

**MINISTERUL ÎNVĂȚĂMĂNTULUI
UNIVERSITATEA TEHNICĂ TIMIȘOARA
FACULTATEA DE MECANICĂ**

ING. INOCENȚIU MANIU

TEZA DE DOCTORAT

**SINTEZA OPTIMALĂ A SISTEMULUI DE ACȚIONARE
HIDRAULIC ȘI PNEUMATIC AL ROBOTILOR INDUSTRIALI**

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC

PROF. DR. ING. FRANCISC KOVACS

**BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA**

- 1995 -

SINTEZA OPTIMALA A SISTEMULUI DE ACTIONAREHIDRAULIC SI PNEUMATIC AL ROBOTILOR INDUSTRIALI- CUPRINS -

<u>INTRODUCERE</u>	I.1->I.2
 <u>CAPITOLUL 1</u>	
Sisteme de actionare ale robotilor industriali	
1.1.Consideratii generale.....	1.1
1.2.Componenta sistemului de actionare si intefatarea acestuia.....	1.1
1.3. Tipuri de sisteme de actionare ale R.I. si evolutia lor in timp.....	1.3->1.7
 <u>CAPITOLUL 2</u>	
Stadiul actual al sistemelor de actionare hidraulice/pneumatice ale robotilor industriali	
2.1. Introducere.....	2.1
2.2. Servosisteme hidraulice automate utilizate in actionarea robotilor industriali.....	2.2
2.3. Componentele de baza ale sistemelor de actionare hidraulica.....	2.5
2.3.1. Elemente de executie (motoare hidraulice)	2.5
2.3.2. Echipament hidraulic de distributie si comanda; Sistematica circuitelor cu rezistente hidraulice.....	2.5
a) Semipuntea A.....	2.11
b) Semipuntea B.....	2.13
c) Semipuntea C.....	2.14
d) Semipuntea D.....	2.14
e) Semipuntea E.....	2.14
f) Combinatii de semipunti.....	2.15
g) Combinatii de semipunti cu sertar A+A...	2.15

h) Combinatii de semipunti cu ajutoraj-clapeta	
B+B.....	2.20
i) Principiul de functionare a unei servovalve cu	
doua trepte de amplificare hidraulica si reglaj automat...	2.21
2.4. Particularitati ale sistemelor de actionare pneumatice	
ale robotilor industriali.....	2.26
2.4.1. Elemente de executie pneumatice.....	2.26
2.4.2. Sisteme de actionare pneumatice cu precizie de	
pozitionare sporita.....	2.26->2.31

CAPITOLUL 3

Scopul lucrarii.....	3.1->3.2
----------------------	----------

CAPITOLUL 4

Contributii la teoria generala si practica sistemelor hidraulice automate utilizate in actionarea robotilor industriali si manipuloarelor

4.1. Consideratii generale.....	4.1
4.2. Sisteme hidraulice automate cu bucle de reactie	
multiple.....	4.3
4.3. Servosisteme electrohidraulice de tip "master-slave"	
cu reactie de pozitie si de forta.....	4.5
4.4. Consideratii privind constructia sistemelor hidraulice	
automate ale manipuloarelor sincrone.....	4.13->4.17

CAPITOLUL 5

Contributii privind metodele de analiza cinetostatica a mecanismelor actionate hidraulic/pneumatic din structura robotilor industriali si manipuloarelor

5.1. Conexiuni motoare.....	5.1
5.2. Calculul cinetostatic al mecanismelor actionate	
hidraulic/pneumatic prin metoda conexiunilor.....	5.8
5.2.1. Cinetostatica conexiunii JU9UK/ ∞ U10UL....	5.9
5.2.2. Cinetostatica conexiunii MU11UN/ ∞ U12UP...	5.10
5.2.3. Cinetostatica conexiunii RU13US.....	5.12
5.3. Calculul cinetostatic al mecanismelor actionate	
hidraulic/pneumatic prin metoda suprapunerii efectelor....	5.13
5.3.1. Cinetostatica mecanismului partial I.....	5.14
5.3.2. Cinetostatica mecanismelor partial II....	5.16
5.3.3. Suprapunerea efectelor.....	5.17->5.18

CAPITOLUL 6

Contributii privind analiza dinamica a servosistemelor electrohidraulice

6.1. Consideratii generale.....	6.1
6.2. Ecuatia de functionare a unui motor hidraulic liniar (MHL).....	6.1
6.3. Ecuatia unui element proportional de distributie (EPD).....	6.4
6.4. Ecuatia sistemului EPD-MHL si rezolvarea acesteia prin metode numerice (Runge-Kutta).....	6.5
6.5. Sistem EPD-MHL liniarizat.....	6.11->6.13

CAPITOLUL 7

Optimizarea proiectarii instalatiilor hidraulice/pneumatice de actionare a robotilor industriali

7.1. Algoritmi pentru proiectarea si implementarea unei instalatii hidraulice/pneumatice de actionare.....	7.1
7.2. Alegerea optima a unor echipamente hidraulice de actionare folosind metode de decizie multicriteriale.....	7.4
7.3. Program de calcul pentru bilantul de debit pe un traseu cuprins in configuratia spatiului de lucru al unei structuri robotizate actionata hidraulic.....	7.15
7.4. Biblioteca in ACAD pentru reprezentarea schemelor de actionare hidraulica/pneumatica a robotilor industriali si manipuloarelor.....	7.29
7.4.1. Explicarea utilizarii bibliotecii.....	7.29
7.4.1.1. Introducere.....	7.29
7.4.1.2. Biblioteca de simboluri utilizate in schemele de actionari hidraulice/pneumatice.....	7.29
7.4.1.3. Utilizare.....	7.29
7.4.1.3.1. Varianta 1.....	7.30
7.4.1.3.2. Varianta 2.....	7.30
7.4.2. Aplicatii.....	7.31
a) Schema instalatiei hidraulice de actionare a manipulatorului sincron MS-1000.....	7.31
b) Schema instalatiei pneumatice de actionare a minirobotului MRP-12,5 N.....	7.41
c) Schema instalatiei pneumatice a celulei robotizate pentru prelucrat scuturi de motoare electrice..	7.43
d) Schema instalatiei hidraulice si a celei	

pneumatice de actionare a unui sistem flexibil de debavurat
jenti de automobile..... 7.46->7.49

CAPITOLUL 8

Cercetari privind ameliorarea debitului unor pompe cu
angrenaj interior

8.1. Introducere..... 8.1

8.2. Incercari si concluzii..... 3.4->8.12

CAPITOLUL 9

Consideratii si concluzii finale. Contributii
originale..... 9.1->9.6

BIBLIOGRAFIE..... B.1->B.8

ANEXA..... A.1->A.13

INTRODUCERE

Ridicarea continua a nivelului calitativ al productiei, precum si cresterea productivitatii muncii are ca una din caile principale de realizare, mecanizarea si automatizarea proceselor de productie. Automatizarea flexibila a unui proces de fabricatie este realizabila folosind roboti industriali.

Ramura de stiinta numita "Robotica" sau mai larg "Sisteme de fabricatie flexibila" (Flexible Manufacturing Systems -FMS) este prin excelenta multidisciplinara imbinand intr-un ansamblu fascinant cunostinte din Teoria mecanismelor, Mecanica sistemelor mecanice mobile, Organe de masini, Tehnologia constructiilor de masini, Actionari (electrice, hidropneumatice), Electronica, Automatica, Constructia si programarea calculatoarelor, Organizarea intreprinderilor industriale, Management, Ergonomie si multe altele [C.1.].

Raspandirea sistemelor de fabricatie flexibila a cunoscut in ultimii ani un progres continuu. Obtinerea unei fiabilitati ridicate pentru componenta principala a sistemului de fabricatie flexibila -robotul industrial- impune un studiu atent in faza de proiectare.

Robotul modern este un sistem complex, implementat pe calculatoare, microprocesoare, senzori, sisteme de actionare, structuri mecanice, care are capacitatea de actiune, de percepere, de decizie si de comunicare [D.5.].

Avand in structura robotului acelasi rol pe care sistemul muscular il are in structura corpului uman, sistemul de actionare impune miscarea relativa a elementelor cuplelor cinematice conducatoare.

Desi ponderea lor, comparativ cu sistemele de actionare electrica, a scazut, sistemele de actionare hidraulica si pneumatica ale robotilor industriali pot asigura dezvoltarea directa a unor puteri (forte de manipulare) mari in conditiile unor gabarite reduse si a unor viteze de deplasare ridicata,

I.2

fara a necesita transmisii mecanice suplimentare. Datorita acestor atuuri marile firme producatoare de roboti n-au incetat sa foloseasca aceste sisteme ca mijloace de actionare.

Prin prezenta lucrare autorul isi propune sa contribue la dezvoltarea cercetarilor teoretice si experimentale privind sinteza sistemelor de actionare hidraulica si pneumatica ale robotilor industriali si manipuloarelor.

Teza de doctorat este organizata pe 9 capitole si o anexa extinse pe 182 pagini cu 78 figuri, 14 tabele, 230 relatii matematice si 101 referinte bibliografice.

* * *

Autorul aduce cele mai calde multumiri d-lui prof.dr.ing. Francisc Kovacs, conducatorul stiintific, pentru indrumarea competenta, pentru sprijinul acordat pe durata perioadei de pregatire si elaborare a tezei, pentru grija si atentia profesionala aratata autorului.

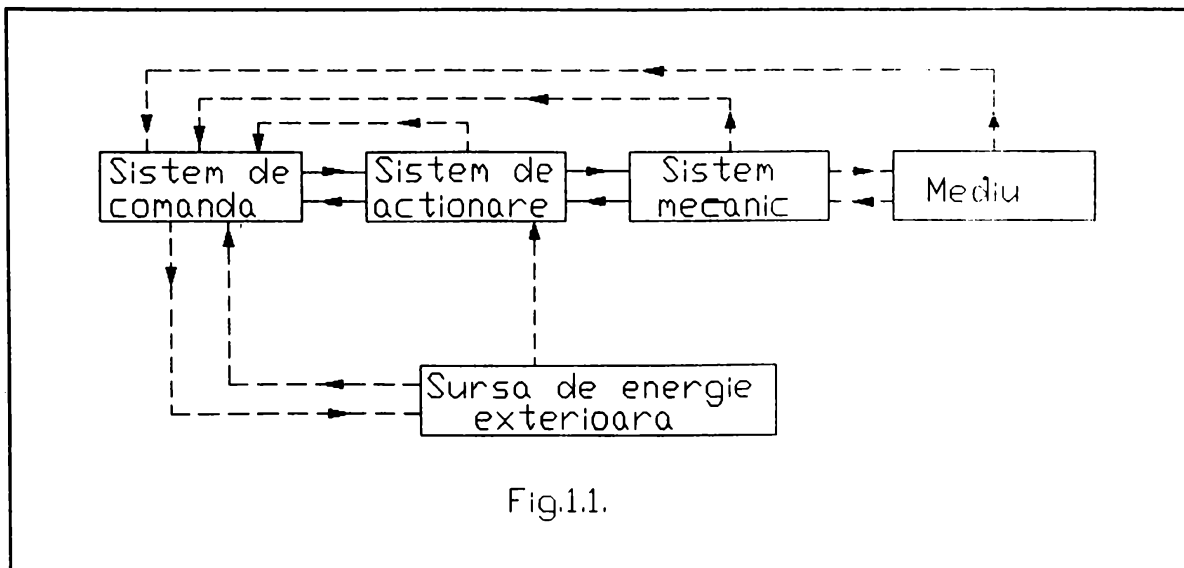
Autorul exprima de asemenea multumirile ce se cuvin d-lui prof.dr.ing. Dan Perju, d-lui prof.dr.ing. Nicolae Gheorghiu, d-lui conf.dr.ing. Voicu Mesaros-Anghel, d-lui conf.dr.ing. Alfred Pommersheim, d-lui s.l.ing. Stefan Varga, d-lui s.l.ing. Aurel Diaconu si celorlalti colegi din Catedra de Organe de masini si mecanisme, alaturi de care a participat la solutionarea a numeroase contracte de cercetare- proiectare care au stat la baza elaborarii unor lucrari stiintifice si ulterior a prezentei teze.

CAPITOLUL 1

SISTEME DE ACTIONARE
ALE ROBOTILOR INDUSTRIALI

1.1. CONSIDERATII GENERALE

Sistemul de actionare al unui robot industrial este plasat intre sistemul mecanic si cel de comanda (fig.1.1.) si are drept scop de a transforma o anumita forma de energie (electrica, hidraulica, pneumatica) la nivelul cuplelor cinematice conducatoare ale robotului in energie mecanica sau lucru mecanic util necesar punerii in miscare relativa a elementelor acestor cuple.



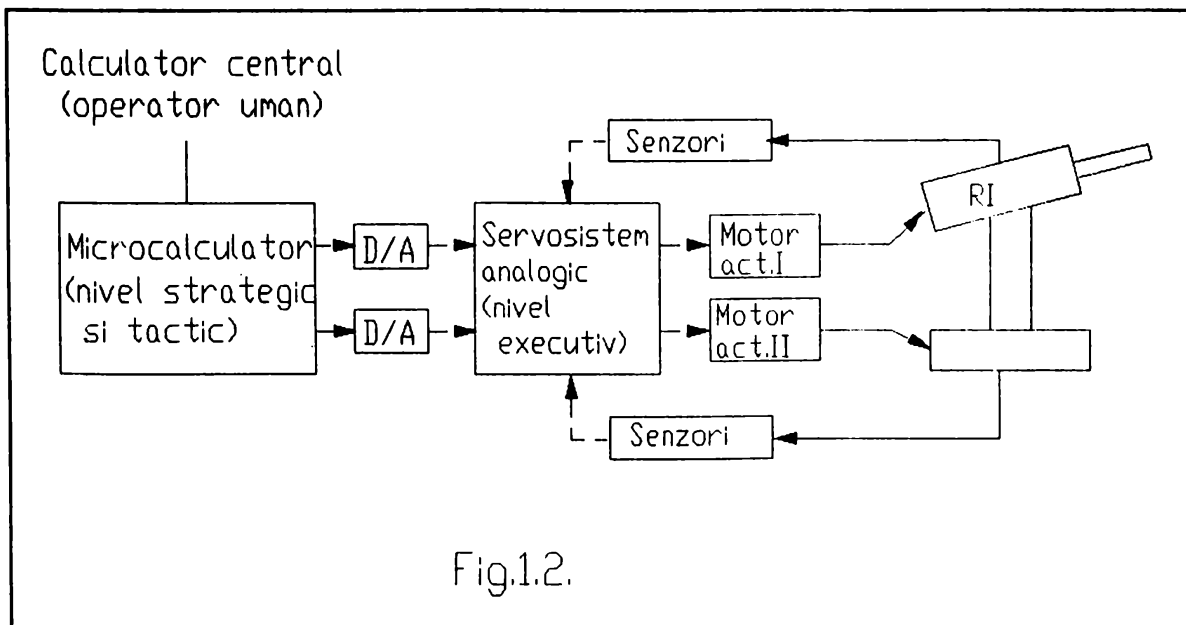
1.2. COMPONENTA SISTEMULUI DE ACTIONARE SI INTERFATAREA ACESTUIA

Sistemul de actionare este compus din unul sau mai multe motoare de actionare care realizeaza functia de actionare la nivelul cuplelor cinematice conducatoare, elementul fix al

acestui motor se leaga de unul din elementele cuplei iar elementul mobil (condus) de cel de-al doilea element al acesteia.

Controlul nivelului realizarii functiei de actionare in parametrii prescrisi poate fi realizat prin tehnica analogica sau cu ajutorul microprocesorului folosind tehnica digitala.

In primul caz controlul este realizat cu un calculator la nivele de control inalt si un servosistem analogic cu motoare de actionare care pun in miscare cuplele robotului. La fiecare 15 - 30 [ms] microcalculatorul calculeaza pozitiile si vitezele in cuplele robotului si cu ajutorul convertoarelor D/A le transmite sistemului analogic de control si motoarelor de actionare pentru a fi realizate (fig.1.2.). Servosistemele analogice realizeaza prescrierea pozitiilor (traiectoriilor) cuplelor in baza informatiilor primite de la senzorii robotului. Pe aceasta cale, plecand de la traiectoriile prescrise (semnalele convertoarelor D/A) si semnalele de la senzori, sistemul de control analogic genereaza semnale corespunzatoare pentru motoarele de actionare a cuplelor robotului.

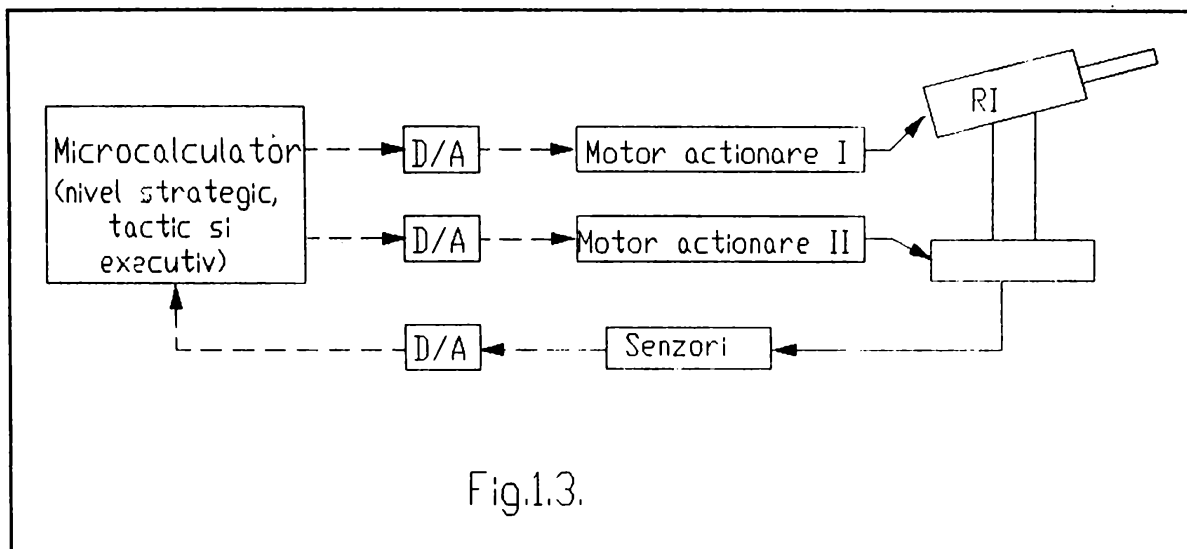


Tehnica analogica este folosita in cazul cand sistemul de control al robotilor este realizat cu ajutorul unui servosistem simplu cu control independent asupra fiecarei cuple actionate si nu este recomandata in cazul unor legi de control complexe.

Pe de alta parte tehnica digitala are avantaje substantiale atat prin posibilitatea de a schimba si ajusta legile de control, cat si din punct de vedere al mentenantei, soliditatii

si robustetii sub variatia conditiilor externe.

Microcalculatorul primeste informatii despre starea instantanee a cuplelor robotului de la senzori prin convertoarele A/D, daca senzorii folositi nu stocheaza informatiile direct in forma digitala (fig.1.3.).



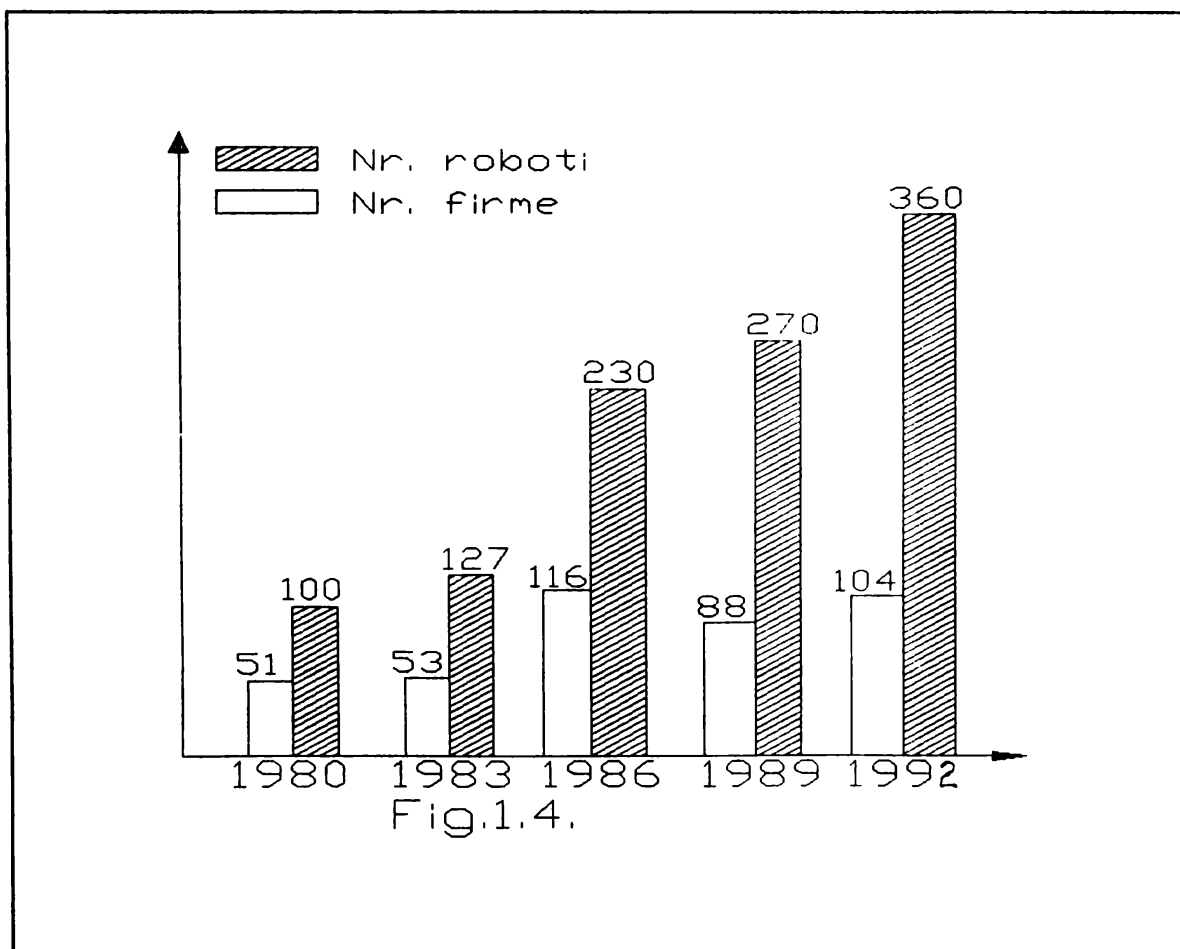
Pe baza acestor informatii si a traiectoriilor robotului determinate la nivelele superioare, microcalculatorul prelucreaza semnalele de control corespunzatoare, pe care direct prin convertoarele D/A le introduce in motoarele de actionare, calculul semnalelor de control si parametrii selectati folosind un program modular potrivit. Pe baza valorilor dorite ale coordonatelor efective (unghiuri si viteze) si a momentelor (fortelor) din cuplele robotului, acest modul calculeaza semnalele care vor fi oferite (prin convertoarele D/A) ca semnale de intrare in motoarele de actionare.

1.3. TIPURI DE SISTEME DE ACTIONARE ALE ROBOTILOR INDUSTRIALI SI EVOLUTIA LOR IN TIMP

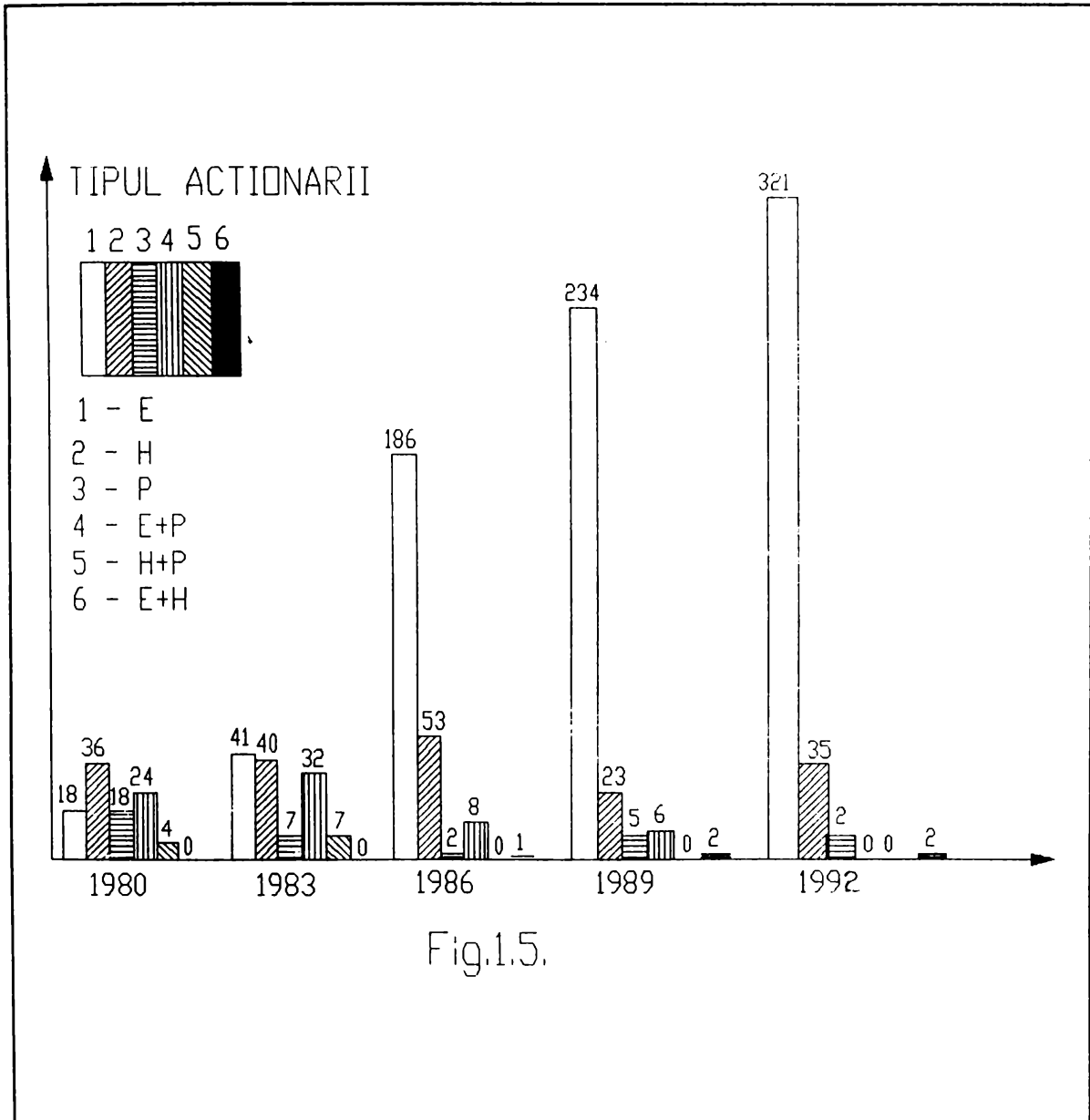
Actionarea lanturilor cinematice ale robotilor industriali si manipuletoarelor poate fi electrica, hidraulica, pneumatica si combinata. Alegerea sistemului de actionare se face tinand seama de destinatia robotului si conditiile de exploatare: capacitatea de ridicare, ritmul de lucru, precizia de pozitionare, temperatura si gradul de poluare al mediului de lucru etc.

Privind productia de roboti industriali la nivel mondial in

perioada 1980-1992, conform datelor oferite de catalogul de roboti: Industrie roboter a lui H.T.Warnecke si R.D.Schraft, se pot intocmi histogramele din fig.1.4. si 1.5., care reprezinta: prima - evolutia in timp a numarului de firme producatoare si a numarului de roboti, iar cea de-a doua evolutia in timp a numarului de roboti in functie de tipul sistemului de actionare. Daca prima histograma releva o crestere continua a numarului de roboti produsi pe plan mondial si o relativa restrangere in ultimii ani a firmelor producatoare (firmele mari si cu traditie inghitind unele firme mici), cea de-a doua releva o crestere simtitoare a numarului de roboti actionati electric in detrimentul acionarilor hidraulice si pneumatice.



Actionarea electrica tinde sa devina cea mai raspandita, datorita disponibilitatii cvasigenerale a energiei electrice in majoritatea mediilor de actiune ale robotilor industriali, simplitatii racordarii motoarelor electrice la reseaua de distributie a energiei, constructiei robuste si fiabilitatii ridicate a acestor motoare, modalitatilor simple de reglare a miscarilor si compatibilitatii acestui tip de actionare cu



sistemul de comanda si cu constructia senzorilor, costului redus al instalatiei. Principalul dezavantaj al acestora rezida in necesitatea utilizarii unor mecanisme suplimentare pentru transmiterea si transformarea miscarii la cuplele cinematice conducatoare.

Acest dezavantaj al actionarilor electrice devine un atu pentru actionarile hidraulice care au: posibilitatea de a dezvolta forte si momente mari la gabarite reduse, un domeniu larg de reglare a vitezelor, frecventa mare de inversare a miscarii in absenta socurilor, o mare simplitate de realizare a miscarilor liniare, coeficient mare de supraancarcare. Ele sunt insa sensibile la modificarea temperaturii mediului de lucru, au un randament energetic scazut avand loc scurgeri de fluid prin

etansari imperfecte, necesita unitati de productie a energiei hidraulice (pompe, acumulatori) si echipamente de comanda de constructie uneori complicata (distribuitoare, servovalve, supape etc.) care le ridica pretul.

Actionarea pneumatica fiind cea mai simpla din punct de vedere constructiv prezinta avantajul unor viteze mari de actionare, o elasticitate crescuta in functionare si posibilitatea facila de conectare a sistemului la reseaua de aer comprimat a unitatii. Au o fiabilitate ridicata, un pret de cost scazut si necesita o intretinere usoara. Ea nu poate insa dezvolta decit forte/momente reduse din motive de securitate aerul comprimat neputand fi folosit la presiuni prea ridicate, necesita dispozitive suplimentare (frane) care sa asigure oprirea cuplelor cinematice actionate in anumite pozitii si prezinta performante mai slabe in ceea ce priveste precizia de pozitionare si comportarea dinamica datorate compresibilitatii aerului.

In tabelul 1.1. este prezentata evolutia in timp pe firme producatoare a numarului de roboti in functie de tipul sistemului de actionare. Se observa tendinta spre conservatorism a unor firme in ceea ce priveste sistemul de actionare, altele construiesc roboti cu diverse sisteme de actionare, iar unele chiar imbrina pe acelasi robot cate doua sisteme de actionare diferite (E - actionare electrica, H - actionare hidraulica, P - actionare pneumatica).

TABELUL 1.1

NR. CRT	\ ANUL FIRMA	1980	1983	1986	1989	1992
1	ACMA	--	4H+1E	4H+1E	4H+2E	--
2	ASEA	2E	3E	6E	9E+5H	11E+3H
3	BEHR	--	--	2H	3H	1E
4	BOSCH	--	2E	4E	8E	9E
5	CINCINNATI MILACRON	1H	2E+1H	2E+1H	4E	1E
6	CLOOS	--	1E	2E	5E	4E
7	COMAU	1H	1H	1E+1H	10E	12E
8	ELECTROLUX	2P	1P	--	--	--
9	FANUC	3 (E+P)	6E	4E+ 1 (E+P)	4E+ 1 (E+P)	Fuziune cu GMF
10	GLAMA	--	--	1H	3H	3H
11	GMF ROBOTICS CORPORATION	--	--	12E	14E	14E
12	HITACHI	--	2E+1H	7E+1H	9E	5E
13	I.B.M.	--	1E+1H	3E+1H	2E	--
14	I.G.M.	2E	2E	2E	2E	1E
15	KUKA	2 (E+P)	2 (E+P)	8E	9E	12E
16	PFAFF	1P	2P	--	--	--
17	PRAB	2H	6H	--	--	3H
18	SCIAYK	2E	2E	1E	--	--
19	TRALLFA	1H	1H	3H	Fuziune cu ASEA	--
20	THR BILSING	--	--	--	--	6H
21	UNIMATION	2E+ 1 (E+P)+ 3H	3E+ 1 (E+P) +1H+ 3 (H+P)	6E+2H	5E	6E
22	VOLKSWAGEN WERKE AG	4 (E+P)	2E+ 4 (E+P)	9E	9E	12E
23	YASKAWA	1E	2E	6E	7E	7E
24	ZF	2H	4H	--	--	--

CAPITOLUL 2STADIUL ACTUAL AL SISTEMELOR DE ACTIONARE
HIDRAULICE/PNEUMATICE
ALE ROBOTILOR INDUSTRIALI2.1. INTRODUCERE

Dupa ce in anul 1868, Josef Jean Jacques Léon Farcot aplica stabilirea pozitiei unui obiect cu ajutorul fluidelor sub presiune la manevrarea navei sale, se parea ca dezvoltarea actionarilor hidraulice a intrat intr-un proces de stagnare. Dupa anul 1950 insa dezvoltarea tehnicii si mijloacelor de automatizare intr-un ritm accelerat a condus la extinderea utilizarii lichidului sub presiune pentru actionarea, comanda si reglarea unor mecanisme ce intra in constructia avioanelor, navelor, masinilor-unelte, automobilelor, masinilor agricole si a robotilor industriali.

Prin actionare hidraulica se intelege sistemul tehnic destinat sa furnizeze unui alt sistem tehnic forte, cupluri sau deplasari, prin intermediul energiei hidraulice. Acest sistem transporta si moduleaza - pe suport fluid - o energie mecanica de la locul producerii acesteia, la locul unde se reclama utilizarea ei. Un asemenea sistem tehnic rezulta din gruparea compacta sau dispersa a unui numar oarecare de componente hidraulice: sursa de energie hidraulica (de obicei un generator hidraulic (pompa)), elementul de executie (motor hidraulic), aparatajul direccional, de comanda si distributie si componentele auxiliare (rezervoarele de lichid, acumulatori, filtre etc.).

2.2. SERVOSISTEME HIDRAULICE AUTOMATE UTILIZATE IN ACTIONAREA ROBOTILOR INDUSTRIALI

In ultimele decenii a aparut si se dezvoltă o categorie mai complexă de actionari hidrostatische, aceea a servosistemelor hidraulice de reglare automata, caracteristica fundamentala in plan functional a acestor sisteme constituind-o "sensibilizarea" actionarii hidrostatische fata de efectul actiunii sale datorate unei coloane informationale "nervoase" care insoteste acum musculatura. Notiunea de reglare presupune mentinerea unei marimi, numita marime reglata sau de iesire, intr-o anumita dependenta fata de o alta marime, marimea de intrare. Aceasta se efectueaza pe baza masurarii marimii de iesire, a compararii ei cu marimea de intrare si a actionarii asupra sistemului de reglare astfel incit marimea de iesire sa evolueze dupa o lege data.

Structura unui astfel de servosistem poate fi urmarita in fig.2.1. Mecanismul actionat M - asupra caruia se exercita marimea de intrare perturbatoare i_p - primeste semnal de iesire z de la un organ hidraulic de executie E (motor hidraulic), care transmite totodata si un semnal de reactie r la

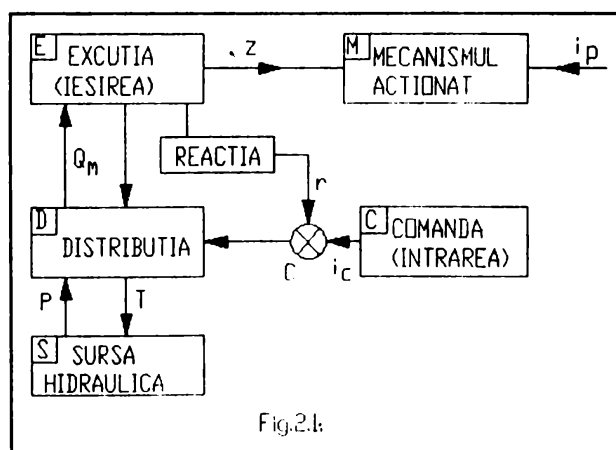


Fig.2.1

comparatorul C. Acesta compara starea executiei r cu starea marimii de intrare de comanda (programatoare) i_c , eroarea ϵ dintre acestea ($\epsilon = i_c - r$) fiind aplicata asupra distributiei D (servovalva sau distribuitor proportional). Scoaterea din pozitia neutra a sertarului servovalvei, sub actiunea erorii ϵ , permit sursei hidraulice S sa alimenteze organul de executie E, care modifica starea mecanismului actionat pana in momentul in care marimea z corespunde marimii i_c , respectiv $\epsilon = i_c - r = 0$.

Atunci cind intrarea de comanda i_c variaza dupa un program stabilit, sistemul este numit conventional programator automat, iar in cazul in care i_c reprezinta o valoare fixa de referinta sistemul se numeste conventional regulator automat.

In cazul in care variabila de reactie r se manifesta local sistemul este un amplificator hidraulic de comanda, iar daca variabila r este prelevata la nivelul mecanismului actionat M sistemul este un servosistem de reglare automata a pozitiei sau vitezei acestuia.

Din punct de vedere al prelucrării și transmiterii informațiilor sistemele electrohidraulice pot fi cu acționare discretă (incrementală), la care elementul de interfață electrohidraulic este un motor pas cu pas care comandă un amplificator hidraulic proporțional compus dintr-un sistem de urmărire și un motor hidraulic acționat, sau cu acționare continuă (analogică) la care elementul de interfață electrohidraulic este un servodistribuitor proporțional sau o servovalvă. Pentru cele mai multe sisteme cu acționare discretă controlul se realizează în buclă deschisă, iar pentru cele cu acțiune continuă, cu reacție de poziție, viteză sau forță, controlul se realizează în buclă închisă.

Principalul domeniu de utilizare a servosistemelor electrohidraulice se regăsește în obținerea mișcărilor controlate cu precizie ridicată în privința realizării corelațiilor spațiu (poziție) - viteză, poziționarea putându-se face în orice punct al cursei.

Caracteristicile elementelor componente și în special a servovalvei SV, comandate electric în calitate de convertor și amplificator de semnal de comandă caracterizează comportarea întregului sistem. De o importanță deosebită pentru bună funcționare și durabilitate a SV este calitatea și

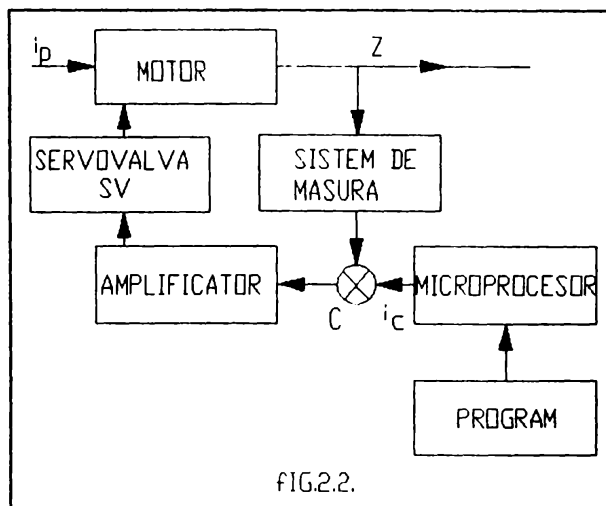


FIG.2.2.

filtrarea uleiului, filtrul inserat cu servovalvă trebuind să aibă o finetă de filtrare sub $10\mu\text{m}$. Pentru utilizarea deplină a performanțelor SV și compensarea neliniarităților cât și a funcționării tranzitorii în diverse perioade de timp se folosește în marea majoritate a cazurilor buclă închisă ca schema de comandă și în special buclă analogică (fig.2.2.).

Modificarea marimii de iesire z (cursa, viteza) este perceputa de un sistem de masura si este comparata cu o marime impusa i_c , memorata si transmisa printr-un sistem de comanda ierarhic superior sau printr-un calculator care poate comanda simultan mai multe actionari. Diferenta dintre z si i_c este prelucrata de un regulator si se transmite printr-un amplificator la SV si apoi la motorul care efectueaza miscarea.

Marimile perturbatoare i_p (forte, momente, variatii de presiune), care actioneaza din exterior si modifica marimea i_c , rezultand z pot fi oricand percepute. Ca instrumente de masura se folosesc potentiometre, traductoare inductive, traductoare incrementale de rotatie sau tahometre.

Precizia de pozitionare care se obtine cu asemenea bucle depinde foarte mult de rezolutia sistemelor de masura, de coeficientul de frecare static din cuplele cinemaice ale motoarelor si ale mecanismului generator de traiectorie, in cazul folosirii lor in actionarea robotilor industriali, de jocul din cuple, si de tehnica de comanda (HARD + SOFT). Se pot obtine precizii de pozitionare de $0,01[\text{mm}]$ in cazul unei rezolvari optimale. Vitezele maxime de deplasare intre puncte se situeaza in jurul valorii de 1m/s .

Pe langa sistemele cu bucla analogica se utilizeaza si sisteme in bucla numerica (digitala), astfel ca microcalculatorul devine parte componenta a buclei de reglare (fig.2.3.).

Pe baza programarii libere a calculatorului se pot realiza algoritmi de prelucrare a semnalului la un nivel mai ridicat fata de prelucrarea analogica si deci duc la o imbunatatire a comenzii mai ales in fazele de pornire si oprire.

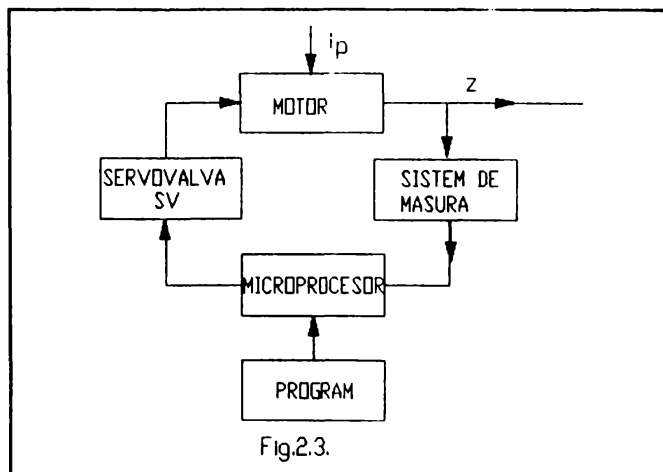


Fig.2.3.

2.3. COMPONENTELE DE BAZA ALE SISTEMELOR DE ACTIONARE HIDRAULICA

2.3.1. ELEMENTE DE EXECUTIE (MOTOARE HIDRAULICE)

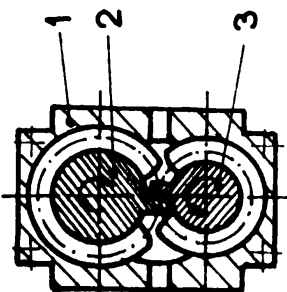
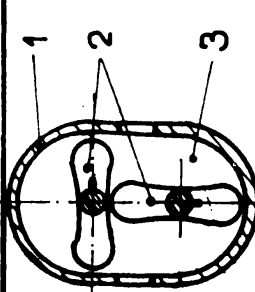
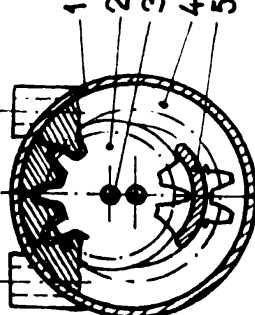
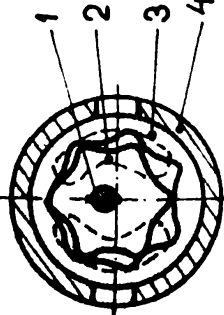
Avand in vedere faptul ca generatoarele hidraulice (pompele) transforma energia stereomecanica furnizata de un motor termic, electric, hidraulic sau pneumatic in energie hidraulica de presiune, iar motoarele hidraulice realizeaza transformarea energetica inversa, ele fiind reversibile si ca acestea din urma actioneaza cuplele cinematice motoare ale robotilor industriali si manipuloarelor permitand o reglare fina si continua a turatiei/deplasarii pe intreaga gama a regimurilor de functionare bidirectionala, in tabelul 2.1. se prezinta principalele tipuri de pompe/motoare rotative, motoare hidraulice oscilante si motoare hidraulice pas cu pas, impreuna cu principalele relatii de calcul, a variatiei parametrilor functionali si a firmelor producatoare, iar in tab.2.2. motoarele hidraulice liniare (cilindri hidraulici), parametrii functionali ai acestora si sistemele lor de fixare.

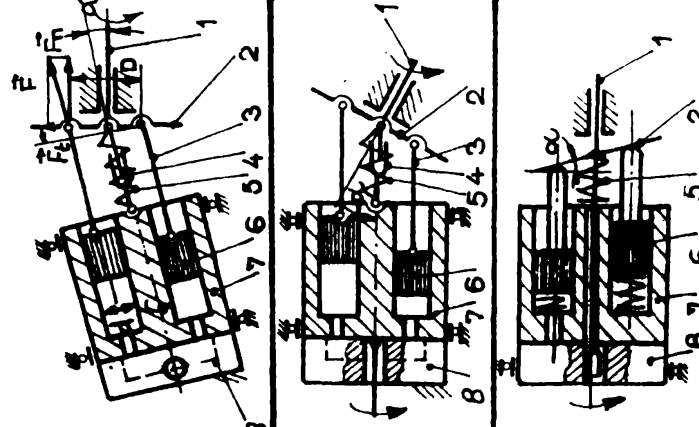
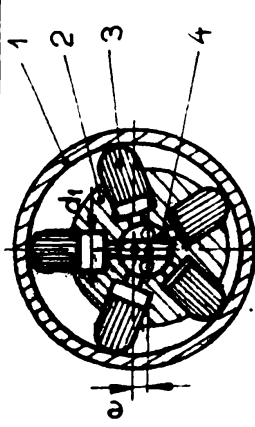
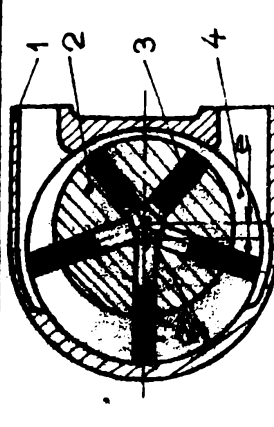
2.3.2. ECHIPAMENT HIDRAULIC DE DISTRIBUTIE SI COMANDA; SISTEMATICA CIRCUITELOR CU REZISTENTE HIDRAULICE

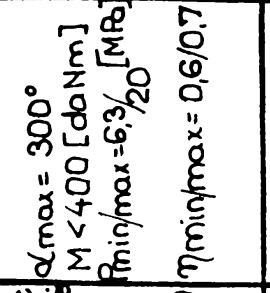
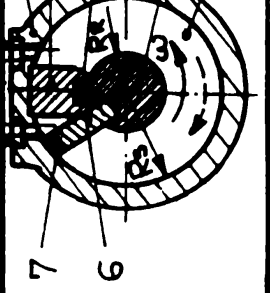
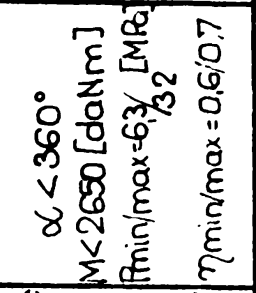
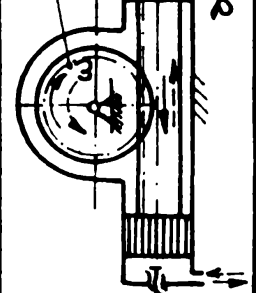
Comanda motoarelor hidraulice cu ajutorul rezistentelor se bazeaza pe principiul circuitelor divizoare de presiune, intre doua rezistente hidraulice, legate in serie si alimentate la o sursa de lichid, luand nastere un debit Q la o anumita presiune p_1 , care depinde de reglajul valorii rezistentelor si de forta rezistenta opusa la deplasarea motorului. Aceasta cuplare a doua rezistente si a unui motor hidraulic aflat sub sarcina poarta denumirea de semipunte. In functie de valoarea rezistentelor R_1 si R_2 (fig.2.4.) se deosebesc 5 tipuri de semipunti A ... E care au drept caracteristici (fig.2.5.):

- amplificarea de viteza :

$$A_v = \frac{\partial v}{\partial y} \Big|_{(p_1 = \frac{p_0}{2}, y=0)} \left[\frac{1}{s} \right] \quad (2.1)$$

TIPUL (0)	PRINCIPIUL CONSTRUITIV SI FUNCTIONAL (1)	PARTI COMPONENTE (2)	MARIMI CONSTRUCTIVE (3)	PARAMETRI FUNCTIONALI (4)	FURNIZORI (5)
CU ANGRENAJE	CU DANTURA EXTERIOARA	<p>1-Corp</p> <p>2/3-Rotor conducător/condus</p> 	<p>-Debit mediu teoretic $Q = k \cdot \pi \cdot m^3 \cdot b \cdot z \cdot n$ K-nr. de rotoare identice m-modulul b-lățimea rotorului z-nr. de dinți n-turația -Debit instantaneu $Q_i = \frac{M}{P} \cdot \omega$ M-momentul de antrenare P-presiunea ω-viteza unghiulară</p>	<p>$P_{min}/P_{max} = 63/20$ [MPa] $Q_{min}/Q_{max} = 50/350$ [l/min] $n_{min}/n_{max} = 400/3000$ [rot/min] $\eta_{min}/\eta_{max} = 0,7/0,9$ $M_{min}/M_{max} = 15/180$ [daNm]</p>	<p>- I.M. Plapeni - I.M.F. Sinaia - Bosch - Hydreco - Plessey</p>
		<p>1-Corp</p> <p>2-Rotoare labate</p> <p>3-Capace laterale</p> 	<p>$P_{min}/P_{max} = 16/30$ [MPa] $Q_{min}/Q_{max} = 50/250$ [l/min] $n_{min}/n_{max} = 800/1500$ [rot/min] $\eta_{min}/\eta_{max} = 0,7/0,8$</p>	<p>- Hesper București</p>	
	CU DANTURA INTERIOARA	<p>1-Corp</p> <p>2-Rotor interior cu dantură exterioară</p> <p>3-Ax fix</p> <p>4-Rotor exterior cu dantură interioară</p> <p>5-Capac</p> 	<p>EVOLVENTICA</p>	<p>$P_{min}/P_{max} = 15/26$ [MPa] $Q_{min}/Q_{max} = 50/350$ [l/min] $n_{min}/n_{max} = 400/3500$ [rot/min] $\eta_{min}/\eta_{max} = 0,7/0,9$ $M_{min}/M_{max} = 10/800$ [daNm]</p>	<p>- I.M. Plapeni (ZF-7636 - 1/2) - DOWTY</p>
	CICLOIDALA	<p>1-Arbore de antrenare</p> <p>2-Rotor interior (conducător)</p> <p>3-Rotor exterior (condus)</p> <p>4-Corp</p> 	<p>1-Arbore de antrenare</p> <p>2-Rotor interior (conducător)</p> <p>3-Rotor exterior (condus)</p> <p>4-Corp</p>	<p>$P_{min}/P_{max} = 20/25$ [MPa] $Q_{min}/Q_{max} = 25/100$ [l/min] $n_{min}/n_{max} = 30/3000$ [rot/min] $\eta_{min}/\eta_{max} = 0,7/0,85$ $M_{min}/M_{max} = 15/800$ [daNm]</p>	<p>- Hesper București - Hydreco</p>

(0)	(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
<p>CU PISTOANE AXIALE</p>		<p>1-arbore de antrenare 2-disc 3-biele 4-transmisie cardanică 5-arc de compresiune 6-piston 7-blocul pistoanelor 8-disc de distribuție (Fix)</p>	<p>-Volumul de lichid transportat de un piston: $V_1 = \frac{\pi d^2}{4} D \sin \alpha$ -Debitul mediu teoretic: $Q_T = V_1 \cdot z \cdot n$ z - nr. de pistoane n - turatia -Cursa axiale a pistoanelor $h = D \sin \alpha$ -Forța ce acționează asupra pistoanelor: $F_n = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \cdot \cos \alpha$ $F_t = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \cdot \sin \alpha$ p - presiunea</p>	<p>$p_{min}/max = 16/40$ [MPa] $Q_{min}/max = 75/2000$ [l/min] $\eta_{min}/max = 200/500$ [rot/min] $\eta_{min}/max = 0,8/0,9$</p> <p>$p_{min}/max = 16/40$ [MPa] $Q_{min}/max = 75/2000$ [l/min] $\eta_{min}/max = 200/500$ [rot/min] $\eta_{min}/max = 0,8/0,9$</p>	<p>I.M. PLOPENI (EX - 100, 700) VICKERS MOOG FUJITSU</p> <p>I.M. PLOPENI (EZ-700; ET-700) VICKERS BRÜNINGHAUS</p> <p>ICSITMU - FMR Cluj - Napoca</p>
<p>CU PISTOANE RADIALE</p>		<p>1-stator 2-rotor 3-piston radial 4-ax de distribuție</p>	<p>-Volumul de lichid transportat de un piston: $V_1 = \frac{\pi d^2}{4} \cdot z \cdot e$ -Debitul mediu teoretic $Q_T = V_1 \cdot z \cdot m \cdot n$ l - nr. de acțiuni (cursuri duble) z - nr. de pistoane dintr-un etaj n - nr. de etaje</p>	<p>$p_{min}/max = 16/40$ [MPa] $Q_{min}/max = 100/3000$ [l/min] $\eta_{min}/max = 30/200$ [rot/min] $\eta_{min}/max = 0,85/0,9$</p>	<p>I.U.G. PROGRESUL Brăila (R-2A; R-3A; R-4A) REXROTH</p>
<p>CU PALETE</p>		<p>1-stator 2-rotor 3-paletă 4-capac lateral</p>	<p>-Variatia volumului unei camere transportoare de lichid: $\Delta V = \frac{1}{2} (R_2 - R_1) \cdot e \cdot b$ b - lățimea paletelor z - nr. de palete -Volumul unitar al pompei $V_p = 4 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot e \cdot b$ -Debitul mediu teoretic $Q_T = 4 \cdot R_1 \cdot R_2 \cdot e \cdot b \cdot n$ n - turatia</p>	<p>$p_{min}/max = 10/16$ [MPa] $Q_{min}/max = 50/250$ [l/min] $\eta_{min}/max = 500/1500$ [rot/min] $\eta_{min}/max = 0,8/0,93$</p>	<p>I.M. PLOPENI ROLSTAR DOWTY - HERION</p>

(1)	(2)	(3)	(4)	(5)
OSCILANTE	<p>CU PALETĂ</p> 	<p>1-Stator 2-Pereți despărțitor 3,7-Garnituri de etanș. 4-Rotor 5-Capac lateral 6-Paletă</p>	<p>-Viteza unghiulară de rotație $\omega = \frac{2Q}{(R_3^2 - R_2^2)b \cdot z}$; b - lățimea paletei $(R_3^2 - R_2^2)b \cdot z$; z - nr. de palete - Forța pe o paletă $F = p(R_3 - R_2) \cdot b$; p - presiunea - Raza medie $R_m = \frac{R_3 + R_2}{2}$ - Momentul motor $M = F \cdot z \cdot R_m$</p>	DOWTY-HERION
	<p>CU PISTON</p> 	<p>1-Cilindru 2-Surub de reglare a cursei 3-Piston 4-Pinion</p>	<p>$\alpha < 360^\circ$ $M < 2650$ [daNm] $f_{min}/max = 63/32$ [MRa] $\eta_{min}/max = 0,6/0,7$</p>	ATOS (ITALIA) HYDRO-STANDARD
PAS CU PAS	<p>CU PISTOANE CU COMANDA INDEPENDENTĂ</p> 	<p>M.R. - Motor rotativ cu disc fulant D_1, D_2, D_3 - distribuitoare E_1, E_2, E_3 - electromagneți</p>	<p>-Viteza unghiulară de rotație $\omega = \frac{8Q}{\pi d^2 m z}$; m - modulul z - nr. de dinți - Momentul motor $M = \frac{\pi d^2 m z}{4} p$; p - presiunea</p>	REXROTH SIEMENS FUJITSU
	<p>CU CAMĂ</p> 	<p>1-Camă frontală 2-Blocul pistoanelor 3-Piston D_1, D_2, D_3 - distribuitoare E_1, E_2, E_3 - electromagneți</p>	<p>-Pasul unghiular al camei $\delta_c = \frac{2\pi}{z}$ z - nr. profile identice ale camei -Pasul unghiular pt. un impuls de comandă $\varphi_1 = \frac{\delta_c}{3} = \frac{2\pi}{3z}$ -Unghiul de dispunere al pist. $\delta_p = \delta_c \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{3} \right)$ k - nr. întreg</p>	

Tipul	Principiul constructiv și funcțional	Parametri funcționali	Sisteme de fixare
CU SIMPLĂ ACȚIUNE	<p>READUCERE PRIN FORȚĂ EXTERIOARĂ</p>	<p>Cursa (c) = 25÷2000 [mm] Forța dezvoltată (F) = 7000÷25.000 [daN] Presiunea max. (P_{max}) = 16 [MPa]</p>	<p>Pe suport</p>
	<p>READUCERE CU ARC</p>		
	<p>CU PISTON PLONJOR</p>		
CU DUBLĂ ACȚIUNE	<p>CU TIJĂ UNILATERALĂ</p>	<p>C = 25÷3200 [mm] F = 7600÷490000 [daN] P_{max} = 16 [MPa]</p>	<p>Cu ochi oscilant de capăt</p>
	<p>CU TIJĂ BILATERALĂ</p>		
	<p>CU FRÎNARE LA CAP DE CURSĂ</p>		
TELESCOPICI		<p>C = 400÷1100 [mm] F = 4418÷11310 [daN] P_{max} = 10 [MPa]</p>	<p>Cu ochi oscilant longitudinal</p>

- 1 - Cilindru
- 2 - Piston
- 3 - Tijă
- 4, 5, 10, 11 - Mansete de etanșare
- 6 - Arc elicoidal
- 7 - Piston plonjour
- 8 - Tijă bilaterală
- 9 - Cepuri de frinare

- Furnizori:
- I.M. Plopeni
 - I.M. Stei
 - I.U.G. Progresul Brăila
 - I.M.E.H. Galați
 - I.E.H. Rimnicu Vilcea
 - I.M. Timisoara
 - I.U.M. Petroșani

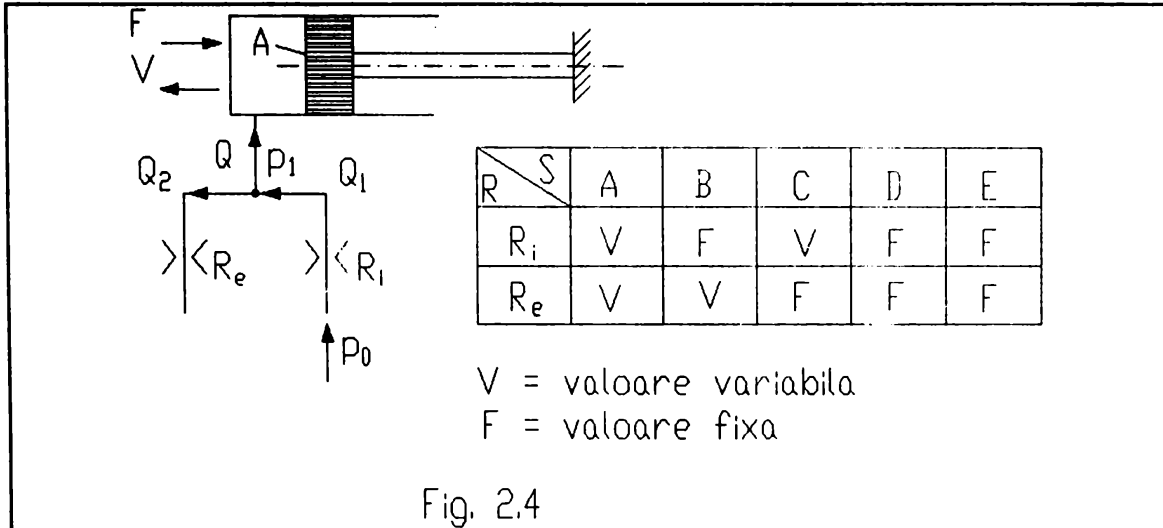


Fig. 2.4

care indica in ce masura creste viteza motorului in punctul de zero ($y=0$), in functie de deviatia y a plunjerului sertarului de comanda, in cazul in care sarcina este nula.

