20}$ ;  $H_{PM21}$ ;  $H_{PM22}$ ;  $H_{PM23}$ ;  $H_{PM24}$ ;  $H_{PM25}$ ;  $H_{PM26}$ ;  $H_{PM27}$ ;  $H_{PM28}$ ;  $H_{PM29}$ ;  $H_{PM30}$ ;  $H_{PM31}$ ;  $H_{PM32}$ ;  $H_{PM33}$ ;  $H_{PM34}$ ;  $H_{PM35}$ ;  $H_{PM36}$ ;  $H_{PM37}$ ;  $H_{PM38}$ ;  $H_{PM39}$ ;  $H_{PM40}$ ;  $H_{PM41}$ ;  $H_{PM42}$ ;  $H_{PM43}$ ;  $H_{PM44}$ ;  $H_{PM45}$ ;  $H_{PM46}$ ;  $H_{PM47}$ ;  $H_{PM48}$ ;  $H_{PM49}$ ;  $H_{PM50}$ ;  $H_{PM51}$ ;  $H_{PM52}$ ;  $H_{PM53}$ ;  $H_{PM54}$ ;  $H_{PM55}$ ;  $H_{PM56}$ ;  $H_{PM57}$ ;  $H_{PM58}$ ;  $H_{PM59}$ ;  $H_{PM60}$ ;  $H_{PM61}$ ;  $H_{PM62}$ ;  $H_{PM63}$ ;  $H_{PM64}$ ;  $H_{PM65}$ ;  $H_{PM66}$ ;  $H_{PM67}$ ;  $H_{PM68}$ ;  $H_{PM69}$ ;  $H_{PM70}$ ;  $H_{PM71}$ ;  $H_{PM72}$ ;  $H_{PM73}$ ;  $H_{PM74}$ ;  $H_{PM75}$ ;  $H_{PM76}$ ;  $H_{PM77}$ ;  $H_{PM78}$ ;  $H_{PM79}$ ;  $H_{PM80}$ ;  $H_{PM81}$ ;  $H_{PM82}$ ;  $H_{PM83}$ ;  $H_{PM84}$ ;  $H_{PM85}$ ;  $H_{PM86}$ ;  $H_{PM87}$ ;  $H_{PM88}$ ;  $H_{PM89}$ ;  $H_{PM90}$ ;  $H_{PM91}$ ;  $H_{PM92}$ ;  $H_{PM93}$ ;  $H_{PM94}$ ;  $H_{PM95}$ ;  $H_{PM96}$ ;  $H_{PM97}$ ;  $H_{PM98}$ ;  $H_{PM99}$ ;  $H_{PM100}$

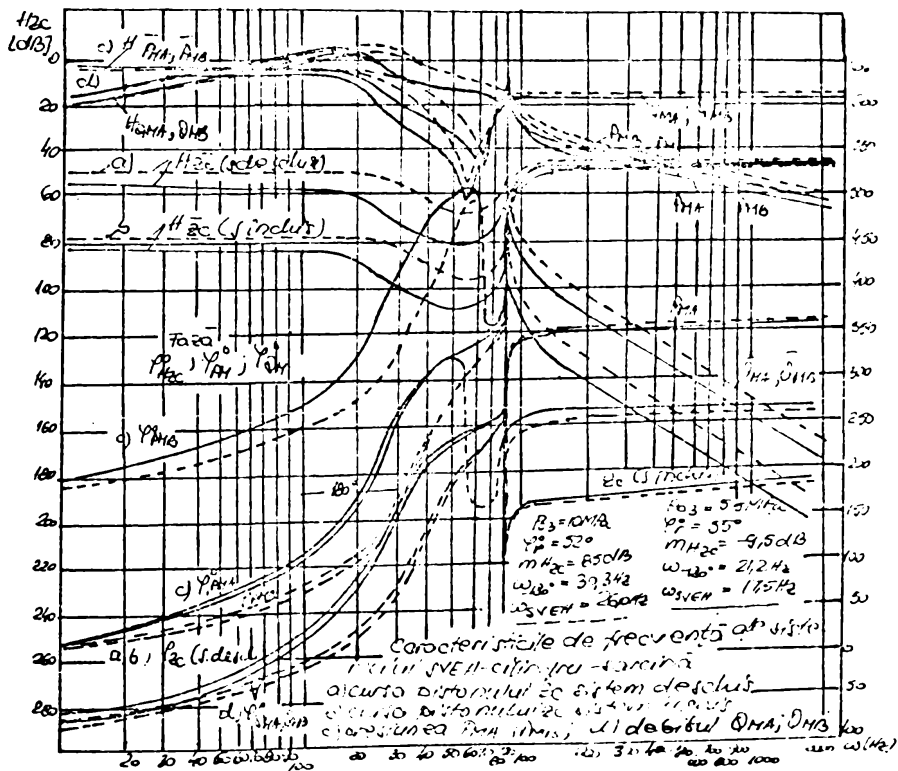


Fig. 4.28

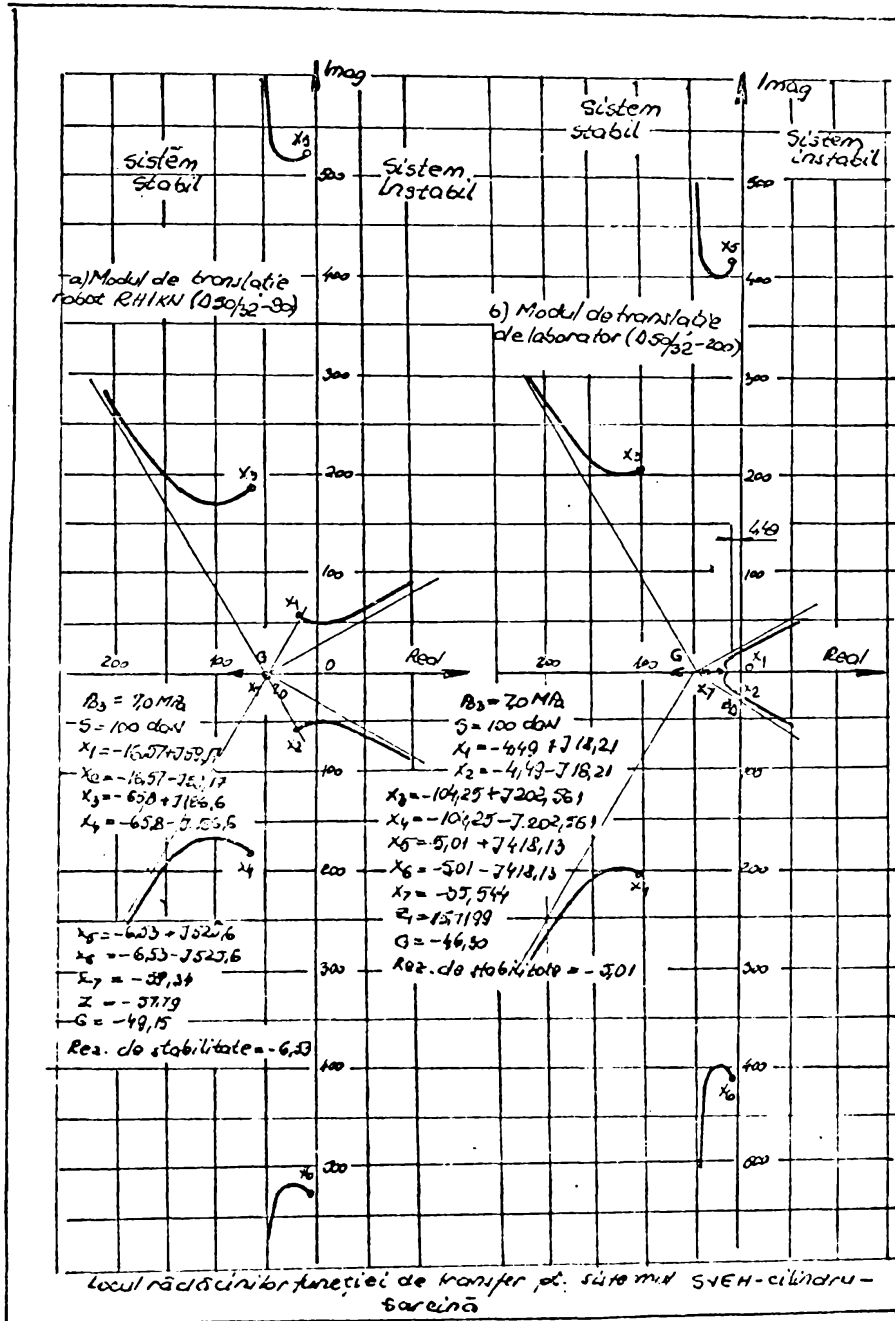


Fig.4.29

de transfer de gradul III, cu programul DINAMIC 1 (cap.4.7.2).

**4.8. Concluzii, privind cercetările teoretice asupra sistemelor electrohidraulice de poziționare de tip SVEH-cilindru-sarcină.**

Pe baza analizei ecuațiilor fundamentale de echilibru a sistemelor hidraulice automate și a sintezei relațiilor prezentate în /52,85,95,97,104,106/, s-au obținut următoarele rezultate :

- s-a determinat ecuația funcției de transfer în formă normală și normată pentru sistemul, cilindru hidraulic de poziționare, ca un sistem de întârziere de ordinul III, (4.11; 4.19; 4.20);

- s-a rezolvat funcția de transfer determinată, pentru parametrii geometrici și funcționali ai modulelor de translație de laborator

(D50/32-200) și de translație al robotului RH1KN (D50/32-800) și s-au determinat caracteristicile de frecvență și de răspuns semnal treaptă cu evidențierea parametrilor, presiune  $p_{03}$ , mărimea sarcinii  $S$  și caracterul acesteia (sarcină rigidă sau elastică;  $R_1 \neq 0$ ;  $R_1 = 0$ ), asupra gradului de stabilitate. Frecvența de lucru  $\omega = 0-10$  Hz. este limita funcționării stabile pentru timpi de răspuns  $t_r = 10-30$  ms., ceea ce atestă calitatea regimului tranzitoriu a sistemului ;

- s-a determinat modelul matematic SVEH-cilindru-sarcină pentru deplasare piston, presiuni și debite din camerele cilindrului sarcină pentru sistem cu SVEH ideală și reală. S-au reprezentat caracteristicile de frecvență pentru cei 3 parametrii cu exemplificare pentru modulul de translație de laborator și modulul de translație robot RH 1 KN.

Caracteristicile de frecvență evidențiază domeniul frecvențelor uzuale funcție de frecvența dominantă a SVEH ( $\omega_{3dB}$ ) ceea ce caracterizează stabilitatea dinamică a sistemului.

- s-au calculat rădăcinile ecuației caracteristice a funcției de transfer pentru parametrii geometrici și funcționali de calcul și s-a reprezentat locul rădăcinilor pentru cele 2 variante analizate. Din analiza locului de transfer, se determină rezerva de stabilitate și măsurile pentru asigurarea stabilității dinamice ;

- s-a determinat legea de variație a curentului de comandă a SVEH pentru o lege de viteză impusă a pistonului cilindrului hidraulic, cu aplicarea seriilor FOURIER în calculul funcției de curent. Aceasta permite stabilirea programului de comandă al modulului robot pentru o lege de viteză prescrisă .

Pentru aplicarea operativă a modelului matematic de analiză și sinteză a sistemului SVEH-cilindru-sarcină în oricare situație concretă, s-a elaborat un pachet de programe de calcul în limbaj FORTRAN, pentru sistemul de calcul FELIX C256/512/1024, denumit SHAP, defalcat pe programele : DINAMIC 1 pentru studiul sistemului cilindru hidraulic de poziționare ; DINAMIC SISTEM pentru studiul modelului matematic SVEH-cilindru-sarcină ; STATIC și PROG 3 pentru determinarea caracteristicilor de funcționare a sistemului de poziționare și a variațiilor de presiune și debit în camerele cilindrului hidraulic în regim staționar pentru mărimi de intrare prescrise.

De menționat, că programele STATIC și PROG 3, din lipsă de spațiu, nu s-au introdus în lucrare.

Metodica de analiză și caracteristicile de frecvență și semnal treaptă au evidențiat influența parametrilor geometrici și funcționali asupra condițiilor de funcționare stabilă din punct de vedere dinamic a sistemelor hidraulice pentru modulele de translație analizate.

Modelul matematic de analiză a stabilității statice și dinamice a sistemelor hidraulice de tip SVEH-cilindru-sarcină și metoda de calcul rezolvată pe calculator, reprezintă un instrument eficace, pentru o proiectare optimizată a modulelor de translație pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.



CAP.V. DETERMINAREA EXPERIMENTALA A CARACTERISTICILOR  
MODELULUI SVEH-CILINDRU-SARCINA PENTRU MODULE  
DE POZITIONARE.

5.1. Stațiunea pentru încercarea modulelor de translație.

Metodica de cercetare experimentală a SVEH, cât și rezultatele experimentale obținute în cap.III, au creat condițiile extinderii metodicii pentru sistemele hidraulice de poziționare de tip SVEH-cilindru-sarcină, ca module de translație cu acțiune analogică, pentru roboți hidraulici. Realizarea la parametri optimi ai modulelor de translație a robotului RH1KN /20,25,140/, a impus proiectarea și realizarea într-o soluție originală a unui modul de translație, care să modeleze, cât mai fidel performanțele sistemului SVEH-cilindru-sarcină.

Modulul de translație (fig.5.1 ; 5.2), proiectat și realizat în cadrul LCMHT cu colaborarea Intreprinderii de Mașini Unelte Arad, are în componența sa : cilindru hidraulic de poziționare de tipul SVEH-cilindru cu tijă bilaterală și sistem de frînare la cap de cursă, cu parametrii geometrici ( $D=50$  mm ,  $d=32$  mm,  $Z_c=\pm 100$  mm,  $V_p=0,05-0,50$  m/sec.); cilindru de modelare sarcină, format din cilindru propriu-zis cu tijă bilaterală ( $D=63$  mm ,  $d=40$  mm,  $Z_{fr}=\pm 150$  mm ), bloc hidraulic de frînare cu regulator de debit cu două căi-Dn 16 în montaj în punte cu 4 supape de sens unic, distribuitor de scurt-circuitare și supapă de siguranță. Circuitul hidraulic de ulei sub presiune format din sursa de ulei sub presiune și acumulatorul pneumohidraulic, este același cu cel prezentat în § 3.2.1.

Cilindrul hidraulic al modulului de translație în varianta cu tijă simetrică (fig.5.1), a fost astfel realizat, încât uleiul sub presiune dirijat de SVEH, este condus prin orificii practicate direct în blocul acestuia, spre camerele de lucru, pentru simetrizarea circuitului, reducerea pierderilor de debit și presiune, și eliminarea pe cât posibil a variațiilor de debit, datorită influenței elasticității sistemului.

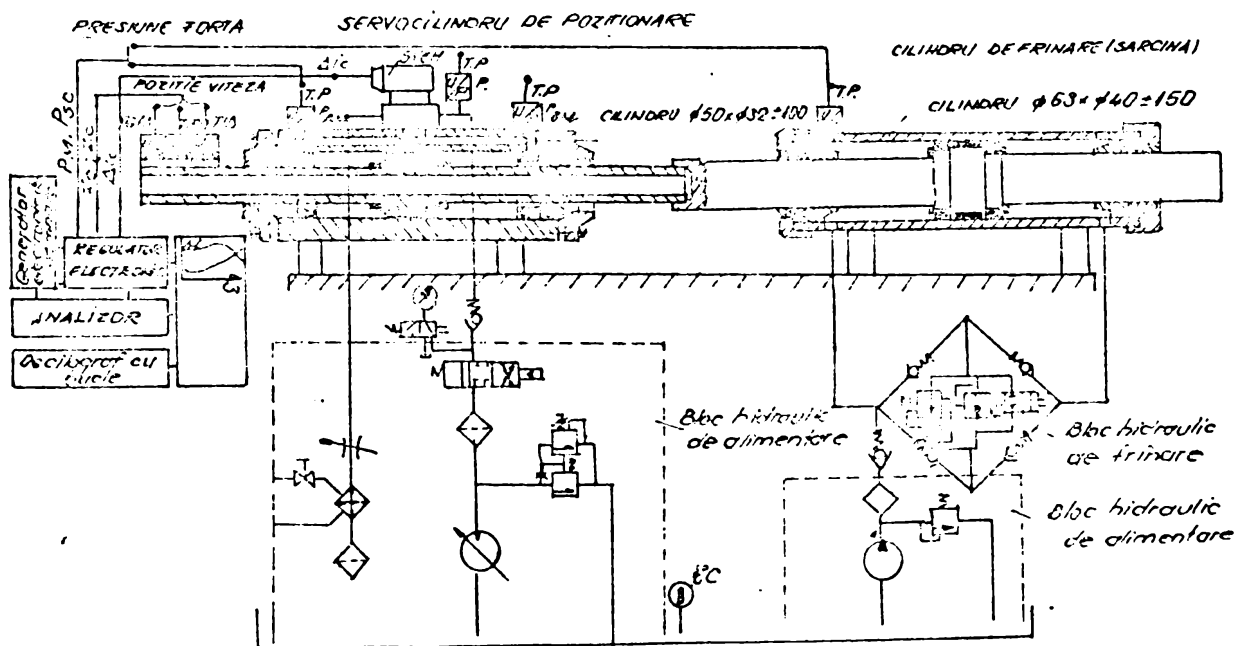
Stațiunea (fig.5.1; 5.2; 5.3) are în dotare : traductor inductiv de deplasare TD $\pm 125$  mm (tip I.R.N. Pitești-cursa  $\pm 125$  mm, tensiunea  $U=0-6$  V, frecvența  $H=5$  Hz, liniaritate 1 %, sensibilitate 0,5 %, semnal sinusoidal ), /82/, montat pe tija pistonului modulului de translație ; traductoare de presiune cu timbru tensometric, (tip P1-100 Hottinger Baldwin Darmstadt, cu  $p_n=10$  MPa,  $H=5$  KHz., cls.0,5), montate la intrarea în SVEH și în camera A , a cilindrului hidraulic a modulului de translație și a cilindrului de sarcină. Detalii

referitoare la aparatura electronică utilizată la înregistrarea și prelucrarea rezultatelor experimentale și circuitul hidraulic de alimentare, s-au prezentat în cap. 3.2.

5.2. Măsurarea și înregistrarea unor parametri ai modulu-  
lui de translație de laborator, rezultate experimentale,  
concluzii.

La experimentarea modelului funcțional, s-au măsurat și înregistrat următorii parametri : amplitudinea curentului de comandă a SVEH- $\Delta c$ ; deplasarea pistonului  $Z_c$  ; presiunea de alimentare la intrarea în SVEH- $p_{03}$ ; presiunea din camera cilindrului hidraulic de poziționare- $P_{MA}$  .

După amplificarea semnalelor date de traductoarele de presiune și deplasare prin puntea tensoelectronică (fig.5.3), s-a realizat înregistrarea acestora, pe hîrtie fotosensibilă prin intermediul oscilografului cu bucle H70c-URSS. Traductoarele de presiune HBM-Ploo s-au etalonat static, direct pe ștand, prin intermediul unui manometru  $\phi 160$  , cls.o,6 prin alegerea corespunzătoare a spoturilor oscilografului cu bucle H700, astfel încît să se obțină o înregistrare, cît mai fidelă a evoluției parametrilor-presiune,  $p_{03}$  și  $P_{MA}$ . În mod similar s-a procedat cu semnalul dat de traductorul inductiv



Schema hidraulică a standului LCMH pentru încercarea modurilor de translație.

Fig.5.1

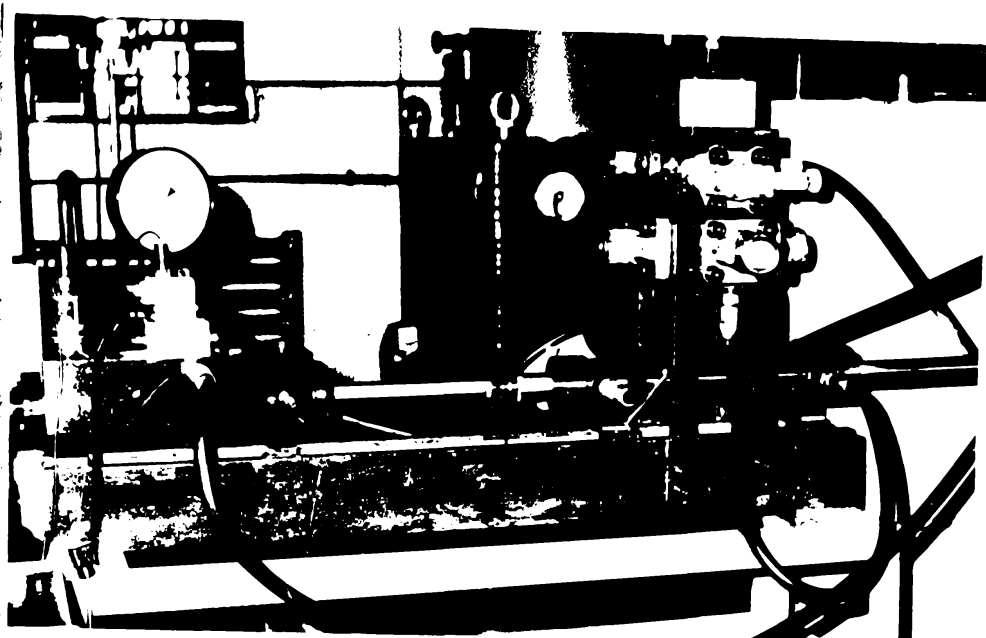


Fig. 5.2.a

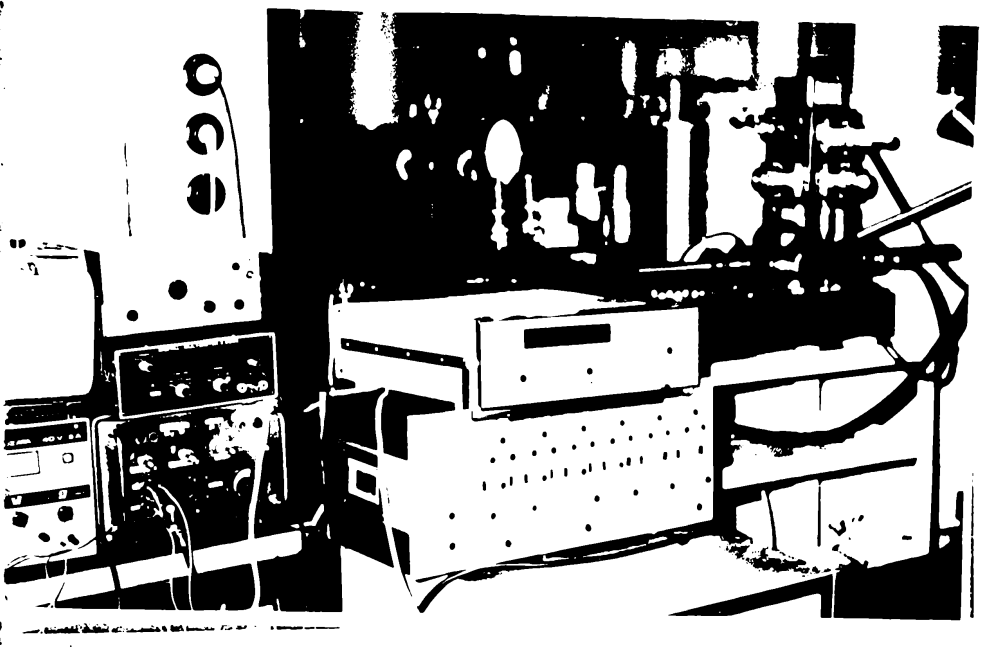


Fig. 5.2.b

de deplasare și amplitudinea curentului de comandă  $\Delta I_c$ . Impulsurile generate de un generator de frecvență constituie elementele pentru calculul bazei de timp BT. Incercările s-au efectuat la temperatură constantă  $t_0 = 35^\circ\text{C} \pm 2^\circ\text{C}$ .

În fig. 5.4 spre exemplificare se prezintă o înregistrare pe hîrtie fotosensibilă a unui regim de încercare, pentru care sînt vizualizate, deplasarea pistonului  $X_c$ , presiunea la intrare  $p_{03}$  și în camera cilindrului hidraulic  $P_{MA}$ , curentul de comandă la SVEH, și baza de timp BT ( $\Delta I_c = \pm 5\text{mA}$ ,  $p_{03} = 7\text{ MPa}$ ,  $Z_c = \pm 0,1\text{ m}$ ,  $BT = 10\text{ Hz}$ ), pentru SVEH-2T-7,5 ce chivează modulul

de translație de laborator D50/32-200. Din prelucrarea unor astfel de secvențe, au rezultat diagramele fig. 5.5-5.8 în următoarele condiții de încercare : circuit hidraulic alimentat la presiunea  $p_{03} = 7\text{ MPa}$ , cu reglarea curentului  $\Delta I_c = 5,0; 10; 15\text{ mA}$ , cu și fără sarcină (fig. 5.5-5.6) și circuit hidraulic alimentat la presiunea  $p_{03} = 10\text{ MPa}$  pentru curenți  $\Delta I_c = 5,0; 10\text{ mA}$  cu și fără sarcină (fig. 5.7; 5.8).