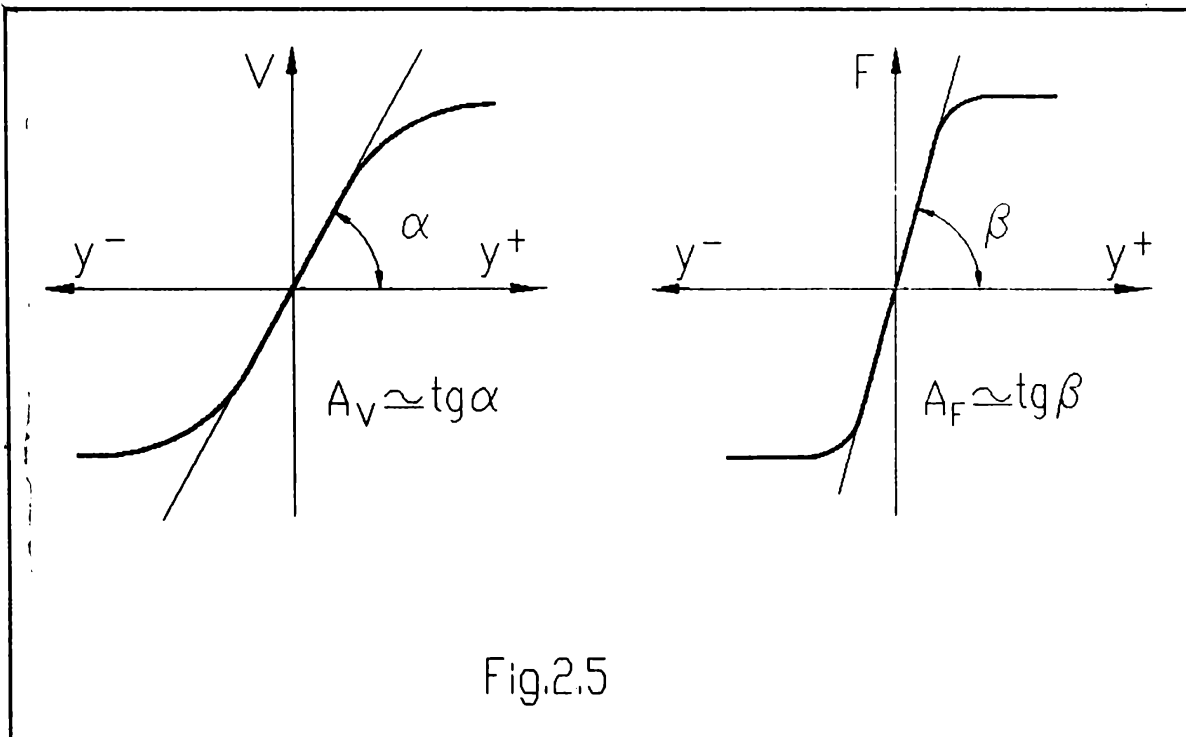


Fig.2.5

- amplificarea de forta:

$$A_F = \frac{\partial F}{\partial y} \Big|_{(v=0, y=0)} \left[\frac{N}{\mu m} \right] \quad (2.2)$$

respectiv de presiune:

$$A_p = \frac{\partial p_1}{\partial y} = \frac{A_F}{A} \quad (2.3)$$

care arata in ce masura creste forta (presiunea) in functie de

deviatarea y în punctul $y=0$, dacă motorul rămâne nemiscat ($v=0$).

a) SEMIPUNTEA A (fig.2.6.)

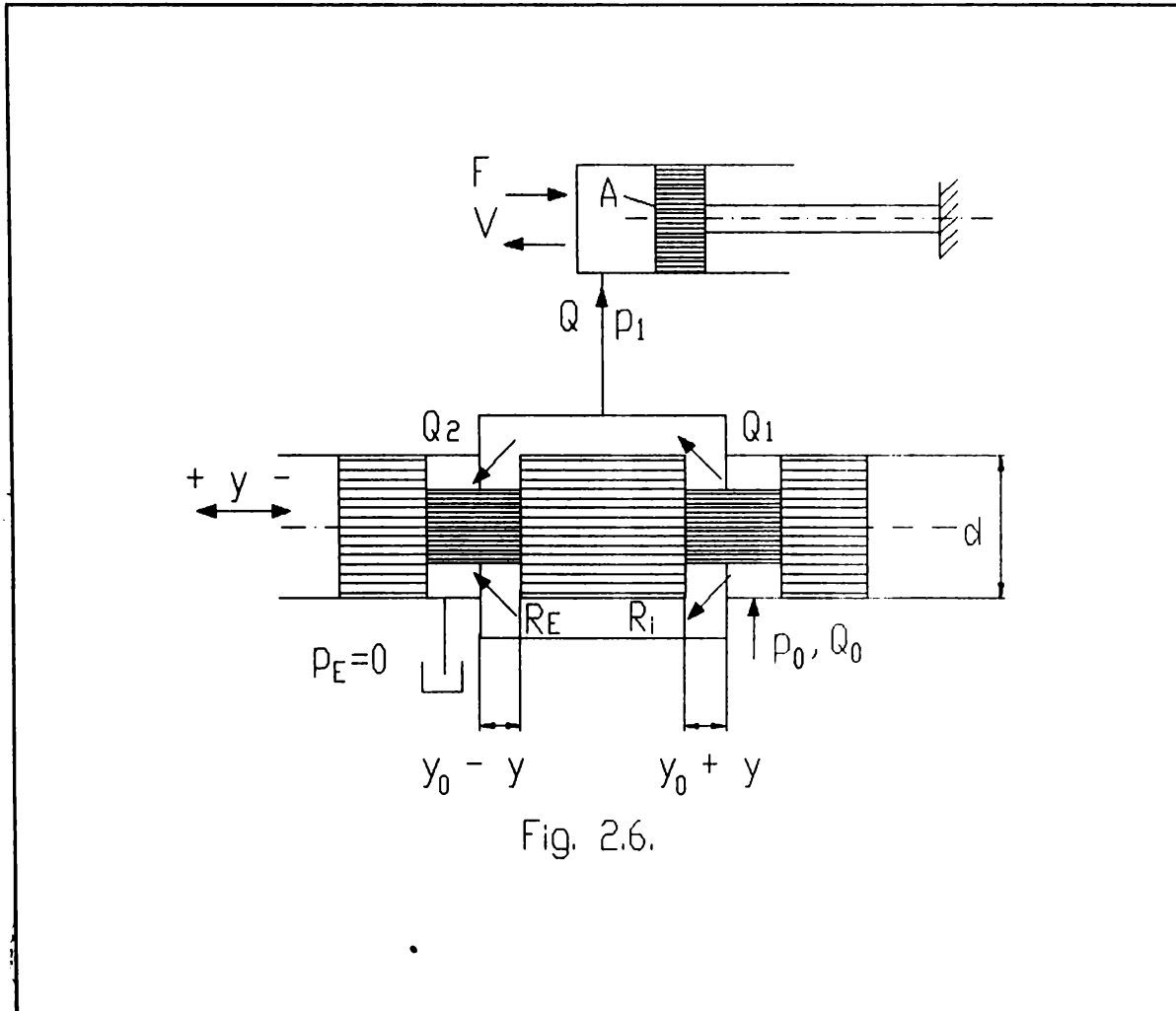


Fig. 2.6.

Conform ecuației Bernoulli:

$$\frac{p}{\gamma} + \frac{v^2}{2g} + z = ct \quad (2.4)$$

ținând seama că $z=ct \Rightarrow$

$$v = \sqrt{\frac{2g\Delta p}{\gamma}} = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (2.5)$$

Ecuațiile pentru debitele care parcurg rezistențele R_i și R_e sunt:

$$Q_1 = \alpha \pi d (y_0 + y) \sqrt{\frac{2(p_0 - p_1)}{\rho}} \quad (2.6)$$

$$Q_2 = \alpha \pi d (y_0 - y) \sqrt{\frac{2p_1}{\rho}} \quad (2.7)$$

α - coeficient de debit

Ecuatia de continuitate:

$$Q = Q_1 - Q_2 = A \cdot v \quad (2.8)$$

Ecuatia de echilibru a fortelor:

$$F = p_1 \cdot A \quad (2.9)$$

Daca notam :

$$K = \alpha \pi d \sqrt{\frac{2}{\rho}} \quad (2.10)$$

vom avea:

$$Q_1 = K (y_0 + y) \sqrt{p_0 - p_1} \quad (2.11)$$

$$Q_2 = K (y_0 - y) \sqrt{p_1} \quad (2.12)$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{K}{A} [(y_0 + y) \sqrt{p_0 - p_1} - (y_0 - y) \sqrt{p_1}] \quad (2.13)$$

$$A_v = \frac{\partial v}{\partial y} \Big|_{(p_1 = \frac{p_0}{2}, y=0)} = \frac{K}{A} (\sqrt{p_0 - p_1} + \sqrt{p_1}) \Big|_{(p_1 = \frac{p_0}{2})} = \frac{K}{A} \sqrt{2p_0} \left[\frac{1}{S} \right] \quad (2.14)$$

Daca $v=0$:

$$Q_1 = Q_2; K (y_0 + y) \sqrt{p_0 - p_1} = K (y_0 - y) \sqrt{p_1} \quad (2.15)$$

$$p_1 = \frac{p_0}{1 + \left(\frac{y_0 - y}{y_0 + y} \right)^2} \quad (2.16)$$

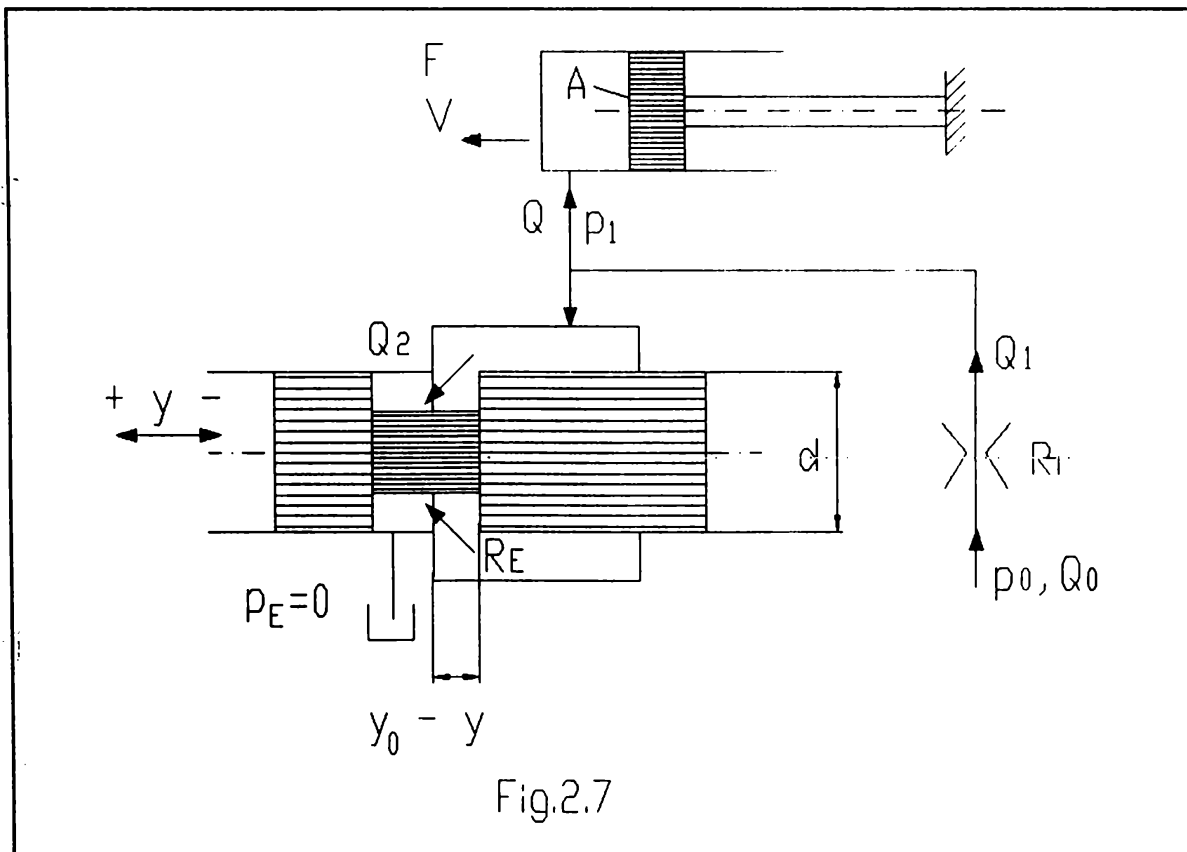
si conform relatiei (2.9):

$$F = \frac{p_0 A}{2} \frac{(y_0 + y)^2}{y_0^2 + y^2} \quad (2.17)$$

$$A_F = \frac{\partial F}{\partial y} \Big|_{(v=0, y=0)} = \frac{p_0 A}{y_0} \left[\frac{N}{\mu m} \right] \quad (2.18)$$

sau:

$$A_p = \frac{\partial p_1}{\partial y} \Big|_{(v=0, y=0)} = \frac{A_F}{A} = \frac{p_0}{y_0} \left[\frac{MPa}{\mu m} \right] \quad (2.19)$$

b) SEMIPUNTEA B (fig 2.7.)

Tinand seama ca rezistenta R_i este in acest caz fixa
ecuatiiile de debit vor fi:

$$Q_1 = K y_0 \sqrt{p_0 - p_1} \quad (2.20)$$

$$Q_2 = K (y_0 - y) \sqrt{p_1} \quad (2.21)$$

$$Q = Q_1 - Q_2 = A \cdot v \quad (2.22)$$

si

$$F = p_1 A \quad (2.23)$$

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{K}{A} [y_0 \sqrt{p_0 - p_1} - (y_0 - y) \sqrt{p_1}] \quad (2.24)$$

$$A_v = \frac{\partial v}{\partial y} \Big|_{(p_1 = \frac{p_0}{2}, y=0)} = \frac{K}{A} \sqrt{p_1} \Big|_{(p_1 = \frac{p_0}{2})} = \frac{1}{2} \frac{K}{A} \sqrt{2p_0} \quad (2.25)$$

$$v=0; Q_1=Q_2; Ky_0 \sqrt{p_0 - p_1} = K(y_0 - y) \sqrt{p_1} \quad (2.26)$$

$$p_1 = \frac{p_0 y_0^2}{y^2 - 2y_0 y + 2y_0^2} \quad (2.27)$$

$$F = \frac{p_0 y_0^2 A}{y^2 - 2y_0 y + 2y_0^2} \quad (2.28)$$

$$A_F = \frac{\partial F}{\partial y} \Big|_{(v=0, y=0)} = \frac{p_0 A}{2y_0} \left[\frac{N}{\mu m} \right] \quad (2.29)$$

sau

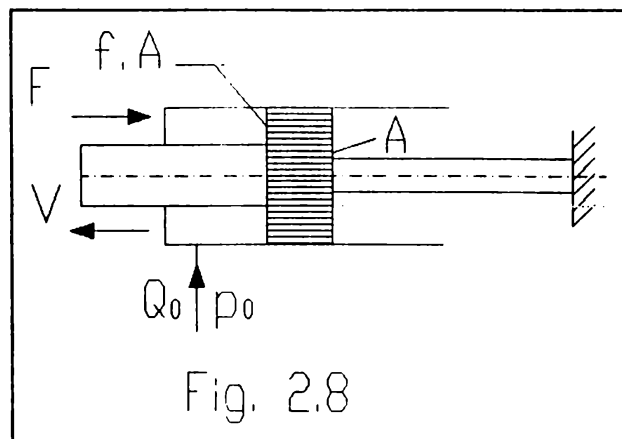
$$A_p = \frac{\partial p_1}{\partial y} \Big|_{(v=0, y=0)} = \frac{A_F}{A} = \frac{p_0}{2y_0} \left[\frac{MPa}{\mu m} \right] \quad (2.30)$$

c) SEMIPUNTEA C

are aceleasi ecuatii caracteristice ca semipuntea B, dar cu semn schimbat, fiind in raport cu acestea simetrice fata de o axa verticala.

d) SEMIPUNTEA D

are ambele rezistente R_i si R_e constante. Daca ele sint egale presiunea p_1 se reduce la $p_0/2$, amplificarea de viteza si de forta avind valoarea zero.



e) SEMIPUNTEA E (fig.2.8.) echivalenta semipuntii D, legata la un cilindru hidraulic avand tija pistonului de sectiuni diferite. Forta $F=p_0 \cdot f \cdot A$ ramane constanta pentru orice viteza

(f fiind raportul ariilor pistonului). Si in acest caz cele doua amplificari, de viteza si forta sunt nule.

f) COMBINATII DE SEMIPUNTI

Prin combinarea a doua semipunti se pot obtine teoretic toate sistemele de comanda ale motoarelor hidraulice (tab.2.3.). Se pot separa trei grupe de circuite: unele simetrice obtinute din semipunti A, B, C si D, unele asimetrice cand se utilizeaza motoare cu piston diferentiale (A+E, B+E, C+E) si altele care contin numai elemente pasive (D+D, D+E, E+E). Caracteristicile puntilor rezultate se obtin prin compunerea caracteristicilor semipuntilor constituinte astfel:

- amplificarea de forta A_p este egala cu suma amplificarilor de forta a semipuntilor
- amplificarea de viteza A_v este egala cu valoarea medie a amplificarilor de viteza a semipuntilor
- semipuntea E nu influenteaza amplificarea de viteza, care va fi cea a semipuntii cu rezistente active.

Tabelul 2.3.

	A	B	C	D	E
A	A+A				
B	A+B	B+B			
C	A+C	B+C	C+C		
D	A+D	B+D	C+D	D+D	
E	A+E	B+E	C+E	D+E	E+E

g) COMBINATIE DE SEMIPUNTI CU SERTAR A+A

In ceea ce urmeaza se vor determina ecuatiile caracteristice si amplificarea de viteza si forta pentru combinatia de semipunti A+A (fig.2.9.).

Ecuatiile pentru debite sunt:

$$Q_1 = \alpha \pi d (y_0 + y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_0 - P_1)} \quad (2.31)$$

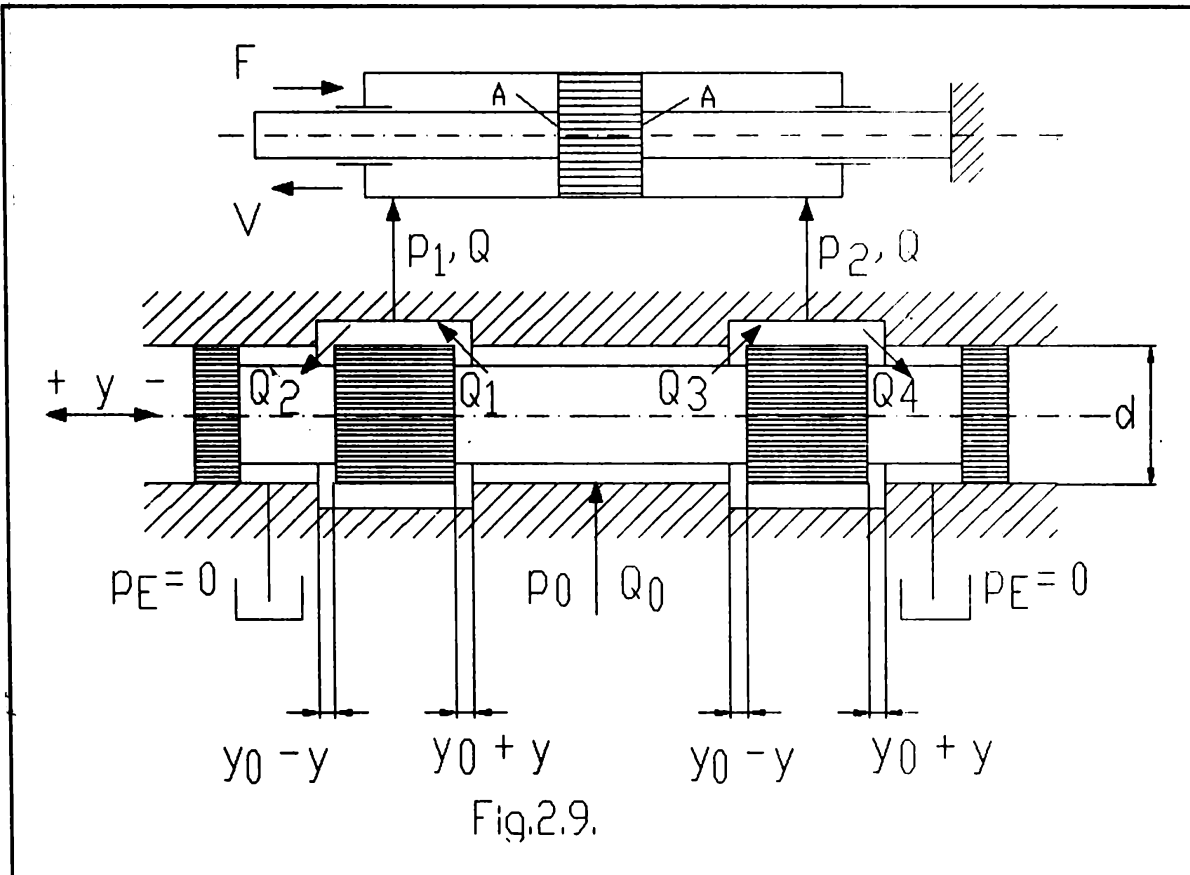


Fig.2.9.

$$Q_2 = \alpha \pi d (y_0 - y) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_1} \quad (2.32)$$

$$Q_3 = \alpha \pi d (y_0 - y) \sqrt{\frac{2}{\rho} (p_0 - p_2)} \quad (2.33)$$

$$Q_4 = \alpha \pi d (y_0 + y) \sqrt{\frac{2}{\rho} p_2} \quad (2.34)$$

cele de continuitate:

$$Q_1 - Q_2 = Q = A \cdot v \quad (2.35)$$

$$Q_3 - Q_4 = Q = A \cdot v \quad (2.36)$$

iar cea de echilibru a fortelor:

$$F = A (p_1 - p_2) \quad (2.37)$$

In conditia limita cand $Q=0$:

$$Q_1 = Q_2: (y_0 + y) \sqrt{p_0 - p_1} = (y_0 - y) \sqrt{p_1} \quad (2.38)$$

$$Q_3 = Q_4: (y_0 - y) \sqrt{p_0 - p_2} = (y_0 + y) \sqrt{p_2} \quad (2.39)$$

inmultind relatiile (2.38) si (2.39) obtinem:

$$(p_0 - p_1) (p_0 - p_2) = p_1 \cdot p_2 \quad (2.40)$$

echivalenta cu:

$$p_0 = p_1 + p_2 \quad (2.41)$$

Daca notam:

$$\Delta p = p_1 - p_2 \quad (2.42)$$

si inlocuim relatiile: (2.31), (2.32), (2.41) si (2.42) in (2.45) rezulta:

$$Q = \alpha \pi d y_0 \sqrt{\frac{p_0}{\rho}} \left[\left(1 + \frac{y}{y_0}\right) \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_0}} - \left(1 - \frac{y}{y_0}\right) \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_0}} \right] \quad (2.43)$$

In cazul unei sarcini nule la motor si a unei deplasari maxime a sertarului de comanda:

$$\Delta p = 0; y = y_0 \quad (2.44)$$

obtinem:

$$Q_{\max} = 2 \alpha \pi d y_0 \sqrt{\frac{p_0}{\rho}} \quad (2.45)$$

Daca introducem marimile adimensionale:

$$\bar{Q} = \frac{Q}{Q_{\max}}; \bar{p} = \frac{\Delta p}{p_0}; \bar{y} = \frac{y}{y_0} \quad (2.46)$$

relatia (2.43) devine:

$$\bar{Q} = \frac{1}{2} \left[(1 + \bar{y}) \sqrt{1 - \bar{p}} - (1 - \bar{y}) \sqrt{1 + \bar{p}} \right] \quad (2.47)$$

iar viteza:

$$v = \frac{Q}{A} = \frac{\alpha \pi d y_0}{A} \sqrt{\frac{p_0}{\rho}} \left[\left(1 + \frac{y}{y_0}\right) \sqrt{1 - \frac{\Delta p}{p_0}} - \left(1 - \frac{y}{y_0}\right) \sqrt{1 + \frac{\Delta p}{p_0}} \right] \quad (2.48)$$

Amplificarea de viteza a puntii A+A este:

$$A_v = \frac{\partial v}{\partial y} \Big|_{(\Delta p=0, y=0)} = \frac{\alpha \pi d y_0}{A} \sqrt{\frac{p_0}{\rho}} \frac{2}{y_0} = \frac{\sqrt{2} \alpha \pi d}{A} \sqrt{\frac{2 p_0}{\rho}} \quad (2.49)$$

Tinand cont ca:

$$\alpha \pi d \sqrt{\frac{2}{\rho}} = K \quad (2.50)$$

$$A_v = \sqrt{2} \frac{K}{A} \sqrt{p_0} \quad (2.51)$$

Daca $v=0$; $Q=0$ si relatia (2.47) devine:

$$(1+\bar{y}) \sqrt{1-\bar{p}} = (1-\bar{y}) \sqrt{1+\bar{p}} \quad (2.52)$$

Explicitand din aceasta relatie pe p obtinem:

$$\bar{p}_{Q=0} = \frac{2\bar{y}}{1+\bar{y}^2} \quad (2.53)$$

$$\Delta p = p_0 \cdot \bar{p} = \frac{2 \frac{y}{y_0}}{1 + \left(\frac{y}{y_0}\right)^2} \cdot p_0 \quad (2.54)$$

Tinand seama de relatiile (2.37) si (2.42) amplificarea de forta a puntii este:

$$A_F = \frac{\partial F}{\partial y} \Big|_{(v=0, y=0)} = 2 \frac{p_0}{y_0} A \quad (2.55)$$

Tabelul 2.4.

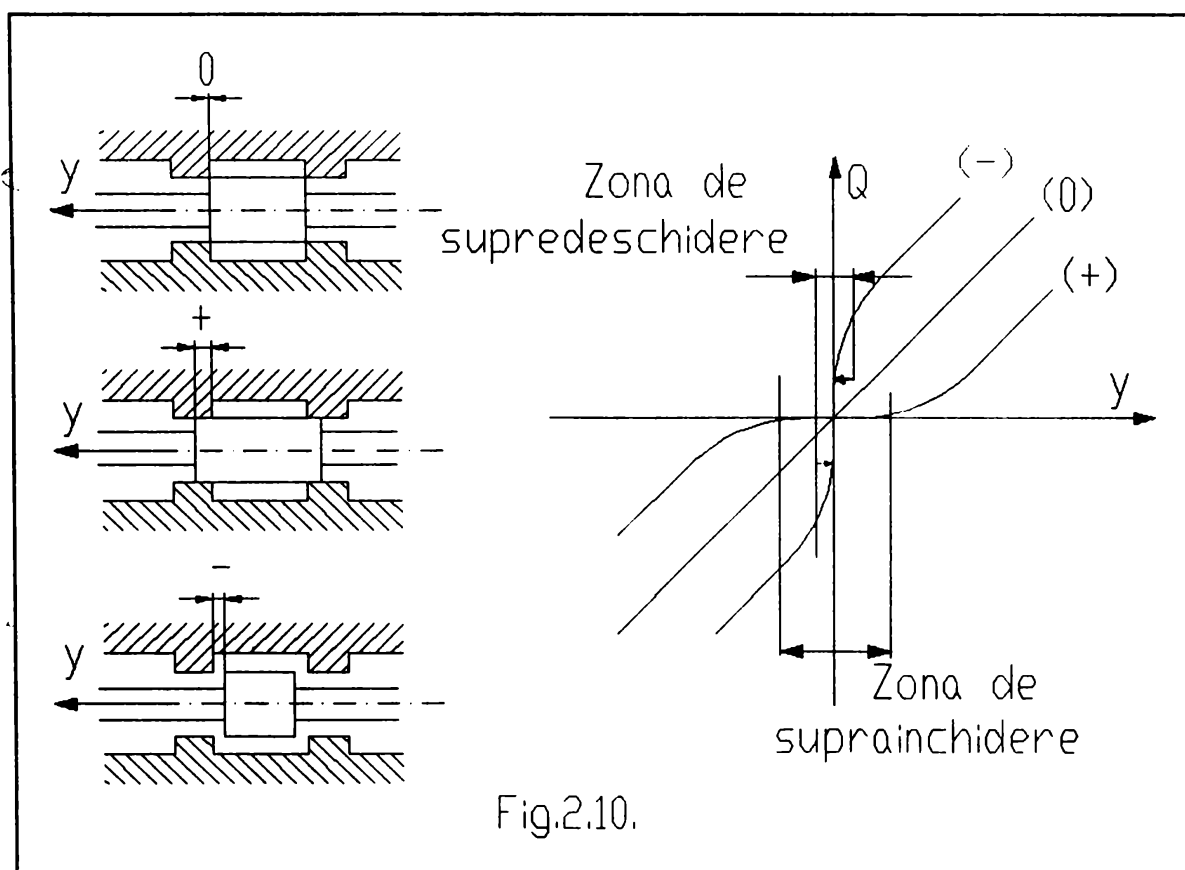
Combi- natie ----- K	A + A	A + B A + C	A + D	A + E	B + B B + C C + C	B + D C + D	B + E C + E
K_v	1	0,75	0,5	1	0,5	0,25	0,5
K_p	2	1,5	1	1	1	0,5	0,5

Pentru celelalte combinatii de semipunti amplificariile de viteza si forta se deduc din tabelul 2.4. folosind relatiile:

$$A_V = K_V \cdot A_{V(A)} \quad (2.56)$$

$$A_F = K_F \cdot A_{F(A)} \quad (2.57)$$

In structura echipamentului de distributie proportional se utilizeaza tot mai mult rezistente hidraulice cu sertar. Acestea pot fi cu acoperire nula (inchidere totala), cu acoperire pozitiva (suprainchidere) si cu acoperire negativa (supradeschidere). Variatia debitului Q care trece prin rezistenta in functie de deplasarea y a plunjerului pentru cele trei situatii se prezinta in diagrama din fig.2.10.



Desi caracteristica in cazul acoperirii nule ar fi cea mai favorabila, in practica ea nu este posibil de realizat, deoarece razele de rotunjire si jocul radial negativeaza acoperirea.

Un exemplu de aplicare a combinatiei de semipunti cu sertar A+A sunt si distribuitorii proportionale. Ele sunt distribuitorii pilotate la care distribuitorul pilot nu are numai functia de selectare a cailor ci si pe aceea de reglare a debitului prin variatia rezistentelor comandate de muchile plunjerului de comanda a carui deplasare se realizeaza cu

ajutorul unor electromagneti proportionali de curent continuu care transforma un semnal electric de intrare intr-o forta proportionala cu acesta.

Schema principiala a unui distribuitor proportional poate fi urmarita in fig.2.11.a), iar simbolizarea acestuia in fig.2.11.b).

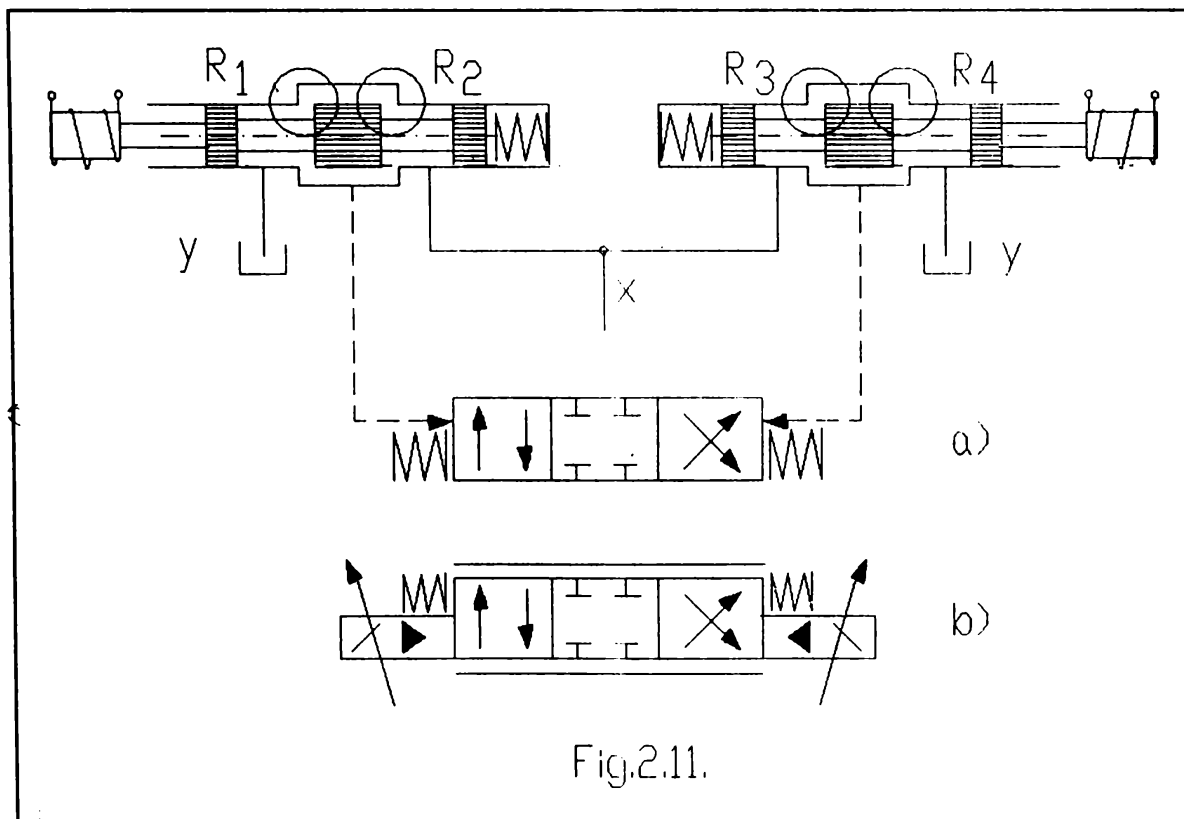


Fig.2.11.

Distribuitoarele proportionale servesc la comanda unor procese complexe, dupa program, cum ar fi accelerarea, mersul de lucru, franarea, intoarcerea unui motor hidraulic, directia de miscare precum si vitezele, fiind programate electric/electronic. Spre deosebire de servovalve distribuitoarele proportionale se vor utiliza in sisteme automate fara bucla de reactie.

h) COMBINATIE DE SEMIPUNTI CU AJUTAJ-CLAPETA B+B

Sistemele ajutoraj-clapeta sunt utilizate cel mai des ca etaje de pilotare a servovalvelor electrohidraulice. Aceasta combinatie de semipunti se compune din doua rezistente fixe avand sectiunea de drosare S_0 si doua rezistente variabile formate din ajutorajele fixe de diametru d , si clapeta mobila (fig.2.12.).

Admitand ca vascozitatea uleiului este nula, ca presiunile:

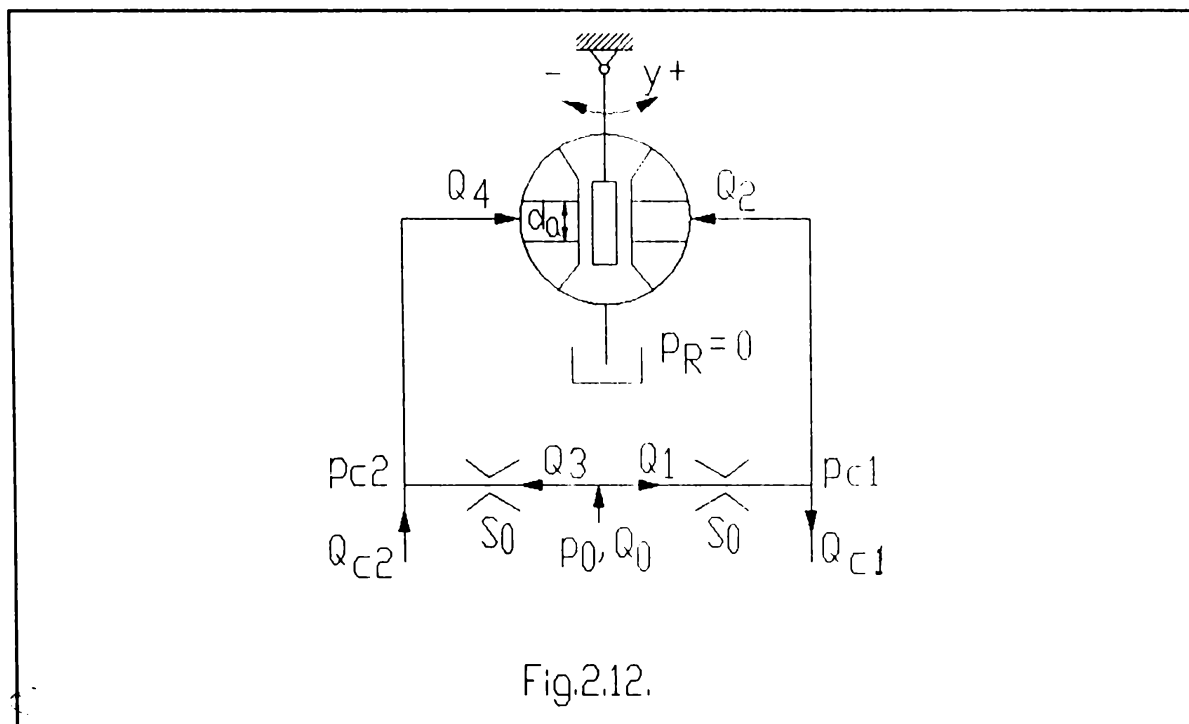


Fig.2.12.

$$p_0 = ct; p_R = 0 \quad (2.58)$$

iar coeficientul de debit al sistemului ajutoraj-clapeta, α nu variaza in functie de pozitia clapetei, se pot scrie ecuatiile caracteristice ale unei astfel de combinatii:

$$Q_{c1} = Q_1 - Q_2 = \alpha_0 S_0 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{c1})}{\rho}} - \alpha \pi d_a (y_0 - y) \sqrt{\frac{2p_{c1}}{\rho}} \quad (2.59)$$

$$Q_{c2} = Q_4 - Q_3 = \alpha \pi d_a (y_0 + y) \sqrt{\frac{2p_{c2}}{\rho}} - \alpha_0 S_0 \sqrt{\frac{2(p_0 - p_{c2})}{\rho}} \quad (2.60)$$

$$p_c = p_{c1} - p_{c2} \quad (2.61)$$

Q_c si P_c reprezinta debitul, respectiv presiunea de comanda din circuitul sertarului servovalvei.

i) PRINCIPIUL DE FUNCTIONARE A UNEI SERVOVALVE CU DOUA TREPTE DE AMPLIFICARE HIDRAULICA SI REGLAJ AUTOMAT

Notiunea de "servo" este folosita in multe acceptiuni ale cuvintului cu sistemele de comanda si reglaj. Ca expresie generala, prin acest cuvint se intelege o functie la care o marime de intrare mica (semnal de intrare) produce o importanta

marime de iesire (semnal de iesire) asigurand un raport de proportionalitate intre cele doua marimi.

In practica industrială se realizează o mare diversitate de servoelemente mecano-hidraulice și electro-hidraulice pentru comanda proceselor, construcția lor permitând realizarea în condiții optime a funcției de echipament de interfata între partea electrică și cea hidraulică a sistemelor automate, sisteme în care se încadrează și roboții industriali.

Proportionalitatea între mărimea de intrare (curent de comanda) și cea de ieșire (poziția sertarului) se realizează prin:

- a) echilibrare mecanică
- b) echilibrare hidraulică
- c) echilibrare electrică
- d) echilibrarea forțelor.

În fig.2.13. se poate urmări principiul de funcționare a unei servovalve la care echilibrarea sertarului se asigură printr-o reacție internă de forță de natură mecano-hidraulică.

În această variantă există o reacție mecanică între sertarul de comanda (1) și clapeta (2) a motorului de cuplu, reacție realizată printr-o tijă elastică (3) prinsă în partea terminală a teviilor elastice a rotorului.

În absența tensiunii de comanda ($U=0$) clapeta și sertarul sunt în poziție de zero, debitul la elementul de execuție fiind nul (fig.2.13.a)).

Aplicarea unei tensiuni de comanda ($U \neq 0$) produce o variație a curenților ce parcurg cele două bobine și o rotire a clapetei producând curbarea tijei de reacție. Deoarece clapeta s-a apropiat de ajutorul din stânga, presiunea pe această parte va crește și sertarul se va deplasa spre dreapta, punând sub presiune legătura B a elementului de execuție (fig.2.13.b)). Sertarul se va opri într-o poziție pentru care presiunea diferențială de pilotare va echilibra forțele de curgere și forțele arcurilor de deformare.

La dispariția semnalului de comanda dispăre cuplul activ al motorului de cuplu și tijă de reacție va roti clapeta în sens invers rotirii anterioare (fig.2.13.c)). Deci la atingerea valorii "trebuie" a deplasării sertarului cele două cupluri (activ și elastic) vor fi egale, clapeta ajungând în poziție centrală. Sertarul se va deplasa în sens invers până la

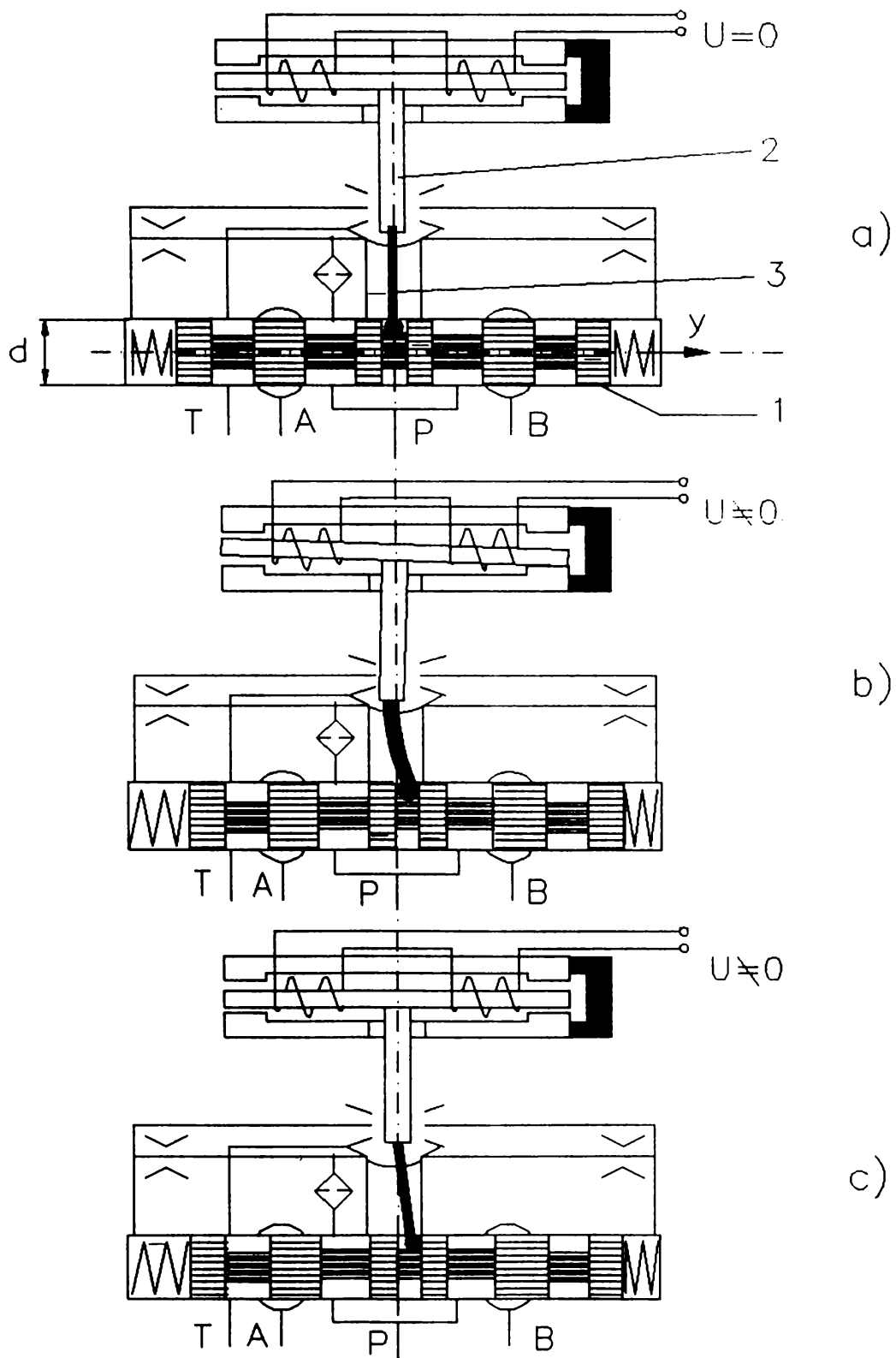


Fig.2.13.

disparitia cuplului rezistent (asociat deformatiei tijei elastice), cand intreg sistemul va reveni in pozitia de zero.

Pozitia sertarului si debitul de trecere vor fi proportionale cu curentul de comanda, pozitia x a clapetei fiind direct proportionala cu acest curent:

$$\Delta x = c \cdot \Delta i \quad (2.62)$$

Pe fetele de comanda ale sertarului apare o diferenta de presiune:

$$\Delta p_c = \Delta x \cdot K_1 \quad (2.63)$$

unde K_1 reprezinta factorul de amplificare al sistemului ajutoraj-clapeta care este prima treapta de amplificare hidraulica.

Echilibrul de forte pe fetele sertarului de comanda este:

$$\Delta p_c \cdot \frac{\pi d^2}{4} = \Delta y \cdot k \quad (2.64)$$

k -reprezinta rigiditatea arcurilor de centrare.

$$\Delta y = \frac{\Delta p_c \cdot \pi d^2}{4k} = \frac{\Delta x \cdot K_1 \cdot \pi d^2}{4k} = \frac{c \cdot K_1 \cdot \pi d^2}{4k} \cdot \Delta i = c_1 \cdot \Delta i \quad (2.65)$$

Metoda de echilibrare hidraulica a pozitiei sertarului se foloseste rar, iar cea de echilibrare a fortelor numai in domenii speciale.

In cazul echilibrarii electrice pozitia sertarului se masoara cu ajutorul unui traductor inductiv, astfel incat semnalul electric de la iesirea acestuia va fi proportional cu pozitia "este" a plunjerului. Acest semnal prelucrat electric va fi comparat cu semnalul "trebuie" eroarea fiind anulata electronic prin comanda motorului de cuplu.

Atunci cand sarcina la motor variaza, va avea loc o variatie a debitului si deci a vitezei motorului. Pentru a asigura independenta vitezei fata de variatia sarcinii, deci pentru a asigura proportionalitatea nu intre pozitia sertarului si a semnalului de comanda ci intre debitul spre motorul hidraulic liniar (cilindru) si acest semnal, necesitand in acest caz un reglaj automat al debitului (fig.2.14.a)). Senzorul S_1 aflat pe circuitul $p_0 - A$ se va deplasa cu z_1 , proportional cu debitul ce-l parcurge ceea ce va cauza tensionarea arcului de incovoiere a_1 atunci cand sertarul se

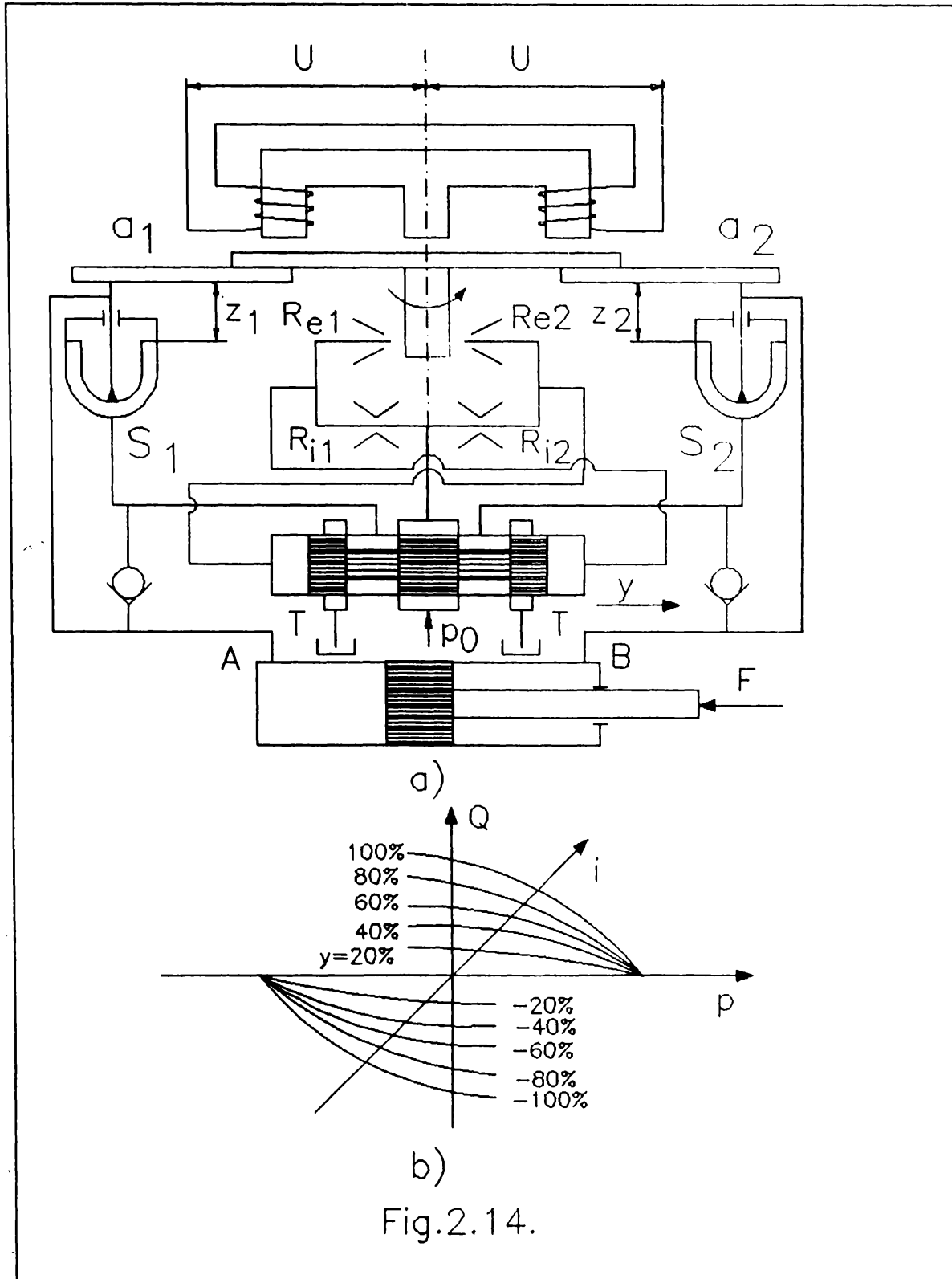


Fig.2.14.

deplaseaza spre dreapta cand clapeta s-a rotit in acelasi sens. Aceasta cauzeaza o rotire in sens contrar a clapetei pana cand $Re_1 = Re_2$, astfel incat se asigura un debit Q proportional cu curentul de comanda i . In fig.2.14.b) se prezinta diagrama statica a dependentei dintre debit si presiune $Q=f(p,i)$.

2.4. PARTICULARITATI ALE SISTEMELOR DE ACTIONARE PNEUMATICE ALE ROBOTILOR INDUSTRIALI

2.4.1. ELEMENTE DE EXECUTIE PNEUMATICE

Instalatiile pneumatice inglobeaza masini si aparate care folosesc in calitate de agent purtator de energie aerul comprimat.

Problema realizarii fortelor si vitezelor necesare se rezolva relativ usor prin alegerea marimii motorului de actionare si a sectiunii de alimentare (DN), presiunea variind in general in limite restranse (0,4-1 MPa).

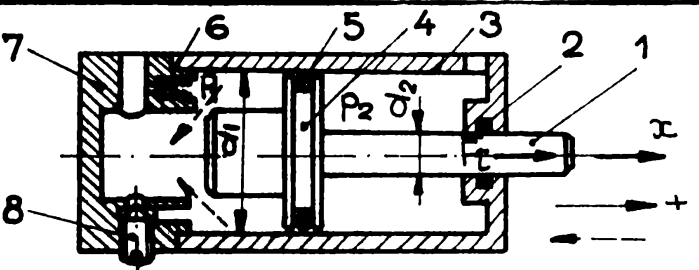
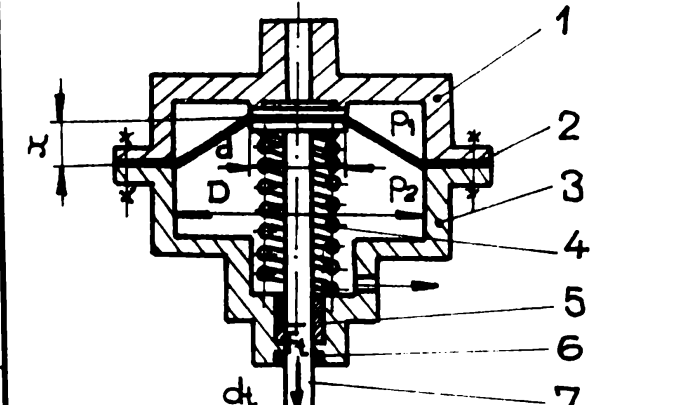
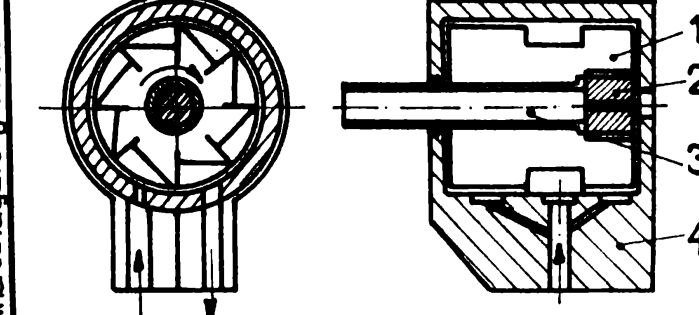
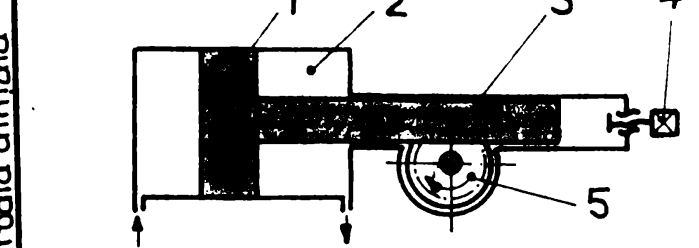
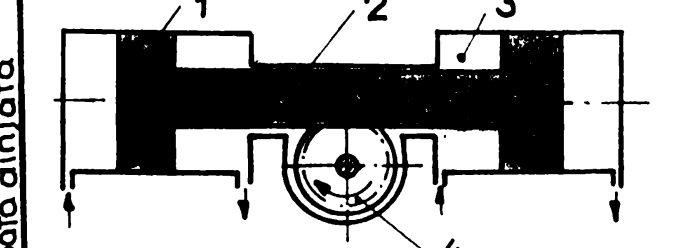
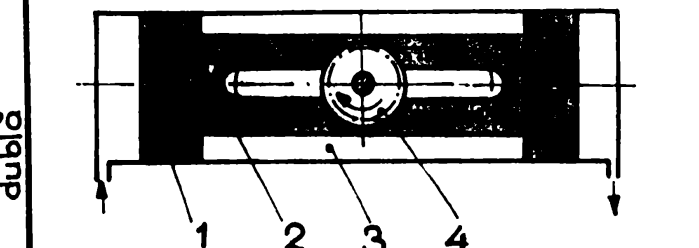
In tabelul 2.5., pot fi urmarite principalele tipuri de elemente de executie (motoare) pneumatice care pot fi utilizate in actionarea cuplelor cinematice motoare ale robotilor industriali si manipuloarelor, principiul constructiv si functional precum si partile lor componente.

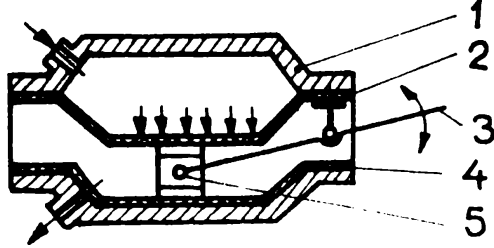
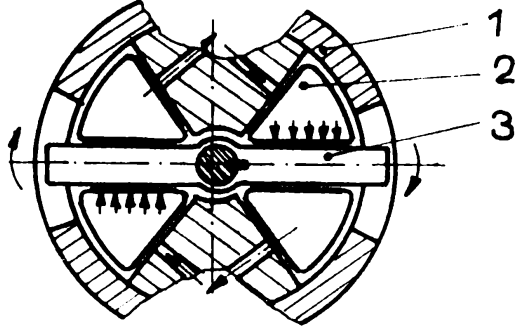
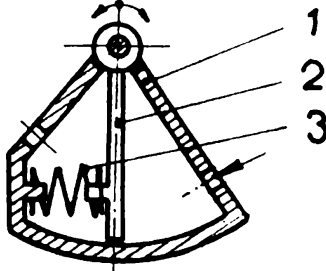
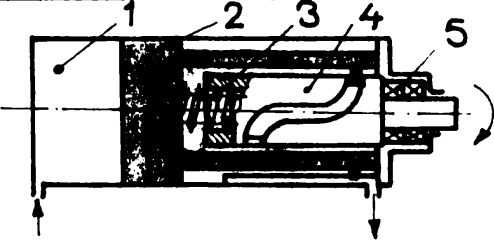
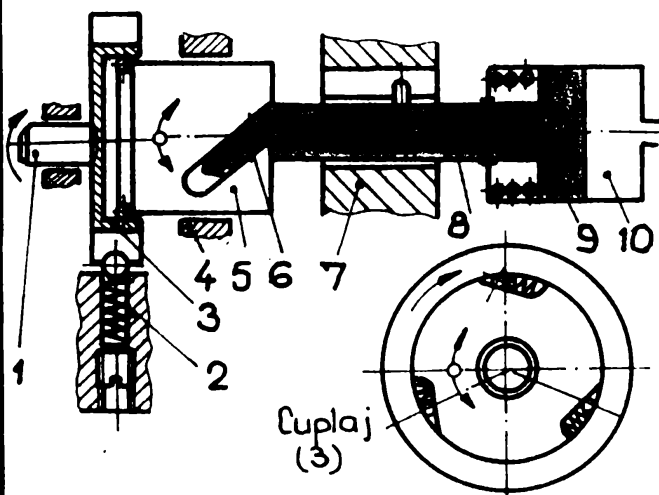
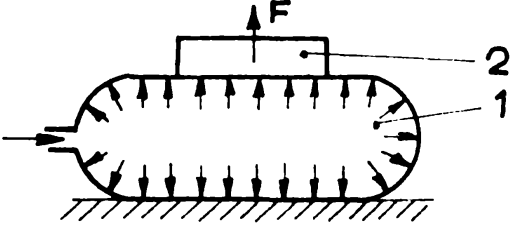
2.4.2. SISTEME DE ACTIONARE PNEUMATICE CU PRECIZIE DE POZITIONARE SPORITA

Compresibilitatea aerului comprimat determina anumite dificultati in obtinerea unor viteze constante si in special a unor pozitionari precise mai ales in conditiile de sarcina variabila specifice robotilor industriali.

Precizia de pozitionare poate fi imbunatatita prin folosirea unor frane pneumomecanice care actioneaza asupra tijei motorului pneumatic (fig.2.15.). Dispozitivul de franare (fig.2.15.b) este format din cilindrul 2 in care sunt montate pistoanele 1 care sub actiunea aerului comprimat preseaza bucele conice 4 pe tija 6 a cilindrului pneumatic. Arcurile de compresiune 3 si 5 deaparteaza pistoanele 1 respectiv bucele 4 la disparitia presiunii de comanda, situatie in care franarea inceteaza.

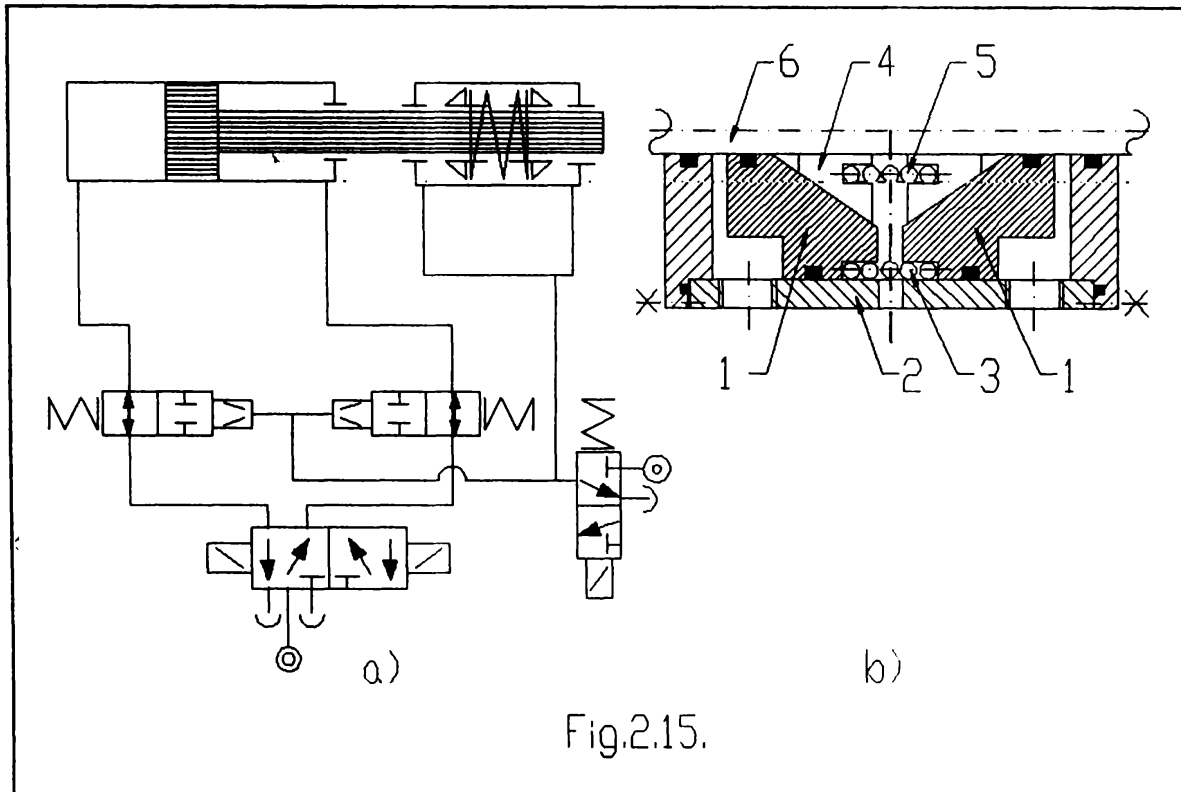
Pentru asigurarea unor precizii de pozitionare foarte ridicate in conditiile modificarii sarcinilor externe se utilizeaza unitati cu actionare pneumo-hidraulica, energia fiind furnizata de aerul comprimat, iar vitezele lente si pozitiile finale fiind controlate precis de catre mediul hidraulic. Aceste unitati pot fi realizate fie cu circuit hidraulic inchis fie

Tipul	Principiul constructiv și funcțional	Părți componente
Unități cu mișcare de translație Motor liniar cu frinare la cap de cursă		<ul style="list-style-type: none"> 1- Tijă 2- Manșetă etanșare 3- Cilindru 4- Piston 5- Inel de etanșare 6- Supapă de sens 7- Capac frinare 8- Drosel
Unități cu mișcare de translație Cameră cu membrană cu acțiune unilaterală		<ul style="list-style-type: none"> 1- Corp superior 2- Membrană 3- Corp inferior 4- Arc elicoidal 5- Bucșă de ghidare 6- Manșetă de etanșare 7- Tijă
Continuă Motor pneumatic cu turbină cu lagare gazostatic		<ul style="list-style-type: none"> 1- Rotor 2- Lagăr 3- Ax 4- Carcasă
Unități cu mișcare de rotație Parțială (oscilantă) Cilindru simplu - roată dintată		<ul style="list-style-type: none"> 1- Piston 2- Cilindru 3- Tijă cu cremalieră 4- Surub pt. reglare cursă 5- Roată dintată
Unități cu mișcare de rotație Parțială (oscilantă) Cilindru tandem roată dintată		<ul style="list-style-type: none"> 1- Piston dublu 2- Tijă cu cremalieră 3- Cilindru dublu 4- Roată dintată
Unități cu mișcare de rotație Cremalieră dublă		<ul style="list-style-type: none"> 1- Piston dublu 2- Tijă cu cremalieră dublă 3- Cilindru 4- Roată dintată

0	1	2
Unități cu mișcare de rotație Partială (Oscilantă)		<p>1- Carcasă 2,4- Membrane 3- Element de execuție 5- Piston</p>
		<p>1- Carcasă 2- Burduf 3- Rotor</p>
		<p>1- Carcasă 2- Paletă 3- Arc</p>
		<p>1- Cilindru 2- Piston 3- Arc elicoidal 4- Camă 5- Lagăr rulmenți</p>
		<p>1- Arbore de ieșire 2- Mecanism de indexare 3- Cuplaj de sens unic 4- Lagăr 5- Camă cilindrică 6- Stift 7- Ghidaj 8- Tijă 9- Piston 10- Cilindru</p>
Unități cu pernă pneumatică		<p>1- Pernă pneumatică 2- Sarcină</p>

deschis.

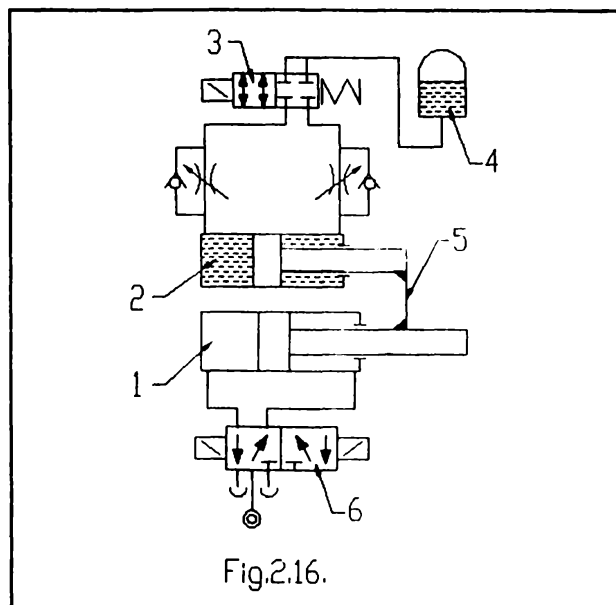
In cazul unitatilor cu circuit hidraulic inchis (fig.2.16.) legatura intre elementul de executie pneumatic 1 si



cilindrul hidraulic 2 se realizeaza indirect printr-o piesa mecanica 5. Distribuitorul 6 comanda intrarea aerului comprimat in cilindrul 1 si pe aceasta cale miscarea pistonului acestuia.

In acest timp uleiul circula intre cele doua camere ale cilindrului hidraulic 2, prin intermediul distribuitorului 3 si acumulatorului hidraulic 4. La capat de cursa aceasta circulatie este intrerupta, realizandu-se fixarea pozitiei relative ale elementelor cuplei cinemactice conducatoare pe cale hidraulica.

La unitatile cu circuit hidraulic deschis legatura



intre cele doua medii de lucru este directa. Unitatea prezentata in fig.2.17. cuprinde cilindrul hidraulic 1, distribuitoarele 2 si 8 de tip 2/2 cu pozitie preferentiala pentru realizarea pozitiei STOP, transformatoarele aer-ulei 4 si 6, distribuitorul principal 5, precum si multiplicatorul pneumo-hidraulic 3 care la sfarsitul cursei pozitive a cilindrului 1 realizeaza o forta sporita.

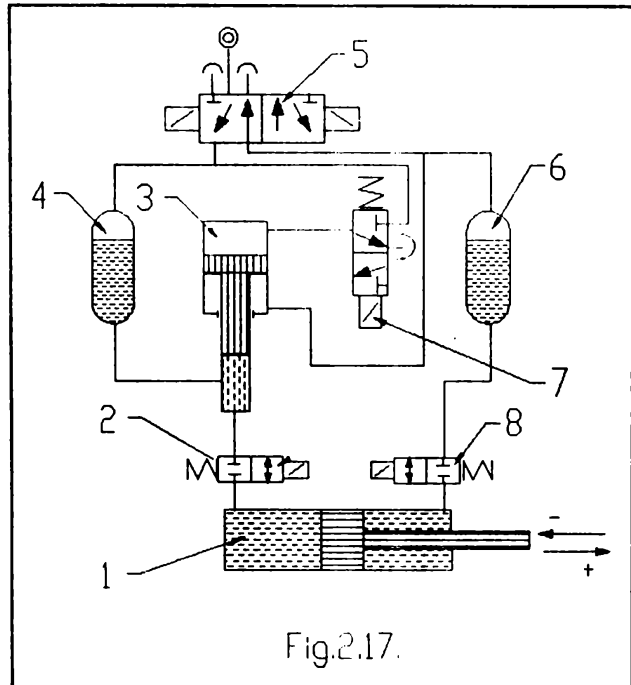


Fig.2.17.

Multiplicatorul este format

din doua camere, una de sectiune mai mare avand ca fluid de lucru aerul comprimat comandat prin distribuitorul 7 si alta de sectiune mai mica in care este comprimat uleiul care isi mareste presiunea, in camera cilindrului 1 cu care este in legatura si o data cu ea si forta de actionare. In timpul cursei negative pistonul multiplicatorului este ridicat atat de presiunea aerului comprimat cat si de presiunea uleiului.

In fig.2.18. se prezinta o unitate de actionare pneumo-hidraulica a unei cuple de rotatie prin transformarea miscarii unui cilindru pneumatic coaxial cu unul hidraulic si care lucreaza in tandem. Cilindrul hidraulic lucreaza in circuit inchis, prevazut cu un compensator K, permitand controlul vitezelor si oprirea precisa in orice pozitie in ambele sensuri de miscare. Comanda distribuitoarelor se face cu ajutorul a doua microintrerupatoare, unul C1, care asigura marirea vitezei de rotatie a bratului robotului, iar celalalt C2, care asigura micșorarea acesteia.

Cu ajutorul unitatilor pneumo-hidraulice pot fi realizate atat viteze mari (1 m/s) cat si viteze foarte mici (sub 0.2 mm/s). Eroarea de positionare poate fi redusa pana la 0.1 mm, iar influenta maselor inertiaale asupra preciziei de positionare este mult diminuata.

Unitatile de rotatie cu actionare pneumatica utilizate in constructia robotilor industriali se realizeaza in majoritatea

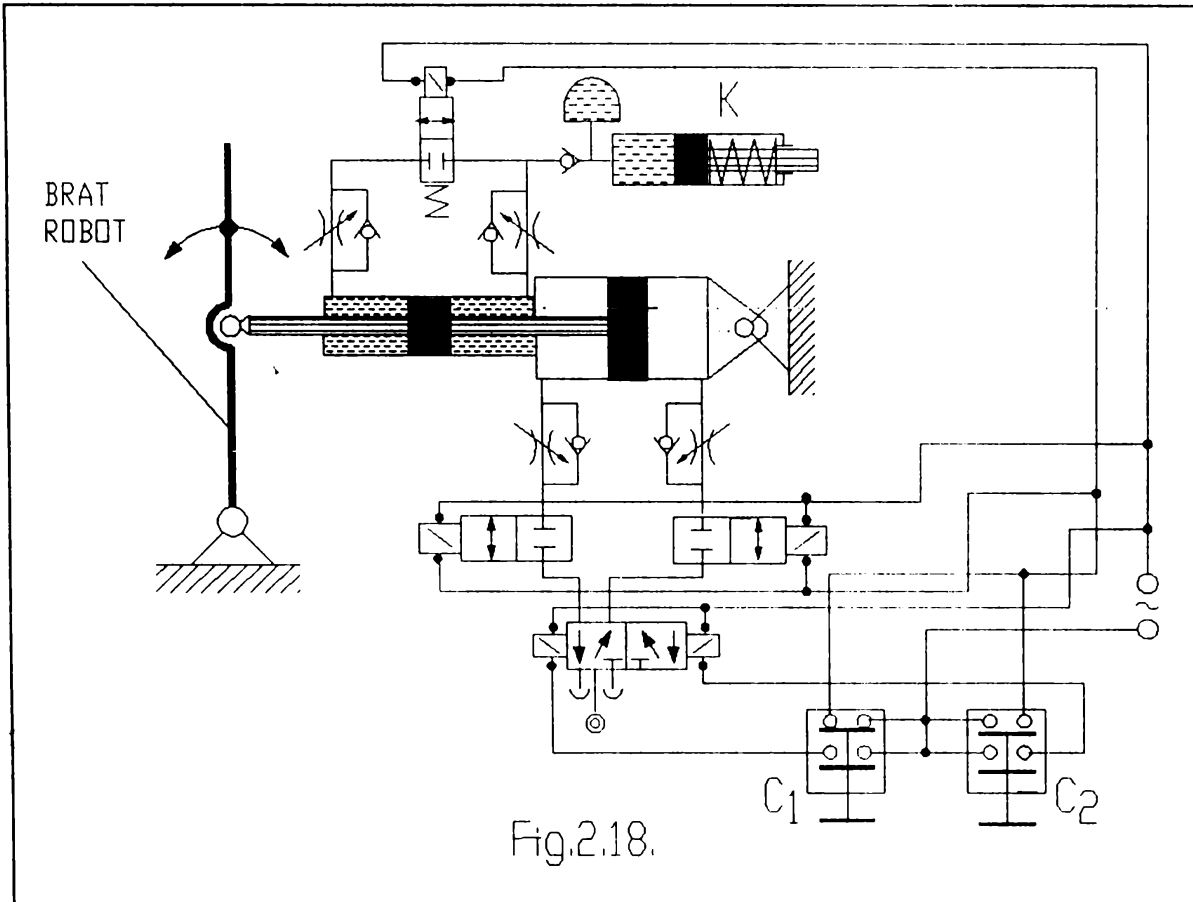


Fig.2.18.

lor cu ajutorul motoarelor liniare si mecanismelor de transformare a miscarii, exceptie facand unitatile cu miscare de rotatie partiala (oscilanta) sau incrementala (pas cu pas) prezentate in tabelul 2.5.

Actionarea dispozitivelor de prehensiune se realizeaza in majoritatea cazurilor cu micromotoare pneumatice liniare (cilindri cu piston sau camere cu membrana) la care raportul forta/greutate e relativ mare.

CAPITOLUL 3

SCOPUL LUCRARIII

La stabilirea si enuntarea principalelor probleme pe care si le propune a le rezolva, autorul are in vedere stadiul actual al constructiei robotilor industriali in ceea ce priveste sistemul de actionare si in mod special sistemele de actionare hidraulice si pneumatice ale acestora.

Avand in vedere experienta acumulata in perioada 1986-1989 cu ocazia proiectarii, implementarii si experimentarii unor manipolatoare sincrone, in cadrul unor contracte de cercetare-proiectare incheiate intre Universitatea Tehnica Timisoara si diversi beneficiari din tara (C.I.U.M.M.R.- Timisoara, I.M.M.U.M.- Baia Mare, U.N.I.O.- Satu Mare etc.), autorul isi propune sa exemplifice problemele teoretice, pe care le implica o sinteza optima la a unui sistem de actionare hidraulic/pneumatic, pe astfel de structuri robotizate, care nu sunt altceva decat servosisteme electrohidraulice de tip "master-slave" cu reactie de pozitie si de forta.

In vederea dimensionarii corecte a sistemului de actionare si a componentelor acestuia se impune in prima faza un calcul cinetostatic al structurii robotizate actionate. Utilizand notiunea de "conexiune motoare" autorul isi propune ca dupa identificarea acestora in lantul cinematic al mecanismului actionat sa treaca la calculul lor prin metodele de analiza cinetostatica cunoscute in teoria mecanismelor (metoda conexiunilor, metoda suprapunerii efectelor) rezultand astfel tipodimensiunile motoarelor hidraulice/pneumatice necesare actionarii.

Studiul comportarii unor astfel de sisteme de actionare in functionare, presupune o analiza dinamica a acestora. Luand in considerare elementele de baza ale unui sistem de actionare hidraulic, motor de actionare- element proportional de

3.2

distributie, autorul isi propune sa prezinte un model matematic al sistemului si o rezolvare numerica a acestuia care sa permita reliefaarea variatiei principalilor parametrii: deplasari, viteze, presiuni, debite.

In vederea optimizarii proiectarii si a implementarii sistemelor hidraulice si pneumatice de actionare, autorul propune algoritmi proprii de proiectare si implementare precum si reprezentarea schemelor de actionare pe baza unei biblioteci de simboluri intocmita in ACAD. Pentru alegerea corespunzatoare a statiei de alimentare si a cunoasterii consumului total de ulei, autorul isi propune sa intocmeasca un program de calcul al bilantului de debit, cunoscand configuratia spatiului de lucru al structurii robotizate, iar alegerea solutiei sistemului de actionare hidraulic/pneumatic, din multimea variantelor posibile, sa se faca pe baza unor metode de decizie multicriteriale.

In directia incercarilor experimentale, urmarind imbunatatirea parametrilor functionali ai unor componente din structura sistemelor de actionare hidraulice/pneumatice, autorul prezinta cercetarile intreprinse in perioada aprilie-mai 1994 la Societe de transmissions automatique din Ruitz, Franta, pentru ameliorarea debitului unor pompe cu roti dintate, frecvent utilizate in alimentarea cu energie hidraulica a acestor sisteme.

In concluzie, prin prezenta lucrare, autorul isi propune sa contribuie la dezvoltarea cercetarilor teoretice si experimentale privind sinteza sistemelor de actionare hidraulica si pneumatica ale robotilor industriali.

CAPITOLUL 4CONTRIBUTII LA TEORIA GENERALA SI PRACTICA SISTEMELOR
HIDRAULICE AUTOMATE UTILIZATE IN ACTIONAREA ROBOTILOR
INDUSTRIALI SI MANIPULATOARELOR4.1. CONSIDERATII GENERALE

Sistemul robot consta din partea mecanica a sistemului si motoarele de actionare care conduc cuplele robotului. Relatiile modelului motoarelor de actionare sunt relatii între coordonate si relatii de momente (forte). Miscarea motorului de actionare este miscarea din cupla corespunzatoare (rotatie sau deplasare liniara). Astfel, rotatia motorului θ_i este transformata in miscarea cuplei q_i . In cazul cel mai simplu miscarea arborelui motorului este egala cu miscarea cuplei corespunzatoare (motoare hidraulice rotative).

$$\theta_i = q_i \quad (4.1)$$

Adesea, in caz general, relatia dintre θ_i si q_i poate fi mult mai complexa. Spre exemplu, daca deplasarea liniara a pistonului cilindrului hidraulic este transformata in rotatie in cupla, atunci relatia între coordonata θ_i a motorului si coordonata corespunzatoare a cuplei q_i (fig.4.1.) este descrisa de formula:

$$\theta_i = [a_i^2 + b_i^2 - 2a_i b_i \cos(q_i + \alpha_i)]^{1/2} - l_i \quad (4.2)$$

In caz general relatia între coordonata motorului θ_i si coordonata corespunzatoare cuplei q_i este data sub forma:

$$\theta_i = f_i(q_i) \quad (4.3)$$

Se poate stabili o relatie între sarcina F_i a motorului de actionare si momentul M_i care actioneaza in jurul cuplei corespunzatoare a mecanismului pe o cale similara.

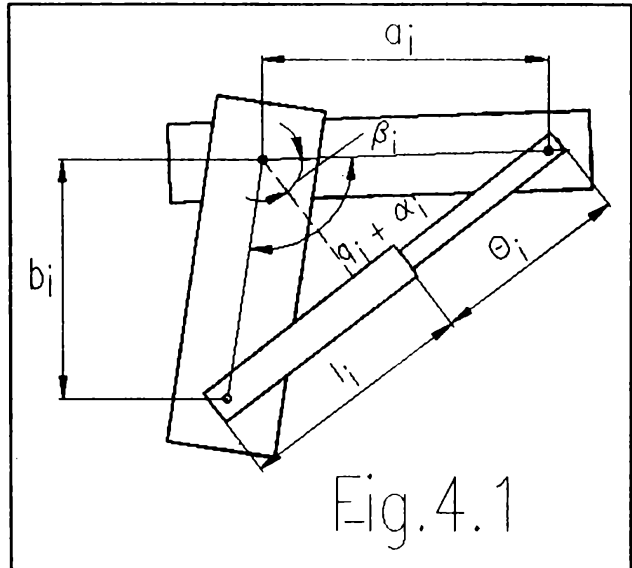
In cazul cel mai simplu (corespunzator relatiei (4.1)),

4.2

sarcina F_i a motorului este egala cu momentul M_i in jurul axei cuplei:

$$F_i = M_i \quad (4.4)$$

Adesea cand relatia intre coordonata motorului si coordonata cuplei este neliniara atunci relatia intre F_i si M_i poate fi mult mai complexa. Spre exemplu pentru cazul prezentat in fig. 4.1. relatia intre sarcina pe pistonul cilindrului hidraulic si momentul produs in jurul axei cuplei se poate exprima prin:



$$F_i = \frac{M_i}{a_i \cos \beta_i} \quad (4.5)$$

Se poate presupune ca relatia intre sarcina pe motor si momentul in jurul axei cuplei se poate exprima in forma:

$$F_i = \varphi_i(q_i) \cdot M_i \quad (4.6)$$

Modelul partii mecanice a sistemului poate fi exprimat prin vectorul de stare al sistemului in felul urmator:

$$M = H(q) \cdot \dot{q} + h(q, \dot{q}) \quad (4.7)$$

unde $M = (M_1, M_2, \dots, M_n)^T$ reprezinta un vector de dimensiuni $n \times 1$, iar $H(q)$ este matricea de inertie de dimensiuni $n \times n$ care este functie de vectorul de coordonate al mecanismului $q = (q_1, q_2, \dots, q_n)^T$.

$$h(q, \dot{q}) = \dot{q}^T \cdot C(q) \cdot \dot{q} + g(q) \quad (4.8)$$

este un vector de dimensiuni $n \times 1$.

unde $C(q)$ este o matrice de dimensiuni $n \times n \times n$ care este denumita matricea efectelor Coriolis si centrifugale sau "matricea C", iar $g(q)$ este un vector de dimensiuni $n \times 1$ al fortelor de gravitatie care este de asemenea functie de q .

4.3

Intrucat relatiile intre coordonatele motorului de actionare si coordonatele mecanismului actionat sunt de forma relatiei (4.1) se poate adopta vectorul de stare al sistemului robot in forma:

$$X = (X_1^T, X_2^T, \dots, X_n^T)^T \quad (4.9)$$

Vectorul de stare al sistemului este evidentiat de ordinul N care este dat de:

$$N = \sum_{i=1}^n n_i \quad (4.10)$$

Astfel ordinul total al sistemului robot este N .

Bazandu-ne pe relatia (4.1) putem scrie:

$$\dot{q}_i = T_i X_i \quad (4.11)$$

unde T_i este un vector de dimensiuni $1 \times n_i$.

Folosind relatiile (4.9) si (4.11) se poate scrie:

$$\dot{q} = T \cdot X \quad (4.12)$$

unde T este matricea de dimensiuni $n \times N$ data de:

$$T = \begin{vmatrix} T_1 & 0 & \dots & 0 \\ 0 & T_2 & \dots & 0 \\ \cdot & \cdot & \dots & \cdot \\ 0 & 0 & \dots & T_n \end{vmatrix} \quad (4.13)$$

Relatia (4.7) poate fi exprimata cu ajutorul vectorului de stare al sistemului robot astfel:

$$M = H(X) \cdot T \cdot \dot{X} + h(X) \quad (4.14)$$

4.2. SISTEME HIDRAULICE AUTOMATE CU BUCLE DE REACTIE MULTIPLE

Controlul sistemului robot se poate face indirect printr-un control descentralizat adaptiv cu identificarea parametrilor regimului de lucru prin masurarea momentelor (fortelor) si starii robotului.

Folosind considerentele prezentate anterior structura unui astfel de control adaptiv este ilustrata in fig.4.2. Aceasta

metoda de control este numita control adaptiv indirect descentralizat, pentru ca ramane o structura descentralizata cu respectarea conceptului de servosistem local.

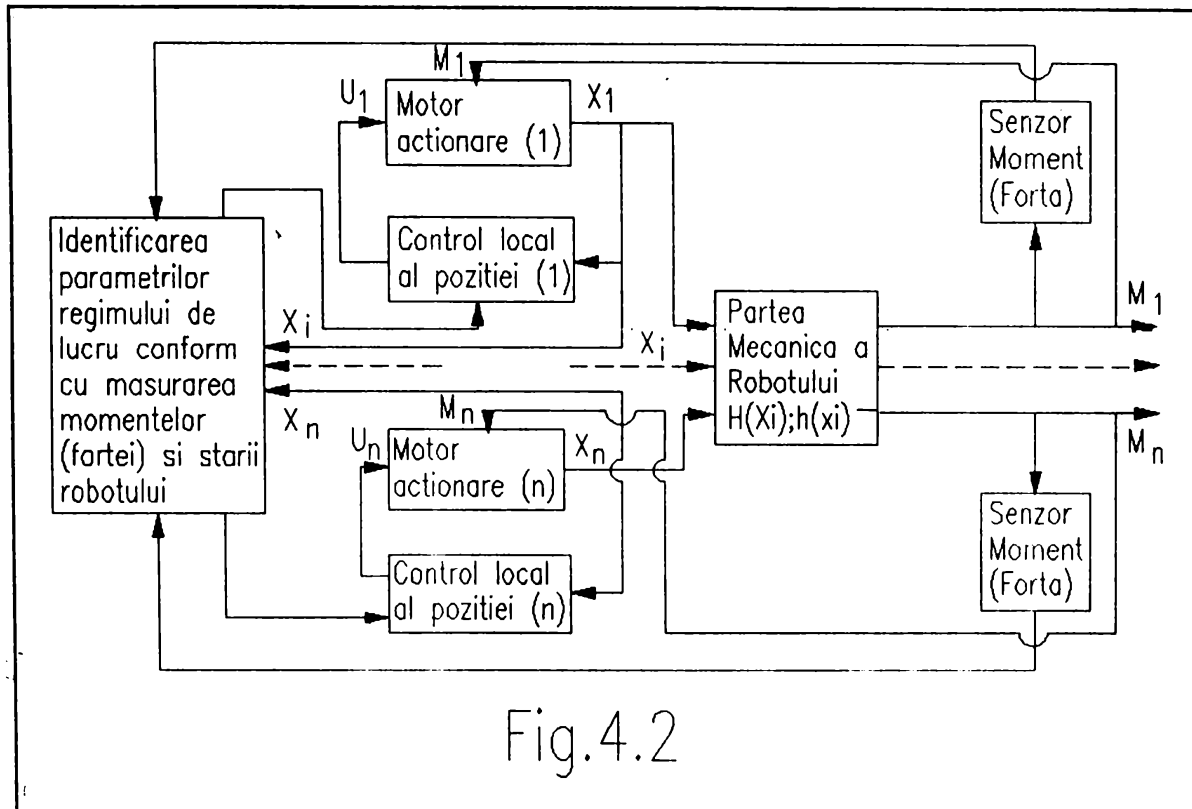


Fig.4.2

Avantajele unui astfel de control sunt: este relativ simplu, nu are nevoie de foarte multe calcule si nici de o substantiala complicare a structurilor de control.

Sistemul de actionare al unui robot este intr-o stransa corelatie cu partea mecanica a robotului si cu sistemul de comanda si control. Atunci cand el este echipat cu senzori de pozitie si de moment (forța), sistemul robot este un sistem complex cu reactie de pozitie si de forța in bucla inchisa pentru fiecare grad de libertate al robotului.

Aceste principii stau si la baza servosistemelor electrohidraulice cu bucle de reactie multiple. In fig.4.3. se prezinta un servosistem electrohidraulic cu reactie de pozitie si de forța. Servovalva SV transforma un curent de comanda I intr-un debit Q , acesta comanda la randul sau deplasarea pistonului motorului hidraulic MH si cu acesta a sarcinii S cu marimea Z .

Pozitia instantanee Z a sarcinii este detectata de traductorul de pozitie TP si transformata intr-o tensiune electrica U_p care se insumeaza in comparatorul C_2 cu tensiunea U_f

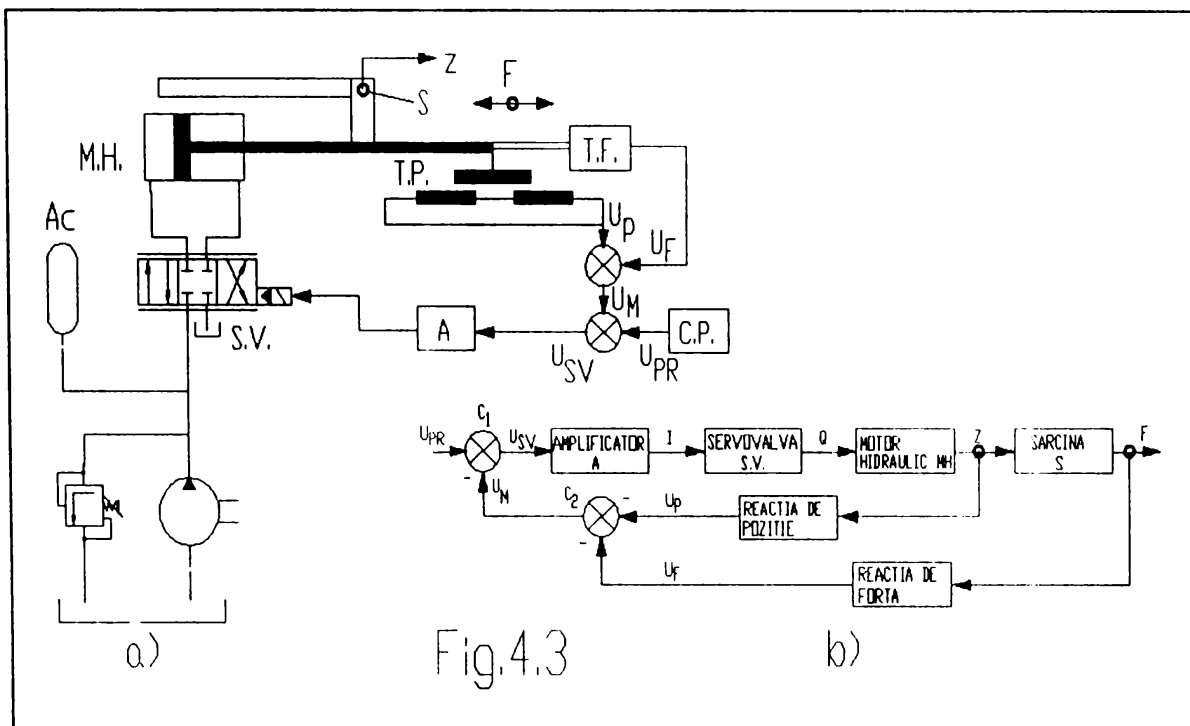


Fig.4.3

furnizata de traductorul de forta T_F , rezultand tensiunea U_M . Comparatorul C_1 compara marimea programata U_{PR} furnizata de cititorul de program CP, care indica pozitia ce trebuie obtinuta, cu pozitia reala exprimata prin U_M , obtinand tensiunea $U_{SV} = U_{PR} - U_M$, care este amplificata in amplificatorul A de unde rezulta curentul de comanda I. Acest tip de servosistem este indispensabil in instalatiile automate complexe ale avioanelor, rachetelor, masinilor unelte si ale robotilor industriali, care nu dispun pentru comanda decat de marimi electrice.

4.3. SERVOSISTEME ELECTROHIDRAULICE DE TIP "MASTER-SLAVE" CU REACTIE DE POZITIE SI DE FORTA

Instalatiile "master-slave" (stapan-sclav) sunt constituite din doua lanturi cinematice de structura identica, schemele cinematice avand configuratii geometrice asemenea. Intre lungimile elementelor celor doua lanturi exista un coeficient de proportionalitate K care poarta numele de coeficient de sclav. Unul dintre lanturile cinematice, denumit lant "master" (stapan sau de pilotare) este pus in miscare de catre operatorul uman, iar cel de-al doilea lant, denumit lant "slave" (sclav sau de urmarire) va executa o miscare asemenea primului, miscarile relative unghiulare ale elementelor cuplelor cinematice de rotatie vor avea unghiurile de rotatie egale, iar miscarile

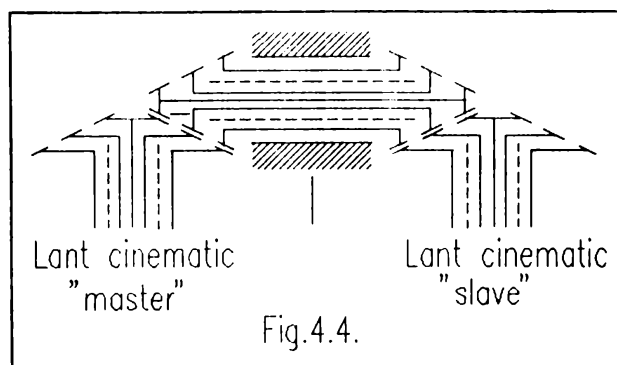
relative de translatie ale elementelor cuplelor cinematice de translatie vor avea deplasările liniare proportionale, coeficientul de proportionalitate fiind coeficientul de sclav K .

Conceptul de instalatie "master-slave" a fost lansat pentru prima data in anul 1950 de catre Ray Goertz si grupul sau de la Aragone National Laboratory. Primele versiuni ale unor asemenea instalatii aveau sase grade de libertate plus un dispozitiv de prehensiune si erau comandate prin doua manete "master" de catre ambele brate ale operatorului uman. Aceste instalatii erau destinate pentru aplicatii in medii inaccesibile operatorului (nuclear, submarin, medicina etc.).

Ulterior gama acestor instalatii a fost diversificata datorita cercetarilor efectuate in paralel de mai multe grupuri, din tari diferite. O statistica realizata in acest domeniu arata ca numarul instalatiilor "master-slave" cu capacitate de manipulare intre 1 kg si 25 kg a fost evaluat la 10000 unitati.

Transmiterea miscarii de la lantul cinematic "master" la lantul "slave" se poate realiza prin intermediul unor transmisii mecanice care asigura o legatura cinematica directa intre elementele care compun cuplele cinematice omoloage ale celor doua lanturi. Aceasta transmisie poate fi un tren ordinar de roti dintate conice cu arbori tubulari de tipul celui prezentat in fig.4.4.

In cazul in care incaperile in care lucreaza lanturile "master" si "slave" nu pot fi in legatura directa (spre exemplu lantul "slave" lucreaza intr-o "camera calda", supusa radiatiilor) transmiterea miscarii se realizeaza prin intermediul



unor cuplaje magnetice, ale caror fluxuri magnetice se inchid prin peretele despartitor dintre ele (fig.4.5.).

Pe langa instalatiile mecanice, acelasi grup condus de Goertz a experimentat si prima instalatie servocomandata electric. O versiune a ei a fost prezentata in 1958 in cadrul celei de-a doua Conferinte de pace de la Geneva, fiind apoi experimentata timp de sase ani intr-o camera cu temperaturi inalte pentru a se trage concluzii asupra mentenantei si

fiabilitatii sale.

Preluand experienta de la Aragon un grup de specialisti italieni au imbunatatit aceasta versiune utilizand tehnica tranzistorizata. S-a realizat astfel instalatia "Mascot" destinata tot domeniului nuclear.

Ultima realizare a grupului lui Goertz a fost modelul E4. Doua versiuni ale acestuia au fost utilizate cu succes incepand din 1966 in laboratoarele Fermi, la acceleratoarele de particole.

In general la aceste instalatii mecanismul unic intalnit in constructia variantelor mecanice poate fi fractionat in doua: corp- brat-antebrat-mana umana-lant cinematic "master" pe de o parte si lant cinematic "slave" pe de alta parte. In acest caz transmiterea miscarii de la primul mecanism la cel de-al doilea se poate realiza prin cablu sau prin unde radio (fig.4.6.).

Miscarea relativa a elementelor fiecarei cuple cinemataice a lantului "master"-sapte la numar in cazul prezentat- se transmite la cate un selsyn emitator $SE_1 \dots SE_7$. Fiecare selsyn emitator este legat prin cablu de un selsyn receptor

$SR_1 \dots SR_7$, care la randul sau antreneaza in miscare relativa elementele unei anumite cuple cinemataice din lantul "slave", prin intermediul unui mecanism adecvat. O pereche formata dintr-un selsyn emitator si unul receptor are proprietatea ca rotoarele ambelor selsyne se rotesc fara sarcina in sincronism. In cazul aparitiei sarcinii intre rotoarele celor doua selsyne apare un decalaj unghiular $\Delta\phi$:

$$\Delta\phi = \phi_E - \phi_R \quad (4.15)$$

Ca urmare, selsynul receptor da un moment motor M_R proportional cu $\Delta\phi$, iar la arborele selsynului emitator se

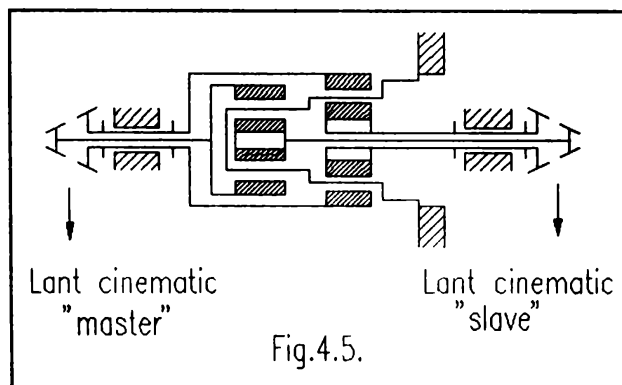


Fig.4.5.

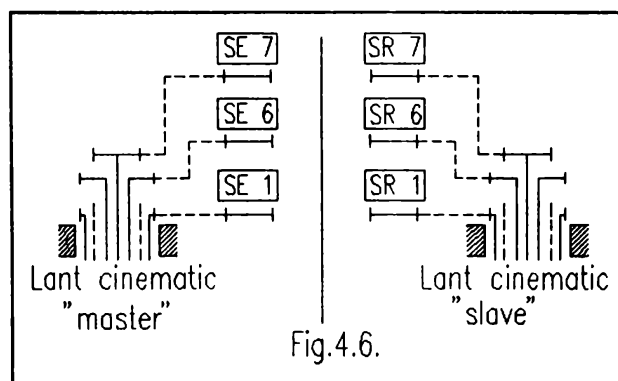


Fig.4.6.

inregistreaza un moment rezistent M_E :

$$M_E = -K \cdot \Delta \phi = -M_R \quad (4.16)$$

Semnalul poate fi transmis de la selsynul emitator la cel receptor si prin unde radio, ceea ce permite separarea spatiala a lantului "master" de cel "slave".

Prima instalatie "master-slave" servocomandata hidraulic, denumita Yes Man, a fost realizata la General Electric de Ralf Moser dupa 1960. Aceasta , cat si urmasa ei Handy Man, utilizata la realizarea proiectului rachetelor nucleare, erau dotate cu reactie de forta "slave-master".

In aprecierea performantelor unei instalatii "master-slave" apare un criteriu nou si anume "dexteritatea" sistemului la efectuarea unei operatii humanoide si eroarea cu care se realizeaza aceasta operatie. Reactia de forta/moment joaca un rol deosebit in stabilirea acestui criteriu.

Pentru realizarea unei instalatii "master-slave" este necesara o cooperare stransa intre conceptia partii mecanice, a servomotoarelor cu controlul aferent, interfatarii si rezolvarii problemelor om masina. Performantele sistemului depind de performantele fiecarui subansamblu in parte.

Ideea utilizarii reactiei de forta/moment in servosistemele hidraulice a aparut mai intai la aceste instalatii sincrone, ea fiind apoi preluata de proiectantii autovehiculelor de mare tonaj, permitand pilotului sa controleze mai usor vehiculul indiferent de terenul pe care acesta se deplaseaza.

In cazul legaturii cinematice nemijlocite intre lanturile "master" si slave forta/momentul redus la mana operatorului realizeaza o legatura inversa care furnizeaza informatii operatorului despre sarcinile statice si inertiae care lucreaza asupra lantului "slave".

Instalatiile de teleoperare realizeaza legatura inversa de forta/moment transmitand pe un canal separat semnale integral sau proportional reduse/amplificate privind marimile masurate de senzorii de forta/moment amplasati pe lantul "slave".

Reactia inversa de forta/moment este o reflectare intr-un raport prestabilit a fortelor/momentelor de inertie, frecare, etc., ale lantului "slave" spre "master". Ea nu se confunda cu reactia tactila forta de reactie aplicandu-se la maneta de comanda, pe cand reactia tactila se aplica la mana operatorului

sau la un organ de simt (ochi, ureche). De cele mai multe ori informatiile primite de senzorii tactili sunt asociate cu informatiile de la un display vizual si un computer de control. Aceste sisteme mai sofisticate permit o colaborare mai intima intre operatorul uman si instalatia sincrona pe care acesta o comanda manual.

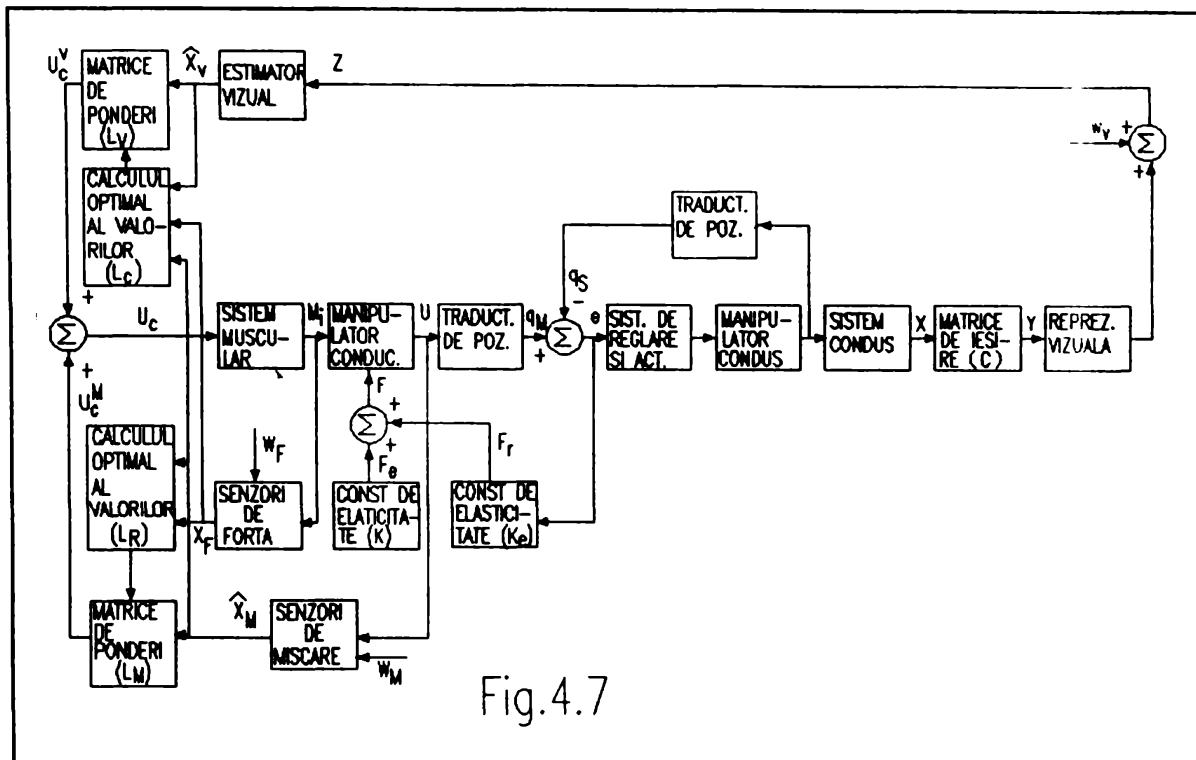
Un exemplu de astfel de combinatie il reprezinta instalatia Eric II realizata de institutul C.E.R.T.S.M. din Toulon (Franta) care este prevazuta cu o comanda "telesimbiotica". Manipulatorul lucrând pe fundul marii este "observat" de un "cap" cu sase grade de mobilitate, prevazut cu doua camere de luat vederi si doua microfoane. Operatorul poarta o casca sustinuta de un lant cinematic cu sase grade de mobilitate in care in dreptul ochilor se amplaseaza doua ecrane video, iar in dreptul urechilor doua receptoare audio. Miscarea capului operatorului cu casca se transmite sincron (prin selsyne) la "capul" de observare submarin. Dispozitivul creaza operatorului iluzia ca se afla el insusi pe "scena" submarina, iluzie completata de legatura inversa de forta/moment, proportionala la manetele de comanda actionate de operator.

Instalatia de teleoperare "master-slave" realizata la Jet Propulsion Laboratory completeaza imaginea vizuala a "scenei", perceputa de operator, cu informatii furnizate de senzorii de proximitate amplasati pe dispozitivele de prehensiune prin intermediul a patru difuzoare, intensitatea sunetelor emise de un anumit difuzor insemnand apropierea senzorului de proximitate de un obiect.

Activitatile de telemanipulare (manipulare la distanta) au dus la aparitia manipuloarelor active, actionate de sisteme electrice sau hidraulice, la care marimile de referinta sunt stabilite de operatorul uman, prin diferite procedee (pupitre cu butoane, macheta, joystick etc.).

La manipuloarele active la care marimile de referinta sunt pozitiile dorite din spatiul de lucru, comanda operatorului se poate efectua asupra unei machete geometrice a manipulatorului real. Sistemul de comanda lucreaza in sensul anularii erorii de pozitie intre macheta si sistemul real (fig.4.7.).

Eroarea de pozitie ($e=q_M-q_S$) este marimea de intrare pentru sistemul de comanda al manipulatorului. Pentru a furniza



operatorului uman informatii despre marimea acestei erori, este generata o forta de reactie F_r , care adunata cu F_c (fora generata de elementele elastice) reprezinta forta opusa operatorului de manipulator. Semnalul de comanda U_c are o componenta reflexa importanta, construita pe baza fortei de reactie si a deplasarii machetei comandate de operator.

Impartirea semnalului de comanda a muschilor intre cele doua componente vizuala U_c^v si reflexa U_c^m se realizeaza cu ajutorul matricelor de ponderi L_v si L_m , stabilite in mod optim, astfel incat oboseala operatorului uman sa fie cat mai mica. Prelucrarea vizuala a informatiei cere o concentrare mare din partea operatorului uman, implicand oboseala rapida. Echiparea manipulatorului cu senzori, care furnizeaza informatii de miscare si forta referitoare la obiectele manipulate, usureaza munca operatorului, deoarece o parte insemnata din semnalul de comanda U_c se formeaza pe cale reflexa.

Obiectul condus este deplasat de comanda U (fora sau cuplu) generata de muschii operatorului uman M_i . Starea x a sistemului condus este transformata, la iesire (matricea C), intr-o deplasare cu o anumita viteza a obiectului, sesizata de senzorii de pozitie si viteza din mainile operatorului. Alti senzori de forta (localizati tot in mana) masoara forta si cuplul, aparute in timpul operatiei de manipulare (estimatiile

x_P^{\wedge} si x_M^{\wedge}). Deplasarea obiectului in spatiul de lucru este sesizata si vizual de operatorul uman (estimatia x_V^{\wedge}). Asupra obiectului condus actioneaza si semnale perturbatoare w , a sistemelor senzoriale de deplasare w_M , forta w_F si vizual w_V .

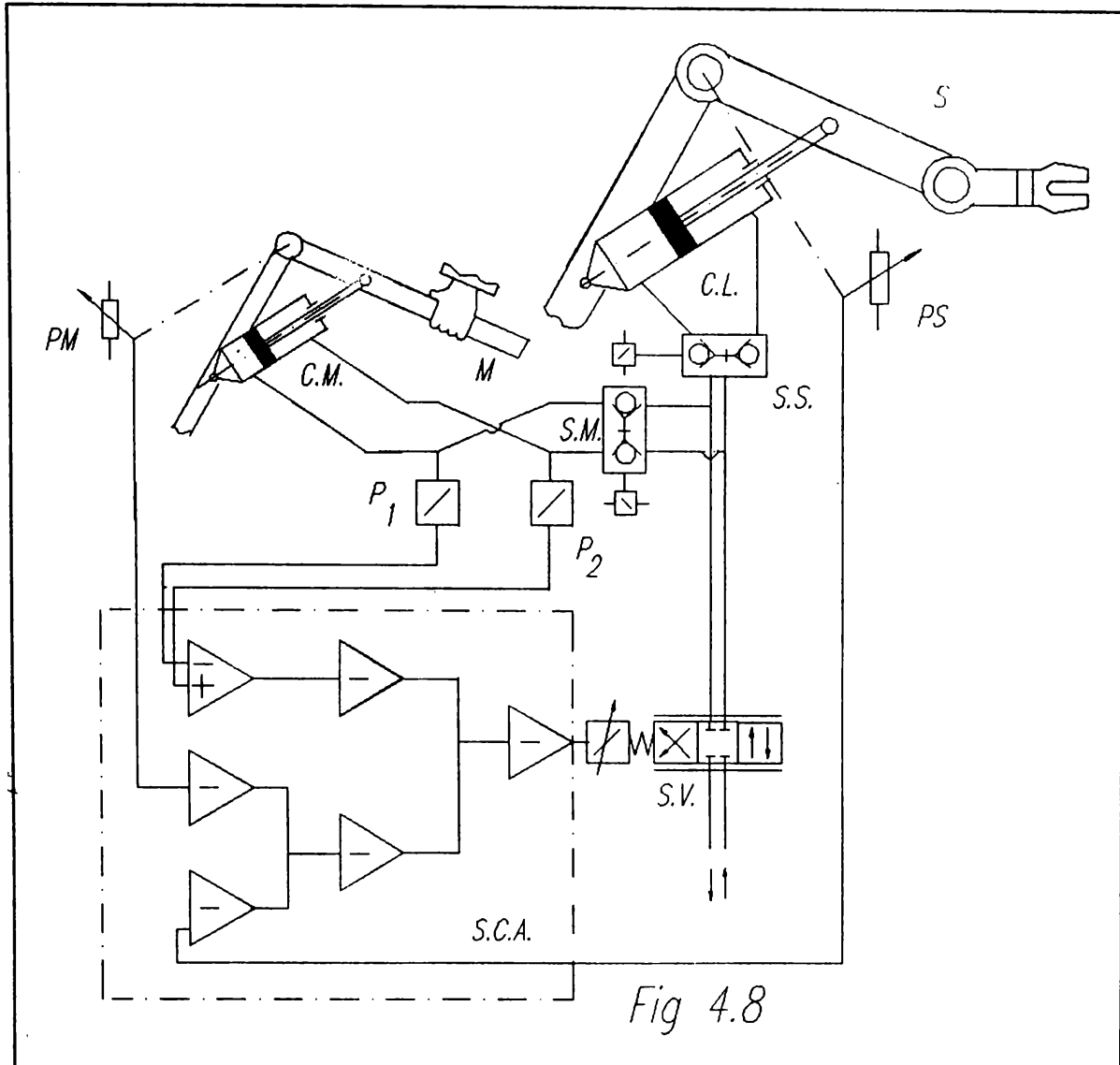
Localizarea celor doua manipuloare poate fi facuta la distante mari (operatii de telemanipulare), estimarea vizuala facandu-se cu ajutorul camerelor TV. Pentru manipulator, cu sistemul lui de reglare si actionare, apar probleme de comanda a miscarii, similare cu cea a robotilor, cu deosebirea ca marimea de referinta este generata "on-line" de un operator uman. Sisteme de teleoperare foarte complexe, incluzand calculatoare, sisteme de prelucrare a informatiei senzoriale, camere TV, sunt folosite la cercetari spatiale, maritime, sau la manipularea obiectelor periculoase (radioactive, explozive etc.).

Sisteme hidraulice de reglare automata pot apare si in comanda manipuloarelor atunci cand semnalul mecanic de intrare furnizat de catre operatorul uman este convertit intr-un semnal electric care in continuare joaca in sistem acelasi rol pe care U_{PR} il avea in servosistemul prezentat in paragraful anterior.

Un exemplu de astfel de manipulator servohidraulic cu reactie de pozitie si de forta este si manipulatorul sincron conceput in sistem "master-slave". Principiul de functionare al unei comenzi la o axa de miscare a bratului "slave" se prezinta in fig.4.8. prin schema de principiu a buclei de reglare in ambele sensuri.

Comanda bratului "slave" (brat de lucru) si deci a greiferului sau a capului de forta se realizeaza prin conducerea manuala a bratului "master" (brat de comanda) si prin actionarea unor elemente conexe aflate la indemana operatorului uman.

Prin miscarea "masterului" M se pune in miscare printr-un sistem de urmarire si comparare cilindrul de lucru CL care misca bratul "slave" S la scara pana in pozitia comandata. Potentiometrele PM si PS montate in cuple au rolul de traductor de miscare. Daca bratul S intampina un obstacol (forta), in cilindrul de reactie CM apare o reactiune si deci aceasta se traduce si la mansa M. Ea este proportionala cu cea intampinata de bratul S. Functie de sarcinile (fortele) care actioneaza asupra bratului S vor apare diferente de presiune in sistemele de masura ale presiunii P_1 si P_2 , semnalele emise de acestea



fiind prelucrate in sistemul de comparatie si amplificare SCA. Astfel, daca diferentele de presiune cresc se comanda obturarea debitului de catre servovalva SV. Acest lucru se intampla in cazul atingerii de catre greifer a unui obiect, astfel ca si "masterul" va fi impiedecat sa mai comande in continuare miscarea. Supapele deblocabile SM si SS servesc la blocarea circuitului hidraulic spre exemplu in cazul eliberarii mansei M, motiv pentru care mansa va fi prevazuta cu un buton de semnalizare a prinderii mansei sau un senzor capacitiv.

La baza comenzii unui astfel de servosistem stau urmatoarele cerinte:

- a) copierea la scara si in timp real (fara intarzieri) a miscarilor "master" de catre bratul "slave",
- b) realizarea unui control cu "simt" a procesului de lucru (la manipulari, accelerari, coliziuni etc.) printr-o reactie de

- forta (force-feedback) la nivelul "masterului",
- c) realizarea functiei de asigurare la miscari necontrolate, de exemplu oprirea la eliberarea mansei "master",
- d) stabilitate ridicata, independent de viteza de miscare.

4.4. CONSIDERATII PRIVIND CONSTRUCTIA SISTEMELOR HIDRAULICE AUTOMATE ALE MANIPULATORILOR SINCRONE

Manipulatoarele sincrone sunt instalatii "master-slave" care asociaza doua unitati de miscare de acelasi tip nefiind necesar ca acestea sa fie identice. Prima unitate "master" are o miscare comandata de mana operatorului uman, prin conducerea de catre acesta a elementului omolog elementului din lantul "slave" care poarta dispozitivul de prehensiune sau prin atasarea integrala sau partiala a lantului "master" de bratul operatorului. Cea de-a doua unitate "slave" copiaza la scara aceasta miscare efectuand operatii de manipulare.

Daca instalatiile "master-slave" au avut o raspandire mare pana in anii 70, cand au inceput sa piarda teren in favoarea robotilor industriali, manipulatoarele sincrone pastreaza totusi camp larg de aplicatii in domeniul sectoarelor calde si cercetarii submarine.

Comanda manuala sincrona presupune existenta unei legaturi de reactie inversa senzoriala, care sa informeze in mod continuu operatorul uman despre starea lantului "slave" si efectele mediului asupra acestuia. Daca la instalatiile mecanice (cu legatura cinematica intre "master" si "slave") aceasta reactie se realizeaza implicit, la instalatiile servocomandate hidraulic realizarea acesteia presupune circuite suplimentare. Modul de concepere a acestor circuite de reactie difera de la o varianta la alta, ideea respectiva constituind de cele mai multe ori un secret protejat de producator.

In perioada 1986-1989, in cadrul Colectivului interdisciplinar de roboti industriali de la Universitatea tehnica din Timisoara au fost proiectate manipulatoarele sincrone MS-200, MS-500 si MS-1000 avand sarcina maxima de 200, 500 si respectiv 1000 daN. Varianta MS-500 a fost asimilata in fabricatie la IMMUM Baia Mare.

Necesitatea realizarii unor astfel de manipulatoare este determinata de manipularea unei varietati de obiecte de masa

diferita, in activitati specifice circulatiei marfurilor, in cazurile in care dificultatile operatiilor de manipulare impun o comanda manuala, proportionala de calitate ridicata.

In industrie manipuloarele sincrone sunt utilizate indeosebi in sectoare calde pentru a realiza:

-operatii de servire (alimentare/evacuare, incarcare/descarcare, ordonare a obiectelor pe palete, dispozitive de alimentare sau mijloace de transport uzinal), la prese, ciocane, cuptoare, transportoare, depozite, etc.

-operatii de generare a traiectoriei de miscare a unor echipamente tehnologice sau obiecte prelucrate (debavurarea, demaslotarea, curatirea pieselor turnate).

Manipuloarele sincrone se pot utiliza eficient in sectoare de prelucrare la rece pentru servirea utilajelor, curatirea, slefuirea unor repere sau componente, precum si in activitati de vopsire a unor piese agabaritice si emailari.

La stabilirea solutiilor constructive s-au avut in vedere conditiile de munca grele existente in mediul industrial din sectoare calde, conditii in care trebuie totusi asigurata manipulatorului o fiabilitate corespunzatoare. Aceste manipuloare au fost concepute intr-o structura mecanica antropomorfa similara aceleia utilizata la cunoscutele manipuloare Andromat produse de firma franceza Compagnie de signaux et d'entreprises electriques intr-o serie unitara cu 4 tipuri si 12 tipodimensiuni.

Manipuloarele sincrone MS sunt constituite dintr-un mecanism generator de traiectorie cu trei grade de mobilitate, un mecanism de orientare interschimbabil cu unul, doua sau trei grade de mobilitate si un dispozitiv de prehensiune.

Mecanismul generator de traiectorie este conceput in codul structural $R|R|R$ si asigura in varianta stationara volumul maxim spatiului de lucru. El se compune din mecanismul pivotului pe care se afla etajat un mecanism de urmarire ("slave") cu doua grade de mobilitate in planul meridian al spatiului de lucru si care este condus prin comanda proportionala de la un mecanism de pilotare ("master"). Bratul si antebratul mecanismului de urmarire constituie laturile lungi ale unui mecanism pantograf, ceea ce permite transportul paralel al elementului condus si al obiectului manipulat. Caracteristicile tehnico-functionale se pot urmari in fig.4.9.