În urma experimentărilor efectuate se pot face următoarele constatări :

- din analiza comparativă a rezultatelor experimentale obținute pentru modulul de translație cu și fără sarcină (fig. 5.5-5.8) cu rezultatele teoretice obținute pe modelul matematic exemplificat



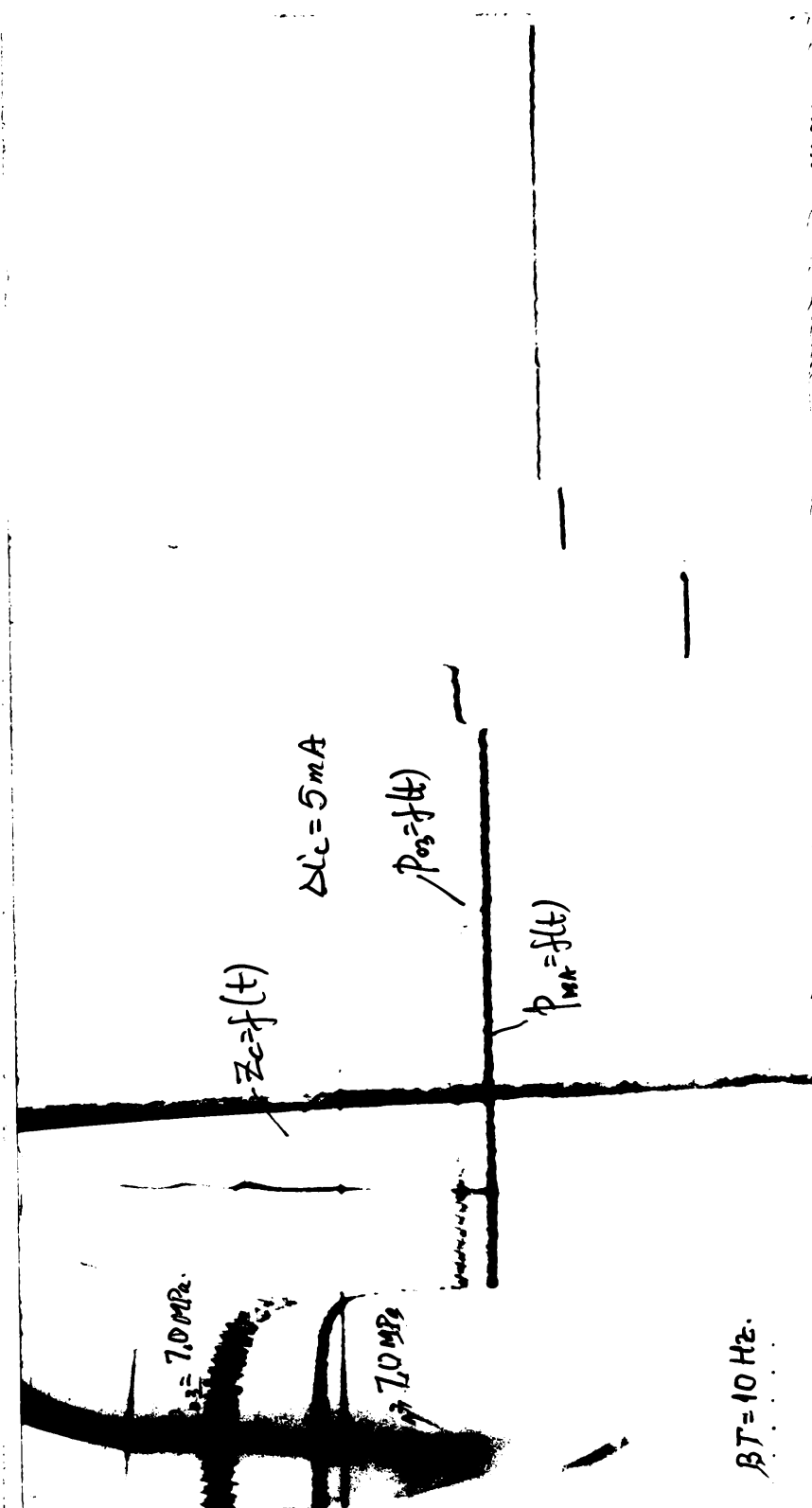


Fig. 5.4

împinge, deci, elementele de etanșare înspre suprafața de etanșare, pentru a asigura valori minime scurgerilor de ulei;

- timpii de întârziere ca răspuns la semnal treaptă cu semnal de ieșire în presiune ai SVEH, se încadrează în limitele determinate la încercarea SVEH ( $t_r=10-30$  ms, fig. 3.43, 3.46; fig. 5.12).

- efectul forței de frecare apare mai pronunțat la pornirea pistonului prin modificările de presiune  $P_{MA}$  ce au loc în cilindrul hidraulic (exemplu fig. 5.7-VIII fig. 5.12,  $P_{MA1}=6,6$  MPa,  $P_{MA2}=5,2$  MPa,  $\Delta i_c=10$  mA);

- cu creșterea vitezei pistonului, crește forța de frecare, creșterile fiind mai pronunțate la presiuni de alimentare mai mici (fig. 5.5; 5.7; 5.11), acest lucru fiind confirmat de condiția de proporționalitate a forțelor de frecare cu viteza pistonului;

- cu creșterea presiunii de alimentare  $p_{03}$ , proporțional crește valoarea forței de frecare, (fig. 5.5; 5.7; 5.12), ca efect al influenței elementelor de etanșare la piston și tijă. O parte a etanșării este compensată de presiunea uleiului aderent.

Forța rezultantă

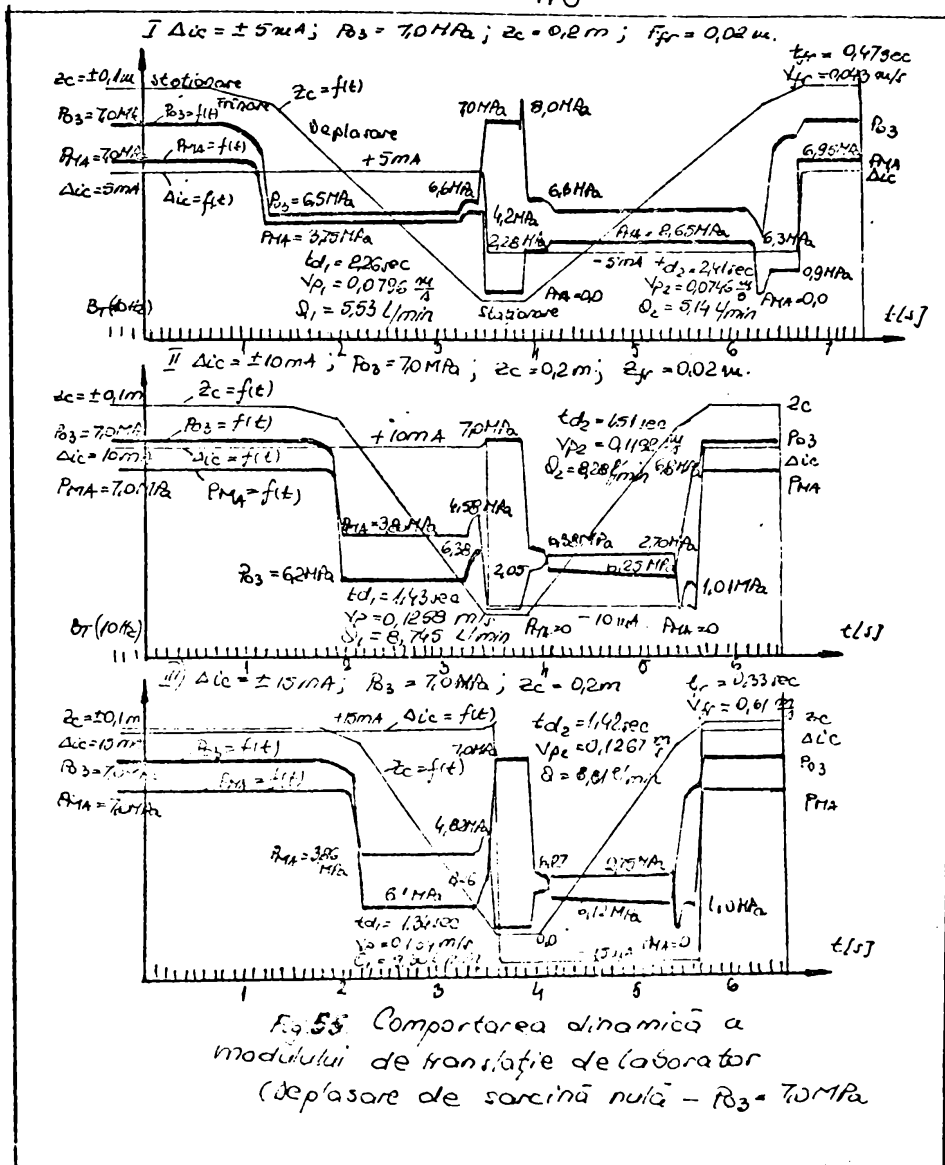


Fig. 5.5. Comportarea dinamică a modului de tranziție de laborator (deplasare de sarcină nulă -  $P_{03} = 70 \text{ MPa}$ )

Fig. 5.5.

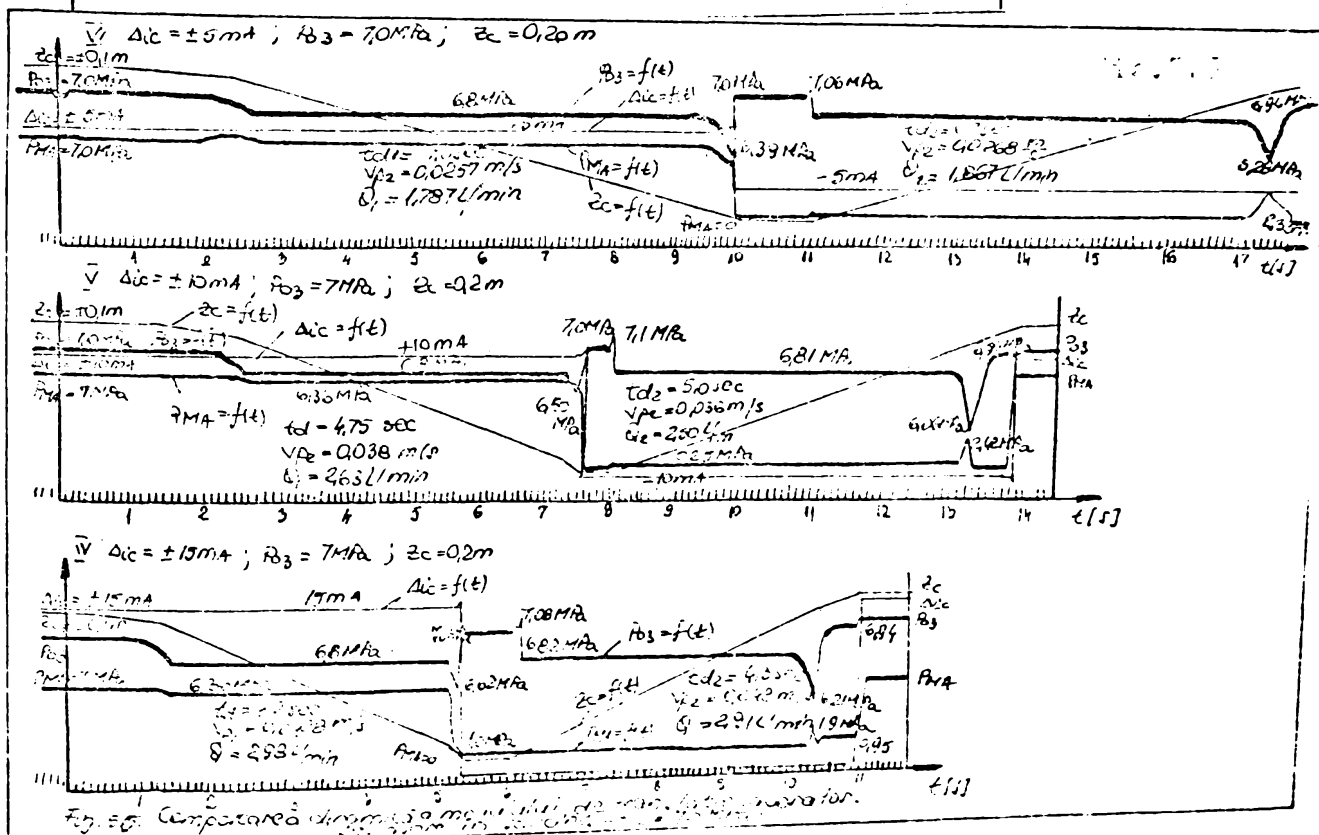


Fig. 5.6. Comportarea dinamică a modului de tranziție de laborator.