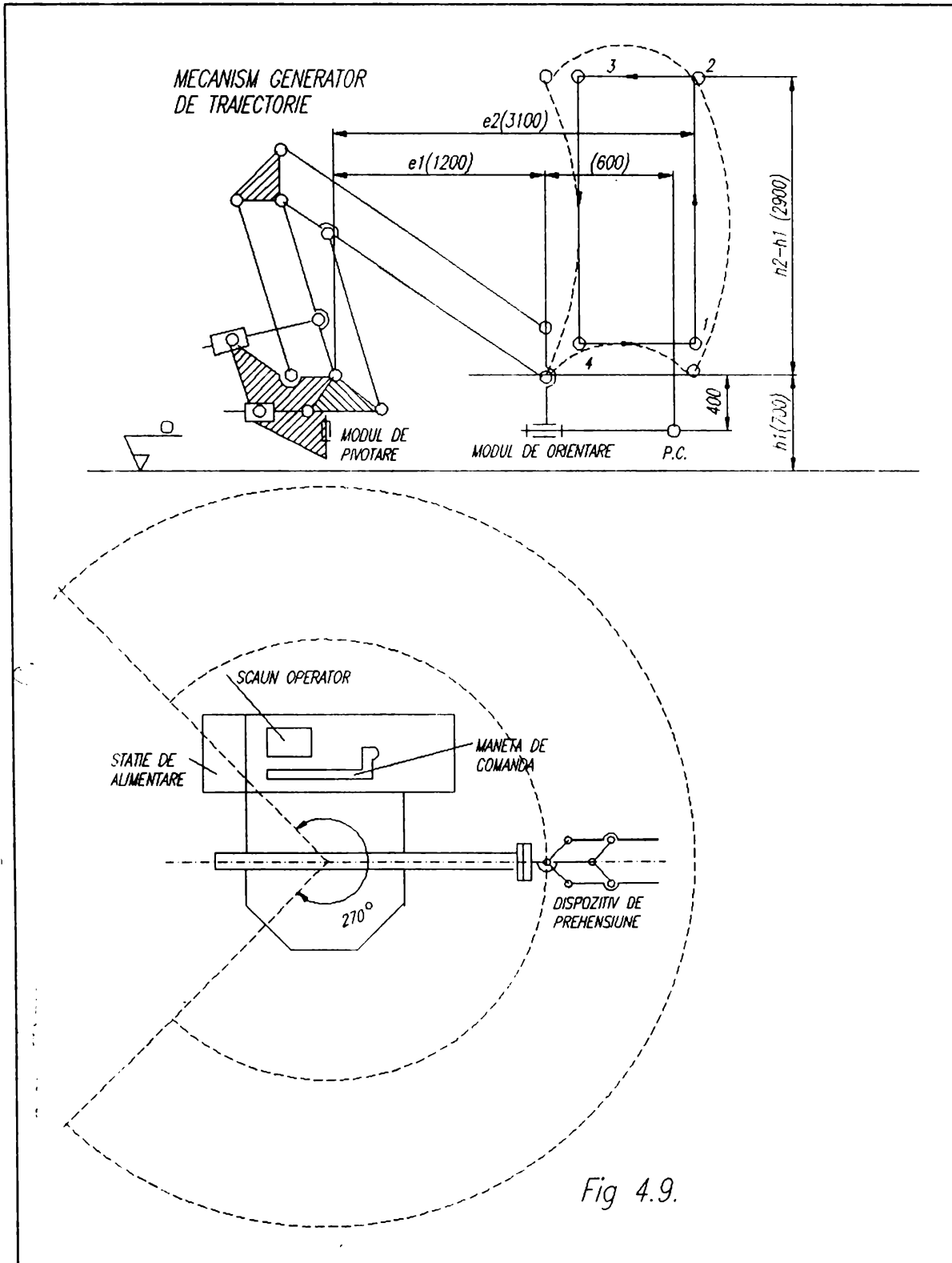


Fig 4.9.

Mecanismul de orientare este sferic avand axele cuplelor conduse ortogonale.

Actionarea manipulatorului este hidraulica. Sistemul hidraulic consta in statia de pompare, acumulator, echipament de distributie, comanda si protectie, retea si motoare volumice

liniare si rotative.

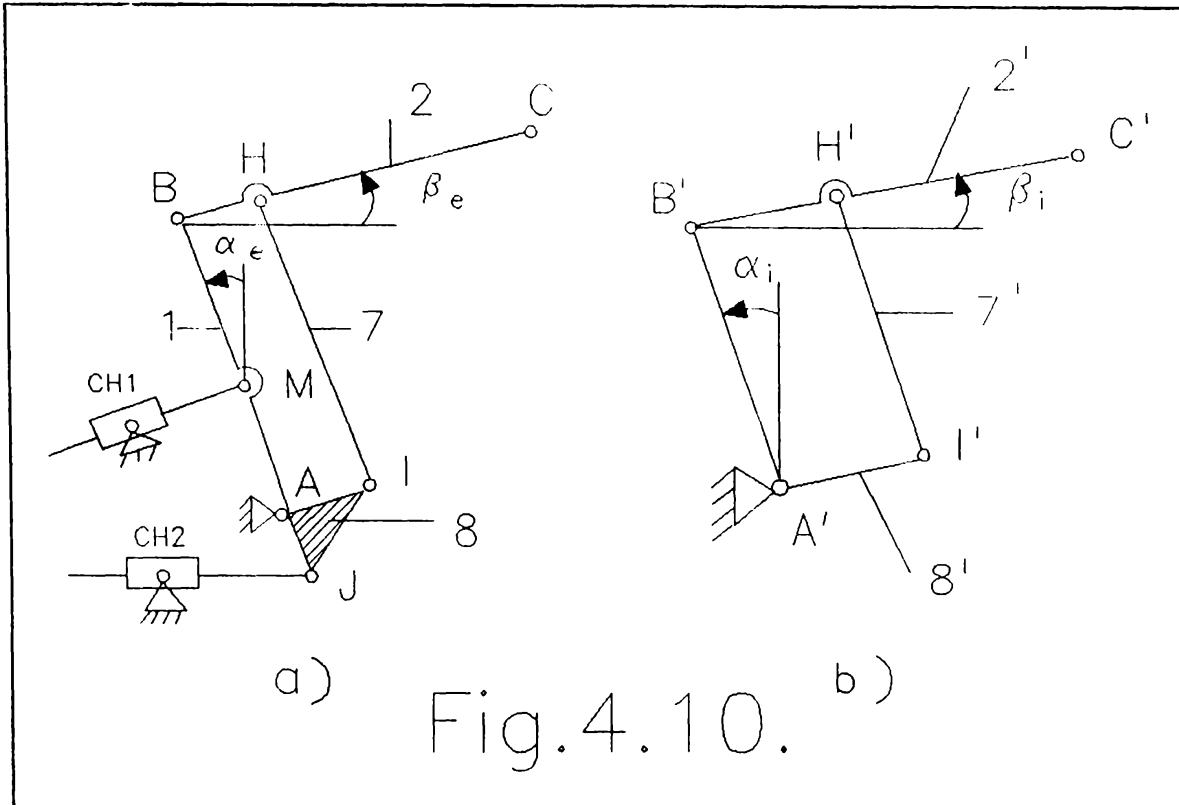
Sistemul electric contine subsistemul de actionare, de control si de protectie generala, doua subsisteme de comparatie cu reactie in bucla inchisa pentru corelarea pozitionala a mecanismului de urmarire cu cel de pilotare si un regulator de viteza pentru modulul de pivotare.

Solidar cu elementul condus al mecanismului de pivotare se gaseste platforma operatorului de pe care operatorul uman are posibilitatea sa conduca punctul caracteristic al manipulatorului in orice zona a spatiului de lucru, in acest scop operatorul avand la dispozitie doua organe de comanda: o mansa asezata in extremitatea mecanismului de pilotare, care contine intrarile sistemului de comanda si o pedala de acceleratie pentru prescrierea vitezei de pivotare dorite.

Actionarea hidraulica a unui manipulator sincron utilizeaza la sarcini mari cilindri hidraulici cu tija unilaterala care consuma debite diferite la deplasarea cu aceeasi cursa si cu aceeasi viteza in cele doua sensuri. Ca urmare, sistemul de comanda trebuie sa asigure corectia de debit in functie de sensurile deplasarilor relative ale elementelor lantului cinematic de comanda.

In constructia manipulatorului sincron, partea supusa comenzii proportionale este lantul cinematic plan din structura mecanismului generator de traiectorie, denumit mecanism de urmarire ("slave"). Acesta este un mecanism patrulater articulata cu doua grade de mobilitate, care deserveste planul meridional al spatiului de lucru de forma sferoidala. Echilibrarea cinetostatica a bratului 1 si a antebratului 2 se realizeaza prin intermediul cilindrilor hidraulici CH_1 respectiv CH_2 (fig.4.10.).

Comanda debitelor necesare in cilindri se prescrie de catre un operator uman care conduce manipulatorul actionand manual asupra unui mecanism de pilotare ("master") (fig.4.10.a)). Intre dimensiunile elementelor corespondente din structura celor doua mecanisme, cel de pilotare si cel de urmarire, s-a acceptat din faza de sinteza un factor de omotetie geometrica (coeficient de sclav). De aceea, conducerea punctelor corespondente C si C' pe traiectorii geometric omotetice presupune includerea celor doua lanturi cinematice in acelasi sistem de comanda proportional. In cadrul acestui sistem mecanismul de pilotare furnizeaza



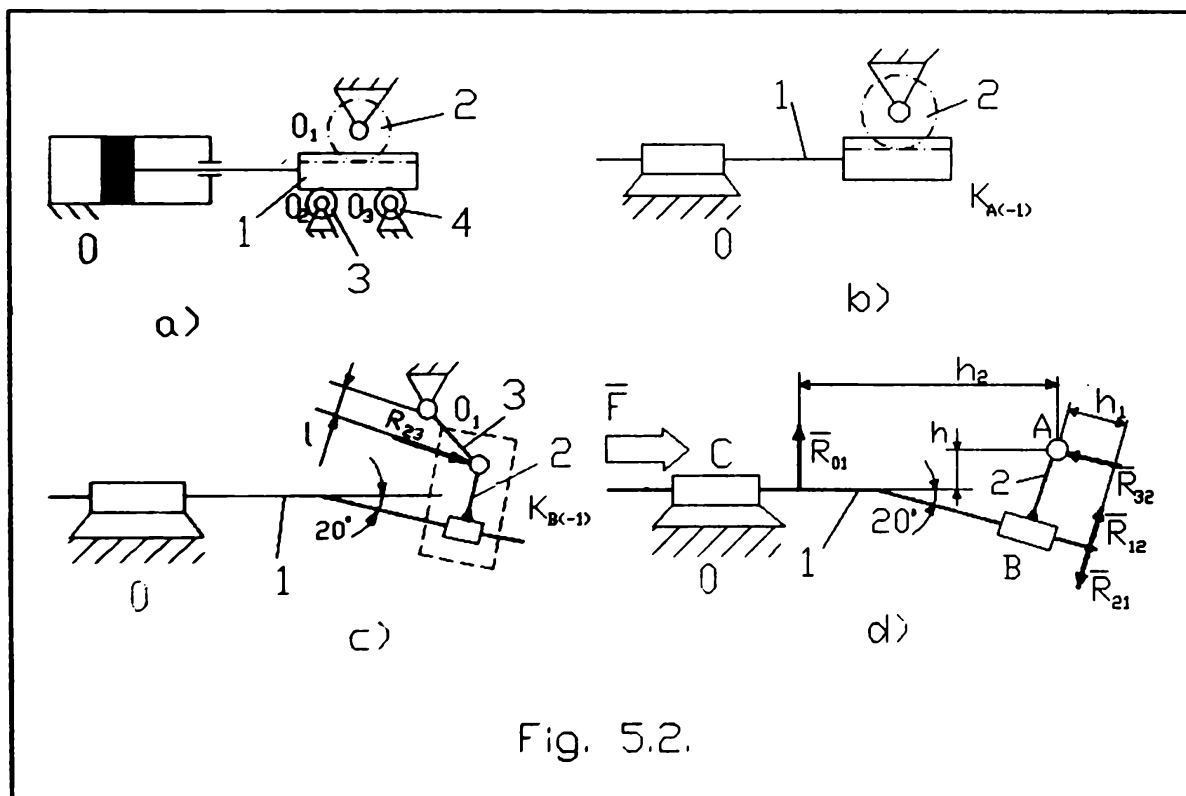
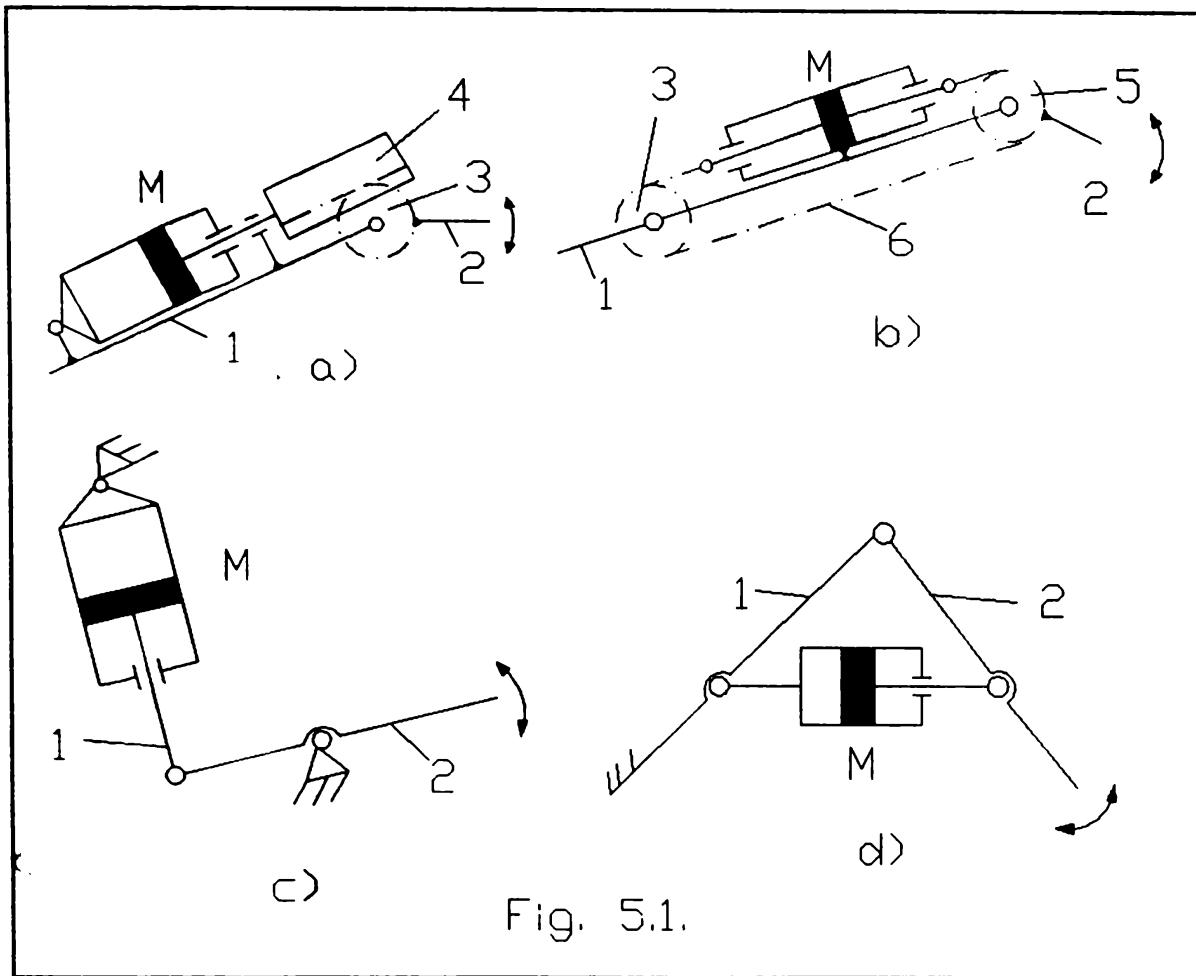
semnalele de intrare, unghiurile de comanda α_i si β_i , iar mecanismul de urmarire executa semnalele de iesire, unghiurile de pseudocomanda α_e si β_e . Aceste unghiuri sunt in cazul deplasarilor omotetice, doua cate doua egale.

CAPITOLUL 5CONTRIBUTII PRIVIND METODELE DE ANALIZA CINETOSTATICA A
MECANISMELOR ACTIONATE HIDRAULIC/PNEUMATIC DIN STRUCTURA
ROBOTILOR INDUSTRIALI SI MANIPULATOARELOR5.1. CONEXIUNI MOTOARE

Datorita simplitatii lor constructive, a fiabilitatii si sigurantei lor in exploatare motoarele hidraulice/pneumatice liniare (cilindri) sunt folosite in constructia robotilor industriali si manipulatorilor nu numai pentru realizarea miscarilor de translatie in cuplele cinematice conducatoare ci si a miscarilor de rotatie, in acest din urma caz ele actionand diverse conexiuni motoare care au rolul de a transforma miscarea. In fig.5.1. sunt prezentate patru astfel de situatii. Miscarea liniara a motorului M este transformata in miscare de rotatie a elementului 2 in raport cu elementul 1 prin intermediul : pinionului 3 si cremalierii 4 (fig.5.1.a)); transmisiei cu lant sau curea dintata 6 si rotile 5 (fig.5.1.b)), situatii in care conexiunile motoare sunt de tipul $K_{A(-1)}$; unei parghii simple (fig.5.1.c)) sau triunghi deformabil (fig.5.1.d)), situatii in care conexiunile motoare sunt de tipul $K_{C(0)}$ (grupe cinematice motoare).

In cazul unei conexiuni motoare $K_{A(-1)}$ de tipul celei prezentate in fig.5.2. calculul cinetostatic al acesteia se poate face fie analizand conexiunea $K_{A(-1)}$ realizata intre flancurile dintilor rotii dintate 2 si cei ai cremalierii 1 (fig.5.2.b)), fie inlocuind conexiunea $K_{A(-1)}$ printr-o conexiune $K_{B(-1)}$ (fig.5.2.c)), obtinand astfel un mecanism izocinetic la care analiza cinetostatica se reduce la analiza conexiunii (grupe cinematice) $K_{C(0)}$ de tip RTT (fig.5.2.d)) formata din elementele 1 si 2 si cuplele de rotatie A si translatie B si C.

Rolele 3 si 4, formeaza fiecare in parte, impreuna cu



cuplele de rotatie O_2 si O_3 , care le leaga de elementul fix si

5.3

cuplele superioare pe care le fac cu cremaliera, conexiuni $K_{B(0)}$, pasive din punct de vedere cinematic, dar necesare pentru preluarea avantajoasa a fortelor de angrenare.

Ecuatiile de echilibru ale grupei RTT (fig.5.2.d) in care actioneaza forta exterioara F creata de motorul liniar (cilindru) sunt urmatoarele:

$$(\Sigma \bar{F}_1) = 0 : F - R_{21} \sin 20^\circ = 0 ; R_{01} - R_{21} \cos 20^\circ = 0 \quad (5.1)$$

$$(\Sigma \bar{M}_{gr})_A = 0 : R_{21} \cdot h_1 + R_{01} \cdot h_2 - F \cdot h = 0 \quad (5.2)$$

$$(\Sigma \bar{M}_2)_A = 0 : R_{21} \cdot h_1 = 0 \Rightarrow h_1 = 0 \quad (5.3)$$

$$(\Sigma \bar{F}_2) = 0 : R_{12} \sin 20^\circ - R_{32} \cos 20^\circ = 0 \quad (5.4)$$

Din ecuatiile (5.1) si (5.4) rezulta:

$$F = R_{32} \cos 20^\circ \quad (5.5)$$

Dar R_{23} (egala si de sens contrar cu R_{32}) trebuie sa creeze un moment fata de O_1 care sa invinga momentul de inertie al elementului 3 (fig.5.2.c)):

$$R_{23} \cdot l \geq M_i \quad (5.6)$$

$$\frac{F}{\cos 20^\circ} \cdot l \geq J_{01} \cdot \varepsilon \quad (5.7)$$

J_{01} fiind momentul de inertie masic iar ε acceleratia unghiulara a elementului 3.

$$\frac{\pi d^2}{4 \cos 20^\circ} \cdot p \cdot l \geq J_{01} \cdot \varepsilon \quad (5.8)$$

Rezulta astfel diametrul cilindrului de actionare:

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{J_{01} \cdot \varepsilon \cdot \cos 20^\circ}{\pi \cdot p \cdot l}} \quad (5.9)$$

Cu precadere miscarile de rotatie sunt realizate prin folosirea conexiunilor motoare RRTR (fig.5.3.), analiza cinetostatica a acestora permitand o determinare in prima aproximatie a marimii motorului de actionare.

Oscilatia elementului 3 este limitata la maximum 2 rad datorita microrarii unghiului de transmitere. Depasirea acestei

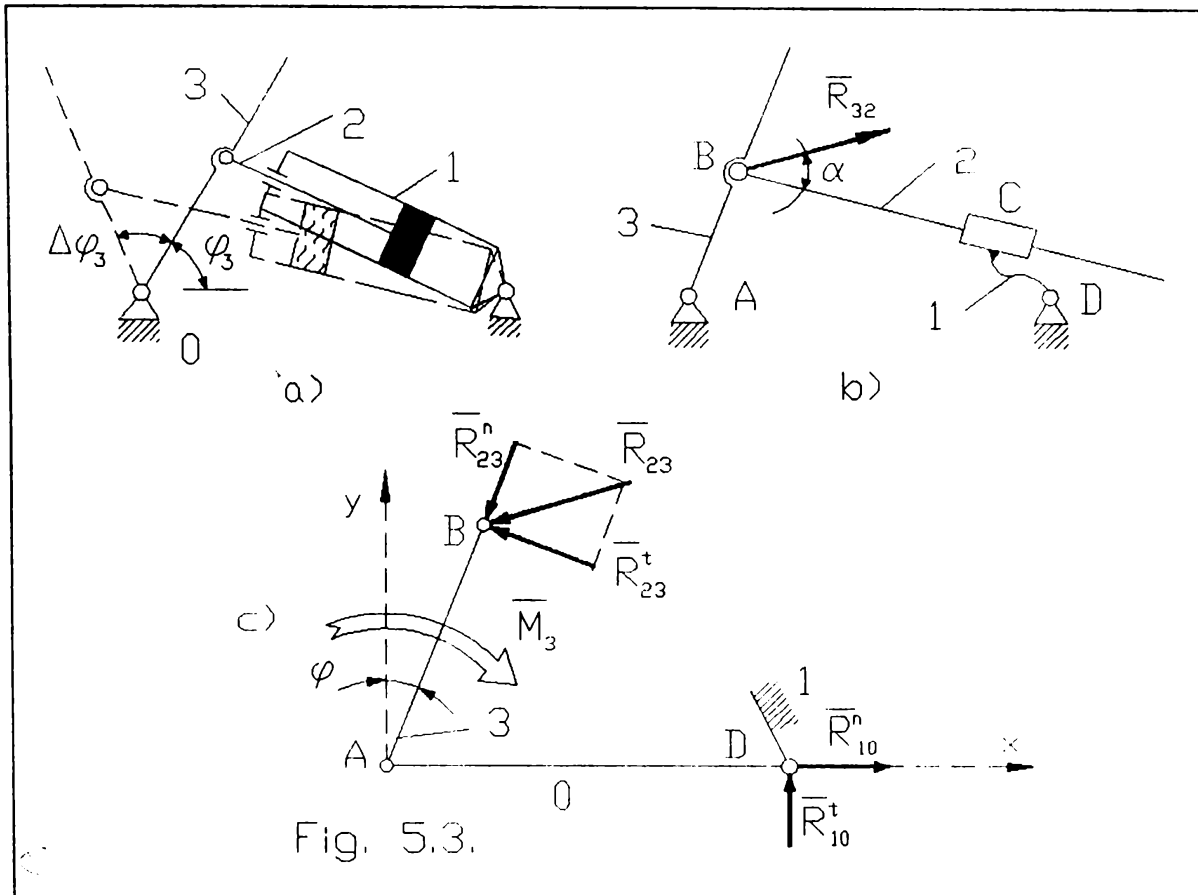


Fig. 5.3.

valori se poate realiza prin utilizarea unor cilindri hidraulici foarte lungi, ceea ce sporeste gabaritul.

Deci unul din criteriile de optimizare a constructiei robotilor industriali este acela al realizarii unor oscilatii cu amplitudini minime intre elementele adiacente aceleiasi cuple cinemate, in conditiile acoperirii unui spatiu de lucru dat.

Prin pastrarea corespunzatoare a miscarii relative vom considera ca elementul 1 este fix si atunci analiza cinetostatica a conexiunii se reduce la analiza unei conexiuni (grupe) RRR, formata din elementele 0 si 3 si cuplele cinemate din B, A si D (fig.5.3.c)). Se scriu ecuatiile de echilibru ale acestei grupe asupra careia actioneaza si un moment exterior M_3 :

$$(\Sigma \bar{M}_3)_A = 0 : M_3 - R_{23}^t \cdot l_3 = 0 \Rightarrow R_{23}^t = \frac{M_3}{l_3} \quad (5.10)$$

$$(\Sigma \bar{M}_0)_A = 0 : R_{10}^t \cdot l_0 = 0 \Rightarrow R_{10}^t = 0 \quad (5.11)$$

$$(\Sigma \bar{F})_g = 0 : -R_{23}^n \sin \varphi - R_{23}^t \cos \varphi + R_{10}^n = 0 ; -R_{23}^n \cos \varphi + R_{23}^t \sin \varphi + R_{10}^t = 0 \quad (5.12)$$

Din ecuatiile (5.11), (5.12) si (5.10) =>:

$$R_{23}^n = R_{23}^t \tan \varphi \quad (5.13)$$

$$R_{23} = R_{32} = \sqrt{(R_{23}^t)^2 + (R_{23}^n)^2} = \frac{M_3}{l_3} \sqrt{1 + \tan^2 \varphi} = \frac{M_3}{l_3 \cos \varphi} \quad (5.14)$$

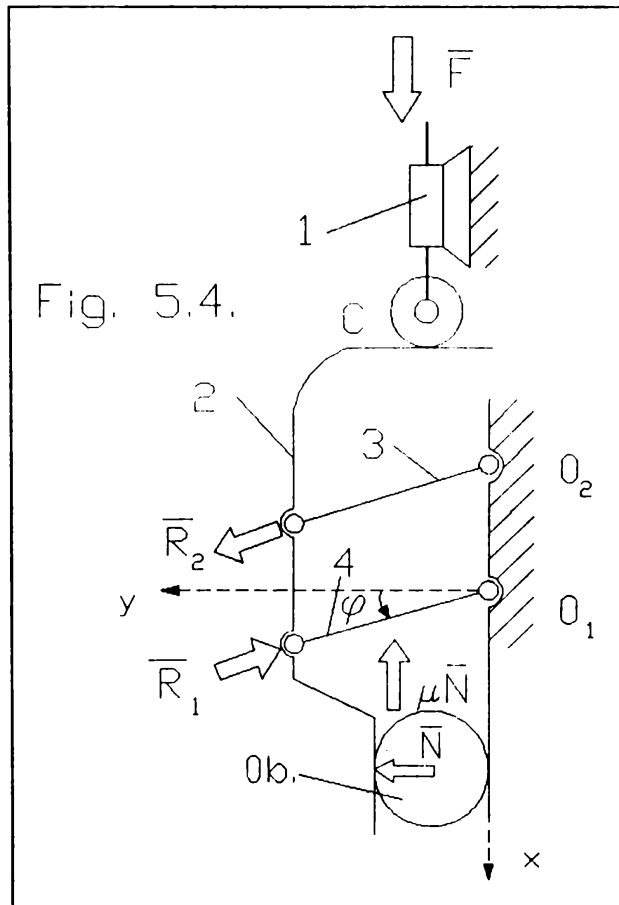
Forța pe care o dezvoltă cilindrul 1 trebuie să depășească proiecția reacțiunii R_{32} în lungul tijei 2:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} p \geq \frac{M_3 \cos \alpha}{l_3 \cos \varphi} \quad (5.15)$$

relație din care rezulta, ținând cont și de presiunea de lucru p , diametrul cilindrului 1 de acționare.

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{M_3 \cos \alpha}{\pi \cdot p \cdot l_3 \cos \varphi}} \quad (5.16)$$

În cazul unui dispozitiv de prehensiune având schema cinematică prezentată în fig. 5.4. degetul 2, pus în mișcare de rototranslație de către cilindrul 1 prin intermediul conexiunii motoare $K_{\Lambda(-1)}$ din C materializată printr-o rola care permite și o mișcare suplimentară în jurul axei, este legat prin balansierele 3 și 4 de partea fixă a dispozitivului. Forța F dezvoltată de cilindru, crează o reacțiune N și o forță de frecare μN între obiectul preluat (O_b) și deget și de asemenea reacțiunile R_1 și R_2 între balansiere și deget, forțe care își fac echilibrul.



$$F - \mu N - (R_1 - R_2) \sin \varphi = 0 \quad (5.17)$$

$$N - (R_1 - R_2) \cos \varphi = 0 \quad (5.18)$$

Impartind relatiile (5.17) si (5.18) se obtine:

$$\frac{F}{N} = \tan \varphi + \mu \quad (5.19)$$

Relatia (5.19) reprezinta caracteristica mecanica a dispozitivului. Reactiunea N care se determina din conditia mentinerii obiectului (Ob) intre bacuri permite determinarea fortei F si o data cu aceasta a diametrului d al cilindrului de actionare:

$$F = \frac{\pi d^2}{4} \cdot p \geq N(\tan \varphi + \mu) \quad (5.20)$$

$$d \geq 2 \sqrt{\frac{N(\tan \varphi + \mu)}{\pi \cdot p}} \quad (5.21)$$

Dispozitivul poate fi conceput dupa aceeasi schema cinematica cu doua degete dispuse la 180° sau cu trei degete dispuse la 120° , reactiunea N impartindu-se in acest caz in doua sau trei parti.

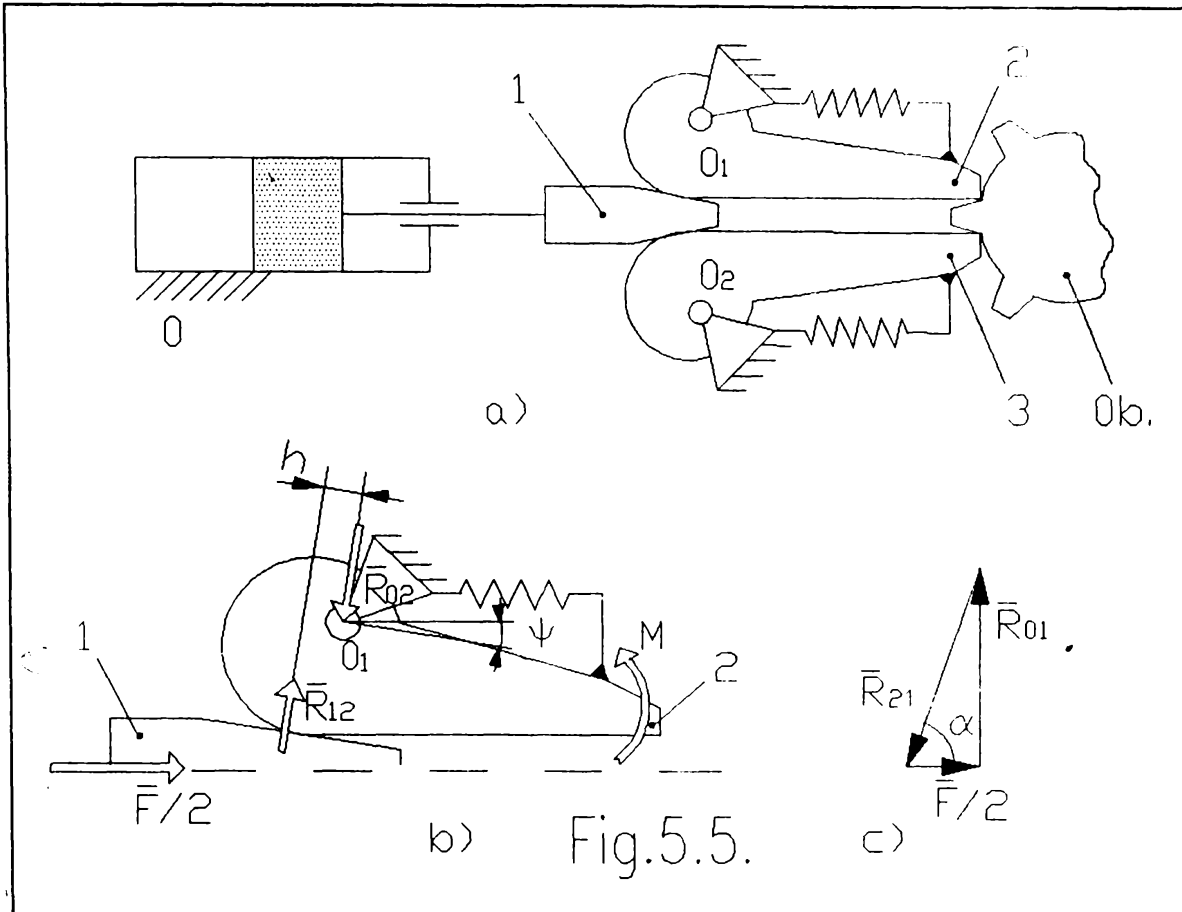
In cazul dispozitivelor de positionare sau centrare cum este cel prezentat in fig.5.5., cilindrul fix 0 prin intermediul tijei profilate 1, care executa o miscare de translatie orizontala, face ca falcile 2 si 3, mobile in jurul articulatiilor O_1 si O_2 sa aduca obiectul (Ob) intr-o pozitie radiala riguros constanta in functie de anumite repere (nervuri) ale acestuia.

Intre elementele 1 si 2 exista o conexiune motoare $K_{\Lambda(1)}$ mecanismul fiind similar cu cel compus dintr-o cama in miscare de translatie (1) si tachtet oscilant (2 si 3). Elementul 2 se afla in echilibru sub actiunea unui moment M , constituit dintr-un moment tehnologic M_t , dependent de greutatea obiectului (Ob), un moment rezultat al fortelor de inertie M_i , un moment elastic M_e rezultat din actiunea arcului si a reactiunilor din cuplele cinematice pe care le formeaza cu elementul 1 si elementul fix 0 (fig.5.5.b)).

$$M = M_t + M_i + M_e \quad (5.22)$$

$$M_{\theta} = M_{\theta_0} + k \cdot f(\psi) \quad (5.23)$$

unde M_{θ_0} este un moment datorat tensionarii initiale a arcului,



k este coeficientul de rigiditate al arcului, iar $f(\psi)$ este o functie de timp prin intermediul unghiului de pozitie al elementului 2.

$$M - R_{12} \cdot h = 0 \Rightarrow R_{12} = \frac{M}{h} = -R_{21} \quad (5.24)$$

$$\bar{R}_{12} + \bar{R}_{02} = 0 \quad (5.25)$$

Elementul 1 se afla in echilibru sub actiunea fortei exterioare F , creata de cilindru si a reactiunilor din cuplele cinematice pe care le formeaza cu elementul 2 (R_{21}) si cilindrul fix (R_{01}) (fig.5.5.c)).

$$\frac{F}{2} = \frac{\pi d^2}{8} \cdot p \geq R_{21} \cos \alpha = \frac{M}{h} \cos \alpha \quad (5.26)$$

Rezulta astfel diametrul cilindrului de actionare d :

$$d \geq 2\sqrt{\frac{2M\cos\alpha}{\pi \cdot h \cdot p}} \quad (5.27)$$

5.2. CALCULUL CINETOSTATIC AL MECANISMELOR ACTIONATE
HIDRAULIC/ PNEUMATIC PRIN METODA CONEXIUNILOR

In structura lanturilor cinematice ale robotilor industriali si manipuloarelor se pot identifica conexiunile motoare care actioneaza cuplele cinematice conducatoare ale acestora. Prin analiza cinetostatica a acestor conexiuni, se pot stabili intr-o prima aproximare tipodimensiunile motoarelor de actionare.

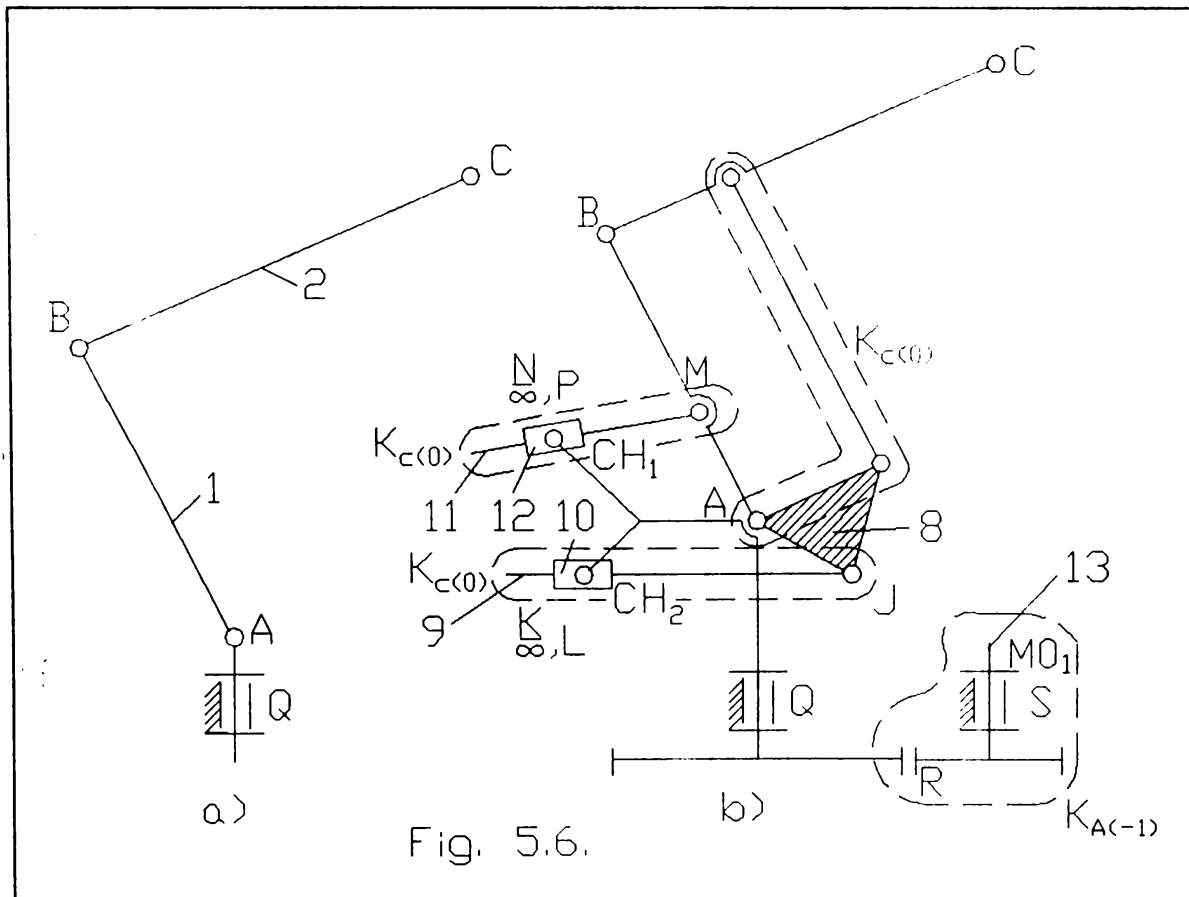


Fig. 5.6.

In cele ce urmeaza se va exemplifica un astfel de calcul pe structura mecanismului generator de traiectorie al unui manipulator sincron de tipul celui prezentat in capitolul anterior. Structura acestui mecanism este de tip RRR, cele trei rotatii realizandu-se in cuplele cinematice conducatoare Q (pivotare), A (rotatie brat 1) si B (rotatie antebrat 2)

(fig.5.6.a)). Prin intermediul a trei conexiuni $K_{C(0)}$, miscarile de rotatie din cuplele cu axe paralele A si B au fost delegate astfel incat actionarea bratului 1 din A se realizeaza prin intermediul cilindrului hidraulic CH_1 , iar actionarea antebratului 2 din B se realizeaza prin intermediul cilindrului hidraulic CH_2 (fig.5.6.b)). Calculul cinetostatic, necesar pentru alegerea motoarelor hidraulice de actionare, se reduce astfel la analiza cinetostatica a celor doua conexiuni motoare $K_{C(0)}$: JU9UK/ ∞ U10UL si MU11UN/ ∞ U12UP, ambele actionate de cate un cilindru hidraulic (10 respectiv 12) si a conexiunii $K_{A(1)}$ RU13US actionata de catre un motor hidraulic orbital MO_1 .

5.2.1. CINETOSTATICA CONEXIUNII JU9UK/ ∞ U10UL (fig.5.7.)

Cursa cilindrului de actionare 10 este data de relatia:

$$C_9 = l_{AJ} \frac{\cos \beta_{\max} - \cos \beta}{\sin \varphi} \quad (5.28)$$

unde:

$$\varphi = \arctan \frac{l_{AJ} (\cos \beta_{\max} - \cos \beta)}{y_L + l_{AJ} \sin \beta} \quad (5.29)$$

Cursa va avea valoarea maxima cand $\beta = \beta_{\max}$:

$$C_{9_{\max}} = 2l_{AJ} \sin \beta_{\max} \quad (5.30)$$

Derivand relatia (5.28) rezulta viteza tijei 9 in raport cu cilindrul hidraulic 10:

$$\dot{C}_9 = \beta l_{AJ} \frac{\sin \beta}{\sin \varphi} - \dot{\varphi} C_9 \frac{\cos \varphi}{\sin \varphi} \quad (5.31)$$

Fora axiala necesara a fi dezvoltata de cilindrul hidraulic 10 in tija sa 9 trebuie sa invinga reactiunea $R_{9,8}^J$ dintre elementele 9 si 8 in cupla J, reactiune rezultata in urma calculului cinetostatic complet al mecanismului generator de traiectorie al manipulatorului sincron, calcul prezentat in [V.3.].

$$F_K^{ax} = R_{9,8}^J \cos(\varepsilon - \varphi) \quad (5.32)$$

unde ε este unghiul acestei reactiuni cu orizontala.

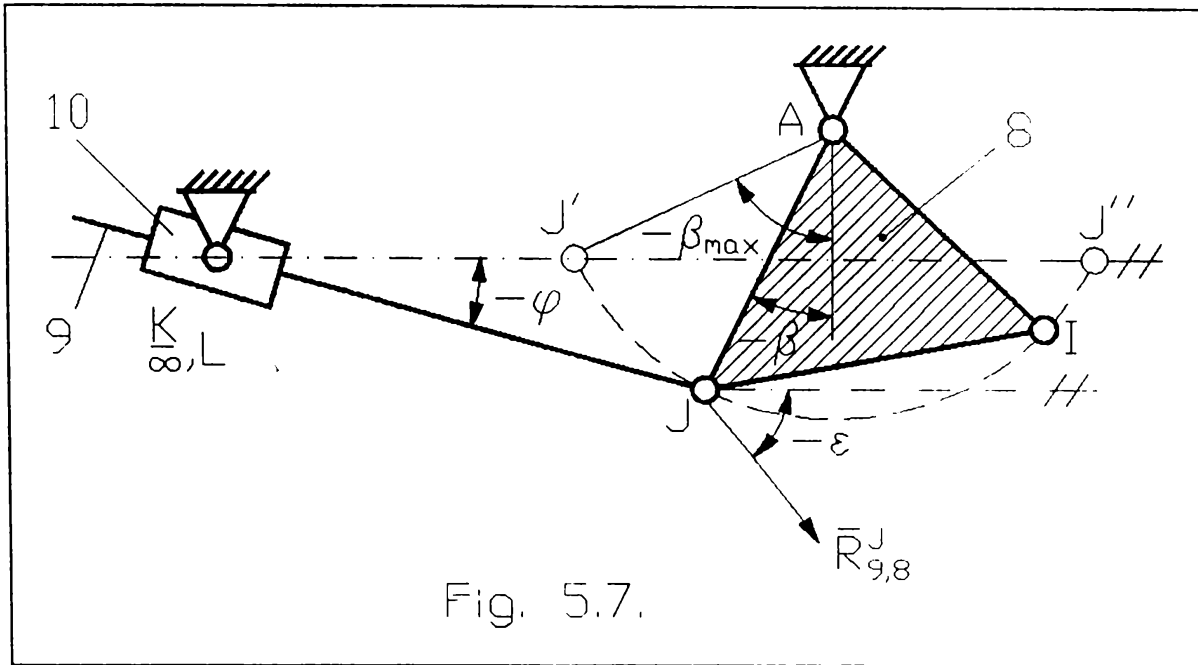


Fig. 5.7.

Cunoscand forta axiata se poate determina diametrul cilindrului hidraulic 10:

$$d_{10} \geq \sqrt{\frac{4 F_K^{ax}}{\pi \cdot p}} \quad (5.33)$$

unde p este presiunea uleiului din cilindru.

Cunoscand viteza de deplasare a tijei 9 si diametrul cilindrului hidraulic 10 se poate determina debitul de ulei necesar pentru actionarea acestuia:

$$Q_{10_{max}} = \dot{C}_{9_{max}} \frac{\pi d_{10}^2}{4} \quad (5.34)$$

5.2.2. CINETOSTATICA CONEXIUNII MU11UN/∞U12UP (fig.5.8.)

Cursa cilindrului de actionare 12 este data de relatia:

$$C_{11} = l_{AM} \frac{\cos \alpha - \cos \alpha_{max}}{\sin \psi} \quad (5.35)$$

unde:

$$\psi = \arctan \frac{l_{AM} (\cos \alpha - \cos \alpha_{max})}{y_N - l_{AM} \sin \alpha} \quad (5.36)$$

Cursa are valoare maxima cand $\alpha = \alpha_{max}$.

$$C_{11_{\max}} = 2l_{AM} \sin \alpha_{\max} \quad (5.37)$$

Derivand relatia (5.35) rezulta viteza tijei 11 in raport cu cilindrul hidraulic 12:

$$\dot{C}_{11} = \alpha l_{AM} \frac{\sin \alpha}{\sin \psi} - \psi C_{11} \frac{\cos \psi}{\sin \psi} \quad (5.38)$$

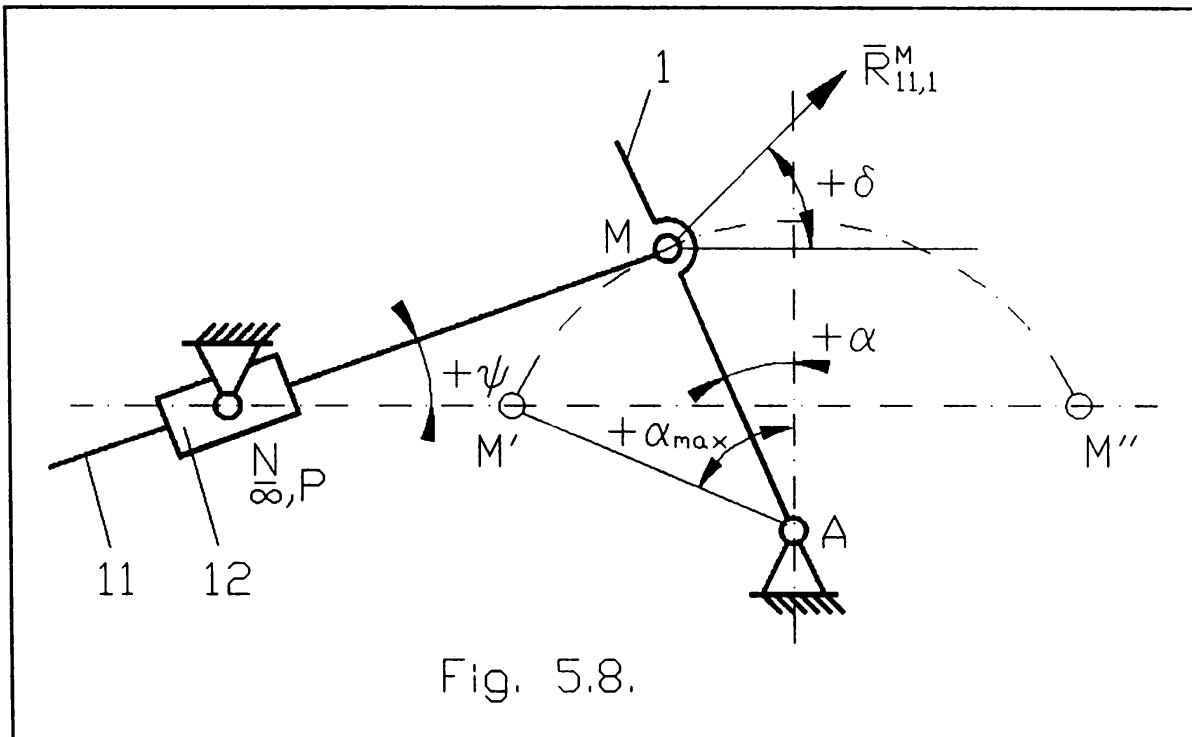


Fig. 5.8.

Forța axială necesară a fi dezvoltată de cilindrul hidraulic 12 în tija sa 11 trebuie să învingă reacțiunea $R_{11,1}^M$ dintre elementele 11 și 1 în cupla M, reacțiune rezultată în urma aceluiași calcul prezentat în [V.3.].

$$F_N^{ax} = R_{11,1}^M \cos(\delta - \psi) \quad (5.39)$$

unde δ este unghiul acestei reacțiuni cu orizontală.

Cunoscând forța axială se poate determina diametrul cilindrului hidraulic 12:

$$d_{12} \geq \sqrt{\frac{4 F_N^{ax_{\max}}}{\pi \cdot p}} \quad (5.40)$$

unde p este presiunea uleiului din cilindru.

Cunoscând viteza de deplasare a tijei 11 și diametrul cilindrului hidraulic 12 se poate determina debitul de ulei necesar pentru acționarea acestuia:

$$Q_{12_{\max}} = \dot{C}_{11_{\max}} \frac{\pi d_{12}^2}{4} \quad (5.41)$$

5.2.3. CINETOSTATICA CONEXIUNII RU13US (fig.5.9.)

In acest paragraf este prezentat un calcul simplificat al momentului de pivotare care determina o predimensionare a motorului hidraulic de actionare MO_1 a modului de pivotare al manipulatorului sincron.

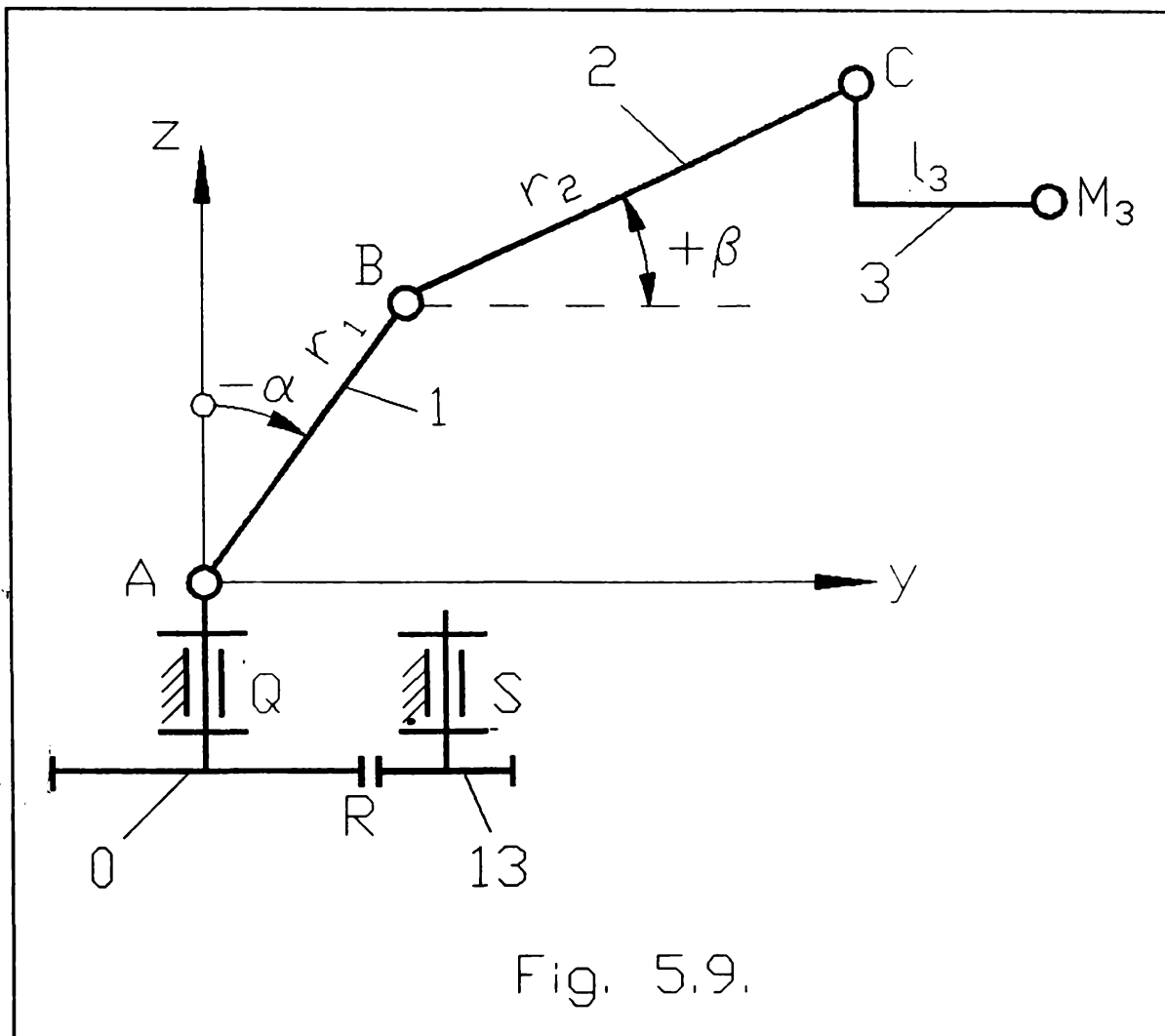


Fig. 5.9.

Raportul de transmitere intre roțile dintate 0 și 13 este:

$$i_{0,13} = \frac{M_0}{\eta \cdot M_s} \quad (5.42)$$

unde η este randamentul mecanic al transmisiei cu roți dintate, M_s reprezintă momentul nominal al hidromotorului orbital care

antreneaza cupla S, iar M_0 este momentul de pivotare care se poate exprima cu relatia:

$$M_0 = \dot{\omega}_{\max} \cdot \frac{4}{3} m_G Y_G^2 \quad (5.43)$$

$\dot{\omega}_{\max}$ fiind acceleratia unghiulara de pivotare maxima admisa, m_G fiind compusa din masa bratului 1 (m_1), masa antebratului 2 (m_2) si masa dispozitivului de orientare si prehensiune 3 la care se adauga si masa obiectului manipulat (m_3):

$$m_G = m_1 + m_2 + m_3 \quad (5.44)$$

iar Y_G reprezentand proiectia centrului de masa al sistemului dupa o axa y perpendiculara pe axa de pivotare z.

$$Y_G = \frac{m_1 Y_1 + m_2 Y_2 + m_3 Y_3}{m_G} \quad (5.45)$$

Dezvoltand aceasta relatie se obtine:

$$Y_G = \frac{-m_1 \frac{r_1}{2} \sin \alpha_{\max} + m_2 \left(\frac{r_2}{2} \cos \beta_{\max} - r_1 \sin \alpha_{\max} \right) + m_3 e_{M_3 \max}}{m_G} \quad (5.46)$$

unde:

$$e_{M_3 \max} = -r_1 \sin \alpha_{\max} + r_2 \cos \beta_{\max} + l_3 \quad (5.47)$$

Un calcul complet al actionarii acestui modul, care tine cont atat de fortele rezistente dependente de miscarea de pivotare (centrifuge, coriolis, de accelerare) cat si de cele independente de aceasta miscare (gravitationale, tehnologice, de frecare), toate acestea contribuind la o dimensionare corespunzatoare a lagarului de pivotare, este prezentat in lucrarile [M.13.] si [V.5.].

5.3. CALCULUL CINETOSTATIC AL MECANISMELOR ACTIONATE HIDRAULIC/PNEUMATIC PRIN METODA SUPRAPUNERII EFECTELOR

Aceasta metoda presupune identificarea in schemele cinematice ale robotilor/manipolatoarelor a unor lanturi cinematice partiale legate in paralel, fiecare indeplinind cate o functie cinematica bine determinata. Prin legaturile lor aceste lanturi se interconditioneaza cinetostatic, metoda

permitand evaluarea acestei interconditionari prin abordarea calculelor intr-o anumita ordine.

Pentru a exemplifica aceasta metoda folosim schema cinematica a mecanismului de urmarire al unui manipulator sincron (fig.5.10.a)). In componenta acestuia se pot distinge doua mecanisme partiale: un mecanism partial I care asigura deplasarea punctului caracteristic (C) al antebratului 2 pe traiectoria dorita (mecanism trasat cu linie continua) si un mecanism partial II, care este un mecanism dublu paralelogram si care asigura transportul paralel al elementului condus 3 oricare ar fi pozitia lui (C) pe traiectorie (mecanism trasat cu linie intrerupta).

Acceleratiile fiind mici in comparatie cu acceleratia gravitacionala, se admite aproximatia, ca sistemul fortelor exterioare care incarca mecanismul consta din greutatile G_1 si G_2 ale bratului 1 respectiv antebratului 2 si din sarcina F , care reprezinta rezultanta fortelor de greutate ale mecanismului de orientare, dispozitivului de prehensiune si obiectului manipulat, forta care incarca mecanismul partial II cu un moment M_3 .

Astfel calculul cinetostatic poate fi efectuat separat pentru cele doua mecanisme partiale, reactiunile din cuplele cinematice urmand sa se determine prin suprapunerea efectelor in punctele lor de jonctiune.

Torsorul de reducere a sarcinii la punctul (C), consta deci dintr-o forta F , aplicata in (C) asupra mecanismului partial I si dintr-un moment M_3 care incarca mecanismul partial II.

5.3.1. CINETOSTATICA MECANISMULUI PARTIAL I

Acest mecanism, reprezentat in echilibru cinetostatic in fig.5.10.b), este alcatuit din elementele de intrare 1 si 8 si din grupa structurala de clasa a 2-a BU2UHU7UJ. Avem urmatoarele ecuatii de echilibru de forte si momente:

$$(\Sigma F)_{gT}=0 : R_{12y}=R_{87}\sin\alpha ; R_{12z}=R_{87}\cos\alpha -F-G_2 \quad (5.48)$$

$$(\Sigma M_1)_A=0 : M_{1I}+R_{21y}\cdot l_1\cos\alpha -R_{21z}\cdot l_1\sin\alpha +G_1\cdot \frac{l_1}{2}\sin\alpha =0 \quad (5.49)$$

unde:

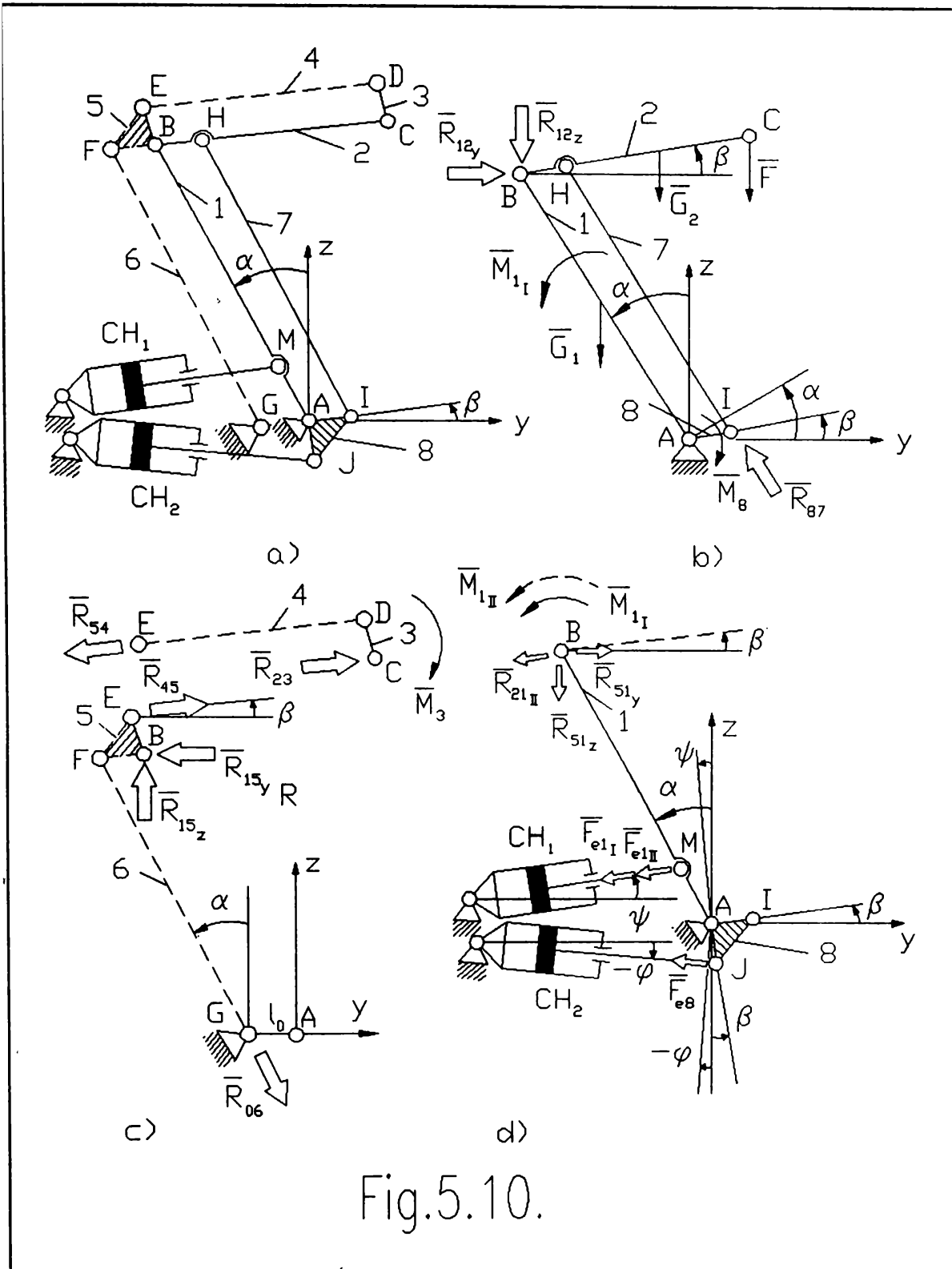


Fig.5.10.

$$R_{21y} = -R_{12y} = -R_{87} \sin \alpha ; R_{21z} = -R_{12z} = -R_{87} \cos \alpha + F + G_2 \quad (5.50)$$

Inlocuind relati (5.50) in (5.49) rezulta momentul de echilibrare al bratului 1 ca prim element de intrare al mecanismului partial I:

$$M_{1_I} = (F + \dot{G}_2 - \frac{G_1}{2}) \cdot l_1 \sin \alpha \quad (5.51)$$

Din conditia echilibrului de momente pe elementul 8 in raport cu cupla A:

$$(\Sigma M_8)_A = 0 : M_8 - R_{87} \cdot l_{AI} \cos(\alpha - \beta) = 0 \quad (5.52)$$

rezulta momentul de echilibrare al celui de al doilea element de intrare al mecanismului partial II:

$$M_8 = R_{87} \cdot l_{AI} \cos(\alpha - \beta) \quad (5.53)$$

Reactiunea elementului 8 asupra elementului 7 (R_{87}), intalnita in relatiile precedente are directia elementului 7 deoarece acest element este de masa neglijabila.