Fig. 5.6



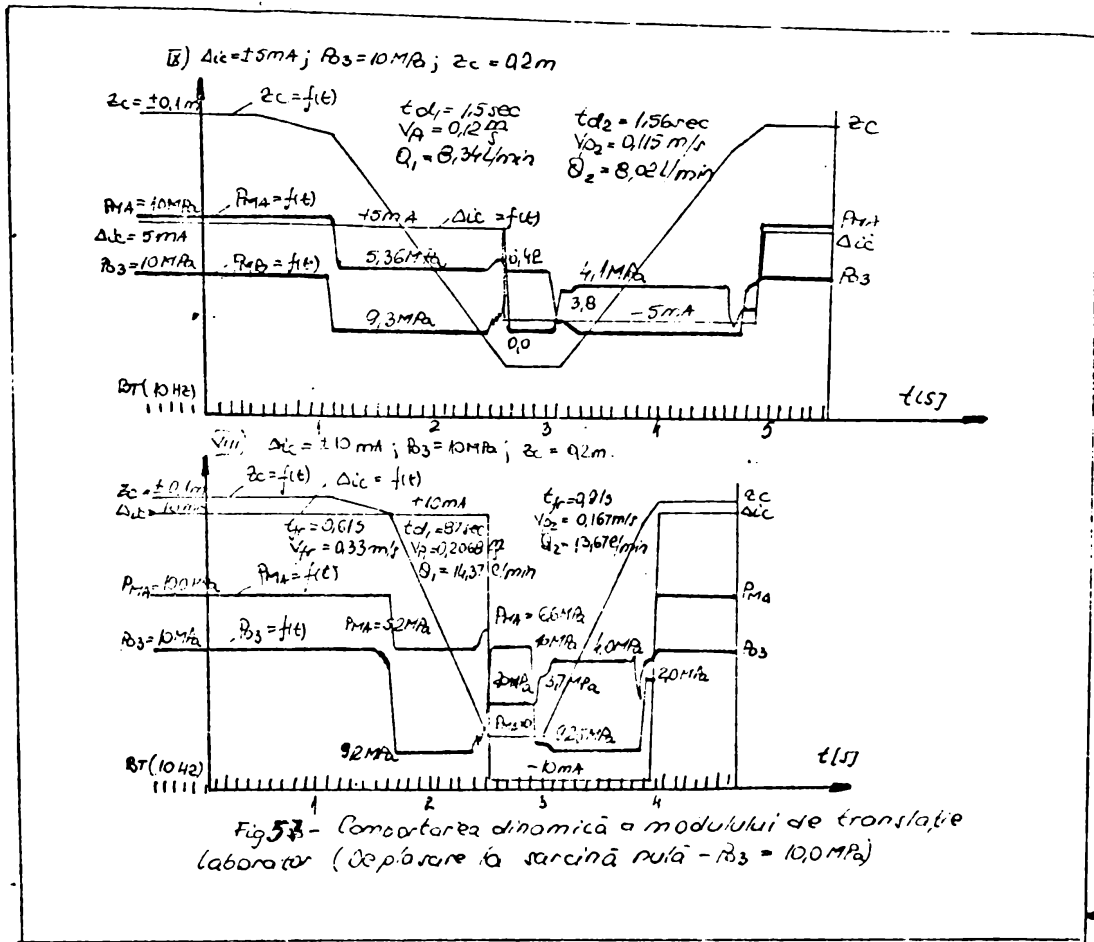


Fig.5.7

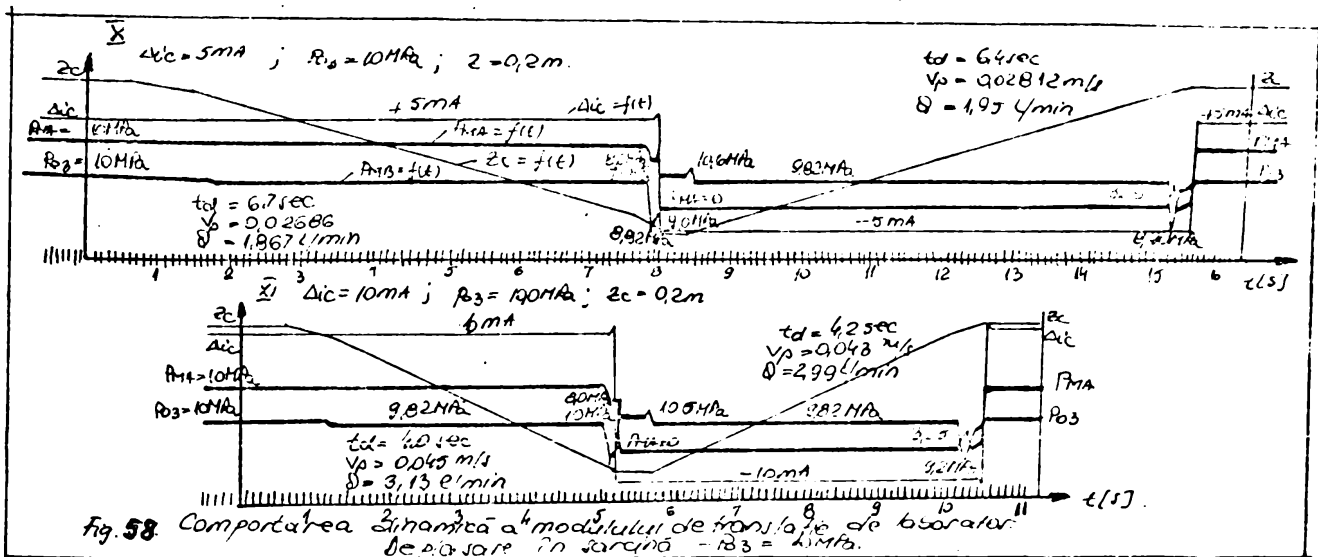


Fig.5.8

În mod similar timpilor de răspuns în semnal de ieșire în deplasare ai cilindrilor hidraulici, se încadrează în aceleași limite ( $t_r = 20 - 40 \text{ ms}$ , fig. 5.4; 5.6), la nivelul performanțelor solicitate de servocilindrii pentru roboți industriali :

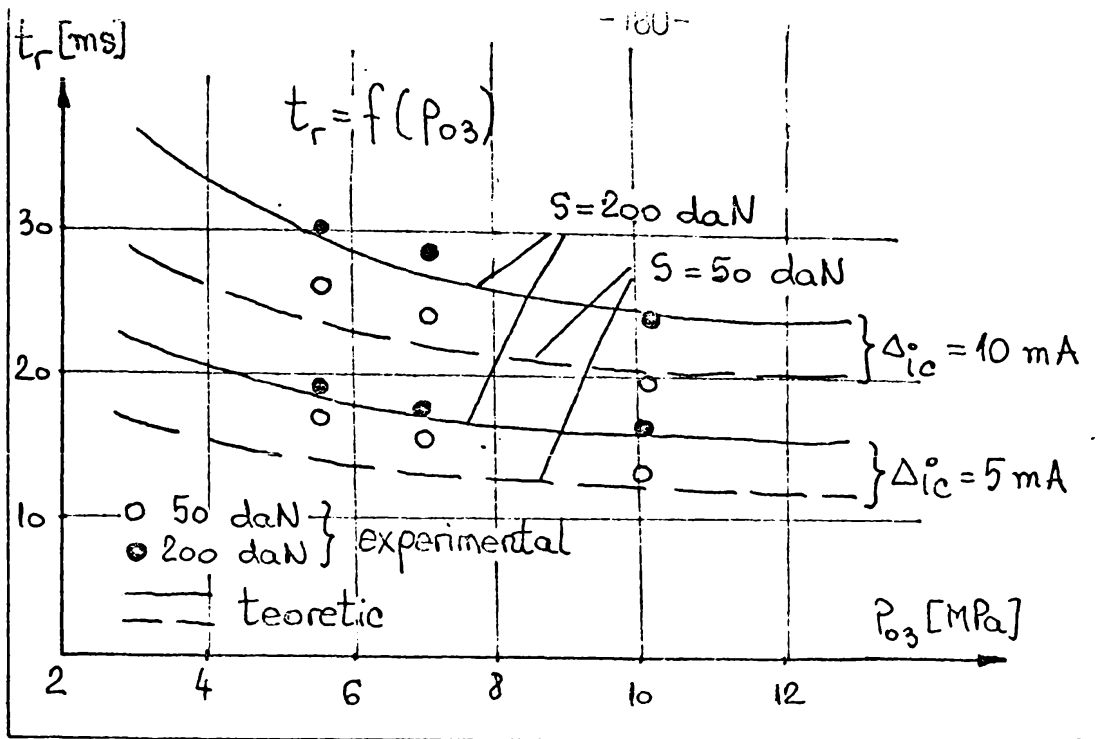


Fig. 5.9

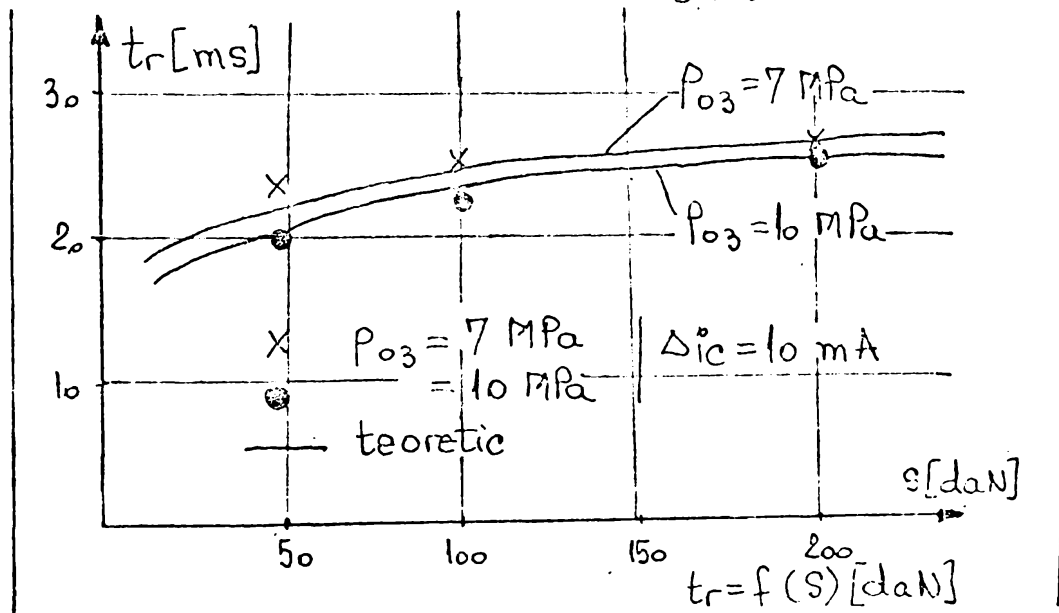


Fig. 5.10

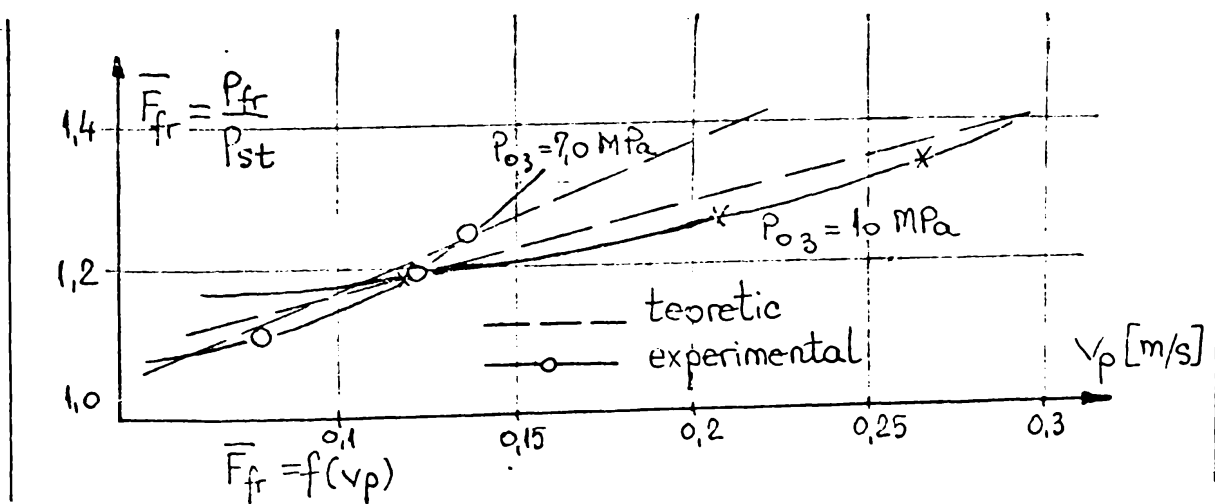


Fig. 5.11

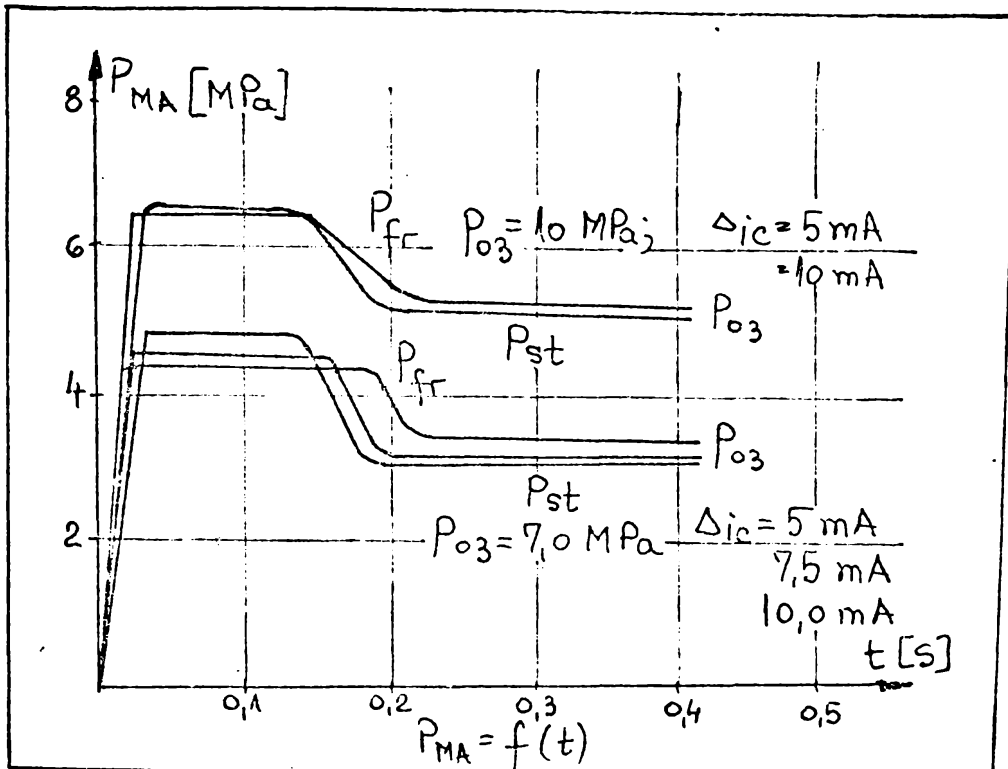


Fig.5.12

- frînarea la cap de cursă se manifestă în toate cazurile de încercare și are ca efect, atât atenuarea vitezei la apropierea de capătul de cursă al cilindrului, cât și reducerea vîrfurilor de presiune, care pot să apară în cilindru la capătul de cursă

al pistonului (fig.5.5; 5.7) ceea ce confirmă condiția de introducere a frînării pentru viteze  $V_p > 0,1$  m/sec.

- la deplasarea în sarcină (fig.5.6;5.8) are loc o amplificare a oscilațiilor de presiune, respectiv a creșterii suprareglării și a timpului de răspuns în raport cu funcționarea în gol sau la sarcini reduse ( $S=50$  daN), lucru confirmat și de modelul teoretic prin funcția de răspuns la semnal treaptă unitară (fig.4.23 b). Cu creșterea presiunii de sarcină (fig.5.8;  $p_{03}=10$  MPa), are loc o amplificare a oscilațiilor de presiune (a suprareglării) și a reducerii timpului de răspuns  $T_r$ . În același timp, presiunea de încercare se menține constantă pe toată durata deplasării, fapt pentru care se poate constata, că cilindrul în ambele situații (cu sau fără sarcină fig. 5.5; 5.6; 5.7; 5.8, funcționează la forță constantă  $p_{MA}=ct.$ ), asigurându-se stabilitatea în funcționare.

În concluzie, referitor la comportarea dinamică a modului de translație de laborator, se pot menționa următoarele :

- înregistrările regimurilor funcționale ale modului de translație, constituie o extindere a analizei comportării statice și dinamice a SVEH din componența modulelor de translație ;
- se analizează influența asupra neliniarităților lanțului de comandă și în final asupra performanțelor funcționale, a fiecărei combinații de curenți de comandă  $\Delta i_c$ , presiuni și debite de lucru;
- se analizează comparativ valabilitatea modelelor matematice de simulare dinamică a SVEH și a sistemelor hidraulice de poziționare

pentru roboți industriali;

- constituie baza verificării reale a programului de comandă și control al modulului de translație și în final al robotului pentru conducerea acestuia, pe calculatorul de proces;

- constituie baza simulării reale a modulelor de translație din componenta robotului RH1KN (fig.1.5) aflat în fabricație prototip la Intreprinderea Electrotimiș Timișoara /20,25,140/, al cărui sistem hidraulic a fost proiectat în cadrul Colectivului de acționări hidraulice al Catedrei de mașini hidraulice a Institutului Politehnic "Traian Vuia " din Timișoara.

CAP.VI. CONCLUZII GENERALE, CONTRIBUTII ORIGINALE,  
PERSPECTIVE.

Cercetările efectuate în cadrul lucrării se circumscriu preocupărilor existente pe plan național și internațional, privind asimilarea acelor componente și sisteme hidraulice de acționare a căror aplicație majoră să acopere unul din domeniile de vîrf ale tehnicii -acționarea hidraulică a roboților industriali.

Aprofundînd unele aspecte cunoscute din literatura de specialitate, cu privire la comportarea statică și dinamică a servovalvelor electrohidraulice din componența sistemelor hidraulice automate, în lucrare au fost abordate o serie de aspecte noi, axate pe studiul influenței parametrilor geometrici și funcționali ai subansamblelor SVEH asupra performanțelor funcționale ale acestora, ca element independent și în cadrul sistemului SVEH-cilindru-sarcină, pentru module de roboți industriali.

În condițiile în care proiectarea și realizarea unor componente și sisteme hidraulice pentru roboți industriali și utilaje tehnologice de performanțe tehnice ridicate constituie o strictă necesitate, încercările autorului de a participa la rezolvarea acestor aspecte, s-a concretizat în prezenta lucrare de doctorat, prin următoarele contribuții originale :

- S-a stabilit o teorie unitară pentru determinarea caracteristicilor de reglare în regim staționar. Caracterul unitar este dat de faptul, că în cadrul relațiilor de determinare a caracteristicilor intră marea majoritate a parametrilor ce domină fenomenul, parametrii geometrici, hidraulici și electrici de funcționare a SVEH ;

- S-a stabilit o teorie unitară pentru analiza comportării dinamice a SVEH, pentru care s-a analizat influența parametrilor geometrici, hidraulici și electrici. În relațiile de analiză statică și dinamică, s-au evidențiat în mod deosebit gradul de acoperire și mărimea jocurilor din ansamblul sertar-corp distribuitoare.

Pentru a confirma valabilitatea modelului matematic de analiză statică și dinamică, s-au efectuat calcule în ipotezele : grad de acoperire negativ, zero și pozitiv, prezența jocului inelar, curgere laminară și de tranziție, presiunea de alimentare și amplitudinea curentului de comandă reglabile.

Spre a pune în evidență influența gradului de acoperire asupra comportării statice și dinamice, s-a procedat la calculul și reprezentarea curbelor caracteristice pentru 8 variante de grade de acoperire în limitele de  $y_{oi} = \pm 0,15 Y_{SN}$ . Pînă la valori ale gradelor de acoperire  $y_{oi} = \pm (0,02 - 0,05) Y_{SN}$  SVEH are comportare în zona func-

ționării cvasiliniare acceptabile din punct de vedere funcțional și al posibilităților tehnologice de realizare. La valori mai mari ale gradelor de acoperire, SVEH iese din domeniul funcționării liniare și stabile. Caracteristicile dinamice oferă concluzii asupra stabilității SVEH în limita frecvențelor și timpilor de răspuns optimi pentru domeniul de funcționare normală.

La baza calculului și analizei comportamentului staționar și tranzitoriu a stat programul de calcul în limbaj FORTRAN, rezolvabil pe calculatorul FELIX C256/512/1024, denumit ANALIZA SVEH, pentru dimensionarea, optimizarea, determinarea caracteristicilor statice și dinamice, și analizarea prin simulare numerică a stabilității dinamice a SVEH.

Având în vedere, că experiența este argumentul suprem, care stă la baza verificării ipotezelor de definire a modelelor teoretice de calcul, a fost proiectată, montată, etalonată și pusă în funcțiune stațiunea pentru cercetări experimentale asupra modelelor de SVEH din LCMH Timișoara. Stațiunea, caracterizată prin posibilitatea de determinare și înregistrare a parametrilor presiune, debit și curent de comandă în regim staționar și tranzitoriu, pentru un domeniu extins de variație a acestora, s-a dovedit ca o soluție superioară construcțiilor menționate în literatură. Programul de cercetări experimentale a cuprins determinarea caracteristicilor statice și dinamice pentru elementul ajutoraj-clapetă SV00-5,5 și a gamei de SVEH-2T-2,5-7,5, pentru cele 8 variante de grade de acoperire prescrise, la care s-au variat amplitudinea și frecvența curentului de comandă, presiunea și debitul de alimentare.

Rezultatele cercetărilor experimentale asupra SVEH, prezentate sub forma caracteristicilor statice și dinamice, evidențiază corectitudinea ipotezelor și relațiilor, care stau la baza analizei teoretice a comportării statice și dinamice a SVEH și sînt comparabile calitativ și cantitativ cu rezultatele prezentate în literatură pentru produse cu parametrii similari.

Pentru determinarea ansamblului de curbe caracteristice experimentale a fost elaborată metoda de prelucrare statistică a rezultatelor experimentale, de prezentare a parametrilor măsurați prin curbe analitice obținute prin metoda regresiei și metoda celor mici pătrate. Modelul de calcul a fost rezolvat, în limbaj FORTRAN pe calculatorul FELIX C256/512/1024 și în limbaj BASIC pe minicalculatorul personal din familia AMIC și TILS 100.

Aplicarea SVEH la roboți industriali a presupus :

- Stabilirea unui model matematic complex pentru analiza stabilității sistemului cilindru hidraulic de poziționare și a siste-



mului SVEH-cilindru-sarcină în ipotezele cu SVEH ideală și reală în variantele sistem deschis și închis. Modelul matematic a fost aplicat la analiza stabilității modulului de translație de laborator D50/32-200 și a modulului de translație braț D50/32-800 al robotului RH1KN, la care s-au evidențiat influența parametrilor de intrare a SVEH, a forțelor de frecare, a mărimii și caracterului sarcinii de tip elastic sau rigid asupra condițiilor de stabilitate ;

- Elaborarea unui program de calcul în limbaj FORTRAN, rezolvabil pe calculatorul FELIX C256/512/1024, denumit SHAP, pentru analiza comportamentului dinamic a sistemului, în baza ipotezelor de calcul din modelul matematic elaborat pentru cele două module de translație analizate.

În scopul verificării experimentale a ipotezelor, care au stat la baza analizei comportării dinamice a sistemului, a fost proiectată și realizată o instalație complexă pentru modelarea modulelor de translație de tip SVEH-cilindru-sarcină. Rezultatele cercetărilor experimentale, evidențiază influența diferiților parametri conținuți în modelul matematic, asupra comportării dinamice, valabilitatea modelului matematic și a ipotezelor de calcul pentru asigurarea stabilității dinamice și o analiză a eficienței unor soluții constructive optime, pentru roboți industriali.