Aceste momente de echilibrare se realizeaza prin intermediul cilindrilor hidraulici CH_1 si CH_2 (fig.5.10.d), fortele de echilibrare dezvoltate de acestia fiind:

$$F_{e_{1_I}} = \frac{M_{1_I}}{e_1} ; F_{e_8} = \frac{M_8}{e_8} \quad (5.54)$$

unde e_1 si e_8 sunt bratele fortelor de echilibrare:

$$e_1 = l_{AM} \cdot \cos(\alpha - \psi) ; e_8 = l_{AJ} \cdot \cos(\beta - \varphi) \quad (5.55)$$

unde ψ si φ sunt functiile de comanda ale mecanismului de urmarire exprimate cu ajutorul relatiilor (5.36) si (5.29).

5.3.2. CINETOSTATICA MECANISMULUI PARTIAL II

Acest mecanism este alcatuit din doua grupe structurale: CU3UDU4UE si BU5UFU6UG (fig.5.10.c)).

Din ecuatie de echilibru a momentelor ce actioneaza asupra primei grupe in raport cu punctul C:

$$(\Sigma M)_C = 0 : M_3 - R_{54} \cdot l_3 \cos \beta = 0 \quad (5.56)$$

rezulta modulul reactiunii elementului 5 asupra elementului 4:

$$R_{54} = \frac{M_3}{l_3 \cdot \cos \beta} \quad (5.57)$$

Din ecuatie de echilibru de forte a grupei rezulta ca

reactiunea elementului 2 asupra elementului 3 este:

$$R_{23} = -R_{54} = R_{45} = -\frac{M_3}{l_3 \cos \beta} \quad (5.58)$$

Scriind ecuatia de echilibru a momentelor ce actioneaza asupra celei de-a doua grupe in raport cu punctul B:

$$(\Sigma M)_B = 0 : R_{45} \cdot l_3 \cos \beta - R_{06} \cdot l_0 \cos \alpha = 0 \quad (5.59)$$

rezulta reactiunea elementului fix asupra elementului 6:

$$R_{06} = \frac{R_{45} \cdot l_3 \cos \beta}{l_0 \cos \alpha} = -\frac{M_3}{l_0 \cos \alpha} \quad (5.60)$$

Ecuatia de echilibru de forte ce actioneaza asupra aceleiasi grupe permite calculul componentelor reactiunii elementului 1 asupra elementului 5:

$$R_{15_y} = R_{45} \cos \beta + R_{06} \sin \alpha ; R_{15_z} = R_{45} \sin \beta - R_{06} \cos \alpha \quad (5.61)$$

5.3.3. SUPRAPUNEREA EFECTELOR

Mecanismul partial II incarca primul mecanism si motoarele acestuia prin intermediul punctelor de jonctiune C si B.

In punctul C actioneaza reactiunea elementului 2 asupra elementului 3 data de relatia (5.58). Aceasta forta se propaga in lungul elementului 2, actionand in punctul B asupra bratului 1 (fig.5.10.d)):

$$R_{21_{II}} = -R_{23} = R_{54} = \frac{M_3}{l_3 \cos \alpha} \quad (5.62)$$

Tot in punctul B actioneaza asupra bratului 1 reactiunea elementului 5 de componente:

$$R_{51_y} = -R_{15_y} = R_{54} \cos \beta - R_{06} \sin \alpha ; R_{51_z} = -R_{15_z} = R_{54} \sin \beta + R_{06} \cos \alpha \quad (5.63)$$

Pentru echilibrarea bratului 1, supus la incarcările date de relatiile (5.62) si (5.63), este necesar un moment de echilibrare, dat de relatia de echilibru a momentelor ce actioneaza asupra sa in raport cu punctul A:

$$(\Sigma M_1)_A = 0 : M_{1_{II}} + R_{21_{II}} \cdot l_1 \cos(\alpha - \beta) + R_{51_z} \cdot l_1 \sin \alpha - R_{51_y} \cdot l_1 \cos \alpha = 0 \quad (5.64)$$

Inlocuind relatiile (5.62) si (5.63) in (5.64) si tinand cont ca :

$$\cos(\alpha - \beta) = \cos \alpha \cdot \cos \beta + \sin \alpha \cdot \sin \beta \quad (5.65)$$

obtinem:

$$M_{1_{II}} = -2l_1 \cdot \sin \alpha (R_{54} \sin \beta + R_{06} \cos \alpha) \quad (5.66)$$

Tinand seama de expresiile reactiunilor R_{54} si R_{06} , date de relatiile (5.57) si (5.60), avem:

$$M_{1_{II}} = 2M_3 l_1 \left(\frac{1}{I_0} - \frac{\tan \beta}{I_3} \right) \sin \alpha \quad (5.67)$$

Acestui moment îi corespunde forta de echilibrare:

$$F_{e_{1_{II}}} = \frac{M_{1_{II}}}{e_1} \quad (5.68)$$

Elementul de intrare 1 aflat sub actiunea fortelor provenite de la ambele mecanisme parțiale va fi echilibrat de forta:

$$F_{e_1} = F_{e_{1_I}} + F_{e_{1_{II}}} \quad (5.69)$$

forța ce urmează să fie creată de cilindrul hidraulic CH_1 .

Elementul de intrare 8 și cilindrul hidraulic CH_2 care îl acționează nu sunt influențate de încărcarea mecanismului parțial II, astfel încât acest cilindru va crea numai forța de echilibrare a elementului 8 dată de relația (5.54).

CAPITOLUL 6CONTRIBUTII PRIVIND ANALIZA DINAMICA A SERVO SISTEMELOR
ELECTROHIDRAULICE6.1. CONSIDERATII GENERALE

Asa cum reiese si din capitolele anterior prezentate si in componenta servosistemelor electrohidraulice de tip "master-slave" se intalnesc atat comenzi secventiale bipozitionale ale motoarelor de actionare bazate pe principiul "totul sau nimic" cat si comenzi proportionale in cadrul carora elementul central il constituie servovalva electrohidraulica. Servovalva este comandata printr-un semnal electric care activeaza un sistem magnetic (motor de cuplu) ce lucreaza asupra unui plunjer central, caracteristicile sale esentiale fiind o inertie si o neliniaritate reduse, lucru deosebit de important in cadrul actionarilor rapide.

In analiza dinamica a unui servosistem electrohidraulic locul central il ocupa analiza ansamblului servovalva-motor.

6.2. ECUATIA DE FUNCTIONARE A UNUI MOTOR HIDRAULIC LINIAR
(MHL)

Avand in vedere ponderea mai mare a acestor tipuri de motoare in actionarea cuplelor cinematice ale robotilor industriali si manipuloarelor precum si cazul concret al mecanismului generator de traiectorie al manipulatorului sincron prezentat in capitolele anterioare, am considerat necesar intocmirea unui model matematic simplificat prezentat sub forma unui sistem de ecuatii diferentiale neliniare, care sa descrie functionarea unui astfel de motor.

Functionarea motorului liniar (fig.6.1.) este dedusa din legea conservarii masei fluidului prezent in ambele camere ale

acestua.

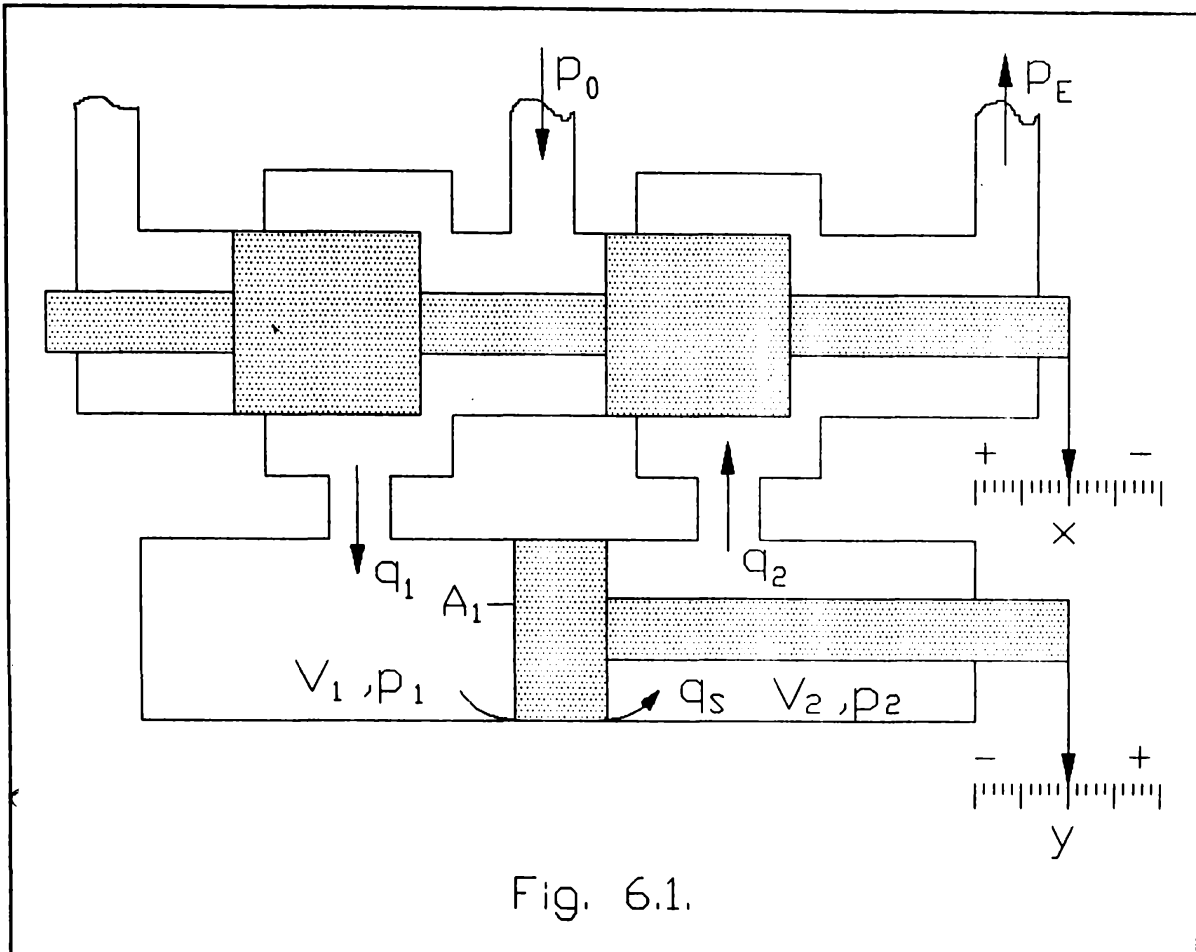


Fig. 6.1.

Pentru camera de volum V_1 , variatia masei fluidului se scrie:

$$\frac{d}{dt}(\rho V_1) = \rho(q_1 - q_s) \quad (6.1)$$

unde ρ [kg/m³] reprezinta densitatea fluidului, q_1 [m³/s] este debitul de intrare in camera de volum V_1 iar q_s este debitul scurs (pierdut) intre cele doua camere ale motorului. Dezvoltand (6.1):

$$\rho \frac{dV_1}{dt} + V_1 \frac{d\rho}{dt} = \rho(q_1 - q_s) \quad (6.2)$$

Introducand coeficientul de compresibilitate χ la o temperatura constanta:

$$\frac{dp}{\chi} = \frac{d\rho}{\rho} \quad (6.3)$$

unde p reprezinta presiunea si ρ densitatea fluidului in camera in care se afla: p_1, ρ_1 pentru camera 1 si p_2, ρ_2 pentru camera 2.

6.3

Inlocuind (6.3) in (6.2) pentru camera de volum V_1 , se obtine:

$$\frac{V_1}{\chi} \dot{p}_1 = q_1 - q_s - \dot{V}_1 \quad (6.4)$$

unde p_1 reprezinta derivata in raport cu timpul a presiunii in prima camera a motorului. In mod similar, pentru cea de-a doua camera bilantul masei fluidului face sa consemnam ca debitul fluidului intrat este q_1 si debitul iesit este q_2 . Astfel avem:

$$\frac{d}{dt} (\rho V_2) = \rho (q_s - q_2) \quad (6.5)$$

Dezvoltand (6.5) si tinand cont de (6.3), legea de variatie a presiunii in camera de volum V_2 este descrisa prin:

$$\frac{V_2}{\chi} \dot{p}_2 = q_s - q_2 - \dot{V}_2 \quad (6.6)$$

Pe de alta parte, debitul scurs intre cele doua camere depinde de diferenta de presiune intre acestea printr-un coeficient exprimat sub forma unei rezistente de scurgere R_s definita de relatia:

$$q_s = \frac{P_1 - P_2}{R_s} \quad (6.7)$$

Prin ipoteza, se admite ca volumul total al motorului hidraulic este constant si ca variatia volumelor V_1 si V_2 este proportionala cu deplasarea y a pistonului acestuia:

$$\dot{V}_1 + \dot{V}_2 = 0 \quad (6.8)$$

$$\dot{V}_1 = A_1 \dot{y} \quad (6.9)$$

unde A_1 [m²] reprezinta aria fetei 1 a pistonului. In sfarsit in motorul descris forta este proportionala cu diferenta de presiune Δp care exista intre cele doua camere. Neglijand amortizarile hidraulice ale motorului si frecarile care apar, ecuatia de echilibru a fortelor ce actioneaza asupra pistonului se scrie:

$$M\ddot{y} = A_1 (P_1 - P_2) \quad (6.10)$$

unde M reprezinta masa antrenata de tija motorului liniar.

Combinand relatiile (6.4), (6.6), (6.7), (6.8) si (6.9) se obtine:

$$\chi^{-1}V_1\dot{p}_1 = q_1 - \frac{P_1 - P_2}{R_s} - A_1\dot{y} \quad (6.11)$$

$$\chi^{-1}V_2\dot{p}_2 = -q_2 + \frac{P_1 - P_2}{R_s} + A_1\dot{y} \quad (6.12)$$

Notand cu $C_1 = \chi^{-1}V_1$ si $C_2 = \chi^{-1}V_2$ sistemul devine:

$$C_1\dot{p}_1 = q_1 - \frac{P_1 - P_2}{R_s} - A_1\dot{y} \quad (6.13)$$

$$C_2\dot{p}_2 = -q_2 + \frac{P_1 - P_2}{R_s} + A_1\dot{y} \quad (6.14)$$

Intrucat valorile C_1 si C_2 depind de pozitia y a pistonului motorului, sistemul diferential format din ecuatiile (6.13) si (6.14) este neliniar. Pentru descrierea functionarii motorului ecuatiile (6.10), (6.13) si (6.14) sunt insuficiente pentru ca aceste trei ecuatii fac sa apara cinci necunoscute: p_1 , p_2 , q_1 , q_2 si y . Pentru a putea rezolva sistemul trebuie sa tinem seama de ecuatiile care descriu functionarea elementului proportional de distributie (EPD).

6.3. ECUATIA UNUI ELEMENT PROPORTIONAL DE DISTRIBUTIE (EPD)

Aceste elemente sunt in general dispozitive cu patru cai care controleaza simultan in ambele sensuri deplasarea fluidului si debitele q_1 si q_2 ale motorului. Controlul debitelor se obtine efectuand o deplasare a sertarului EPD dupa directia x . In ceea ce urmeaza, sensul $x > 0$ se alege acela care corespunde unui debit $q_1 > 0$. Pentru EPD din figura 6.1. debitele q_1 si q_2 se exprima pentru $x > 0$ astfel:

$$q_1 = \alpha wx \sqrt{p_0 - p_1} \quad (6.15)$$

$$q_2 = \alpha wx \sqrt{p_2 - p_E} \quad (6.16)$$

unde p_E reprezinta presiunea de recuperare a fluidului iesit din

6.5

EDP, α este un coeficient de debit care depinde de natura fluidului, iar w un coeficient care tine cont de sectiunea de deschidere a EPD. Presupunand ca scurgerea de debit in motor, q_s , este neglijabila si ca pentru un EPD a carui orificii sunt perfect simetrice, debitul q_1 este practic egal cu q_2 .

Explicitam acum ecuatiile unui EPD generalizand forma ecuatiilor (6.15) si (6.16). Debitul q_E iese la presiunea p_E dintr-un EPD care controleaza curgerea unui fluid in regim turbulent se exprima prin:

$$q_E = C_D \cdot d \cdot x \sqrt{\rho^{-1} (p_i - p_E)} \quad (6.17)$$

unde ρ este densitatea fluidului, p_i - presiunea cea mai mare la care este expusa una din camerele EPD, p_E - presiunea cea mai joasa, C_D - coeficientul de descarcare ale carui valori depind de natura orificiului EPD, d - diametrul orificiului de iesire din EPD, iar x reprezinta deplasarea plunjerului EPD raportata la pozitia sa centrala pentru care orificiul este obturat.

Introducand diferenta de presiune intre cele doua camere $\Delta p = p_1 - p_2$, neglijand efectele compresibilitatii fluidului in camere, ignorand scurgerea q_s si plasandu-ne in ipoteza $p_E = 0$, debitele EPD cu patru cai din fig.6.1. se descriu prin:

$$q = q_1 = q_2 = \alpha w x \sqrt{2 (p_0 - \Delta p)} \quad (6.18)$$

6.4. ECUATIA SISTEMULUI EPD-MHL SI REZOLVAREA ACESTEIA PRIN METODE NUMERICE (RUNGE-KUTTA)

Pe baza ecuatiilor (6.10), (6.11) si (6.12) care descriu functionarea MHL si a relatiilor (6.15) si (6.16) care descriu functionarea unui EPD se poate forma urmatorul sistem care sa descrie functionarea ansamblului EPD-MHL:

$$M\ddot{y} = A_1 (p_1 - p_2) \quad (6.19)$$

$$\chi^{-1} V_1 \dot{p}_1 = q_1 - \frac{p_1 - p_2}{R_s} - A_1 \dot{y} \quad (6.20)$$

$$\chi^{-1} V_2 \dot{p}_2 = -q_2 + \frac{p_1 - p_2}{R_s} + A_1 \dot{y} \quad (6.21)$$

$$q_1 = \alpha w x \sqrt{p_0 - p_1} \quad (6.22)$$

$$q_2 = \alpha w x \sqrt{p_2 - p_E} \quad (6.23)$$

Sistemul poate fi scris ca un sistem de ecuatii diferentiale neliniare de ordinul 1:

$$\dot{y} = v \quad (6.24)$$

$$\dot{v} = \frac{A_1}{M} (p_1 - p_2) \quad (6.25)$$

$$\dot{p}_1 = -\frac{A_1 \chi}{V_1} v - \frac{\chi}{V_1 R_s} p_1 + \frac{\chi}{V_1 R_s} p_2 + \frac{\alpha w x \chi}{V_1} \sqrt{p_0 - p_1} \quad (6.26)$$

$$\dot{p}_2 = \frac{A_1 \chi}{V_2} v + \frac{\chi}{V_2 R_s} p_1 - \frac{\chi}{V_2 R_s} p_2 - \frac{\alpha w x \chi}{V_2} \sqrt{p_2 - p_E} \quad (6.27)$$

Dar V_1 si V_2 sunt variabile in timp si depind de deplasarea y a pistonului:

$$V_1 = V_0 + A_1 y \quad (6.28)$$

$$V_2 = V_0 - A_1 y \quad (6.29)$$

unde V_0 este jumătate din volumul total al cilindrului motorului. In momentul initial cand $y=0$, $V_1=V_2=V_0$. Folosind (6.28) si (6.29) sistemul format din ecuatiile (6.24)-(6.27) devine:

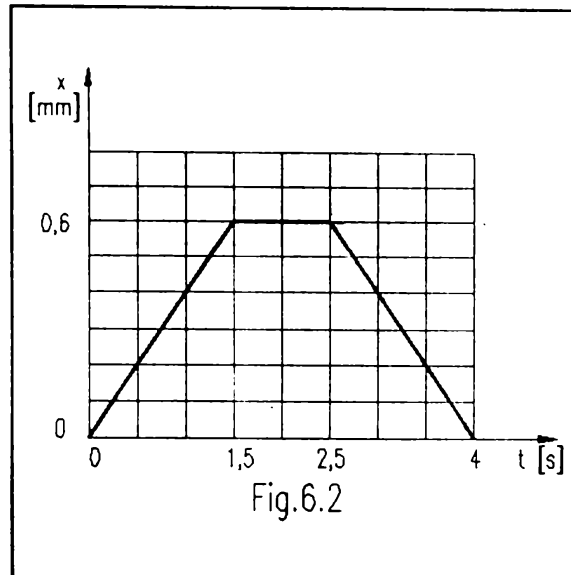
6.7

$$\dot{y}=v \quad (6.30)$$

$$\dot{v}=\frac{A_1}{M}(p_1-p_2) \quad (6.31)$$

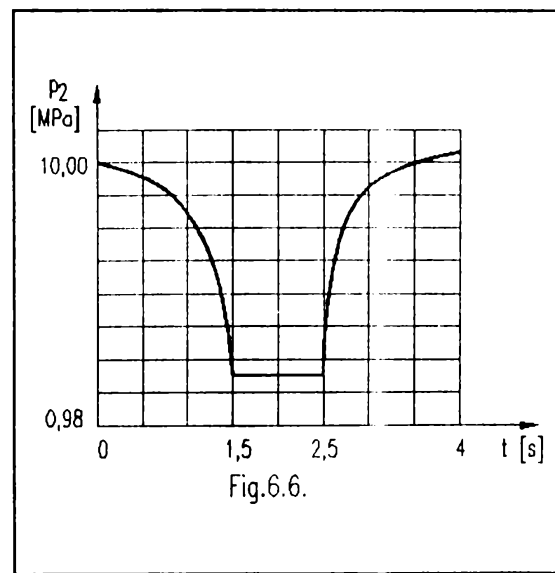
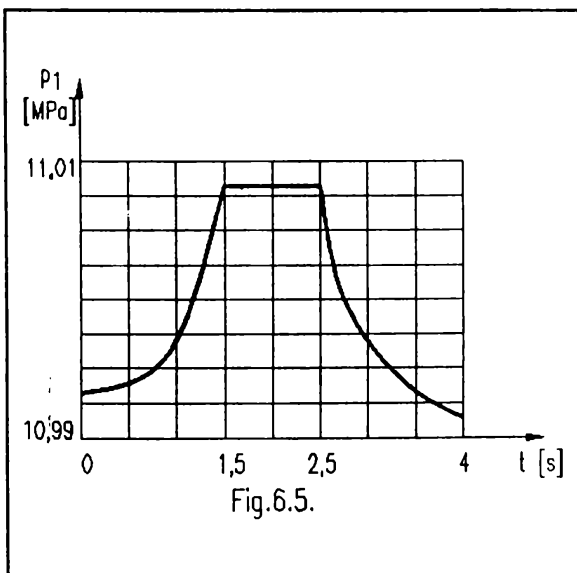
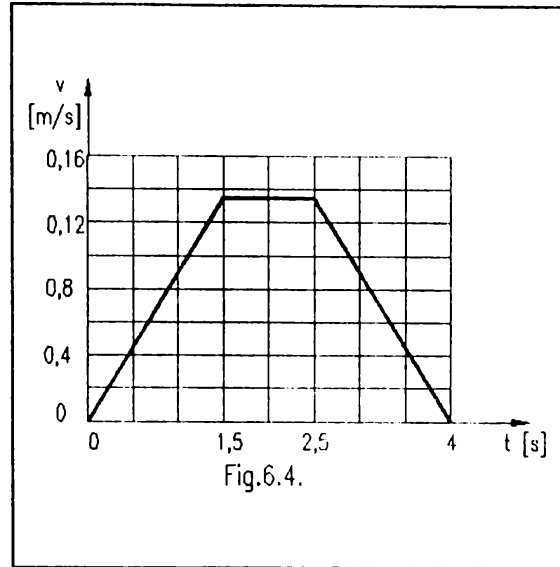
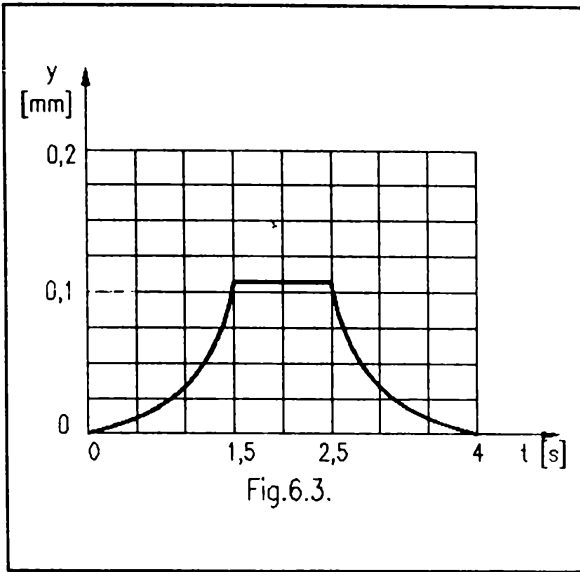
$$\dot{p}_1=-\frac{\chi}{V_0+A_1y}\left[A_1v+\frac{1}{R_s}(p_1-p_2)-\alpha wx\sqrt{p_0-p_1}\right] \quad (6.32)$$

$$\dot{p}_2=-\frac{\chi}{V_0-A_1y}\left[A_1v+\frac{1}{R_s}(p_1-p_2)-\alpha wx\sqrt{p_2-p_E}\right] \quad (6.33)$$



Se pune problema studiului comportarii solutiilor sistemului format din ecuatiile (6.30)-(6.33) pe intervalul de timp t cu pas constant. Considerand cunoscut tabloul corespondentei $x[\text{mm}]\rightarrow t[\text{s}]$ prezentat in fig.6.2. si valorile constantelor $A_1, M, \alpha, \chi, w, R_s, p_0, p_E$, ale echipamentului hidraulic utilizat pentru actionarea lantului cinematic al mecanismului generator de traiectorie al manipulatorului sincron MS-1000 si presupunand ca $y(t_0)=v(t_0)=0$, sistemul poate fi rezolvat numeric obtinandu-se valori aproximative pentru cele patru necunoscute (y, v, p_1, p_2) in nodurile diviziunii.

Rezolvarea numerica a acestui sistem de ecuatii diferentiale neliniare de ordinul 4 prin metoda RUNGE-KUTTA in limbaj C, poate fi urmarita in programul anexat acestui paragraf, iar variatia parametrilor necunoscuti ai sistemului intr-un interval de timp $[0-4\text{s}]$ cu pas de $0,25\text{s}$ este prezentata in fig.6.3-6.6.



```

#include<stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include "rungek.h"
#define N_X 17      /* nr poz sertar */
#define Y10 0       /*-----*/
#define Y20 0       /* conditii */
#define Y30 1.1e7   /* initiale */
#define Y40 1.0e7   /*-----*/
main()
{
    float d_sv[N_X]; /* deplasari sertar sv */
    float t[N_X];    /* timpii corespunzatori */
    float init[4];   /* conditii initiale */
    float pas;       /* pasul de integrare pe subinterval */
    float *s;        /* conditii initiale pe subintervale */
    float *p_int;    /* punctele de integrare pe subintervale */
    float *t_int;
    float *sol;      /* solutii pe subintervale */
    FILE *out;       /* salvare rezultate */
    p_int=(float *)malloc(sizeof(float)*N*N_X);
    t_int=(float *)malloc(sizeof(float)*N*N_X);
    sol  =(float *)malloc(sizeof(float)*4*N*N_X);
    int i,j,k;
    /* initializari */
    t[0]=0;
    t[N_X-1]=4;
    d_sv[0]=0;
    d_sv[N_X-1]=0;
    for(i=1;i<N_X-1;i++)
    {
        t[i]=i*0.25;
        if (i<=6) d_sv[i]=i*0.1;
            else if (i<=10) d_sv[i]=0.6;
                else d_sv[i]=0.6-0.1*(i-10);
    }
    init[0]=Y10;init[1]=Y20;init[2]=Y30;init[3]=Y40;
#ifdef afisare
    /* afisare date initiale */
    printf("-----\n");
    for(i=0;i<=N_X-1;i++)

```

```

    printf("t%02d=%f | x%02d=%f |\n",i,t[i],i,d_sv[i]);
    printf("-----\n");
#endif
    /* rezolva sistemul */
    s=init;
    for(i=1;i<N_X;i++)
    {
        /* rezolva sistemul pe fiecare subinterval */
        pas=(d_sv[i]-d_sv[i-1])/(N-1);    /* pas */
        for(j=0;j<N;j++)    /* stabileste pctele de int pe
subint */
        {
            *(p_int+(i-1)*N+j)=d_sv[i-1]+pas*j;
        }
        /* calculeaza solutiile sist pe subinterval */
        RK(p_int+(i-1)*N,sol+(i-1)*(N)*4,pas,s);
        /* sol pe lim sup a subinterv devine cond init ptr urm
subint */
        s=sol+4*(N*i-1);
    }
    if (!(out=fopen("rez_mh1","w")))
    {
        printf("Cannot open file for writing\n");
        return -1;
    }
    for(i=1;i<N_X;i++)
        for(j=0;j<N;j++)
        {
            t_int[j]=t[i-1]+j*(t[i]-t[i-1])/(N-1);
            fprintf(out, "%6.3f    % # 6 . 3 f
",t_int[j],*(p_int+(i-1)*N+j));
            for(k=0;k<4;k++)
                fprintf(out, "%#6.3f",*(sol+(i-1)*N*4+j*4+k));
            fprintf(out, "\n");
        }
    fclose(out);
    free(p_int);
    free(t_int);
    free(sol);
    return 0;}

```


6.5. SISTEM EPD-MHL LINIARIZAT

Studiind intr-un regim de "semnale slabe" un sistem hidraulic EPD-MHL, este posibil liniarizarea ecuatiilor de functionare. Pentru aceasta, se presupune ca pistonul motorului (fig.6.1.), efectueaza deplasari mici in jurul pozitiei sale $y=0$ ceea ce face ca volumele V_1 si V_2 din cele doua camere sa fie sensibil egale. Notam $\chi^{-1}V_1=C_1=\chi^{-1}V_2=C_2=C=\text{constant}$, iar debitul EPD poate fi descris printr-o lege liniara astfel:

$$q_{1,2} = \frac{\partial q}{\partial x} x + \frac{\partial q}{\partial \Delta p} \Delta p = K_0 x - K_1 \Delta p \quad (6.34)$$

unde q este dat de (6.18).

Combinand: (6.10), (6.13), (6.14), (6.34) si luand $q_1=q_2$, sistemul EPD-MHL liniarizat este descris prin:

$$C\dot{p}_1 = K_0 x - K_1 \Delta p - \frac{\Delta p}{R_s} - A_1 \dot{y} \quad (6.35)$$

$$C\dot{p}_2 = -K_0 x + K_1 \Delta p + \frac{\Delta p}{R_s} + A_1 \dot{y} \quad (6.36)$$

$$\dot{y} = \frac{A_1}{M} \Delta p \quad (6.37)$$

sau

$$\dot{p}_1 = \frac{K_0}{C} x - \frac{K_1}{C} \Delta p - \frac{\Delta p}{C \cdot R_s} - \frac{A_1}{C} \dot{y} \quad (6.38)$$

$$\dot{p}_2 = -\frac{K_0}{C} x + \frac{K_1}{C} \Delta p + \frac{\Delta p}{C \cdot R_s} + \frac{A_1}{C} \dot{y} \quad (6.39)$$

$$\dot{y} = \frac{A_1}{M} \Delta p \quad (6.40)$$

Acest sistem de trei ecuatii diferentiale cu cinci necunoscute: $p_1, p_2, \Delta p, x$ si y admite o dubla infinitate de solutii. Daca se scad primele doua ecuatii se obtine:

$$\Delta \dot{p} = 2 \frac{K_0}{C} x - \frac{2}{C} \left(K_1 + \frac{1}{R_s} \right) \Delta p - 2 \frac{A_1}{C} \dot{y} \quad (6.41)$$

$$\ddot{y} = \frac{A_1}{M} \Delta p \quad (6.42)$$

Acest sistem de doua ecuatii diferentiale cu trei necunoscute: Δp , x si y admite o infinitate de solutii si este echivalent cu urmatoarea ecuatie matriciala:

$$\begin{vmatrix} \Delta \dot{p} \\ \ddot{y} \end{vmatrix} = \begin{vmatrix} -\frac{2}{C} \left(K_1 + \frac{1}{R_s} \right) & -\frac{2}{C} A_1 \\ \frac{A_1}{M} & 0 \end{vmatrix} \cdot \begin{vmatrix} \Delta p \\ \dot{y} \end{vmatrix} + \begin{vmatrix} 2 \frac{K_0}{C} x \\ 0 \end{vmatrix} \quad (6.43)$$

Schema bloc a acestui sistem automat EPD-MHL descris de ecuatie (6.43) este prezentat in fig.6.7.

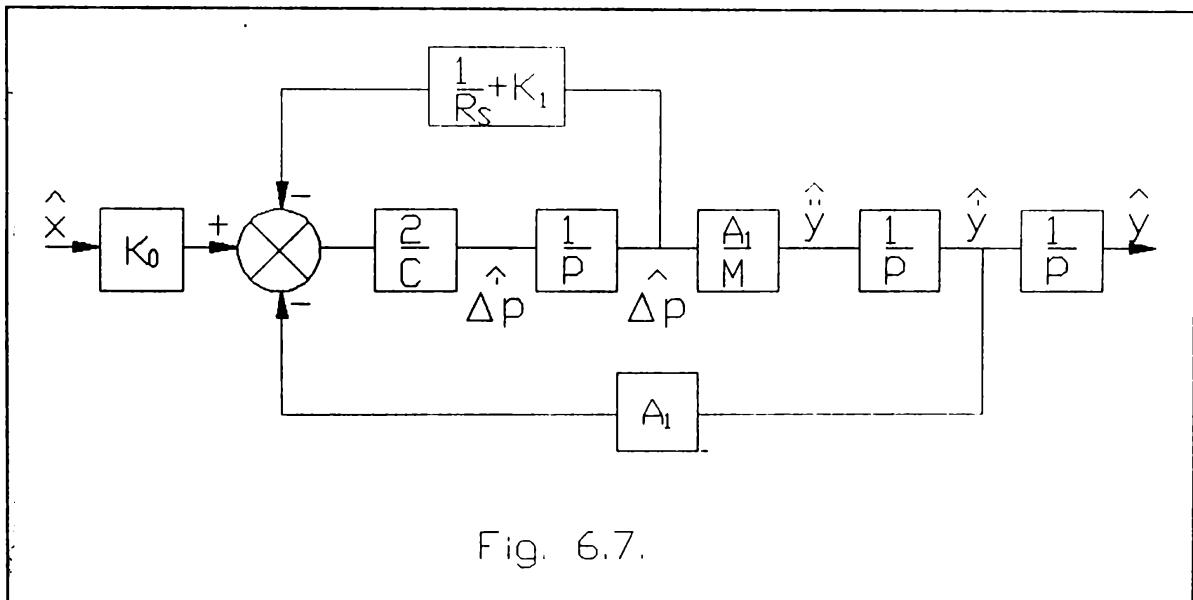


Fig. 6.7.

Aceasta schema arata ca sistemul hidraulic are caracteristicile dependente de masa M , redusa la tija motorului liniar si ca pentru o comanda in treapta a EPD $x=x_0 \cdot u(t)$, acceleratia \ddot{y} este nula la $t=0^+$. Dimpotriva, pentru comenzi impulsionale $x=x_0 \cdot \delta(t)$, acceleratia initiala va fi $2K \cdot x_0 / C \cdot M$. Altfel, acest tip de comanda in impulsuri este eficace si el da un mijloc de estimare a sarcinii motorului printr-o masura a diferentei de presiune Δp .

Functia de transfer care leaga comanda EPD- x de deplasarea y a pistonului MHL se poate deduce din ecuatie matriciala (6.43) sau din schema bloc (fig.6.7.). Ea se exprima printr-o relatie

de gradul 3:

$$T = \frac{\ddot{y}}{x} = \frac{B}{p(p^2 + 2\xi\omega_0 p + \omega_0^2)} \quad (6.44)$$

unde:

$$B = 2 \frac{K_0}{C} \frac{A_1}{M} \quad (6.45)$$

$$\omega_0^2 = \frac{2}{C} \frac{A_1}{M} \quad (6.46)$$

$$\xi = \frac{1}{R_{S_0}} \sqrt{\frac{M}{2CA_1^2}}; R_{S_0} = K_1 + \frac{1}{R_S} \quad (6.47)$$

Aceasta arata ca toti coeficientii lui T depind de sarcina M a motorului ceea ce face sistemul EPD-MHL foarte sensibil la toate variatiile de sarcina. Pentru a diminua acest lucru sistemul trebuie echipat cu contrareactie. Pe de alta parte, EPD cu patru cai (fig.6.1.) este construit astfel ca pentru pozitia $x=0$ a sertarului cele patru orificii sa fie usor deschise. Aceasta particularitate face sa dispara pragurile in comanda EPD, ceea ce afecteaza coeficientul K_1 . Din aceasta cauza se ajusteaza deschiderea EPD in pozitia $x=0$, ceea ce este posibil modificand coeficientul de amortizare propriu al sistemului hidraulic.

CAPITOLUL 7OPTIMIZAREA PROIECTARII INSTALATIILOR HIDRAULICE/PNEUMATICE
DE ACTIONARE A ROBOTILOR INDUSTRIALI7.1. ALGORITMI PENTRU PROIECTAREA SI IMPLEMENTAREA UNEI
INSTALATII HIDRAULICE/PNEUMATICE DE ACTIONARE

Desi robotii industriali sunt utilaje deosebit de complexe si proiectarea acestora necesita o colaborare interdisciplinara, instalatiile hidraulice/pneumatice de actionare a acestora pot fi concepute pe baza unei metodici unitare si sistematice a carui schema logica de derulare, rezultata ca urmare a experientei acumulate cu ocazia proiectarii si realizarii diverselor instalatii de actionare ale unor roboti/manipulatoare in cadrul unor contracte de cercetare-proiectare, este prezentata in fig.7.1.

Proiectantii instalatiilor hidraulice de actionare a unor roboti industriali trebuie sa fie totdeauna cu un pas inainte de momentul in care li s-a comandat un proiect de instalatie care urmeaza sa echipeze o anumita structura mecanica. Acest lucru se poate vedea si in fig.7.2. cand in cazul aproximarii "clasice" timpul nu permite proiectantului decat o analiza sumara, solutia ce urmeaza a fi aleasa nefiind studiata si incercata inainte de comanda proiectului, fapt ce comporta riscuri importante din partea proiectantului in ceea ce priveste buna functionare a instalatiei in conditiile concrete de exploatare a robotului, precum si a fiabilitatii acesteia. In schimb in cazul unei aproximari "juste" riscurile devin minime, deoarece anterior comenzii proiectului instalatiei, solutia aleasa a fost studiata, incercata si validata. Timpul necesar intre comanda proiectului si momentul cand se reuseste punerea in functiune a instalatiei de actionare scade vizibil in cazul aproximarii

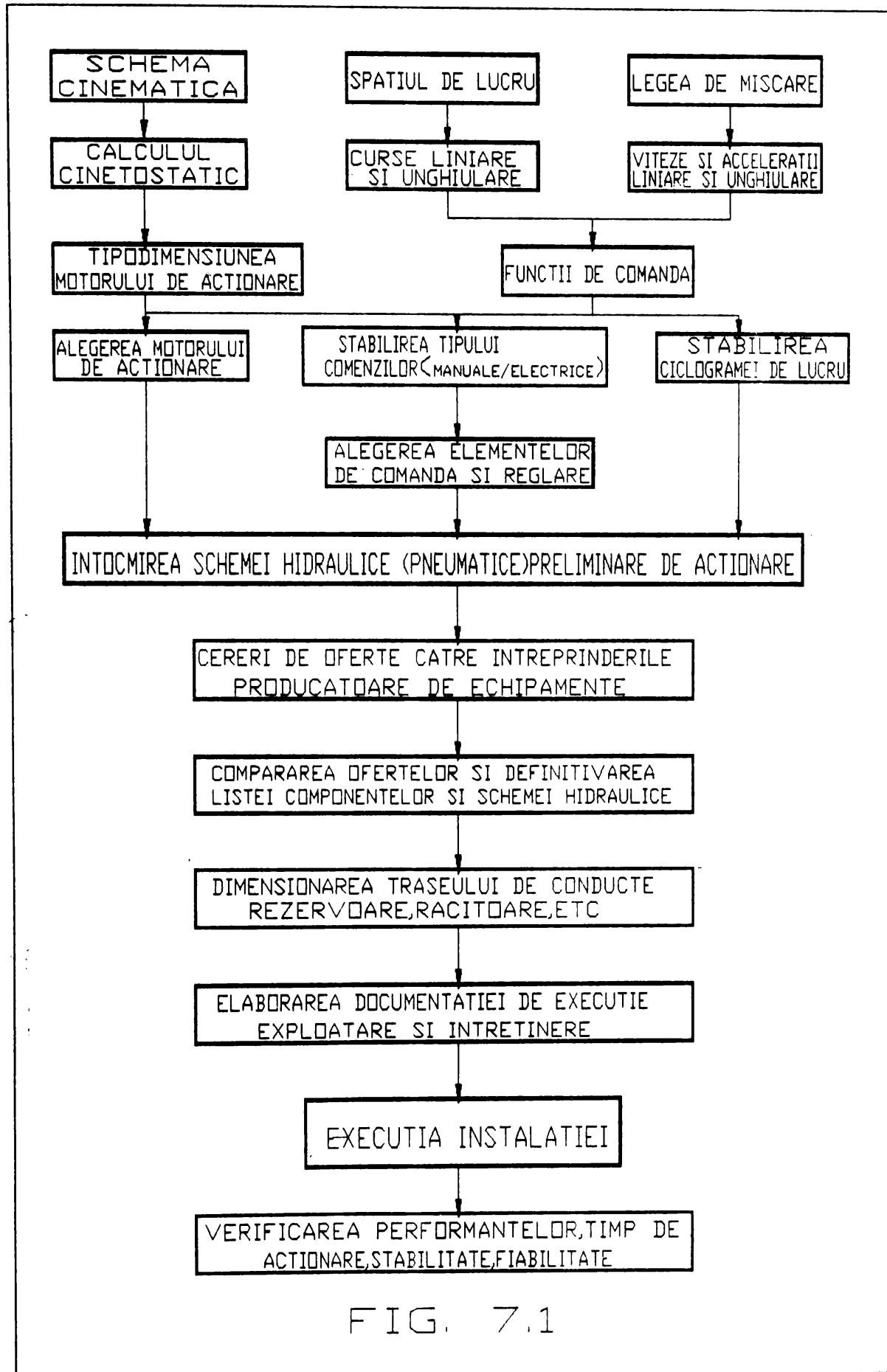
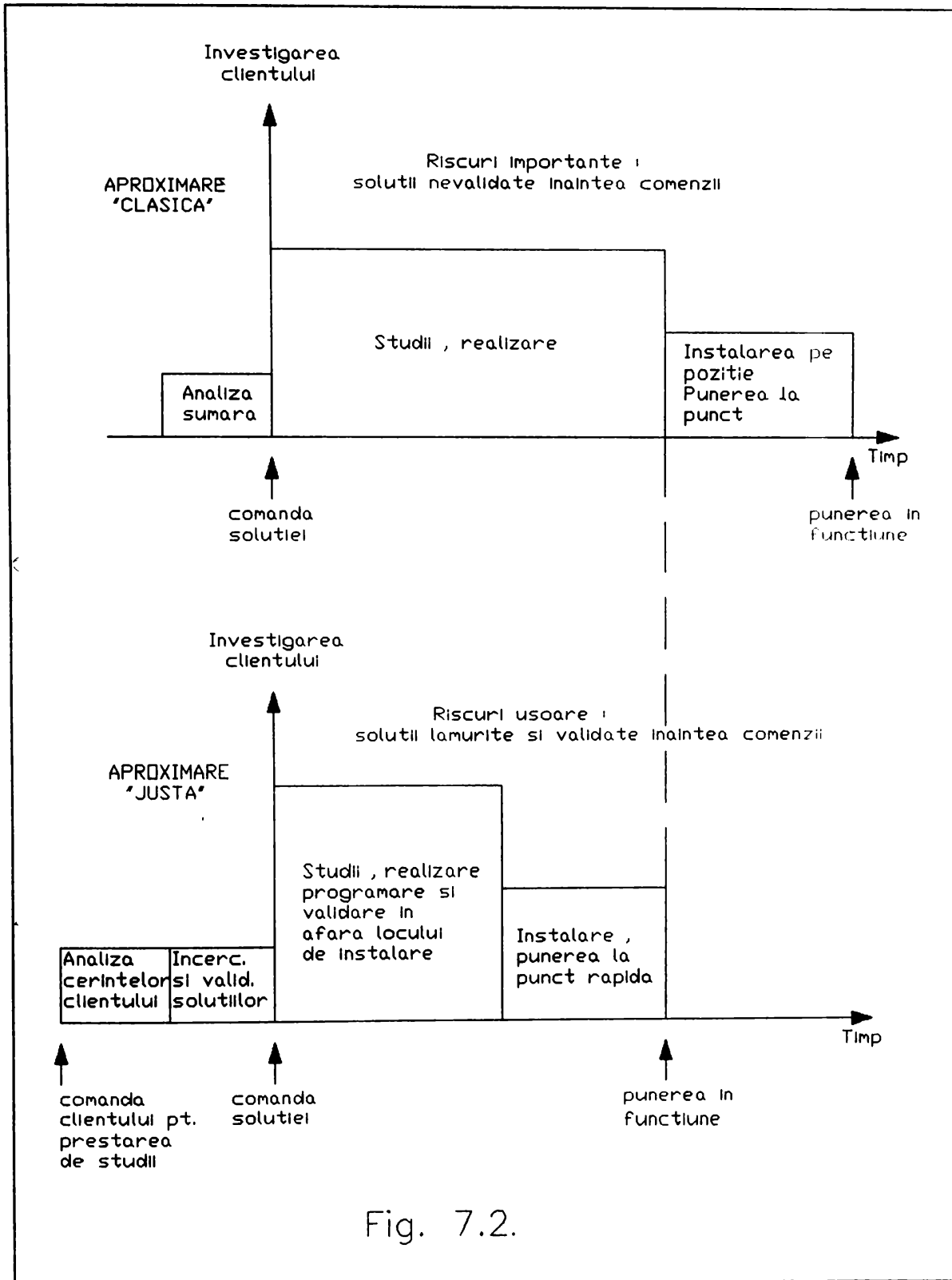


FIG. 7.1

"juste", diferenta de timp privind acest moment, intre cele doua aproximari, permitand in cazul celei din urma teste de fiabilitate, calitate si siguranta in exploatare.



7.2. ALEGEREA OPTIMALA A UNOR ECHIPAMENTE HIDRAULICE DE ACTIONARE FOLOSIND METODE DE DECIZIE MULTICRITERIALE

In vederea realizarii conducerii unui manipulator sincron, de tipul celor prezentate in paragraful 4.4., sistemul de comanda proportional a fost luat in studiu in trei variante:

V₁- varianta mecano-hidraulica folosind o caseta de directie hidraulica si o transmisie reductoare cu raport $i=10$ in scopul amplificarii momentului de iesire.

V₂- varianta mecano-hidraulica cu cilindrul hidraulic comandat in circuit deschis prin intermediul unui mecanism pilot alcatuit dintr-o transmisie amplificatoare cu $i=0,11-0,45$ si cate patru aparate de servodirectie orbitale.

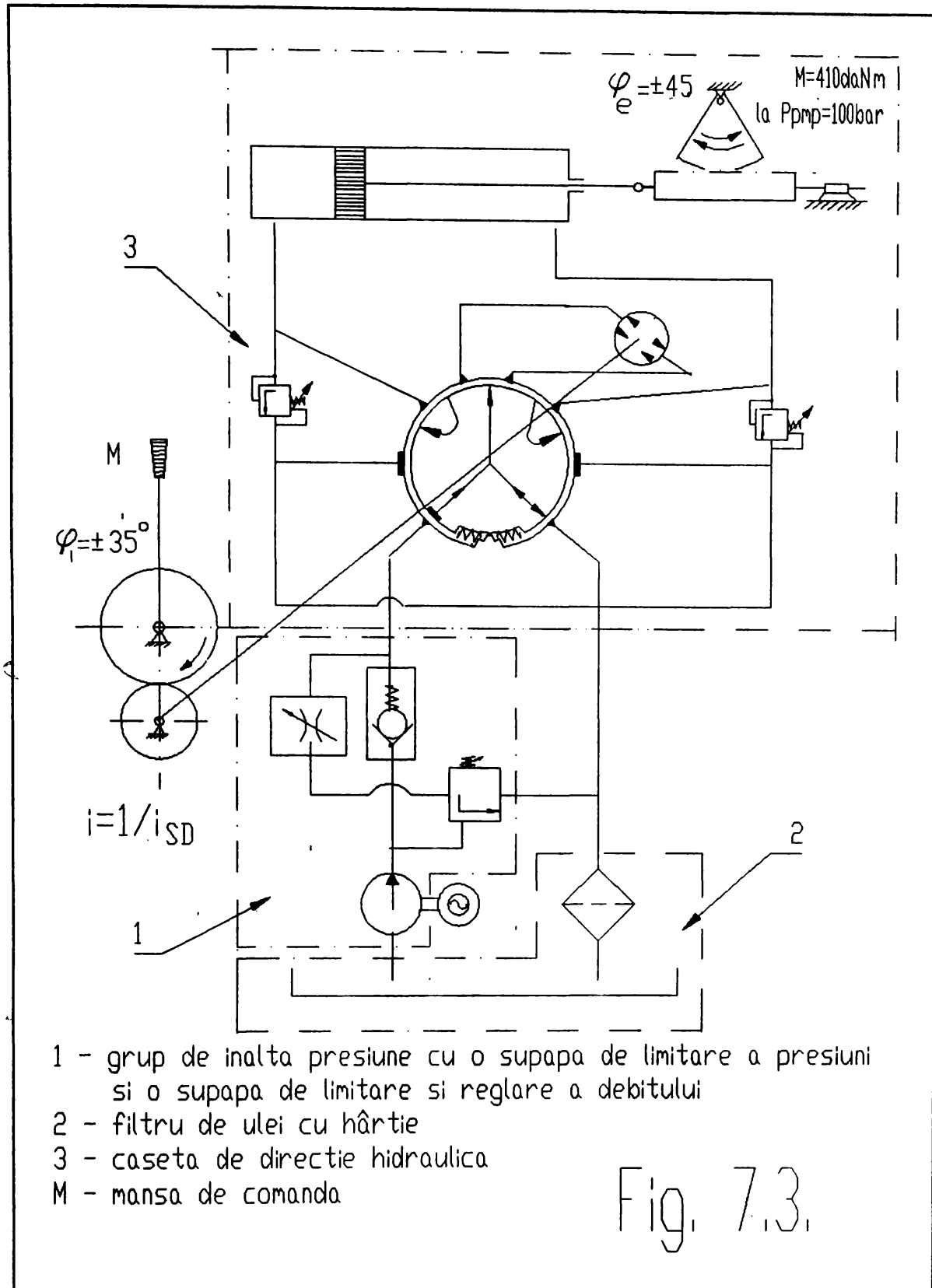
V₃- varianta mecano-electro-hidraulica cu cilindru hidraulic comandat proportional printr-un sistem cu reactie de pozitie in bucla inchisa realizat potentiometric si reactie de forta.

V₁. Schema acestui sistem este prezentata in fig. 7.3. si se poate folosi cu succes in actionarea cuplelor cinematice conducatoare de rotatie din structura unui manipulator sincron pentru momente de ordinul a 400 daNm la o presiune de 100 bar, fiind deosebit de compacta si asigurand o fiabilitate ridicata in functionare.

Comanda se transmite prin intermediul unei manse la un distribuitor central rotativ care asigura legatura pompei dozatoare cu cilindrul hidraulic de actionare, intre distribuitor si pompa existand o reactie mecanica realizata printr-o bara de torsiune. Semnalul mecanic introdus (momentul de rotire al mansei de la "master") este amplificat de catre sistemul hidraulic si poate pune in miscare de rotatie o cupla cinematica pseudo-conducatoare a manipulatorului sincron. Sunt necesare doua astfel de sisteme de comanda pentru cele doua cuple de rotatie A'si B'ale lantului "master".

V₂. Ideea unui astfel de sistem provine din constatarea ca in productia indigena exista asimilate in fabricatie distribuitoare hidraulice proportionale cu comanda mecanica (miscare de rotatie). Folosirea acestor distribuitoare in vederea realizarii sistemului de comanda al unui manipulator sincron presupune indeplinirea a doua cerinte:

a) asigurarea volumului hidraulic maxim ;



b) dozarea corespunzatoare a volumelor hidraulice in functie de sensul miscarii comandate.

Notand cu V volumul hidraulic, conditia a) se exprima prin:

$$V_{comandat} = V_{consumat} \quad (7.1)$$

care, pentru cursa de extensie maxima (C_{max}) se scrie:

$$z \cdot k \cdot \phi_{max}^{ext} = \frac{\pi \cdot d_c^2}{4} C_{max} \quad (7.2)$$

unde s-a notat:

k - volumul hidraulic specific al unui distribuitor;

z - numarul de distribuitoare legate in paralel;

ϕ_{max}^{ext} - valoarea unghiului de comanda a distribuitorului la cursa maxima de extensie;

d_c - diametrul cilindrului comandat.

Luand in considerare fig.4.10. C_{max} se poate scrie:

$$C_{max} = 2 \cdot l_{AM} \cdot \sin \alpha_{e_{max}} \quad (7.3)$$

si inlocuind aceasta in (4.17) se obtine:

$$\phi_{max}^{ext} = \frac{\pi \cdot l_{AM} \cdot d_c^2 \cdot \sin \alpha_{e_{max}}}{2 \cdot k \cdot z} \quad (7.4)$$

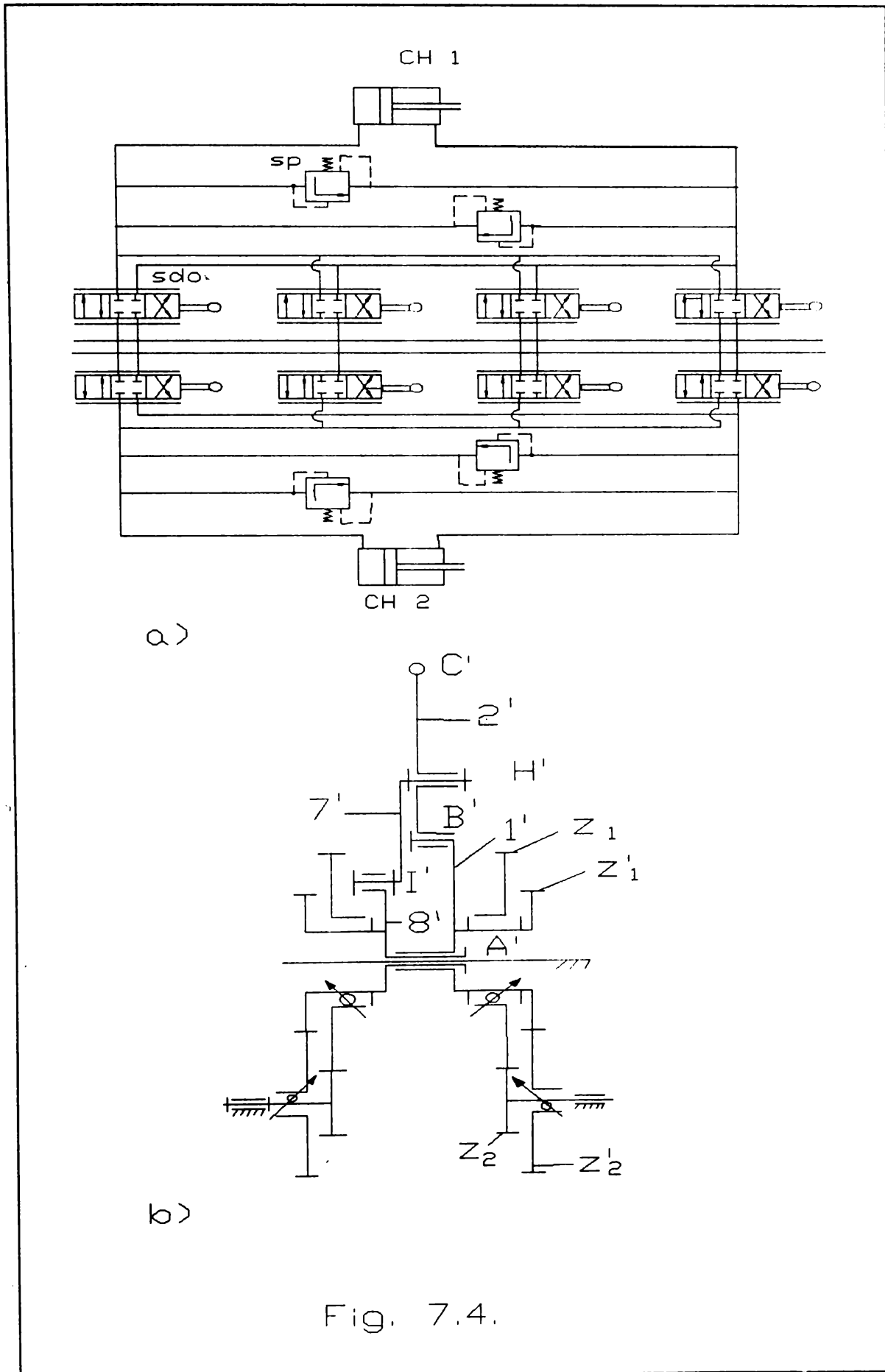
Realizarea acestui unghi de comanda a distribuitorului presupune amplificarea unghiurilor de comanda date de mecanismul de pilotare cu raportul:

$$i_{ext} = \frac{\alpha_{max}}{\phi_{max}^{ext}} = \frac{2 \cdot z \cdot k}{\pi \cdot l_{AM} \cdot d_c^2} \frac{\alpha_{e_{max}}}{\sin \alpha_{e_{max}}} \quad (7.5)$$

Pentru exprimarea conditiei b) se considera raportul volumelor hidraulice consumate la curse egale de extensie si retensie:

$$\frac{V_{ext}}{V_{ret}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{d_t}{d_c}\right)^2} = \frac{\phi_{ext}}{\phi_{ret}} \quad (7.6)$$

unde d_t este diametrul tijei, iar ϕ_{ext} si ϕ_{ret} sunt unghiurile de comanda ale cursei considerate in cele doua sensuri de miscare. Inmultind si impartind in (4.21) cu unghiul α_{max} se obtine:



$$\frac{i_{ret}}{i_{ext}} = \frac{1}{\left(1 - \frac{d_t}{d_c}\right)^2} \quad (7.7)$$

unde i_{ret} reprezinta raportul de transmitere necesar la cursa de retensie.

Cele doua relatii (7.5) si (7.7) permit sinteza transmisiei necesare dintre cuplele de comanda ale mecanismului de pilotare si cele z distribuitoare corespunzatoare.

Schema hidraulica de comanda a cilindrilor prin intermediul a cate patru distribuitoare proportionale este prezentata in fig. 7.4.a), iar schema cinematica desfasurata a mecanismului de pilotare cu transmisia amplificatoare in fig. 7.4.b). Transmisia contine cate doua perechi de angrenaje pentru fiecare grad de mobilitate. Miscarea de intrare in distribuitoare se obtine la arborele rotilor z_2 dispuse radial simetric cate patru. Datorita rapoartelor de transmitere diferite la sensuri opuse de miscare, rotile z_1 si z_2 sunt asezate pe cuplaje de sens montate in antifaza.

V_3 . In acest caz avem un servosistem "master-slave" cu bucle de reactie de pozitie si de forta.

Schema de principiu a unui astfel de sistem de comanda "master-slave" este reprezentat in fig. 7.5.

Potrivit figurii, schema de comanda integreaza mecanismul de pilotare ("master") si mecanismul de urmarire ("slave") intr-un singur sistem sincron cu doua grade de mobilitate. Datorita acestui sistem unei deplasari in plan, imprimate de catre operator punctului C' definit pe mansa de pilotare, ii corespunde o deplasare sincrona omotetica a punctului caracteristic C definit pe antebratul mecanismului de urmarire. Miscarea dictata prin intermediul acestui sistem punctului C evolueaza in sectiunea meridiana a spatiului de lucru.

La prescrierea comenzii mecanismul pilot se defazeaza putin fata de mecanismul de urmarire. Defazajul maxim este de 6 grade. Miscarea imprimata mansei se propaga prin mecanismul de pilotare la elementele conduse $1'$ si $8'$ ale acestuia, fiecare constituind elemente de intrare in cate un comparator algebric. Miscarile de iesire din comparatoarele algebrice ajung la potentiometrele de prescriere R_1 si R_3 , primul montat in cupla G' iar al doilea in A' . Caderile de tensiune pe aceste traductoare sunt amplificate

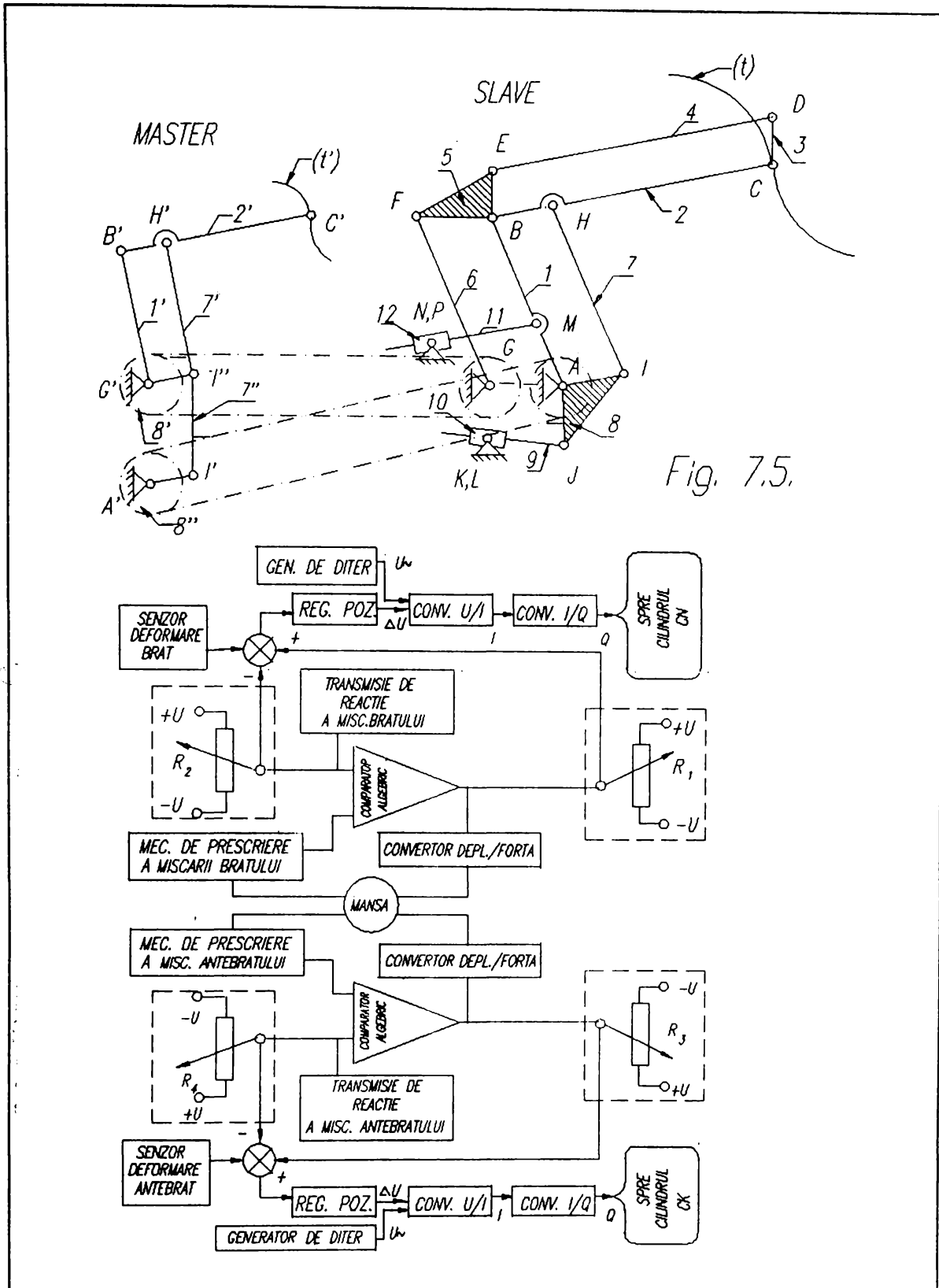


Fig. 7.5.

intr-un amplificator diferential si convertite proportional in mod succesiv intai in curenti si apoi in cuante de volume hidraulice Q , care se trimt cilindrului CN pentru antrenarea bratului 1 si respectiv CK pentru antrenarea antebratului 2 al

mecanismului de urmarire. Miscarile acestor elemente conduse se produc in sensul in care defazajul pozitional fata de mecanismul pilot se micsoreaza.

Reactiile se realizeaza mecano-electric. Transmisiile pentru realizarea reactiilor de deplasare sunt interpusse intre elementele omoloage ale mecanismului de urmarire si ale mecanismului pilot. Ele asigura returnarea miscarii de urmarire, prin intermediul comparatoarelor algebrice, potentiometrele R_1 si R_3 , provocand micsorarea tensiunilor primare, dar producand caderi de tensiuni inverse si pe potentiometrele de urmarire R_2 (montat in G') si R_4 (montat in A') care mixate cu tensiunile primare micsoreaza rapid semnalele de comanda prin circuitul convertoarelor. La mersul in gol al lantului "slave", miscarea de urmarire inceteaza odata cu anularea semnalului mixat, adica la stabilirea sincronismului pozitional dintre acesta si "master".

Pentru realizarea reactiei de forta se pot folosi doua solutii; una mecano-electrica si una hidraulica.

La solutia mecano- electrica miscarile de iesire ale comparatoarelor algebrice alimenteaza deasemenea convertoarele deplasare/forta, avand la mersul in gol al manipulatorului rolul principal de a asigura echilibrarea mecanismului pilot fata de mecanismul de urmarire, mentinand aceste mecanisme in pozitii relative sincrone.

La mersul in sarcina sistemul de comanda "master-slave" este controlat de alte doua bucle de reactie a fortei, cate una pentru fiecare grad de mobilitate. Aceste bucle controleaza prin intermediul unor senzori piezoceramici deformatiile bratului si ale antebratului "slave" datorate sarcinii manipulate.

Tensiunile amplificate din aceste bucle sunt mixate cu tensiunile de dezechilibrare corespunzatoare fiecărei perechi de potentiometre: R_1 si R_2 respectiv R_3 si R_4 . Semnalele din aceste bucle conduc la prelungirea curselor celor doua motoare in sensul in care le trage sarcina, producand defazarea usoara a lantului "slave" fata de " master". Transmisiile de reactie trimit aceste defazaje la axele G' si A' producand dezechilibrarea potentiometrelor. Masurarea defazajului se stabileste la acea valoare la care tensiunile de dezechilibrare anuleaza tensiunile de reactie. Miscarile de defazare sunt trimise prin comparatoarele algebrice la convertoarele de

deplasare/forta care vor dezvolta asupra mansei forte suplimentare acelor necesare pentru echilibrarea mecanismului pilot. Astfel, la mansa manipulatorului incarcat apare o reactie de forta propriuzisa, care creste cu sarcina manipulata. In cazul reglajului corect al buclelor reactiei de forta, incarcarea maxima a manipulatorului produce dupa fiecare axa cate o forta redusa la mansa de comanda, astfel incat acestea sa poata fi suportate de operatorul uman. La depasirea incarcarii maxime forta la mansa creste la infinit si manipulatorul nu va mai accepta comenzi. Tot datorita buclelor reactiei de forta viteza manipulatorului in sarcina va fi diminuada fata de vitezele ce se obtin in gol.

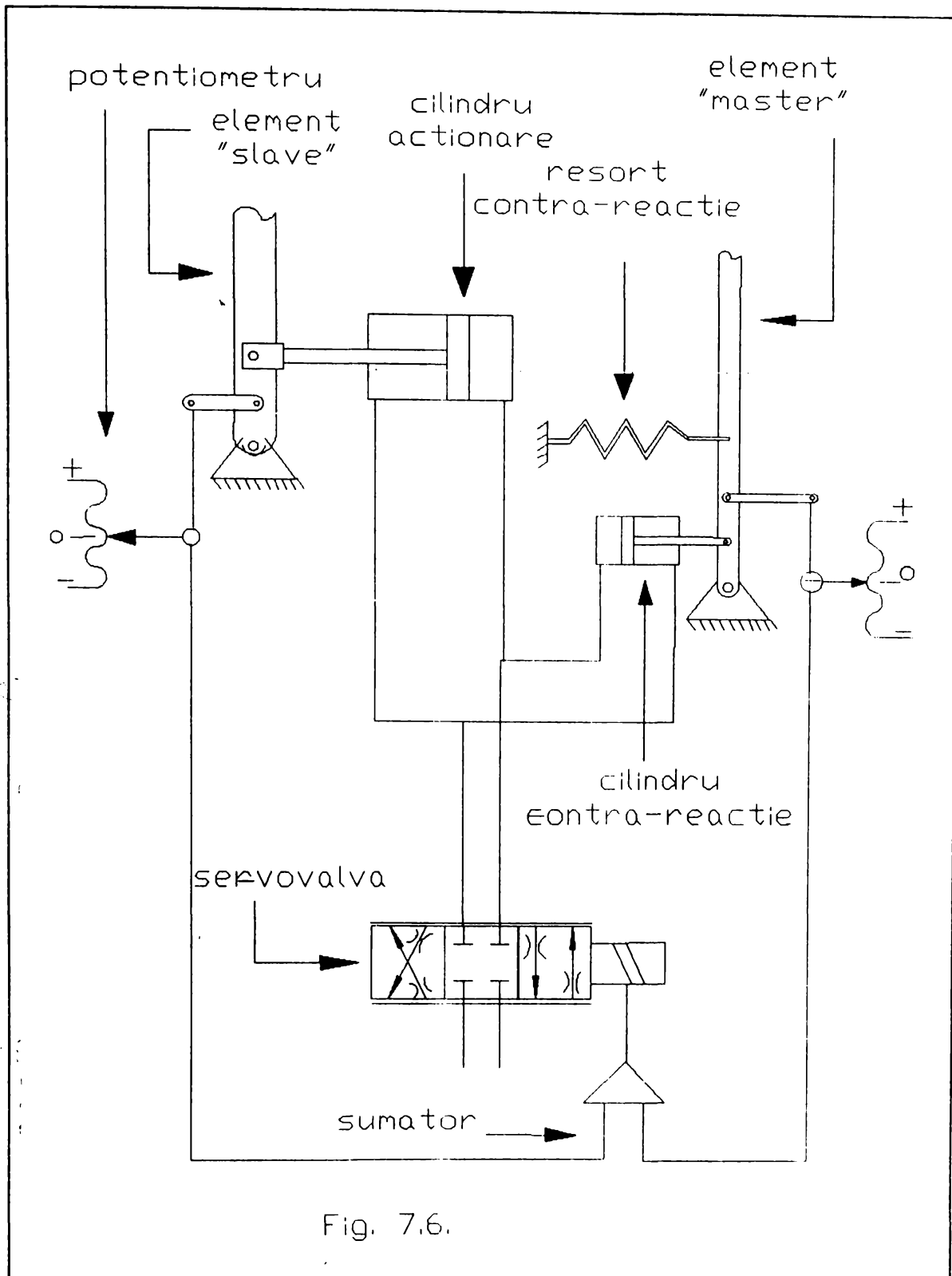
La mersul in regim tranzitoriu buclele reactiei de forta asigura functia unor stabilizatoare de miscare. In aceasta functie senzorii piezoceramici urmaresc deformatiile provocate de fortele de inertie generate de miscarea accelerata a manipulatorului, trimitand in circuitul de comanda tensiuni menite sa rotunjiasca salturile de acceleratie. Stabilizatorul de miscare confera astfel manipulatorului posibilitatea trecerii line peste regimurile de miscare tranzitorii.

In cazul realizarii pe cale hidraulica a reactiei de forta (fig. 7.6.) manipulatorul este dotat cu un sistem propriu numit contrareactie de forta. Ea retransmite la mansa de comanda o fractiune predeterminata a fortei aplicata la extremitatea antebraului manipulatorului.

In timp ce acesta este manevrat in gol, bratul "master" este echilibrat. Operatorul poate sa elibereze mansa de comanda fara ca el sa sufere vreo modificare a pozitiei, nici in ansamblul de comanda, nici la bratul "slave" si aceasta oricare ar fi pozitia bratului. Contrareactia este deci pur proportionala cu sarcina manipulata si da operatorului o apreciere senzoriala a eforturilor impuse la dispozitivul de prehensiune sau capul de forta terminal.

Si in cazul acestei solutii, reactia de pozitie este o reactie in bucla inchisa realizata potentiometric conform celor prezentate anterior, semnalul electric, o data obtinut, comandand o servovalva hidraulica care controleaza debitul fluidului la cilindrul de actionare, cu sensul definit prin polaritatea semnalului de comanda.

Pe baza unor metode de decizie multicriteriala [A.1.],



luand in considerare cele trei variante de comanda analizate se incearca gasirea variantei optime care sa raspunda urmatoarelor criterii de apreciere impuse:

C1-simplitate constructiva [%];

C2-necesitatea folosirii unei transmisii mecanice suplimentare

[%];

C3-posibilitatea folosirii echipamentului hidraulic din productia indigena [%];

C4-masa inerta introdusa de echipamentul hidraulic [kg];

C5-gabaritul echipamentului hidraulic [m³];

C6-puterea exterioara absorbita [kw];

C7-precizia de repetabilitate (revenirea la punctul de zero) [%];

C8-pretul de cost al echipamentului hidraulic [mii lei].

Matricea consecintelor este redată in tabelul 7.1. si este intocmita pentru manipuloarele sincrone de sarcina medie din familie (MS-200 si MS-500) pentru cate un grup de actionare.

TABELUL 7.1.

c _j	C1 [%]	C2 [%]	C3 [%]	C4 [kg]	C5 [m ³]	C6 [kw]	C7 [%]	C8 [m.l]
v _i								
V ₁	90	100	100	90	0,35	0	95	32
V ₂	50	100	100	120	0,55	6,3	70	25
V ₃	80	0	100	80	0,25	6,3	90	20
N _j	3	4	8	1	2	6	7	5
p _j	0,37	0,5	1	0,12	0,25	0,75	0,87	0,62

Tot in tabelul 7.1. s-au acordat note N_j de la 1 la 8 pentru a exista posibilitatea unei ierarhizari stricte a criteriilor si s-au calculat si coeficientii de importanta p_j ca raport intre N_j si N_{j max}.

Matricea consecintelor din tabelul 7.1. se poate transforma in matricea utilitatilor (tabelul 7.2.) pe baza unor asa numite grade de apreciere. In cazul criteriilor la care valoarea optima este cea maxima se aplica relatia:

$$u_{ij} = \frac{a_{ij}}{\max_i [a_{ij}]} \quad i=1,2,3 ; j=1,2,\dots,8 \quad (7.8)$$

iar in cazul criteriilor la care valoarea optima este cea minima

se aplica relatia:

$$u_{ij} = \frac{\min_i [a_{ij}]}{a_{ij}} \quad i=1,2,3 ; j=1,2,\dots,8 \quad (7.9)$$

unde a_{ij} reprezinta valoarea curenta i a criteriului j .

Pe baza matricei utilitatilor aplicand criteriul Laplace se determina gradul de apartenenta mediu $g(V_i)$, $i=1,2,3$, varianta optima fiind aceea care are gradul cel mai mare.

$$g(V_i) = \frac{\sum_i \sum_j u_{ij}}{m} \quad i=1,2,3 ; j=1,2,\dots,8 \quad (7.10)$$

valorile fiind inscrise in tabelul 7.2.

TABELUL 7.2.

C_j	C1	C2	C3	C4	C5	C6	C7	C8	u_{ij}	$g(V_i)$
V_i										
V_1	1	0	1	0,88	0,71	1	1	0,62	6,21	0,776
V_2	0,55	0	1	0,66	0,45	0	0,73	0,80	4,19	0,523
V_3	0,88	1	1	1	1	0	0,96	1	6,84	0,855

Varianta optima este:

$$V = \max_i [g(V_i)] = V_3 \quad (7.11)$$

adica varianta mecano-electro-hidraulica.

Notand cu ">" relatia de surclasare se obtine: $V_3 > V_1 > V_2$.

Desi s-ar parea la prima vedere ca varianta V_1 s-ar putea folosi cu rezultate destul de bune, marele ei dezavantaj este acela al necesitatii unei transmisii mecanice suplimentare care ar necesita si o serie de transformari ale carcusei casetei de directie hidraulica ceea ce ar crea o serie de complicatii. Aceasta varianta se preteaza cu rezultate deosebite la un manipulator cu sarcina mai mica (sub 50 kg) unde necesitatea transmisiei mecanice suplimentare dispare, momentul de antrenare necesar in cuplele motoare fiind de acelasi ordin de marime cu acela obtinut la arborele de iesire din caseta.

In timp ce la varianta V_2 sistemul hidraulic de actionare

si comanda lucreaza in circuit deschis si se deregleaza in timp datorita debitelor de drenaj la varianta V_3 , sistemul lucreaza cu reactie de pozitie in bucla inchisa ceea ce inlatura dezavantajul variantei anterioare. Aceasta ultima varianta este deci preferentiala in cazul manipuloarelor cu sarcina manipulata mare (peste 100 kg).

7.3. PROGRAM DE CALCUL PENTRU BILANTUL DE DEBIT PE UN TRASEU CUPRINS IN CONFIGURATIA SPATIULUI DE LUCRU AL UNEI STRUCTURI ROBOTIZATE ACTIONATA HIDRAULIC

Folosind studiul cinematic al mecanismului generator de traiectorie al manipulatorului sincron MS-200 si configuratia spatiului de lucru se poate intocmi un program pentru calculul automat al debitelor necesare in diferite puncte ale unor trasee liniare cuprinse in aceasta configuratie.

Programul de calcul permite determinarea curselor efective c_N si c_K ale cilindrilor CH1 si CH2 pentru un traseu inchis, 1-2-3-4-1, incadrat in limitele spatiului de lucru (vezi fig.4.9.), traseu in care fiecare din cei doi cilindri executa o extensie si o retensie, vitezele de deplasare c_{N1} si c_{K1} ale tijelor celor doi cilindri acceptand o lege de miscare cu acceleratie constanta, precum si debitele Q_N si Q_K .

Luand in considerare rezultatele obtinute in urma analizei cinetostatice a mecanismului manipulatorului sincron, prezentata in capitolul 5, au rezultat diametrele celor doi cilindri si diametrul tijei acestora. Este posibil astfel calculul volumului de ulei necesar actionarii celor doi cilindri atat in cazul unei extensii (V_{Nf}, V_{Kf}) cat si in cazul unei retensii (V_{Ns}, V_{Ks}).

Astfel volumul de ulei necesar actionarii cilindrilor de forta CH1 si CH2 intr-un ciclu inchis 1-2-3-4-1 va fi:

$$V_t = V_{Nf} + V_{Ns} + V_{Kf} + V_{Ks} \quad (7.12)$$

Pentru stabilirea debitului de ulei necesar actionarii celor doi cilindri se va urmari valoarea maxima atinsa de acesta pe traseele liniare partiale ale ciclului 1-2-3-4-1.

Presupunand ca in cadrul unui astfel de ciclu o ridicare (1-2) si o coborare (3-4) se realizeaza in 4 secunde fiecare, iar o retensie (2-3) si o extensie (4-1) a punctului

caracteristic al bratului manipulatorului se realizeaza in 2,5 secunde fiecare si ca intre aceste miscari ar exista cate o pauza de 1 secunda, atunci durata totala a unui astfel de ciclu ar fi $T=17$ secunde si s-ar putea calcula un debit mediat pentru intreg ciclul:

$$Q_m = \frac{V_t}{T} \quad (7.13)$$

In tabelul 7.3. si fig. 7.7. se poate urmari variatia cursei (cN), vitezei (cN1), si debitului (QN), iar in tabelul 7.4. si fig. 7.8. variatia parametrilor cK, cK1, si QK in functie de timp, pentru un traseu vertical din spatiul de lucru avand o lungime de 2900[mm].

Variatia acelorasi parametri in functie de timp, ai celor doi cilindri hidraulici care asigura actionarea cuplelor motoare din N si K, pentru un traseu orizontal de retensie din spatiul de lucru avand o lungime de 1900[mm], poate fi urmarita in tabelele 7.5. si 7.6. si fig. 7.9. si 7.10.

PROGRAM BILANT DEBIT

```

DECLARE SUB grafic (max1!, min1!, n1!, max2!, min2!, n2!, x!,
p1$, p2$, O())
DECLARE SUB minmax (O!(), n!, x!, min!, max!)
DECLARE SUB afisare (x!, n!, n1!, n2!, v1!, v2!, z$, O!())
DECLARE FUNCTION asn! (x!)
DECLARE SUB calcul (t!, s!, s1!, s2!, n!, O!())
DIM SHARED Am, Bm, lc1, lc2, lp, ls, r1, r2, PI, TE, yI, yL, yP,
zI, yF, zF, Af, Asp
DIM P$(1 TO 16)
FOR j = 1 TO 16
READ P$(j)
NEXT j
READ r1, r2, e1, e2, h1, h2
READ lp, ls, lBH, yP, yL
READ lBF, lBE
READ m1, m2, m3, g
READ Am, Bm, lc1, lc2
READ vm, K
PI = 4 * ATN(1)
CLS
LOCATE 5, 1
PRINT "Se introduc de la consola:"
LOCATE 7, 6
PRINT "yI"; TAB(24); "zI"
LOCATE 8, 6

```

```

PRINT "yF"; TAB(24); "zF"
INPUT yI, zI, yF, zF
LOCATE 7, 8
PRINT "="; yI: LOCATE 7, 26: PRINT "="; zI
LOCATE 8, 8
PRINT "="; yF: LOCATE 8, 26: PRINT "="; zF
dy = yF - yI
dz = zF - zI
IF dz = 0 AND dy >= 0 THEN TE = 0
IF dz = 0 AND dy < 0 THEN TE = PI
IF dz > 0 AND dy = 0 THEN TE = PI / 2
IF dz > 0 AND dy > 0 THEN TE = ATN(dz / dy)
IF dz <> 0 AND dy < 0 THEN TE = PI + ATN(dz / dy)
IF dz < 0 AND dy = 0 THEN TE = 3 * PI / 2
IF dz < 0 AND dy > 0 THEN TE = 2 * PI + ATN(dz / dy)
h = SQR(dy * dy + dz * dz)
Tt = h / vm
ha = .5 * (1 - K) / (1 + K) * h
ta = .5 * (1 - K) * Tt
LOCATE 10, 7
PRINT USING "TE=###.## Grade"; TE * 180 / PI
PRINT TAB(7); USING "Tt=###.## Sec."; Tt
PRINT TAB(7); USING "ta=###.## Sec."; ta
PRINT TAB(7); USING "h =###.## mm"; h
PRINT TAB(7); USING "ha=###.## mm"; ha
INPUT "I="; i
INPUT "Se lucreaza cu imprimanta (d/n)?", i$
IF UCASE$(i$) = "D" THEN OPEN "LPT1:" FOR OUTPUT AS #1 ELSE OPEN
"SCRN:" FOR OUTPUT AS #1
x = 4 + INT(Tt / i)
DIM O(1 TO x, 1 TO 16)
x1 = INT(ta / i)
FOR j = 0 TO x1
    O(j + 1, 1) = j * i
NEXT j
O(x1 + 2, 1) = ta
x2 = INT((Tt - ta) / i)
FOR j = x1 TO x2
    O(j + 3, 1) = (j + 1) * i
NEXT j
O(x2 + 3, 1) = Tt - ta
x3 = INT(Tt / i)
FOR j = x2 TO x3
    O(j + 4, 1) = (j + 1) * i
NEXT j
O(x3 + 4, 1) = Tt
FOR n = 1 TO x
    t = O(n, 1)
    SELECT CASE t
        CASE 0 TO ta

```

```

    s = ha / ta ^ 2 * t ^ 2
    s1 = 2 * ha / ta ^ 2 * t
    s2 = 2 * ha / ta ^ 2
CASE ta TO Tt - ta
    s = ha + 2 * ha / ta * (t - ta)
    s1 = 2 * ha / ta
    s2 = 0
CASE Tt - ta TO Tt
    s = h - ha / ta ^ 2 * (Tt - t) ^ 2
    s1 = 2 * ha / ta ^ 2 * (Tt - t)
    s2 = -2 * ha / ta ^ 2
END SELECT
    calcul t, s, s1, s2, n, O()
NEXT n
minmax O(), 11, x, mincn, maxcn
minmax O(), 12, x, minck, maxck
DO
    CLS
    FOR i = 1 TO 14
        LOCATE 4 + i, 12
        PRINT i; TAB(19); P$(i)
    NEXT i
    INPUT "m="; m
    IF K <> n THEN CLS
    PRINT TAB(5); P$(1), TAB(21); P$(m)
    LOCATE 2, 4: PRINT " _____ "
    FOR n = 1 TO x
        PRINT TAB(5); USING "###.###"      "###.###"; O(n, 1); O(n,
, m)
    NEXT n
    INPUT "doriti sa continuati afisarea (D/N) :"; a$:
LOOP WHILE UCASE$(a$) = "D"
Asp = PI * 1.25 ^ 2 / 4
Af = PI / 4 * (1.25 ^ 2 - .4 ^ 2)
dcn = maxcn - mincn
dCK = maxck - minck
VNf = Af * dcn / 100
VNs = Asp * dcn / 100
VKf = Af * dCK / 100
VKs = Asp * dCK / 100
afisare x, 11, 13, 15, VNf, VNs, "N", O()
minmax O(), 15, x, qmin, qmax
dqN = qmax - qmin
grafic maxcn, mincn, 11, qmax, qmin, 15, x, P$(11), P$(15), O()
afisare x, 12, 14, 16, VKf, VKs, "K", O()
minmax O(), 16, x, qmin, qmax
grafic maxck, minck, 12, qmax, qmin, 16, x, P$(12), P$(16), O()
STOP
D                A                T                A
"t", "s", "y", "z", "A", "B", "PSI", "FI", "PSI1", "FI1", "cN", "cK", "cN1

```

```

", "cK1", "QN", "QK"
DATA 1710,2610,1200,3100,700,3600
DATA 250,440,400,520,520
DATA 250,250
DATA 130,150,400,9.8
DATA .59250309,.60938531,274.28675,143.09088
DATA 700,.5
SUB afisare (x, n, n1, n2, v1, v2, z$, O())
CLS
PRINT #1, TAB(30); "Date initiale"
PRINT #1, TAB(30); "*****"
PRINT #1,
PRINT #1, TAB(20); USING "yI=####.##"           zI=####.##"; yI;
zI
PRINT #1, TAB(20); USING "yF=####.##"           zF=####.##"; yF;
zF
PRINT #1,
PRINT #1,
PRINT #1, TAB(32); "Rezultate"
PRINT #1, TAB(32); "*****"
PRINT #1,
PRINT #1, TAB(20); USING "V&f=##.###"           V&s=##.###"; z$;
v1; z$; v2
P R I N T          # 1 ,          T A B ( 1 0 ) ;
" |-----| "
PRINT #1, TAB(10); "| Timpul |";
SELECT CASE n
CASE 11
PRINT #1, "      CN      |      CN1      |      QN      |"
CASE 12
PRINT #1, "      CK      |      CK1      |      QK      |"
CASE ELSE
PRINT "Alegere gresita a cazului!"
END SELECT
P R I N T          # 1 ,          T A B ( 1 0 ) ;
" |-----| "
FOR j = 1 TO x
SELECT CASE O(j, 13)
CASE IS > 0
O(j, n2) = Af * O(j, n1) / 100
CASE IS < 0
O(j, n2) = Asp * ABS(O(j, n1)) / 100
CASE IS = 0
O(j, n2) = 0
END SELECT
PRINT #1, TAB(10); USING "| ### | ###.### | ###.###
| ###.### |"; O(j, 1); O(j, n); O(j, n1); O(j, n2)
IF j <> x THEN
P R I N T          # 1 ,          T A B ( 1 0 ) ;
" |-----| "

```

```

ELSE
      PRINT # 1, TAB ( 10 ) ;
"_____";
      END IF
      IF CSRLIN > 22 THEN
          abc$ = INPUT$(1)
          CLS
      END IF
NEXT j
      a$ = INPUT$(1)
END SUB
FUNCTION asn (x)
asn = x / SQR(1 - x * x)
END FUNCTION
SUB calcul (t, s, s1, s2, n, O())
y = yI + s * COS(TE)
z = zI + s * SIN(TE)
y1 = s1 * COS(TE)
z1 = s1 * SIN(TE)
y2 = s2 * COS(TE)
z2 = s2 * SIN(TE)
K1 = 1 + (z / y) * (z / y)
k2 = z * (1 + (z * z - y ^ 2 + r2 ^ 2 - r1 ^ 2) / (2 * y ^ 2))
k3 = (z * z - y ^ 2 + r2 ^ 2 - r1 ^ 2) / (2 * y) * (z * z - y ^
2 + r2 ^ 2 - r1 ^ 2) / (2 * y) + z * z - r1 ^ 2
v1 = k2 / K1 - SQR((k2 * k2) / (K1 * K1) - k3 / K1)
u1 = -z / y * v1 + (z * z - y ^ 2 + r2 ^ 2 - r1 ^ 2) / (2 * y)
a = asn(u1 / r1)
B = asn(v1 / r2)
A1 = -(y1 * COS(B) + z1 * SIN(B)) / (r1 * COS(a - B))
B1 = -(y1 * SIN(a) - z1 * COS(a)) / (r2 * COS(a - B))
A2 = -(y2 * COS(B) + z2 * SIN(B) - r1 * A1 * A1 * SIN(a - B) +
r2 * B1 * B1) / (r1 * COS(a - B))
B2 = (z2 * COS(a) - y2 * SIN(a) - r2 * B1 * B1 * SIN(a - B) + r1
* A1 * A1) / (r2 * COS(a - B))
PSI = ATN(ls * (COS(a) - COS(Am)) / (yP - ls * SIN(a)))
FI = ATN(lp * (COS(Bm) - COS(B)) / (yL + lp * SIN(B)))
PSI1 = -A1 * ls * COS(PSI) * COS(PSI) * COS(a) * (TAN(a) -
TAN(PSI)) / (yP - ls * SIN(a))
FI1 = B1 * lp * COS(FI) * COS(FI) * COS(B) * (TAN(B) - TAN(FI))
/ (yL + lp * SIN(B))
c11 = ls * (COS(a) - COS(Am)) / SIN(PSI)
c9 = lp * (COS(Bm) - COS(B)) / SIN(FI)
cN = c11 - lc1
cK = c9 - lc2
cN1 = -A1 * ls * SIN(a) / SIN(PSI) - PSI1 * c11 / TAN(PSI)
cK1 = B1 * lp * SIN(B) / SIN(FI) - FI1 * c9 / TAN(FI)
O(n, 2) = s
O(n, 3) = y
O(n, 4) = z

```

```

O(n, 5) = a * 180 / PI
O(n, 6) = B * 180 / PI
O(n, 7) = PSI * 180 / PI
O(n, 8) = FI * 180 / PI
O(n, 9) = PSI1
O(n, 10) = FI1
O(n, 11) = cN
O(n, 12) = cK
O(n, 13) = cN1
O(n, 14) = cK1
END SUB
SUB grafic (max1, min1, n1, max2, min2, n2, x, p1$, p2$, O())
SCREEN 11
CLS
WINDOW (0, 0)-(640, 480)
PRINT TAB(25); "Variatia marimilor "; p1$; " (—) si "; p2$; "
(- -)"
PRINT TAB(2); p1$; "      "; p2$
PRINT "[mm] [l/min]"
minly = INT(min1 / 50) * 50
maxly = INT(max1 / 50) * 50 + 50
dy = 450 / (maxly - minly)
FOR j = minly TO maxly STEP 50
    rind = INT((468 - (j - minly) * dy) / 16 + .5)
    LOCATE rind, 1
    IF j <> maxly AND rind > 3 THEN PRINT j;
    LINE (36, 20 + (j - minly) * dy)-(40, 20 + (j - minly) * dy)
NEXT j
dx = 580 / O(x, 1)
xmaxint = INT(O(x, 1))
min2y = INT(min2 * 10) / 10
max2y = INT(max2 * 10) / 10 + .5
SELECT CASE minly * maxly
    CASE IS > 0
        LOCATE 28, 79
        PRINT "t"
        FOR j = 0 TO xmaxint
            LINE (40 + j * dx, 16)-(40 + j * dx, 24)
            IF j <= 9 THEN LOCATE 30, (36 + j * dx) / 8 ELSE LOCATE
30, (32 + j * dx) / 8
            PRINT j;
        NEXT j
        dy2 = 450 / (max2y - min2y)
        FOR j = min2y TO max2y STEP .5
            rind = INT((476 - (j - min2y) * dy2) / 16)
            LOCATE rind, 6
            IF j <> max2y AND j <> min2y AND rind > 3 THEN PRINT j;
            LINE (40, 20 + (j - min2y) * dy2)-(44, 20 + (j - min2y)
* dy2)
        NEXT j

```



```

LINE (27, 20)-(638, 20)
CASE IS < 0
LOCATE (480 + minly * dy) / 16 - 2, 79
PRINT "t"
FOR j = 0 TO xmaxint
  LINE (40 + j * dx, 16 - minly * dy)-(40 + j * dx, 24 -
minly * dy)
  LOCATE (480 + minly * dy) / 16, (36 + j * dx) / 8
  PRINT j;
NEXT j
dy2 = (450 + minly * dy) / (max2y - min2y)
FOR j = min2y TO max2y STEP .5
  LOCATE INT((476 + minly * dy - (j - min2y) * dy2) /
16), 6
  IF j <> max2y AND j <> min2y THEN PRINT j;
  LINE (40, 20 - minly * dy + (j - min2y) * dy2)-(44, 20
- minly * dy + (j - min2y) * dy2)
  NEXT j
  LINE (27, 20 - minly * dy)-(638, 20 - minly * dy)
END SELECT
LINE (40, 13)-(40, 469)
PSET (40, 20 + (O(1, n1) - minly) * dy)
FOR j = 2 TO x
  LINE -(40 + O(j, 1) * dx, 20 + (O(j, n1) - minly) * dy)
NEXT j
SELECT CASE minly * maxly
CASE IS > 0
  PSET (40, 20 + (O(1, n2) - min2y) * dy2)
  FOR j = 2 TO x
    LINE -(40 + O(j, 1) * dx, 20 + (O(j, n2) - min2y) *
dy2), , , &HFF00
  NEXT j
CASE IS < 0
  PSET (40, 20 - minly * dy + (O(1, n2) - min2y) * dy2)
  FOR j = 2 TO x
    LINE -(40 + O(j, 1) * dx, 20 - minly * dy + (O(j, n2)
- min2y) * dy2), , , &HFF00
  NEXT j
END SELECT
a$ = INPUT$(1)
SCREEN 0
END SUB
SUB minmax (O(), n, x, min, max)
min = O(1, n)
max = O(1, n)
FOR j = 2 TO x
  IF O(j, n) < min THEN min = O(j, n)
  IF O(j, n) > max THEN max = O(j, n)
NEXT j
END SUB

```

7.23

Date initiale

yI= 3100.00

zI= 0.00

yF= 3100.00

zF= 2900.00

Rezultate

TABELUL 7.3.

VNf= 1.543

VNs= 1.719

Timpul	CN	CN1	QN
0.000	508.964	0.000	0.000
0.250	504.435	-28.556	0.350
0.500	491.368	-55.063	0.676
0.750	471.280	-76.864	0.943
1.000	446.591	-90.275	1.108
1.036	442.866	-91.264	1.120
1.250	422.412	-76.999	0.945
1.500	403.425	-59.367	0.729
1.750	389.623	-40.992	0.503
2.000	381.020	-21.933	0.269
2.250	377.748	-1.923	0.024
2.500	380.120	19.759	0.218
2.750	388.775	44.682	0.492
3.000	405.026	76.479	0.842
3.107	414.938	94.284	1.039
3.250	430.502	106.305	1.171
3.500	460.931	120.723	1.330
3.750	491.554	120.313	1.325
4.000	513.801	69.804	0.769
4.143	517.844	0.000	0.000

7.24

Date initiale

yI= 3100.00 zI= 0.00

yF= 3100.00 zF= 2900.00

Rezultate

TABELUL 7.4.

VKf= 3.436

VKs= 3.828

Timpul	CK	CK1	QK
0.000	223.467	0.000	0.000
0.250	226.012	13.754	0.169
0.500	233.764	29.375	0.360
0.750	246.979	48.105	0.590
1.000	265.826	70.281	0.862
1.036	268.977	73.693	0.904
1.250	288.218	78.363	0.962
1.500	310.549	82.305	1.010
1.750	332.685	85.080	1.044
2.000	354.699	87.134	1.069
2.250	376.791	88.901	1.091
2.500	399.289	90.865	1.001
2.750	422.694	93.705	1.032
3.000	447.811	98.738	1.088
3.107	459.423	102.282	1.127
3.250	474.919	93.991	1.035
3.500	499.669	80.102	0.882
3.750	520.170	64.125	0.706
4.000	533.194	32.345	0.356
4.143	535.423	0.000	0.000

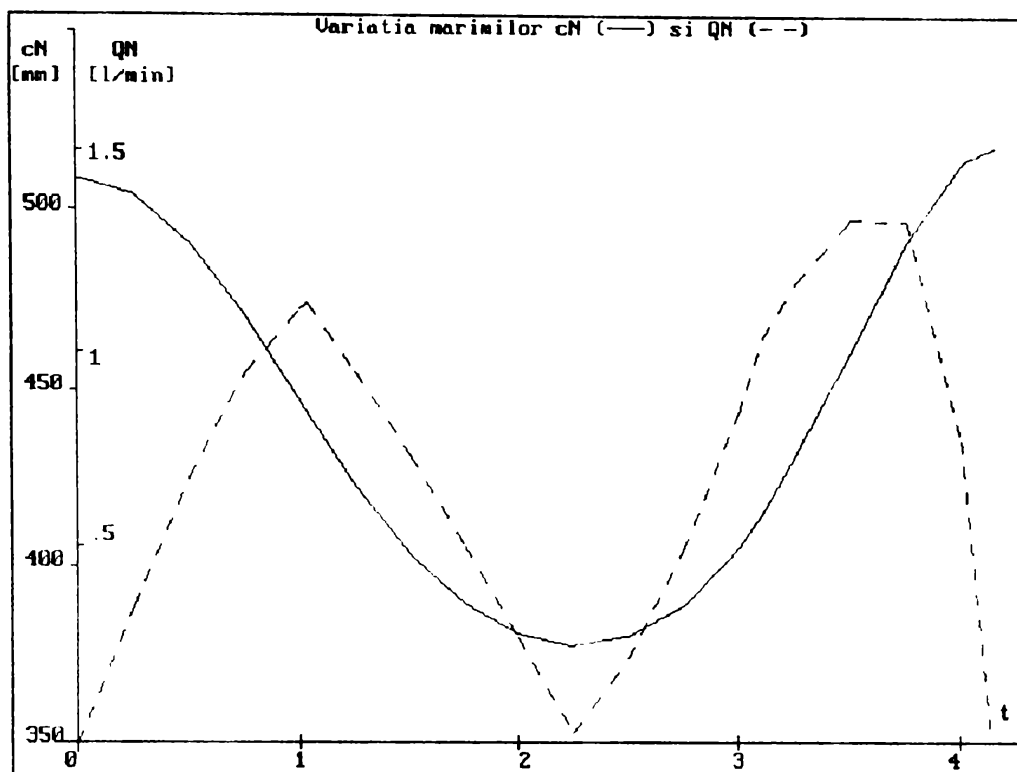


Fig. 7.7.

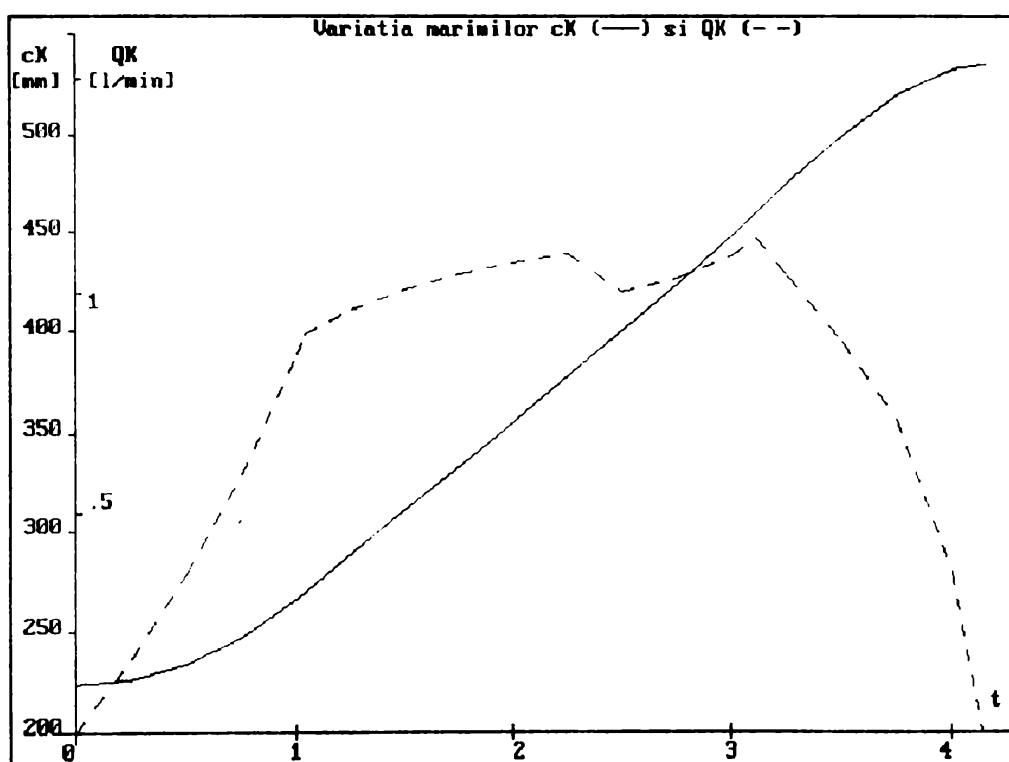


Fig. 7.8.

Date initiale

yI= 3100.00

zI= 2900.00

yF= 1200.00

zF= 2900.00

Rezultate

TABELUL 7.5.

VNf= 5.994

VNs= 6.678

Timpul	CN	CN1	QN
0.000	517.844	0.000	0.000
0.250	492.087	-184.056	2.259
0.500	432.513	-252.262	3.096
0.679	380.517	-289.585	3.554
0.750	359.358	-276.249	3.390
1.000	292.878	-248.872	3.054
1.250	232.658	-233.476	2.865
1.500	174.776	-221.202	2.715
1.750	117.149	-207.822	2.550
2.000	58.897	-189.298	2.323
2.036	50.545	-185.909	2.281
2.250	8.696	-112.381	1.379
2.500	-19.151	-45.141	0.554
2.714	-26.348	0.000	0.000

7.27

Date initiale

yI= 3100.00

zI= 2900.00

yF= 1200.00

zF= 2900.00

Rezultate

TABELUL 7.6.

VKf= 0.396

VKs= 0.441

Timpul	CK	CK1	QK
0.000	535.423	0.000	0.000
0.250	529.223	-46.637	0.572
0.500	516.813	-44.751	0.549
0.679	508.477	-34.840	0.428
0.750	505.827	-27.313	0.335
1.000	500.511	-9.069	0.111
1.250	499.759	3.648	0.045
1.500	502.559	14.113	0.173
1.750	508.460	23.429	0.288
2.000	517.250	31.997	0.393
2.036	518.736	33.165	0.407
2.250	527.107	26.575	0.326
2.500	533.750	13.424	0.165
2.714	535.666	0.000	0.000

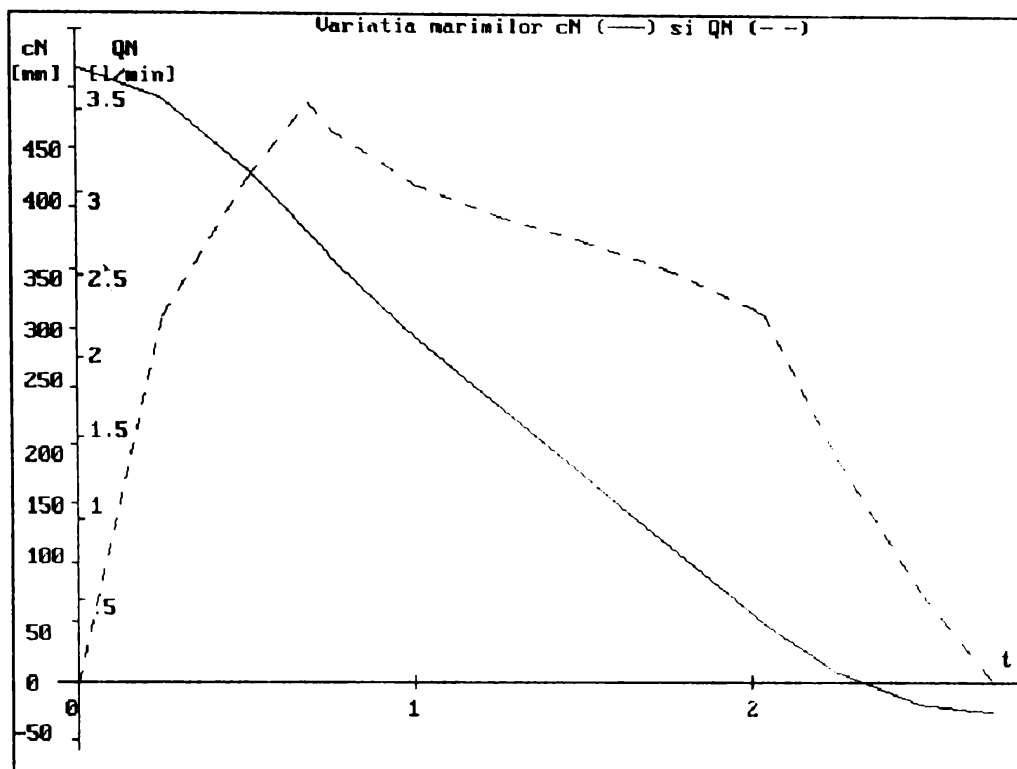


Fig. 7.9.

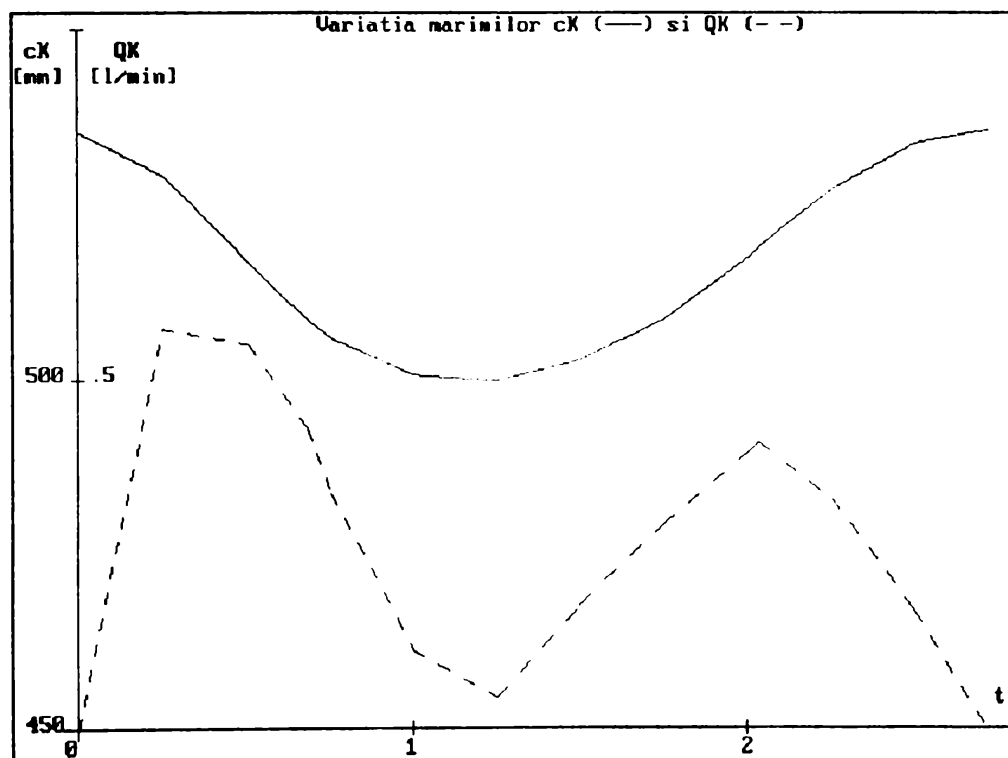


Fig. 7.10.

7.4. BIBLIOTECA IN ACAD PENTRU REPREZENTAREA SCHEMELOR DE ACTIONARE HIDRAULICA /PNEUMATICA A ROBOTILOR INDUSTRIALI SI MANIPULATOARELOR

7.4.1. EXPLICAREA UTILIZARII BIBLIOTECII

7.4.1.1. Introducere

Realizarea schemei de actionare hidraulica/pneumatica reprezinta prima etapa din procesul de proiectare solicitat prin tema. Orice schema de actionare hidraulica/pneumatica trebuie sa rezolve urmatoarele probleme majore: tipul de circuit pompa-motor hidraulic (deschis sau inchis) precum si modul si mijloacele de realizare a functiilor hidraulice: executia, generarea energiei hidrostatice, distributia si comanda, reglajele, protectiile si asigurarile.

7.4.1.2. Biblioteca de simboluri utilizate in schemele de actionari hidraulice/pneumatice

Biblioteca de simboluri, reprezentata practic printr-un pachet de fisiere, este conceputa in vederea simplificarii activitatii proiectantului. Cu ajutorul acestui pachet se poate desena mult mai usor o schema de actionare hidraulica/pneumatica utilizand facilitatile AutoCAD-ului. Practic, este necesara doar trasarea conductelor, elementele schemei fiind inserate in punctele dorite de proiectant dupa selectarea din menu-ul oferit de program.

7.4.1.3. Utilizare

Biblioteca este constituita din urmatoarele fisiere si programe:

- sahp.lsp
- dstrb.lsp
- bshp.slb
- schp.mnu
- sursa.dwg
- 152 fisiere de tip .dwg continute in subdirectorul DWG

Biblioteca poate fi utilizata in doua variante functie de spatiul disponibil pe discul rigid sau marimea fisierelor de tip .dwg ce urmeaza a fi realizate (continand schemele de actionare

realizate cu ajutorul bibliotecii).

7.4.1.3.1. Varianta 1 (cind se dispune de suficient spatiu pe disc, fisierele realizate in acest caz vor fi mai mici)

Aceasta varianta consta in utilizarea programului SAHP.LSP.

Se copiaza in subdirectorul de lucru fisierele: sahp.lsp, dstrb.lsp, schp.mnu, bshp.slb si cele 152 fisiere *.dwg din subdirectorul DWG.

Se lanseaza sesiunea de lucru AutoCAD, tastind in subdirectorul ACAD comanda:

acad

dupa care se selecteaza optiunea 1 urmata de numele desenului.

Dupa ce apare prompterul se tasteaza linia:

(load"sahp")

care determina incarcarea programului SAHP.LSP. Se tasteaza:

sahp

care reprezinta acum o comanda AutoCAD, iar din acest moment se poate trece la desenarea schemei. Se poate evita tastarea liniei (load"sahp") la fiecare lansare a unei sesiuni de lucru, prin inserarea acestei linii in fisierul acad.lsp, sau daca acesta nu exista, se creaza acest fisier care este incarcat automat la fiecare lansare a unei sesiuni de lucru.

Pentru utilizarea comenzilor uzuale AutoCAD se selecteaza din meniu optiunea (Menu acad).

Pentru revenire la menu-ul anterior se da comanda:

menu

dupa care, la cererea numelui de menu, se tasteaza:

schp

urmat de Enter.

7.4.1.3.2. Varianta 2 (cand nu exista prea mult spatiu pe disc; in acest caz insa, fisierele realizate vor fi mai lungi)

Se copiaza in subdirectorul de lucru fisierele: dstrb.lsp, schp.mnu, bshp.slb si sursa.dwg .

Se lanseaza in acelasi mod sesiunea de lucru, dar, cind se introduce numele desenului se va tasta:

numedesen=sursa

unde:

numedesen = numele dat de dumneavoastra desenului
ce urmeaza a fi creat

Dupa aparitia prompterului se da comanda:

menu

dupa care, la cererea numelui de menu, se tasteaza:

schp

urmat de Enter.

Din acest moment se poate trece la desenarea schemei.

ATENTIE !!

1. Biblioteca de simboluri, fiind reprezentata in formatul SLIDE, care nu permite umplerea spatiilor, este realizata cu optiuni separate pentru elemente hidraulice, respectiv pneumatice. Triunghiurile pline care semnifica elemente hidraulice apar neumplute, deci atentie la optiuni sau adnotari. La inserare in desen ele vor aparea corect sub forma STAS.

2. Toate elementele ce urmeaza sa fie inserate sint reprezentate sub forma de blocuri incluse intr-un patrat imaginar cu latura 1. La inserare trebuie specificata o scara corespunzatoare formatului de desenare.

3. Comenzile de natura pneumatica a distribuitoarelor nu sunt reprezentate in aceasta versiune, ele vor face obiectul versiunii viitoare la fel ca elementele care lipsesc din aceasta biblioteca (servovalve, restul comenzilor si supapelor).

Reprezentarea elementelor componente ale bibliotecii se pot urmari in anexa prezentei teze.

7.4.2. APLICATII

Pentru a exemplifica utilizarea bibliotecii au fost reprezentate schemele de actionare a instalatiilor hidraulice sau pneumatice a unor manipuloare si roboti industriali, pe care autorul prezentei teze le-a intocmit cu ocazia elaborarii documentatiilor in cadrul diverselor contracte de cercetare - proiectare la care a participat.

a) SCHEMA INSTALATIEI HIDRAULICE DE ACTIONARE A MANIPULATORULUI SINCRON MS-1000

Avand in vedere experienta acumulata pe parcursul elaborarii proiectelor de executie ale manipuloarelor sincrone cuprinse in familie, se poate aprecia ca instalatia hidraulica a manipulatorului sincron MS-1000 este cea mai reprezentativa si cea mai complexa, motiv pentru care in continuare va fi prezentata aceasta instalatie.

Instalatia hidraulica a manipulatorului se compune din statie de alimentare, acumulator hidraulic, cilindri hidraulici, motoare hidraulice orbitale, aparatura de distributie, reglare si control, retea hidraulica. Modul de amplasare a componentelor sistemului hidraulic pe sistemul mecanic al manipulatorului este prezentat in fig.7.11., iar schema instalatiei hidraulice in fig.7.12.

Instalatia este pusa sub presiune prin intermediul statiei de alimentare (SA), echipata cu pompa cu pistonase axiale.

Dupa trecerea prin supapa de sens (Ss_1) si filtrul de ulei pe refulare (FUR), uleiul sub presiune ajunge la distribuitorul general (D_{20}), care comanda prin intermediul releelor de presiune ($Rp_{1(\min)}$ si $Rp_{2(\max)}$) intreruperea alimentarii instalatiei, in caz de avarie.

Mecanismul generator de traiectorie (MGT) este actionat de cilindri hidraulici (CH_1 si CH_2) comandati prin servovalvele (SV_1 si SV_2), al caror semnal de comanda este preluat de la mecanismul de pilotare manevrat de operatorul uman, sincronizarea miscarilor celor doua mecanisme realizandu-se pe cale electrica folosind un sistem cu reactie de pozitie realizat potentiometric. Asigurarea stabilitatii pozitionale a mecanismului generator de traiectorie se realizeaza cu ajutorul supapelor de sens deblocabile (Ssd_1 si Ssd_2).

Actionarea modulului de pivotare conceput dupa schema cinematica din fig.7.13.a) si b), este prezentata in fig.7.13.c).

Transmisia cu roti dintate este de tipul unui reductor planetar, avand carcasa (0), solidarizata cu batiul mecanismului de urmarire al manipulatorului, in rol de portsatelit, iar elementul de antrenare (1) in rol de satelit. Pentru echilibrarea momentului rezistent M_z , s-a utilizat un hidromotor orbital, de moment mic M_m , care este amplificat prin transmisia cu roti dintate pentru a asigura valoarea necesara a momentului de echilibrare. Raportul de transmitere al transmisiei cu roti dintate se calculeaza cu relatia:

$$i_{10} = \frac{M_z}{\eta \cdot M_m} \quad (7.14)$$

unde η este randamentul mecanic al acesteia.