Principalele contribuții în cadrul colaborărilor aplicative sînt:

- Elaborarea în colaborare cu I. Electrotimiș a proiectului de execuție pentru SVEH monoetajată SV00-5,5 și în montaj complet (tip sertar distribuitor cu readucere cu arcuri SVEH-2T) ;

- Urmărirea execuției și controlul dimensional al tuturor ansamblor și subansamblor pentru variantele de SVEH, utilizate în lucrările de cercetare ;

- Elaborarea proiectului de execuție al stațiunii pentru cercetări experimentale asupra SVEH și a metodicii de cercetare experimentală și de prelucrare a rezultatelor experimentale ;

- Colaborare la realizarea standului pentru verificarea funcțională a SV00-5,5 la Intreprinderea Electrotimiș ;

- Elaborarea proiectului tehnic și a metodicii de cercetare experimentală a SVEH la IEH Rîmnicu Vîlcea ;

- Elaborarea tuturor fazelor de cercetare experimentală, începînd cu anul 1981, pentru modelele de SV00-5,5 și SVEH-2T-2,5-7,5, aflate în faza de asimilare-omologare-serie la I. Electrotimiș și IEH Rîmnicu Vîlcea ;

- Elaborarea proiectului de execuție al standului și al metodicii de cercetare experimentală pentru module de translație de tip SVEH-cilindru-sarcină, urmărirea execuției și punerea în funcțiune a

acestua în cadrul ICMH;

- Elaborarea proiectului de execuție pentru sistemul hidraulic de acționare al robotului RH 1 KN, care se află în fază de execuție-prototip la Intreprinderea Electrotimiș.

Rezultatele de pînă acum ale colaborării Catedrei de mașini hidraulice cu Intreprinderea Electrotimiș și IEH Rîmnicu Vîlcea, sînt materializate în cele peste 200 buc. SVOO-5,5 și SVEH-2T, aflate în funcționare pe utilajele din programul de fabricație al I. Electrotimiș, -mașinile de prelucrat prin electroeroziune din gama ELER.

Cercetările teoretice și experimentale dezvoltate în lucrare, oferă o bază modestă în vederea adîncirii problematicii, privind asimilarea de SVEH și module hidraulice de acționare pentru roboți industriali și manipolatoare, mașini de prelucrat și alte utilaje tehnologice cu grad înalt de tehnicitate, a extinderii cercetărilor asupra unor aspecte ale hidrodinamicii curgerii în astfel de componente.

Rezultatele obținute deschid perspectiva unor cercetări privind:

- Aprofundarea analizei microgeometriei subansamblelor SVEH, asupra comportării statice și dinamice a SVEH și în final asupra sistemului hidraulic de acționare deservit ;

- Aprofundarea metodicii de cercetare experimentală pentru studiul curgerii în subansamblele SVEH și sistemul hidraulic acționat;

- Extinderea și dezvoltarea unor metodici și limbaje specializate de simulare numerică a sistemelor dinamice descrise, prin modele matematice de simulare complexe;

- Extinderea gamei de SVEH și module de translație și rotație realizate în concepție proprie și competitive pe plan extern, cu studiul influenței tuturor parametrilor geometrici și funcționali asupra performanțelor acestora.

Logica conducerii cercetărilor din prezenta lucrare de doctorat, metodicile teoretice de calcul și investigare, cît și metodele de cercetare experimentală aplicate asupra SVEH și modulelor de translație, cu utilizare imediată în construcția unor mașini de prelucrat și a roboților industriali cu acționare hidraulică, pot fi extinse la toată gama de SVEH distribuitoare proporționale și alte componente de acționare hidraulică, ce se necesită în prezent în tehnica Sistemelor hidraulice automate pentru reglarea poziției, vitezei și forței.

B I B L I O G R A F I E

1. Anton I. - Cavitația. Vol.II, cap.10.Ed.Academiei RSR,1985.
2. Anton V.,Popoviciu M.,Fitero I.- Hidraulica și mașini hidraulice.Ed.Didactică și Pedagogică București, 1978.
3. \* \* \* ABEX Corporation - Jet Pipe Servovalves. Aerospace Division 3151 W 5th St. Oxnard , California.
4. \* \* \* Association Française de Robotique Industrielle. Catalogue Industrial Robots, 1978.
5. Backe W. - Vorausbestimmung des Statischen und Dynamischen Verhaltens Hydraulischer Geräte und Systeme : O + O Olhydraulik und Pneumatik. Vol. 24, 1980, Nr.5, pag. 390.
6. Backe W. - Systematik de hydraulischen Widerstandsschaltungen in Ventilen und Regelkreisen. Krausskopf. Verlag Mainz, 1974.
7. Beiazov I.I. - Analogovîe ghidro-usiliteli . Leningrad, Mașinostroenie , Leningradscoe Otdelenie, 1983.
8. Basta T.M. - Mașinostroiitelinaia Ghidravlica . Izd.Mașinostroenie, Moskva, 1971.
9. Baumgartner H. - Die Nachlaufenanigkeit des Hydraulischen Zylinderantriebes im Werkzeugmaschinenbau. Diss ETH 5963, Zürich, 1977.
10. Beer H. - Electro-hydraulic servodrives, design criteria and variants. O + P, Olhydraulik und Pneumatik. Vol.18, 1974, Vol.4, pag. 313-318 .
11. Becker S. - Proportional Valves in Foundry Instalations. O + P Olhydraulik und Pneumatik. Vol.24, 1980, Nr.11, pag. 828.
12. Bensson A. - Determination du debit nominal d'une servovalve. Energ. fl. et lubr. Nr.7, 1976, pag.50-55 ; 59-61.
13. Blackburn J.P. - Mecanismes et servomecanismes a fluide sous pression. Paris Dunod, 1966.
14. Bowns D.E., Bonson L.A., Richards C.W. - The Simulation of the Hydraulik Systems . IFAC Pneumatic Hydraulic Components, Warsaw, Poland, 1980.
15. Brădeanu P. - Mecanica fluidelor. Ed.Tehnică, București, 1973.
16. Bruda D.,Pînzar M. - Roboți industriali și mașini unelte. Simpozionul național de roboți industriali. I.P.București, Oct. 1981.
17. Bălășoiu V. - Acționări și comenzi hidropneumatice . Vol. I + II, Litogr. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1982.
18. Bălășoiu V., Păișanu V. - Indrumător de laborator. Acționări și comenzi hidropneumatice. Litogr. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1981.
19. Bălășoiu V.,Preda H., Weitz H. - Incercarea în regim static și dinamic a SVEH cu 2 etaje de amplificare,Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică. Vol.VI.Timișoara, 18-19 oct.1985.
20. Bălășoiu V. - Sistemul de acționare hidraulică în structura modulară a robotului RH-1 KN.Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică. Vol.VI,Timișoara, 18-19 oct. 1985.
21. Bălășoiu V., Anton L. - Aspecte teoretice și experimentale ale sistemului de acționare pneumatică pentru mini-roboți. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică. Vol.VI. Timișoara, 18-19 oct.1985.

22. Bălăsoiu V. - Studiul parametrilor geometrici și funcționali, privind comportarea unui regulator de debit cu 2 căi. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică. Vol.VI, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
23. Bălăsoiu V., Păișanu V. - Asupra comportării unui divizor de debit în regim de sincronizare. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică. Vol.VI, Timișoara, 18-19 oct. 1985.
24. Bălăsoiu V., Iovanovici T. - Cercetări experimentale asupra multiplicatoarelor de presiune pneumohidraulice. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică. Vol.VI, Timișoara, 18-19 oct., 1985.
25. Bălăsoiu V. - Sistem de acționare hidraulică în structura mecanismelor generatoare de traiectorii, pentru roboți industriali. Simpozionul "Automobilul la intersecția cu anul 2000", Timișoara, 5-6 aprilie, 1985.
26. Bălăsoiu V., Preda H., Weitz H. - Determinarea experimentală a caracteristicilor statice și dinamice a SVEH. Simpozionul "Automobilul la intersecția cu anul 2000", I.A. Timișoara, 5-6 aprilie, 1985.
27. Bălăsoiu V. - Determinarea experimentală a caracteristicilor statice și dinamice a SVEH. Simpozionul tehnic "Priorități privind perfecționarea acționărilor hidraulice, Întreprinderea Mecanică Plopeni, 15-16 mai, 1985.
28. Bălăsoiu V., Anton L. - Proiectarea asociată de calculator a unui distribuitor cu sertar cilindric liniar. Sesiunea de comunicări științifice pentru tineret. 20-21 martie, 1981, I. Electrotimiș.
29. Bălăsoiu V., Luca M. - Modul de rototranslație cu 2 grade de mobilitate. Sesiunea de comunicări științifice pentru tineret, I. Electrotimiș Timișoara, 1985.
30. Bălăsoiu V. - Asupra influenței aerului în apariția fenomenului de cavitație, într-un sistem hidrostatic; Revista "Construcții de mașini, nr.2, 1974.
31. Bălăsoiu V. - Instalații pentru încercarea în regim static și dinamic a distribuitoarelor baterie, cu 2-4 sertări de lucru. Revista "Construcții de mașini, nr.11, 1981.
32. Bălăsoiu V., Tănase P. - Contribuții la studiul teoretic și experimental al sincronizării servomotoarelor cu divizor de debit, cu sertar de divizare. Revista "Construcții de mașini", nr.11, 1981.
33. Bălăsoiu V., Preda H., Efrim O., - Instalație și metodică experimentală pentru încercarea SVEH 55/3. Al III-lea Simpozion național de roboți industriali, I.P. București, 27-29 oct., 1983, Vol.I., pag.29-40.
34. Bălăsoiu V., Gavrilă G. - Determinarea experimentală a caracteristicilor statice și dinamice a SVEH, monoetajate. Simpozionul național de roboți industriali. I.P. București, 1981.
35. Bălăsoiu V., Schlesinger G. - Comportarea în regim staționar al servovalvelor electrohidraulice. Simpozionul "20 de ani de cercetare, proiectare echipamente hidromecanice", CCSITEH Timișoara, oct.1986, pag.28-32.
36. Bălăsoiu V., Schlesinger G., Raszga C. - Metoda de prelucrare statistică a datelor experimentale a servovalvelor electrohidraulice, asistată de calculator. Simpozionul "20 de ani de cercetare, proiectare echipamente hidromecanice", CCSITEH Timișoara, oct.1986, pag. 33-37.

37. Budişan N. - Teoria sistemelor. Litogr. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1980.
38. Catană I. - Contribuţii la analiza stabilităţii şi la sinteza sistemelor electrohidraulice, pentru procese rapide. Rezumatul tezei de doctorat. Institutul Politehnic Bucureşti, 1978.
39. Ceauşescu N. - Cuvîntarea la lucrările Congresului Ştiinţei şi învăţămîntului. Scînteia, 29 noiembrie, 1985.
40. Card G.A. - Electro-hydraulic servovalves and their application, dowty hydraulic units limited, servo products division. Tewkesbury, Glos, Gl 20 5 NN, England.
41. Chiappulini R. - Rassegna sui comandi e servocomandi idraulici, Alcuni problemi attuali. In Fluid apparecchiature idrauliche e pneumatiche. No 119, pag. 119, pag. 34-54/1974 şi No 120, pag. 24-44/1974.
42. Călin S., Dumitrache I. - Regulate automate. Ed. Didactică şi Pedagogică, Bucureşti, 1985.
43. Ciobanu E., Ionescu I., Călinoiu C. - Cercetări privind realizarea unor excitatoare electrohidraulice, destinate studiului sistemelor mecano-hidraulice de reglare automată. Revista "Construcţii de maşini", Nr.36, 1984, 12.
44. Ciuprakov I. - Ghidroprivod i sredstva ghidroavtomatichi. Izd. "Maşinostroenie", Moskva, 1979.
45. Coppetti T. - Die Gewinnung der Beschreibungsfunktion hydraulischer Vorschubsysteme. Diss ETH Zürich, 1975.
46. Crişan I., Dobre N. - Automatizarea montajului în construcţia de maşini. Ed. Tehnică Bucureşti, Bucureşti, 1978.
47. Crişan I. - Roboţii în industria românească. "Inteligenţa artificială şi robotica". Ed. Academiei RSR, 1983.
48. Crstici B. - Matematică speciale. Ed. Didactică şi Pedagogică Bucureşti, 1981.
49. Davidociu A., Drăgănoiu Gh., Moangă A. - Modelarea, simularea şi comanda manipuletoarelor şi roboţilor industriali. Ed. Tehnică Bucureşti, 1986.
50. Davidoviciu A., Moanga A. - Roboţi evoluţi şi automatizări flexibile. Ed. Tehnică Bucureşti, 1985.
51. Deac L., Popa I. - Hidraulica maşinilor unelte .Litogr. Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1983.
52. Dragomir T.L., Preitl St. - Elemente de teoria sistemelor şi reglaj automat. Vol. I-II. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timişoara, 1979.
53. Drimer D. şi alţii - Roboţi industriali şi manipuletoare. Editura Tehnică Bucureşti, 1985.
54. \* \* \* Dowty Hydraulic Units LTD Servo Products Division-Servovalve Application Data, march, 1975.
55. Egner M., Keuper G. - Digitale, nichtlineare Regelungen und Identifikationsverfahren für elektrohydraulische Vorschubantriebe O + P 29 (1985), nr.9, pag.669.
56. \* \* \* - Element de comanda a distance : Les valves hydrauliques proportionnelles. Energie fluide hydraulique (pneumatiques) asservisse ments lubrification. Nr. 67, Inaurie 1974, pag. 29-33.
57. Faulhaber S. - Stationar genaue Lageregelungen mit einem hydraulischen Servoantrieb, O + P 30 (1986), Nr.6, pag. 453-458.
58. Feigel H. J. - Nichtlineare Effekte am servovalvengesteuerten Differentialzylinder .O + P Olhydraulik und Pneumatik, Vol. 31, 1987, Nr. 1, pag. 42-48.
59. Feigel H. J. - Dynamische Kenngrößen eines Differential Zylinders. O + P Olhydraulik und Pneumatik. Vol.31, 1987, Nr.2, pag. 138-148.



60. Fischer C. - Systeme der elektrohydraulischen Antriebs und Steuerungstechnik. O + P, Ölhydraulik und Pneumatik. Vol. 31, 1987, Nr.4, pag. 354-358.
61. Feuser A. - Ein Beitrag zur Auslegung Ventilgesteuerter Hydraulischer Vorschubantriebe im Lageregelkreis. Teză de doctorat. Universität Erlangen - Nürnberg, 1983.
62. Florea J., Panaitescu V. - Mecanica fluidelor, Ed. Didactică și Pedagogică București, 1979.
63. Florea S., Catană I. - Echipamente de automatizare pneumatice și hidraulice. Litogr. Institutul Politehnic București, 1977.
64. Florea S., Catană I. - Analiza și sinteza circuitelor hidraulice și electrohidraulice. Litogr. Institutul Politehnic București, 1981.
65. Florea S., Catană I., Analiza comportării servovalvelor electrohidraulice în regim dinamic și staționar. Automatică, Management, Calculatoare. Vol. 29. Ed. Tehnică București, 1979, pag. 211-226.
66. Florea S., Catană I. - Comportarea dinamică a elementelor de execuție hidraulice. Automatică, Management, Calculatoare. Vol. 34, Ed. Tehnică București, 1981, pag. 169-183.
67. Fomicov V.M. - Sovremennîe elektrohidravlicheskie usiliteli moșcinosti. Pnevmatika i gidravlika. Moskva, "Mașinostroenie", 1978, pag. 210-223.
68. Fülöp E. - Contribuții teoretice și experimentale la curgerea fluidelor vâscoase cu aplicații la acționările hidraulice. Teză de doctorat. Institutul Politehnic București, 1984.
69. Fülöp E. - Modelarea pe calculator a regimului tranzitoriu de funcționare al unui regulator de debit cu două căi. Conferința de mașini hidraulice și hidrodinamică. Vol. VI. Timișoara, Oct. 1985.
70. Gamînin N.S. - Ghidravlicheskiei privod sistem upravlenia. Moskva, "Mașinostroenie", 1972.
71. Gemmeke M., Jonckheere R.E. - Performance Study of a Proportional Valve - Controlled Hydraulic Robot Actuator, Mechanical Engineering, Vrije Universiteit Brussel, 1986.
72. Göllner E. - The behaviour of the electrohydraulic position control loop with analogue signal processing. O + P. Ölhydraulik und Pneumatik. Vol. 18, 1974, Nr. 8, pag. 627, und Vol. 18, 1974, Nr. 9, pag. 694.
73. Göllner E. - Stabilisierung hydraulischer servozylinder durch dynamische Leckrückführung. O + P. Ölhydraulik und Pneumatik. Vol. 16. 1972, Nr. 1, pag. 17-22.
74. Guillon M. - L'asservissement hydraulique et electrohydraulique. Vol. I-II. Paris Dunod, 1972.
75. Hângănuț M., Dancea I., Negru O. Programe Fortran comentate în automatică. Ed. Tehnică București, 1974.
76. Hanafusa H. și alții. - Design of Electrohydraulic Servosystems for Articulated Robot Arm Control. IFAC - Pneumatic, Hydraulic Components Warsaw, Poland, 1980.
77. Hohlov V.A. - Ghidravlicheskie usiliteli moșcinosti. Izd. Akademii Nauk SSSR, Moskva, 1963.
78. \* \* \* Hydraulic handbook, Trade and Technical Press LTD, 7. th Edition, 1981.
79. Iamandi C. și colectiv. - Hidraulica instalațiilor. Elemente de calcul și aplicații. Ed. Tehnică București, 1985.
80. Jones G.A. - On Step Response of a Class of Third Order Linear Systems. Trans on AC. Vol. AC-12, pag. 341, 1967.
81. Ionescu G. - Măsurări și traductoare. Vol. I-II. Ed. Didac-



- tică și Pedagogică București, 1985.
82. Ionescu G., Dobrescu R., Droașcă B. - Traductoare pentru automatizări industriale. Ed. Tehnică București, 1985.
  83. Idelcik I.E. - Indrumător pentru calculul rezistențelor hidraulice. Ed. Tehnică București, 1984.
  84. Iurevici E.I. Ustroistvo promișlennih robotov. Moskva, Mașinostroenie, 1980.
  85. Ispas V., Pop I., Bocu M. - Roboți industriali. Ed. "Dacia", Cluj-Napoca, 1985.
  86. Jacobs M., Trost J. - Normgerechtes Messen und Ermitteln statischer und dynamischer Kennwerte von Proportional und Servoventilen. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.27. 1983, Nr.2, pag. 76-80.
  87. Janjua M.S. - Industrial robots survey. Moving parts. In International Systems. February, 1982, pag.35-38.
  88. Johnson J.E. - Electrohydraulic Servo Systems. Published by Editors of Hydraulics pneumatics, Magazine Michigan, 1973.
  89. Kovacs Fr. - Cu privire la unele probleme ale concepției realizării, implementării în producție și exploatării roboților industriali. Simpozion Național de roboți industriali. București, 1983.
  90. Kovacs Fr., Cojocaru G. - Manipulatoare, roboți și aplicațiile lor industriale. Ed. Facla Timișoara, 1982.
  91. Kovacs Fr., Cojocaru G. - Pentru o știință interdisciplinară a producției. Al IV-lea Simpozion "Robotizarea în industrie". Vol. III, 1984, pag. 125-127.
  92. Kovacs Fr., Cojocaru G. - Roboții în acțiune. Ed. Facla Timișoara, 1985.
  93. Krassov I.M. - Elementele sistemelor de reglare automată hidraulică. Ed. Tehnică București, 1965.
  94. Krassov I.M. - Ghidravlicheskie elementî sistemah upravlenia. Izd. "Mașinostroenie", Moskva, 1967.
  95. Klinger F.R. - Ubertragungsverhalten der Steuerkette Balastung unter besonder Berücksichtigung des Resonanzbetriebs. RWTH Aachen, 1977, Dissertation.
  96. Keller G. - Hydraulic System Analysis. Published by Editors of Hydraulics Pneumatics Magazine. Washington, Dec. 1974.
  97. Kyo Il-Lee. - Dynamisches Verhalten der Steuerkette Servoventil-Motor-Last. RWTH Aachen, 1977. Dissertation.
  98. Kuzman A. - Asupra cavității în acționările hidraulice. Simpozionul tehnic "Priorități privind perfecționarea acționărilor hidraulice". Intreprinderea Mecanică Floreni, 15-16 mai, 1985.
  99. Laika A. - Untersuchung von Dämpfungsmaßnahmen für hydraulische Zylinderantriebe. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol. 23, 1979, Nr.6, pag. 437-441.
  100. Laika A. - Einflub der Eingangsgrößen auf die dynamischen Kenngrößen elektrohydraulischer Servoventile. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.18, 1974, Nr.10, pag.761-767.
  101. Lewis E., Stern A. - Sisteme automate hidraulice. Ed. Tehnică București, 1968.
  102. Lück J. - Einflubgrößen auf das Zeitverhalten elektrohydraulischer Vorschubantriebe. RWTH Aachen, 1963, Dissertation.
  103. Lu Y. H. - Static and dynamic performance of proportional solenoids. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.25, 1981, Nr. 5, pag. 403-407.
  104. Marin V., Mazilu I. - Sisteme hidraulice automate. Ed. Academiei, București, 1982.

105. Marin V., Mescovici R., Teneslav D. - Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată. Probleme practice, proiectare, execuție, exploatare. Ed. Tehnică București, 1981.
106. Marin V., Marin A. - Sisteme hidraulice automate. Construcție, reglare, exploatare. Ed. Tehnică București, 1987.
107. Marinescu P.V. - Instalații hidropneumatice de bord. Partea I, Litogr. Institutul Politehnic București, 1981.
108. Meritt H. - Hydraulic Control Systems. Willey, New York, 1967.
109. Mihoc D., Iliescu S.St. - Teoria și elementele sistemelor de reglare automată. Ed. Didactică și Pedagogică, 1984.
110. Molle R. - Les composants hydrauliques et pneumatiques de automatique. Dunod, Paris, 1967.
111. Moritz W. - Zur Regelung Eines Elektrohydraulischer Servosystems mit Zustandsreglern. Universität Erlangen, Nürnberg, 1979, Dissertation.
112. \* \* \* - MOOG. Electrohydraulische Servoventile und Stellentriebe für Industrieroboter und Handhabungsautomaten. MOOG, 1978.
113. \* \* \* - MOOG. Twostage flow control Servo Valve. Catalog 781-1279, serie 78; 76-2-578, serie 76; 770-879, serie 77.
114. \* \* \* - MANNESMANN REXROTH. Industrie Servoventile. Der Hydrauliker, Band V - RD 29001/881.
115. Martin D.J., Burrows G.R. - The Dynamic Characteristics of an Electro-Hydraulic Servo Valve. Transactions of the ASME, Serie G. Vol. 98, No. 4, 1976, pag. 395-406.
116. Nakada T. and Ikebe Y. - Measurement of the unsteady axial flow force on a Spool Valve. I.PAC. Pneumatic Hydraulic Components. Warsaw, Poland, 1980.
117. Nikolaus H. - Stationares und Dynamisches Verhalten Von hydraulischen Zweigestromregelventilen. Universität Karlsruhe, 1971, Dissertation.
118. Oprean A., Marin V., Dorin A. - Acționări hidraulice. București, Ed. Tehnică, 1976.
119. Oprean A. și alții. - Sistemele hidraulice ale mașinilor unelte și preselor. Ed. Tehnică, București, 1965.
120. Oprean A. și alții. - Acționări și automatizări hidraulice. Ed. Tehnică București, 1983.
121. Oprean A., Ionescu Fl., Dorin A. - Acționări hidraulice, elemente și sisteme. Ed. Tehnică București, 1982.
122. Oprean A. - Hidraulica mașinilor unelte. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1983.
123. Paetzold W. - Dynamic behaviour of hydraulic cylinders. O + P. Ölhydraulik und Pneumatik. Vol. 24. 1980, Nr. 8, pag. 577-582.
124. Pelecudi Chr. și alții. - Mecrotehnica - Știința despre mecanismele roboților. Al III-lea simpozion național de roboți industriali. Institutul Politehnic București, 1983.
125. Felka J. - Roboți industriali. Przegląd organizacji, R.P. Polonia. Vol. 39, 1976, Nr. 10 pag. 447-451.
126. A de Pennington - The Dynamics of Electrohydraulic Cylinder Grives. Universitat Manchester. 1971, Dissertation.
127. Popov M. - Application of state feedback at solving electrohydraulic servo actuator Stability Problem. IPAC Pneumatic Hydraulic Components, Warsaw, Poland, 1980.
128. Predoi A. - Robotica, Robotehnica, Industria roboților. Noile tehnologii de vîrf și societatea. Ed. Politică, București, 1983.
129. Pritshov C., Keuper G. - Elektrohydraulischer Gelenkantrieb für Industrie Roboter. O + P, Ölhydraulik und Pneumatik. Vol. 30, 1986, Nr. 5, pag. 359-366.

130. \* \* \* - Protocol, Contract de cercetare stiintifică, Nr. 109/1984, Intreprinderea E.H. Râmnicu Vâlcea.
131. \* \* \* - Protocol, Contract de cercetare stiintifică, Nr. 114/1981. Intr.Electrotimis Timisoara.
132. \* \* \* - Protocol, Contract de cercetare stiintifică, Nr. 227/1985. Intr.Electrotimis Timisoara.
133. \* \* \* - Parker Fluidpower, Design Engineers Handbook. P. H. Corp. Cleveland Ohio, SUA.
134. \* \* \* - Prab Conveyors INC. Catalog de produse. Kligore Road Kalamazoo, 191490003, 1981.
135. Radeş M. - Metode dinamice pentru identificarea sistemelor mecanice. Ed. Academiei RSR, Bucureşti, 1979.
136. \* \* \* - REXROTH. Hydraulik für Roboter. GMBH Lohr am Main. 1980, REXROTH.
137. \* \* \* - REXROTH, Hydraulik Trainer. GMBH Lohr am Main, 1978, REXROTH.
138. \* \* \* - REXROTH. Der Hydrauliker, GMBH Lohr am Main, 1978, REXROTH.
139. \* \* \* - REXROTH. Servohidraulik Information. 124, 1977.
140. \* \* \* - Robot cu acţionare hidraulică. Protocol contract Nr. 192/1982. Intreprinderea Electrotimis Timisoara, 1984.
141. Roitenberg I. - Theorie du contrôle automatique. Editions "MIR" Moscou, 1974.
142. Runge W. - Simulation des dynamischen Verhaltens electrohydraulischer Schaltungen. Universität Stuttgart, 1984. Dissertation.
143. Rusterholtz R., Widmer U. - Grundlagenbetrachtungen zur Auslegung Pneumatischer Servoantriebe. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.29,1985, Nr.10, pag.757-762, Nr.11,pag.814-816.
144. Saffe P. - Servohydraulische Antriebe für Handhabungsgerate. O + P. Olhydraulik und Pneumatik Vol.28, 1984, Nr. 12, pag. 787.
145. Salamandra B.L. - Vscsoiuznii simposium po teorii i principem ustroistva robotovi, manipulatorov, Stanki i Instrumenti . Nr.10, 1976, pag. 40-42.
146. Schafer K.D. - Electrohydraulische Regelsysteme. 8 Konferenz über Flüssigkeitsmechanismen. Prag von 1 - 3 XI, 1977, MOOG.
147. Scheffel G. - Test stand and experimental Valve for Steadystate and dynamic Valve testing. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.21,1977, Nr.1, pag.28-31.
148. Scheffel G., Pasche E., Vetter A. - Electrohydraulische Achse mit integrierter Elektronik. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol. 30, 1986, Nr.6, pag . 458-463.
149. Scheffel G., Pasche E. - Vorgesteuerte Stetig-Wegeventile mit Schwartz-Weisser Vergangenheit. O + P. Olhydraulik und Pneumatik, Vol. 29,1985,Nr.4,pag.315.
150. Schneider R.T. - Versatile hydraulic robot handles though tasks.Hydraulics § Pneumatics, July, 1979.
151. Schraft R.D. - Systematisches Auswählen und Konzipieren von programmierbaren Handhabungsgeräten. Krauskopf Verlag, Mainz, 1977, Germany.
152. Schulte A. - Zustandsregelung hydraulischer Schlitten antriebe für Werkzeugmaschinen und automatische Regelrampaassung mit Hilfe adaptiver Systeme. O + P.Olhydraulik und Pneumatik. Vol.26, 1982, Nr. 7, pag. 522-526.
153. Schulze E. - Electrohydraulic linear amplifiers. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol. 18,1974,Nr.5,pag.392-395.
154. Schmidt G. - Grundlagen der Regelungstechnik, Mathematische Beschreibung ,Verhalten, Stabilität,Entwurf linearer

- und einfacher nichtlinearer Regelungen. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, New York, Tokyo, 1984.
155. Schulz R. - Berechnung des dynamischen Verhalten hydraulischer, Antriebe großer Leistung für Umformmaschinen. RWTH, Aachen, 1979, Dissertation.
  156. Schultz R. - Berechnung des dynamischen Verhaltens hydraulischer Antriebe durch Simulation. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.23, 1979, Nr.10-8 Forschungsbericht der RWTH, Aachen, Nr.12-8 Forschungsbericht der RWTH, Aachen.
  157. Schurr R. - Rechnerunterstützte Projektierung hydrostatischer Anlagen. Universität Stuttgart, 1980.
  158. Sopha K. - Bemerkenswertes bei hydraulischen Servoventilen. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.18, 1974, Nr.1, pag. 31-37.
  159. Stone J.A. - Discharge coefficients and Steady state Flow Forces for Hydraulic Poppet Valves. Transactions of the ASME. Journal of Basic Engineering. März, 1960.
  160. Sprockhoff V. - Untersuchungen von Regelungen am hydrostatischen Zylinderantrieb mit Servopumpe. RWTH. Aachen, 1979. Dissertation.
  161. Stute G., Hesselbach H., Runge W. - Electronic controls State of the art and future development tendencies. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.24. 1980, Nr.10, pag.733-740.
  162. Susami I., Bălăsoiu V. - Calculul și simularea performanțelor sistemelor hidraulice de reglare automată a modulelor de translație. Al IV-lea Simpozion Național "Robotizarea în industrie", Timișoara, Noiembrie 1984.
  163. \* \* \* - Simpozionul Național de Roboți Industriali. Institutul Politehnic București, 1981, 1982, 1983, 1985 și Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1984.
  164. Thayer W.J. - Transfer Functions for MOOG Servovalves-Technical Bulletin 103, MOOG, Dec.1958, January 1965.
  165. Thayer W.J. - Understanding reduandant electrohydraulic servoactuators. Hydraulics and Pneumatics, June 1980, vol.33, Nr.6, pag.62-66.
  166. Tomasiak E. - Die Beschaffenheit dynamischer Druckventile. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.29, 1985, Nr.11, pag. 793-803.
  167. Tsun - Yling Feng - Static and Dynamic Control Characteristics of Flapper. Nozle Valves. Transactions of the ASME-Journal of Basic Engineering, sept 1959, pag.275-284.
  168. Trudzinski R.M., Kenwerte für die Beurteilung der statischen und dynamische Verhaltens von 2 - Wege Stromregelventilen. O + P, Olhydraulik und Pneumatik, Vol.23, 1979, Nr.7, 8 Forschungsbericht der RWTH, Aachen.
  169. Trudzinski R.M. - Influence of operational dimensions on flow overshoot in 2 way flow control Valves. O + P. Olhydraulik und Pneumatik. Vol.24, 1980, Nr.10, pag. 765.
  170. Thoma J. - Transmissions hydrostatiques. Paris, Dunod, 1965.
  171. Ulrich H.J. - Die Eigenfrequenz linearer hydraulischer Stellmotoren-Sonderdruck aus "Technische Rundschau" Nr.45, 1968.
  172. Vasiliu N., Florea J. - Acționări și comenzi hidraulice. Litogr. Institutul Politehnic București. 1984.
  173. Vasiliu N., Teodorescu C., Kalisz E. - Studiul dinamicii servomecanismelor mecano-hidraulice de aviație prin simulare numerică. Conferința de Mașini Hidraulice și Hidrodinamică. Vol.6, Timișoara, 1985.
  174. Viersma T.J. - Investigation into the accuracy of hydraulic servomotors. Teză de doctorat. 1961, Delft, Olanda.

175. Viersma T.J. - Low friction hydraulic motors .O + P. Olhidraulik und Pneumatik. Vol.18,1974, Nr.7, pag.562.
176. Vodopjan P.O., Oksenenko A.Ja. - Transmisii hidraulice și pneumatice la roboții industriali. Stanki i instrumentî, URSS, Vol.12, Dec.1978, pag. 6-8.
177. Voicu M. - Tehnici de analiză a stabilității sistemelor automate. Ed.Tehnică București, 1986.
178. Walters R. - Electrohydraulic servovalves. Fluid Power International. 1969, New York.
179. Warnecke H.J., Schraft R.D. - Industrie roboter. Krausskopf Verlag GmbH, Mainz ,1979, 1984. Printed in Germany.
180. \* \* \* - Was soll man sich unter "Proportional ventilen" vorstellen .O + P, Olhidraulik und Pneumatik. Vol.20, 1976, Nr.2, pag.71.
181. Weinmann K. - Untersuchung des dynamischen Verhaltens eines hydraulischen manchlaufsystems. Diss. ETH 6207, Zürich. 1978.
182. Welch F.R. - The use of Derivative Pressure Feedback in High Performance Hydraulic Servomechanisms. Trans ASME-Jurnal of Engineering for Industry. Vol.84,Seria B, nr.1, pag. 8-14, 1962.
183. Weule H. - Theoretische und experimentelle Untersuchung digitale hydraulischer Positionierantriebe. T.U. Braunschweig,1972.
184. Yonemoto Kanji , - Roboții în Japonia. Automatică, Management, calculatoare. Vol.43, pag.5-10,Ed.Tehnică București, 1984.
185. Zazarov Iu. E. - K voprosu o gidrodinamike zolotnikov. Izvestia vîssihucebnîh zavedenii. SSSR, Mașinostroenie, 1960.Nr.9, pag. 45-58.



	pag.
Cuvînt înainte.....	1
<b>A</b> CAPITOLUL 1. Stadiul actual al cercetărilor teoretice și experimentale asupra componentelor și sistemelor electro- hidraulice de poziționare în construcția modulelor pentru roboți industriali.....	1
1.1. Orientări actuale pe plan mondial și național.....	1
1.2. Structura sistemelor hidraulice de poziționare pen- tru module de roboți industriali.....	5
1.3. Considerații privind oportunitatea cercetărilor ....	8
1.4. Studiul critic asupra problemelor urmărite la abor- darea cercetărilor.....	12
<b>B</b> CAPITOLUL 2. Studii teoretice asupra SVEH din structura sistemelor electrohidraulice de poziționare.....	15
2.1. Structura funcțională a SVEH.....	15
2.2. Treapta principală sertar-corp distribuitor.....	17
2.3. Calculul curgerii în secțiunile de droselizare a SVEH.....	19
2.4. Analiza teoretică a etajului distribuitor cu sertar cilindric liniar.....	23
2.5. Analiza teoretică a etajului de comandă ajutoraj-cla- petă.....	38
2.6. Modelarea echilibrului dinamic al sertarului distri- butor.....	40
2.7. Interacțiunea etaj ajutoraj clapetă-etaj sertar distri- butor.....	48
2.8. Analiza și sinteza performanțelor SVEH.....	54
2.9. Determinarea coeficienților geometrici și funcțio- nali.....	70
2.10. Program de calcul pentru studiul comportării statice și dinamice a SVEH.....	71
2.11. Concluzii, privind modelul matematic al comportării statice și dinamice a SVEH.....	74
<b>C</b> CAPITOLUL 3. Determinarea experimentală a caracteristicilor statice și dinamice a SVEH.....	76
3.1. Sinteză asupra metodelor de încercare .....	76
3.2. Stațiunea LMHT.....	79
3.3. Curbele caracteristice ale SVEH, determinate pe cale experimentală.....	99
3.4. Comparații cu rezultatele din literatură.....	102
3.5. Comportamentul staționar al SVEH.....	115



	pag.
3.6. Comportamentul dinamic al SVEH.....	120
3.7. Concluzii, privind cercetările experimentale în regim static și dinamic a SVEH.....	135
CAPITOLUL 4. Studii teoretice asupra sistemelor electrohidraulice de poziționare de tip SVEH-cilindru-sarcină pentru module de roboți industriali.....	138
4.1. Generalități, ipoteze de calcul .....	138
4.2. Funcția de transfer a cilindrului hidraulic de execuție .....	140
4.3. Modelul sistemului SVEH-cilindru-sarcină.....	145
4.4. Funcția de transfer pentru circuitul de reacție a sistemului hidraulic.....	152
4.5. Funcția de transfer pentru circuitul deschis și închis al sistemului hidraulic.....	152
4.6. Aplicarea seriilor Fourier la determinarea formei și mărimii curentului de comandă a SVEH.....	153
4.7. Pachet de programe pentru studiul comportării sistemelor automate de poziționare.....	155
4.8. Concluzii, privind cercetările teoretice asupra sistemelor electrohidraulice de poziționare de tip SVEH-cilindru-sarcină.....	170
CAPITOLUL 5. Determinarea experimentală a caracteristicilor modelului SVEH-cilindru-sarcină, pentru module de poziționare.....	173
5.1. Stațiunea pentru încercarea modulelor de translație.	173
5.2. Măsurarea și înregistrarea unor parametri ai modului de translație de laborator, rezultate experimentale, concluzii.....	174
CAPITOLUL 6. Concluzii generale și contribuții originale...	183
Bibliografie .....	187