- CH₁ - Pompa hidraulică
- CH₂ - Cilindru hidraulic de fixie - extensie
- CH₃ - Cilindru hidraulic de prănșuire
- MO₁ - Motoare orbitale de pivotare
- MO₂ - Motor orbital de aducție - abducție
- AC - Acumulator pneumo-hidraulic
- BD - Bloc distribuitor
- BS - Bloc de supape
- BSD - Bloc de securitate și descărcare
- Dia - Distribuitor hidraulic cu sertar cu e-dă electric
- Dca - Distribuitor cu comandă electro-hidraulică
- SS₁ - Supape pe sens unită
- SV₁ - Servovalve hidraulice
- SV₂ - Servovalve hidraulice
- Rp₁ - Relee de presiune
- RPD - Regulator hidraulic proporțional cu 2 căi
- FUR - Filtru de ulei pe refulare
- RU - Rădător ulei

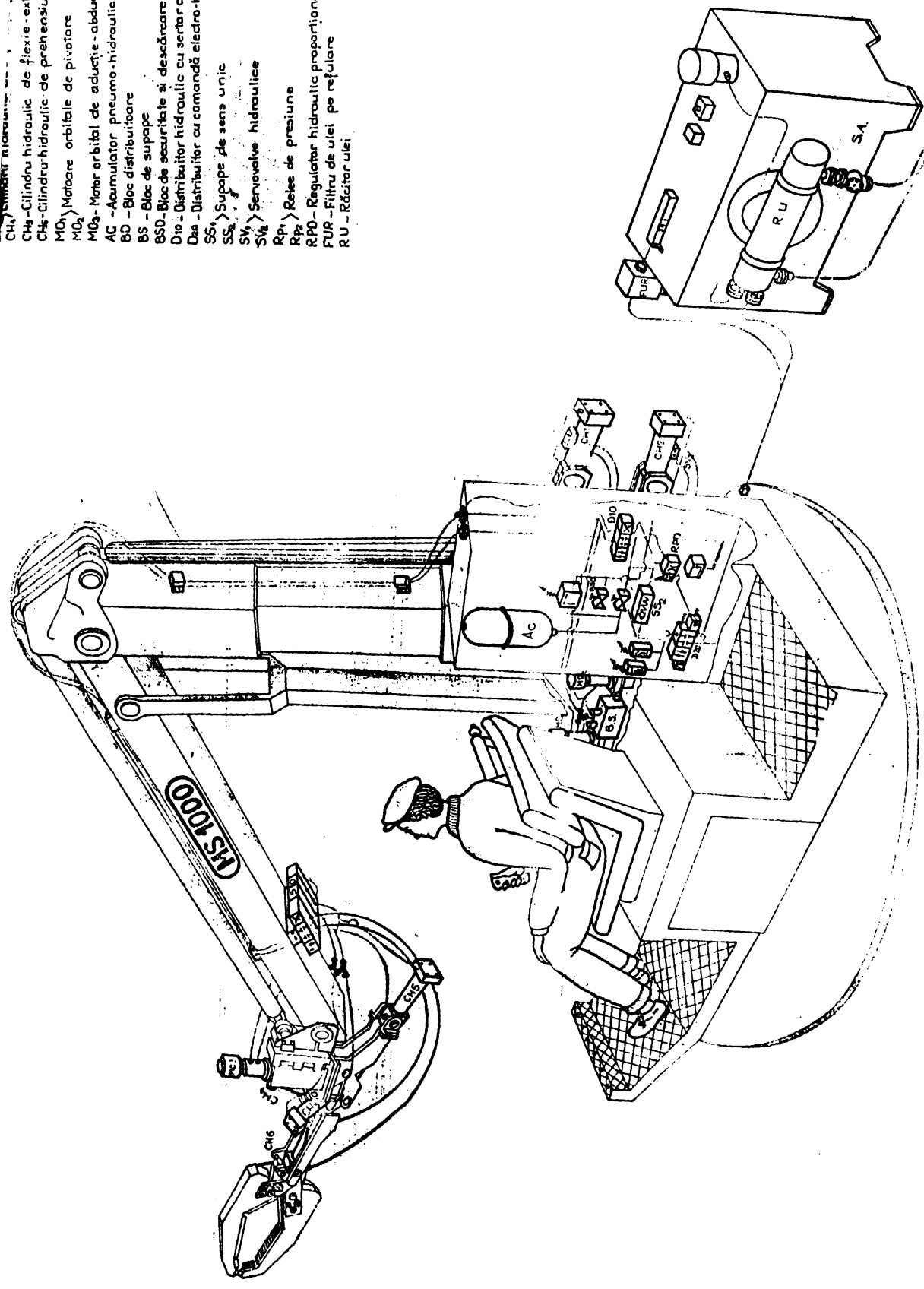


Fig. 7.11.

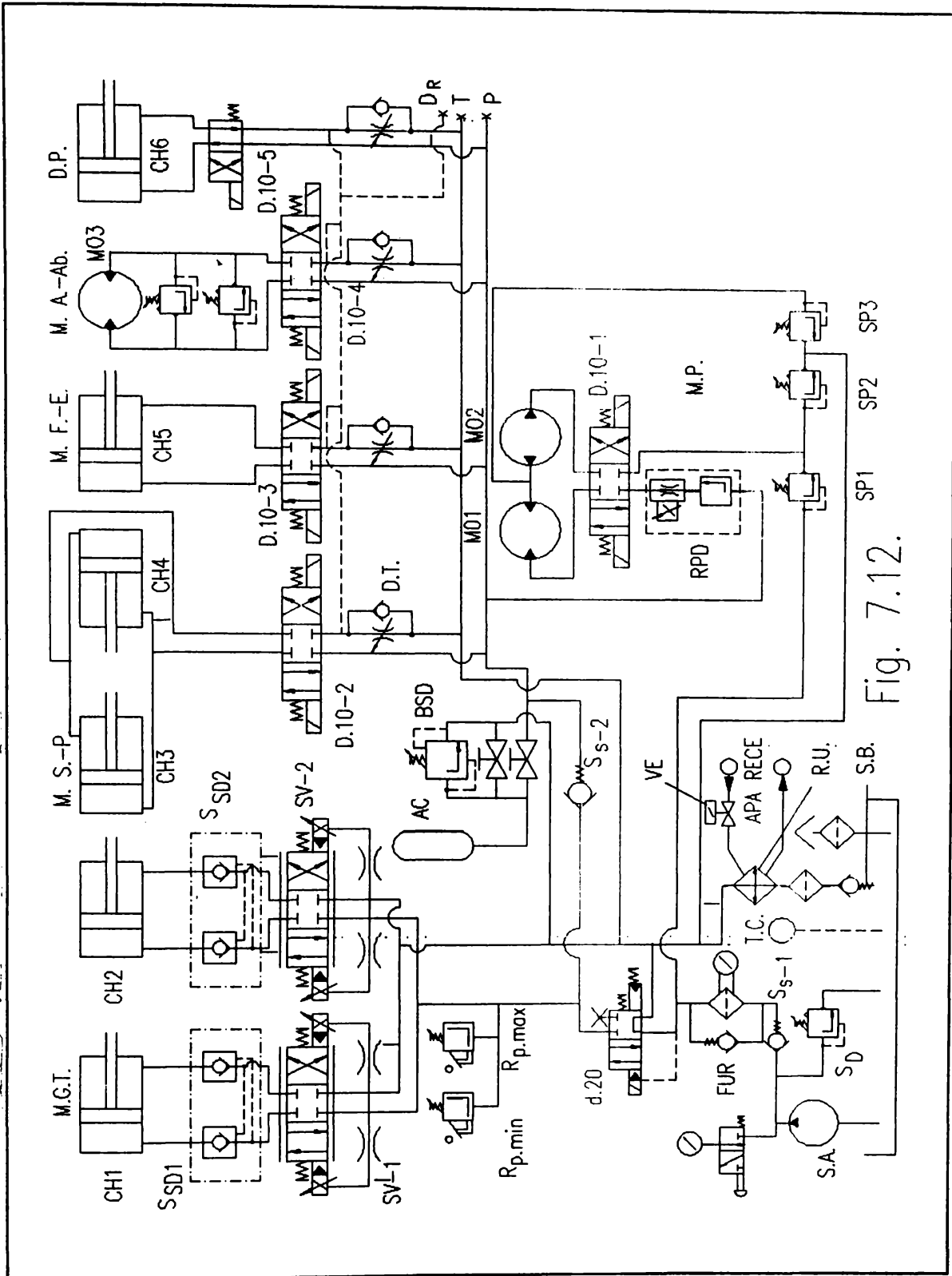


Fig. 7.12.

Modulul de pivotare este actionat prin intermediul unui motor hidraulic orbital MO₁, comandat de operatorul uman prin intermediul unei pedale care actioneaza asupra regulatorului

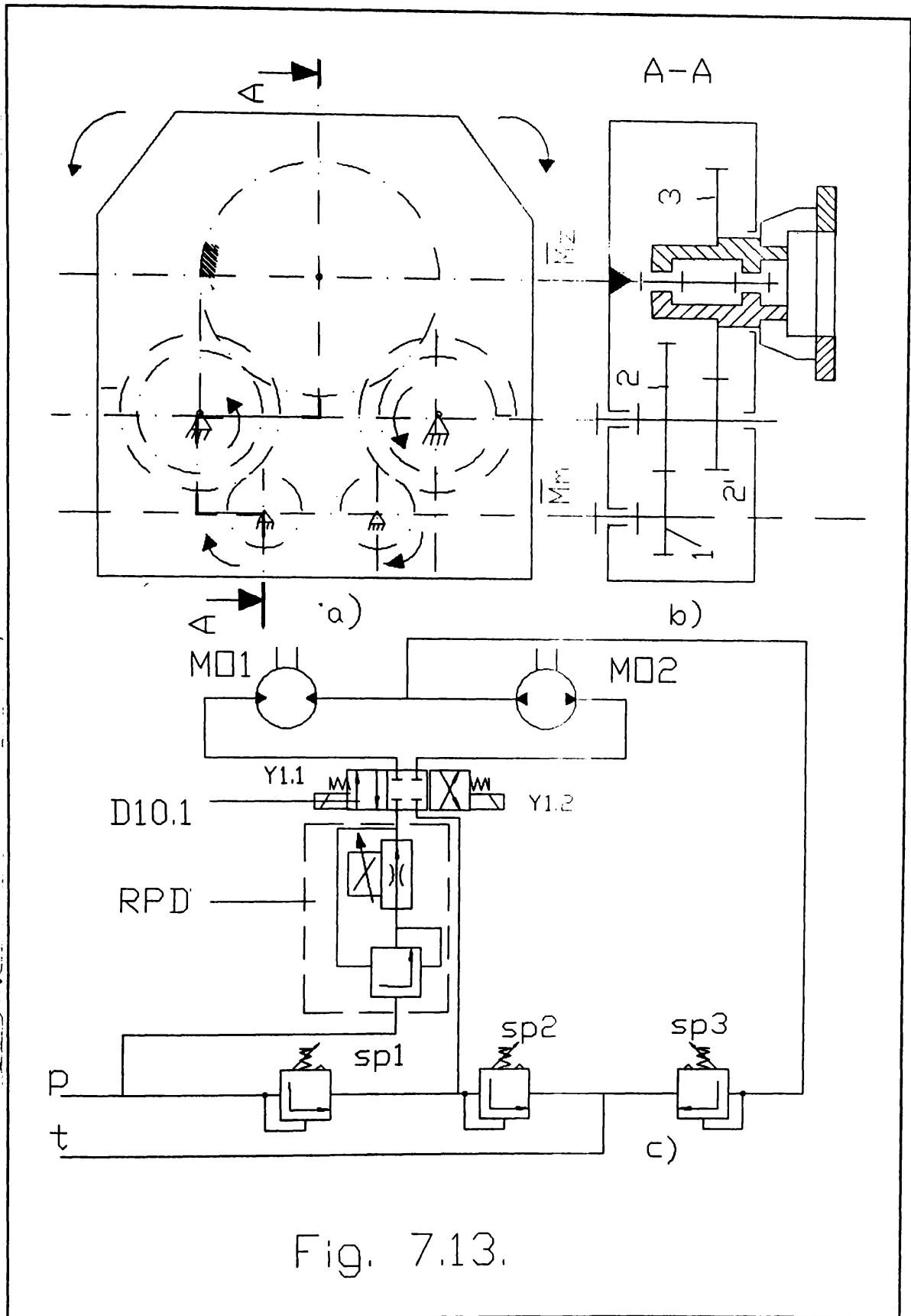


Fig. 7.13.

hidraulic proportional RPD pentru obtinerea unei viteze de pivotare variabile, care asigura pornirea lenta, fara socuri a

motorului. Inversarea sensului de rotatie se face prin intermediul distribuitorului D10.1.

Eliminarea jocurilor din transmisia cu roti dintate a modulului de pivotare se face prin intermediul motorului hidraulic orbital MO_2 care lucreaza in regim de frana prin intermediul supapelor de presiune SP_1 , SP_2 , si SP_3 reglate corespunzator.

Reglarea se va face astfel ca motorul hidraulic orbital MO_2 sa dezvolte un moment (M_f) de sens invers celui dezvoltat de MO_1 (M_m) si care reprezinta 10% din valoarea acestuia ($M_f=0,1 \cdot M_m$).

Supapa SP_1 se va regla la presiunea de lucru a motorului hidraulic orbital MO_1 . Supapa de presiune SP_3 care leaga conducta ce uneste cele doua motoare, MO_1 (cu rol de motor) si MO_2 (cu rol de frana), la tanc, se va regla la o presiune p_3 , data de relatia:

$$p_3 = p_1 - \frac{6 \cdot 10^7 \cdot M_m \cdot n}{\eta_t \cdot V_g} \quad (7.15)$$

Supapa SP_2 , a carei presiune de reglare se calculeaza cu relatia :

$$p_2 = p_3 - \frac{6 \cdot 10^7 \cdot M_f \cdot n}{\eta_t \cdot V_g} \quad (7.16)$$

regleaza presiunea uleiului, introdus in motorul hidraulic MO_2 , care lucreaza ca si frana, prin legatura de tanc (t) a distribuitorului D10.1.

In relatiile (7.15) si (7.16) p_1 , M_m , n , η_t si V_g reprezinta caracteristicile tehnice ale hidromotorului.

Trebuie remarcat faptul ca stabilirea relatiilor (7.15) si (7.16) pentru calculul presiunilor de reglare p_2 si p_3 s-a facut pe baza egalarii puterii dezvoltate de motoarele hidraulice cu puterea necesara antrenarii modulului de pivotare al manipulatorului.

Toate aceste reglaje presupun reglarea supapei de descarcare (S_D), a statiei de alimentare a instalatiei hidraulice a manipulatorului la o presiune superioara lui p_1 .

Actionarea mecanismului de orientare presupune actionarea modulelor componente ale acestuia. Pentru actionarea modulului de supinatie pronatie (M.S.-P.), se utilizeaza doi cilindri

hidraulici (CH_3 , CH_4), care lucreaza in tandem, comanda lor facandu-se prin intermediul distribuitorului hidraulic cu sertar D10.2. Modulul de flexie-extensie (M.F.-E.) este actionat de un cilindru hidraulic (CH_5), comandat de distribuitorul D10.3. Modulul de aductie-abductie (M.A.-A.D.) este actionat prin intermediul motorului hidraulic orbital MO_3 , comandat prin distribuitorul D10.4.

Actionarea dispozitivului de prehensiune (D.P.) se face prin intermediul cilindrului hidraulic CH_6 , comandat prin intermediul distribuitorului D10.5.

Fiecare din aceste module are posibilitatea de reglare a vitezei de lucru prin intermediul droselilor de traseu (D.T.).

Amortizarea pulsatiilor din sistem si compensarea pierderilor de debit se face prin intermediul acumulatorului pneumo-hidraulic (Ac), prevazut cu un bloc de securitate si descarcare (BSD). Supapa de sens SS₁ elimina posibilitatea descarcarii acumulatorului prin cele doua servovalve care comanda cilindri de actionare ai mecanismului generator de traiectorie.

Returul lichidului de lucru la statia de alimentare se face prin racitorul de ulei RU, lichidul de racire fiind apa industriala de la retea.

In vederea unei sigurante sporite in exploatare si asigurarea obtinerii parametrilor necesari ai energiei hidrostatice furnizate de grupul hidraulic de actionare, instalatia hidraulica a manipulatorului sincron MS-1000 este prevazuta cu aparate si echipamente de comanda, masura si control.

Releul de presiune maxima (Rp_{max}) este destinat sesizarii unei presiuni $p > p_{max}$ in instalatie. Aceasta presiune se poate atinge daca supapa de descarcare nu intra in functiune la depasirea presiunii nominale. Releul de presiune deconecteaza motorul hidroagregatului daca $p_i = p_{max}$.

Releul de presiune minima (Rp_{min}) semnalizeaza prin inchiderea unui contact, faptul ca presiunea este sub valoarea minima prescrisa $p < p_{min}$ si in acest caz nu se poate conecta distribuitorul care deschide circuitul de legatura al manipulatorului la hidroagregat, manipulatorul fiind in acest caz nefunctional. Situatiile acestea pot apare in cazul spargerii unor furtune de alimentare sau a distrugerii unor

garnituri de etansare in cadrul elementelor de actionare si comanda.

Indicatorul de imbicsire (colmatare) filtru, are rolul de a sesiza momentul cand presiunea hidraulica pe filtru depaseste cu 7,5 bar presiunea din sistem, ceea ce corespunde faptului ca filtrul (FUR) este "murdar". Atingerea acestei presiuni coincide cu inchiderea unui contact, ceea ce corespunde cu aprinderea unei lampi de semnalizare pe panoul de comanda.

Releul de temperatura maxima aflat in legatura cu termometrul cu contact (TC), sesizeaza depasirea temperaturii peste limita prestabilita $t_{max}=60^{\circ}C$. Atingerea acestei temperaturi, corespunde inchiderii unui contact care decupleaza motorul hidroagregatului, semnalizarea facandu-se printr-o lampa aflata pe panoul de comanda.

Microreleul de temperatura (termostat) care comanda ventilul electromagnetic (VE), regleaza temperatura uleiului prin conectarea sau deconectarea agentului de racire (apa). Daca $t < 25^{\circ}C$ nu se conecteaza agentul de racire, iar daca $t > 40^{\circ}C$ se face conectarea. Limitele intervalului de temperatura se stabilesc in functie de temperatura mediului de lucru si de aplicatia manipulatorului.

In fig. 7.14.-> 7.17. se poate urmari manipulatorul sincron MS-500 deservind o celula flexibila de curatire si debavurare a unor piese turnate la intreprinderea I.M.M.U.M. Baia Mare.

Dispozitivul de orientare (D.O.) a fost astfel conceput incat sa realizeze miscarile adecvate unor astfel de operatii realizate prin intermediul unui cap de forta (C.F.) care consta dintr-un polizor antrenat de un motor electric.

Notatiile marcate pe componentele instalatiei hidraulice de actionare a manipulatorului au aceeasi semnificatie cu cele intalnite in fig. 7.12. si 7.13.

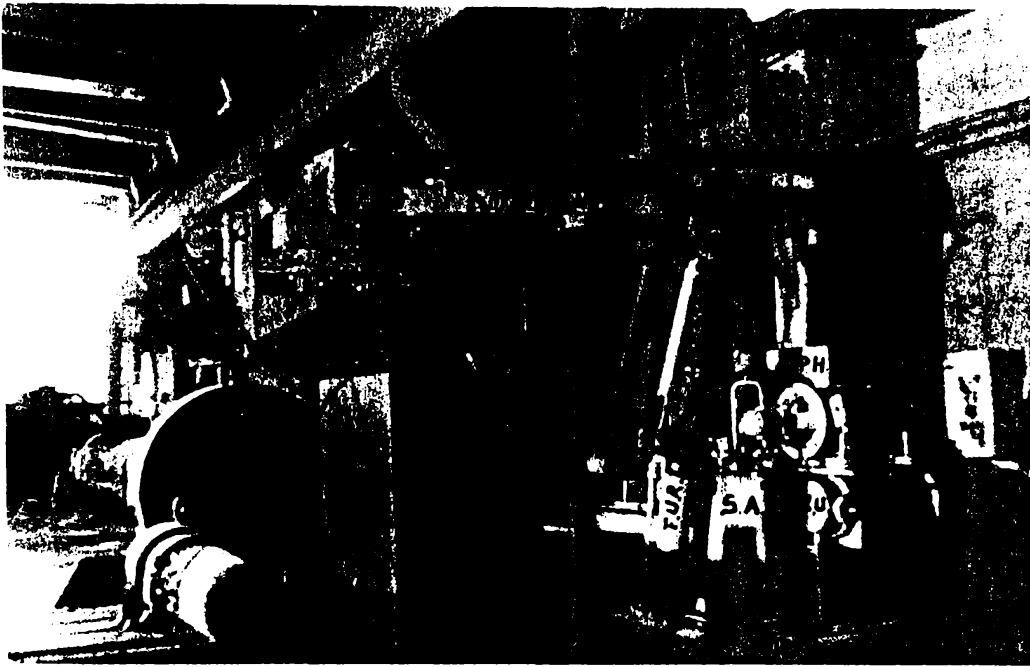


Fig 7.14.

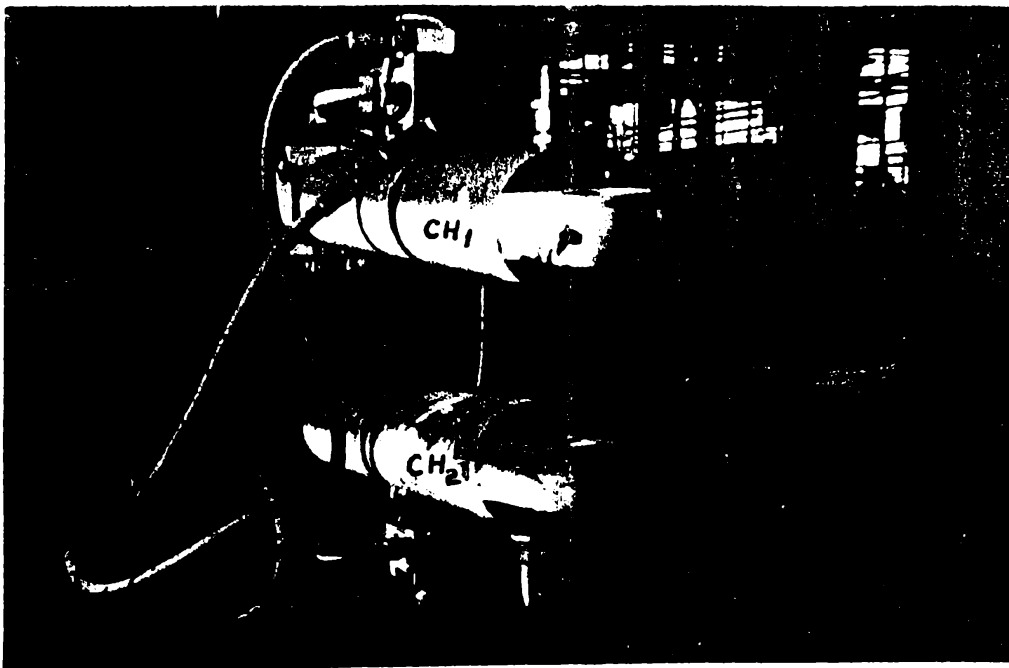


Fig. 7.15.

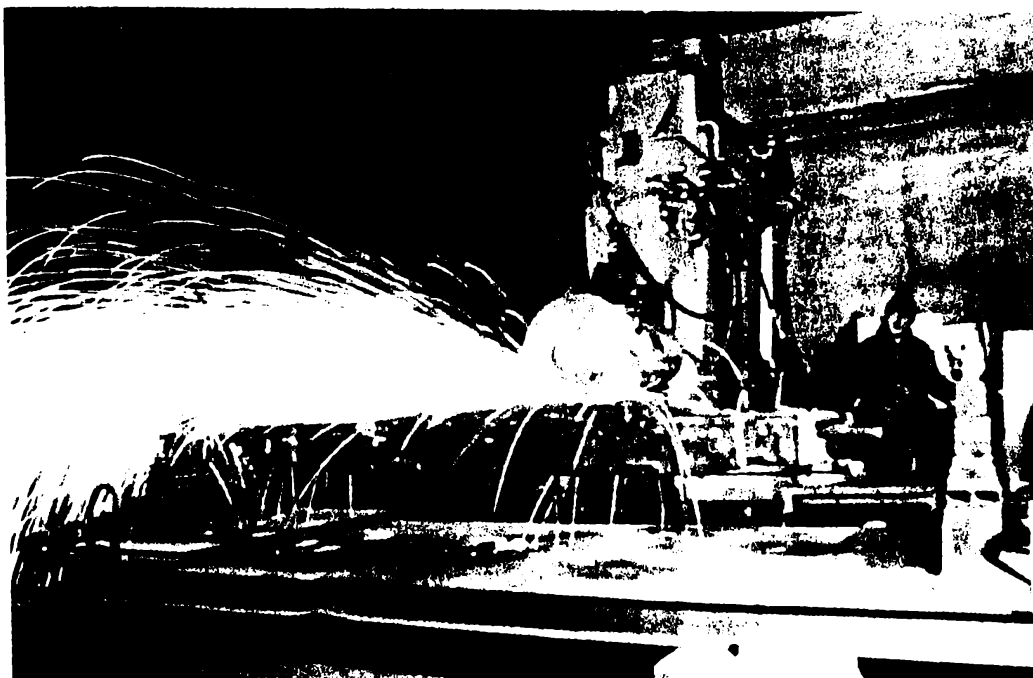


Fig. 7.16.

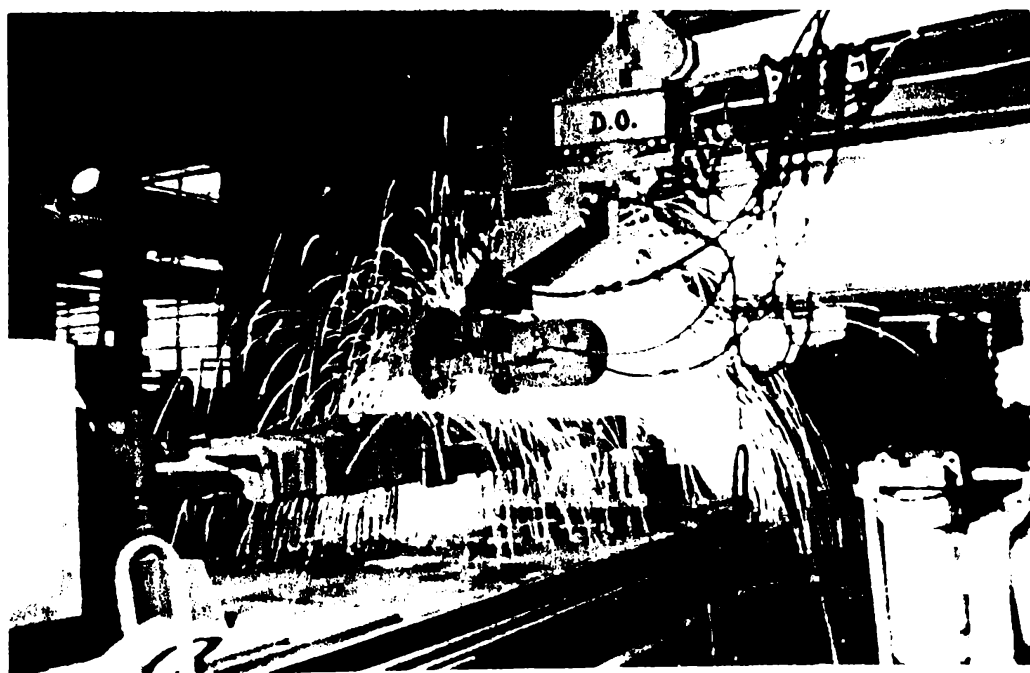


Fig. 7.17.

b) SCHEMA INSTALATIEI PNEUMATICE DE ACTIONARE A
MINIROBOTULUI MRP-12,5 N

Prezentata in fig. 7.18., instalatia pneumatica a minirobotului realizeaza:

-actionarea mecanismului generator de traiectorie (pivotare, translatie verticala si orizontala) cu motor oscilant respectiv cilindri pneumatici;

-actionarea mecanismului de orientare (pronatie-supinatie si flexie-extensie) prin motoare pneumatice elicoidale;

-actionarea dispozitivului de prehensiune (cu degete articulate, degete deformabile sau cu ventuze pneumatice cu vid).

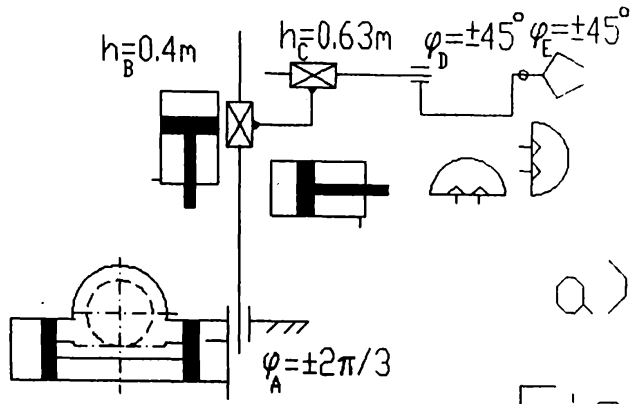
Pornirea minirobotului este comandata de distribuitoarele (D_1, D_2, D_3) care in functie de starea semnalelor (S_1 sau S_2, S_4 sau S_5, S_7 sau S_8) permit alimentarea cu aer comprimat a motorului modulului de pivotare si a cilindrilor modulelor de translatie verticala si orizontala, iar distribuitoarele (D_4, D_5, D_9) in functie de starea semnalelor (S_{10}, S_{11}, S_{12}) permit alimentarea motoarelor pneumatice elicoidale de actionare a mecanismului de orientare, respectiv a dispozitivului de prehensiune.

Franarea pe elementele finale de executie este asigurata prin intermediul unor frane pneumomecanice a caror principiu de functionare este asemanator cu cel prezentat in fig.2.15. Franele sunt comandate prin intermediul distribuitoarelor (D_6, D_7, D_8) pentru modulele de pivotare, translatie verticala si orizontala, semnalele electrice (S_3, S_6, S_9) permitand alimentarea cilindrilor pneumatici de franare.

Droselele (DR) legate in paralel cu supapele de sens (SS) regleaza debitul de aer, respectiv viteza cilindrilor de actionare a modulelor minirobotului.

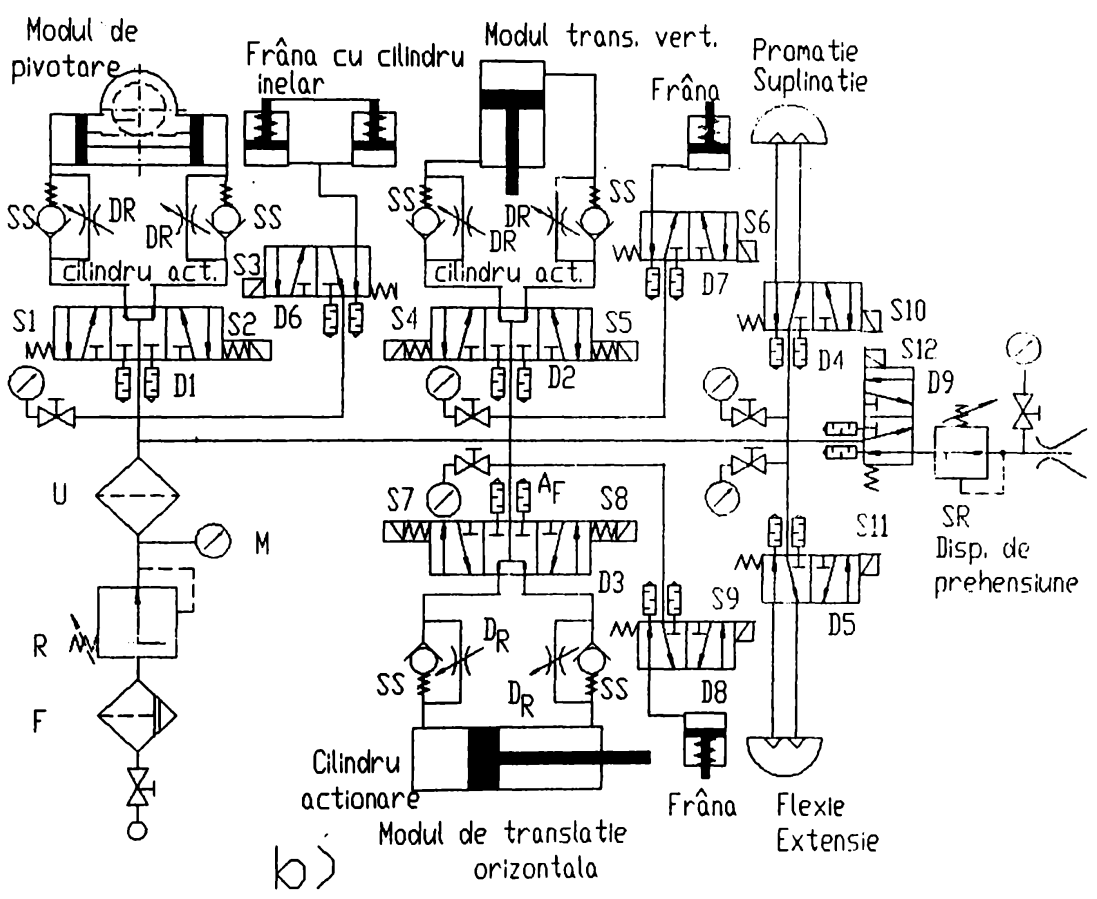
Supapa de reductie (SR) asigura functionarea la presiune constanta, respectiv la forta constanta, a dispozitivului de prehensiune, indiferent de solutia constructiva a acestuia.

Amortizoarele de zgomot (fonice) (AF), montate pe distribuitoare, asigura functionarea silentioasa a instalatiei, valoarea presiunii din sistem fiind pusa in evidenta de catre manometrele de control (M).



a)

Fig. 7.18.



b)

c) SCHEMA INSTALATIEI PNEUMATICE A CELULEI ROBOTIZATE
PENTRU PRELUCRAT SCUTURI DE MOTOARE ELECTRICE

Pusa in functiune in cadrul laboratorului de roboti industriali al Universitatii tehnice din Timisoara, celula flexibila deservita de robotul REMT-2 si avand in componenta sa un strung frontal SF 400-NCC si o masina de frezat si gaurit NECKERT-NC, ambele cu comanda numerica si un suport rotitor pentru alimentarea cu scuturi si evacuarea acestora, permite prelucrarea prin aschiere a scuturilor de motoare electrice tip ADE 90M/2, aflate in programul de fabricatie al intreprinderii "Electromotor" Timisoara.

In cadrul itinerarului tehnologic de prelucrare exista anumite operatii care se realizeaza prin intermediul unor mecanisme actionate pneumatic si anume:

1) Actionarea suportului rotitor, prin intermediul caruia se alimenteaza celula cu scuturi sau se face evacuarea lor, este realizata de catre un mecanism cremaliera-roata dintata pus in miscare de catre un cilindru pneumatic de diametru 50[mm]. Aceasta actionare permite rotirea mesei suportului pe care se afla scutul, masa care este solidara cu roata dintata a mecanismului, cu un unghi de 180°. Intrucat aceasta rotatie se face cu viteza mica cilindrul pneumatic este alimentat printr-o conducta DN 4[mm], traseul de alimentare si evacuare fiind droselat cu doua droselate cu supapa de sens de aceeasi marime. Comanda deplasarii pistonului se face prin intermediul unui distribuitor cu comanda electropneumatica 4/2, DN 4[mm].

2) Actionarea mecanismelor dispozitivelor de fixare si centrare a scutului pe masa frezei este realizata de catre trei cilindri pneumatici, doi cilindri de 50[mm] pentru fixare si un cilindru de 40[mm] pentru centrare, ei fiind comandati de doua distribuitoare cu comanda electropneumatica 4/2, DN 6[mm]. Intrucat fixarea si centrarea scutului sunt doua operatii care trebuie sa aiba loc aproape simultan, alimentarea de la reseaua de aer comprimat se face prin aceeasi conducta DN 6[mm], iar reglarea vitezei se face printr-un acelasi drosel cu supapa de sens de aceeasi marime.

Viteza de deplasare a pistonului cilindrului este functie de debitul de aer (Q) in cilindru si de diametrul cilindrului (d). Notand cu v_1 viteza de deplasare a pistonului in cilindrul mecanismului de centrare si cu v_2 viteza de deplasare a

pistonului in cilindri mecanismelor de fixare:

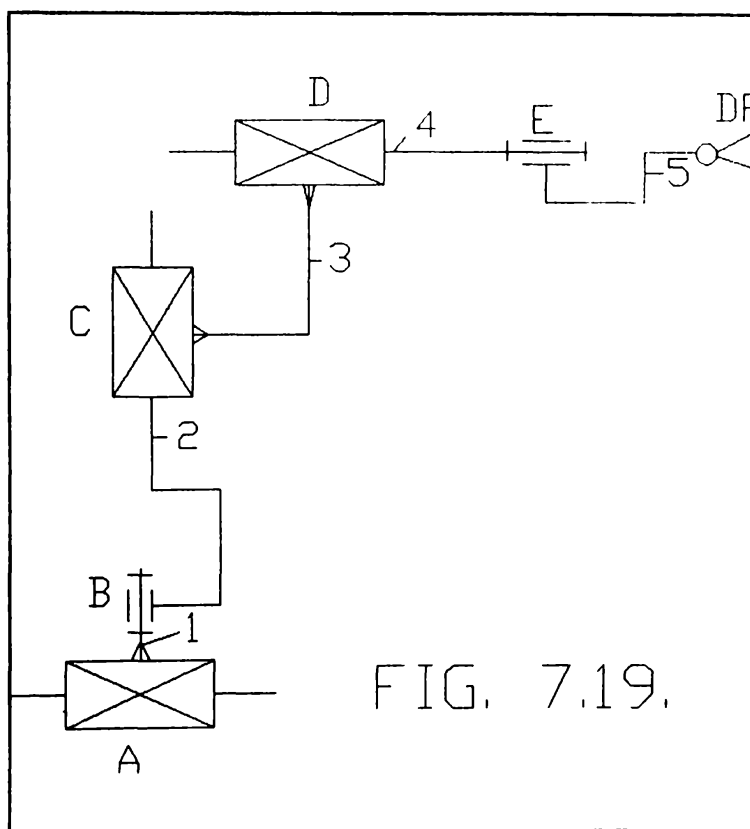
$$v_1 = \frac{Q}{S_1} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \quad (7.17)$$

$$v_2 = \frac{Q}{S_2} = \frac{4Q}{\pi d_2^2} \quad (7.18)$$

Cunoscand ca $d_1=40[\text{mm}]$ si $d_2=50[\text{mm}]$ atunci din relatiile (7.17) si (7.18) rezulta ca $v_1 > v_2$, adica operatia de centrare precede pe cea de fixare, ceea ce s-a si urmarit de fapt prin alegerea corespunzatoare a diametrilor cilindrilor.

Robotul industrial REMT-2 care deserveste celula si a carui schema cinematica este prezentata in fig. 7.19. are miscarea de pronatie-supinatie (cupla E) si dispozitivul de prehensiune (DP) actionate pneumatic.

Miscarea de pronatie-supinatie a bratului 4 al robotului, conceputa initial cu un unghi de rotatie de 180° si limitata mecanic pentru aplicatia din celula respectiva la 90° , se realizeaza prin intermediul unui cilindru oscilant cu piston, roata dintata fiind solidara cu bratul robotului. Viteza de rotatie este reglata prin intermediul a doua drosele de cale cu supapa de sens DN 10[mm].



Actionarea dispozitivului de prehensiune se realizeaza prin intermediul unui cilindru de 150[mm]. Datorita diametrului mare al cilindrului nu mai este nevoie sa se faca o droselare a aerului comprimat, care ajuns in cilindru se destinde si ca

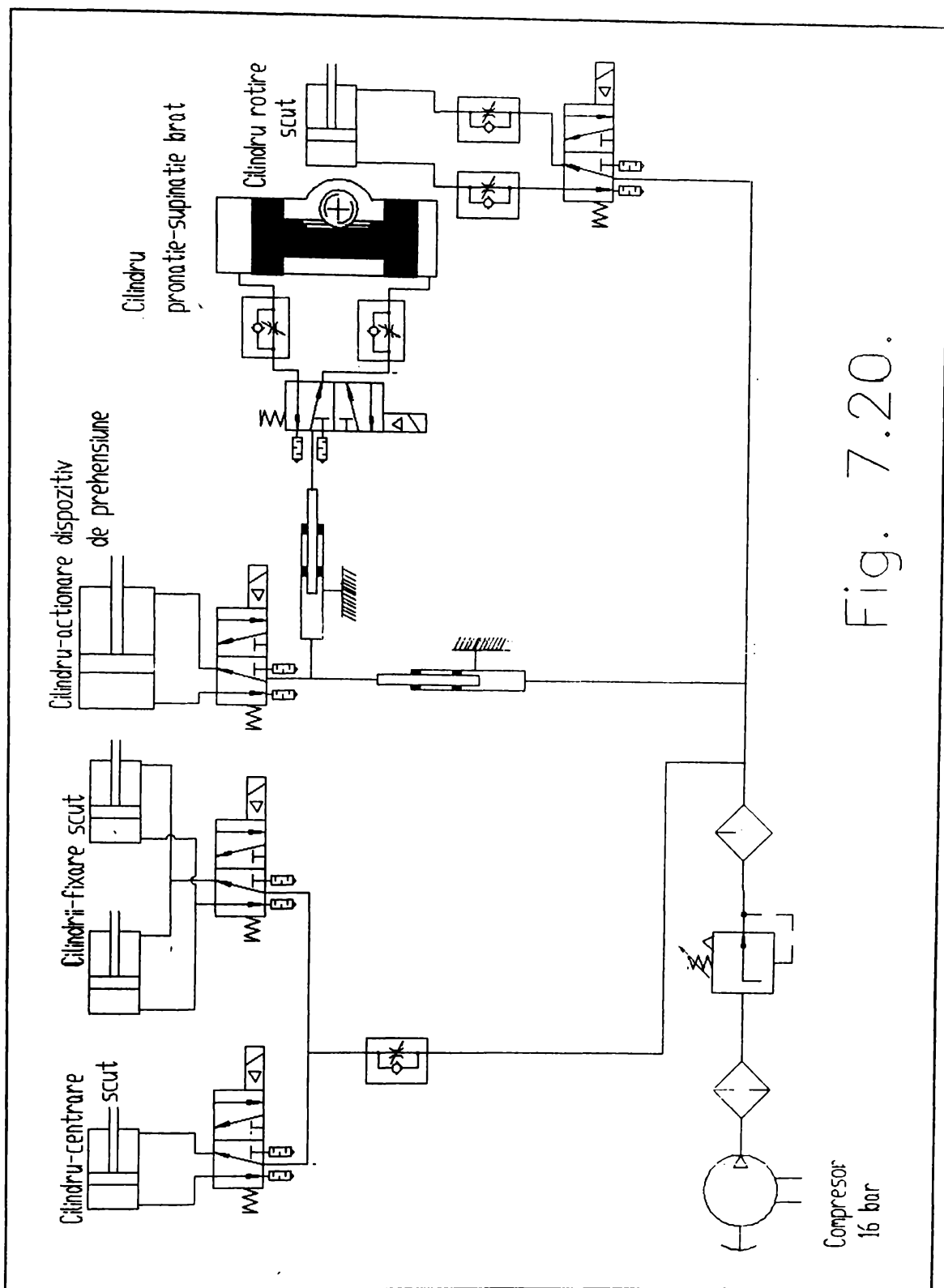


Fig. 7.20.

atare viteza de inchidere a degetelor va fi moderata, ceea ce corespunde procesului tehnologic respectiv.

Atat cilindrul de la miscarea de pronatie-supinatie cat si cel de actionare a dispozitivului de prehensiune sunt comandati prin intermediul unor distribuitoare 4/2 DN 10[mm] cu comanda

electropneumatica.

Pentru a nu avea probleme de pozitionare a traseelor conductelor de alimentare ale celor doi cilindri (in timpul miscarilor de translatie pe verticala si extensie brat), s-au folosit doua conducte telescopice.

Schema instalatiei pneumatice a celulei poate fi urmarita in fig. 7.20.

Instalatia se alimenteaza cu aer comprimat de la un compresor de 16[bar], presiunea fiind reglata in grupul de pregatire a aerului FRU DN 16[mm] la o valoare de 5[bar] inainte de a ajunge la elementele de comanda si executie. Pentru o lubrifiere corespunzatoare a aerului comprimat se urmareste existenta unui nivel corespunzator de ulei in ungatorul grupului FRU.

d) SCHEMA INSTALATIEI HIDRAULICE SI A CELEI PNEUMATICE DE ACTIONARE A UNUI SISTEM FLEXIBIL DE DEBAVURAT JENTI DE AUTOMOBILE

Energia hidraulica necesara cilindrilor (CH_1 , CH_2 , si CH_3) se obtine in statia de alimentare (SA), amplasata in interiorul batiului (BS). Aparatura de comanda si de distributie a fluidului de lucru este montata pe panoul hidraulic (PH).

Energia pneumatica necesara cilindrilor (CP_1 si CP_2) este preluata de la reseaua industrială de aer comprimat, aparatura de comanda si de distributie a acestuia fiind amplasata pe panoul pneumatic (PP).

In fig. 7.21. este prezentata schema instalatiei hidraulice a sistemului. Presiunea uleiului in instalatie se prescrie prin intermediul supapei de descarcare (SD) si se verifica la manometrul (M). Aceste componente se afla montate pe statia de alimentare (SA). Comanda cilindrului hidraulic (CH_1) care actioneaza capul de forta (CF) se realizeaza prin intermediul distribuitorului (D_1) de tip 4/3 si regulatorului de viteza (RV). Alimentarea electromagnetului (S_{11}) declanseaza cursa de lucru, iar alimentarea electromagnetului (S_{12}) are ca efect retragerea capului de forta. In timpul schimbarii sculei in capul de forta, cand acesta este retras, distribuitorul (D_1) este mentinut pe pozitia inchisa datorita arcurilor de readucere.

Cilindrul hidraulic (CH_2) care actioneaza dispozitivul de blocare (DBH) al saniei orizontale (SH) si cilindrul hidraulic

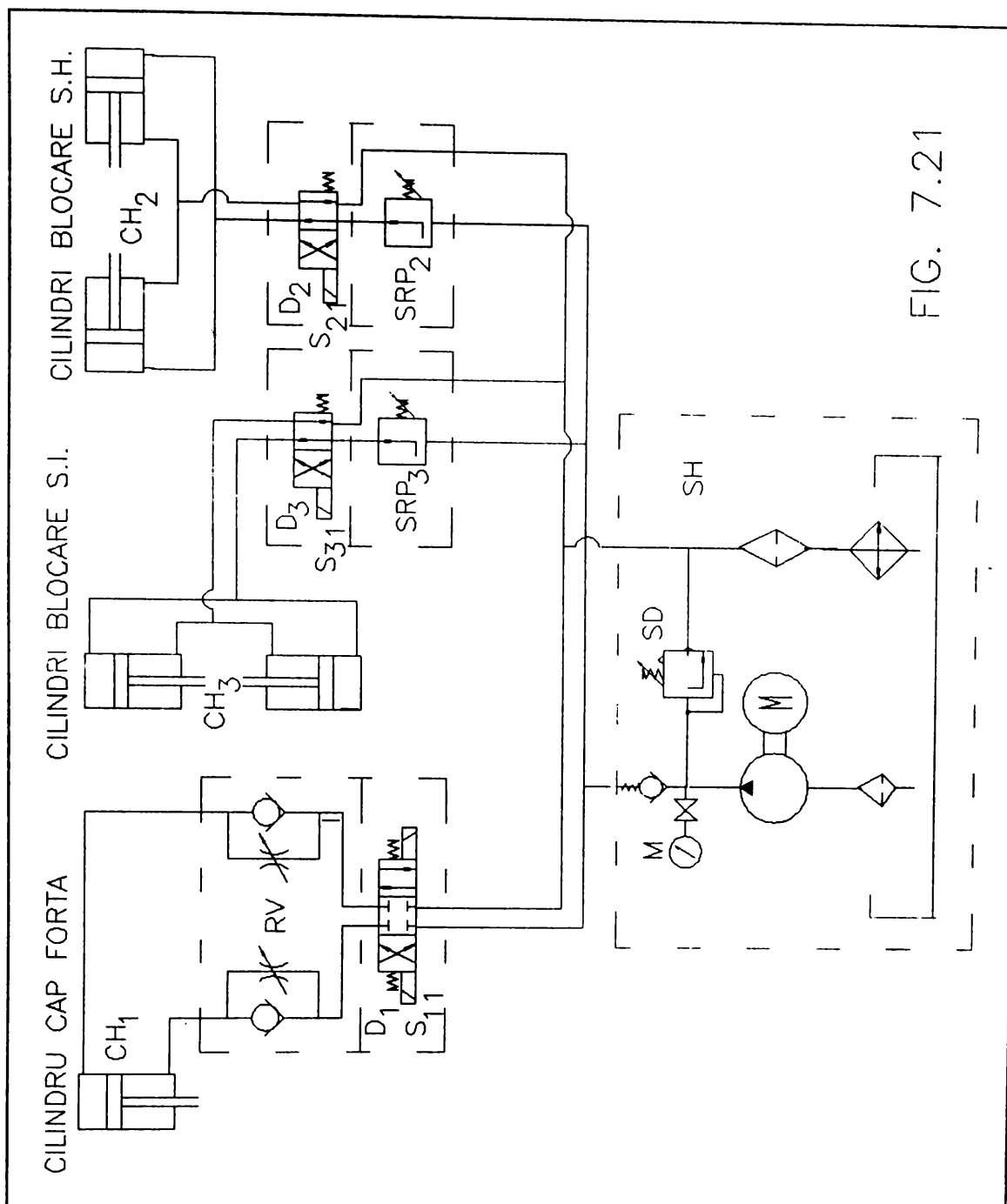
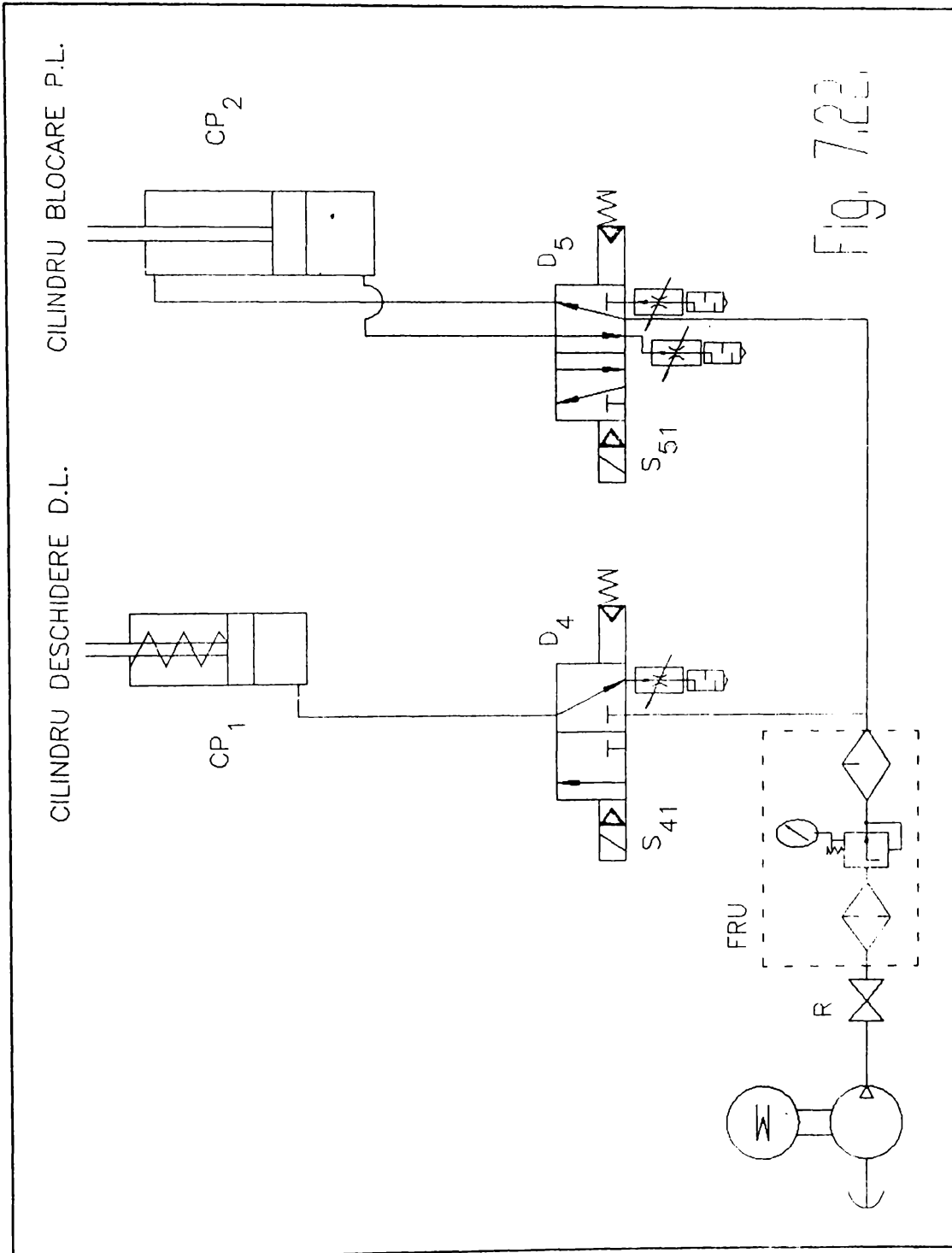


FIG. 7.21

(CH₃) care actioneaza dispozitivul de blocare (DBI) al saniei inclinabile (SI) se alimenteaza cu presiune constanta a carei valoare se prescrie prin intermediul supapelor de reglare a presiunii (SRP₂) si (SRP₃). Comanda acestor cilindri se realizeaza prin intermediul distribuitorilor (D₂) si (D₃) de tip 4/2, care in faza de blocare a saniilor sunt comandate de arcurile de readucere, iar pe durata efectuarii miscarilor de reglaj a saniilor sunt comandate de electromagnetii (S₂₁) respectiv (S₃₁).

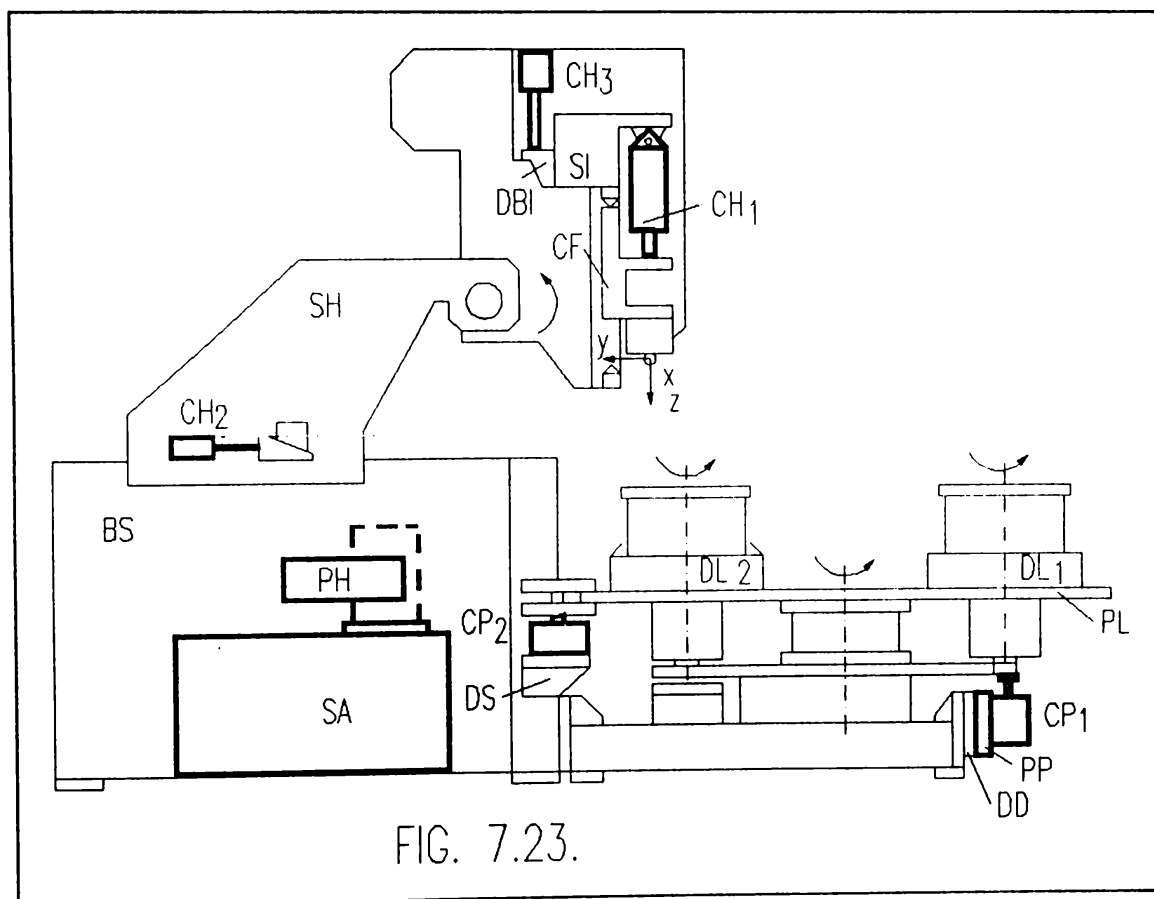
In fig. 7.22. este prezentata schema instalatiei pneumatice a sistemului. Intrarea aerului comprimat in instalatia pneumatice se realizeaza prin grupul filtru-regulator-ungator (FRU), presiunea fiind prescrisa prin intermediul regulatorului si verificata la manometrul grupului.



Comanda cilindrului (CP₁) care actioneaza dispozitivul de deschidere (DD) al dispozitivului de lucru (DL) se realizeaza prin distribuitorul electropneumatic (D₄) de tip 3/2. Alimentarea

electromagnetului (S_{41}) produce deschiderea dispozitivului de lucru. Pentru închiderea acestui dispozitiv comanda distribuitorului (D_4) este preluata de catre arc. Comanda cilindrului (CP_2) care actioneaza dispozitivul de blocare (DS) al platoului de lucru (PL) se realizeaza prin distribuitorul electropneumatic (D_5) de tip 5/2. Pentru blocarea platoului, distribuitorul in cauza este comandat de arc, iar pentru deblocare se alimenteaza electromagnetul (S_{51}).

Amplasarea componentelor hidraulice si pneumatice pe structura mecanica a sistemului flexibil poate fi urmarita in fig. 7.23.



CAPITOLUL 8CERCETARI PRIVIND AMELIORAREA DEBITULUI UNOR POMPE CU
ANGRENAJ INTERIOR

Pompele cu roti dintate cu angrenaj interior, functionand dupa principiul prezentat in capitolul 2, tabelul 2.1./1, sunt frecvent utilizate in alimentarea cu energie hidraulica a sistemelor de actionare ale robotilor industriali si manipuloarelor.

Prin urmare in capitolul respectiv sunt prezentate cercetarile intreprinse de autorul prezentei teze in perioada aprilie-mai 1994 la Societe de Transmissions Automatique (S.T.A.) din Ruitz, Franta, pentru ameliorarea debitului unor astfel de pompe.

8.1. INTRODUCERE

Conditia functionarii unui angrenaj interior ca cel prezentat in fig.8.1. este:

$$s_{w_1} = e_{w_2} \quad (8.1)$$

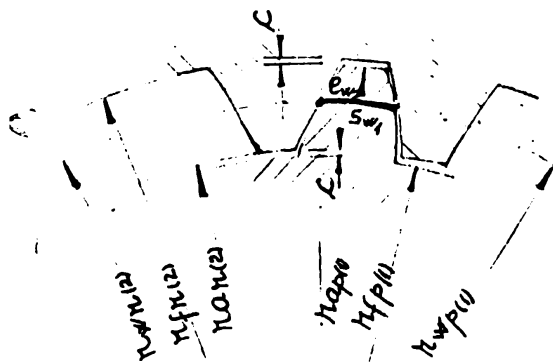
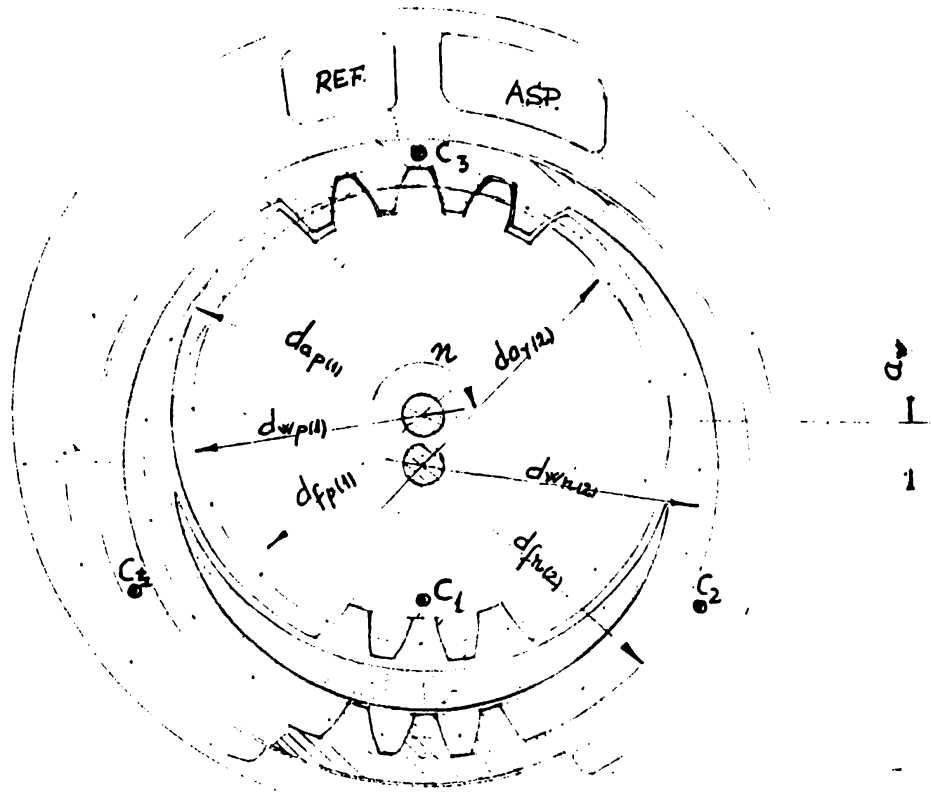
Daca se dezvolta aceasta relatie, se obtine:

$$x_2 - x_1 = (\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha_0) \frac{z_2 - z_1}{2 \text{tg}\alpha_0} \quad (8.2)$$

unde:

x_1 si x_2 reprezinta coeficientii de deplasare de profil teoretic al pinionului si al rotii dintate cu dantura interioara, care sunt definiti ca raport intre deplasarea de profil si modulul real nominal:

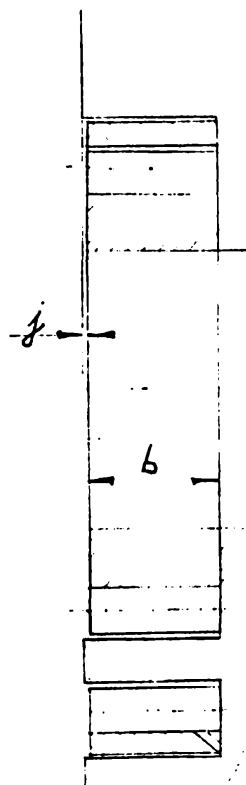
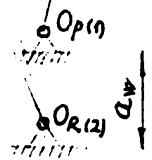
$$x = \frac{X}{m} \quad (8.3)$$



a)

2:1

b)



c)

FIG.81.(1:1)

8.3

α_0 si α_w sunt unghiurile de presiune pe cercurile de divizare, respectiv rostogolire iar z_1 si z_2 sunt numerele de dinti ai pinionului si rotii.

Pentru pompele 9B0 aflate in programul de fabricatie al S.T.A.: $\alpha_0=25^\circ$; $z_1=23$; $z_2=27$; $a_w=6,35$; $m=2,65$ si din relatia care exprima distanta dintre axe:

$$a_w = r_{w_2} - r_{w_1} = \frac{m(z_2 - z_1) \cos \alpha_0}{2 \cos \alpha_w} \quad (8.4)$$

rezulta $\alpha_w=40,848^\circ$ si cu ajutorul relatiei (8.2):

$$x_2 - x_1 = 0,522 \quad (8.5)$$

Se poate exprima debitul de ulei care este furnizat de acest tip de pompe in functie de dimensiunile angrenajului:

$$Q_p = \frac{\pi}{8} [(d_{a_1}^2 - d_{f_1}^2) + (d_{f_2}^2 - d_{a_2}^2) \frac{z_1}{z_2}] \cdot b \cdot n \quad (8.6)$$

unde:

d_{a_1} si d_{a_2} reprezinta diametrul exterior sau de cap al pinionului si al rotii:

$$d_{a_1} = m(z_1 + 2x_1 + 2) \quad (8.7)$$

$$d_{a_2} = m(z_2 + 2x_2 - 2) \quad (8.8)$$

d_{f_1} si d_{f_2} reprezinta diametrul interior sau de picior al pinionului si al rotii:

$$d_{f_1} = m(z_1 + 2x_1 - 2,5) \quad (8.9)$$

$$d_{f_2} = m(z_2 + 2x_2 + 2,5) \quad (8.10)$$

b - este latimea angrenajului, iar n este turatia de antrenare a pompei.

Daca inlocuim relatiile (8.7)-(8.10) in relatia (8.6) se obtine:

$$Q_p = \frac{\pi}{8} m^2 [9z_1 + 18x_1 - 2,25 + (9z_2 + 18x_2 + 2,25) \frac{z_1}{z_2}] \cdot b \cdot n \quad (8.11)$$

8.4

Pentru pompele de tip 9B0: $x_1=-0,045$; $x_2=0,477$; $m=2,65$; $b=15$ [mm] si rezulta:

$$Q_p=0,017382 \cdot n \quad (8.12)$$

8.2. INCERCARI SI CONCLUZII

Pe standul de testare al pompelor a fost posibila masurarea variatiei debitului (Q) in functie de turatie ($n=0 \rightarrow 3000$ [rot/min]) precum si jocurile de calaj (j) intre pinion si corpul pompei masurate in punctul c_1 si intre roata dintata cu dantura interioara si corpul pompei masurate in punctele c_2 , c_3 si c_4 (vezi fig.8.1.). Dupa incercarile efectuate pe un lot de 35 pompe cu angrenaj interior de tip 9B0 se constata:

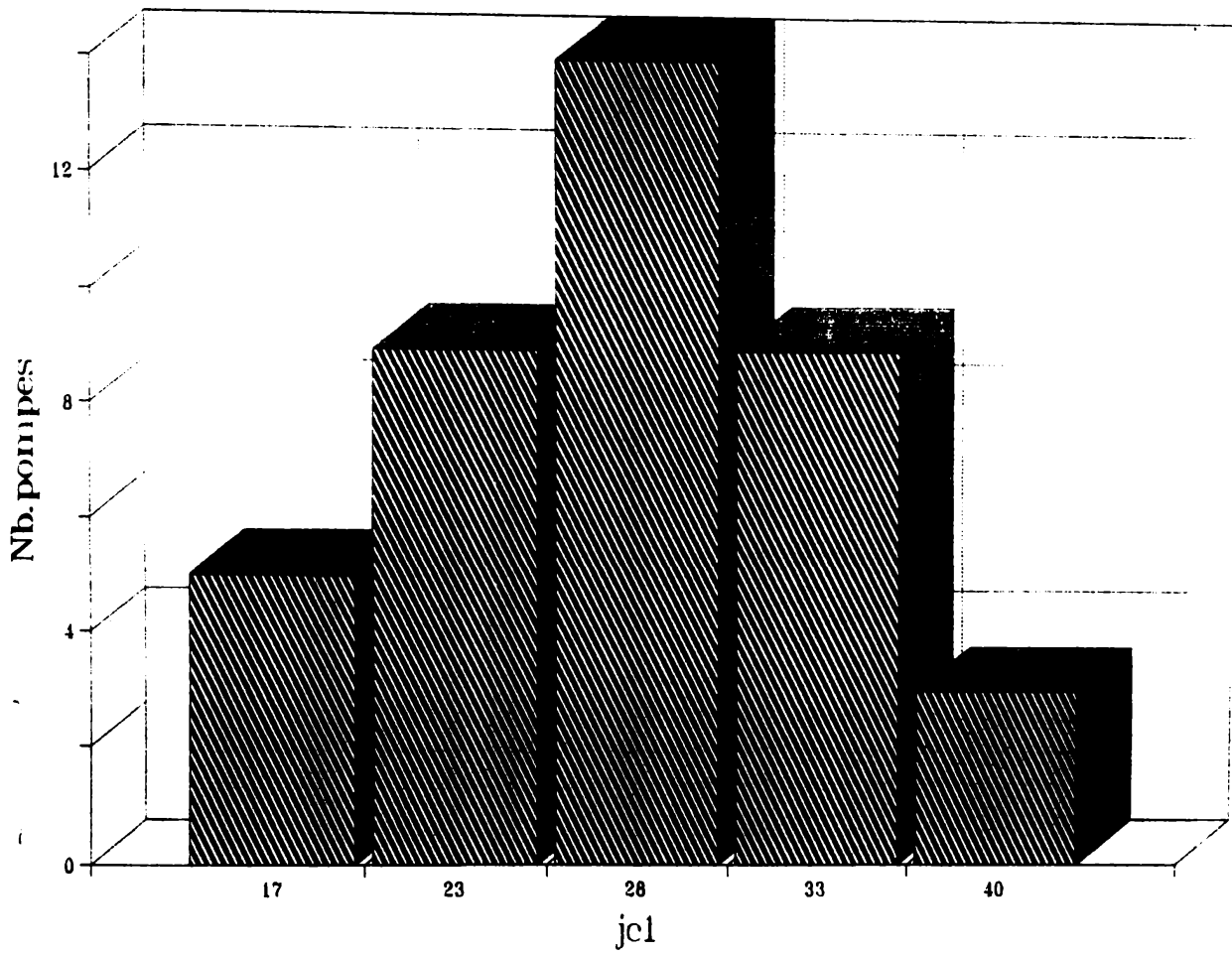
-debitul cel mai ridicat furnizat de aceste pompe este atunci cand jocul de calaj intre pinion si corp are o valoare in jur de $10\mu\text{m}$;

-la un joc de calaj mai mare de $33[\mu\text{m}]$ (aprox. 7,5% din numarul de pompe, asa cum se poate vedea si in fig.8.2.a) si b)), debitul cade la 0 [l/min] la o turatie de aprox. $600/700$ [rot/min].

Rezultatele masuratorilor facute pe cele mai reprezentative 5 pompe din cele 35 incercate, pot fi urmarite in tabelul 8.1., iar variatia debitului (Q) in functie de turatia (n), avand ca parametru jocul de calaj (j) intre pinion si corpul pompei, care s-a constatat a avea influenta cea mai importanta asupra debitului, este reprezentata in fig.8.3., figura in care este reprezentata si variatia teoretica ($j=0$) data de relatia (8.12).

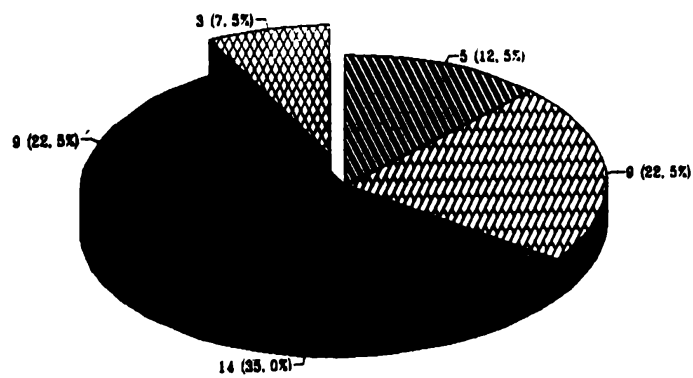
Dupa urmarirea procesului de fabricatie al pieselor componente ale pompelor de tip 9B0 fabricate la S.T.A. s-a tras concluzia ca pentru anulara caderii de debit la jocuri de calaj cuprinse intre 33 și $40[\mu\text{m}]$ cel mai simplu din punct de vedere tehnologic este de a creste coeficientul deplasarii de profil al dintilor pinionului (x_1), ceea ce reclama cresterea diametrului exterior sau de cap al pinionului (d_{e1}). Acest lucru este posibil intrucat s-a constatat ca sunt rezerve in acest sens cu respectarea relatiei (8.5). In plus acest angrenaj are un foarte bun grad de acoperire dat de relatia:

Nb.pompes- f(jc1)



a)

Nb.pompes-f(jc1)



b)

Fig. 8.2.

TABELUL 8.1.
DATE: 25.04.94 à 29.04.94

Nr. pompe	j [μm]				n [tr/min]	Q [l·min]
	c1	c2	c3	c4		
1	12	25	17	22,5	0	0
					500	3,6
					1000	12,9
					1500	21,7
					2000	30,5
					2500	39,5
					3000	48,1
2	22	27	23	27	0	0
					500	3,7
					1000	13,4
					1500	22,1
					2000	30,8
					2500	39,4
					3000	47,2
3	27	15	32	15	0	0
					500	2,8
					1000	12,2
					1500	21
					2000	29,9
					2500	38,6
					3000	46,5
4	35	25	22	20	0	0
					500	0
					1000	12,1
					1500	20,7
					2000	29,5
					2500	37,9
					3000	45,5
5	40	32	15	30	0	0
					500	0
					1000	12,4
					1500	21,1
					2000	30
					2500	38,5
					3000	45,9

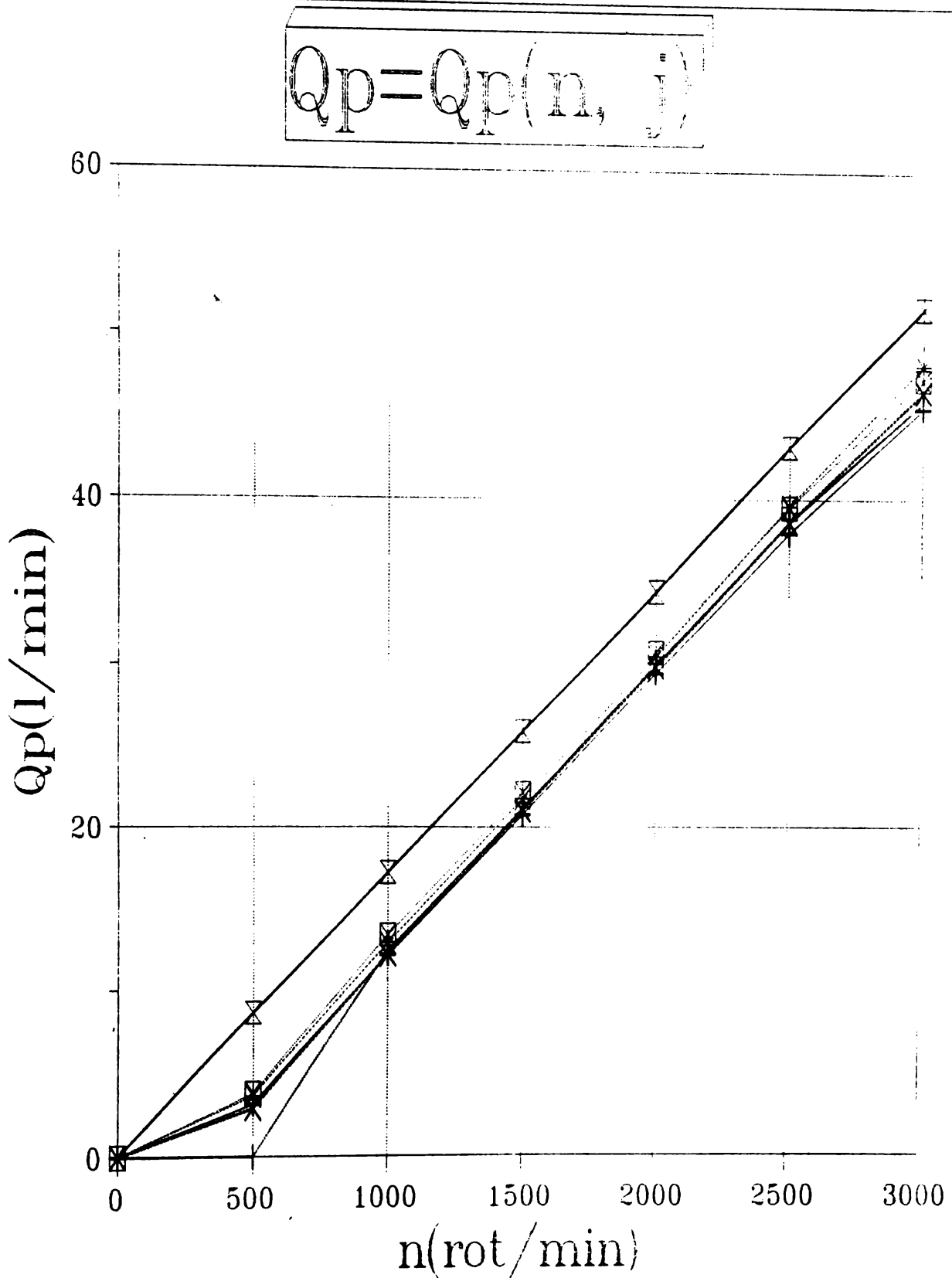
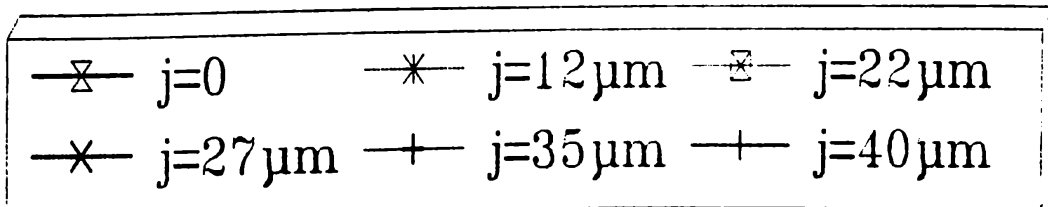


Fig. 8.7.



$$\varepsilon = \frac{\sqrt{r_{a_1}^2 - r_{b_1}^2} + \sqrt{r_{a_2}^2 - r_{b_2}^2} - a_w \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha_0} \quad (8.13)$$

unde:

r_{b_1} si r_{b_2} reprezinta razele de baza ale pinionului si rotii. Valoarea gradului de acoperire calculat cu relatia (8.13) este 3,3655. O interferenta secundara conditionata de:

$$z_2 - z_1 \geq 7 \quad (8.14)$$

este putin probabila in cazul acestui angrenaj, numarul de dinti al pinionului fiind mult superior valorii 14 ($z_1=23$).

In tabelul 8.2. pot fi urmarite valorile prevazute si cele realizate, masurate cu ajutorul proiecteurului de profile R14-Nikon, pentru d_{a1} .

Tabelul 8.2.

d_{a1} [mm]	
Valori prevazute	Valori realizate
66,30	66,307
66,32	66,315
66,34	66,344
66,36	66,364
66,40	-

Cu pinioanele astfel realizate s-au reluat masuratorile de debit, utilizand acelasi corp de pompa si acelasi mijloc de alimentare. Rezultatele acestor masuratori pot fi urmarite in tabelul 8.3., iar reprezentarea lor grafica in fig.8.4. si fig.8.5.

Concluziile care pot fi trase in urma masuratorilor efectuate sunt ca debitul creste o data cu cresterea diametrului de cap al pinionului (d_{a1}) si ramane la valori de 2,3->2,7[l/min] la o turatie de 400[rot/min], in timp ce la aceeasi pompa cu un pinion de serie ($d_{a1} = 66,28$ mm) si un joc de calaj similar ($j=30\mu\text{m}$) debitul cade la 0 [l/min] la aceeasi valoare a turatiei.

TABELUL 8.2.

DATE: 11.05.94

Nr. crt.	dap [mm]	jc1 [μ m]	n [tr/min]	Q [l/min]
1 (série)	66,28	30	400	0
			500	3,6
			1000	13
			1500	21,8
			2000	30,4
			2500	39
			3000	46,8
2	66,307	30	400	2,3
			500	4,4
			1000	13,6
			1500	22,5
			2000	31,1
			2500	39,6
			3000	46,9
3	66,315	27	400	2,7
			500	4,7
			1000	13,9
			1500	22,6
			2000	31,3
			2500	39,9
			3000	47,2
4	66,344	24	400	2,7
			500	4,4
			1000	13,8
			1500	22,6
			2000	31,3
			2500	39,9
			3000	47,4
5	66,364	37	400	2,7
			500	4,7
			1000	13,8
			1500	22,7
			2000	31,3
			2500	40
			3000	47,1

jc2=12 μ m; jc3=2 μ m; jc4=7 μ m

$$Q_p = Q_p(n, j, c_1)$$

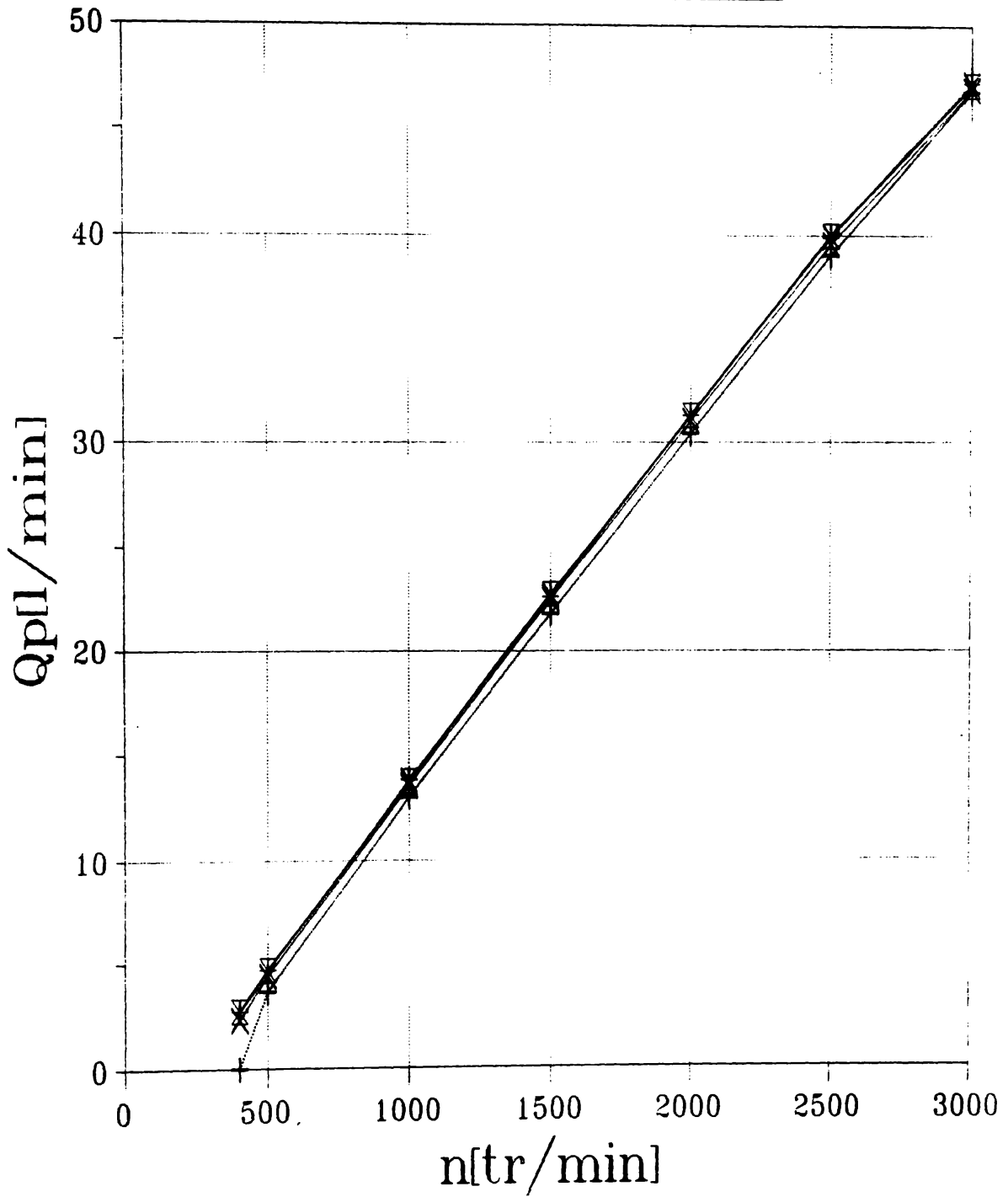
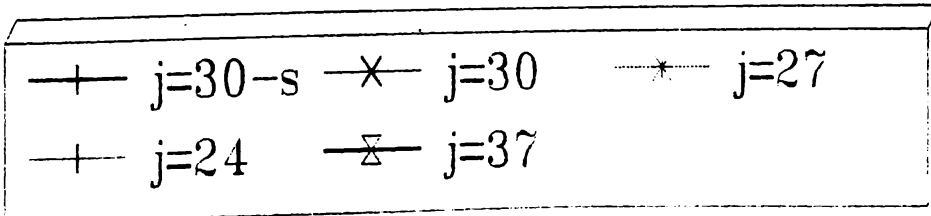


Fig. 8.4.



$$Q_p = Q_p(n, d_{ap})$$

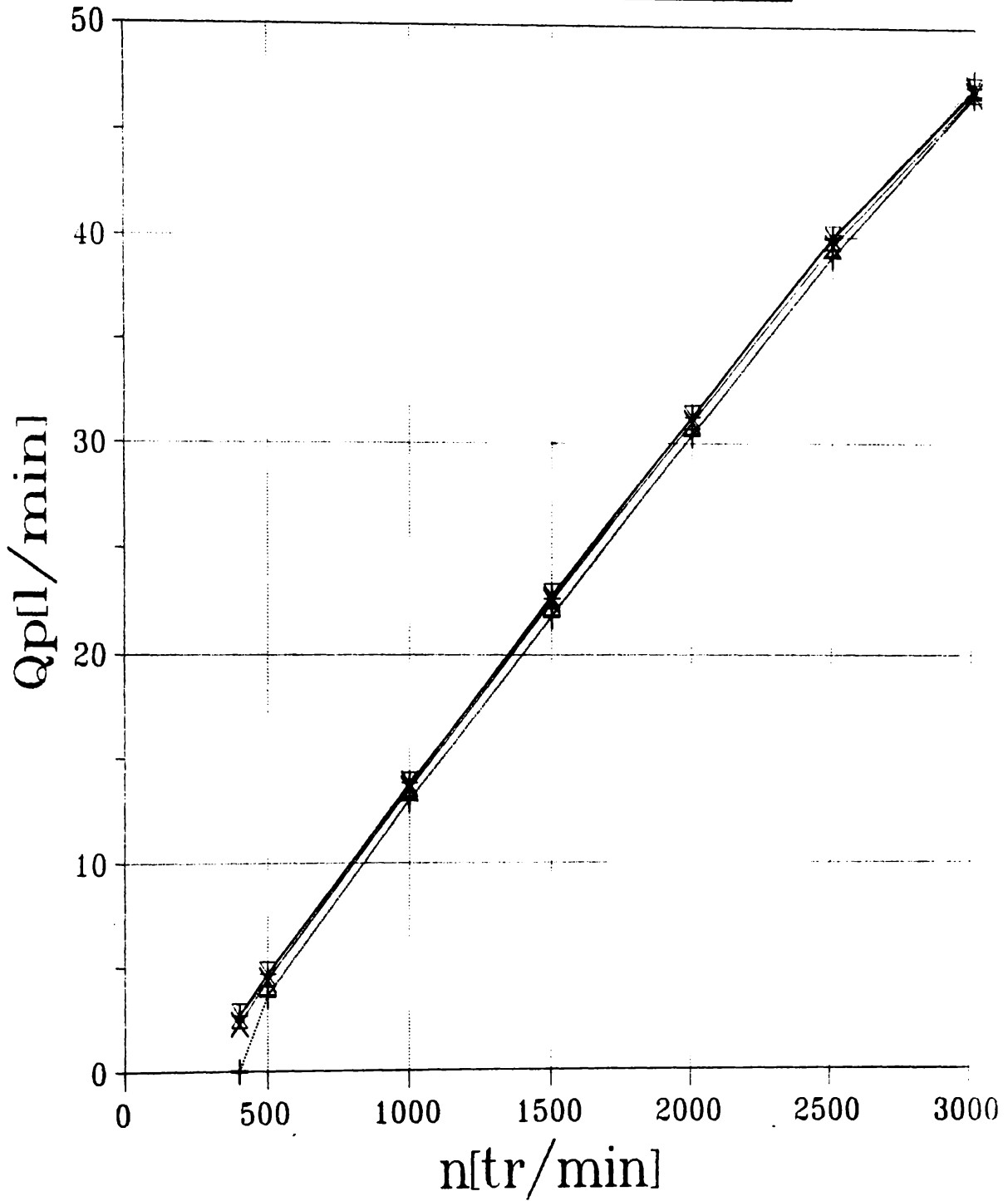


Fig. 8.5.

- +— da=66, 280 —x— da=66, 307 —*— da=66, 315
- †— da=66, 344 —⊗— da=66, 364

8.12

Ar fi fost de asemenea posibil cresterea deplasarii de profil a dintilor rotii dintate cu dantura interioara, dar in conditiile procesului de uzinare de la S.T.A. aceasta operatie este deosebit de dificila si costisitoare pentru ca ea ar necesita o noua brosa.

Cresterea debitului in acest caz ar fi diminuata prin raportul de angrenare:

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{27}{23} = 1,174 \quad (8.15)$$

Acest tip de pompa (9B0) are un randament $\eta = 78 \rightarrow 87\%$ la turatia nominala ($n = 1500$ rot/min).

CAPITOLUL 9CONSIDERATII SI CONCLUZII FINALE . CONTRIBUTII ORIGINALE

Rezultat a peste 10 ani de activitate in domeniu, lucrarea de fata, aduce o serie de contributii teoretice si practice in ceea ce priveste sistemul de actionare hidraulic si pneumatic al robotilor industriali. Aceasta activitate permite enuntarea unor anumite concluzii si anume:

1. -se considera ca scopul lucrarii, enuntat in capitolul 3, acela de a contribui la dezvoltarea unor aspecte teoretice si practice privind sinteza optima a sistemului de actionare hidraulic si pneumatic al robotilor industriali, a fost indeplinit.

2. -documentarea privind stadiul actual al sistemelor de actionare hidraulice si pneumatice ale robotilor industriali a scos in evidenta urmatoarele aspecte:

2.1. -cresterea simtitoare in ultima vreme a numarului de roboti actionati electric, in detrimentul actionarilor hidraulice nu presupune inlocuirea totala a acestora din urma, atuurile lor forte ramanand: posibilitatea de a dezvolta forte si momente mari la gabarite reduse, un domeniu larg de reglare a vitezelor, frecventa mare de inversare a miscarilor in absenta socurilor, o mare simplitate in realizarea miscarilor liniare, coeficient mare de supraincarcare.

2.2. -sistemele de actionare hidraulica ale robotilor industriali pot fi incluse in categoria servosistemelor hidraulice automate cu bucle de reglare analogice sau digitale.

2.3. -sistematica circuitelor cu rezistente hidraulice, ca cele intalnite in componenta sistemelor de actionare hidraulice ale robotilor industriali, precum si modelarea matematica a acestora a fost posibila prin introducerea notiunii de semipunte de catre unul din promotorii scolii germane de hidraulica de la Aachen, Backe W.

2.4. -evitarea inconvenientelor datorate compresibilitatii aerului comprimat, in cazul sistemelor de actionare pneumatice ale robotilor industriali, presupune utilizarea unor unitati pneumo-mecanice sau pneumo-hidraulice pentru asigurarea unor precizii de pozitionare sporita.

3. -elementele teoretice si experimentale (cap. 4,5,6,7,8) permit enuntarea urmatoarelor aspecte:

3.1. -sistemul de actionare al unui robot, este intr-o stransa corelatie cu partea mecanica a robotului si cu sistemul de comanda si control, constituind un sistem complex cu reactie de pozitie si de forta in bucla inchisa pentru fiecare grad de libertate al robotului.

3.2. -sistemele de actionare hidraulica cele mai evolute, intalnite in structura robotilor industriali si manipuloarelor, sunt cele electrohidraulice cu bucle de reactie multiple.

3.3. -un domeniu larg de utilizare al sistemelor hidraulice de actionare este acela al servosistemelor electrohidraulice de tip "master-slave" cu reactie de pozitie si de forta, avand printre aplicatiile practice si sistemele hidraulice automate de actionare ale manipuloarelor sincrone.

3.4. -in vederea dimensionarii optimale a sistemului de actionare hidraulic/pneumatic, al robotilor industriali si manipuloarelor, este absolut necesar un calcul cinetostatic complex prin metodele consacrate in teoria mecanismelor, care sa conduca la alegerea optimala a tipodimensiunii motoarelor necesare antrenarii cuplelor cinematice conducatoare ale acestora.

3.5. -in analiza dinamica a servosistemelor electrohidraulice un rol deosebit revine modelarii matematice a elementelor componente ale acestora si in special a ansamblului format din elementul proportional de distributie si motorul comandat, model care permite o rezolvare prin metode numerice consacrate.

3.6. -pentru sporirea facilitatii proiectarii si implementarii unei instalatii de actionare hidraulica/pneumatica a unui robot industrial sau manipulator se pot folosi algoritmi ai caror scheme logice de derulare sunt rezultatul experientei acumulate de catre proiectantii si fabricantii unor astfel de instalatii.

3.7. -din multitudinea variantelor posibile de echipamente hidraulice/pneumatice de actionare este recomandata alegerea acelor care sunt rezultatul unor metode de decizie multicriteriala.

3.8. -pentru acoperirea corecta a nevoilor energetice si a consumului de fluid al unei instalatii hidraulice care actioneaza o structura robotizata este deosebit de importanta posibilitatea cunoasterii bilantului de debit in orice punct si pe orice traseu cuprins in limitele spatiului de lucru al acesteia.

3.9. -in vederea simplificarii activitatii proiectantilor de instalatii hidraulice/pneumatice ale unor roboti industriali se pot intocmi biblioteci de simboluri care permit reprezentarea rapida, cu ajutorul calculatorului, a schemei de actionare hidraulica/pneumatica, ca prima etapa a procesului de proiectare.

3.10. -optimizarea sistemelor de actionare hidraulice/pneumatice ale robotilor industriali si manipuloarelor presupune o optimizare permanenta a componentelor acestor sisteme, lucru posibil numai printr-o cercetare teoretica si experimentare practica corespunzatoare a acestora.

Solutionarea problemelor din prezenta lucrare a fost pregatita de autor printr-o cercetare stiintifica care a avut ca efect publicarea unor articole la diferite sesiuni de comunicari stiintifice: [D.1.]-[D.4.], [D.8.]-[D.11.], [I.1.]-[I.3.], [K.6.]-[K.9.], [M.1.]-[M.19.], [M.31.]-[M.34.], [P.5.]-[P.8.], [V.1.]-[V.6.], sau intocmirea unor studii, breviare de calcul, protocoale si proiecte de executie in cadrul unor contracte de cercetare-proiectare incheiate cu diversi beneficiari: [M.20.]-[M.26.].

Contributiile originale ale prezentei teze de doctorat sunt fie de natura teoretica fie practica.

T. CONTRIBUTII TEORETICE

T.1. -sintetizarea datelor oferite de cataloagele de roboti [W.2.] privind tipurile de sisteme de actionare ale acestora si tragerea unor concluzii referitoare la evolutia lor in timp.

T.2. -includerea sistemelor hidraulice de actionare ale robotilor industriali si manipuloarelor in randul sistemelor hidraulice automate cu bucle de reactie multiple.

T.3. -prezentarea sintetica a evolutiei servosistemelor electrohidraulice de tip "master-slave" cu reactie de pozitie si de forta.

T.4. -introducerea notiunii de "conexiuni motoare", care pot fi delimitate in componenta lanturilor cinematice ale unor structuri robotizate, a caror analiza cinetostatica permite o determinare in prima aproximatie a tipodimensiunii motoarelor hidraulice/pneumatice de actionare.

T.5. -folosirea unor metode consacrate din teoria mecanismelor ca: metoda conexiunilor, metoda suprapunerii efectelor, in cazul unor structuri mecanice complexe, cum sunt cele intalnite la manipuloarele sincrone, unde motoarele de actionare se interconditioneaza reciproc.

T.6. -exprimarea ecuatiei de functionare a unui motor hidraulic liniar pornind de la principiul conservarii masei de fluid necesar pentru actionarea acestuia.

T.7. -intocmirea unui model matematic al ansamblului format dintr-un motor hidraulic liniar si elementul proportional de distributie folosit pentru comanda sa, model descris printr-un sistem de 4 ecuatii diferentiale neliniare de ordinul I cu 4 necunoscute.

T.8. -rezolvarea sistemului prin metode numerice -metoda Runge-Kutta de ordin 4- cu ajutorul unui program conceput in limbaj "C".

T.9. -elaborarea in viziune proprie a unui algoritm de proiectare a unei instalatii de actionare hidraulica/pneumatica a unui robot sau manipulator.

T.10. -prezentarea unor consideratii personale in ceea ce priveste organizarea activitatii de cercetare-proiectare in vederea implementarii cu rezultate scontate a unei instalatii hidraulice/pneumatice de actionare pe structura mecanica a unui robot/ manipulator.

T.11. -studiul unor variante de sisteme mecano-electrohidraulice pentru actionarea in regim "master-slave" a unor manipuloarele sincrone concepute pentru operatii de manipulare si transfer in sectoare calde.

T.12. -folosirea unor metode de decizie multicriteriala pentru alegerea variantelor optime de sisteme si echipamente hidraulice de actionare a unor manipuloarele sincrone.

T.13. -intocmirea in limbaj "QBASIC" a unui program pentru

calculul bilantului de debit al unei structuri robotizate, actionate hidraulic, pentru orice traseu cuprins in configuratia spatiului de lucru al acesteia.

T.14. -intocmirea in ACAD a unei biblioteci de simboluri pentru reprezentarea facila cu ajutorul calculatorului a schemelor de actionare hidraulica/pneumatica a robotilor industriali si manipuloarelor.

P. CONTRIBUTII PRACTICE SI EXPERIMENTALE

P.1. -proiectarea, realizarea si incercarea unor dispozitive de prehensiune cu corectie pasiva actionate pneumatic, avand la baza schema cinematica prezentata in paragraful 5.1., in cadrul contractului [M.20.].

P.2. -proiectarea si punerea in functiune in cadrul laboratorului de roboti industriali de la Universitatea tehnica Timisoara a instalatiei pneumatice de actionare a celulei de prelucrat scuturi de motoare electrice, deservita de robotul REMT-2 pentru care s-a primit certificatul de inovator nr.1752/23.12.1986.

P.3. -proiectarea dispozitivelor de prehensiune ale robotului cu actionare hidraulica in conceptie modulara RH-1kN in cadrul contractului [M.21.].

P.4. -participarea la proiectarea si punerea in functiune la intreprinderea I.M.M.U.M. Baia Mare, in cadrul contractului [M.22.], a prototipului manipulatorului sincron cu actionare hidraulica MS-500, conceput in sistem "master-slave" cu reactie de pozitie si forta, produs distins cu medalia de aur a Targului International Bucuresti, 1987.

P.5. -proiectarea sistemului hidraulic de actionare al manipuloarelor MS-200 si MS-1000 in cadrul contractului [M.24.].

P.6. -proiectarea instalatiei hidraulice si a celei pneumatice care echipeaza sistemul flexibil de debavurare jenti de automobile in cadru contractului [M.26.].

P.7. -incercarea unor pompe cu angrenaj interior si experimentari in ceea ce priveste modificarea geometriei angrenajului pentru ameliorarea debitului acestora, in cadrul stagiului intreprins la Societe de transmission automatiques din Ruitz, Franta in perioada aprilie-mai 1994.

Complexitatea problemelor abordate ofera camp deschis

9.6

pentru cercetari ulterioare cum ar fi:

- modelarea matematica a tuturor componentelor sistemului hidraulic de actionare al unui robot si modelarea sistemului in ansamblu.

- simularea functionarii unui robot prin simularea traseului si volumului fluidului antrenat in sistemul de actionare.

- studiul influentei viscozitatii fluidului de lucru asupra parametrilor cinematici ai robotului.

BIBLIOGRAFIE

- A.1. Andrasiu M., s.a. -Metode de decizie multicriteriale,
Ed. tehnica, Bucuresti, 1986.
- A.2. Artobolevski I. -Les mecanismes dans la technique moderne,
Vol. 1-5, Editions MIR, Moskou, 1975-1978.
- B.1. Backe W. -Hydraulische Schaltungstechnik, R.W.T.H., Aachen,
1974.
- B.2. Balasoiu V. -Actionari hidraulice si pneumatice, Vol.I,
Lito. I.P."T.V.", Timisoara, 1990.
- B.3. Balasoiu V. -Actionarea pneumatica a minirobotului MRP 12,5,
Anton L. Al 3-lea Simpozion National de R.I., Bucuresti,
1993, partea I, pg.41.
- B.4. Bogdan R.C., s.a. -Sinteza mecanismelor plane articulate,
Ed. Academiei, Bucuresti, 1977.
- C.1. Cojocararu G. -Robotii in actiune, Vol.I si II, Ed. Facla,
Kovacs Fr. Timisoara, 1985-1986.
- C.2. Crisan I., s.a. -Sisteme flexibile de montaj cu roboti si
manipulatoare, Ed. tehnica, Bucuresti, 1988.
- D.1. Davidescu A. -Stabilirea tipului actionarii unui manipulator
Maniu I., s.a. sincron, Simpozionul "Realizari de varf ale
stiintei si tehnicii romanesti" ("R.v.s.t.r.")
Baia Mare, 1988, pg. 104.
- D.2. Davidescu A. -Modul de comanda adaptiva pentru roboti
Gligor O. industriali, Al 8-lea S.N.R.I. "Robot '88",
Maniu I., s.a. Cluj-Napoca, 1988, Vol. 1, pg. 121.
- D.3. Davidescu A. -Modul de programare prin conducere directa
Gligor O. pentru roboti industriali, Al 8-lea S.N.R.I.
Maniu I., s.a. "Robot '88", Cluj-Napoca, 1988, Vol.1, pg.125.
- D.4. Davidescu A. -Rezolvarea problemei inverse la familia de
Maniu I., s.a. manipulatoare sincrone, Al 9-lea S.N.R.I.
"Robot '89", Baia Mare, 1989, Vol. 2, pg.325.
- D.5. Davidovici A., s.a. -Modelarea, simularea si comanda manipu-
latoarelor si robotilor industriali,
Ed. tehnica, Bucuresti, 1986.

- D.6. Deacu L., s.a. -Tehnica hidraulicii proportionale, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1989.
- D.7. Demian T. -Micromotoare pneumatice liniare si rotative, Banu V. Ed. tehnica, Bucuresti, 1984.
- D.8. Diaconu A. -Controlul unui manipulator sincron si reactia Maniu I., s.a. de forta/moment, Simpozionul "R.v.s.t.r.", Baia Mare, 1988, pg. 110.
- D.9. Dolga V., Maniu I. -Sistem activ utilizat la montajul automat Kovacs Fr. cu roboti industriali, COMEFIN I, Bucuresti, 1982, Vol. 1, pg. 282.
- D.10. Dolga V.-Consideratii asupra utilizarii robotilor industriali Maniu I. in montajul automat, Al 2-lea Simpozion National de Roboti Industriali (S.N.R.I.), Bucuresti, 1982, pg.337.
- D.11. Dolga V. -Consideratii privind corectia pasiva a erorilor de Maniu I. pozitionare in operatiile de montaj robotizate, Al 3-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1983, Vol. 1, pg. 99.
- D.12. Drimer D., s.a. -Roboti industriali si manipuloare, Ed. tehnica, Bucuresti, 1985.
- D.13. Dudita Fl., s.a. -Mecanisme articulate, Ed. tehnica, Bucuresti, 1989.
- G.1. Guillon M. -L'asservissement hydraulique et electrohydraulique. Theorie et technique, Dunod, Paris, 1972.
- H.1. Handra-Luca V. -Introducere in teoria mecanismelor, Vol.I si Stoica I.A. II, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1982-1983.
- I.1. Iarosevits M. -Consideratii asupra sistemelor de actionare ale •Davidescu A. manipuloarelor sincrone cu sarcina manipulata Maniu I. de peste 200 daN, Sesiunea de comunicari U.M.T.'88, Timisoara, 1988.
- I.2. Iarosevits M. -O metoda de sinteza a tipului sistemului de Maniu I., s.a. actionare a robotilor industriali si a manipuloarelor, Al 8-lea S.N.R.I. "Robot'88" Cluj-Napoca, 1988, Vol. 1, pg. 313.
- I.3. Iarosevits M. -Despre echilibrarea maselor componentelor Maniu I., s.a. sistemelor mecanice ale robotilor industriali aflate in miscare dupa o directie verticala, Al 9-lea S.N.R.I. "Robot '89", Baia Mare, 1989 Vol. 2, pg.359.
- I.4. Ionescu Fl., s.a. -Mecanica fluidelor si actionari hidraulice si pneumatice, Ed. didactica si pedagogica, Bucuresti, 1980.

- I.5. Ionita N. -Elemente de mecanica automatelor si dinamica automatizarii proceselor industriale, Ed. tehnica, Bucuresti, 1985.
- I.6. Ispas V., s.a. -Roboti industriali, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1985.
- K.1. Kovacs Fr. -Manipulatoare, roboti si aplicatiile lor
Cojocaru G. industriale, Ed. Facla, Timisoara, 1982.
- K.2. Kovacs Fr., Perju D. -Metode noi in sinteza mecanismelor,
Savii G. Ed. Facla, Timisoara, 1976.
- K.3. Kovacs Fr., Crudu M. -Mecanisme, Lito. Univ. Tehnice,
Perju D. Timisoara, 1992.
- K.4. Kovacs Fr., Perju D. -Sinteza mecanismelor, Partea I si II,
s.a. Lito. Univ. Tehnice, Timisoara, 1992.
- K.5. Kovacs Fr. -Roboti industriali, Vol.I si II, Lito. Univ.
Radulescu C. Tehnice, Timisoara, 1992.
- K.6. Kovacs Fr. -Robotul industrial cu actionare hidraulica
Maniu I., s.a. RH-1KN, Al 5-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1985,
Vol. 1, pg.357.
- K.7. Kovacs Fr. -Celula de fabricatie flexibila pentru matritarea
Varga St. la cald a unor semifabricate, Al 7-lea S.N.R.I.,
Maniu I.,s.a. Bucuresti, 1987, Vol. 2, pg. 314.
- K.8. Kovacs Fr. -Manipulatorul sincron MS-200, Al 8-lea S.N.R.I.,
Varga St. "Robot '88", Cluj-Napoca, 1988, Vol. 2, pg. 461.
Maniu I.,s.a.
- K.9. Kovacs Fr. -Manipulatorul sincron MS-1000, Al 9-lea S.N.R.I.
Varga St. "Robot '89", Baia Mare, 1989, Vol. 2, pg. 243.
Maniu I.,s.a.
- M.1. Maniu I. -Stabilirea ecuatiilor caracteristice ale elementelor
fundamentale din mecanismele de actionare hidraulica
prin analogie electrohidraulica, Al 3-lea Simpozion
MTM Timisoara 1980, Vol. 4, pg. 255.
- M.2. Maniu I., Dolga V. -Asupra dispozitivelor de prehensiune cu
Kovacs Fr. corectie pasiva utilizate la montajul
automat de roboti industriali, COMEFIN I,
Bucuresti, 1982, Vol. 1, pg. 277.
- M.3. Maniu I. -Consideratii privind calculul unor multiplicatoare
Perju D. pneumohidraulice folosite in actionarea robotilor
industriale, PRASIC'82, Brasov, 1982, Vol.1, pg.299.
- M.4. Maniu I. -Cinetostatica unor dispozitive de prehensiune pentru
Dolga V. operatii de montaj si transfer, Al 3-lea S.N.R.I.,

Bucuresti, 1983, Vol. 2, pg. 324.

- M.5. Maniu I. -Actionarea pneumatica a celulei robotizate pentru
Maniu C. prelucrat scuturi de motoare electrice, Al 4-lea
S.N.R.I. "Robotizarea in industrie", Timisoara,
1984, Vol. 1, pg. 71.
- M.6. Maniu I. -Consideratii privind analiza cinetostatica a
Varga St. mecanismelor cu actionare pneumatica din
Mesaros-A. V. structura celulei robotizate pentru prelucrat
scuturi de motoare electrice, Al 4-lea S.N.R.I.
"Robotizarea in industrie", Timisoara, 1984,
Vol. 3, pg. 149.
- M.7. Maniu I. -Sinteza comenzii unui manipulator sincron, Al
Varga St. 5-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1985, Vol. 2,
Mesaros-A. V. pg. 455.
- M.8. Maniu I. -Sinteza actionarii unui manipulator sincron, Al
Varga St. 5-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1985, Vol. 2,
Mesaros-A. V. pg. 461.
- M.9. Maniu I., -Bilant de debit in actionarea unui manipulator
Pommersheim A. sincron, Al 6-lea S.N.R.I. "Robot 86", Brasov,
s.a. 1986, Vol. 2, pg. 147.
- M.10. Maniu I. -Instalatia hidraulica a manipulatorului sincron
Varga St. MS-500, Al 7-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1987,
Mesaros-A.V. Vol. 1, pg. 362.
- M.11. Maniu I., s.a. -Actionarea hidraulica a unui manipulator
sincron, Simpozionul "Realizari de virf ale
stiintei si tehnicii romanesti", Baia Mare,
1988, pg. 82.
- M.12. Maniu I., s.a. -Criterii de alegere a echipamentului hidrau-
lic de actionare si comanda pentru o familie
de manipuloare sincrone, Al 8-lea S.N.R.I.,
"Robot '88", Cluj-Napoca, 1988, Vol.2, pg.483.
- M.13. Maniu I. -Mecanismul de pivotare al manipulatorului sincron
Varga St. MS-1000, Al 10-lea S.N.R.I. "MERO '91", Bucuresti,
1991, Vol 2, pg. 424.
- M.14. Maniu I. s.a. -Instalatia hidraulica a manipulatorului
sincron MS-1000, Al 10-lea S.N.R.I. "MERO'91",
Bucuresti, 1991, Vol 2, pg. 428.
- M.15. Maniu I. s.a. -Locul si rolul sistemului de actionare in
structura unui robot, Al 11-lea S.N.R.I.,
Timisoara, 1992, Vol. 2, pg. 6.1.

- M.16. Maniu I. -Model matematic al unui mecanism de actionare
Bonchis A. hidraulic, Al 6-lea Simpozion international
"SYROM '93", Bucuresti, 1993, Vol. 1, pg. 163.
- M.17. Maniu I. -Liniarizarea ecuatiilor de functionare ale unui
mecanism de actionare hidraulic, "SYROM '93",
Bucuresti, 1993, Vol. 1, pg. 169.
- M.18. Maniu I. -Tipuri de sisteme de actionare ale robotilor
industriali si evolutia lor in timp, Al 12-lea
S.N.R.I., Timisoara, 1994, Vol. 4, pg. 229.
- M.19. Maniu I. -Sisteme de actionare pneumatice cu precizie de
pozitionare sporita, Al 12-lea S.N.R.I., Timisoara,
1994, Vol. 4, pg.235.
- M.20. Maniu I., s.a. -Studii, cercetari si proiectari privind
realizarea sistemului de roboti industriali.
Protocol- Maini mecanice, Contract 163/1980
cu ICSIT "Titan" Bucuresti.
- M.21. Maniu I., s.a. -Studiul si proiectarea unui robot cu actio-
nare hidraulica in conceptie modulara,
Contract 192/22.12.1882 cu intreprinderea
"Electrotimis" Timisoara.
- M.22. Maniu I., s.a. -Manipulator sincron MS-500, Contract 88/1986
cu CIUMMR Timisoara.
- M.23. Maniu I., s.a. -Celula de matritare la cald, Contract 136/
12.05.1986 cu intreprinderea "UNIO" Satu Mare.
- M.24. Maniu I., s.a. -Manipulator sincron MS-200 si MS-1000,
Contract 26/10.02.1988 cu intreprinderea
I.M.M.U.M. Baia Mare.
- M.25. Maniu I., s.a. -Cercetari fundamental-orientate si aplicative
privind realizarea si implementarea industri-
ala a unor sisteme de fabricatie integrate cu
calculatorul (CIM), Contract 46/17.04.1991 cu
Ministerul Invatamantului si Stiintei -Depar-
tamentul stiinta.
- M.26. Maniu I., s.a. -Sistem flexibil de debavurare jenti de
automobile, Contract 80/25.06.1993 cu STIMA
Engineering SRL.
- M.27. Manolescu N.I., Kovacs Fr. -Teoria mecanismelor si a masinilor
Oranescu A. Ed. didactica si pedagogica,
Bucuresti, 1972.
- M.28. Mares H. -Aparate pneumatice pentru mecanizare si automatiza-

- re, Ed. tehnica, Bucuresti, 1975.
- M.29. Marin V., s.a. -Sisteme hidraulice de actionare si reglare automata, Ed. tehnica, Bucuresti, 1981.
- M.30. Mazilu I. -Sisteme hidraulice automate, Ed. Academiei, Marin V. Bucuresti, 1982.
- M.31. Mesaros-A. V. -Utilizarea calculului automatizat in sinteza dimensionala, analiza cinematica si analiza cinetostatica a unui manipulator sincron, Al Varga St. Maniu I. 5-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1985, Vol.2, pg.478.
- M.32. Mesaros-A. V. -Despre dispozitivele de prehensiune si Maniu I., s.a. orientare ale unui manipulator sincron pentru sectoare calde, Simpozionul "R.v.s.t.r.", Baia Mare, 1988, pg. 94.
- M.33. Mesaros-A. V. -Dispozitivele de orientare si prehensiune ale Maniu I., s.a. manipulatorului sincron MS-1000, Al 9-lea S.N.R.I. "Robot'89", Baia Mare, 1989, Vol.2, pg. 337.
- M.34. Mesaros-A. V. -Stand pentru studiul preciziei de centrare a Maniu I., s.a. dispozitivelor de prehensiune, Al 11-lea S.N.R.I., Timisoara, 1992, Vol. 1, pg. 47.1.
- O.1. Oprean A. -Hidraulica masinilor unelte, Ed. didactica si pedagogica, Bucuresti, 1977.
- O.2. Oprean A., s.a. -Actionari hidraulice, Ed. tehnica , Bucuresti, 1976.
- O.3. Oprean A., s.a. -Actionari si automatizari hidraulice, Ed. tehnica, Bucuresti, 1989.
- P.1. Paul R.P. -Robot Manipulators: Mathematics, Programming and Cont., MIT Press, Cambridge, 1982.
- P.2. Pelecudi Chr. -Teoria mecanismelor spatiale, Ed. Academiei, Bucuresti, 1972.
- P.3. Pelecudi Chr. -Algoritmi si programe pentru analiza mecanismelor, Ed. tehnica, Bucuresti, 1982.
- P.4. Perju D. -Mecanisme de mecanica fina, Vol.I si II, Lito. I.P."T.V." Timisoara, 1986.
- P.5. Perju D. -Determinarea preciziei geometrice a mecanismelor Ciupala V. generatoare de traiectorie, "PRASIC '82", Brasov, Maniu I. 1982, Vol. 1, pg. 143.
- P.6. Perju D., Varga St. -Manipulatorul sincron MS-500, Al 6-lea Maniu I., s.a. S.N.R.I."Robot 86", Brasov, 1986, Vol. 3, pg. 45.

- P.7. Perju D., Varga St. -Metoda suprapunerii efectelor in analiza
Maniu I., s.a. cinetostatica a mecanismului de urmarire
al unui manipulator sincron, Simpozionul
"R.v.s.t.r", Baia Mare, 1988, pg. 82.
- P.8. Perju D., Varga St. -Mecanism complementar mecanismului gene-
Maniu I., s.a. rator de traiectorie al unui manipulator
sincron pentru realizarea miscarii de
flexie-extensie, Simpozionul "R.v.s.t.r."
Baia Mare, 1988, pg. 88.
- P.9. Pruvost J.C. -Point en robotique, Technique et documentation,
Paris, 1985.
- R.1. Radcenco Vs., s.a. -Calculul si proiectarea elementelor si
schemelor pneumatice de automatizare,
Ed. tehnica, Bucuresti, 1985.
- R.2. Radulescu O. -Sinteze optimale in constructia de masini,
Ed. tehnica, Bucuresti, 1984.
- V.1. Varga St. -O metoda de sinteza bazata pe limitele spatiului
Mesaros-A.V. de lucru aplicata la un manipulator sincron, Al
Maniu I. 5-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1985, Vol. 3, pg.850.
- V.2. Varga St. -Analiza cinematica a unui manipulator sincron,
Mesaros-A.V. Al 5-lea S.N.R.I., Bucuresti, 1985, Vol. 3, pg.
Maniu I. 872.
- V.3. Varga St. -Analiza cinetostatica "in miscare" a unui
Mesaros-A.V. manipulator sincron, Al 5-lea S.N.R.I.,
Maniu I. Bucuresti, 1985, Vol. 3, pg. 883.
- V.4. Varga St. -Sinteza lantului cinematic de comanda al unui
Maniu I. manipulator sincron, Al 6-lea S.N.R.I."Robot'86"
Mesaros-A.V. Brasov, 1986, Vol. 1, pg. 231.
- V.5. Varga St. -Analiza asistata de calculator a agregatelor
Maniu I.,s.a. utilizand principiul grinzilor cu zabrele,
"PRASIC '86", Brasov, 1986, Vol. 1, pg. 321.
- V.6. Varga St. -Calculul si constructia modulului de pivotare al
Maniu I.,s.a. manipuloarelor sincrone MS-200 si MS-1000, Al
8-lea S.N.R.I. "Robot '88", Cluj-Napoca, 1988,
Vol. 2, pg. 837.
- V.7. Vasiliu N. -Transmisii hidraulice si electrohidraulice,
Catana I. Ed. tehnica, Bucuresti, 1988.
- V.8. Vertut J. -Control of master slave manipulators and force
feedback. Proc. 12 th. Conf. on Remote Systems
Technology, Saclay, France, 1964.

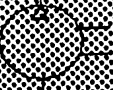
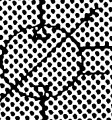

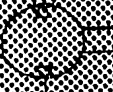


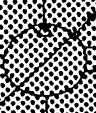

- V.9. Vertut J. -Contribution to define dexterity factor for manipulators, Proc. 21 th Conf. on Remote Systems Technology, 1973.
- V.10. Volmer J. -Industrieroboter Entwicklung, VEB Verlag Technik, Berlin, 1983.
- V.11. Vukobratovic M. -Applied control of manipulator robots. Stokic D. Springer- Verlag Berlin, Heildelberg, 1989.
- W.1. Wilson K. B. -Servo arm- a water hydraulic master slave manipulator. Proc. 23 th Conf. on Remote Systems Technology, 1975.
- W.2. Warnecke H. J. -Industrie-roboter, Katalogband 1980- 1992, Schraft R. D. Krausskopf-Verlag GmbH, Mainz.
- ***** -Andromat. Notice des principes generaux et des procedures de control, A.S.T. France, 1985.
- ***** -Le journal "Robotique informatique industrielle" au carrefour des technologies du CIM, Paris, France, 1991-1994.

A N E X A

Energie	Aparate Utile
Pompe, motoare hidraulice	
Compressoare, motoare pneumatice	
Cilindri	

Layer: 0, Snap: 50.0000, 315.0000

Selectati elementul dorit

<input type="checkbox"/> 	<input type="checkbox"/> 	<input type="checkbox"/> 
<input type="checkbox"/> 	<input type="checkbox"/> 	<input type="checkbox"/> 
<input type="checkbox"/> 	<input type="checkbox"/> 	<input checked="" type="checkbox"/> Next

Menu: F1 to name on ... For more: **Cmd+Shift**
Loaded: menu: K:\SISEBS\SI01\USCHP.max
Command:

