

**UNIVERSITATEA „POLITEHNICA” DIN TIMIȘOARA**

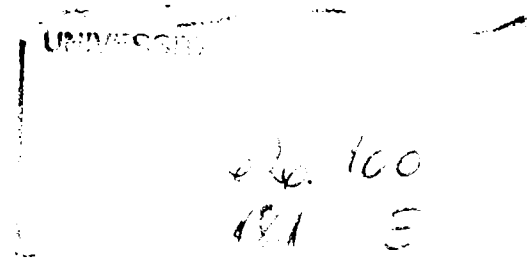
**Facultatea de Mecanică**

**Ing. Aron Tripe-Vidican**

**Optimizarea constructivă și funcțională a  
manipuloarelor și roboților industriali  
cu acționare hidraulică**

**TEZĂ DE DOCTORAT**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA



**Conducător științific:**

**Prof. Dr. Ing.Dr.h.c. KOVÁCS FRANCISC VILIAM**

**Timișoara  
1999**



## Prefață

Prezenta teză de doctorat încununează rezultatele activității autorului în domeniul roboticii de aproape 20 de ani.

Tema lucrării a avut la bază realizarea practică de către autor în anul 1982 a unui robot cu acționare hidraulică în construcție modulară, cu componente indigene, pe baza căruia s-a convenit să se efectueze un studiu de optimizare constructivă și funcțională, în vederea perfecționării activității de proiectare a sistemului mecanic și de acționare a unui robot.

În perioada respectivă acționarea hidraulică a roboților industriali ocupa primul loc, cu peste 54%[H2][M3]. Cu toate că în prezent situația privind acționarea roboților s-a schimbat radical în favoarea acționărilor electrice, acționarea hidraulică este încă actuală și de neînlocuit în unele situații.

Datorită avantajelor pe care le prezintă acționarea hidraulică, aceasta este preferată în domeniul puterilor mari și ea devine chiar de neînlocuit în cazul roboților industriali grei, caracterizați prin dimensiuni și greutate proprii mari, spațiu de lucru mare, sarcini manipulate mari, mediu de lucru dificil.

Pornind de la o realizare fizică a unui robot, pe parcursul cercetărilor autorul prezentei lucrări și-a propus realizarea următoarelor obiective principale:

- elaborarea unei metode de alegere optimală a motoarelor din componența sistemelor de acționare hidraulică a roboților industriali, în vederea evitării unei subdimensionări sau supradimensionări a acestora;
- verificarea metodei elaborate pe cazul concret al robotului realizat RH 10 și compararea rezultatelor obținute cu rezultatele calcului dinamic exact;
- modernizarea unei axe de translație cu acționare hidraulică din componența robotului RH10 (existent), prin introducerea unui distribuitor proporțional pentru comanda motorului hidraulic liniar și a traductorului incremental de deplasare, pentru urmărirea poziției de deplasare și realizarea unui program de conducere prin calculator a acestei axe utilizând diferite tipuri de regulatoare;
- verificarea comportării dinamice a axei de translație cu acționare hidraulică în funcție de tipurile de regulatoare utilizate în vederea optimizării conducerii axei de translație.

Prin realizarea acestor obiective autorul consideră că s-a adus o contribuție la dezvoltarea cercetărilor teoretice și experimentale privind proiectarea optimală a sistemului de acționare hidraulică a roboților industriali și la proiectarea optimală a sistemului de comandă a roboților industriali cu acționare hidraulică.

Alegerea și formularea temei din prezenta teză de doctorat o datorez distinsului conducător de doctorat Prof.Dr.Ing.Dr.H.C. Francisc Kovacs, care printr-o deplasare la Oradea a descoperit unele din preocupările mele în domeniul roboticii, domeniu aflat la începuturile sale în țara noastră pe vremea aceea (1982).

Un rol deosebit în perfecționarea mea pe parcursul elaborării cercetărilor și alegerii corecte a căii de urmat la avut schimburile de experiență, prin Simpozioanele Naționale de Robotică și mai ales, prin "Seminarul de Robotică", inițiat și coordonat cu multă competență și profesionalism de către distinsul Prof. Dr. Ing. Dr. h.c. Francisc Kovacs.

Pentru competența deosebită, profesionalismul științific, pentru tactul abordat și răbdarea demonstrată de-a lungul a aproape 20 de ani de colaborare, aduc calde mulțumiri, recunoștință și o aleasă considerațiune distinsului meu conducător de doctorat Prof. Dr. Ing. Dr. H.C. Francisc Kovacs.

Cu această ocazie aduc calde mulțumiri domnului Prof. Dr. Ing. Teodor Maghiar, rectorul Universității din Oradea, pentru sprijinul acordat în finalizarea tezei, domnului Prof. Dr. Ing. Gavril Roșca decanul Facultății de Inginerie Managerială și Tehnologică din Oradea,

pentru încurajările și ajutorul dat. Mulțumesc cu această ocazie colegilor care mi-au fost de un real folos, prin sfaturi, propuneri, ajutor concret dat în finalizarea cercetărilor experimentale și în special D-lui. Șef lucr. Ing. Drd. Radu Țarcă, D-lui. Șef lucr. Ing. Drd. Tiberiu Veseleny, D-lui. Asis. Univ. Ing. Drd. Pavel Tocuț.

Mulțumesc de asemeni tuturor colegilor din cadrul catedrei de O.M.M., de la Universitatea „Politehnica” din Timișoara și membrilor participanți la „Seminarul de Robotică”, pentru sfaturile date, ajutorul acordat de la admiterea mea la doctorat și până la finalizarea tezei și în mod deosebit D-lui. Prof. Dr. Ing. Dan Perju, șeful catedrei de O.M.M., pentru indicațiile competente date în calitate de membru în toate comisiile de examene și la susținerea referatelor în catedră.

De asemeni doresc să adresez mulțumirile mele D-lor Profesori referenți științifici ai prezentei teze, pentru bunăvoința și răbdarea de a o parcurge și a face aprecierea ei, în vederea susținerii publice și de propunere de acordare a titlului științific de doctor în științe tehnice.

Țin să aduc calde mulțumiri conducerii S.C. Înfrățirea Oradea, D-lui Director General Ciordaș Gavril, pentru sprijinul material acordat în realizarea cercetărilor experimentale.

Și nu în ultimul rând țin să mulțumesc familiei mele pentru permanentele încurajări și răbdarea avută în această perioadă.

***Ing. Tripe-Vidican Aron***



## Cuprins

**Optimizarea constructivă și funcțională a manipuletoarelor și  
roboților industriali cu acționare hidraulică**

<b>Prefață</b> .....	5
<b>Capitolul 1. Noțiuni generale privind roboții industriali</b> .....	5
1.1. Definiții.....	5
1.2. Avantajele utilizării roboților industriali.....	8
1.3. Clasificarea roboților industriali.....	8
1.4. Istoricul roboților industriali și.....	11
1.5. Domenii de aplicație ale roboților industriali.....	18
1.5.1 Aplicații industriale ale roboților.....	19
1.5.2 Aplicații neindustriale ale roboților.....	23
<b>Capitolul 2. Sisteme de acționare a roboților industriali</b> .....	27
2.1. Introducere.....	27
2.2. Sisteme de acționare electrică a roboților industriali.....	29
2.2.1. Introducere .....	31
2.2.2. Acționare electrică cu motoare electrice de curent continuu.....	31
2.2.3. Acționare electrică cu motoare electrice de curent alternativ.....	32
2.2.4. Acționare electrică cu motoare electrice pas cu pas.....	33
2.3. Sisteme de acționare pneumatică a roboților industriali.....	35
2.4. Sisteme de acționare hidraulică a roboților industriali.....	38
2.4.1. Introducere .....	38
2.4.2. Acționare hidraulică secvențială.....	39
2.4.3. Sisteme de acționare electro-hidraulice.....	42
2.4.3.1. Introducere .....	42
2.4.3.2. Acționare electro-hidraulică servocomandată analogic.....	44
2.4.3.3. Acționare electro-hidraulică servocomandată digital (comandă numerică).....	45
<b>Capitolul 3. Stadiul actual al cercetărilor și realizărilor în domeniul optimizării acționărilor hidraulice ale roboților industriali</b> .....	48
3.1. Introducere.....	48
3.2. Structura și organologia sistemelor și servomecanismelor hidraulice de acționare a roboților industriali.....	50
3.2.1. Introducere.....	50
3.2.2. Motoare hidraulice folosite în acționarea roboților industriali.....	51
3.2.3. Echipamente de distribuție – distribuitoare.....	57
3.2.3.1. Introducere .....	60
3.2.3.2. Servodistribuitoare.....	60
3.2.3.3. Distribuitoare proporționale.....	64
<b>Capitolul 4. Stadiul actual al cercetărilor și construcției roboților industriali acționați hidraulic</b> .....	68
4.1. Introducere .....	68
4.2. Sistemul mecanic al roboților industriali.....	68
4.3. Structuri mecanice utilizate în construcția de roboți industriali.....	69
4.4. Zonele de contact ale cuplelor cinematice.....	70
4.4.1. Ghidaje.....	70
4.4.2. Lagăre.....	79
4.5. Transmisii mecanice utilizate în construcția roboților industriali.....	79
4.6. Module cu acționare hidraulică din componența roboților industriali.....	80

4.6.1.	Definirea noțiunii de modul al robotului industrial.....	80
4.6.2.	Tipuri de module de translație pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.....	86
4.6.2.1.	Introducere.....	86
4.6.2.2.	Module de translație de bază la sol cu acționare hidraulică.....	86
4.6.2.3.	Module de translație de bază suspendate .....	90
4.6.2.4.	Module de translație verticale.....	91
4.6.2.5.	Module de translație orizontale.....	91
4.6.2.6.	Combinatii de module de translație .....	94
4.6.3.	Tipuri de module de rotație pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.....	97
4.6.3.1.	Introducere.....	97
4.6.3.2.	Exemple de module de rotație.....	98
4.6.4.	Tipuri de module de orientare pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.....	103
4.6.4.1.	Introducere.....	103
4.6.4.2.	Exemple constructive de module de orientare pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.....	103
4.6.4.2.1.	Module de orientare cu un grad de libertate.....	103
4.6.4.2.2.	Module de orientare cu două grade de libertate.....	104
4.6.4.2.3.	Module de orientare cu trei grade de libertate.....	105
4.7.	Structuri de roboți modulari tipizați.....	109
4.7.1.	Introducere.....	109
4.7.2.	Exemple de structuri modulare ale roboților industriali în diferite țări.....	109
4.7.2.1.	Exemple de structuri modulare ale roboților industriali fabricați în Japonia.....	109
4.7.2.2.	Exemple de structuri modulare ale roboților industriali fabricați în Germania.....	111
4.7.2.3.	Exemple de structuri modulare ale roboților industriali fabricați în Franța.....	111
4.7.2.4.	Exemple de structuri modulare ale roboților industriali fabricați în Suedia.....	111
4.8.	Contribuții la construcția modulară a roboților industriali cu acționare hidraulică.....	115
4.8.1.	Introducere.....	115
4.8.2.	Module de translație.....	115
<b>Capitolul 5. Contribuții la elaborarea unei metode de alegere optimală a motoarelor din componența sistemelor de acționare hidraulică ale roboților.....</b>		<b>125</b>
5.1.	Introducere.....	125
5.2.	Date inițiale.....	127
5.3.	Calculul cinetostatic – prima iterație .....	128
5.4.	Predimensionarea structurii de rezistență a elementelor dispozitivului de ghidare.....	128
5.5.	Calculul puterii motoarelor de acționare – prima iterație.....	129
5.5.1.	Calculul puterii motoarelor de acționare a cuplei cinematice a dispozitivului de ghidare, cea mai apropiată de eful final.....	129
5.5.2.	Calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice „n-1” a dispozitivului de ghidare.....	132
5.5.3.	Calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice „i” a dispozitivului de ghidare.....	146
5.6.	Calculul variației forțelor reduse în timpul unui ciclu de manipulare.....	157

5.7.	Corelația între puterea motorului de acționare pe de o parte, ale motoarelor de acționare și masă, centrul de masă, momente de inerție masice.....	157
5.7.1.	Corelația între masa motorului hidraulic liniar și puterea dezvoltată.....	157
5.7.1.1.	Calculul masei unui motor hidraulic liniar cu dublă acțiune.....	157
5.7.1.2.	Calculul masei unui motor cu paletă oscilantă.....	159
5.7.1.3.	Calculul masei unui motor hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră.....	160
5.7.1.4.	Relații de corelare între masa motorului hidraulic și puterea dezvoltată.....	162
5.7.2.	Calculul poziției centrului de masă pentru motoarele de acționare .....	163
5.7.2.1.	Calculul poziției centrului de masă pentru motorul hidraulic liniar.....	163
5.7.2.2.	Calculul poziției centrului de masă pentru motorul cu paletă.....	163
5.7.2.3.	Calculul poziției centrului de masă pentru motorul oscilant cu pinion și cremalieră.....	164
5.7.3.	Calculul momentelor principale de inerție masice ale motoarelor hidraulice.....	165
5.7.3.1.	Calculul momentelor de inerție masice în cazul motorului hidraulic liniar .....	165
5.7.3.2.	Calculul momentelor de inerție masice pentru motorul cu paletă oscilantă.....	166
5.7.3.3.	Calculul momentelor de inerție masice pentru motorul oscilant cu pinion cremalieră.....	167
5.8.	Alegerea motoarelor de acționare, a elementelor de acționare hidraulică, reductoarelor, etc. (prima iterație).....	168
5.9.	Calculul cinetostatic; iterația a doua .....	169
5.10.	Dimensionarea structurii de rezistență a elementelor structurii mecanice; a doua iterație.....	169
5.11.	Verificarea puterii motoarelor de acționare a mișcării relative a elementelor cuplelor cinematice conducătoare; a doua iterație.....	169
5.12.	Calculul dinamic exact.....	170
<b>Capitolul 6. Exemplu de alegere a motoarelor de acționare a modulelor roboților industriali.....</b>		<b>174</b>
6.1.	Modul de punere a problemei .....	174
6.2.	Date inițiale .....	177
6.3.	Calculul cinetostatic; prima iterație.....	180
6.4.	Predimensionarea structurii de rezistență a elementelor dispozitivului de ghidare; prima iterație. ....	183
6.5.	Calculul puterilor motoarelor de acționare; prima iterație.....	186
6.5.1	Introducere.....	186
6.5.2	Calculul și alegerea puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a "4"-a a dispozitivului de ghidare-cuplaD.....	186
6.5.3	Calculul și alegerea puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a "3"-a a dispozitivului de ghidare-cuplaC.....	188
6.5.4	Calculul și alegerea puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a "2"-a a dispozitivului de ghidare-cuplaB.....	191
6.5.5	Calculul și alegerea puterii motorului de acționare a primei cuple cinematice conducătoare a dispozitivului de ghidare-cuplaA.....	193
6.6.	Predimensionarea structurii de rezistență a elementelor D.G.; a doua iterație.....	196
6.7.	Calculul dinamic exact.....	196
<b>Capitolul 7. Elaborarea unei metode de modelare pe calculator a acționărilor hidraulice și simularea funcționării unei axe de translație orizontală a robotului R.H. 10 .....</b>		<b>203</b>
7.1.	Introducere .....	203

7.1.1. Prezentarea structurii axei de translație orizontală a robotului RH 10 .....	203
7.1.2. Alegerea soluției de modernizare .....	204
7.1.3. Schema de conducere a axei modernizate .....	205
7.1.4. Subsistemul de măsurare .....	207
7.1.5. Subsistemul de comandă.....	208
7.1.6. Subsisteme de contorizare și conversie.....	209
7.2. Modelarea matematică a acționărilor hidraulice ale cuplelor cinematice conducătoare ale roboților industriali .....	209
7.2.1. Introducere .....	209
7.2.2. Etapele modelării matematice a acționării axelor hidraulice.....	211
7.2.3. Modelul matematic al servosistemului electro-hidraulic cu comandă analogică.....	211
7.3. Stabilirea funcțiilor de transfer ale subsistemelor pentru axa de translație.....	216
7.4. Simularea conducerii axei de translație .....	218
7.5. Stabilirea coeficienților de reglaj.....	224
7.6. Concluzii.....	227
<b>Capitolul 8 Experimentări privind funcționarea în regim dinamic a axei de translație orizontală cu acționare hidraulică a robotului RH 10.....</b>	<b>228</b>
8.1. Introducere .....	228
8.2. Descrierea metodei experimentale .....	228
8.2.1. Metoda de măsurare.....	228
8.2.2. Descrierea programului de achiziții și comandă a axei de translație hidraulică.....	230
8.2.3. Metodica experimentărilor.....	230
8.3. Descrierea metodei de prelucrare a datelor experimentale privind răspunsul dinamic al axei de translație a robotului R.H.10.....	234
8.4. Concluzii.....	237
<b>Capitolul 9 Contribuții originale. Concluzii finale.....</b>	<b>238</b>
9.1. Contribuții originale .....	238
9.1.1. Contribuții în domeniul sistematizării informațiilor bibliografice.....	238
9.1.2. Contribuții în domeniul aplicațiilor practice și industriale.....	238
9.1.3. Contribuții în domeniul elaborării unor noi metode de proiectare a sistemelor de acționare a roboților.....	239
9.1.4. Contribuții în domeniul aplicațiilor practice industriale.....	239
9.1.5. Contribuții în domeniul cercetării experimentale.....	240
9.1.6. Direcții de cercetare viitoare.....	240
9.2. Concluzii finale.....	241
<b>Bibliografie.....</b>	<b>242</b>

# CAPITOLUL 1

## Noțiuni generale privind robotii industriali

### 1.1 Definiții [K15] [T1] [V5] [W1] [W4]

Robotul industrial reprezintă în prezent punctul de intersecție al rezultatelor de vârf într-o serie de domenii: mecanică, automatică, calculatoare, sisteme de acționare și altele. Această congruență de domenii științifice și tehnologii atât de diferite, se explică prin complexitatea deosebită a robotului industrial (R.I.), ceea ce face din aceasta de fapt un produs "mecatronic". În continuarea lucrării se va utiliza prescurtarea "R.I." pentru robotul industrial.

"Mecatronica" este știința care îmbină cunoștințe din domeniile amintite anterior, pentru a obține un produs de calitate cât mai superioară.

Robotul industrial ca rezultat al acestor dezvoltări tehnico - științifice, poate fi definit ca un sistem tehnic capabil să înlocuiască sau să asiste omul în exercitarea unor acțiuni diverse asupra mașinilor a liniilor de producție sau în exercitarea unor servicii.

Rapida evoluție a roboticii (construcția și aplicația R.I.), precum și perioada scurtă care a trecut de la apariția domeniului nou de știință "Robotica", nu a permis clarificarea univocă a tuturor noțiunilor cu care operează acest domeniu. Această stare de fapt se reflectă și în definirea noțiunii de robot.

În literatura de specialitate se întâlnesc diferite definiții date roboților, începând cu cele formulate de pionierii științei roboticii, până la cele enunțate de diverse foruri internaționale sau naționale autorizate în domeniu.

Se prezintă câteva din aceste definiții:

**Robot Institute of America** (R.I.A.) dă o definiție mai puțin restrictivă, deoarece înlocuiește noțiunea de adaptare automată cu cea de reprogramare.

- "Robotul este un manipulator reprogramabil multifuncțional destinat să deplaseze materiale, piese, scule sau aparate prin mișcări programate variabil în scopul îndeplinirii a diferite sarcini."

- "Robotul este componenta evoluată de automatizare care combină electronica de tip calculator, cu sisteme avansate de acționare mecanică, pentru a realiza un echipament independent de mare flexibilitate";

- "Robotul este un echipament cu funcționare automată adaptabil prin reprogramarea condițiilor unui mediu complex și variabil în care el acționează reușind să prelungească, să amplifice și să înlocuiască una sau mai multe din funcțiile umane în acțiunile acestuia asupra mediului înconjurător.[T1.] Această definiție face legătura cu conceptul de "inteligentă artificială".

**British Robot Association** (B.R.A.), definește robotul ca un dispozitiv reprogramabil realizat pentru manipularea și transportul pieselor, sculelor sau a altor mijloace de producție, prin mișcări variabile programate pentru a îndeplini sarcini specifice de fabricație.

Normele franceze (Normalisation française, NF) dau definițiile cele mai explicite și corelate logic.

Astfel, norma E61 - 005 definește manipulatorul:

"Structură mecanică constituită dintr-o serie de elemente articulate sau alunecătoare unul față de celălalt, utilizat pentru a prinde, deplasa, poziționa și orienta obiecte (piese, scule, etc), urmărind în general mai multe grade de libertate. El poate fi comandat de un operator, de un automat programabil electric sau prin orice sistem logic independent sau asociat".



Norma germană DIN 2801 definește roboții astfel:

“Roboții industriali sunt automate mobile universale, cu mai multe axe, ale căror mișcări sunt liber programate pe traiectorii sau unghiuri într-o anumită succesiune a mișcărilor și în anumite cazuri, comandate prin senzori. Ei pot fi echipați cu dispozitive de prehensiune, scule sau alte mijloace de fabricație și pot îndeplini activități de manipulare și tehnologice.

Norma japoneză definește roboții astfel:

“Robotul este un sistem mecanic, dotat cu funcțiile motoare flexibile analoge cu cele ale organismelor vii sau imitații ale acestora cu funcții inteligente, sisteme care acționează corespunzător voinței omului”.

În aceeași normă, se mai definesc: manipulatorul de sarcini echilibrat, cu comandă manuală, instalația de teleoperare și manipulatorul cu secvențe fixe. Acesta din urmă “efectuează automat fiecare etapă a unei operații date, în conformitate cu o succesiune de mișcări predeterminate, care nu pot fi schimbate fără modificări fizice. Limitarea mișcărilor se face prin opritoare mecanice, electromecanice sau senzori”.

La rândul său, robotul manipulator este un “manipulator multi-actiune, comandat automat și reprogramabil, utilizat în aplicații de automatizare. Comanda robotului manipulator prezintă deseori capacitatea de interacțiune cu mediul exterior. Programarea este realizată prin introducerea manuală a datelor - prin instruire sau “off line” în mod analitic sau prin definirea obiectului”.

Standardul ISO/TR/8373 - 2. 3 definește robotul astfel: [w4]

“Un robot este o mașină manipulativă, controlat automat, reprogramabil, multifuncțional, cu mai multe axe reprogramabile, care poate fi fie fix într-un loc sau mobil, construit pentru a fi folosit în aplicații de automatizări industriale”.

Definițiile citate mai sus nu permit împreună lămurirea principalelor caracteristici ale robotului. Ele utilizează multe noțiuni, care la rândul lor cer a fi definite cum ar fi:

**Reprogramabil:** a căror mișcări programate sau funcții auxiliare pot fi schimbate fără modificări fizice;

**Multiscop:** capacitatea de a se adapta la diferite aplicații ce se modifică fizic;

**Modificări fizice:** modificări ale structurii mecanice sau ale sistemului de conducere, excepție făcând schimbările de suporturi de programare, ROM-urile etc, ceea ce reprezintă o structură modulară a robotului.

După [KJ] “robotul este un sistem mecanic mobil condus după un program, capabil să execute automat operații pe care le efectuează omul, folosindu-și mâna și brațul, sub supravegherea ochilor, coordonarea mână - ochi realizându-se de creier. Asemenea operații se definesc de manipulare. Robotul are în componența sa cel puțin un mecanism articulat”.

“Denumirea de robot se aplică unei familii de echipamente din care mai fac parte: manipulatorul, instalația de teleoperare, proteze/orteze, manipuloare medicale, exoscheletele amplificatoare, mașini pășitoare, mașini târătoare”. În fig. 1.1 se definește “familia robot” [KJ]

În continuare se dau definițiile echipamentelor cuprinse în “familia robot”:

- **Robot** – dispozitiv mecanic cu comandă automată care îndeplinește funcții (operații) cum ar fi mânăuirea sau locomoția;
- **Manipulator** – dispozitiv pentru prinderea obiectelor și comandarea mișcărilor acestora;
- **Robot mobil** – dispozitiv care se deplasează față de sol sub control automat;
- **Robot pășitor** – robot care realizează funcții de locomoție asemănătoare omului sau animalelor;
- **Robot târător** – robot care realizează funcții de locomoție asemănătoare unor reptile;
- **A. G. V.** – vehicul ghidat automat;

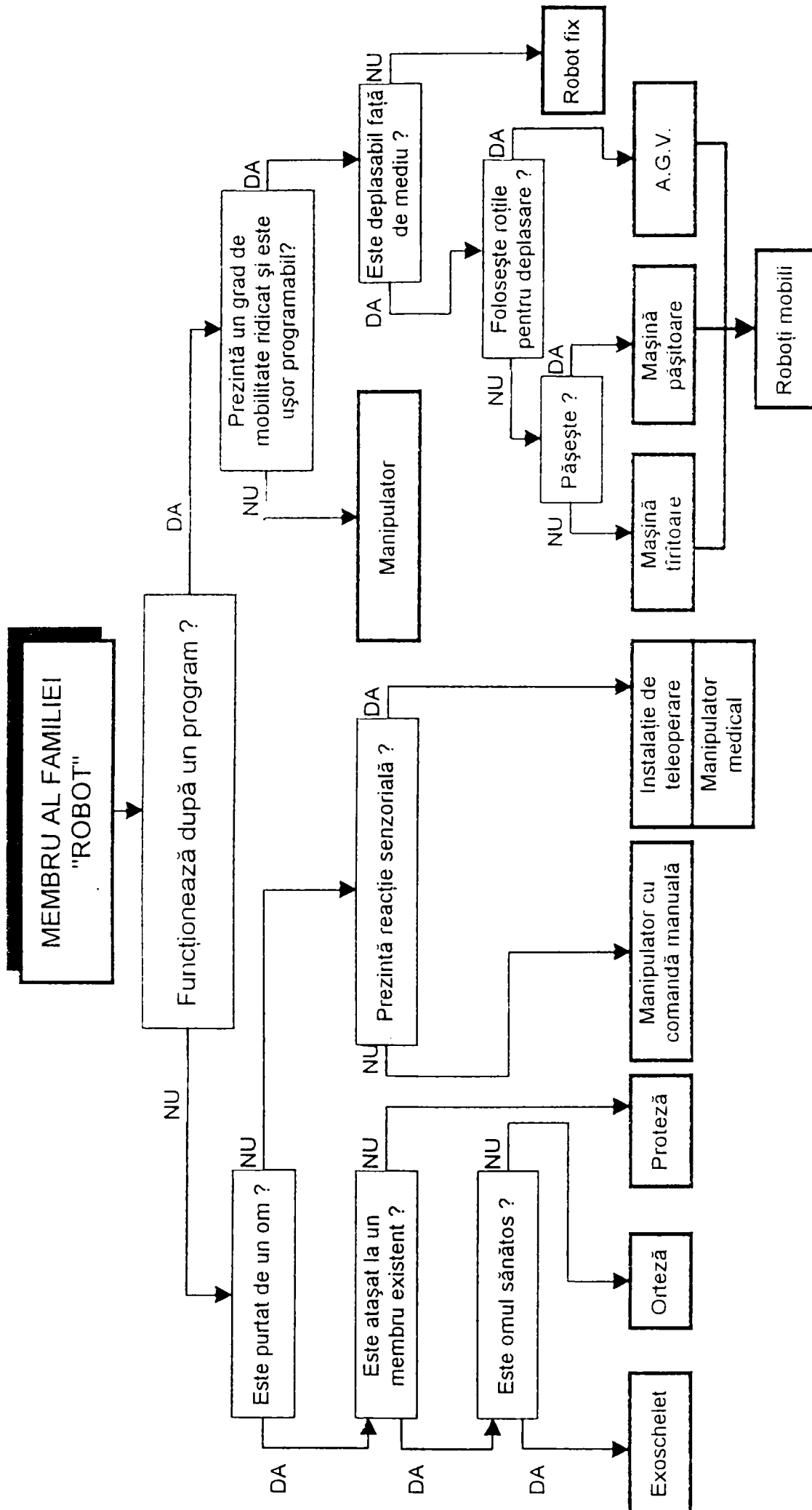


Fig.1.1. Familia "robot".

- **Proteză** – dispozitiv care suplinește pierderea funcțiilor de manipulare sau de mobilitate a membrilor umane, prin pierderea (amputarea) unor părți sau totală a acestora;
- **Orteză** – dispozitiv care suplinește pierderea unor funcții de manipulare sau de mobilitate a membrilor umane (leziuni musculare, leziuni ale sistemului nervos);
- **Exoschelet** – mecanism articulată ale cărui articulații corespund celor ale unui corp uman și care se deplasează împreună cu corpul la care este atașat (realizează amplificarea forței și mișcărilor corpului).

## 1.2. Avantajele utilizării roboților industriali

Avantajele utilizării roboților industriali rezultă odată cu implementarea lor în diferite domenii cu scopuri economice sau sociale. Din această cauză avantajele utilizării roboților se pot categorisi în: avantaje economice; avantaje sociale generale; avantaje sociale suplimentare; conform schemei din fig.1.2.

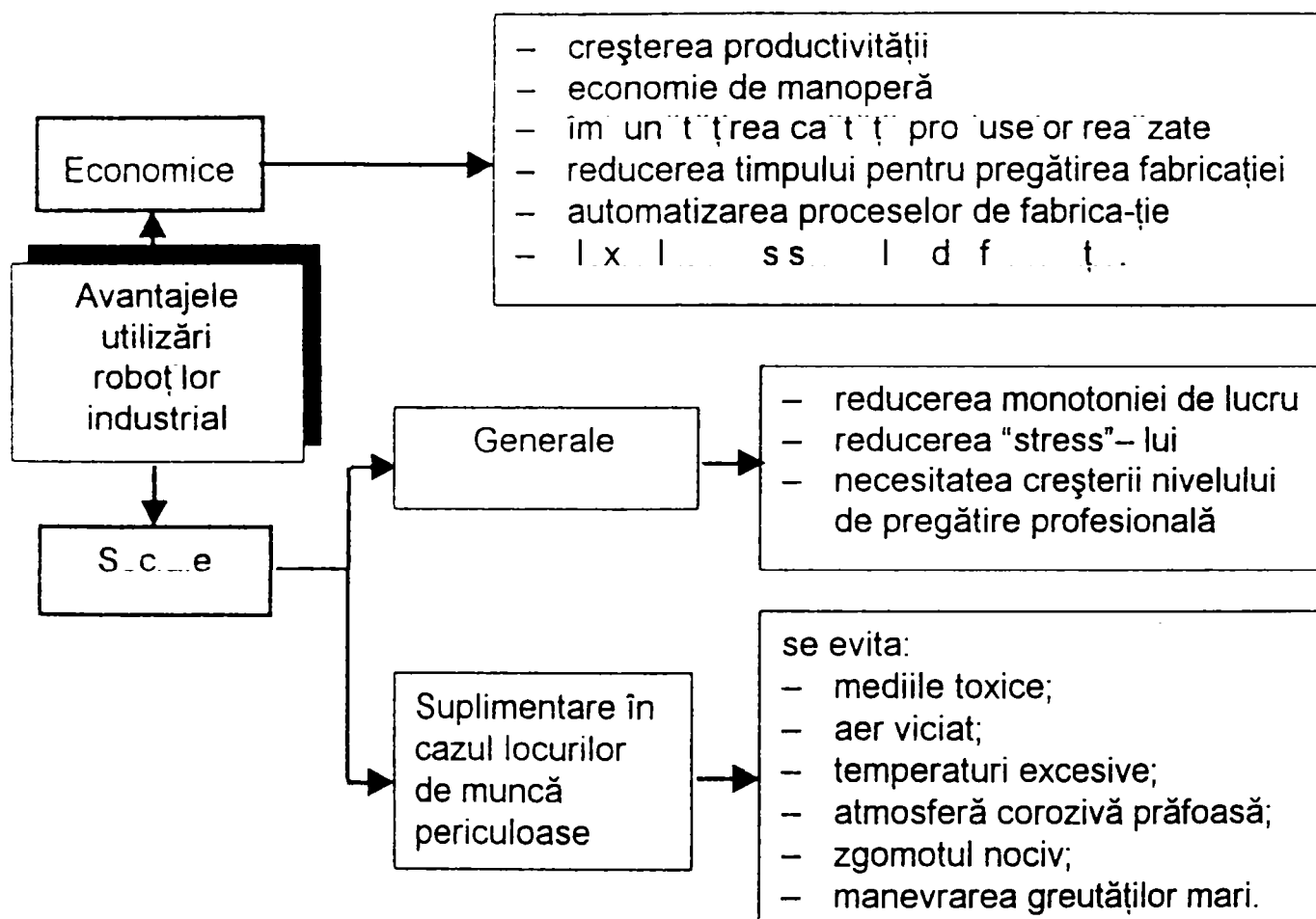


Fig 1.2. Avantajele utilizării roboților.

Avantajele utilizării roboților sunt foarte semnificative prin rezultatele obținute în domeniul economic cât și social al principalelor țări puternic industrializate: Japonia; Statele Unite ale Americii; Europa de Vest.

## 1.3. Clasificarea roboților industriali

Diversitatea constructivă și funcțională a roboților a condus la necesitatea întocmirii unor clasificări, după diferite criterii, fără însă ca acesta să fie riguros independente între ele.

Astfel de clasificări au fost întocmite după domenii de utilizare, gradul de specializare, capacitatea de manevrare, arhitectura constructivă, tipul acționării, sistemul de comandă, etc. În fig.1.3. se prezintă o clasificare exhaustivă a roboților după aceste criterii:



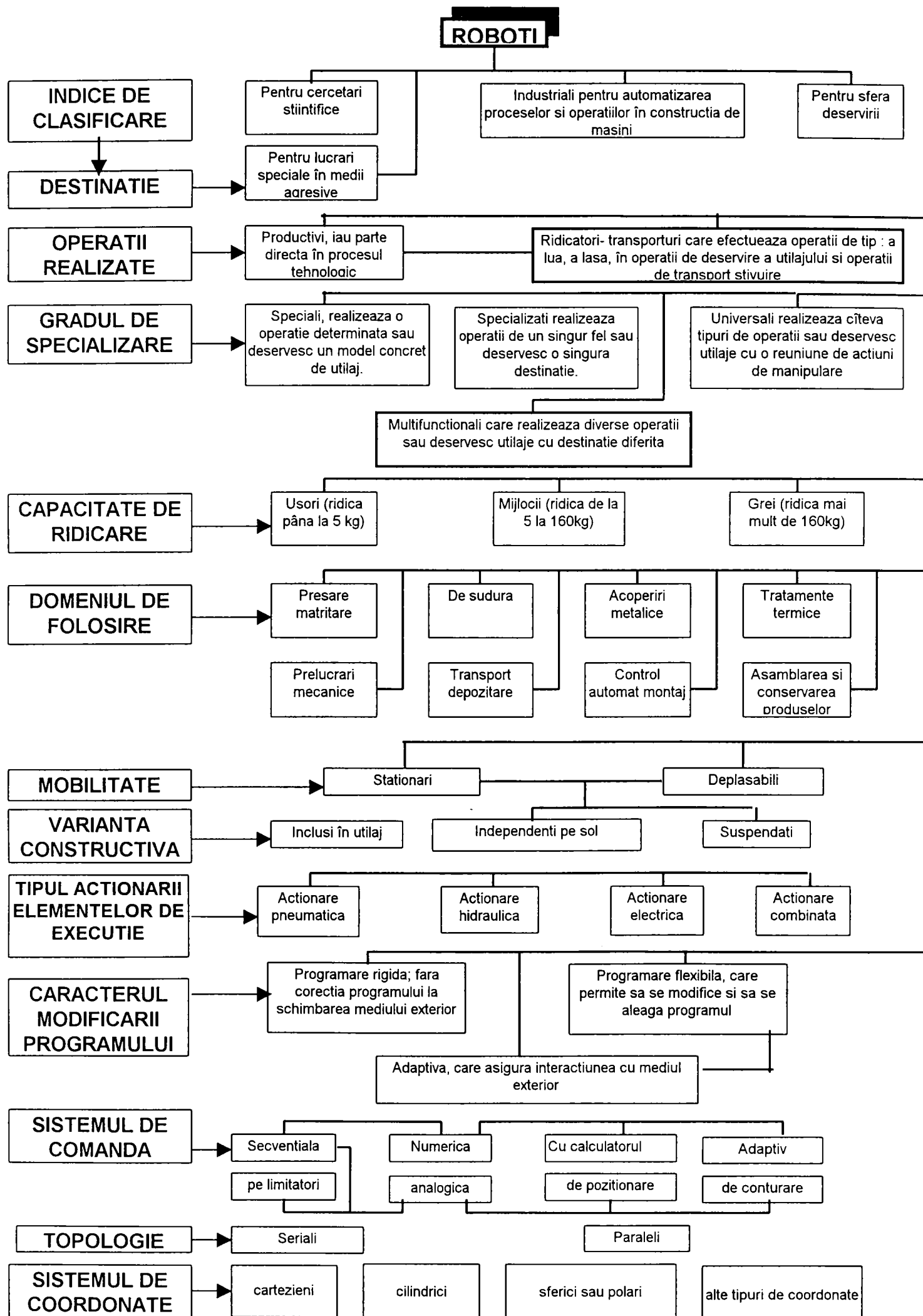


Fig.1.3. Clasificarea roboților industriali.

În ultima perioadă de timp s-a realizat o clasificare și o codificare a roboților industriali după următoarele criterii:

- Clasificarea după domeniile industriale, ținându-se seama de "Standardul internațional de clasificare al activităților economice" (ISIC). Această clasificare este prezentată în tabelul 1.1.
- Clasificarea după domeniile de activitate (aplicații) conform standardului IFR. Această clasificare este prezentată în tabelul 1.2.
- Clasificarea după tipul robotului (IFR 1996) prezentată în tabelul 1.3

În tabelul 1.4. se prezintă clasificarea roboților după structura mecanică, cu schemele structurilor cinematice conform ISO, forma spațiilor de lucru și exemple de roboți din structurile respective.

Tabelul 1.1. Clasificarea R.I. după domeniile industriale.

Cod [ISI] cod3	Domeniile activităților economice
A+B	Agricultură; forestier; piscicultură;
C	Minerit și extractiv
15+16	Fabricarea produselor alimentare; băuturilor, tutunului;
17	Industria textilă;
25	Industria materialelor plastice;
26	Industria produselor metalice și minerale (sticlă, ceramică)
27	Industria metalelor de bază
28	Industria fabricării produselor metalice (exceptând mașini și echipamente
29	Industria fabricării mașinilor și echipamentelor
30	Industria mașinilor și instalațiilor de birotică
31	Industria mașinilor electrice și aparatelor electrice
32	Industria aparaturii radio televizoare, telecomunicații
33	Industria echipamentelor medicale, optică și orologie
341	Industria motoarelor pentru autovehicule
342	Industria producerii caroseriei autovehiculelor
343	Industria producerii părților componente și accesorii auto
35	Alte echipamente de transport
36	Producerea mobilei
E	Surse de energie: electrică, apă, gaze;
F	Construcții
37	Cercetare și dezvoltare
M	Educație
	Toate celelalte sectoare neproductive
	Nespecificate

Tabelul 1.2. Clasificarea R.I. după domeniile de aplicații.

Cod [IFR]	Domenii de aplicații
000	Nespecificate;
110	Turnătorii: turnare, formare;
130	Injectarea maselor plastice;
140	Tratamente termice
150	Prese la rece; forjare
160	Sudură: cu arc electric; substrat de flux; cu gaz protector; cu laser etc.
170	Acoperiri de protecție;
180	Încărcare-descărcare mașini de lucru (manipulare)
190	Procese speciale: tăiere cu laser; tăiere cu jet de apă; altele
200	Asamblări: mecanică; lipire; manipulare pentru operații de asamblare;
210	Operații de paletizare, împachetare;
220	Operații de măsurare, inspecție, testare;
230	Operații manipulare materiale;
240	Educație; cercetare; instruire;
900	Altele

Tabelul 1.3. Clasificarea R.I. după tip.

Clasificarea roboților după tip [IFR 1996]		
După numărul de axe	După tipul de control	După structura mecanică
Robot cu 3 axe Robot cu 4 axe Robot cu 5 axe Robot cu 6 axe Neclasificați	Secvențial(play back), point to point(PTP) Traiectorie continuă Adaptiv Telecomandat Neclasificați	Roboți cartezieni Roboți SCARA Roboți cilindrici Roboți sferici Roboți articulați Roboți paraleli Neclasificați

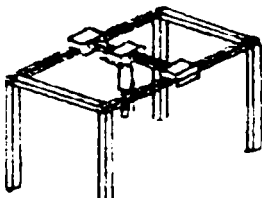
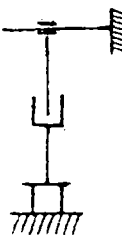
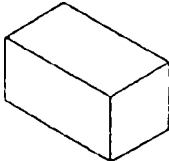
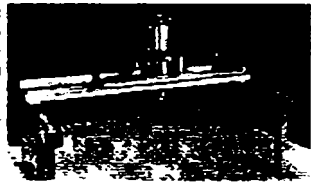
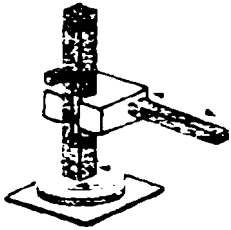
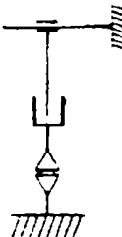
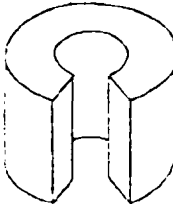
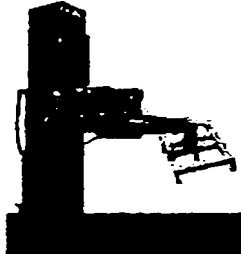
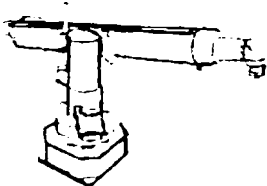
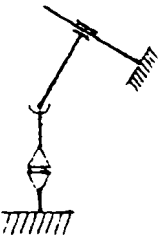
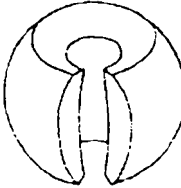
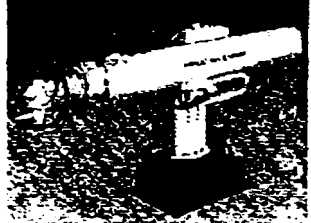
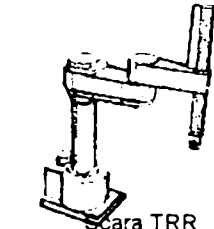
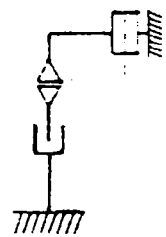

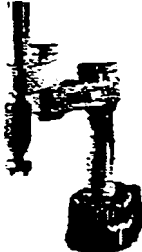
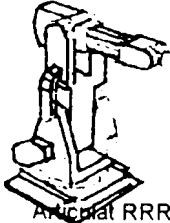
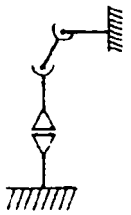

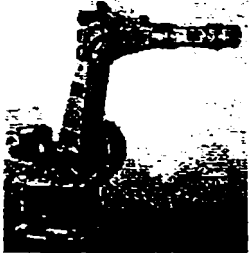

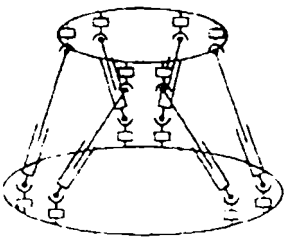
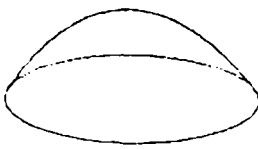

#### 1.4. Istoricul roboților industriali

Se prezintă succint câteva din cele mai importante etape ale istoriei destul de scurte dar spectaculoase ale evoluției roboticii de la primele încercări și până în prezent.

Cuvântul "robot" are astăzi aproape trei sferturi de secol de viață, fiind folosit pentru prima dată în piesa R.U.R. (Rossum's Universal Robots) de către dramaturgul ceh Karel Copek și folosit pe plan internațional din anul 1923. Cuvântul "robota" însemnând muncă în limba rusă și corvoadă în limba cehă. De atunci cuvântul "robot" a trecut neschimbat în toate limbile pentru a defini ființe humanoide protagoniste ale povestirilor științifico-fantastice. Termenul de "Robotică" a fost inventat de Isaac Asimov, un mare scriitor de literatură științifico-fantastică (science-fiction) în anul 1942 în povestirea "Runaround", care stabilește și cele trei legi ale unui robot și anume [K 8] [K15]:

- Un robot nu poate leza ființa umană sau nu poate asista inactiv la o primejdie în care este implicată o ființă umană;
- Un robot trebuie să se supună comenzilor date lui de către ființele umane cu excepția acelor care nu respectă prima lege;
- Un robot trebuie să se protejeze pe sine însuși de la vătămări, cu excepția cazurilor în care s-ar încălca primele două legi.

Tabel 1.4 Clasificarea R. I. după structura mecanică.

Robot	Axe		Exemple
Tipul robotului	Structura cinematică	Spațiu de lucru	Fotografia robotului
 <p>Cartezian TTT</p>			
 <p>Cilindric RRT</p>			
 <p>Sferic RRT</p>			
 <p>Scara TRR</p>			
 <p>Angular RRR</p>			
 <p>Paralel</p>			

În domeniul tehnic în anul 1938 se menționează prima încercare de construire a unui robot în concepție antropomorfă de către inginerul american Wensley (Westinghouse Electric Manufacturing Co).

În anul 1940 se menționează utilizarea primelor manipuloare sincrone pentru manevrarea substanțelor radioactive în laboratoare nucleare din Franța și apoi S.U.A.

În anul 1954, Kernward (Anglia) brevetează un manipulator automat cu două brațe.

George C. Devol, proiectează primul robot programabil pe care îl brevetează în anul 1956 în SUA. Acesta introduce termenul de automatizare universală, care mai târziu se transformă în "Unimation", care devine numele primei companii producătoare de roboți.

Întemeietorul roboticii moderne poate fi considerat Joseph Engelberger, care pe baza brevetului lui Devol constuiește în anul 1959 la firma "Unimation Inc." primul robot adevărat "UNIMATE" (cu acționare hidraulică) care va cuceri peste puțin timp piața japoneză. În 1960 "Unimation" este cumpărată de către "Condec Corporation" și începe dezvoltarea "Unimate Robot Systems".

În anul 1962 General Motors instalează primul robot într-o linie de producție automată, și anume un robot UNIMATE.

În același an, firma americană "Prab Conveyor" realizează primii roboți "VERSATRAN", cu acționare hidraulică, proiectați de Harry Iahuson și Veljko Milenkovic

În anul 1966 în Norvegia se realizează roboții de tip "TRALFFA" destinați vopsirii, cu acționare hidraulică.

În anul 1968 General Motors instalează prima linie robotizată de sudură în puncte, echipată cu 32 roboți UNIMATE.

Anul 1968 reprezintă piatra de hotar în domeniul construcției de roboți industriali când firma japoneză "Kawasaki Heavy Ind." se asociază cu firma americană "Unimation" și preia spre fabricație roboții de tip UNIMATE. A urmat, în continuare, binecunoscuta explozie japoneză în automatizarea robotizată care începe cu 38 roboți UNIMATE ce echipa prima linie de sudare a caroseriilor de automobil.

În anul 1968 la Institutul Stanford Research se construiește și testează un robot mobil "Shakey", înzestrat cu vedere artificială. La același institut în 1971 se construiește un robot acționat electric denumit "braț Stanford" (Stanford arm).

În 1974 Prof. Scheimman, inventatorul brațului Stanford întemeiază VICARM INC., și produce și comercializează roboți omonimi, controlați de microcomputer.

Firma americană "Cincinnati Milacron" lansează pe piață în anul 1973 roboți electrici "T3" (The Tomorrow Tool scula viitorului) în paralel cu roboții hidraulici "HT3", primii roboți controlați de un minicomputer, proiectați de către Richard Horn.

În anul 1975 firma "Unimation" cumpără compania "Vicarm" a lui Scheinman și construiesc împreună cu ajutorul firmei General Motors roboții de tip "Puma" (programable Universal Machine for Assembly) (mașină universală programabilă pentru asamblare), care vor fi lansați cu mult succes pe piață în anul 1978, devenind unul dintre cei mai apreciați din lume.

Paralel, în anul 1974, firma ASEA, din Suedia fabrică roboți electrici cu același nume, roboți care vor cuceri piața europeană și care vor deschide o nouă și solidă direcție în domeniul construcției de roboți, utilizând pentru acționare motoare electrice de curent continuu, comandați de microcomputere, iar în 1990 cumpără diviziunea de robotică a lui Cincinnati Milacron.

În anul 1974 regia "Renault" Franța lansează programul Spartacus privind dezvoltarea cercetărilor proprii în direcția fabricării și aplicării în producția de automobile a roboților industriali.

În anul 1977 pe bază de licență ASEA, Polonia fabrică roboți de tip "Irb6" și "Irb60". Tot în acest an Polonia lansează pe piață roboții modulari cu acționare pneumatică PRO.



În anul 1983 industria de roboți intră în perioada ei de maturitate și se ajunge la concluzia că roboții și celelalte elemente de automatizare trebuie integrate într-un sistem unificat.

În anul 1986 continuă să crească numărul de aplicații ale roboților și crește de asemenea și numărul roboților instalați, crescând importanța integrării roboților în sisteme flexibile (F.M.S.) și hipersisteme C.I.M.

Șirul istoriei poate continua și cu realizări în fostele țări socialiste cum ar fi: URSS, RDG, Cehoslovacia.

În România evoluția roboticii este legată de rodul preocupărilor intense ale unor colective din centrele universitare cu tradiție în învățământul superior.

În anul 1979 sub conducerea Prof. univ. dr. ing. Francisc Kovacs se înființează la Institutul Politehnic "Traian Vuia" din Timișoara un colectiv multidisciplinar de cercetare și proiectare în domeniul roboticii industriale.

În anul 1982 este realizat și pus în funcțiune la Electromotor Timișoara prima celulă de fabricație flexibilă deservită de robotul industrial REMT-1, continuând cu seria REMT-2 în 1984, precum și alte tipuri de roboți REMT. Astfel, REMT-2-S, destinat operațiilor de sudare a șasiului de vagoane la întreprinderea MEVA – Drobeta Turnu Severin, REMT-3 pentru manipularea tubului cinescop la întreprinderea de cinescoape București.

Tot în colaborare cu Electromotor Timișoara s-a realizat "reciprocatorul de vopsire" a vagoanelor de marfă pentru aceeași întreprindere MEVA.

În colaborare cu Electrotimiș s-au proiectat și realizat:

- microrobotul R2,5;
- microroboții MRP-12,5 și MAP 100, cu acționare pneumatică;
- microrobotul MAE-100 cu acționare electrică;
- robotul RH-1KN cu acționare hidraulică.

Pentru UNIO Satu Mare s-a conceput o familie de roboți din care s-a realizat RIE-50.

Pentru IMUM Baia Mare s-au conceput și realizat manipuloare sincrone ES-500, MS-200, MS-1000 și robotul ROPOS-50 pentru aplicații de sudură.

Creșterea populației de roboți în țara noastră în perioada de după 1980, prin construcția de roboți autohtoni, precum și achiziționarea de roboți din import a condus la înmulțirea numărului de aplicații robotizate în multe întreprinderi din țara noastră. Acest lucru a necesitat un studiu de detaliu a ansamblului de performanță ale acestora în vederea implementării optime a roboților existenți în aplicații specifice, precum și pentru noi aplicații robotizate, lucru realizat prin multiple teze de doctorat. În 1980 se lansează programul național pentru orientarea cercetării în direcția roboticii, având ca prim efect fabricarea la Automatica București a robotului RIP 6,3 după model ASEA. Tot în anul 1980, sub conducerea regretatului Prof. univ. dr. ing. Andrei Albu, la Institutul Politehnic Cluj-Napoca se deschide o nouă direcție pe linia construcției de roboți indigeni cu acționare electrohidraulică în regim pas cu pas.

La Institutul Politehnic București, în aceeași perioadă, un colectiv condus de regretatul Prof. univ. dr. doc. ing. Cristian Pelecudi, obține rezultate notabile în realizarea roboților MERO-1 și MERO-2 și implementarea lor la Semănătoarea București. Preocupări în domeniul roboticii au existat și există și în alte centre universitare, cum ar fi: Brașov, Iași, Craiova, Oradea.

În acest sens, în anul 1982 a fost realizat la I.I.S. Oradea un robot hidraulic de tip modular la care s-a introdus și un modul de micromișcare pentru a suplini un grad de mobilitate al robotului, având o translație scurtă. Preocupările colectivelor universitare și ale institutelor de cercetare prin numeroase comunicări științifice în cadrul Conferințelor Naționale de Roboți, precum și prin Asociația de Robotică din România, afiliată la Federația Internațională de Robotică au pus bazele unei adevărate "școli românești de robotică".

Se constată că înmulțirea roboților este strâns legată de ieftinirea dramatică a componentelor electronice și a calculatoarelor care intră în componența acestora.

Astfel, dacă în 1961 75% din prețul de cost al primului robot Unimate era cauzat de costul componentelor electronice, în prezent, această pondere s-a redus la 25% din prețul de cost al robotului. Între 1955 și 1985, costurile cauzate de componenta electronică s-au redus de 200 de ori.

Este remarcabilă proliferarea firmelor fabricante de roboți. Apariția acestora se realizează începând cu 1980 și avea frecvențe de una pe lună. Deceniul anilor 1980 va cunoaște maturizarea industriei de roboți. Se percepe necesitatea integrării fabricației de roboți și cea a componentelor sistemelor de fabricație robotizate. Astfel, în 1983 se ajunge la o scădere a întreprinderilor majore fabricante de roboți la 25.

Dintre dezvoltările cele mai importante ale roboticii în cursul deceniului anilor 80 se menționează structura SCARA ("Selective Compliance Arm for Robotic Assembly", "Braț cu complianță selectivă pentru asamblare") conceput de profesorul Makino de la Universitatea Yamanashi din Japonia, cât și roboții cu acționare directă, ("direct drive") introduse de firma americană ADEPT, cu motoare electrice cu magneți din pământuri rare, care elimină necesitatea utilizării transmisiilor mecanice în construcția sistemelor de acționare a roboților.

Deceniul anilor 1980 consacră de astfel preponderența acționărilor electrice în construcția roboților, în detrimentul acționărilor hidraulice și pneumatice, în regres evident.

Se dezvoltă noi limbaje de programare dedicate conducerii roboților, din ce în ce mai prietenoase față de utilizatori. Sistemele de conducere integrează în tot mai mare măsură informații multiple despre mediul în care evoluează robotul, achiziționate cu ajutorul unor categorii de senzori tot mai diverși și performanți.

Jumătatea a doua a deceniului 1980 a însemnat dezvoltarea aplicațiilor robotice în industrie, punându-se un accent crescând pe aplicații, pe integrarea roboților în celule de fabricație, în sisteme de fabricație flexibile(FMS), cât și sisteme CIM (sisteme de producție integrate prin calculator).

În deceniul anilor 1990, se remarcă o oarecare stagnare a sporirii aplicațiilor robotizate - datorită unor circumstanțe economice, mai ales în Japonia - cât și "saturarea" din punct de vedere științific al roboticii industriale, determinată de soluționarea tehnică, practic a tuturor problemelor specifice posibile. Ca urmare, dezvoltarea Roboticii se prefigurează a se produce în sfere neindustriale.

În anii 1990-1996, apar tot mai multe construcții și aplicații în domeniile serviciilor și a medicinei/recuperării bolnavilor. Cercetările științifice de Robotică abordează la rândul lor noi direcții, parțial corelate cu diversificarea amintită a aplicațiilor vertebroizi (spre exemplu robotul SPINE). Pe baza lor, se realizează noi structuri de roboți paraleli, roboți mobili pășitori, târători, cățărați, săritori. Rețelele neuronale și programele bazate pe logică "fuzzy" permit realizarea unor sisteme de conducere a roboților care sunt capabile de autoinstruire.

Un aspect interesant al istoriei Roboticii este evoluția în timp a numărului de roboți în funcțiune în diferite țări / zone ale lumii. Pe lângă informația directă, aceste cifre indică gradul de modernitate a industriei în anul / țara respectivă, permițând tragerea unor concluzii privind evoluția automatizării proceselor de fabricație.

Cercetând cifrele se remarcă faptul că există 3 țări/zone geografice unde robotizarea a cunoscut o dezvoltare explozivă: Japonia, Europa de Vest și Statele Unite ale Americii. Nu în mod întâmplător aceste țări / zone geografice domină economia mondială din punct de vedere al productivității muncii și a calității produselor, ele fiind cele mai puternice din punct de vedere financiar și asigură cel mai ridicat nivel de trai cetățenilor lor.

În graficul din figura 1.4. se prezintă o evoluție a furnizării anuale de RI între anii 1990-1997 și prognoza până în anul 2000, iar în figura 1.5. se prezintă o distribuție a

unităților robotizate până în anul 1997 și prognoza până în anul 2000 în principalele zone puternic robotizate [W4]. [W5]. [W6]

Într-un studiu al comisiei economice al ONU și al Federației Internaționale de Robotică [W5] este pus în evidență o perioadă de ușoară recesiune în domeniul roboților între anii 1990-1993, urmată de o tendință de redresare în anul 1994.

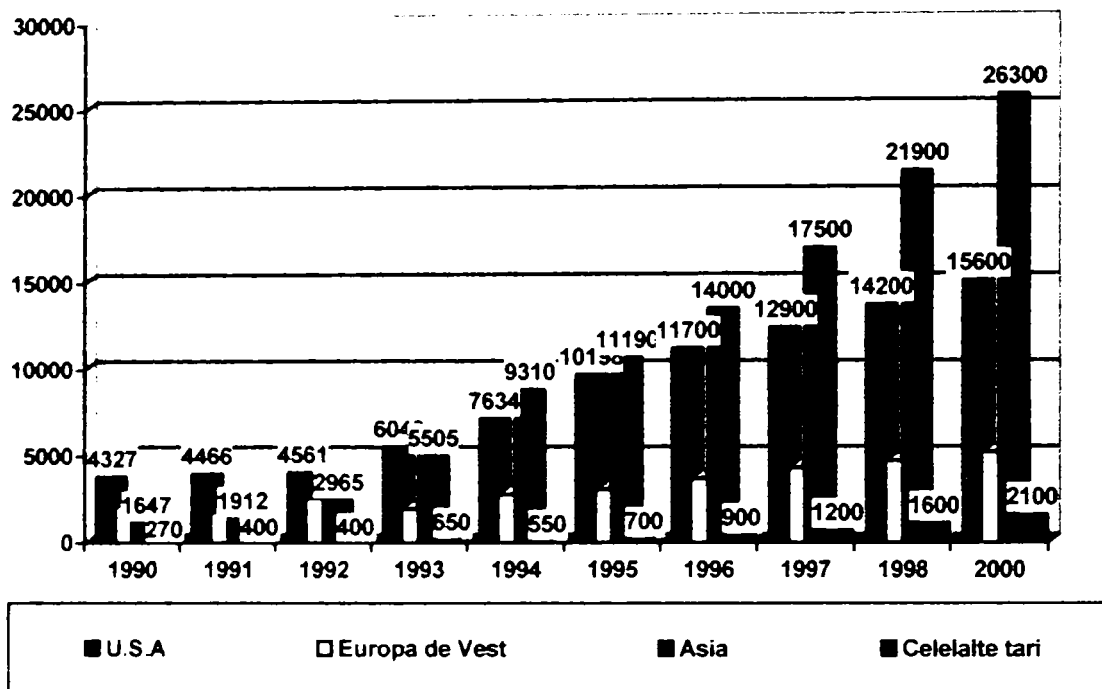


Fig. 1.4 Evoluția furnizării anuale de roboți industriali

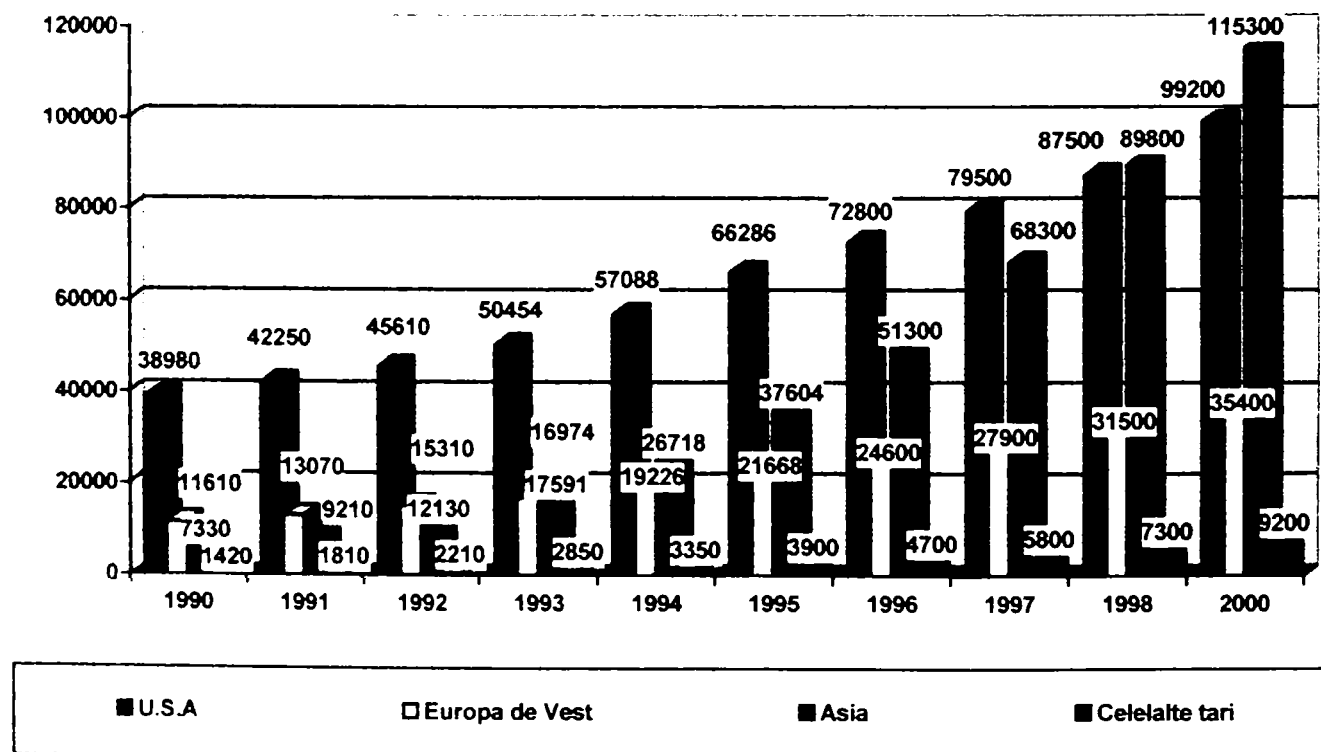


Fig. 1.5 Distribuția unităților robotizate

După [W5] s-a realizat o vânzare în 1997 de 85.000 roboți cu 6,5% mai mult față de 1996, reflectând creșterea continuă a cererii de roboți în Europa, SUA, dar și în Japonia. Aceeași sursă prognozează o creștere medie de 19 % pe an până în 2000, astfel încât de la un număr de cca. 711.000 roboți existenți la finele anului 1997 să se ajungă la aproape



un milion la finele anului 2000. Circa 58 % se estimează a fi în Japonia, cu toate că aceasta reprezintă o scădere față de un procent de 62 % realizat în anul 1994.

La nivelul anului 1997 în Japonia existau 413.000 de unități de roboți (58 %), în SUA 77.100 (11 %), în Germania 66.800 (9,4 %), în Italia 28.400 (4 %), în Franța 15.630 (2,8%), în Marea Britanie 10.000 (1,4%), din stocul mondial.

În graficele din figura 1.6 se prezintă numărul roboților industriali instalați, repartizați la 10.000 persoane ocupate în industrie în diferite țări ale lumii la nivelul anului 1997.

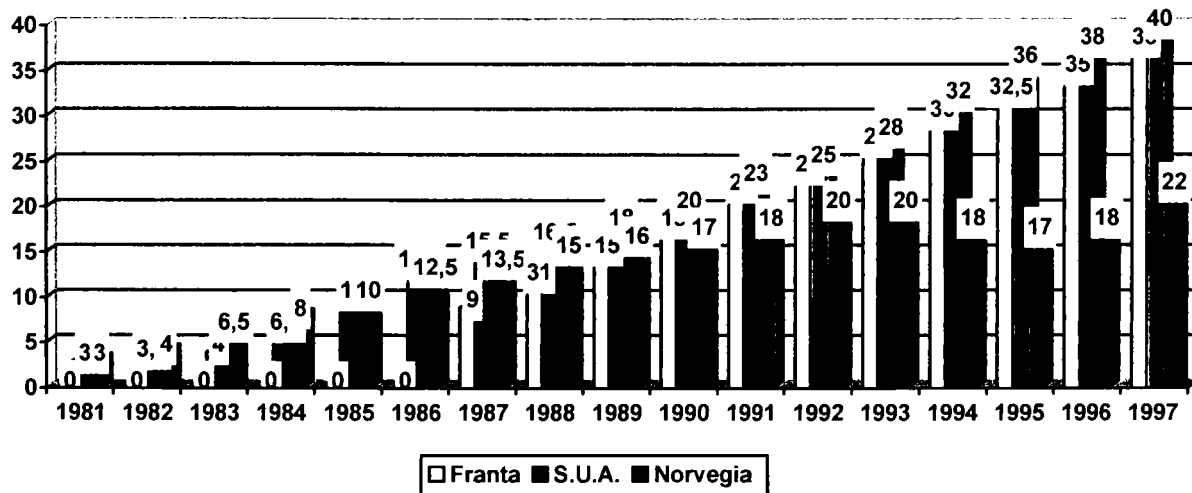
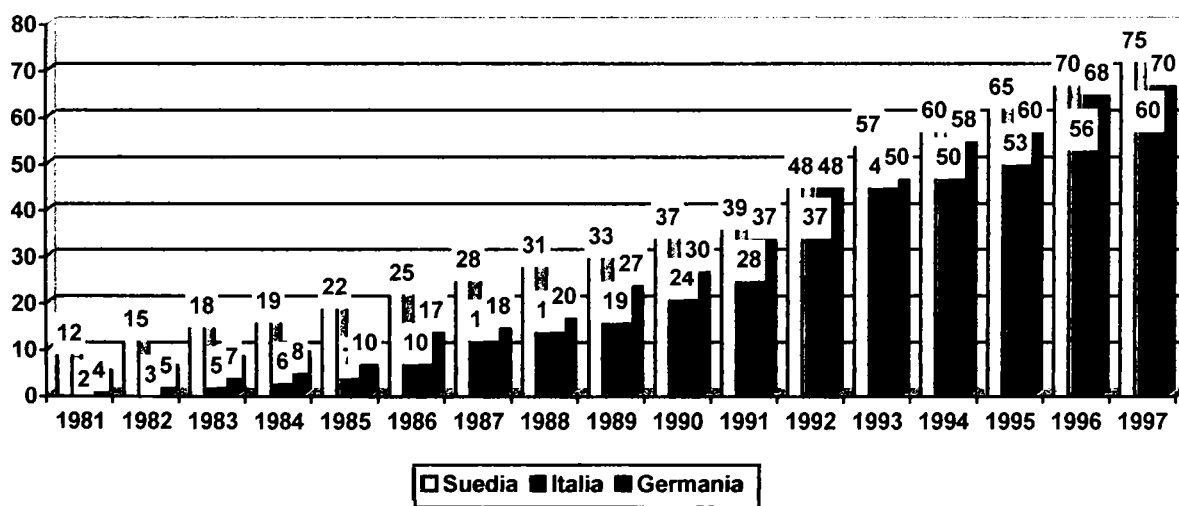
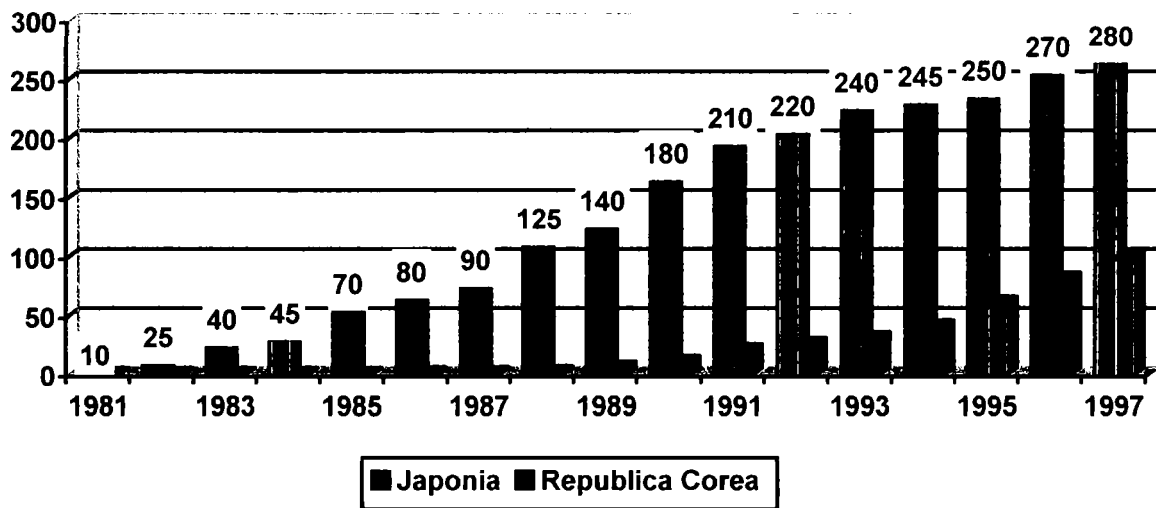


Fig. 1.6. Numărul de roboți la 10.000 de persoane în industrie

626.100  
181E

### 1.5. Domenii de aplicație ale roboților

În prezent roboții se utilizează în toate domeniile activității umane. Aceste activități urmăresc satisfacerea unor necesități individuale de grup sau sociale. Aplicațiile roboților pot fi în domeniile industriale și neindustriale.

Din acest motiv roboții se împart din punct de vedere al aplicațiilor în roboți industriali și roboți neindustriali, conform schemei din figura 1.7.

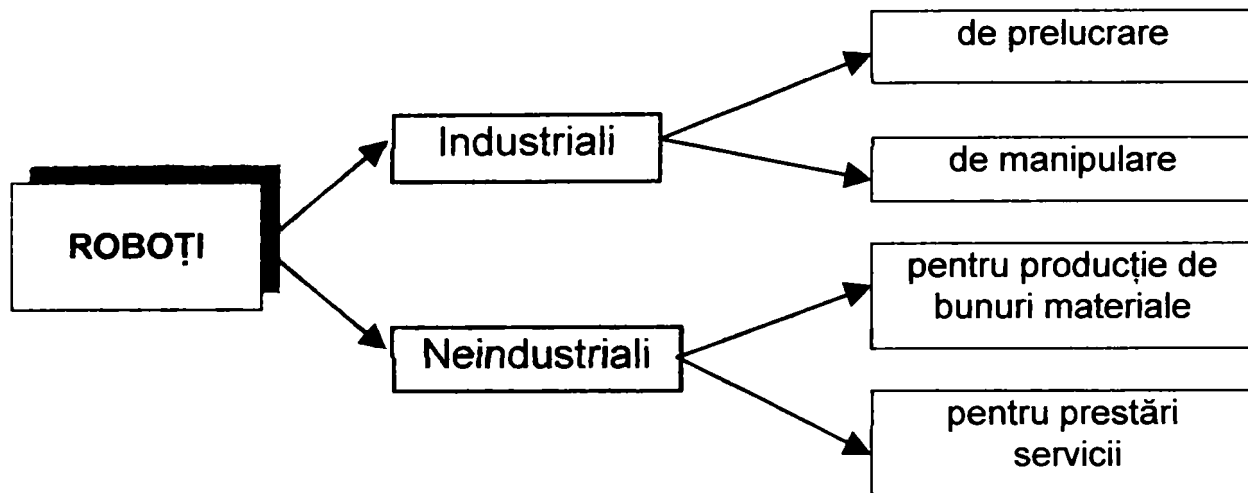


Fig. 1.7. Domenii de utilizare a roboților.

Primele aplicații ale roboților au fost în domeniul industrial și sunt preponderente și astăzi. Distribuția roboților conform acestor domenii la nivelul anilor '95 se prezintă în graficul din figura 1.8.

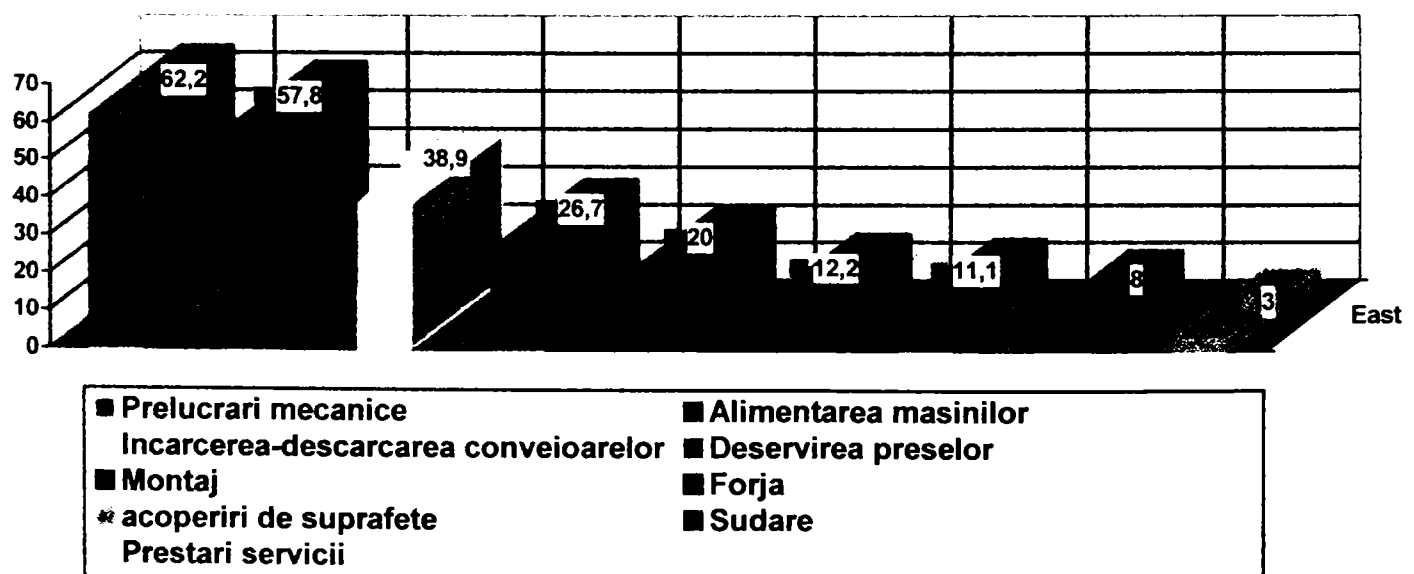


Fig. 1.8 Repartiția roboților pe domenii

### 1.5.1. Aplicații industriale ale roboților

În aplicații industriale roboții pot realiza operații de prelucrare (sudare, vopsire, polizare, etc) când se numesc roboți de prelucrare sau pot manipula obiecte, când se numesc roboți de manipulare. Câteva domenii de aplicație ale R.I se prezintă în tabelul 1.5.

Tabelul 1.5 Domenii de aplicații industriale ale R.I.

<b>Robotul industrial manipulează</b>			
<b>Obiecte de lucru</b>		<b>Scule</b>	
Nr. crt.	Domeniul, aplicația	Nr. crt.	Domeniul, aplicația
1	2	3	4
1	<i>Servirea unor mașini utilaje /instalații/dispozitive</i>	1	Furnal(destupare canal turnare)
2	Cuptoare de oțelărie (încărcare, manipulare lingouri)	2	Formare
3	Laminoare (manipulare lingouri, lamine)	3	<i>Prelucrarea unor semifabricate</i>
4	Utilaje de miezuit	4	Turnate, demaselotare
5	Cubilouri (încărcare, manipulare oale de turnare)	5	Turnate curățire
6	Mașini de turnat sub presiune	6	Turnate, forjate, așchiate, debavurare și
7	Utilaje de turnare de precizie	7	polizare
8	Utilaje de tratament termic (cuptoare, băi)	8	Sablare
9	Ciocane și prese de forjare	9	<i>Prelucrarea unor semifabricate</i>
10	Ciocane și prese de matrițare la cald	10	Prin așchiere
11	Mașini de forjat orizontale	11	Prin fascicul laser
12	Prese de matrițare și stanțare la rece	12	Prin jet de apă cu înaltă presiune
13	Utilaje de presat materiale plastice	13	<i>Sudare</i>
14	Cuptoare de uscat	14	Prin presiune în puncte
15	Utilaje fixe pentru debavurare, demaselotare, curățire, sablare sudare, vopsire fixe.	15	Cu arc în mediu protector
16	Mașini unelte de prelucrat prin așchiere	16	Lipire
17	Mașini unelte de prelucrat prin procedee neconvenționale	17	Metalizare
18	Mașini de lucru în industria alimentară, textilă, de pielărie, de încălțăminte, a lemnului, etc.	18	<i>Vopsire</i>
19	Dispozitive ale instalației aducătoare/de evacuare	19	Umedă
20	<i>Paletizarea/depaletizare</i>	20	Uscată
21	<i>Montaj</i>	21	Măsurare, control de calitate, testare Operații în "camere curate"

Se prezintă grafic în figurile 1.9...1.15., domeniile de aplicații robotizate în principalele țări la nivelul anului 1997.[W5]

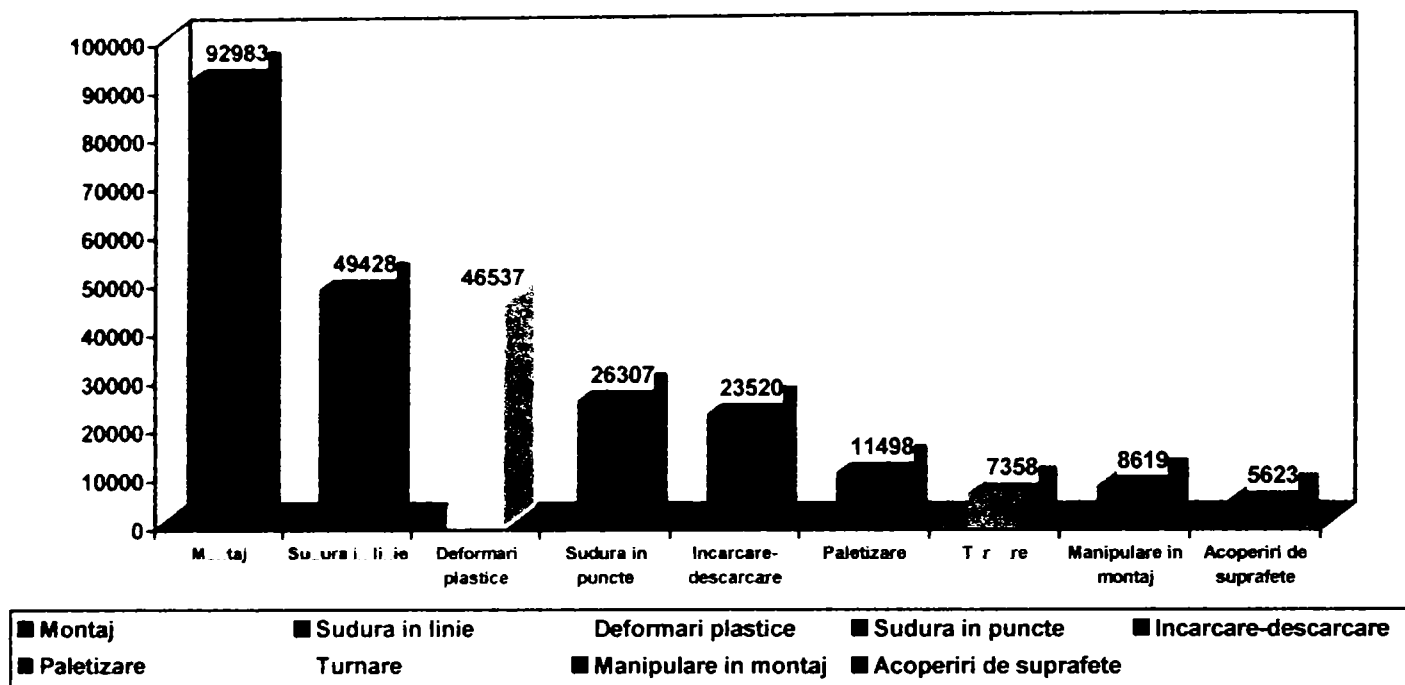


Fig. 1.9. Aplicații robotizate în Japonia

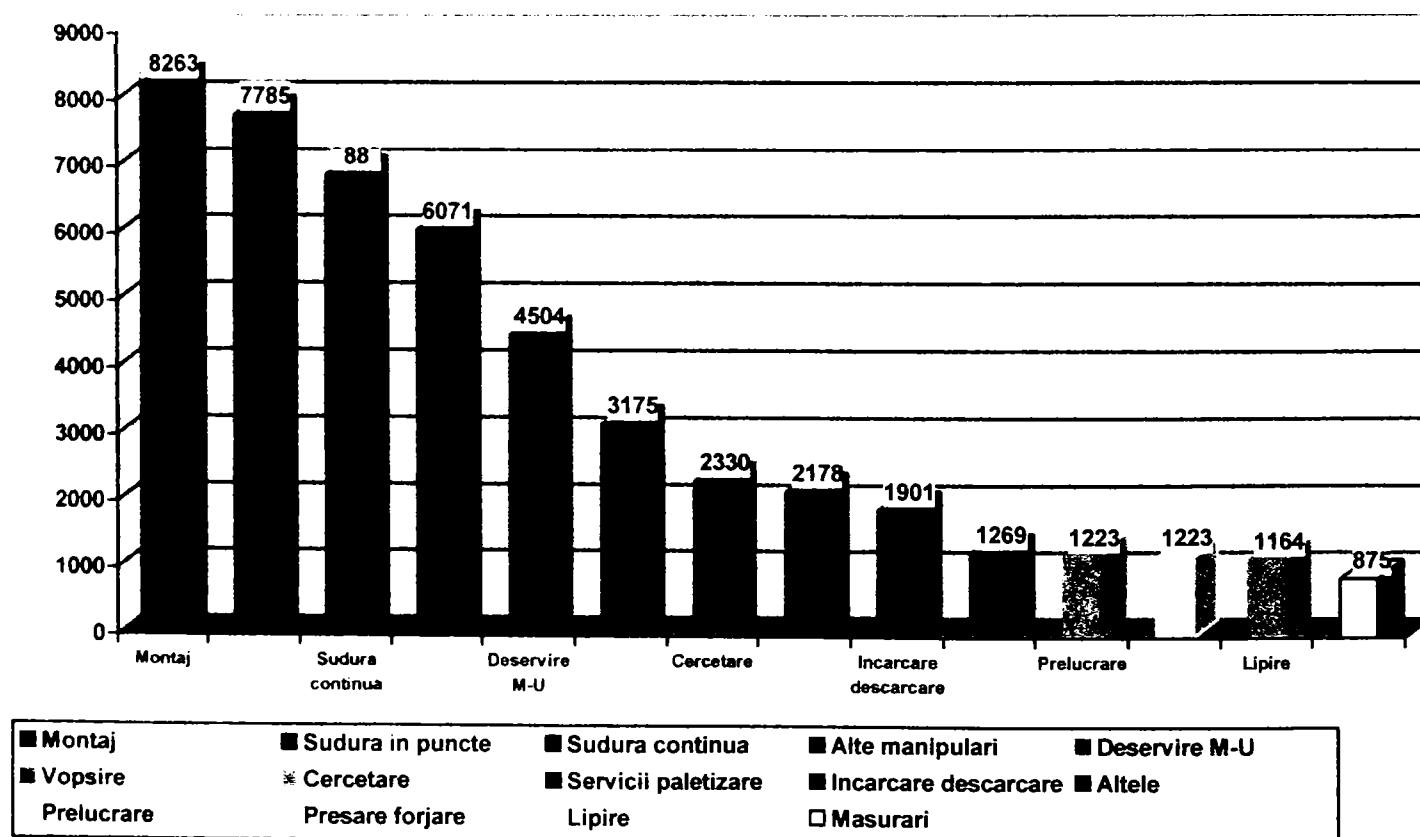


Fig. 1.10 Aplicații robotizate în Germania

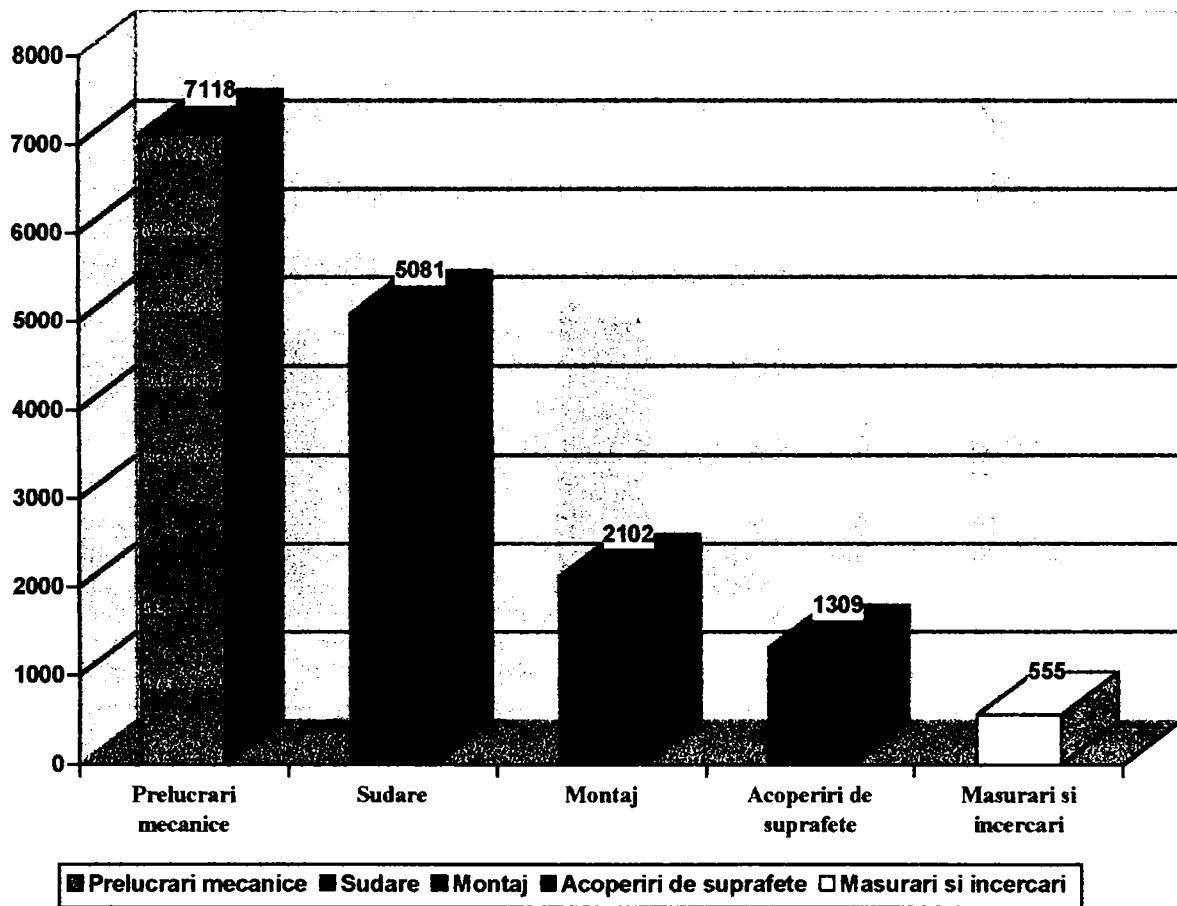


Fig. 1.11 Aplicații robotizate în Italia

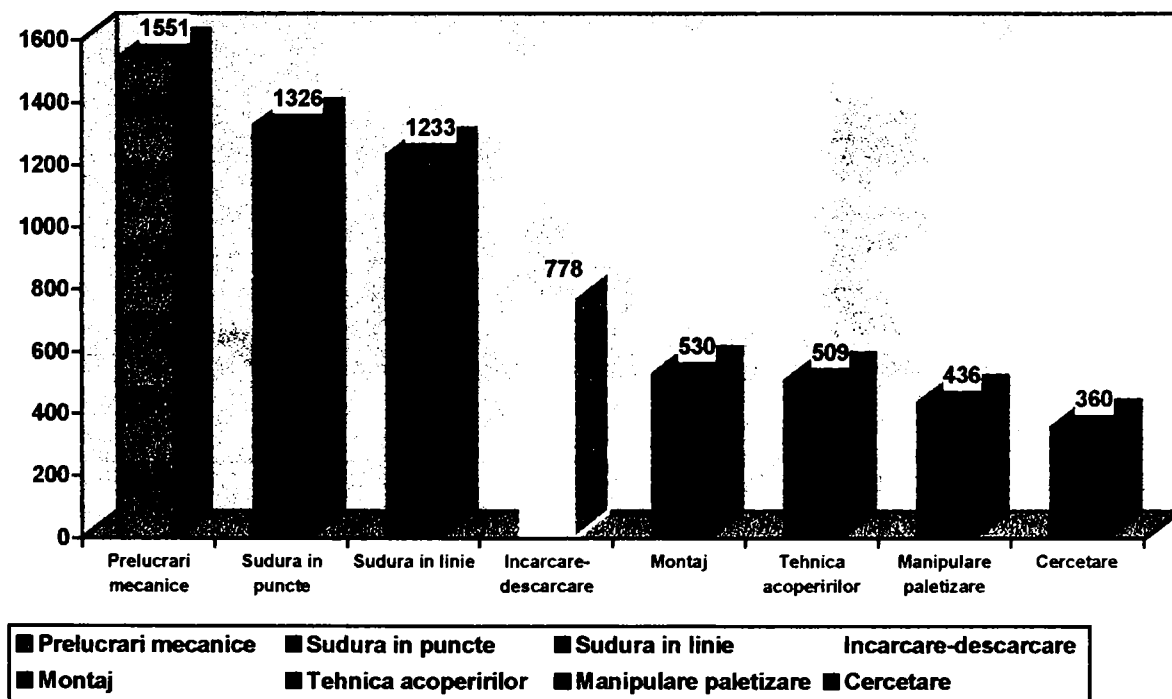


Fig. 1.12 Aplicații robotizate în Anglia

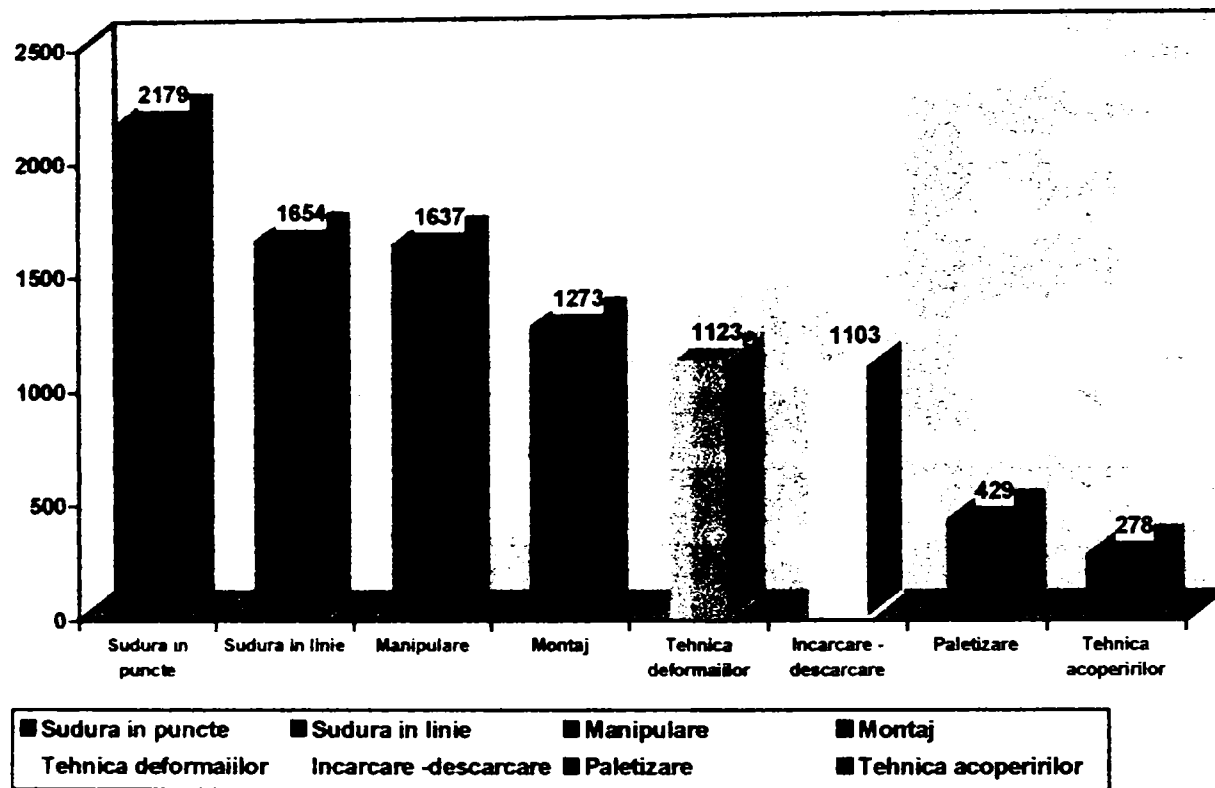


Fig. 1.13 Aplicații robotizate în Franța

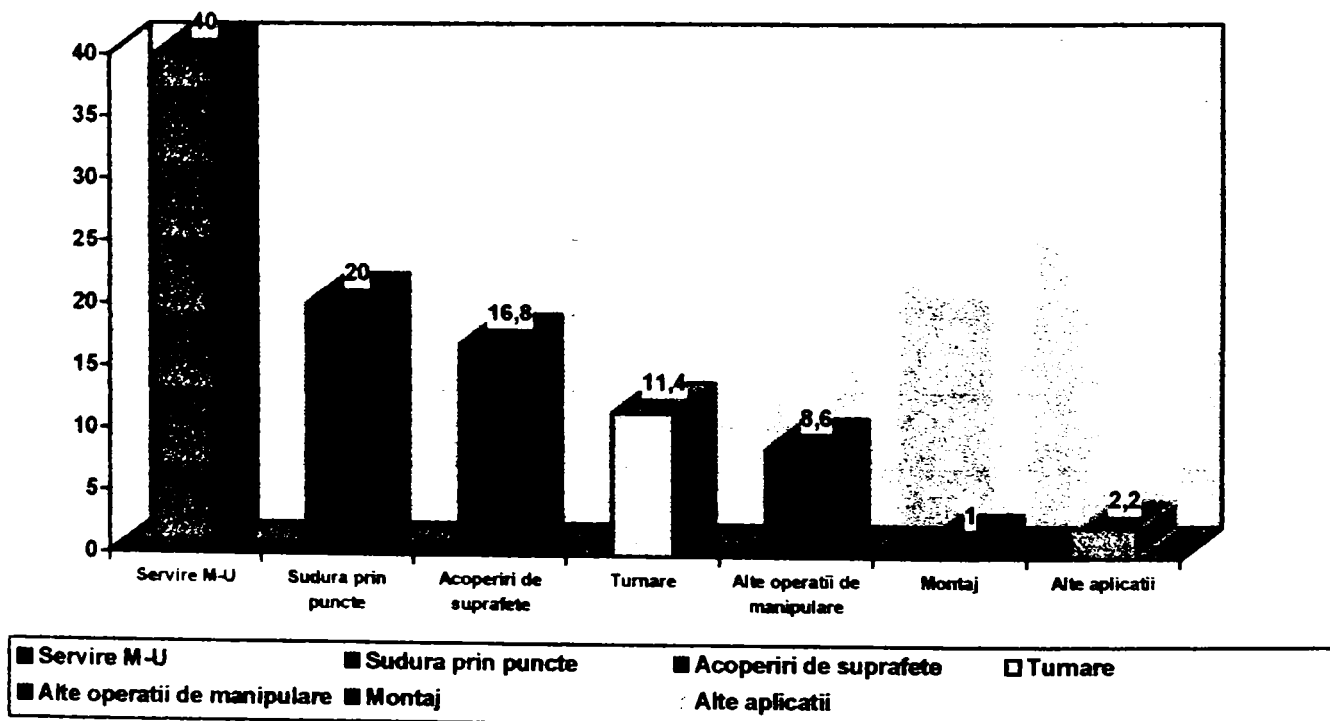


Fig. 1.14 Aplicații robotizate în Suedia

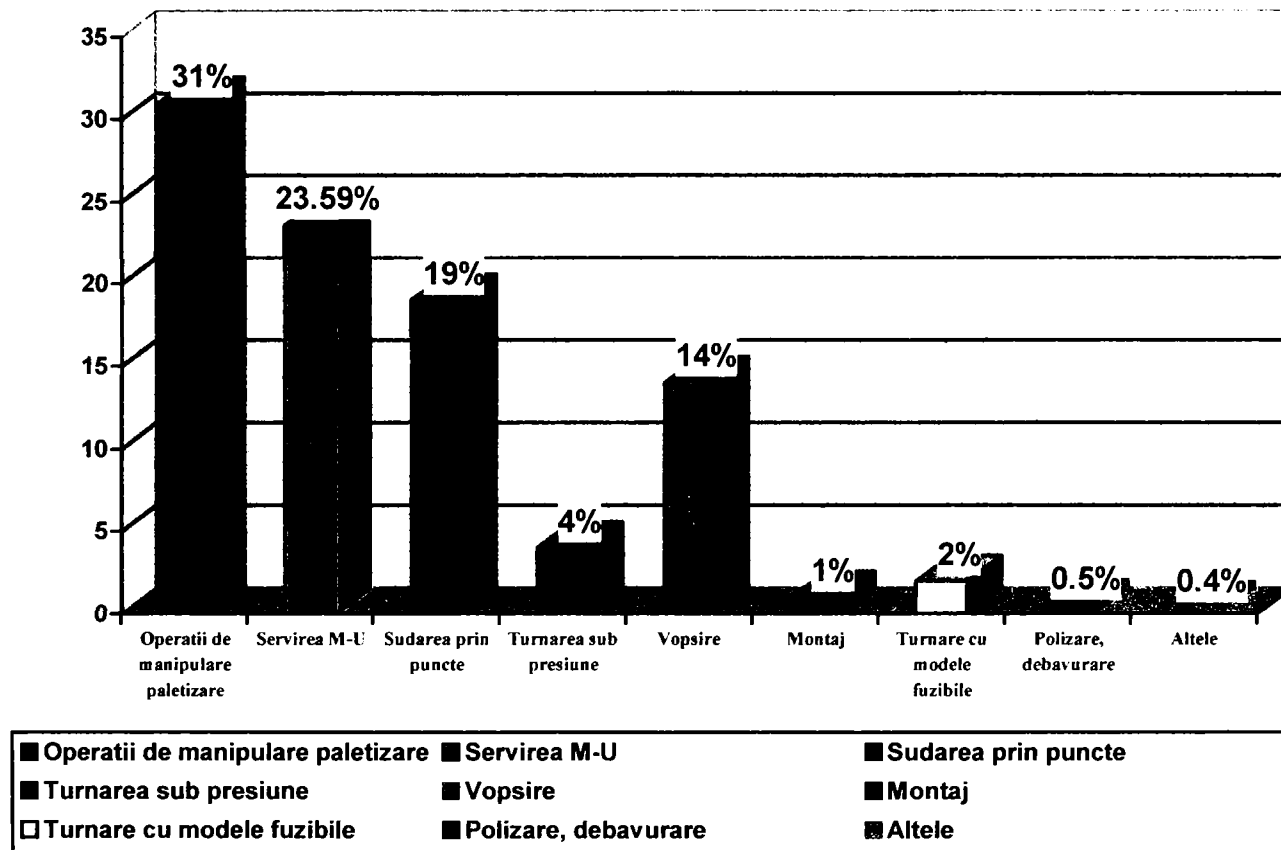


Fig. 1.15 Aplicații robotizate în Statele Unite ale Americii

### 1.5.2. Aplicații neindustriale ale roboților

Aplicațiile neindustriale ale roboților industriali sunt întâlnite în două sfere largi:

- a) sfera producției de bunuri materiale;
- b) sfera prestărilor de servicii;

a) În sfera producției de bunuri materiale, roboții sunt întâlniți în construcții și agricultură, silvicultură și în industria alimentară, unde se produc bunuri materiale de tipul construcțiilor industriale sau sociale (locuințe) respectiv produse agricole necesare traiului, atât pentru om cât și pentru animale.

Scopul introducerii roboților în aceste sfere de activitate este ușurarea muncii și creșterea productivității.

Roboții utilizați în construcții pot fi de manipulare materiale sau roboți de lucru pentru zugrăvire, vopsire, etc.

În agricultură roboții pot fi folosiți în prelucrarea solului cultura plantelor prelucrarea și întreținerea culturilor, recoltarea și culegerea culturilor. Roboții pot fi utilizați și în procesele de transport, încărcare descărcare, depozitarea produselor. În prezent există cercetări în domeniul activității de construcții experimentale și pregătirea folosirii roboților în agricultură.

#### b) Roboți de servicii [WR58]

Prin roboți de servicii se înțeleg roboții care acționează semiautomat, sau complet automatizat pentru a efectua servicii în folosul omului sau a unor echipamente excluzând operațiile industriale.

Se desprind trei tipuri de roboți de servicii:

- a) pentru servicii umane (persoane, securitate, distracție jocuri, etc.), care pot fi :
  - interactivi, ținând cont de mediu;
  - neinteractivi, dinainte programați și nu țin cont de mediu;
  - altele;

- b) pentru servicii asupra echipamentelor (întreținere, reparații, curățenie alimentări auto etc.)
- c) roboți care realizează sarcini automate de: supraveghere, transport sau prelucrare de date și probe din diverse instalații.

Din categoria roboților pentru servicii umane se prezintă câteva aplicații:

Din categoria "a" pentru servicii umane :

În figura 1.16. se prezintă o aplicație în medicină a unui robot care cu o cameră video, urmărește o operație medicală. Mișcările sunt prezentate sau generate manual de către chirurg. Robotul este produs de firma CARL ZEISS Germania.

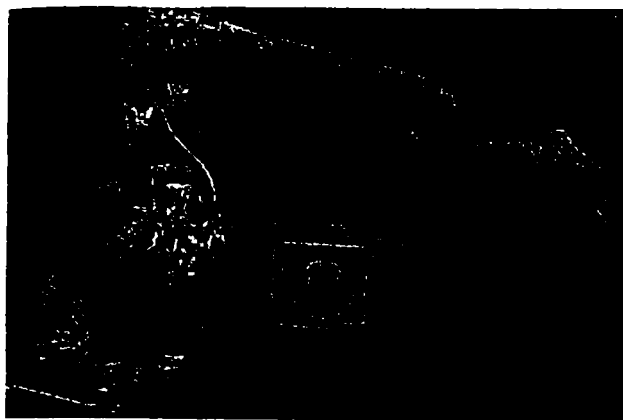


Fig. 1.16. Robot medical MKM produs de firma CARL ZEISS, Germania.

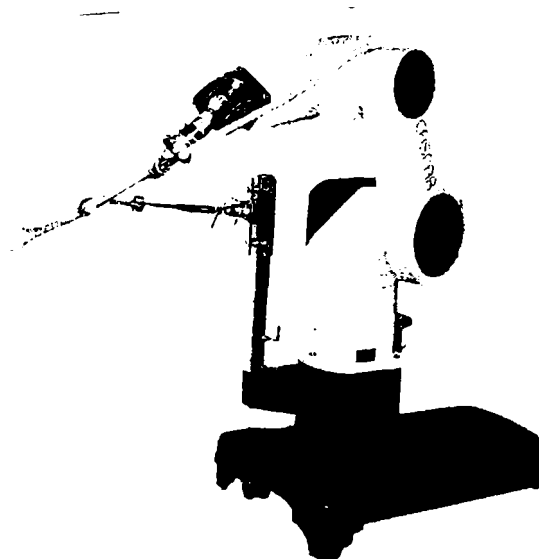


Fig1.17. Robot CASPAR, produs de firma MAQUET, Germania.

În figura 1.17 se prezintă un robot cu o sculă de frezat, pentru implanturi diverse. Robotul este produs de firma MAQUET, Germania.

În figura 1.18. se prezintă un robot MANUS, pentru servirea persoanelor bolnave, sau cu handicap. Robotul este sub forma unui braț montat pe cărucior comandat prin voce sau telecomandă pentru diverse servicii.

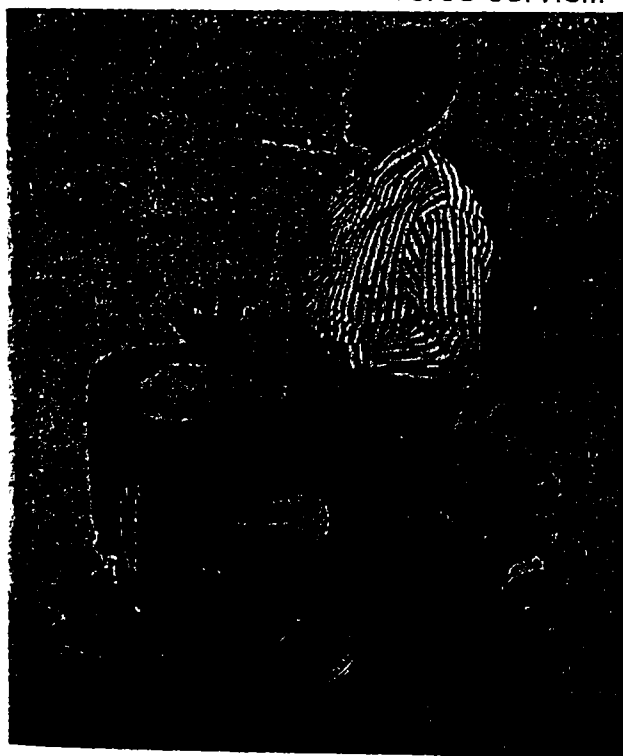


Fig.1.18. Robot MANUS produs de firma EXACT DINAMICS, Olanda.



Fig.1.19. Robot de spălare produs de firma PUTZMEISTER WERKE, Germania



Din categoria "b" a roboților pentru echipamente :

Robot pentru spălarea avioanelor, având 11 grade de libertate, senzori tactili 3d și implementat model CAD (trei dimensiuni ale avionului).

În figura 1.20. se prezintă un robot "master slave" produs de firma YASKAWA – Japonia pentru întreținerea liniilor de înaltă tensiune, poate tăia și suda fire, cabluri, sub tensiune la 6000V fără întreruperea curentului. În figura 1.21 se prezintă un robot de alimentare cu combustibil a autovehiculelor în stații PECO, produs de firma REIS ROBOTICS, Germania.

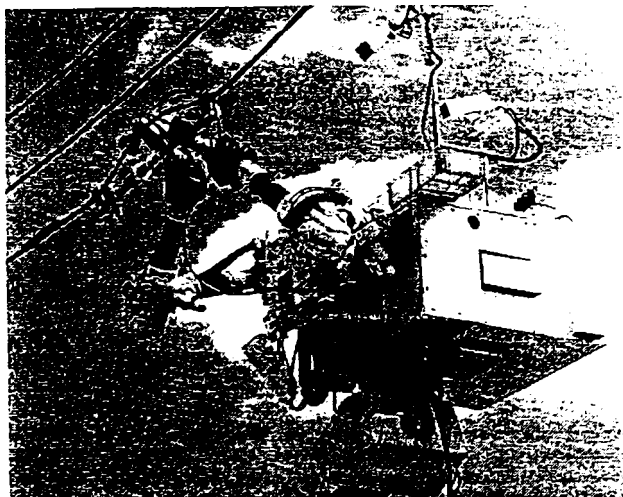


Fig.1.20. Robot master – slave, produs de firma YOSKAWA Japonia.

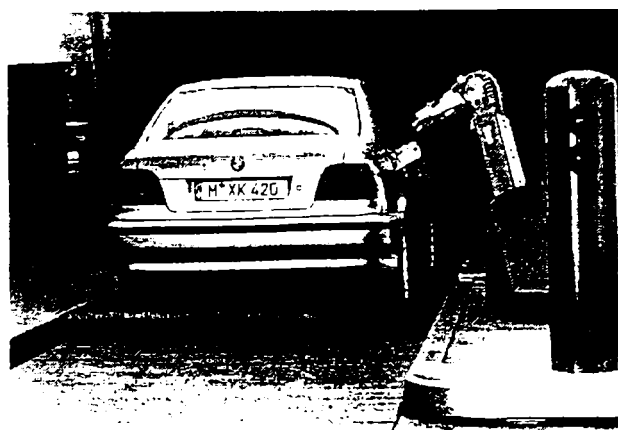


Fig.1.21. Robot de alimentare cu carburant produs de firma REIS ROBOTICS, și IPA Stuttgart Germania.

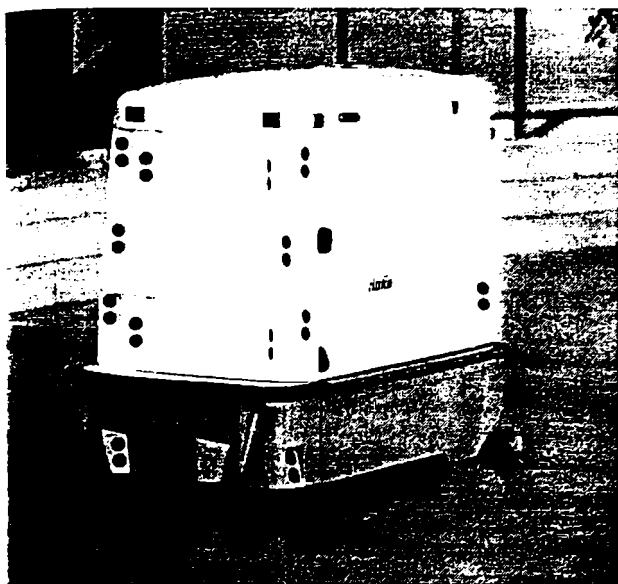


Fig.1.22. Robot de curățat tip HACOmatic produs de firma HACOWerke, Germania

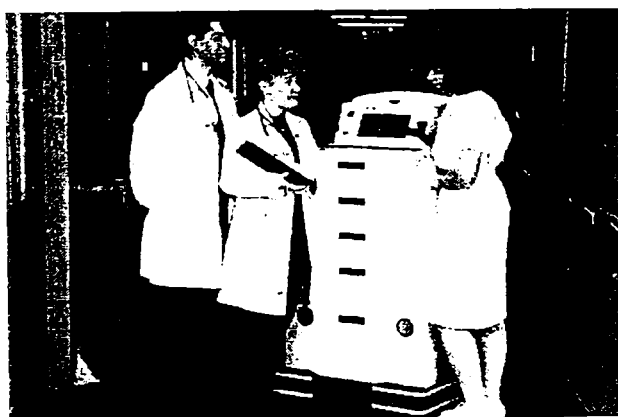


Fig. 1.23. Robot de servire în spitale tip THE HELPMATE produs de firma HELPMATE ROBOTICS S.U.A..

Din categoria "c" roboți cu sarcini automate:

În figura 1.22. se prezintă un robot de curățat pentru suprafețe mari (săli de sport, hoteluri aeroporturi etc.), dispune de un sistem de navigare dotat cu senzori pentru evitarea obstacolelor (interactiv) (HACOMATIC, HAKO-Werke Germania). În figura.1.23. se prezintă un robot pentru servire în spitale realizat de firma HelpMate Robotics – SUA. Prima aplicație s-a realizat în 1989, iar astăzi în peste 70 de spitale există circa 100 de roboți. Acești roboți se pot deplasa pe coridoare, circulă cu liftul, transportă documente pentru personalul medical sau medicamente și mâncare pentru bolnavi.

În prezent stocul total de roboți de servicii este de circa 10.000 unități.

În figura 1.24. se prezintă grafic procentul de utilizare al roboților în sectoarele neindustriale.[P5][S2].

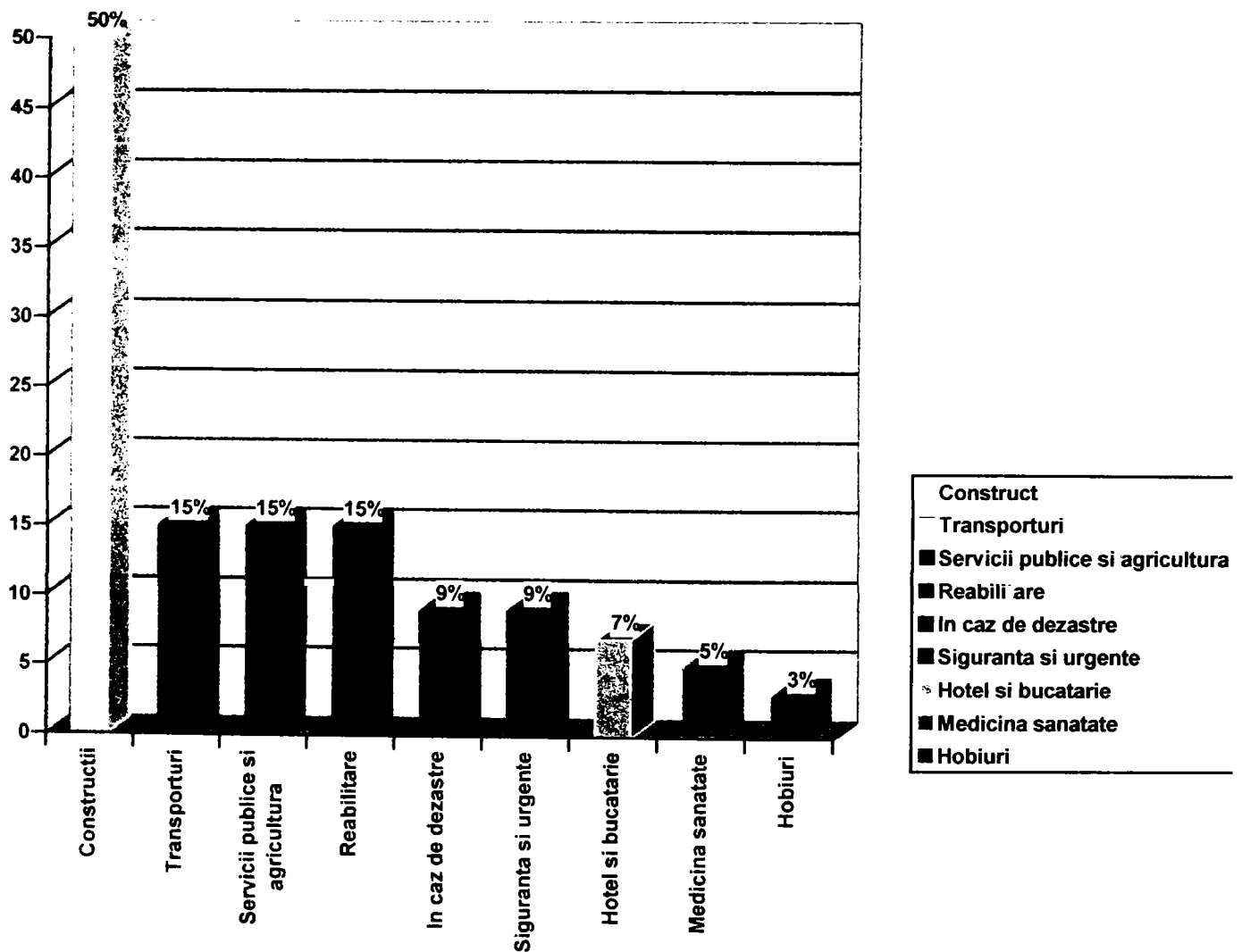


Fig. 1.24 – Distribuția roboților în sectoare neindustriale

## CAPITOLUL 2

### Sisteme de acționare a roboților industriali

#### 2.1. Introducere

Prin acționare se înțelege un ansamblu de funcții tehnice prin care se realizează transformarea energiei nemecanice într-una mecanică, în vederea punerii în mișcare relativă a unor elemente. Sursele de energie nemecanică necesare unui sistem de acționare pot fi: electrică; termică, hidraulică, diverse.

Transformarea energiei nemecanice în energie mecanică se realizează prin intermediul unor echipamente specifice (motoare electrice, electromagneți, turbine, pompe, compresoare de aer, motoare hidraulice, motoare pneumatice) și se transmite direct la elementele de execuție, sau indirect, prin intermediul unor transmisii mecanice.

În figura 2.1.a s-a conceput o schemă bloc generală a unui sistem de acționare, iar în figura 2.1.b se prezintă fluxul transformărilor energetice ce au loc în sistem, de la energia primară la energia mecanică necesară punerii în mișcare a diverselor mecanisme.

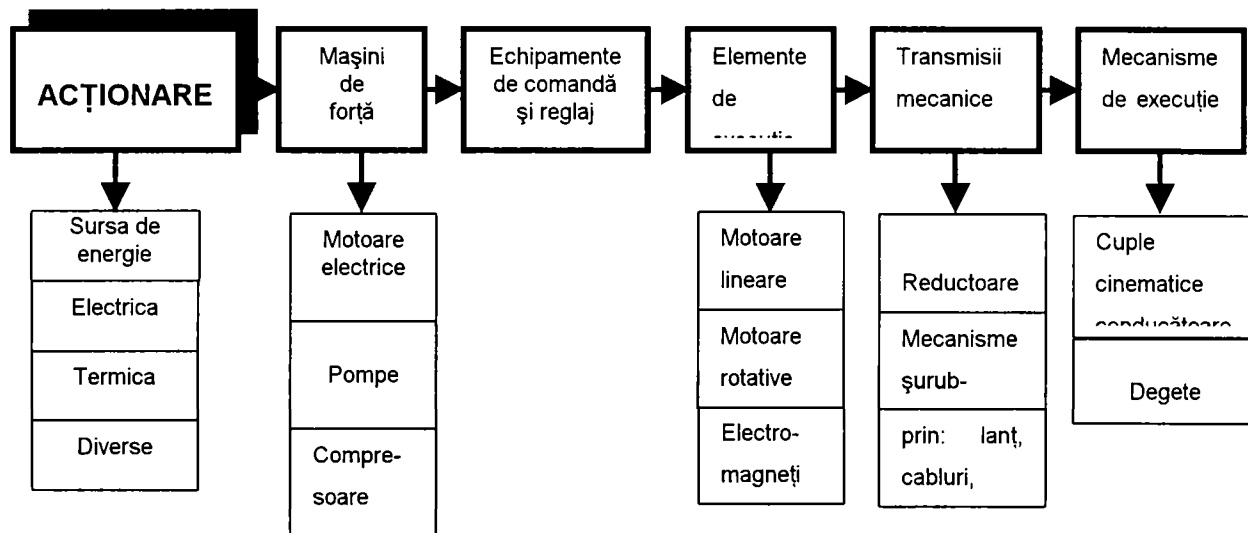


Fig.2.1.a. Schema bloc a unui sistem de acționare a unui robot

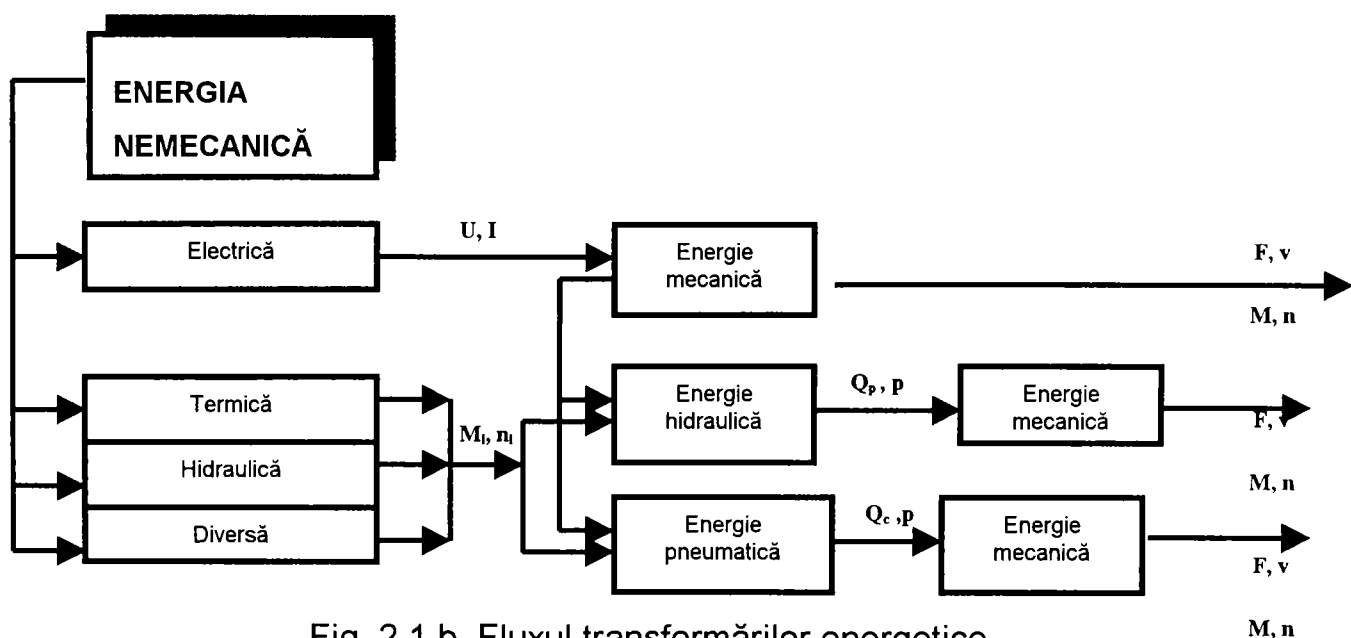


Fig. 2.1.b. Fluxul transformărilor energetice.

Locul sistemului de acționare în structura unui robot rezultă din schema prezentată în fig. 2.2, precum și fluxul informațional între elementele componente:

Sistemul de acționare al unui robot cuprinde totalitatea surselor energetice mecanice ale robotului precum și elementele de control ale acestora.

În acest sens prin sistem de acționare al unui robot se va înțelege ansamblul motoarelor și convertoarelor prin care se obține energia mecanică necesară mișcării cuplelor cinematice conducătoare, precum și dispozitivele suplimentare ce controlează acest transfer energetic.

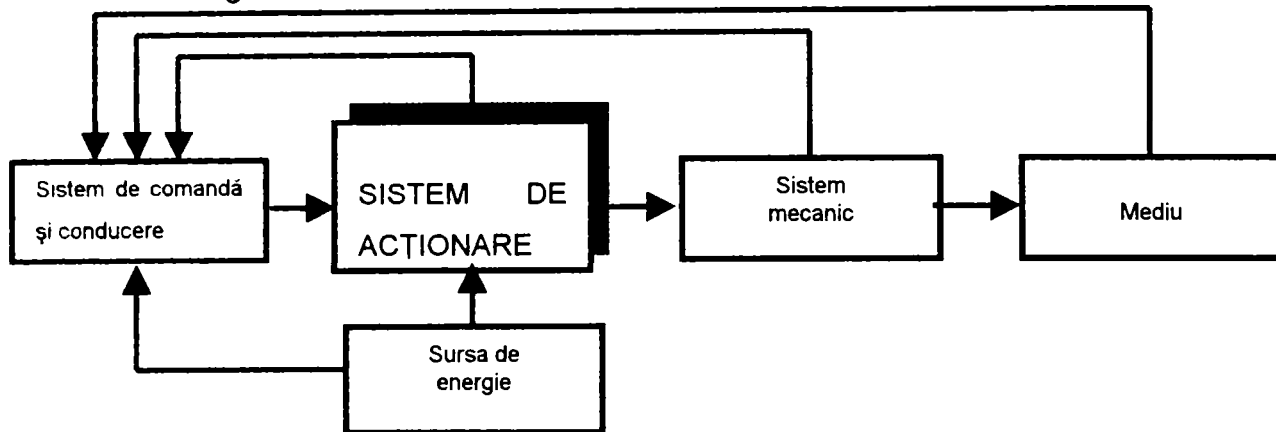


Fig.2.2. Schema bloc a unui robot industrial.

Sistemul de acționare cuprinde în structura sa o serie de elemente de execuție (motoare), care realizează funcția de acționare la nivelul cuplelor cinematice conducătoare fie direct fie prin intermediul unor transmisii mecanice. Pentru realizarea interfațării acestora cu structura mecanică, elementul fix al motoarelor în primul caz se leagă de un element al cuplei cinematice, iar elementul mobil de un element al cuplei cinematice următoare (element condus), iar în al doilea caz motorul împreună cu elementul fix al transmisiei mecanice se leagă de un element al cuplei cinematice, iar elementul mobil al acesteia se leagă de un element al cuplei cinematice următoare. Plasarea motoarelor și a elementelor de comandă se poate face local în zona cuplelor cinematice conducătoare, sau umeral (la baza robotului), acționarea cuplelor realizându-se prin diverse transmisii mecanice.

Plasarea locală a motoarelor de acționare și a elementelor de comandă a acestora prezintă o serie de avantaje cum ar fi :

- simplificarea structurii mecanice, prin eliminarea unor transmisii mecanice suplimentare;
- creșterea preciziei de poziționare, prin eliminarea jocurilor intermediare din transmisia mecanică;
- creșterea randamentului acționării prin eliminarea pierderilor în transmisiile mecanice suplimentare;
- eliminarea pierderilor energetice între elementul de comandă și motorul de acționare;
- timp de răspuns redus între comandă și acționare;
- posibilitatea modularizării și interschimbabilității comode și rapide a modulelor.

Din structura generală a unui R.I., prezentată prin schema bloc din fig. 2.2., rezultă că pentru realizarea gradelor de mobilitate, acesta este format dintr-o serie de axe cinematice.

Prin „axă cinematică” a unui R.I. se înțelege un ansamblu compact constituit din structură mecanică, motor de acționare, transmisii, echipamente de comandă și reglaj, senzori și traductoare pentru diferite mărimi, cuprinse într-un circuit de reglaj având drept scop asigurarea unor mărimi programate pentru deplasări, poziții, viteze, forțe și momente.

În construcția roboților și manipuletoarelor se întâlnesc următoarele tipuri de acționări:

- acționare electrică;
- acționare hidraulică;
- acționare pneumatică;
- acționare mixtă (electro-hidraulică; electro-pneumatică; pneumo-hidraulică).

Alegerea sistemului de acționare se face ținând cont de o serie de factori cum ar fi: destinația, condițiile de exploatare, capacitatea de manipulare, ritmul de lucru, temperatura și gradul de poluare al mediului de lucru, precizia de poziționare, posibilități de comandă și conducere etc. În diagrama prezentată în fig. 2.3 se prezintă evoluția în timp a tipurilor de acționări utilizate pentru roboți industriali conform [W1, H2, K9].

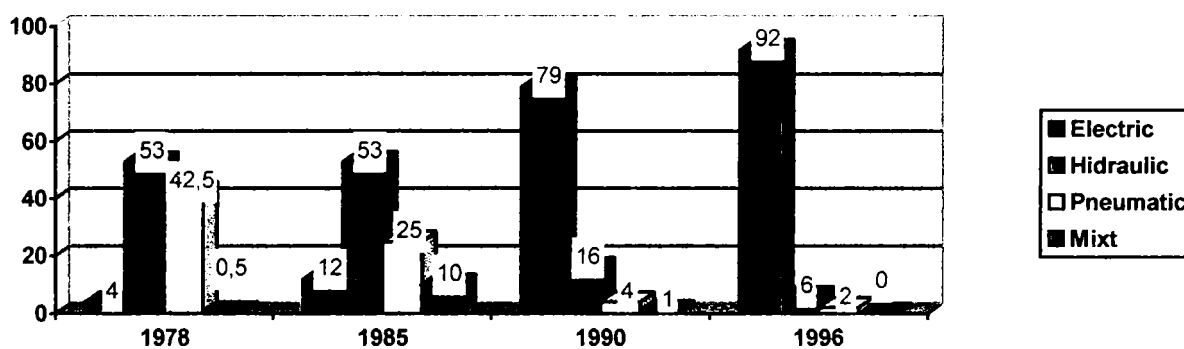


Fig. 2.3. Evoluția în timp a tipurilor de acționare a R.I.

Analizând această histogramă se observă că acționarea electrică a roboților tinde să devină cea mai răspândită în dauna acționărilor hidraulice și pneumatice. Această evoluție se datorează disponibilității energiei electrice, simplității racordării motoarelor electrice la rețeaua de energie electrică, costului redus al instalației, construcției robuste și fiabilității ridicate a acestor motoare, modalității simple de reglare a mișcării și compatibilității acestui tip de acționare cu sistemul de comandă și cu construcția senzorilor. Indiferent de tipul acționării, problemele care se ridică în concepția acționării roboților sunt mult mai complexe, decât în cazul aplicațiilor tehnice obișnuite. Acest lucru derivă în primul rând din efectele dinamice pronunțate care apar în lanțurile cinematice și în cuplele cinematice ale unui robot. Forma complexă a traiectoriilor de deplasare în continuă modificare face foarte dificilă determinarea corectă a reacțiunilor în cuplele cinematice și a pozițiilor de mișcare cele mai defavorabile. Fiecare sistem de acționare trebuie să fie astfel dimensionat din punct de vedere dinamic încât să susțină și să antreneze în mișcare toate elementele de structură din avalul său inclusiv obiectul de manipulat sau dispozitivul de lucru.

Pentru a face o paralelă între tipurile de acționări ale roboților industriali și a scoate în evidență avantajele și dezavantajele unui tip sau altul de acționare, precum și confluența dintre ele, se prezintă în continuare aceste tipuri de acționări.

## 2.2. Sisteme de acționare electrică a roboților industriali

### 2.2.1. Introducere

Acționarea electrică a R.I. se aplică, în ultima perioadă, pe scară din ce în ce mai largă ca urmare a unor avantaje ce au apărut în urma punerii la punct a unor noi soluții de comandă, precum și a dezvoltării unor noi familii și tipuri de motoare electrice precum și posibilitățile de comandă a acestora. Acționarea electrică se aplică în cazul roboților mici și mijlocii, acolo unde puterea necesară acționării nu depășește ordinul 3-5 kW, caz în



care gabaritul și greutatea motoarelor se încadrează în dezideratele de formă și de suprafețe ale structurii mecanice.

De asemenea, acționarea de tip electric este posibilă acolo unde nu se pun condiții speciale de mediu (medii explozive, medii umede, etc.).

În acționarea electrică a roboților industriali se regăsesc majoritatea soluțiilor aplicate și perfecționate în decursul timpului și în celelalte domenii ale tehnicii, cu particularități ce decurg din necesitatea unei game largi de reglaj a turațiilor, precum și de producere a unor cupluri motoare cât mai ridicate de către motoare cât mai mici.

Dacă primul deziderat ține în primul rând de perfecționarea soluțiilor de comandă, cel de-al doilea este legat de tipul și performanțele electromagnetice ale motorului și de calitatea materialelor utilizate în construcția sa.

Abordarea corectă a problemelor ridicate de tehnica modernă a acționărilor electrice în vederea proiectării și exploatării lor optimale se poate face numai considerând acționarea ca un sistem, adică un ansamblu de elemente fizice interconectate, prin care se realizează conversia electromecanică a energiei cu același scop funcțional.

Astfel rezultă cele trei componente de bază ale sistemului de acționare electrică :

- mașina electrică de acționare(motoare);
- subsistemul de transmisie al mișcării de la mașina electrică la elementul de lucru;
- elementul de lucru(executor).

Pe lângă aceste componente de bază, sistemul de acționare electrică mai include și echipamentul de comandă, reglare, protecție și modificare a parametrilor energiei de alimentare.

Structura sistemelor de acționare electrică este arătată principal în schemele bloc din figura 2.4. a, b, c.

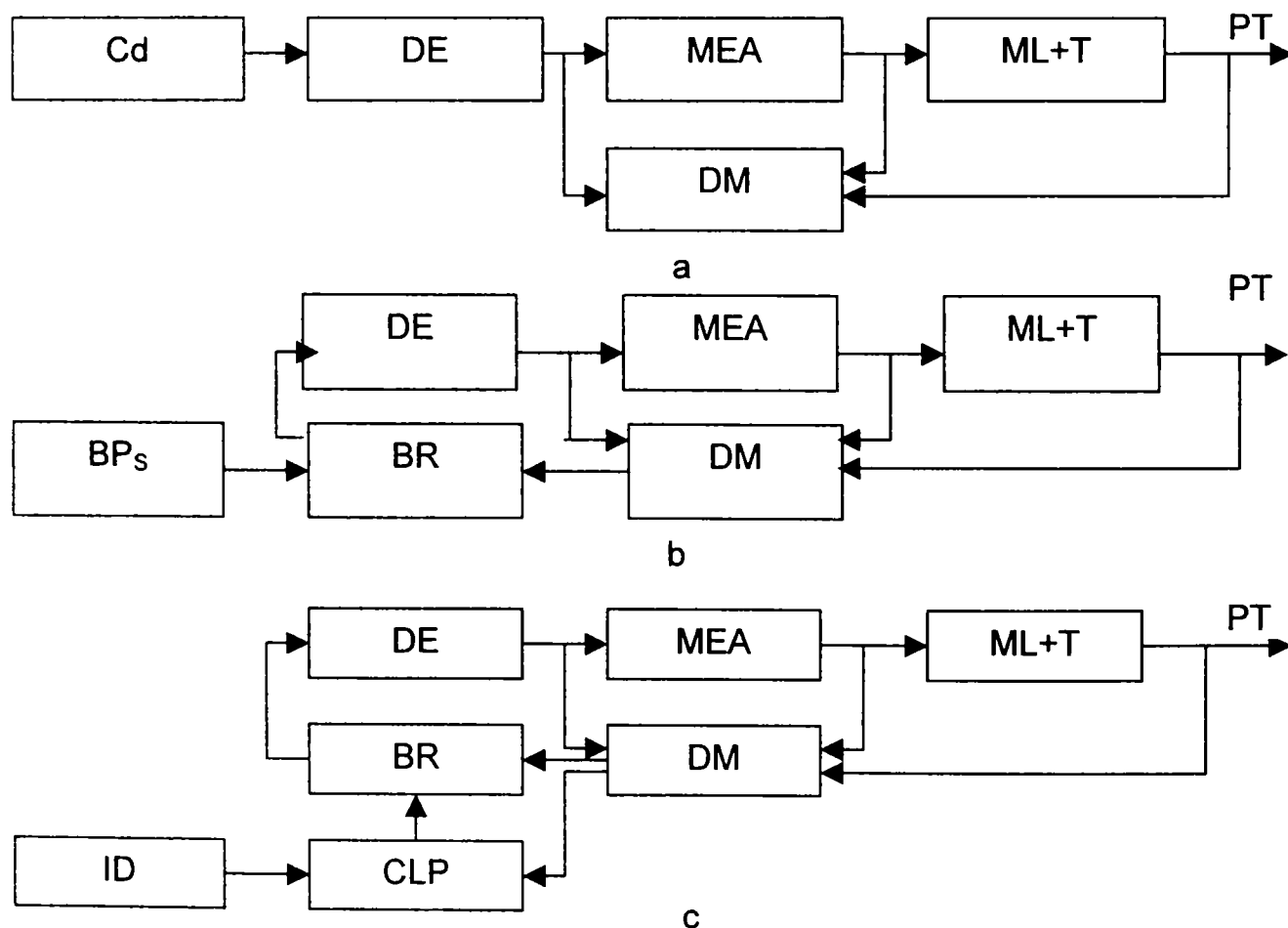


Fig. 2.4. Scheme bloc ale sistemelor de acționare electrică ale R.I.

În figura 2.4.a se prezintă un sistem de acționare cu comandă în circuit deschis; b- sistem de acționare cu conducere automată asigurată prin blocul de reglare BR și blocul

de emiterie a valorii prescrise BPs; c-sistem de acționare complet automatizat cu conducere prin calculator de proces CLP;

Părți componente:

- DE - dispozitiv execuție; MEA - motor electric de acționare; ML- elementul de lucru; T- transmisie mecanică; DM - dispozitiv de măsurare, care înglobează aparatele de măsură și traductoarele; BR - bloc de reglare; BPs - bloc de prescriere; CLP - calculator de proces; ID - introducerea datelor; PT - proces tehnologic.

Acționarea electrică a R.I., funcție de tipul motorului electric de acționare (M.E.A). se realizează conform schemei bloc din figura 2.5.

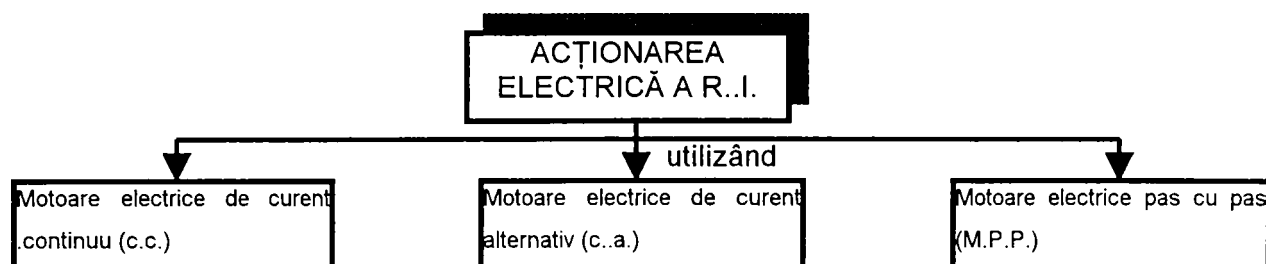


Fig .2.5. Tipuri de acționări electrice ale R.I.

### 2.2.2. Acționarea electrică cu motoare de curent continuu (c.c.).

Acționarea cu motoare electrice de curent continuu constituie principala ramură pe care s-au orientat soluțiile de acționare electrică a roboților industriali.

În cazul motoarelor de curent continuu (c. c. în continuare se va utiliza această prescurtare), derivație, caracteristica de tip liniar face ca scăderea turației să fie proporțională cu variația cuplului rezistent, definindu-se rigiditatea caracteristicii mecanice prin expresia:

$$\Delta\omega = M \cdot \frac{R}{K^2 \cdot \phi^2} = \frac{2\pi}{60} \cdot \Delta n \quad (2.1)$$

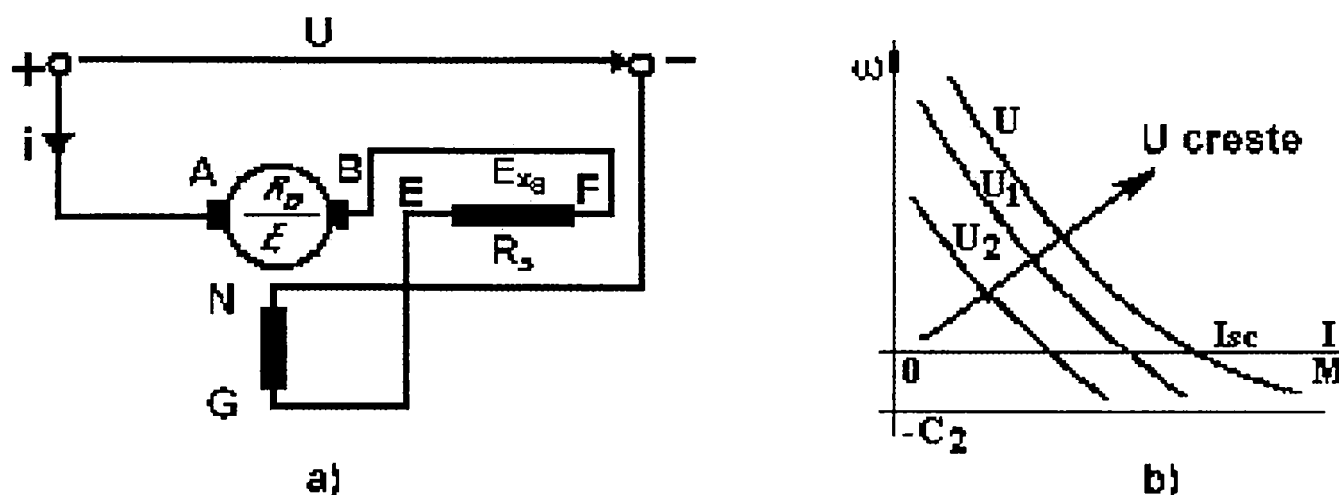


Fig. 2.6. Schema motorului electric de curent continuu serie; a – schema electrică ; b – caracteristica mecanică

Caracteristica mecanică a motorului de curent continuu serie ( figura 2.6.b.) [K2], face parte din grupa caracteristicilor "moi", caz avantajos când motorul antrenează lanțuri cinematice în care apar șocuri de sarcină. Astfel, în cazul creșterii bruște a cuplului

rezistent, viteza scade eliberându-se o mare cantitate de energie cinetică, șocul fiind suportat de motor, scutind rețeaua electrică de suprasolicitări.

Variația turației se face preponderent prin variația tensiunii de alimentare  $U$ , caracteristicile mecanice obținute fiind o familie de hiperbole echilaterale (vezi fig.2.6. b)

Motorul de c.c. prezintă două avantaje majore pentru acționările electromecanice, și anume permite modificarea turației în limite largi, în condițiile menținerii cuplului la o valoare ridicată și suficient de constantă, iar modificarea turației se poate face relativ simplu. cu variația tensiunii de alimentare.

### 2.2.3. Acționarea cu motoare electrice de curent alternativ (c.a.)

Acționarea cu motoare electrice de curent alternativ în comandă cu orientare după câmp este o tendință modernă, ce câștigă tot mai mult teren în domeniul acționării roboților industriali, datorită unor avantaje cum sunt [ K2],[M11],[S2 ] :

- posibilitatea reglării precise a poziției rotorului motorului și prin aceasta, de reglare precisă a poziției elementului mobil acționat;
- performanțe de reglare a vitezei la fel de bune ca și în cazul motoarelor de curent continuu, indicele energetic al acționării fiind mai bun.
- robustețea mai bună a motoarelor și preț de cost mai redus al întregului sistem de comandă-acționare.

Extinderea și perfecționarea acestor noi soluții de acționare, a fost posibilă după ce electronica de putere a cunoscut o primă dezvoltare, în anii 70, iar mai apoi datorită introducerii pe scară largă a microprocesoarelor.

La baza reglării cu orientare după câmp stă analogia dintre motoarele de curent alternativ și cele de curent continuu cu excitație separată.

Astfel, aplicarea fazorilor spațiali conduce la un model matematic simplu al motoarelor de curent alternativ, separând componenta activă de cea reactivă a curentului, putând realiza astfel două bucle de reglare independente. Performanțele ridicate ale acestor sisteme de reglare, se datorează în primul rând rapidității și timpului de răspuns mic al celor două bucle. Principiul orientării după câmp se bazează pe analogia mașinilor de curent alternativ (cu câmp rotitor), cu mașina de curent continuu, realizând separarea controlului mărimilor magnetice de cele mecanice. Direcția fluxului  $\Psi_m$  determină cele două componente ale curentului, activă și reactivă.

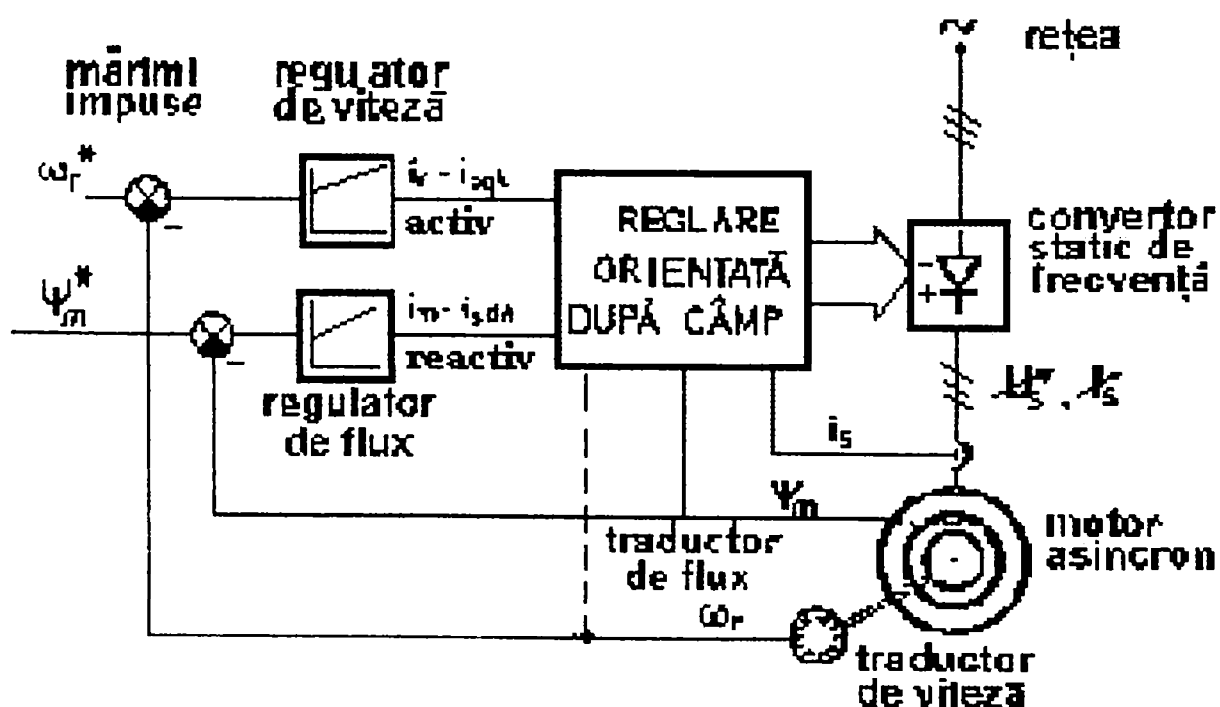


Fig.2.7. Schema orientării după câmp.



Componenta reactivă  $i_{sd}$  este orientată după direcția fluxului rotor, iar componenta activă  $i_r$  este perpendiculară pe această direcție, cu alte cuvinte, cunoscând întotdeauna în mod precis care este poziția reală a vectorului  $\Psi_m$ , se poate cunoaște poziția reală a rotorului motorului și a celor doi vectori  $i_d$  și  $i_r$ .

Aplicarea acestui principiu presupune comanda, conform legii de mișcare dorite, a deplasării unghiulare a vectorului flux de magnetizare  $\Psi_m$  și în același timp măsurarea în timp real a poziției efective a acestuia. În figura 2.7. se arată schema bloc a unui sistem de reglare conceput pe baza orientării după câmp al motorului asincron alimentat de la un convertor static de frecvență.

Sunt puse în evidență cele două bucle de reglare, corespunzătoare componentelor activă și reactivă ale curentului statoric.

Desigur că problema comenzii motoarelor asincrone pe baza metodei de orientare după câmp este foarte vastă și face obiectul unei teorii aparte.

De reținut este faptul că există două metode principale de comandă și anume: prin comandă în curent și prin comanda în tensiune.

Prin performanțele ce le oferă, aceste sisteme de acționare vor căpăta o utilizare din ce în ce mai largă, considerându-se a fi soluția principală de viitor, atât în cadrul R.I., cât și a mașinilor - unelte cu comandă program.

## 2.2.4. Acționarea cu motoare electrice pas cu pas (M.P.P.)

În continuare se va utiliza prescurtarea M.P.P. pentru motoare electrice pas cu pas.

Utilizarea M.P.P. în acționarea R.I., conferă în principiu, următoarele avantaje :

- asigură univocitatea conversiei număr de impulsuri-deplasare și pot fi utilizate în circuit deschis;

- gamă largă de frecvențe de comandă;
- precizie de poziționare și rezoluție mare;
- permit porniri, opriri, reversări fără pierderi de pași;
- memorează poziția;
- sînt compatibile cu comanda numerică.

Dezavantajele M.P.P. sînt :

- unghi de pas, deci increment de rotație, de valoare fixă pentru un motor dat;
- viteza de rotație relativ scăzută;
- „pierdere de pași” în anumite condiții;

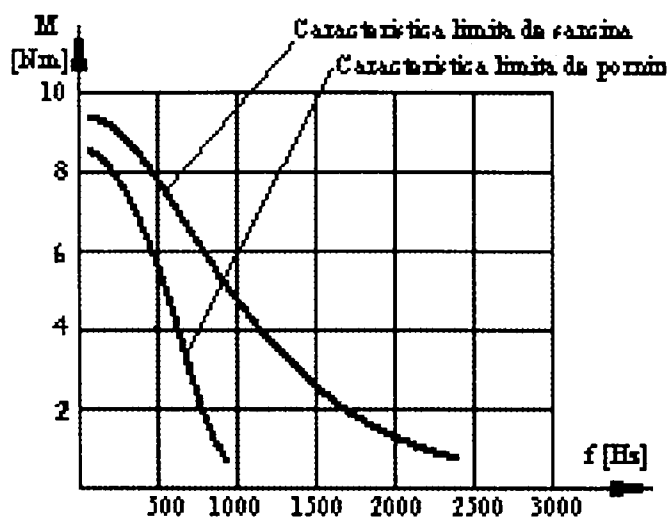


Fig. 2.8 Caracteristicile mecanice ale M.P.P.

- putere dezvoltată la arbore de valoare redusă (necesitând amplificatoare de putere);
- randament energetic scăzut; necesită o schemă de comandă complexă.

Cel mai mare dezavantaj al M.P.P. este scăderea cuplului motor odată cu creșterea frecvenței și de aici restrângerea domeniului de frecvență pe care poate fi exploatat motorul. Această scădere a cuplului motor se datorează creșterii impedanței înfășurărilor statorice cu frecvența și deci scăderea în consecință a valorii curentului absorbit. În figura 2.8. se prezintă dependența cuplului motor de frecvență.

Se constată că după o perioadă de ascensiune, utilizarea M.P.P. în acționarea R.I., a scăzut în ultimul timp.

Pentru utilizarea MPP în acționarea R.I. se consideră necesară evidențierea câtorva aspecte legate de particularitățile lanțurilor cinematice cu acționare și comandă numerică(NC).

De aici rezultă și cele două principii de funcționare: în buclă deschisă când poziția elementului mobil acționat este anticipată prin cunoașterea precisă a funcției "semnal de intrare", introducând anumite limitări privind valorile admise ale accelerației și frecvenței, respectiv în buclă închisă (simplă sau dublă) când funcția "semnal de intrare" este corelată în performanță cu poziția și viteza reală a elementului acționat. În figura 2.9.(a, b și c) se prezintă cele mai uzuale scheme bloc de comandă ale sistemelor numerice cu acționare prin motoare pas cu pas.

Aceste sisteme funcționează pe baza corelației biunivoce între funcția "semnal de intrare" și funcția "deplasare element mobil".

Funcția "semnal de intrare" este definită, pe de o parte, de numărul de impulsuri generate de echipament, amplificate și trimise spre fazele motorului electric pas cu pas, iar pe de altă parte de legea de variație a acestora cu variabila independentă-timp.

Astfel, în cazul "a" sistemul este prevăzut cu două bucle de reacție: cea de viteză - măsurată la arborele motor și cea de deplasare - măsurată la elementul mobil acționat.

La baza închiderii celor două bucle de măsurare stau cei doi traductori: un traductor de deplasare montat pe elementul mobil acționat, acesta permițând o măsurare foarte precisă a deplasării și a unui tahogenerator montat pe axul motorului pas cu pas, semnalul acestuia servind pentru controlul vitezei unghiulare.

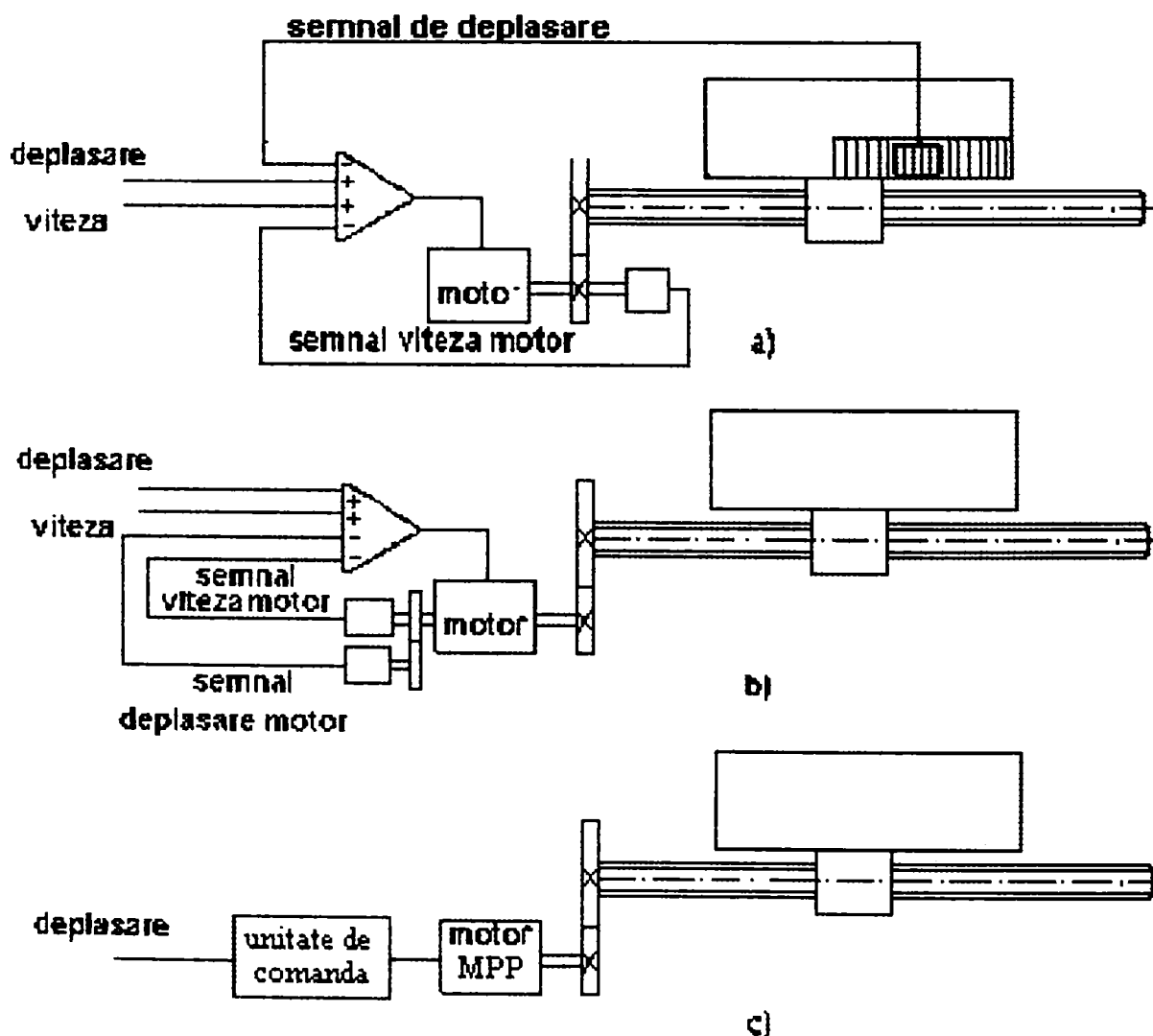


Fig. 2.9. Scheme bloc de comandă cu motoare electrice pas cu pas.

Deoarece în general sistemele de transmitere a mișcării de la motor spre elementul mobil acționat au la bază mecanisme de precizie cu raport de transmitere constant, rezultă că fără a aduce prejudicii privind precizia măsurării poziției elementului mobil acționat, traductorul de măsurare al deplasării se poate monta, ca în cazul "b", în imediata vecinătate a axului motorului, printr-o transmisie cinematică convenabil aleasă.

Soluția, pe ansamblu, poate fi mai simplă și mai ieftină și se aplică în schemele de comandă a sistemelor de acționare pe trei axe, cu generare de traiectorie.

Deși pare o complicație suplimentară, utilizarea celor două bucle reale de măsurare este mai rațională decât substituirea uneia din ele sau a celeilalte cu sisteme servohard sau servosoft. Bucula închisă se utilizează numai în cazul unor acționări de precizie.

În cazul sistemelor deschise (figura 2.9. c), precizia și siguranța elementului condus este determinată de siguranța executării comenzii de către motor, precum și de precizia elementelor componente ale mecanismului.

Siguranța executării comenzii reprezintă abilitatea motorului de a răspunde la toate impulsurile de intrare când nu există alte facilități de control.

Sistemele de poziționare pe bază de motoare electrice pas cu pas aduc avantaje constructive și funcționale față de sistemele de poziționare cu comandă numerică aplicate la mașini-unelte, în sensul că sunt mai simple și necesită echipamente de comanda de complexitate mai redusă și deci mai ieftine.

Pentru aplicații în acționarea roboților industriali, unde se cer viteze de deplasare ridicate, se impun unele măsuri și soluții de îmbunătățirea formei caracteristicii cuplu - frecvență, lărgind cât mai mult domeniul de frecvențe pe care poate fi exploatat un asemenea motor.

Îmbunătățirea caracteristicii de cuplu a unui motor pas cu pas, este una din problemele de care depinde posibilitatea aplicării lui în acționarea roboților industriali.

Ca și în cazul altor tipuri de motoare electrice, și în cazul motoarelor pas cu pas, valoarea cuplului motor depinde de curentul total absorbit, și aceasta la rândul lui - de numărul fazelor active în conducție simultană.

Din cele prezentate rezultă avantajele și dezavantajele fiecărui tip de acționare electrică, și în funcție de aplicație se alege soluția cea mai convenabilă.

## **2.3. Sisteme de acționare pneumatică a roboților industriali**

### **2.3.1. Introducere**

Acționarea pneumatică a roboților industriali (R.I) a fost una din cele mai utilizate în faza de început a roboticii, peste 45% conform graficului din figura 2.3. Acest lucru a fost posibil datorită unor avantaje pe care le prezintă acest sistem de acționare în comparație cu alte sisteme și anume:

- existența sursei de aer comprimat în majoritatea întreprinderilor;
- simplitatea schemelor de comandă reglaj;
- posibilitatea supraîncărcării motoarelor de acționare fără pericol de avarii;
- posibilitatea utilizării acționării în medii umede, explozive, radiate, în câmpuri magnetice, temperaturi ridicate, fără pericol de accidente;
- motoarele pneumatice de acționare au gabarite mult mai reduse de (8...10) ori, față de motoarele electrice de aceeași putere;
- posibilitatea de a regla în limite largi viteza și forța, sau turația și cuplul motorului pneumatic;
- echipamentele instalației de acționare sunt tipizate sau standardizate, reducând cheltuielile de proiectare, întreținere și reparații;

- în automatizare elementele pneumatice și în special cele fluidice fără piese mobile concurează cu succes pe cale electronice;
- obținerea unor viteze mari de lucru 300-1000 m/min, motiv pentru care acționarea se recomandă în cazul roboților rapizi.

Acționarea pneumatică reprezintă și unele dezavantaje cum ar fi:

- dezvoltă forțe / momente mai reduse;
- datorită vitezelor mari de lucru și a compresibilității aerului se necesită dispozitive suplimentare de oprire în poziții intermediare sau de capăt de cursă, ceea ce scumpește soluția; această problemă este deosebit de importantă în cazul acționării roboților, deoarece de modul ei de rezolvare depinde precizia de poziționare a robotului;
- destinderea bruscă a aerului comprimat în motoarele pneumatice este însoțită de scăderea temperaturii, ceea ce provoacă condensarea și depunerea apei pe pereți, favorizând coroziunea elementelor metalice;
- pierderile de presiune prin conducte largi, cu multe coturi și schimbări de secțiune reduc randamentul instalației.

Cu toate avantajele amintite ale acționării pneumatice, datorită dezavantajelor precizate anterior și mai ales datorită progreselor care s-au realizat în domeniul electronicii și microelectronicii, acționarea pneumatică a pierdut teren în domeniul roboților, cu pondere de circa 4%, rămânând foarte răspândită însă pentru acționarea dispozitivului de prehensiune, cu pondere de circa 70-80%.

Acționarea pneumatică asigură energia motoare, echivalentă energiei de antrenare necesare, prin intermediul caracteristicilor aerului comprimat: presiune și debit. Pentru coordonarea acestor mărimi necesare în fiecare fază a evoluției sistemul de acționare pneumatică trebuie să conțină o serie de elemente care să realizeze un control și reglaj permanent, al celor doi parametri. Structura unui sistem de acționare pneumatic este prezentată în fig. 2.10., având următoarele funcții:

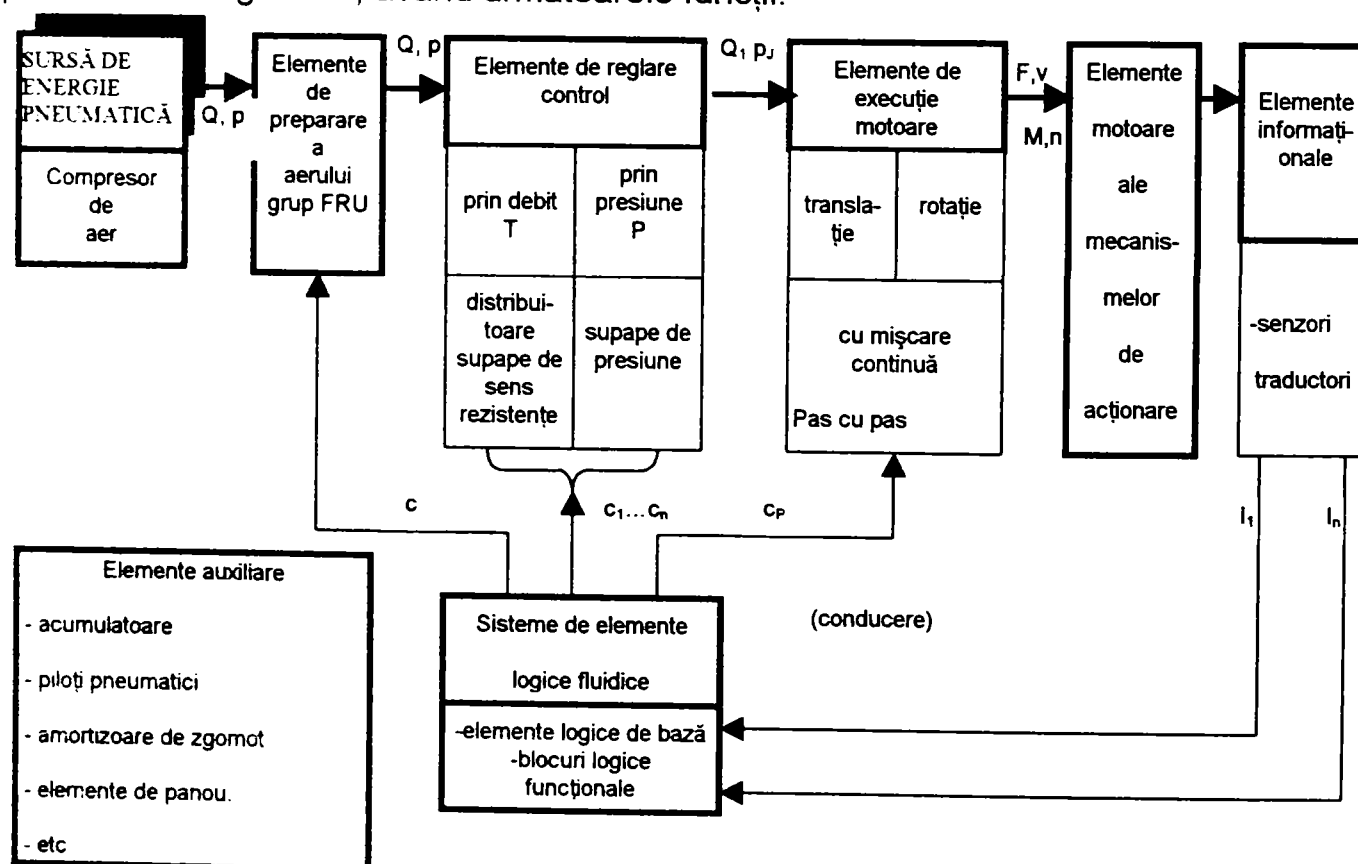


Fig. 2.10. Schema bloc a sistemului de acționare pneumatică.



- sursa de energie este asigurată de către un compresor pus în mișcare de motorul electric sau termic de acționare. Compresorul asigură un anumit debit , la o anumită presiune (până la 10-15 bari), pentru rețeaua principală de alimentare la care sunt racordați consumatorii;

- elemente de pregătire a aerului care formează grupul de preparare a aerului comprimat format din: filtru, regulator de presiune, ungător, manometru; regulatorul de presiune are rolul de a asigura în aval o presiune constantă reglată inițial, indiferent de variația presiunii în amonte cu  $p_a \geq p_{reglat.}$ ; ungătorul asigură o lubrefiere a aerului, micșorând frecările elementelor mobile și reducând coroziunea;

- elemente de reglare și control a energiei pneumatice, prin control asupra debitului: distribuitoare, supape de sens, rezistențe fixe și reglabile ( drosele ), regulatoare de debit și prin controlul asupra presiunii: supape de presiune, supape de succesiune, de reglare directă sau continuă a presiuni etc.;

- elemente de execuție, care sunt motoare pneumatice lineare cu piston sau cu membrană, cu simplă sau dublă acțiune, motoare rotative continue sau rotativ oscilante și motoare pneumatice pas cu pas; aceste elemente au funcția de a pune în mișcare de translație sau rotație cuplele cinematice conducătoare;

- elemente de informare: senzori, limitatori de cursă pneumatici, traductori pneumatici de debit sau de presiune, relee pneumatice de timp, elemente de comparație;

- elemente de conducere automată: elemente logice fluidice, care asigură sisteme unificate în energie pneumatică atât la nivelul acționării cât și al comenzii.

Elaborarea schemei de acționare pneumatică a unui R.I. se face pornind din aval, de la componentele de putere impuse de mecanismele acționate spre amonte , determinându-se tipul elementelor de execuție și fazele lor de mișcare funcție de care se stabilește structura elementelor de distribuție precum și elementele de reglare și control .În urma acestor analize se determină schema de acționare principală pentru elementele motoare ale mecanismelor ce materializează cuplele cinematice conducătoare. Circuitele secundare de comandă-urmărire funcționează cu componente electrice și electronice, pentru micșorarea timpilor de răspuns motiv pentru care sfera de utilizare a acționării pneumatice se reduce numai la nivelul mecanismelor de acționare și a celor de frânare.

De regulă RI au cuple cinematice conducătoare acționate independent ,fiecăru grad de mobilitate i se asociază o schemă de acționare pneumatică. Construcția modulară conduce la scheme identice în care se vehiculează doar puteri pneumatice diferite. Realizarea regimurilor diferite de mișcare la aceste module pneumatice de acționare poate fi orientată pe controlul direct al debitelor unui singur motor sau al unui grup de motoare pneumatice și hidraulice caz în care se ajunge la unități pneumo-hidraulice Prin controlul debitelor se acționează conform relațiilor de calcul al debitelor masice asupra vitezelor de deplasare  $\dot{X}$  , fiind astfel posibilă teoretic reglarea lor la orice valoare.

Trecând în revistă principalele soluții utilizate la acționarea pneumatică a roboților industriali, se pot distinge următoarele subgrupe:

- a) acționarea pneumatică secvențială; utilizează ca elemente de execuție motoare pneumatice liniare cu piston, sau cu membrană , cu simplă acțiune, sau dublă acțiune sau motoare rotative. Oprirea motoarelor la o anumită poziție, deci determinarea mărimii curselor de lucru se poate face cu ajutorul unor tampane fixe sau reglabile, permanente sau selectabile din program. Oprirea elementului mobil în poziția finală comandată este obținută cu precizie suficient de bună (0,01 mm) prin menținerea presiuni de alimentare a elementului motor.
- b) acționarea pneumatică asistată hidraulic; este o acționare hibridă de dată mai recentă și a fost dezvoltată tocmai cu aplicabilitate în domeniul roboților industriali, aducând o serie de avantaje față de acționarea pneumatică pură, dintre care se menționează :

- controlul mai eficace al vitezei de deplasare a elementului mobil, în condițiile unei stabilități mai bune a acesteia;
- precizie de poziționare mai bună și rigiditate ridicată a sistemului de acționare, datorită agentului hidraulic.

Ca dezavantaje se pot aminti randamentul mai scăzut, datorit pierderilor de putere produse pentru circulația agentului hidraulic și gabaritul mai mare al sistemului.

- c) acționarea pneumatică de precizie; pentru eliminarea unor dezavantaje ale acționării pneumatice pure; s-au dezvoltat o serie de soluții în cadrul cărora creșterea preciziei de poziționare se obține prin diferite metode incrementale.

## 2.4. Sistemul de acționare hidraulică a roboților industriali

### 2.4.1. Introducere

Ponderea acționării hidraulice a roboților industriali de la perioada de început, până prin anii 1985, a ocupat primul loc (circa 53%, conform graficului prezentat în figura 2.3), ceea ce se explică prin avantajele acestui tip de acționare, dar și prin succesele obținute de unele firme din domeniu ca: UNIMATE, VERSATRAN, CINCINNATI-MILACRON, care au fabricat roboți renumiți în întreaga lume și care prin performanțele lor foarte bune au constituit adevărate puncte de referință în domeniu.

Chiar dacă în prezent balanța preferințelor în ce privesc acționările roboților înclină foarte mult în favoarea acționărilor de tip electric, acționarea hidraulică, prin avantajele sale va rămâne de neînlocuit în anumite domenii.

Printre principalele avantaje ale acționării hidraulice se enumeră:

- agentul de lucru - uleiul hidraulic la presiuni mari, până la 200 bari, dezvoltă forțe, respectiv momente ridicate la gabarite mici ale motoarelor hidraulice, fiind un indice energetic cel mai bun;
- se pot construi sisteme de acționare simple și puternice pentru roboții industriali mijlocii și grei destinați manipulării sarcinilor grele în sectoare calde, (turnătorii, forjă, stivuire, minerit etc.);
- compresibilitatea redusă a agentului hidraulic oferă rigiditatea necesară sistemului de acționare, iar mărimea curselor poate fi determinată și prin defazarea volumului de ulei;
- uzura elementelor în mișcare este redusă, deoarece agentul hidraulic este bun lubrifiant, ceea ce contribuie la îmbunătățirea indicelui de fiabilitate;
- acționările hidraulice pot fi utilizate în medii umede, iradiate, cu câmpuri magnetice de mare intensitate fără pericol de accidente;
- se asigură posibilitatea obținerii unor viteze variabile a elementului de execuție, opriri în puncte fixe cu precizie ridicată;
- dezvoltările tehnologice din domeniul spațial și militar au pus la dispoziție tehnicii, principii și aparate noi de comandă și de servocomandă de tip servovalvă și distribuitoare proporționale, acestea constituind elemente cheie în domeniul acționărilor hidraulice de precizie.

Acționările hidraulice prezintă însă și o serie de dezavantaje cum ar fi:

- randamentul global mai scăzut decât în cazul acționărilor electrice;
- necesitatea unor instalații speciale de pregătire a agentului hidraulic, ceea ce mărește complexitatea și ridică costul acționării;
- se necesită etanșări pretențioase la presiunile ridicate, personal bine calificat pentru întreținere și reparații;
- la temperaturi ridicate uleiul hidraulic își modifică vâscozitatea, respectiv parametrii de funcționare, sistemul de acționare necesitând instalații de răcire.



Cu toate avantajele amintite acționarea hidraulică a roboților industrial, datorită motivelor enumerate mai sus au pierdut teren ponderea ei reducându-se la circa 6% din numărul roboților care se produc în prezent. Se poate afirma că actuala rămânere în urmă a acționării hidraulice a roboților, față de acționarea electrică se datorează, pe de o parte dezvoltării unor electromotoare cu calități dinamice de nivel înalt și îmbunătățirii comenzilor electronice, pe de altă parte pierderilor de presiune în servodistribuitoare, și bilanțului energetic nefavorabil. Aceste neajunsuri ale hidraulicii pot fi compensate, atunci când nu sunt impuse cerințe prea mari privitor la dinamica acționării - prin utilizarea servopompelor (servomotoarelor) care au servodistribuitorul situat în circuitul de comandă, în care nivelul energetic este mult mai scăzut [W2].

În acționarea hidraulică a roboților industriali se întâlnesc trei tipuri principale :

- a. acționare hidraulică secvențială;
- b. acționare electro-hidraulică servocomandată analogic;
- c. acționare electro-hidraulică servocomandată digital.

#### 2.4.2 Acționarea hidraulică secvențială

Acționările hidraulice secvențiale sunt sisteme cu circuit deschis la care fluxul energetic informațional se transmite unidirecțional, iar poziția de oprire a elementelor de execuție se obține fie cu ajutorul opritorilor rigizi, reglabili sau ficși, fie cu limitatori de cursă.

Pentru comanda mișcării elementelor de execuție se utilizează elemente de distribuție clasice de tip, "totul sau nimic", comandate de regulă hidraulic sau electromagnetic și mai rar mecanic. Pentru obținerea diferitelor viteze de deplasare se utilizează o serie de regulatoare de debit.

În tabelul 2.1. se prezintă câteva scheme uzuale utilizate în practica acționării hidraulice a roboților secvențiali pentru o unitate de translație sau rotație.

Prin însumarea acestor scheme în funcție de numărul motoarelor de acționare, utilizând sistemul monogenerator (monopompă) sau multigenerator (mai multe pompe) se obțin schemele hidraulice de acționare a întregului robot (figura 2.11., 2.12.).

În figura 2.11. se reprezintă schema acționării secvențiale în cazul unui robot cu trei grade de mobilitate în coordonate carteziane .

Distribuția agentului hidraulic spre motoare se realizează prin distribuitoare de tip 4/3, patru căi și trei poziții, respectiv 4/2 patru căi și două poziții pentru efectorul final. La motoarele MHL se pot controla vitezele în ambele sensuri prin drosele de cale Drc1 și Drc2.

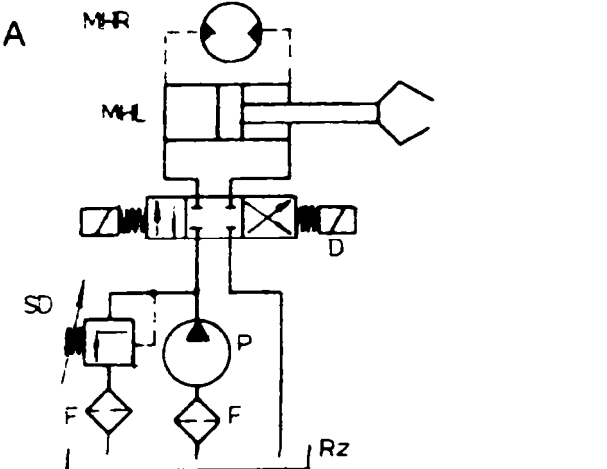
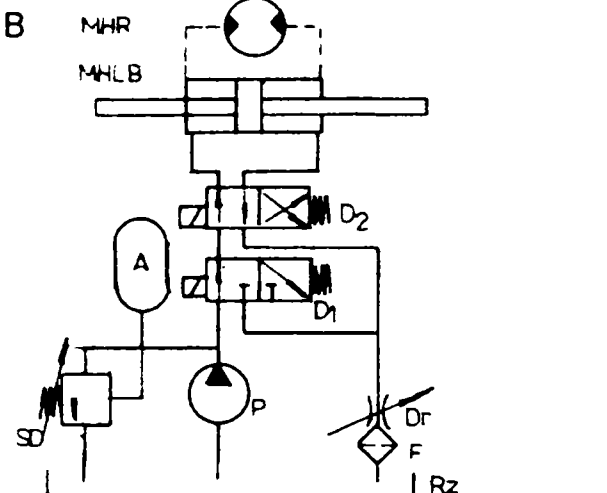
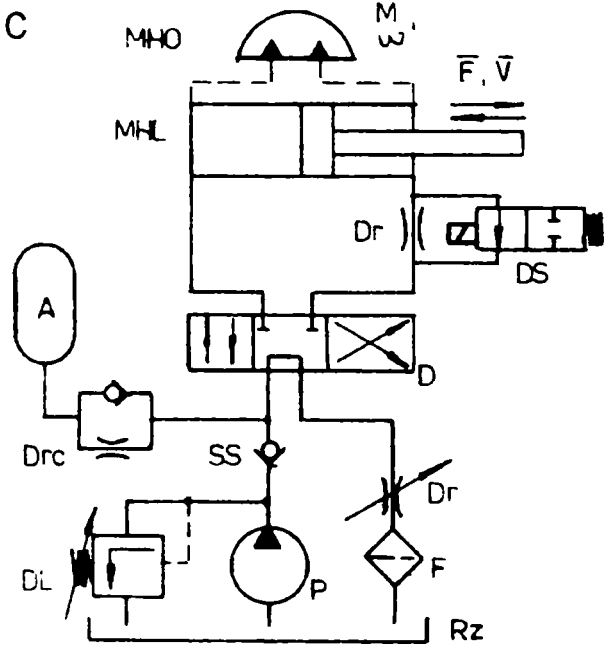
În figura 2.12. se prezintă schema acționării secvențiale a unui robot industrial cu 5 grade de mobilitate în coordonate cilindrice - "VERSATRAN"

Robotul realizează 3 mișcări de rotație prin intermediul motorului MHR1 și a unei transmisii mecanice cu elemente dințate și prin intermediul motoarelor oscilante plonjor-pinion MHO și două mișcări de translație, una cu motorul rotativ MHR2 pinionul Z și cremaliera C, respectiv motorul MHR3, rolele R1-R2 și banda B.

Stabilirea mărimii curselor de mișcare a cuplelor cinematice conducătoare se poate face fie mecanic prin tamponare rigidă sau electromecanic cu ajutorul unor microlimitatoare ale căror semnale determină schimbarea stării distribuitoarelor.

Dacă fiecare mișcare este asistată prin intermediul unui traductor de poziție sau de deplasare și se închid bucle de măsurare pe fiecare grad de mobilitate prin intermediul calculatorului, atunci schemele hidraulice secvențiale pot sta la baza acționării roboților evoluți, fără însă a fi posibilă generarea de traiectorie.

Tabelul 2.1. Scheme hidraulice de acționare secvențială a R.I.

Schema de principiu	Părți componente principale; funcții;
 <p>A hydraulic schematic diagram labeled 'A'. It features a pump (P) at the bottom left, connected to a 4/3-way distributor (D) via a line containing a check valve (SD) and a filter (F). The distributor (D) is connected to a linear hydraulic motor (MHL) and a hydraulic rotation motor (MHR). A relief valve (Rz) is connected to the pump's outlet. The MHL and MHR are shown in a dashed box.</p>	<p>P-pompă; F- filtre; SD- supapă de descărcare, D-distribuitor 4/3, MHL- motor hidraulic liniar, MHR- motor hidraulic rotație Comanda se face prin distribuitorul D, neavând posibilitatea de reglare a vitezelor de deplasare a motorului</p>
 <p>A hydraulic schematic diagram labeled 'B'. It features a pump (P) at the bottom left, connected to a 3/2-way distributor (D1) via a line containing a check valve (SD) and a filter (F). The distributor (D1) is connected to a 4/2-way distributor (D2), which in turn is connected to a linear hydraulic motor (MHLB) and a hydraulic rotation motor (MHR). A relief valve (Rz) is connected to the pump's outlet. An accumulator (A) is connected to the line between D1 and D2. The MHLB and MHR are shown in a dashed box.</p>	<p>D1-distribuitor 3/2 , D2-distribuitor , 4/2 Dr - drosel reglabil , A- acumulator Nu există posibilitate de reglare a vitezelor de deplasare a motorului</p>
 <p>A hydraulic schematic diagram labeled 'C'. It features a pump (P) at the bottom left, connected to a 2/2-way distributor (DS) via a line containing a check valve (SD) and a filter (F). The distributor (DS) is connected to a 2-way distributor (D), which is connected to a linear hydraulic motor (MHL) and a hydraulic rotation motor (MHO). A relief valve (Rz) is connected to the pump's outlet. A pressure relief valve (Drc) is connected to the line between DS and D. The MHL and MHO are shown in a dashed box.</p>	<p>SS- supapă de sens , Drc - drosel de cale , DS - distribuitor 2/2 Schema asigură două trepte de viteză pentru un singur sens de deplasare prin distribuitorul DS și droselul Dr</p>

<p>D</p>	<p>Se asigură două trepte de viteză pentru ambele sensuri prin distribuitorile DS și droselele Dr, MHL motor hidraulic liniar, MHR motor hidraulic rotativ.</p>
<p>E</p>	<p>Se asigură două trepte de viteză pentru ambele sensuri prin distribuitorile DS1 și DS2 controlate de canal C1 și C2</p>
<p>F</p>	<p>Se asigură pornirea și oprirea în două trepte de viteză reglabile fiecare, trecerea fiind asigurată lent prin introducerea unor drosele ce reglează timpul de comutare a droselelor de frânare</p>

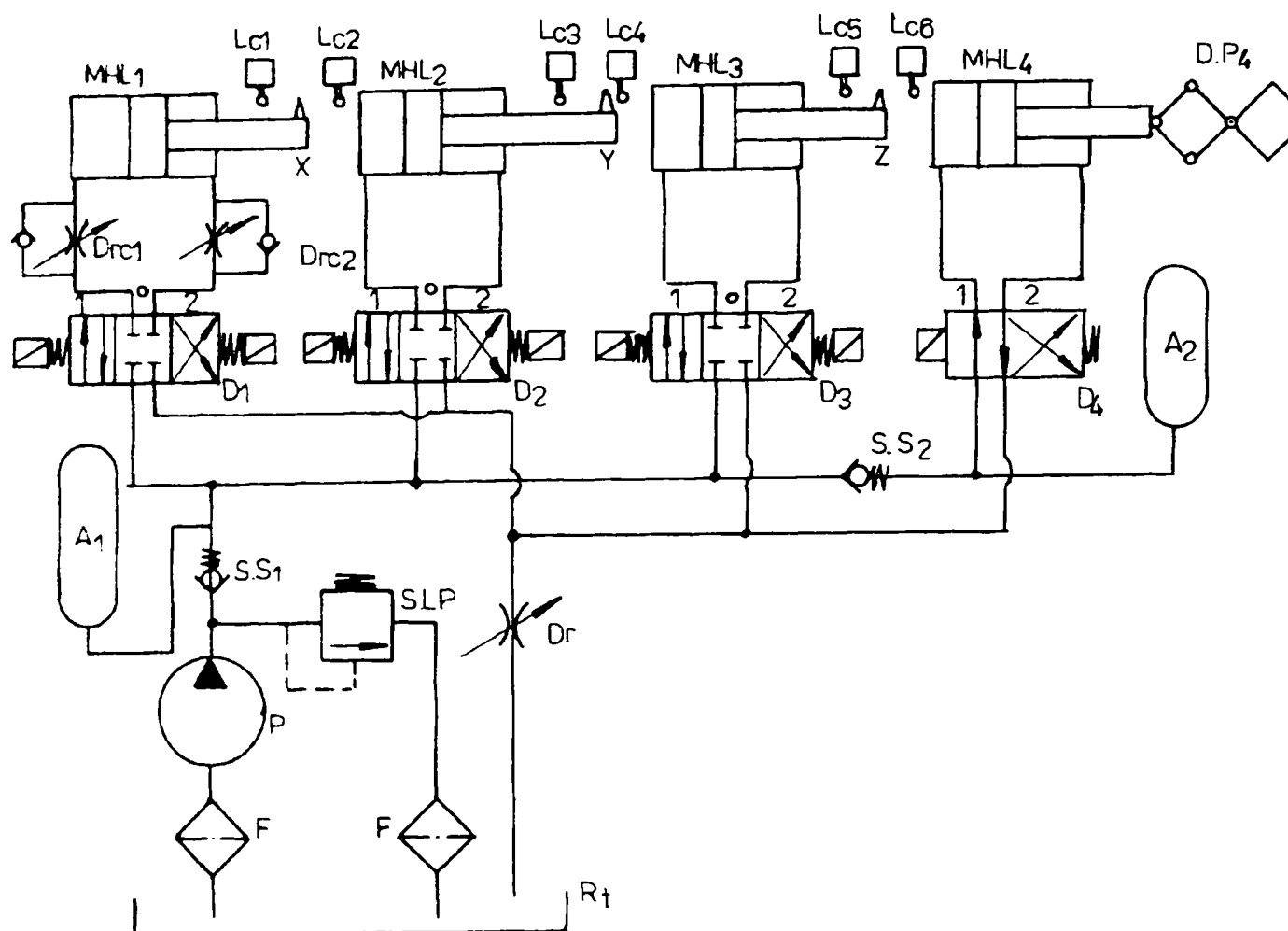


Fig. 2.11. Schema hidraulică de acționare a unui robot cartezian TTT

Mișcarea oricărui motor (oricărei cuple cinematice) poate fi oprită în orice punct al traiectoriei sale, dacă echipamentul de programare ce culege informațiile de pe bucla de măsurare a deplasării comandă schimbarea stării distribuitorilor în cauză, atunci când cursa reală efectiv realizată are valoarea celei programate.

### 2.4.3. Sisteme de acționare electro-hidraulice

#### 2.4.3.1. Introducere

Sistemele de acționare electro-hidraulice întrunesc avantajele acționărilor electrice și hidraulice, eliminând o serie de dezavantaje ale acestor acționări. Sistemele electrohidraulice asociază calitățile deosebite ale sistemelor electrice și electronice în privința comenzilor automate cu avantajele remarcabile ale sistemelor hidraulice, sub aspectul transmiterii energiilor mari. Asocierea a condus la realizarea unor sisteme electro-hidraulice de urmărire automată și în general de reglare automată, cu performanțe superioare.

Extinderea în ultima perioadă a sistemelor de acționare și comandă (conducere) electro-hidraulice în ultima perioadă o reprezintă remarcabilele succese obținute în realizarea servosistemelor de tip servovalve electrohidraulice, elemente complexe de interfață, corespunzând pe deplin pentru sistemele analogice de comandă, precum și aparatura proporțională, care și-a găsit o largă aplicație în comanda și acționarea (conducerea) roboților industriali.

Echipamentele de comandă și reglare realizează la ieșire un debit proporțional cu mărimea semnalului electric de intrare, prin droselizare. Un număr mare de firme realizează actualmente astfel de echipamente cum sunt: Moog, Rexroth, Pegassus, Herion, Som, Vickers, Bosch, Mitsubishi, Koyobe, I.E.H. Râmnicu Vâlcea etc.[C2] [C3] [C4] [C5]. Ele au unul, două sau trei etaje hidraulice de amplificare, pentru debite până la 1000 l/min. și presiuni până la 320 bar.

Apariția acestor servosisteme a permis dezvoltarea așa numitei hidraulici proporționale, aplicabilă acolo unde se cere repetabilitatea ciclurilor, programabilitatea forțelor, deplasărilor și vitezelor, asigurarea unor funcții diferite de trecere de la un nivel de viteză la altul și o mare flexibilitate la programare. Echipamentele amintite asigură acționarea electro-hidraulică comandată analogică. Paralel cu dezvoltarea servosistemelor cu comanda analogică (continuă), s-a remarcat o revitalizare a sistemelor cu comandă discretă, determinată de cerințele practicii industriale și avantajele pe care acestea le conferă, în special sub aspectul simplității și al compatibilității lor cu microprocesoarele. Servosistemele cu comandă discretă (digitală) utilizează un motor

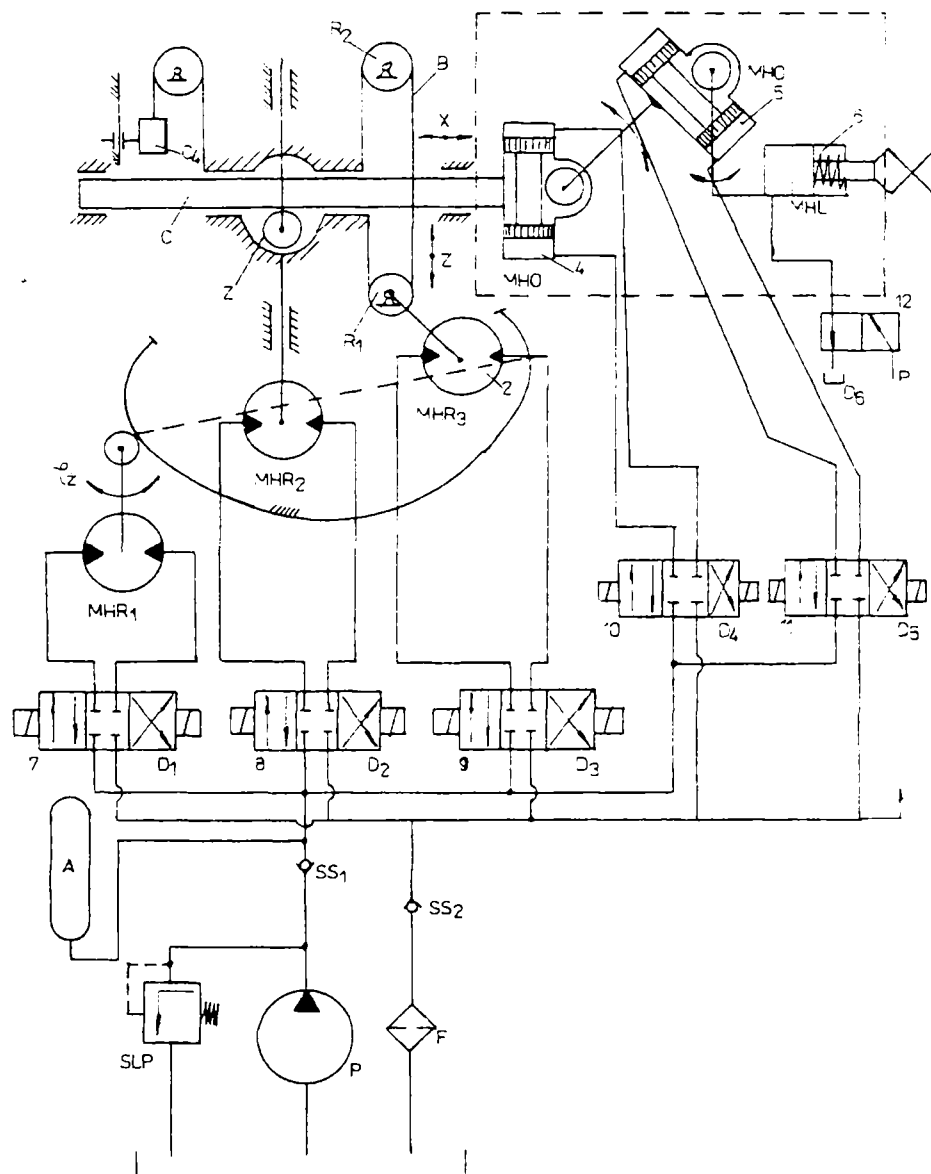


Fig. 2.12. Schema hidraulică de acționare a robotului VERSATRAN.

electric pas cu pas de mică putere, care acționează sertarul de comandă al unei servovalve, asociată cu un motor hidraulic liniar sau rotativ. Pornind de la sistemul de conducere ( comandă și acționare ) electro-hidraulică prezentat s-au dezvoltat două tipuri de sistem de acționare electro-hidraulice utilizate în cadrul roboților industriali:

- acționarea electro-hidraulică servocomandată analogic (sisteme de urmărire - hidraulică)
- acționare electro-hidraulică servocomandată digital (deschise cu comandă numerică)

### 2.4.3.2. Acționarea electro-hidraulică servocomandată analogic

Sistemele de comandă și acționare, servocomandate analogic, constau dintr-un servodistribuitor electrohidraulic (denumit în literatura engleză servovalvă) și un motor hidraulic, liniar sau rotativ. Servodistribuitorul primește un semnal sub forma unei tensiunii, transformându-l în parametri hidraulici (debit și presiune) proporționali cu valoarea curentului de comandă.

Motorul hidraulic convertește energia hidraulică în energie mecanică, formând împreună cu servodistribuitorul așa numitul "servomotor hidraulic". Deplasarea respectiv rotația motorului hidraulic va fi proporțională deci cu semnalul de comandă aplicat. Schema bloc a unui sistem de acționare servocomandată analogic este prezentată în figura 2.13. Prin intermediul traductoarelor se poate realiza reacția de poziție și de viteză sau numai de poziție.

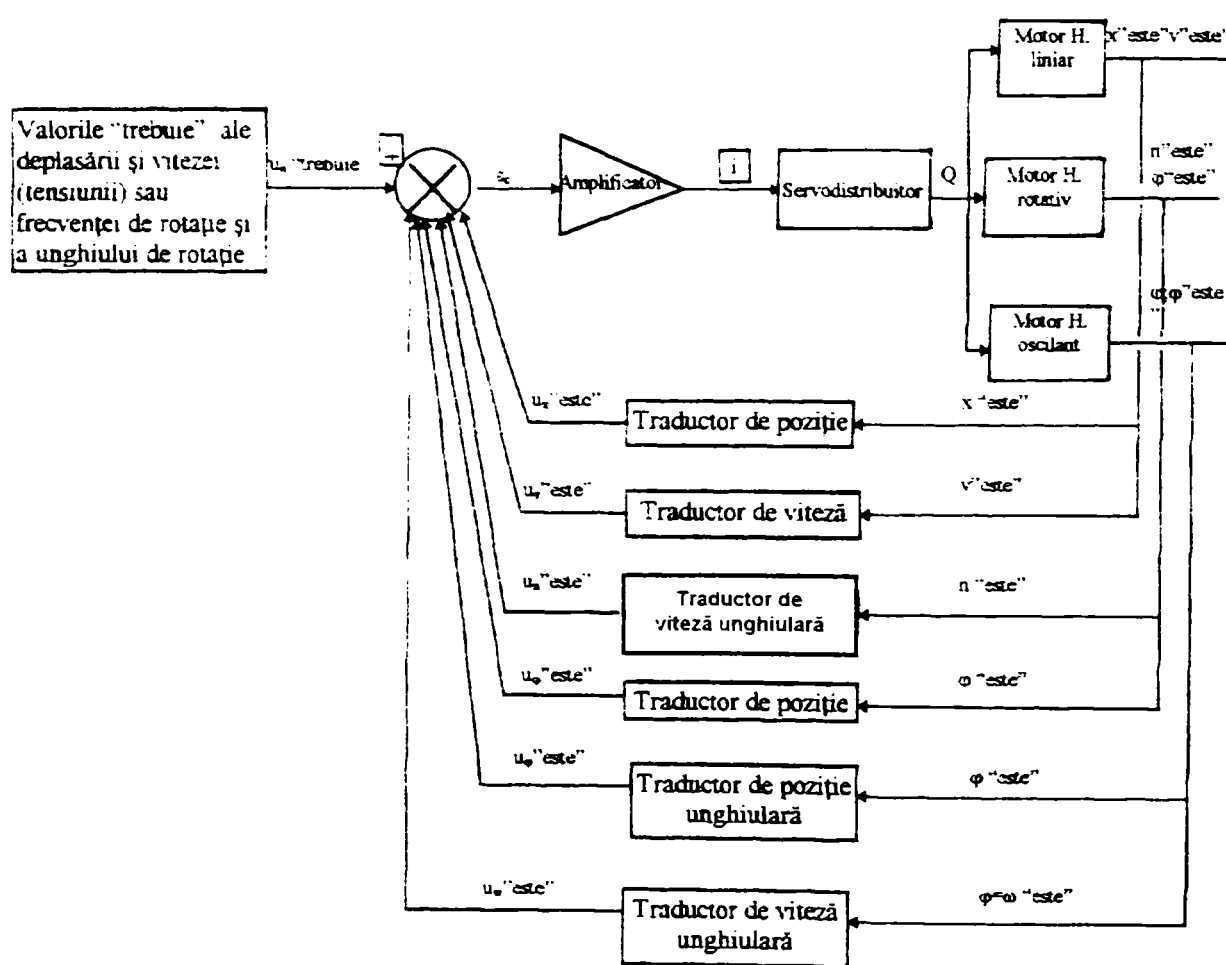


Fig.2.13. Schema bloc a sistemului de acționare electro-hidraulică analogică.

Elementul de bază al servosistemelor analogice îl constituie servovalva (servodistribuitorul) sau distribuitorul proporțional. Ventilele proporționale realizează suplimentar și rolul de droselizare reglabilă, ceea ce permite comanda vitezelor și accelerațiilor motoarelor. În acest fel se pot obține viteze mari (60-90 m/min) și precizii de poziționare până la  $10\mu\text{m}$ . Ventilele de distribuție proporționale se utilizează fie în circuite de comanda, fie în circuite de reglaj automat. Dependența debitului semnal de intrare, amplificarea de presiune și curba de răspuns la frecvență împarte ventilele de distribuție proporționale în:



- servodistribuitoare apte a fi folosite în circuite de reglaj automat (rapide)
- distribuitoare proporționale, apte a fi folosite în circuite de comandă

### 2.4.3.3. Acționarea electro-hidraulică servocomandată digital (comandă numerică) [B8] [I6]

Sistemul de comandă și acționare servocomandat digital reprezintă un sistem hidraulic de precizie și a pătruns tot mai mult în acționarea roboților industriali, ca urmare a dezvoltării servosistemelor electro-hidraulice funcționând în regim pas cu pas. Sistemul de acționare în regim pas cu pas satisface cerințele impuse roboților și manipuloarelor în ceea ce privește precizia de poziționare, fiabilitatea, domeniul de reglare al vitezelor etc. Servosistemul electro-hidraulic pas cu pas se compune dintr-un motor electric pas cu pas, amplificatorul de cuplu și un motor hidraulic linear sau rotativ.

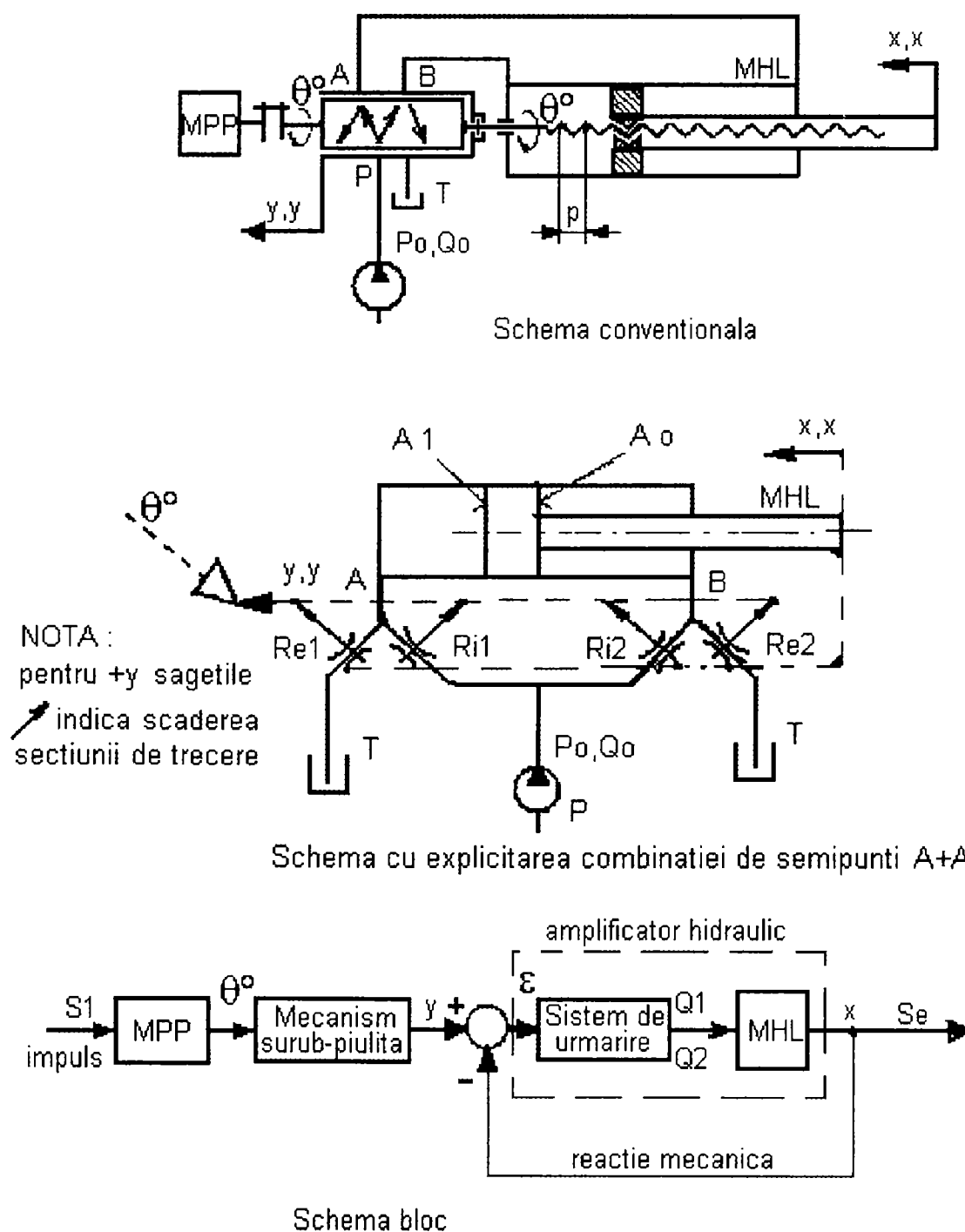


Fig. 2.14. Scheme ale sistemului de translație cu acționare incrementală.

În figura 2.14. se prezintă schema de principiu a unui servosistem liniar, la care motorul electric pas cu pas (MPP) constituie treapta de intrare, transformând semnalul de intrare digital - impuls electric, în mărime digitală de ieșire - pas unghiular ( $\theta$ ) al rotorului acestuia. Șurubul de reacție pe care este lăgăruit axial sertarul al unui distribuitor proporțional se va deplasa axial împreună cu sertarul, acesta deschizând calea uleiului spre una din camerele motorului hidraulic, respectiv spre rezervor. Pistonul motorului hidraulic se va deplasa axial, deplasând sarcina exterioară și șurubul cu sertarul cu aceeași mărime în sens contrar comenzii, revenind în poziția mediană de echilibru hidrostatic. În acest fel se obține reacția internă, care anulează comanda inițială, sistemul fiind pregătit pentru preluarea unei noi comenzi (increment sau tren de impulsuri).

Rezultă că sistemul este de urmărire electro-hidro-mecanică, existând o interdependență strictă între poziția rotorului motorului electric pas cu pas și poziția pistonului pe lungimea cursei sale. Din modul de funcționare al sistemului rezultă că între pozițiile finit determinate ale rotorului motorului pas cu pas și pozițiile pistonului motorului hidraulic există o relație de corespondență biunivocă, acesta fiind principalul avantaj care dă posibilitatea funcționării sistemului în buclă deschisă. Dacă se dorește închiderea unei bucle de măsură a deplasării, prin calculatorul de comandă al robotului, traductorul de deplasare poate fi montat direct pe axul MPP.

În figura 2.15. se prezintă schema de principiu a unui servosistem rotativ ( rotație continuă sau limitată). În acest caz MPP, care preia printr-o interfață simplă impulsurile furnizate de echipamentul de conducere automată, pune în mișcare de translație sertarul servovalvei (amplificator hidraulic cu sertar), reglând astfel energia fluidului de lucru. Se utilizează un angrenaj demultiplicator Z1-Z2, având și rol de corecție a pasului MPP și totodată a creșterii rezoluției de poziționare a elementului de ieșire.

Cu avantajele ce le prezintă, pe baza sistemelor de acționare electro-hidraulice în regim pas cu pas, se pot construi axe cinematice rapide de mare precizie pentru R.I. ce manipulează sarcini medii și grele. Acționarea electro-hidraulică a R.I. rămâne o soluție de bază în cazul roboților mijlocii și grei, unde celelalte moduri de acționare nu mai satisfac din cauza gabariturii mare și a consumului energetic ridicat.

Deși soluțiile par mai complicate, sistemele de acționare electro-hidraulice sunt mai ieftine decât cele electrice la aceeași putere instalată – cu servoelemente de puteri mici se pot comanda puteri hidraulice de sute de ori mai mari.

Este demn de remarcat că în etapa actuală, între toate tipurile de acționare nu este vorba numai de relații de subordonare sau de prioritate, ci mai ales de o continuă coabitare sau chiar o competiție.

Acționarea hidraulică – ca beneficiar inteligent-a profitat din plin de progresele remarcabile ale electronicii și microelectronicii și printr-o simbioză fericită după cum s-a arătat a permis realizarea unor echipamente mixte electrohidraulice de mare performanță.

Cerințele din ce în ce mai ridicate în privința parametrilor de performanță ai echipamentelor de acționare continuă competiția dintre diversele sisteme de acționare, pure și mai ales mixte, conducând la o firească perfecționare a fiecăruia dintre acestea și convergența tuturor înspre maximizarea acestor performanțe.

O caracteristică esențială a revoluției tehnico-științifice actuale o constituie explozia informațională, ritmul alert nemaîntâlnit de creștere și acumulare a unui tezaur uriaș de cunoștințe, a fluxului de informații care face tot mai dificilă urmărirea, asimilarea și utilizarea lor. În acest context informatica, ce reprezintă cea mai modernă și mai actuală tehnică de înregistrare, stocare, prelucrare și transmitere a informației este indispensabilă în orice domeniu de activitate și în special în domeniul conducerii roboților.

Pe această linie de informatizare se înscrie și domeniul acționărilor hidraulice în vederea utilizării cât mai depline a tehnicilor moderne de analiză și sinteză de concepere a unor structuri de echipamente cu parametri constructiv-funcționali și performanțe prestabilite, dar și de eficientizare a alegerii implementării și utilizării echipamentelor

hidraulice de acționare în cele mai diverse domenii ale tehnicii și tehnologiei actuale și în special în domeniul comenzilor numerice (mașini-unelte, roboți industriali, etc.).

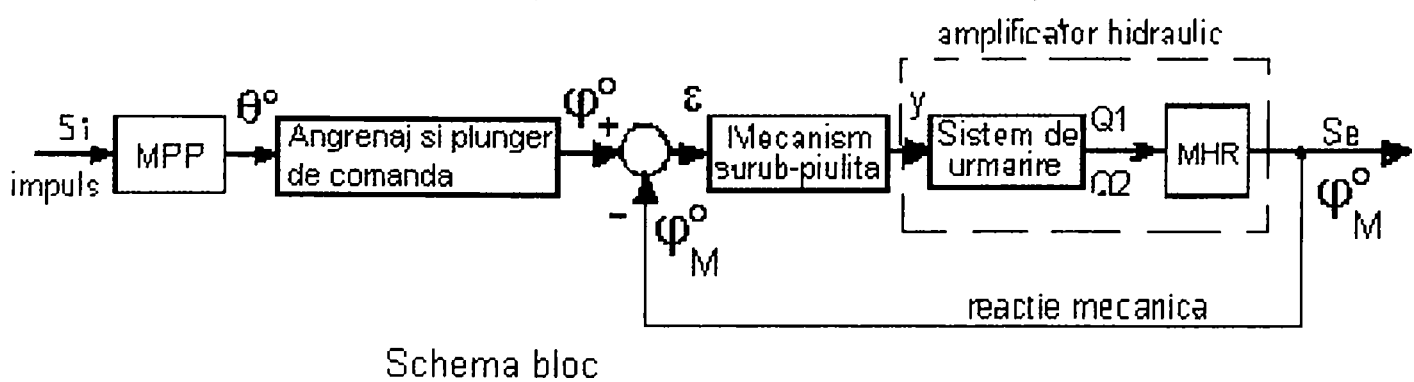
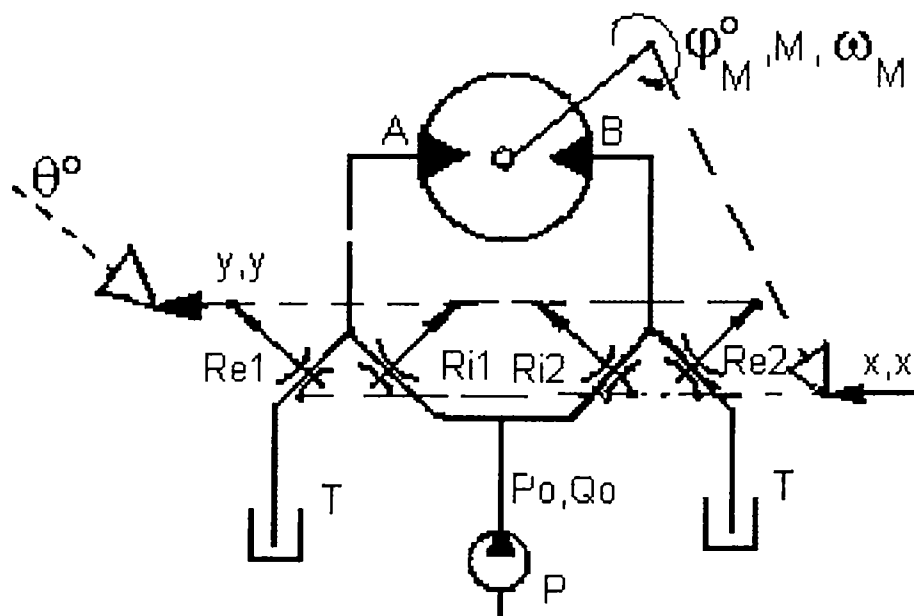
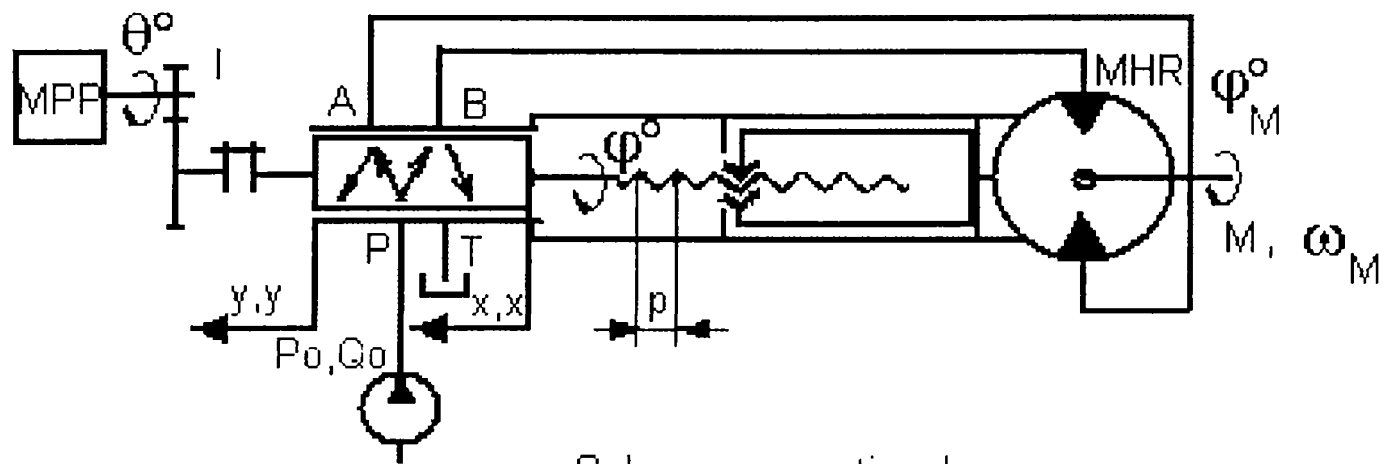


Fig. 2.15. Scheme ale sistemului de rotație cu acționare incrementală.

## CAPITOLUL 3

### ***Stadiul actual al cercetărilor și realizărilor în domeniul optimizării acționărilor hidraulice ale roboților industriali [D2] [I4] [I6] [M9] [M10] [O5] [P4] [T5]***

#### **3.1. Introducere**

Progresele generale realizate în electronică, electrotehnică, știința calculatoarelor și cibernetică au pus și mai mult în valoare remarcabilele calități pe care le au sistemele hidraulice de acționare, care au cuprins o vastă arie de aplicații, de la mașini-unelte cu comenzi numerice, roboți industriali comandați de microprocesoare, capabili de cele mai complicate și fine manevre, până la fascinantul domeniu al presiunilor înalte de sute de bari.

Tendința generală de extindere și diversificare a echipamentelor hidraulice de acționare are loc pe măsura creșterii performanțelor tehnice și a calității acestor echipamente.

Presiunea reprezintă parametrul principal al acționărilor hidraulice, care are cum s-a arătat mai sus tendința de creștere continuă. Creșterea presiunii lichidului hidraulic conduce la reducerea substanțială a gabariturii echipamentelor, deci la miniaturizarea acestora, având ca efect creșterea eficienței economice, respectiv creșterea vitezelor (concentrarea în timp).

În studiile și cercetările elaborate de diverse firme ca Wickers, Robert Bosch GmbH, ș.a. se indică o creștere a presiunilor de lucru de 560-700 bari, sau chiar mai mari în unele domenii 1000-2000 bari [O4].

Fiabilitatea echipamentelor hidraulice este unul din indicatorii calitativi de bază, care se cere a evolua concomitent cu creșterea presiunilor de lucru. Cercetările actuale [O4] au arătat că unul din elementele slabe ale unui circuit hidraulic îl constituie mediul hidraulic, deoarece 80% din defectele sistemului se datorează transformărilor ce au loc în acesta. Al doilea element slab al acționărilor hidraulice îl constituie etanșările, care contribuie în proporție de circa 40% la defecțiunile în exploatare.

Creșterea fiabilității și a duratei de viață este condiționată de ridicarea preciziei de execuție a componentelor, utilizarea unor materiale cu caracteristici superioare și metode adecvate de tratamente termice, descărcarea hidrostatică a cuplelor de frecare, precum și utilizarea unor lichide de lucru corespunzătoare cu menținerea în timp a caracteristicilor lor optime.

O altă problemă căreia i se acordă o atenție deosebită este reducerea nivelului de zgomote. Cercetările experimentale arată că la majoritatea mașinilor și utilajelor nivelul de zgomot este cuprins în limitele 85-95 dB, iar în timpul funcționării la turație maximă, acesta se ridică la 95-100 dB, la care o contribuție însemnată o are sistemul hidraulic, care are și un domeniu de frecvențe nefavorabil. Sursele cu cel mai mare nivel de zgomot le constituie pompele, supapele, distribuitorii și conductele hidraulice [O4] [O5] [M9]. Pentru reducerea zgomotului se recomandă reducerea turațiilor, a cantității de aer ce intră în instalație, reducerea pulsațiilor de debit, etc.

O etapă importantă în evoluția acționărilor hidraulice a avut-o apariția în anii '50 în S.U.A. și fosta U.R.S.S. a servoventilului, destinat inițial tehnicii aerospațiale [D2]. El a fost preluat cu satisfacție de către industrie, constituind o importantă interfață între hidraulică și electronică, aflată în plină dezvoltare. S-a constatat însă că servoventilul este prea mic, și prea scump pentru necesitățile industriale curente. De asemenea prezintă și o sensibilitate exagerată la impurități, consum de ulei relativ mare (în circuitul de comandă), cădere mare de presiune, la parcurgerea lui și de aici, bilanțul energetic nefavorabil.



Pentru reducerea acestor dezavantaje, servoventilul a fost combinat (ca ventil de pilotare) cu distribuitoare (ca trepte de putere) ale căror sertare pot ocupa poziții intermediare de droselizare. Cu acest pas a apărut conceptul de ventil proporțional [O2] [O5].

O altă etapă importantă în dezvoltarea acționărilor hidraulice s-a realizat odată cu obținerea electromagneților proporționali. Aceștia asigură dezvoltarea unei forțe proporționale cu curentul care le străbate bobina, independent de poziția armăturilor mobile. Electromagneții proporționali constituie elementele de bază ale echipamentelor hidraulice proporționale. Utilizarea echipamentelor hidraulice dotate cu electromagneți proporționali realizează tendința actuală de a transfera prelucrarea informației în domeniul energiilor mici, adică al electronicii. Această tehnică își găsește câmp larg de aplicații în domeniul roboților industriali, a mașinilor-unelte, mașini de injectat mase plastice, a preselor, etc., acolo unde se cere repetabilitatea ciclurilor, programabilitatea forțelor, deplasărilor și vitezelor, asigurarea unor funcții diferite de trecere de la un nivel de viteză la altul și o mare flexibilitate la programare.

Tehnica hidraulicii proporționale permite în mod excelent utilizarea microprocesorului și conducerea adaptivă a proceselor.

Cu utilizarea echipamentelor hidraulice proporționale se obțin o serie de avantaje cum sunt: posibilitatea creșterii vitezelor motoarelor hidraulice (datorită faptului că asigură accelerații diferite și profile diferite pentru viteze), absența șocurilor la inversarea mișcărilor (deoarece se pot asigura rampe de trecere de la o viteză la alta), creșterea preciziei de funcționare a motoarelor (datorită posibilității de utilizare a reglajului automat), înlocuirea numărului mare de echipamente hidraulice convenționale (pentru realizarea unui anumit circuit), cu un număr considerabil mai mic de echipamente proporționale, etc.

Posibilitatea implicării ventilelor cu electromagneți proporționali în automatizări, impune asocierea lor cu senzorică, cu reglatoarele electronice și cu microprocesoarele. Domeniile până acum distincte ale servoventilelor și ale ventilelor proporționale s-au apropiat și intersectat putând fi cuprinse în conceptul de ventile proporționale.

În ceea ce privesc elementele de execuție (motoarele hidraulice), pentru realizarea mișcărilor de rotație se demonstrează necesitatea perfecționării sistemelor volumice (convertizoare de cuplu și putere).

Acestea asigură realizarea unor rapoarte de transfer mari, a unor momente și viteze de răspuns ridicate la arborele de ieșire. Transmisiile volumice se utilizează cu mare eficiență la momente de 100–25000 daNm, turații cuprinse în domeniul de 10–5000 rot/min și puteri mari. În privința motoarelor rotative utilizate în acționarea roboților industriali există preferința pentru cele cu pistonaje axiale (cca. 70%), cu palete (cca. 10%), mai rar cele cu pistonaje radiale (10%), și cele cu role și palete Rollstar și Hartmann (10%), cu roți dințate etc [I6] [O4] De remarcat este apariția și extinderea rapidă a servosistemelor electrohidraulice utilizate în sistemele de reglare automată, fără reductor mecanic, având cuplul motor cuprins în domeniul 1–20 daNm și domeniul de reglare al turațiilor între 0,1–2500 rot/min.

În domeniul motoarelor hidraulice liniare, se constată o utilizare tot mai frecventă în cadrul sistemelor electrohidraulice de reglare automată de tip rezistiv, ceea ce permite legarea directă a servomotorului la sarcină, asigurând realizarea unui sistem rigid fără joc, viteză mare de răspuns, durabilitate superioară față de motoarele rotative, simplitate constructivă (prin absența unui transformator mecanic al mișcării), fiabilitate superioară, ușurință în privința racordării aparatului electronic de măsurare, control și comandă. Cerințele față de motoarele liniare privesc utilizarea rațională și eficientă a lor, creșterea preciziei de deplasare, a vitezelor și puterii, precum și ameliorarea în continuare a caracteristicilor dinamice și energetice.

Creșterea performanțelor dinamice ale servosistemelor electrohidraulice, de regulă se rezolvă acționând asupra subsistemului de comandă, prin sinteza celor mai bune

elemente de corecție, alegerea unei structuri optime a regulatorului și legăturilor de reacție. Subsistemul de forță (energetic) se consideră, de regulă ca "dată inițială", ori se constată că cele mai mari rezerve, de creștere a performanțelor dinamice se afla tocmai în acest subsistem.

Din punct de vedere constructiv, motoarele hidraulice liniare nereglabile, n-au suferit modificări deosebite, cu excepția sistemului de etanșare a sistemelor de frânare la capete de cursă, a elementelor de centrare și ghidare, ca urmare a creșterii nivelelor de presiune și viteză.

În ultima perioadă, ca urmare a dezvoltării producției de roboți industriali se constată tendința de realizare a unor motoare hidraulice liniare cu cursă reglabilă, cu posibilitatea de reglare discretă a cursei, precum și a motoarelor cu aparatura de comandă, de măsurare și de control inclusă, realizându-se o construcție compactă și de rigiditate ridicată. Aceste soluții au fost prezentate pentru prima dată în 1985 la expoziția de la Chicago.

Interes prezintă și utilizarea recentă a motoarelor hidraulice liniare fără tijă. Aceste motoare pot realiza poziționarea în orice poziție intermediară a cursei, și au fost prezentate la expoziția de la Hanovra în anul 1985, alături de alte tipuri de motoare hidraulice liniare pentru roboți industriali, cu tijă dublă, pentru prevenirea rotirii pistonului, motoare din aliaje ușoare, motoare din oțel inoxidabil, cu piston magnetic și întrerupător de capăt fără contact etc.

Tipurile de motoare hidraulice utilizate în acționarea roboților sunt prezentate în paragraful 3.2.2, iar în anexele 1a;1b;1c;1d; sunt prezentate principalele dimensiuni ale motoarelor mai frecvent utilizate în acționarea roboților industriali.

### 3.2. Structura și organologia sistemelor și servosistemelor hidraulice de acționare a roboților industriali [I6][O3] [O5] [M4] [T5].

#### 3.2.1. Introducere

Sistemul de acționare hidraulică este compus dintr-o serie de elemente electrice, hidraulice și mecanice care transformă printr-o serie de conversiuni intermediare de energie mărimea electrică de intrare  $Y_i$  (tensiune  $U$  și curent  $I$ ) într-o mărime de ieșire  $Y_e$ -mărime mecanică sub forma unei forțe  $F$ , sau cuplu  $M$ , la mecanismul de ieșire, mărime ce se produce cu o anumită viteză  $v$ , sau turație  $n$ , conform celor arătate în figura 2.1. Schema bloc a unui sistem de acționare hidraulică este prezentat în figura 3.1 [O3].

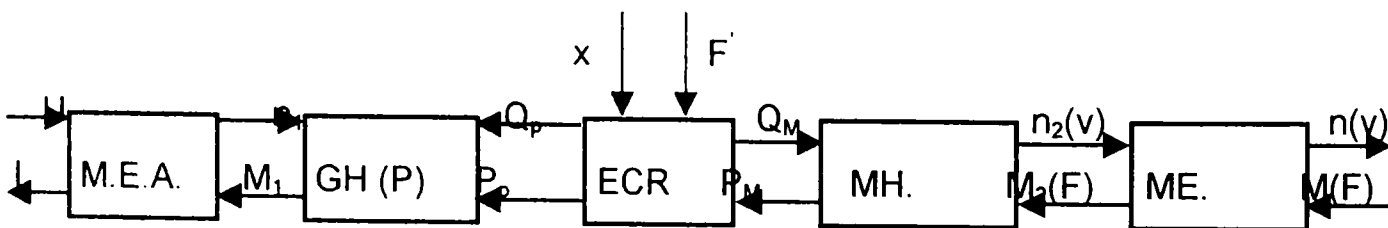


Fig. 3.1. Schema bloc a unui sistem de acționare hidraulică.

Din structura sistemului de acționare hidraulică se distinge subsistemul hidraulic de acționare format din elementele de bază ale transmisiei hidrostatice, generatorul hidraulic (pompa GH) și motorul hidraulic (MH), care realizează dubla conversie de energie, mecanică-hidrostatică, hidrostatică-mecanică. Deci subsistemul hidraulic primește și transmite o energie mecanică. Energia mecanică de intrare este asigurată de către motorul electric de acționare (MEA), care la rândul său primește din exterior o energie electrică ( $U, I$ ). În interiorul său subsistemul hidraulic are o serie de elemente



complementare de comandă, reglare și control (ECR), care conferă mărimilor mecanice de ieșire valorile de mișcare și efort necesare mecanismului final de execuție (ME).

În structura unui R.I., mecanismul de execuție este un element al unei cuple cinematice conducătoare, sau efectorul final, care trebuie să se rotească sau să se deplaseze cu rotația  $n$ , sau viteza  $v$ .

Pentru aceasta motorul hidraulic de acționare trebuie să învingă un cuplu  $M$ , respectiv o forță  $F$ , în care scop este necesară prezența debitului  $Q$  și a presiunii  $p$ , furnizate de generatorul hidraulic (GH), antrenat de către motorul (MEA).

Schema reprezentată în figura 3.1. în accepțiune sistemică, reprezintă un sistem multivariabil în care blocurile sunt elemente hidraulice componente (multipolare), iar liniile de conexiune (polii) reprezintă suportul de informații al variabilelor.

### 3.2.2. Motoare hidraulice folosite în acționarea roboților industriali

Motoarele hidraulice reprezintă elementele de execuție, sau de forță din cadrul unei acționări hidraulice care transformă energia mediului hidraulic în energie mecanică, necesară punerii în mișcare a cuplelor cinematice conducătoare. Și în acest caz se poate afirma că performanțele sistemului de acționare în ansamblu depind într-o măsură hotărâtoare de performanțele motoarelor hidraulice în special în ceea ce privește viteza de răspuns, precizia de poziționare și randamentul. Clasificarea motoarelor hidraulice se face conform schemei din figura 3.2.

În tabelul 3.1. se prezintă principalele tipuri de motoare hidraulice utilizate mai frecvent în acționarea R.I., și caracteristicile lor principale. [I1] [M3] [M10] [O3] [O4] [O5]

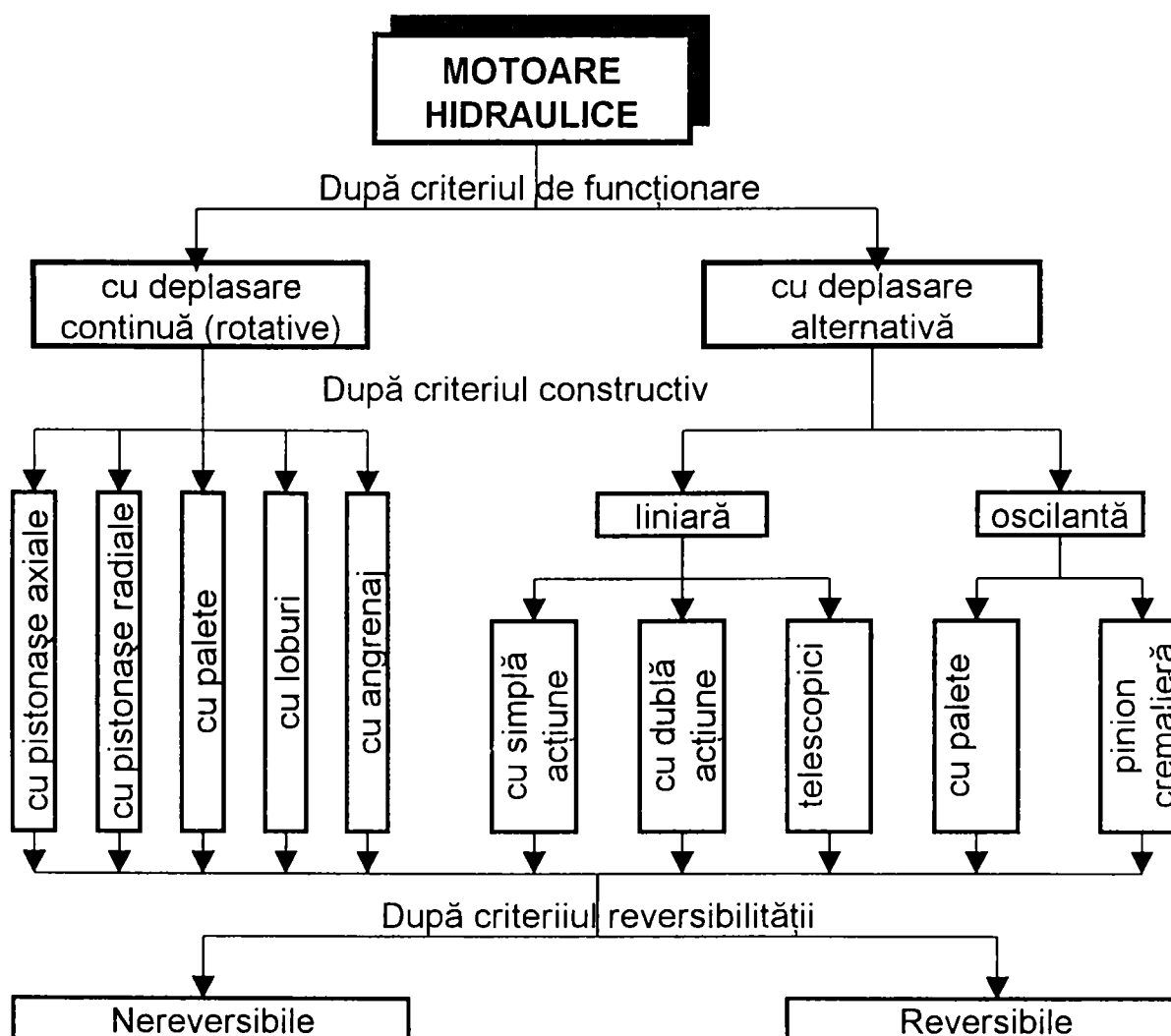
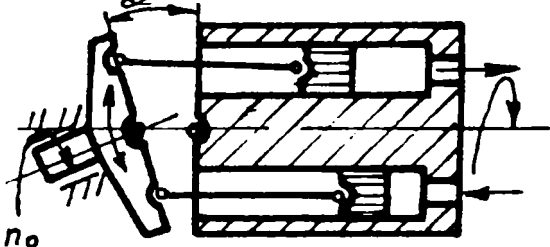
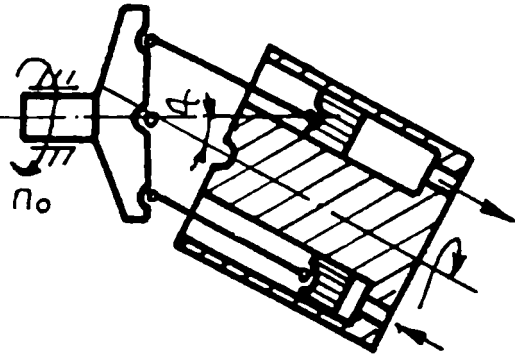
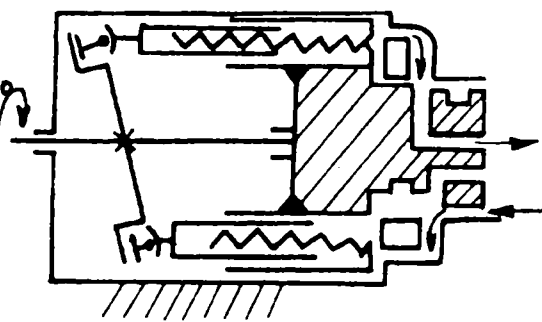
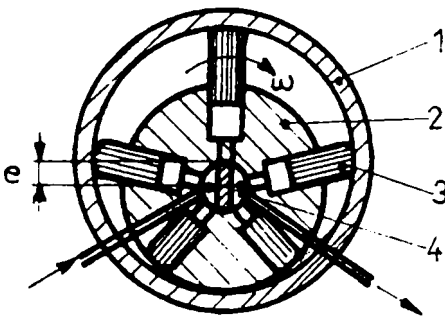


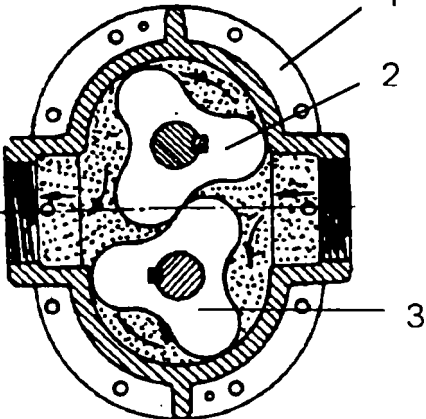
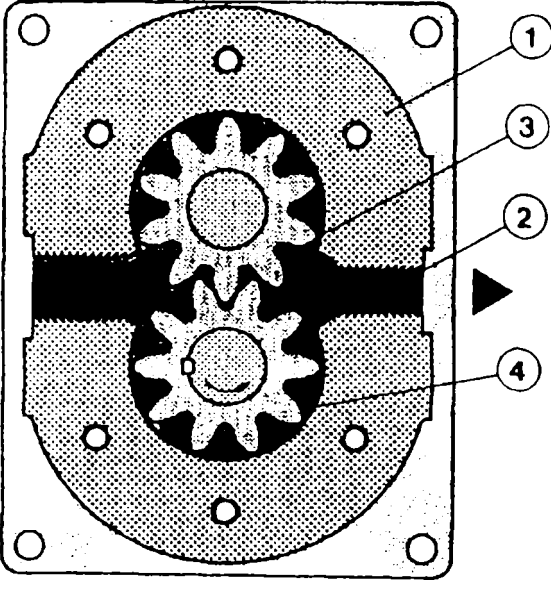
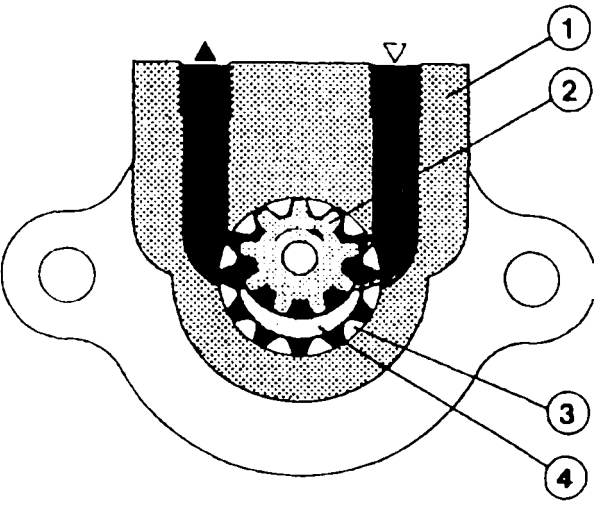
Fig. 3.2 Clasificarea motoarelor hidraulice.

Tabelul 3.1. Tipuri de motoare hidraulice utilizate în acționarea R.I.

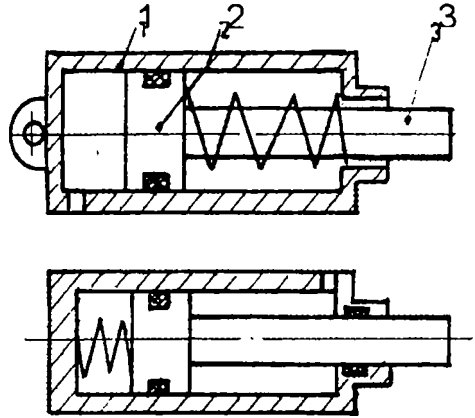
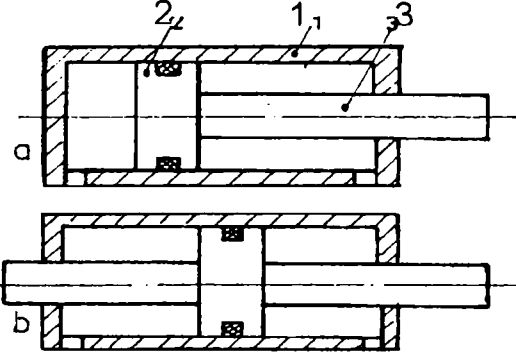
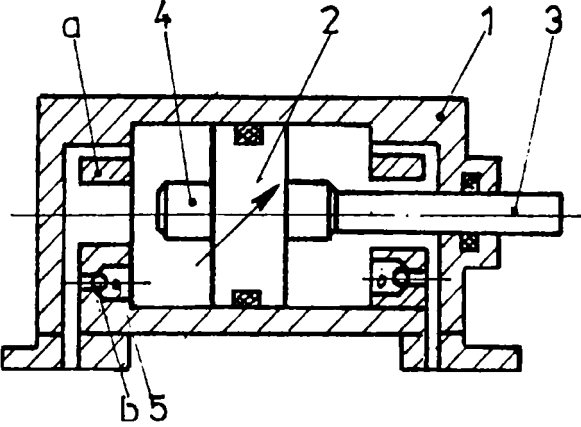
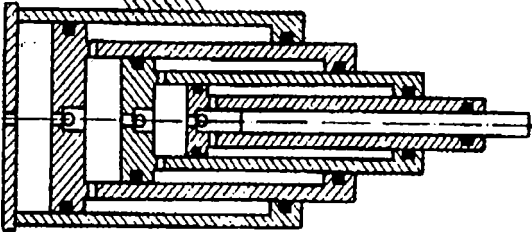
Tipul motorului	Schema de principiu	Caracteristici principale ; Firme constructoare
cu pistonaje axiale, disc înclinat	<p>A</p> 	<p>Q<sub>min</sub>/max=75-2000 [l/min]  P<sub>min</sub>/max=16-70 [Mpa]  N<sub>min</sub>/max=0,1-4500 [rot/min]  <math>\eta</math>=0,8-0,92  M=800-900 [daNm]  I.M.Plopeni;  Vickers-SUA;  Brüninghans;  EATON-SUA;  Fujitsu-Japonia;  Bosch-Germania.</p>
cu pistonaje axiale, bloc înclinat	<p>B</p> 	<p>idem A  n<sub>min</sub>/max=200-3000 [rot/min]  Von-Roll-Germania; SAUER-Germania; Hidromatic-Germania; Vickers-SUA.</p>
cu pistonaje axiale, disc fulant	<p>C</p> 	<p>idem A  Peyrolle-Anglia;  Towler-Anglia;  Donzzeli-Italia.</p>
cu pistonaje radiale, alimentare interioară	<p>D</p> 	<p>Q<sub>min</sub>/max=100-8000 [l/min]  P<sub>min</sub>/max=16-64 [Mpa]  n<sub>min</sub>/max=1-3000 [rot/min]  <math>\eta</math> = 0,88-0,90  M = până la 5000 [daNm]  Progresul Brăila; Rexhoth;  Vickers SUA;  Pleiger-Germania;  Cincinnati Miling-SUA;  SISU-Finlanda.</p>

		Tabelul 3.1. continuare
Tipul motorului	Schema de principiu	Caracteristici principale ; Firme constructoare
cu palete cu simplă acțiune	<p>E</p>	<p><math>Q_{min}/max=1-1000</math> [l/min]  <math>P_{min}/max=7-16</math> [MPa]  <math>n_{min}/max=50-3500</math> [rot/min]  <math>\eta=0,8-0,93</math>  <math>M=200-1000</math> [daNm]            I.M.Plopeni            Rolstar            Osvald Forst;            Recine SUA;            Dowthy-Herign;            Vickers-SUA;            Rexroth-Germania.</p>
cu palete cu dublă acțiune	<p>F</p>	<p><math>Q_{min}/max=50-950</math> [l/min]  <math>P_{min}/max=10-22</math> [MPa]  <math>n=50-3000</math> [rot/min]  <math>\eta =0,8-0,93</math>  <math>M=200-1000</math> [daNm]            I.M.Plopeni            Rolstar            Osvald Forst;            Recine SUA;            Dowthy-Herign;            Vickers-SUA;            Rexroth-Germania.</p>
Lent cu pistoane rotative tip HARTMAN	<p>G</p>	<p><math>P_{min}/max=15-20</math> [MPa]  <math>n_{min} \max=1-1</math> [rot/min]  <math>M=700-3000</math> [daNm]            HARTMAN</p>
tip ROLLSTAR	<p>H</p>	<p>idem J            ROLLSTAR</p>

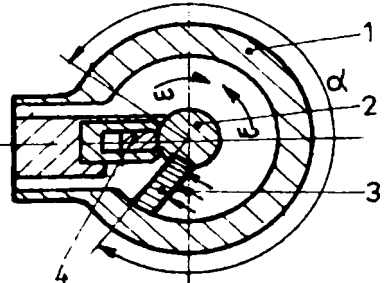
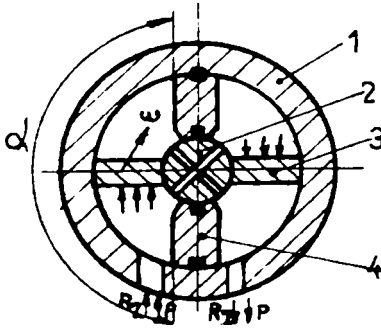
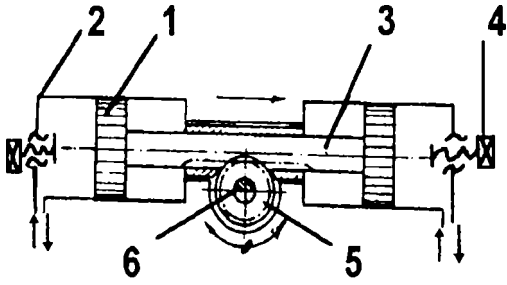
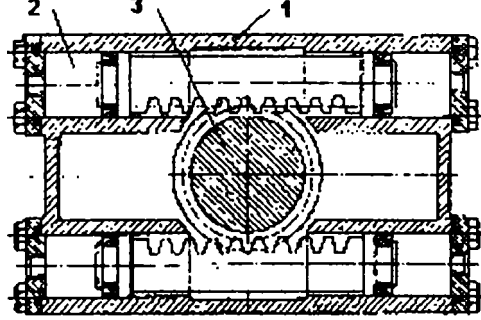
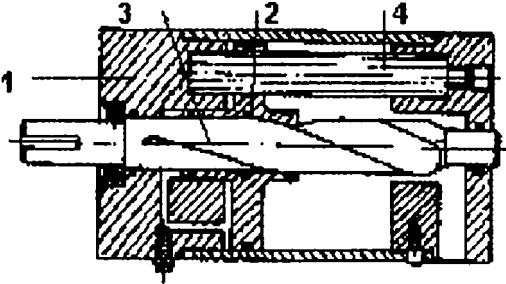
Tabelul 3.1. continuare

Tipul motorului	Schema de principiu	Caracteristici principale ; Firme constructoare
cu loburi	<p>I</p> 	<p><math>Q_{min}/max=50-2000</math> [l/min]  <math>P_{min}/max=1,6-3</math> [MPa]  <math>n_{min}/max=800-1500</math> [rot/min]  <math>\eta=0,7-0,8</math>  <math>M=10-100</math> [daNm]  I. Steaua Roșie București  Danfos-Germania</p>
cu angrenaj evolventic exterior birotor	<p>J</p> 	<p><math>Q_{min}/max=10-3500</math> [l/min]  <math>P=6,3-30</math> [MPa]  <math>n_{min}/max=400-3000</math> [rot/min]  <math>\eta=0,7-0,91</math>  <math>M=15-180</math> [daNm]  I.M.P. Ploeni  S.C. Mefin Sinaia  Keelavite; Bosch; Hidreco;  Plessey; Vickers.</p>
cu angrenaj evolventic interior	<p>K</p> 	<p><math>Q_{min}/max=10-1000</math> [l/min]  <math>P_{min}/max=6-20</math> [MPa]  <math>n_{min}/max=500-3000</math> [rot/min]  <math>M=10-4000</math> daNm  <math>\eta=0,7-0,91</math>  M.V.N. RUSIA; Dowty;  Plessey; Bosch;  I.M. Ploeni;  Vickers-SUA.</p>

Tabelul 3.1. continuare

Tipul motorului		Schema de principiu	Caracteristici principale ; Firme constructoare
LINIARE	cu simplă acțiune	M 	$p_{min}/max=10-16$ [MPa] cursa=25-2000 [mm] F=7000-25000 [daN] S.C. Plopeni; S.C. Hyperion Ștei; I.E.H. Râmnicu Vâlcea; I.M. Timișoara; I.M.E.H. Galați; Rexroth-Germania; Bosch-Germania.
	cu dublă acțiune -tijă unilaterală -tijă bilaterală	N 	$p_{min}/max=10-32$ [MPa] cursa =25-3200 [mm] F=7600-490000 [daN] S.C. Plopeni; S.C. Hyperion Ștei; I.E.H. Râmnicu Vâlcea; I.M. Timișoara; I.M.E.H. Galați; Rexroth-Germania; Bosch-Germania.
	cu frânare la capete de cursă	O 	$p_{min}/max=10-32$ [MPa] cursa = 60-160 [mm] F=5900-64300 [daN] S.C. Plopeni; S.C. Hyperion Ștei; I.E.H. Râmnicu Vâlcea; I.M. Timișoara; I.M.E.H. Galați; Rexroth-Germania; Bosch-Germania.
	telescopic	P 	$p_{min}/max=10-32$ [MPa] cursa=400-11000 [mm] F=4400-11300 [daN]

Tabelul 3.1. continuare

Tipul motorului		Schema de principiu	Caracteristici principale ; Firme constructoare
OSCILANTE	cu o aletă	Q 	$\alpha < 360^\circ$ $r = 6,3-20$ [MPa] $\eta = 0,6-0,7$ $M =$ pînă la 400 [daNm] DawP2ty-Herion; XLO-SUA; Fridenbo-Norvegia.
	cu două palete	R 	$\alpha < 180^\circ$ $P = 6,3-20$ [MPa] $\eta = 0,6-0,7$ $M =$ pînă la 800 [daNm]
	pinion cremalieră simplă	S 	$\alpha \leq 360^\circ$ $r = 6,3-32$ [MPa] $\eta = 0,6-0,7$ $M =$ pînă la 2650 [daNm] Atos-Italia; Hydro-Standard; Rexroth-Germania; Pleiger-Germania.
	cu pinion cremalieră dublă	T 	$\alpha \leq 360^\circ$ $P = 6,3-32$ [MPa] $\eta = 0,6-0,75$ $M =$ pînă la 2650 [daNm] UNITA-Italia; Rexroth-Germania.
	cu piston și șurub	U 	$\alpha < 360^\circ$ $r = 6,3-32$ [MPa] $\eta = 0,6-0,7$ $M =$ pînă la 2600 [daNm]



### 3.2.3. Echipamente de distribuție (distribuitoare)

#### 3.2.3.1. Introducere

Echipamentul de distribuție îndeplinește funcția de asigurare a alimentării motorului hidraulic cu fluid, în cantitatea și la presiunea necesară pentru o funcționare optimă a acestuia la parametrii de efort și mișcare programată.

Cu ajutorul distribuitorului se comandă pornirea, oprirea și direcția curentului mediului hidraulic determinând astfel ca efect final direcția de mișcare sau poziția de oprire a unui consumator

Acțiunile distribuitorului sunt urmări ale unor comenzi exterioare ce pot fi: manuale, mecanice, electrice, pneumatice, hidraulice sau electrohidraulice. Distribuitorii pot fi considerați elemente ce permit realizarea condițiilor dintre circuitul de comandă și cel de forță.

Echipamentul de distribuție trebuie să asigure o inversare liniștită fără șocuri, un timp minim de inversare, pierderi minime de putere și o poziție precisă a organului inversat în punctele finale.

Din punct de vedere al caracteristicii mișcării echipamentele de distribuție pot fi subîmpărțite în echipamente de distribuție pentru funcționare discretă sau continuă (analogică). Din prima categorie fac parte distribuitorii clasici cu una, două, trei, sau mai multe poziții, având două, trei sau mai multe canale de legătură cu restul echipamentelor, care funcționează pe principiul "totul sau nimic" (tehnică "alb-negru") și sunt utilizați în acționarea hidraulică secvențială, neavând posibilitatea de control și reglaj al vitezelor.

În acționarea RI cele mai utilizate distribuitorii clasici sunt distribuitorii cu sertare (pistonaș) datorită unor avantaje ca: formă constructivă relativ simplă; randament de cuplare mai mare; o foarte bună echilibrare a presiunii, deci forțe de acționare reduse; pierderi mici; mari multitudini de funcții de comandă.

În figura 3.3. [C1] [C2] [C3] se prezintă principalele tipuri de distribuitorii cu sertar longitudinal, diferențiate prin sistemul de comandă. Comanda poate fi realizată prin curent continuu cu electromagneți cu cuplare în aer sau ulei (1) și (2), (figura 3.3.a.), prin curent alternativ cu electromagneți cu cuplare în aer sau ulei (1) și (2) (figura 3.3.b.), sau comandă fluidică (pneumatic sau hidraulic) prin pistonașele (1) și (2) (figura 3.3.c.). Sertărașul (3) este menținut în poziție inițială de echilibru de către arcurile (4). Acești distribuitorii sunt produse de firmele: Rexroth, Bosch, Moog, Vickers, Balanța Sibiu, etc.

Distribuitorii cu mărimi nominale  $D_n$  mai mari adică puteri hidraulice sporite ( $P=p \times Q$ ) se execută în construcție pilotată. Motivul este forța de acționare necesară pentru deplasarea sertarului mult mai mare.

În principal un distribuitor pilotat este format dintr-o supapă principală (distribuitor) comandat hidraulic și o supapă (distribuitor) de comandă cu supapă pilotată electric, pneumatic sau hidraulic.

În figura 3.4.(a,b) se prezintă două tipuri de distribuitorii cu sertare pilotate comandate electrohidraulic, produse de firma Rexroth [C1].

- a. Distribuitor de comandă cu supapă pilotată electric
- b. Distribuitor de comandă cu supapă pilotată hidraulic

Supapa pilotată este un distribuitor 4/3 (patru căi, trei poziții) centrat cu arcuri. Supapa de pilotare este alimentată cu lichid de comandă prin orificiul (5) cu aducție internă sau externă. Dacă se acționează electromagnetul din dreapta, acesta împinge pistonul spre stânga.

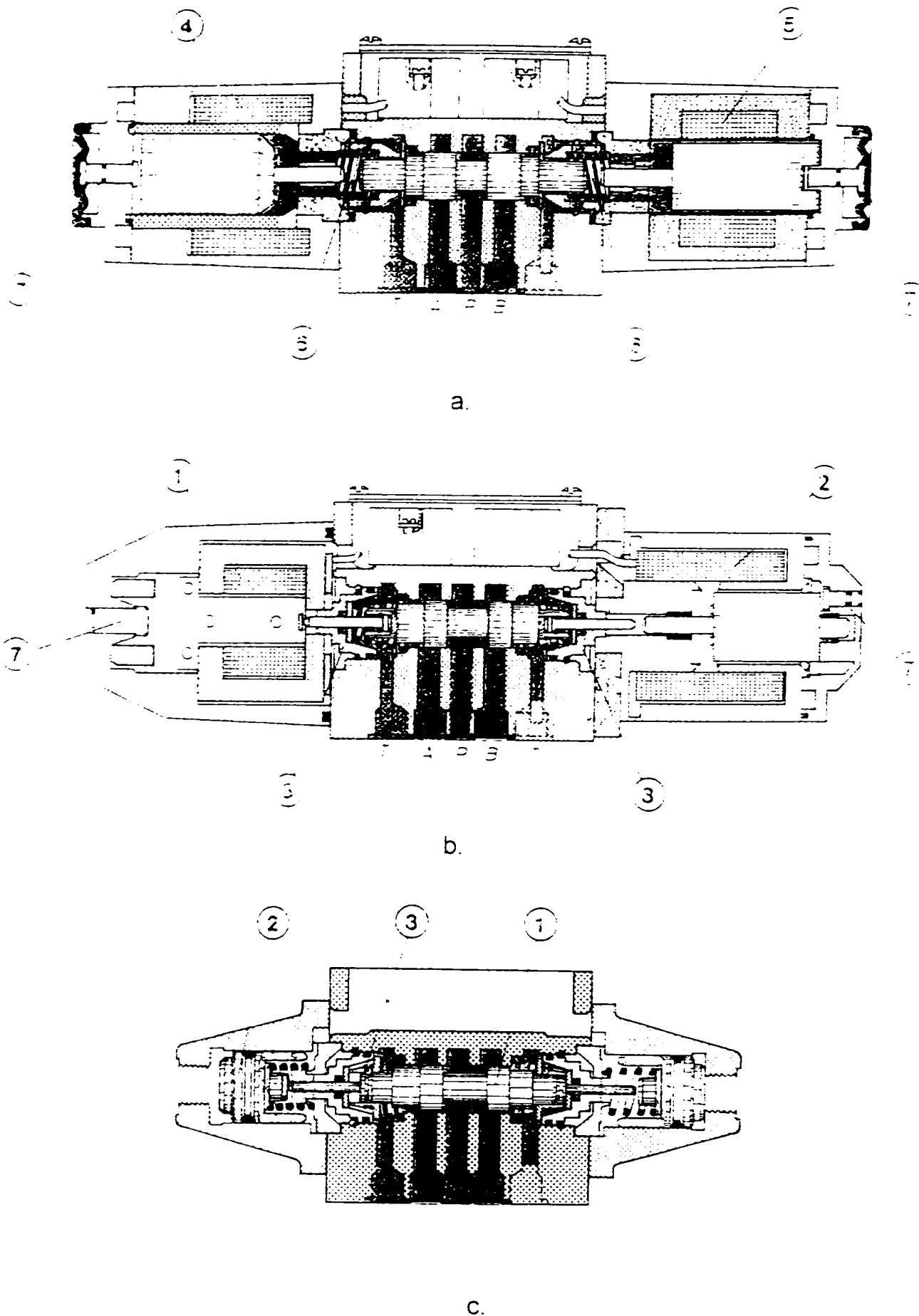


Fig.3.3. echipamente de distribuție discrete cu sertar :  
 a - cu comandă electrică prin curent continuu;  
 b - cu comandă electrică prin curent alternativ;  
 c - cu comandă hidraulică (sau pneumatică).

În camera (6) pătrunde presiunea de comandă, iar camera (7) este pusă în legătură cu rezervorul, astfel încât sertarul (3) (pilotat) va fi deplasat spre dreapta, realizându-se legăturile A-T și P-B. Comutarea pentru poziția stânga de cuplare se efectuează la fel. În figura 3.4.b. se prezintă un distribuitor cu sertar pilotat electrohidraulic centrat de presiune.

În acest caz camerele de comandă (6) și (7) sunt legate permanent la presiunea de comandă hidraulică prin poziția centrală a supapei de pilotare, realizând echilibrul supapei pilotate (3) (pistonaș). Arcurile elicoidale au rolul de a menține centrarea pistonașului (3) la montarea pe verticală a distribuitorului, în lipsa presiunii de comandă.

De exemplu, la comanda electromagnetului din dreapta, pistonul de pilotare va fi deplasat spre stânga, astfel încât camera (6) rămâne racordată la presiunea de comandă, iar camera (7) va fi pusă în legătură cu rezervorul. Pistonașul (3) se va deplasa sub acțiunea forței de presiune spre dreapta. La eliminarea excitației electromagnetului, supapa de pilotare revine în poziția centrală și camera (7) va fi din nou pusă sub presiune de comandă, realizându-se centrarea pistonașului (3). Comanda se poate face extern prin racordul X, sau intern prin racordul (12) de la presiunea de acționare.

La cele două tipuri de distribuitoare prezentate, pentru reglarea timpului de cuplare se utilizează o supapă dublă de reținere (16), montată între supapa de pilotare și supapa pilotată (principală). Prin aceasta se strangulează secțiunea de trecere a lichidului condus la, sau evacuat din camerele de comandă, influențându-se astfel timpul de cuplare al sertarului, respectiv timpul de răspuns.

Aceste tipuri de distribuitoare sunt produse și la noi în țară, la Sibiu, după licență Bosch.

Echipamentele de distribuție cu funcționare continuă, care au căpătat o răspândire din ce în ce mai mare în ultima vreme, au apărut sub denumirea de servodistribuitoare, servovalve, sau distribuitoare proporționale, utilizându-se în special în sistemele de reglare automată

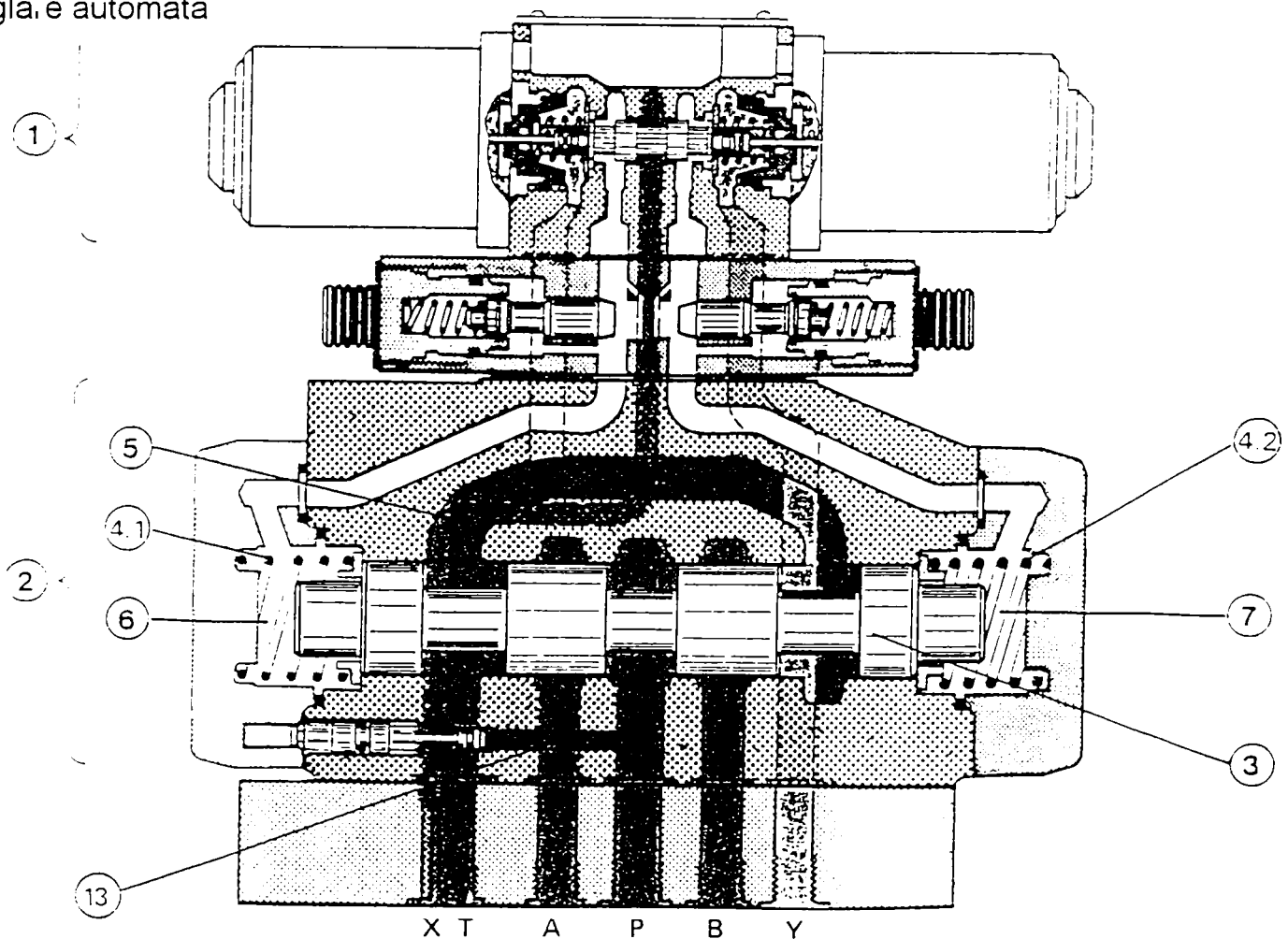


Fig.3.4.a. Element de distribuție pilotat electric.

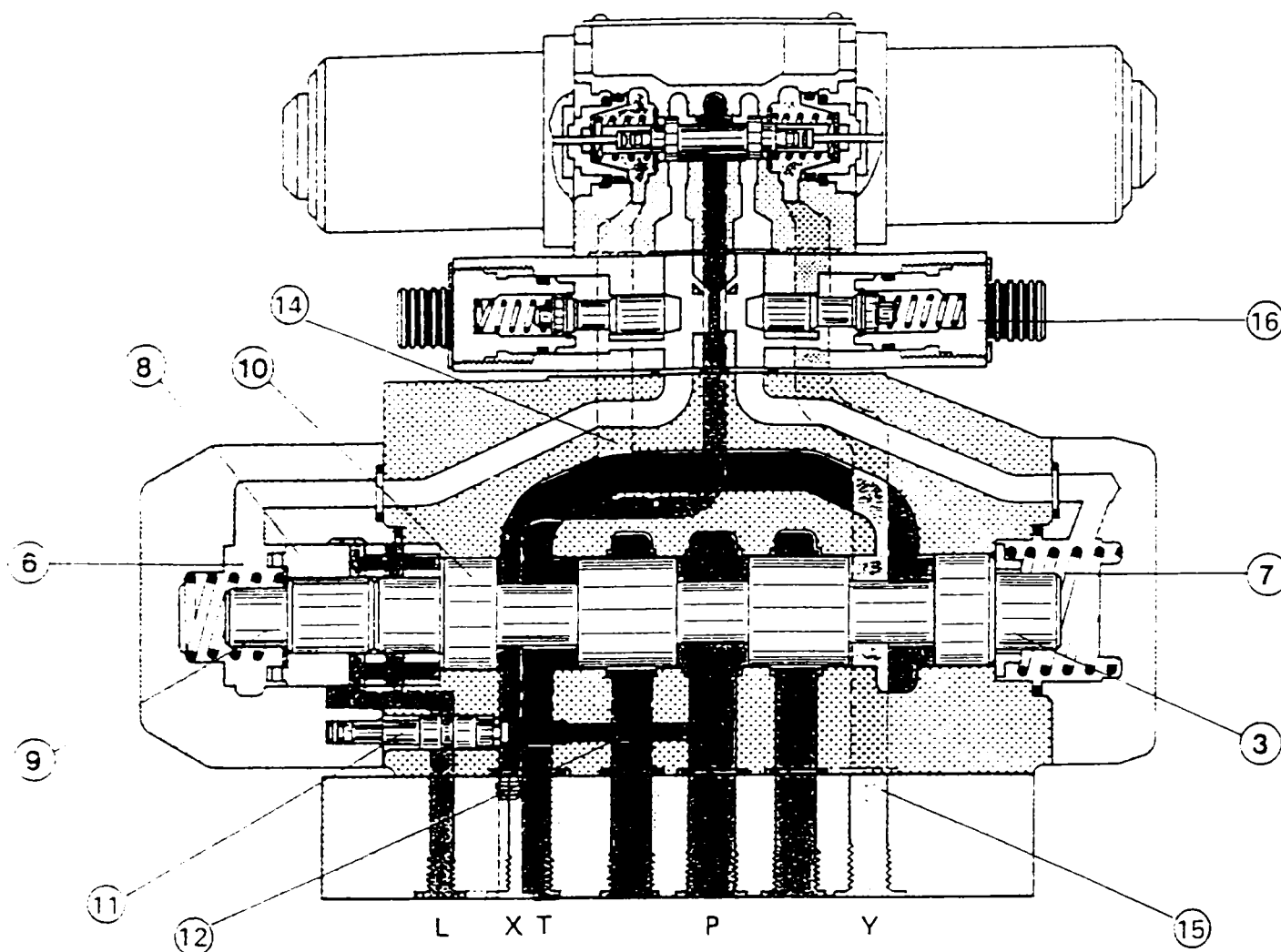


Fig.3.4.b. Element de distribuție pilotat hidraulic.

### 3.2.3.2. Servodistribuitoare [C1] [C2] [C4] [D2] [O5]

Servodistribuitorul are la bază servoventilul, echipament apărut prin anii 50 în SUA și URSS. utilizat inițial în tehnica aerospațială, care a fost combinat cu distribuitoare generos dimensionate (ca trepte de putere) a căror sertare pot ocupa poziții intermediare de droselizare. Cu acest pas a apărut de fapt conceptul de ventil proporțional (servodistribuitor).

Până pe la începutul deceniului opt când au apărut ventilele comandate cu electromagneți proporționali, servodistribuitoarele erau singurele echipamente care asigură funcția de proporționalitate.

Servodistribuitoarele folosesc un convertor electro-mecanic în majoritatea cazurilor de tip motor de cuplu și mai rar motorul electro-dinamic, iar în cazuri foarte rare convertori pneumo-mecanici [D2] [O5]. Servodistribuitoarele se pot realiza cu una, două sau trei trepte de amplificare. Prima treaptă de amplificare hidraulică este în majoritatea cazurilor o combinație de semipunți tip B+B [16], realizată cu ajutorul rezistenței de tip duză-clapetă. Reacția de poziție pentru sertarul treptei a doua poate fi de tip: barometric, mecanic sau electric. Servosistemul cu comandă, analogică (continuă) utilizând un servodistribuitor cu două trepte de amplificare este prezentat în fig. 3.5.

Principiul de lucru este următorul: Semnalul de comandă sub forma unei tensiuni  $U_c$  intră în convertorul electromecanic cu magnet permanent, elementul mobil al acestuia (clapetă) suferind o deviație de la poziția de echilibru static proporțională cu mărimea



semnalului de comandă. Prin aceasta se modifică valoarea celor două rezistențe duză-clapetă, în sistem diferențial, ceea ce asigură presiuni diferite în camerele de comandă ale sertarului (SD) al servo-valvei, care se pune în mișcare modificând valoarea fanțelor

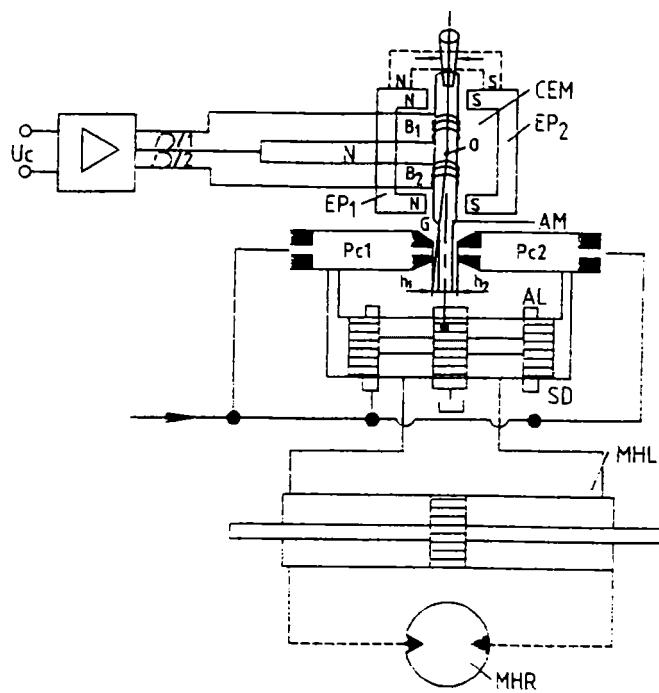


Fig.3.5. Servosistem electro-hidraulic analogic.

de comandă a debitului spre camerele motorului hidraulic (MH). Elementul mobil al motorului se pune în mișcare, deplasarea lui fiind asistată de un traductor de deplasare linear sau rotativ, al cărui semnal este comparat cu cel programat, iar la coincidență tensiunea de comandă  $U_c$  se anulează, sistemul intrând din nou în starea de echilibru hidrostatic. Pentru o anumită valoare a tensiunii de comandă  $U_c$  armătura mobilă a motorului torsional se rotește cu un unghi  $\theta$ , cele două rezistențe hidraulice își modifică valorile și prin diferența de presiune  $\Delta p = p_{c1} - p_{c2}$  sertarul distribuitorului se pune în mișcare în sensul anulării rotației armăturii motorului torsional, deplasarea fiind bine determinată, coresuzând unui anumit debit  $Q$  spre motorul hidraulic și deci o anumită viteză liniară sau unghiulară a acestuia.

Aparatura de tip servo (servodistribuitoare) se caracterizează prin aceea că mărimea lor de intrare de natură electrică are o mică putere (de ordinul  $1/10$  W), iar mărimea de ieșire este de natură hidraulică (debit și presiune) de ordinul kW.

Specificarea și selectarea servovalvelor este una din problemele cele mai importante ale proiectantului de sistem. Utilizarea lor în acționarea hidraulică a RI este dictată de necesitatea acționării asupra parametrilor cinematici (deplasare, viteză, accelerație) și/sau dinamici (forță, moment) și a controlului automat al acestor parametri.

Prin aceasta s-a impus conceptul de reglare, care presupune menținerea mărimii de ieșire a sistemului într-o dependență față de o mărime de intrare, sistemul numindu-se "Sistem hidraulic de reglare automată" sau "Servosistem".

Structura unui astfel de servosistem este prezentată în fig. 3.6 [14].

În figura 3.7. se prezintă o servovalvă cu o treaptă de amplificare formată din motorul de comandă (1) și amplificatorul hidraulic (2), de tip ajutor-clapetă dublu. În figura 3.7.b. se arată diagramele privind modificarea de presiune funcție de curentul de intrare [C1].

Servovalva a fost realizată și la noi în țară la I.C.S.I.T. M.U. Titan București, Electrotimiș, Tmișoara și I.E.H. Râmnicu Vâlcea.



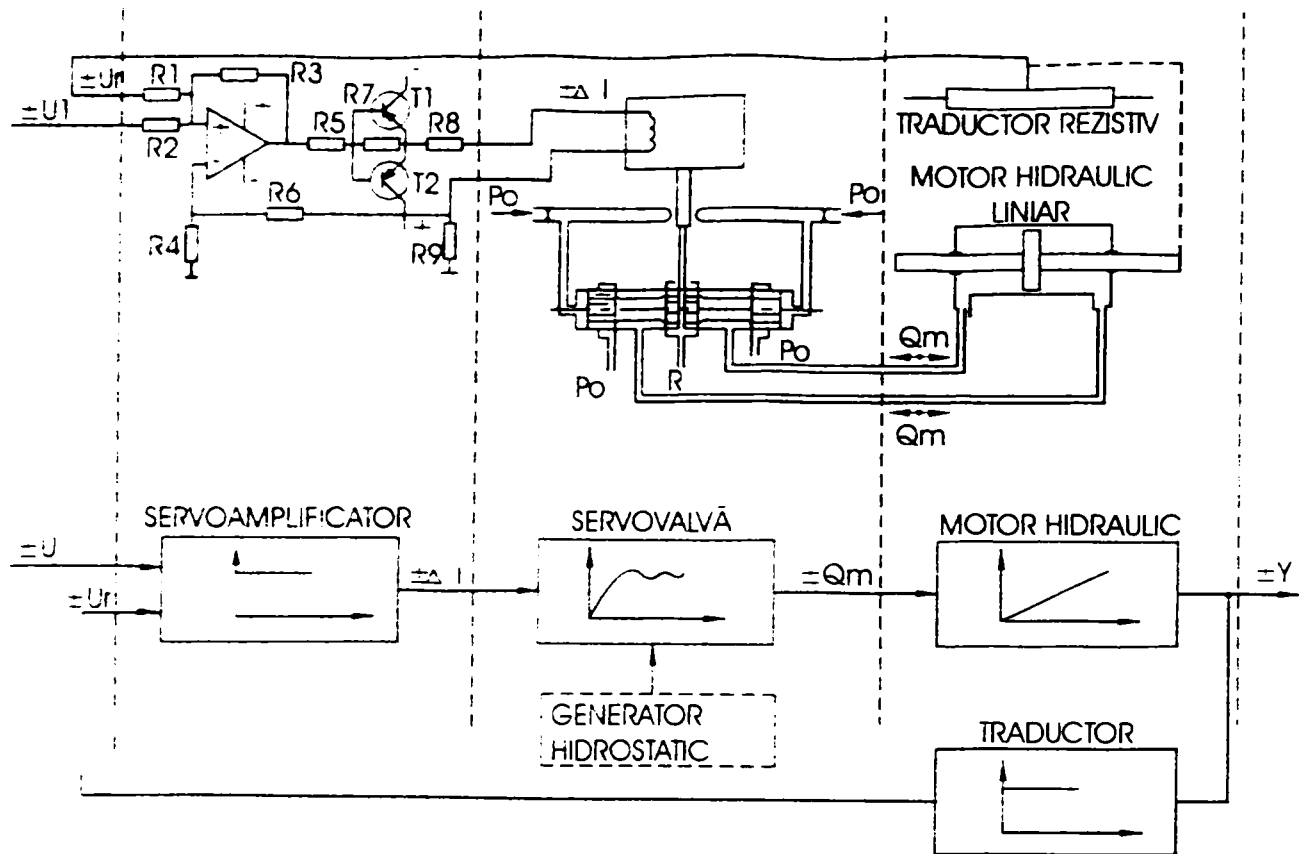


Fig. 3.6. Schema bloc a unui servosistem elctrohidraulic.

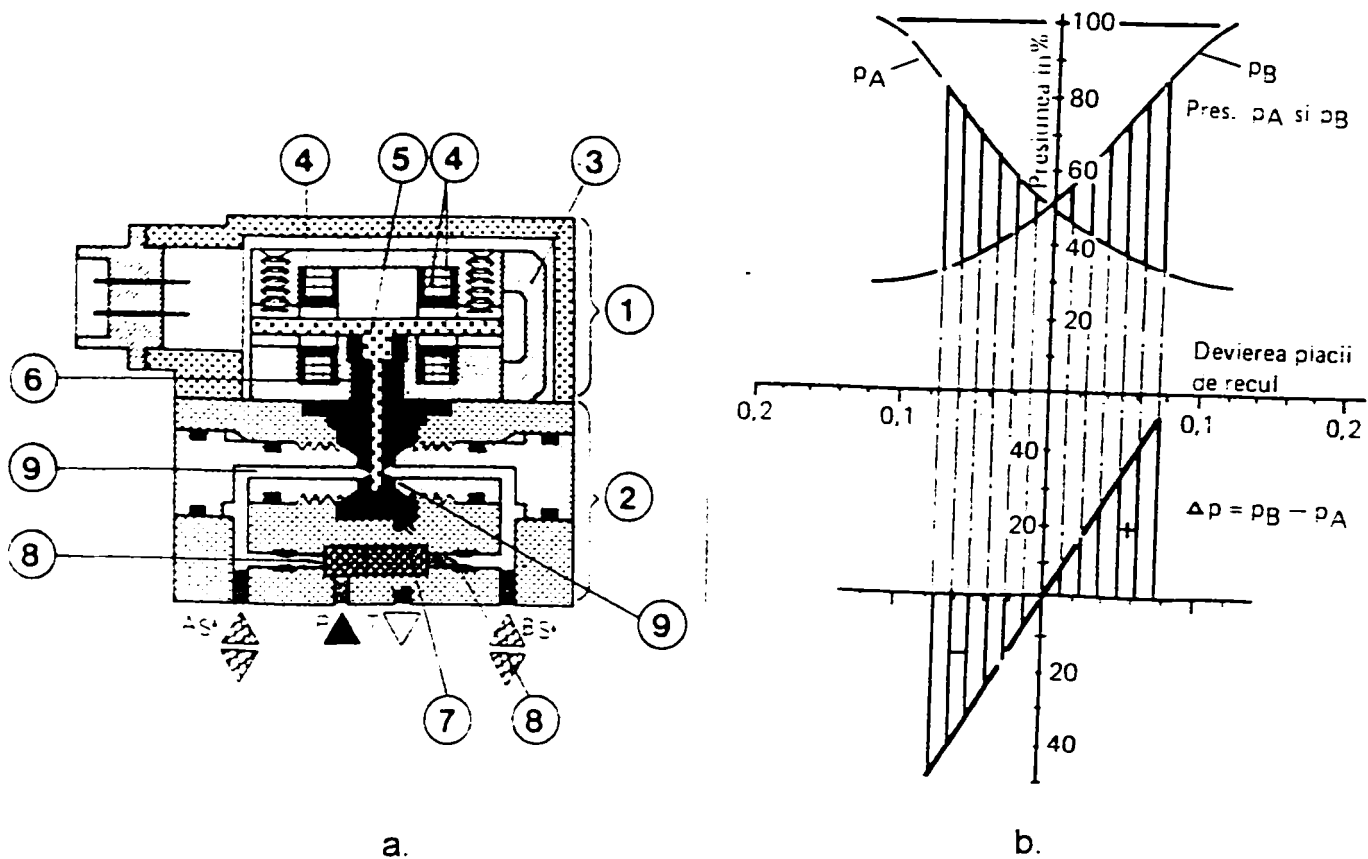


Fig.3.7. Servovalvă cu o treaptă de amplificare :  
a - schemă de principii; b - caracteristici presiune-depl sare clapetă.

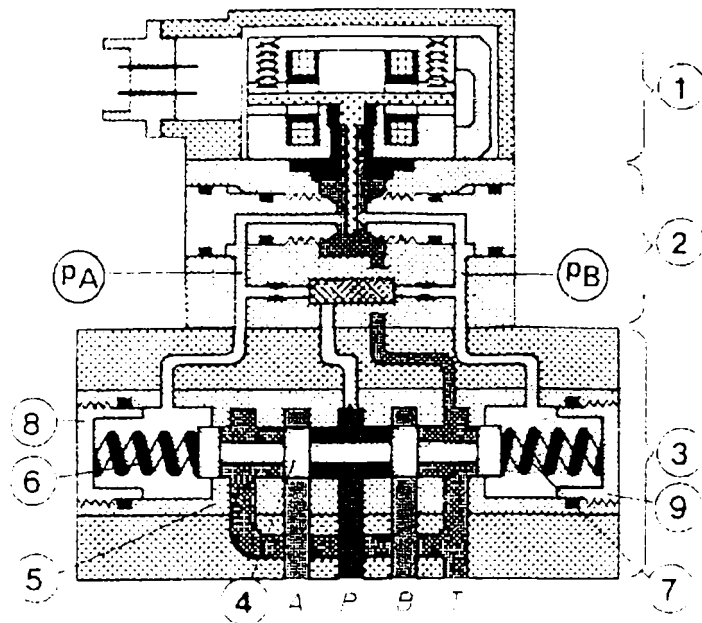


Fig 3.8. Servovalvă cu două trepte de amplificare, centrare prin arcuri

Reacția internă pentru poziționarea sertarului principal (9) se realizează pe cale electrică, cu ajutorul traductorului de poziție (4) [C1] [D2] [O5]. Etajul (1) de amplificare se realizează de către motorul de cuplu (5), clapeta (6) și rezistențele hidraulice ajută-clapetă (7). Etajul (2) de amplificare se realizează de către sertărașul (8). Aceste servovalve se utilizează pentru amplificări mari de putere (debite de până la 3000 l/min) [D2] [O5].

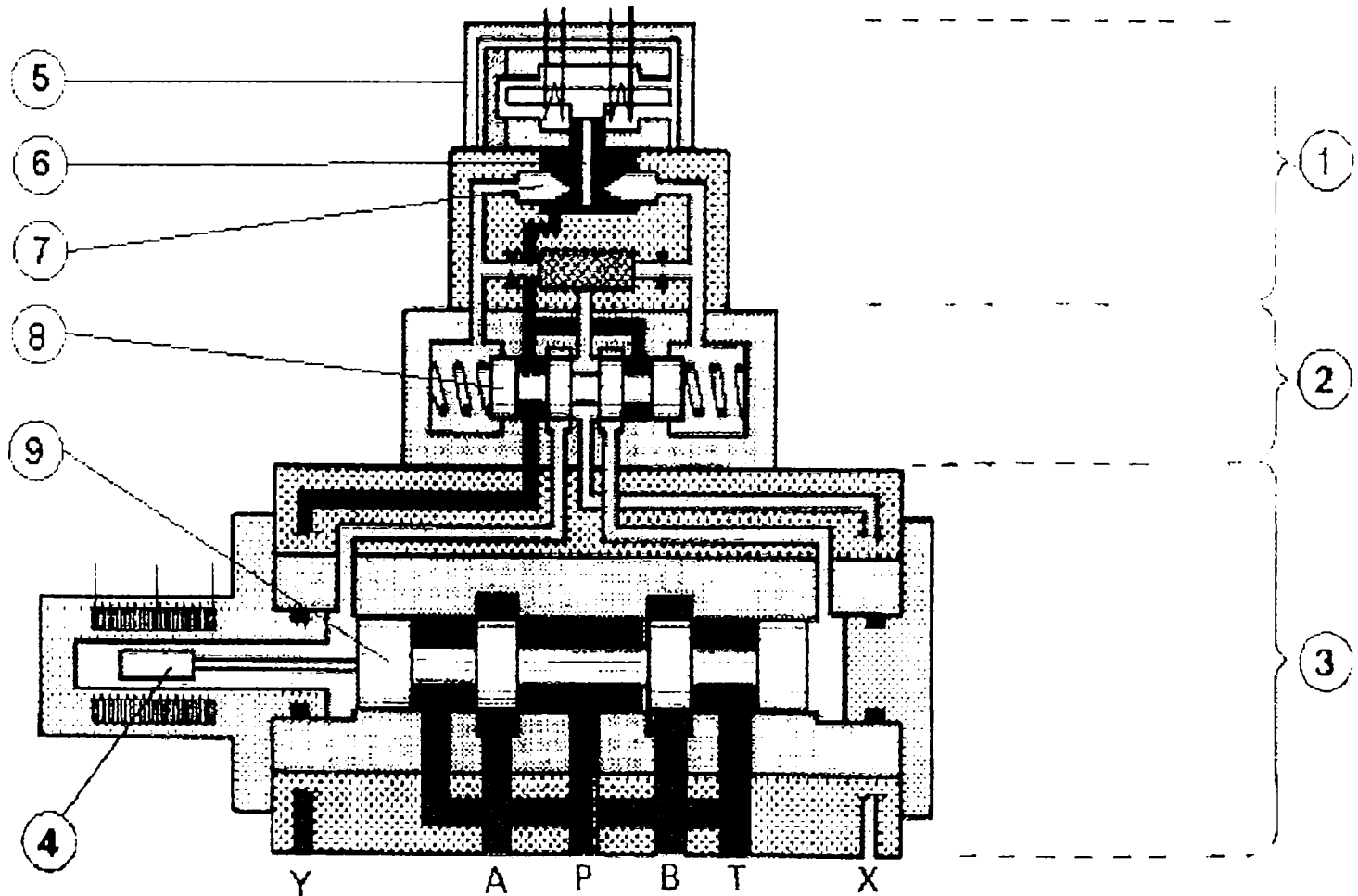


Fig. 3.9. Servovalvă cu trei trepte de amplificare și reacție electrică.

### 3.2.3.4. Distribuitoare proporționale [C1] [D2] [O5] [T5]

Distribuitorii proporționali, prezintă o nouă direcție pe care s-a dezvoltat hidraulica proporțională, eliminând neajunsurile servodistribuitorilor (servovalvelor).

Utilizarea distribuitorului proporțional duce la o însemnată economie de echipamente hidraulice clasice (drosele, distribuitoare de comutație etc.). Prin reglabilitatea după program a variației secțiunilor de droselizare se realizează și controlul variației vitezelor. Convertorul electro-mecanic pentru aceste echipamente este electromagnetul proporțional (E.M.P). Rezistența hidraulică cea mai utilizată este cea cu sertar cilindric. Pentru distribuitoare cu dimensiuni reduse sub Dn10, se realizează acționarea directă, iar pentru distribuitoare cu Dn peste 10mm este necesară pilotarea sertarului principal. Echipamentele proporționale realizează reglarea debitului sau presiunii pe baza unei legi de proporționalitate între mărimea de intrare de tip electric (curent) și mărimea de ieșire de tip hidraulic (debit sau presiune). Utilizarea acestor echipamente permite o mai mare elasticitate în funcționarea instalațiilor deservite ca și în obținerea unei precizii mai ridicate, datorită posibilităților de reglare continuă a mărimilor de interes și a creșterii capacității de control și automatizare.

Un tip de distribuitor din variantele Dn6 și Dn10 " cu acțiune directă produs de firma Bosch se prezintă în figura 3.10.a. [C4].

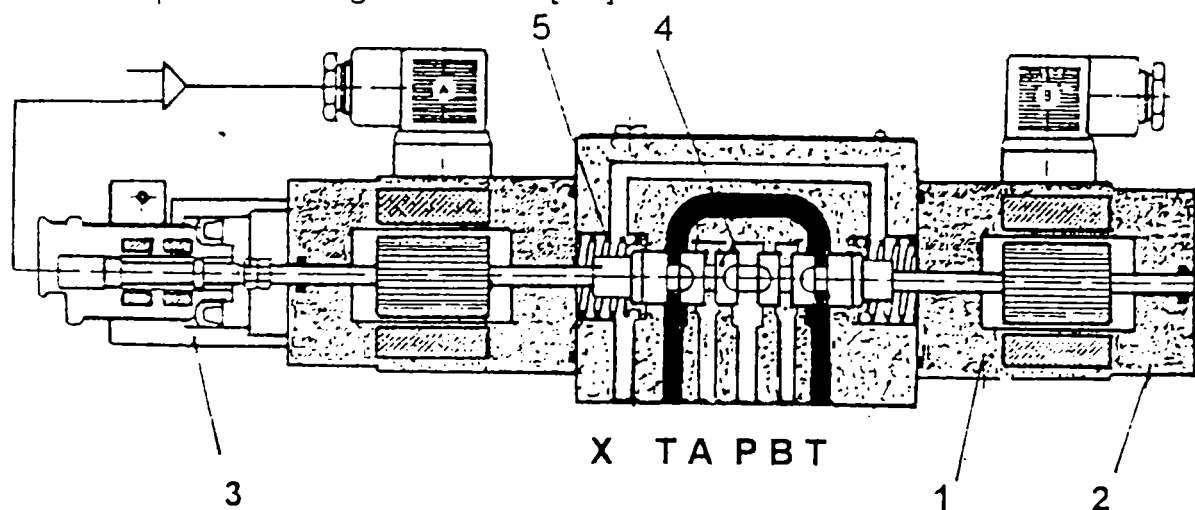


Fig.3.10.a. Distribuitor proporțional cu acțiune directă.

Pistonașul (4) este menținut în echilibru de către arcurile (5). Comanda se realizează cu electromagneții proporționali (2), deplasarea fiind urmărită de traductorul de poziție (3). Fiecărei valori a semnalului de comandă a electromagneților îi corespunde o poziție a pistonașului (4), respectiv o anumită secțiune de trecere a uleiului, deci un

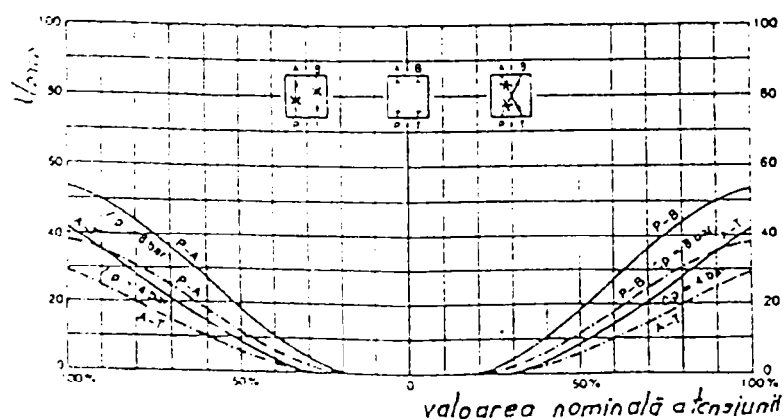


Fig. 3.10.b. Diagrama debit-mărime de intrare.

anumit debit spre cele două camere ale motorului hidraulic. În figura 3.10.b se prezintă dependența debit - mărime de intrare pentru acest distribuitor.

Pentru debite mari (este 80-100 l/min) se utilizează distribuitori proporționali pilotate, deoarece se necesită secțiuni de trecere, respectiv deplasări în sertar și forțe de acțiune ale acestuia de mărimi corespunzătoare. Comanda directă electromecanică (E.M.) a sertarului distribuitorului în acest caz

este neeconomică. Se folosește în acest caz comanda hidraulică cu ajutorul unui ventil proporțional pilotat.

În figura 3.11 se prezintă un distribuitor proporțional realizat de firma Rexroth [C5] [D2] [O5]

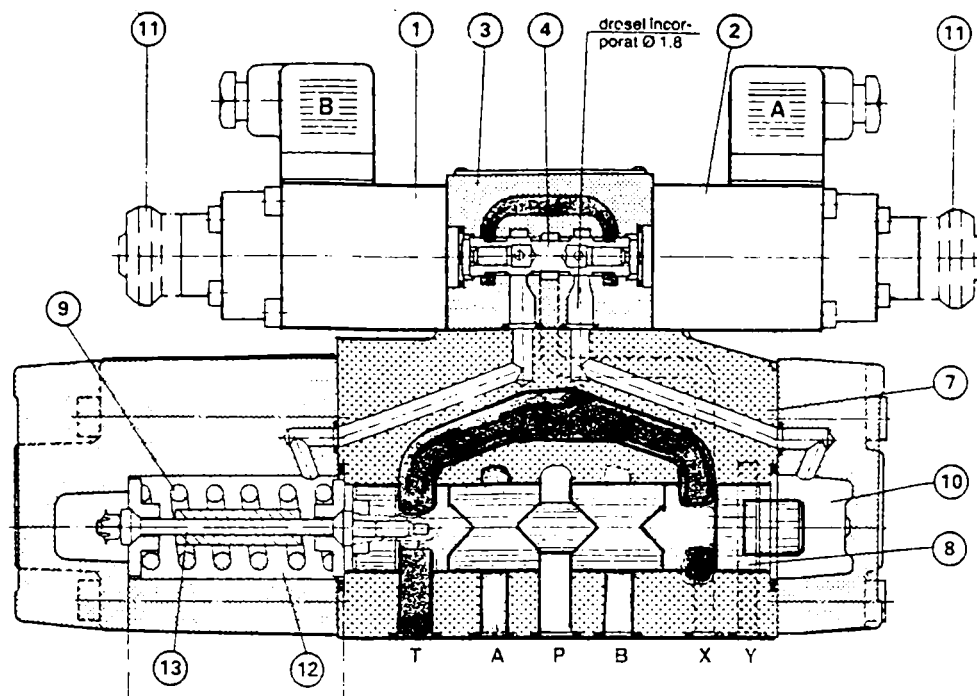


Fig. 3.11. Distribuitor proporțional pilotat produs de firma Rexroth.

Pilotarea se realizează de către piloții (1) și (2), acționați de către electromagneții proporționali (E.M.P.) (11), ce pot modifica diferența de presiune de pe fețele laterale ale pistonului principal (8) (camerele 10,12), de unde rezultă proporționalitatea curent – debit. Centrarea în poziție mediană se realizează cu un arc unilateral (9). Legătura între piloți (ventilele 1 și 2) se poate realiza mecanic sau electric.

Acest tip de distribuitor a fost utilizat pentru comanda unei axe de translație la robotul RH10 realizat la Univ. Oradea [T12].

În fig.3.12.a se prezintă un distribuitor proporțional pilotat cu revenire electrică realizat de firma Bosch, [C4] [O5] iar în fig.3.12.b caracteristicile de frecvență ale acestui distribuitor cu Dn25.

În fig.3.13. se prezintă un distribuitor proporțional pilotat cu patru căi tip 4WRZ16E., centrare prin arcurile (10) și (11) [C1] [C5] [D2]. În principal este format din carcasa (3), pistoanașe de pilotare (4) și (5), magneți proporționali (6) și (7), sertarul principal (9). Aceste distribuitoare sunt realizate cu Dn = 10...32, presiuni de lucru până la 350 bari și debite de tranzit până la 1200 l/min. Pentru pornire se necesită un amplificator electronic.

Creșterea performanțelor și a gradului de automatizare a mașinilor și utilajelor necesită din ce în ce mai mult circuite de reglaj automat. Astfel în cadrul roboților industriali se utilizează circuite de reglaj a poziției, a vitezei / turației. Sarcina unui astfel de circuit este de a menține constante unul sau mai mulți parametri cum sunt poziția, viteza, atunci când variază mărimile perturbatoare. Modul de realizare a acestor performanțe vor fi scoase în evidență prin modelarea și simularea sistemului de reglaj utilizat în cadrul robotului RH10 în capitolul 7 și prin rezultatele experimentale ale funcționării axei de translație prezentate în capitolul 8.

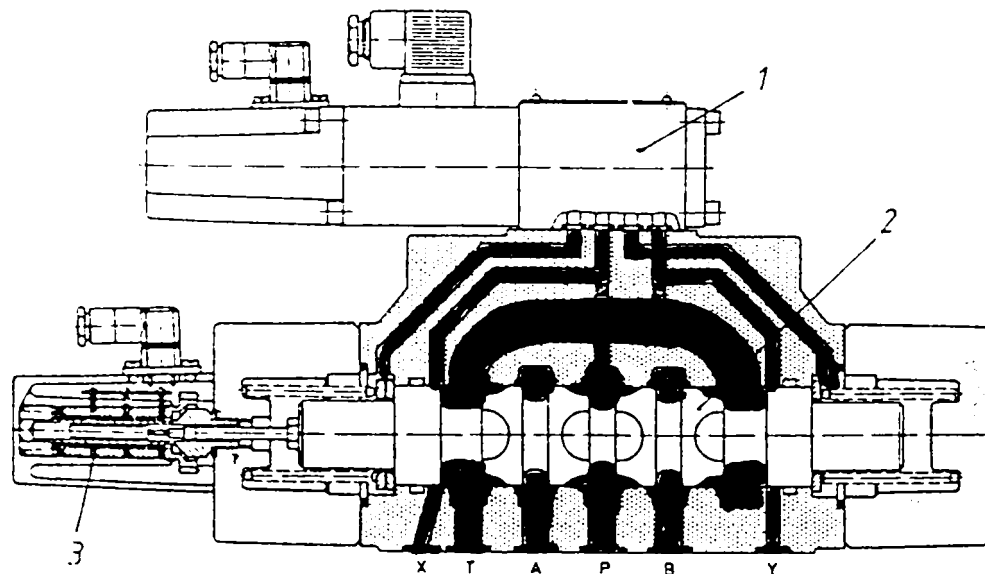


Fig.3.12.a. Distribuitor proporțional pilotat produs de firma Bosch.

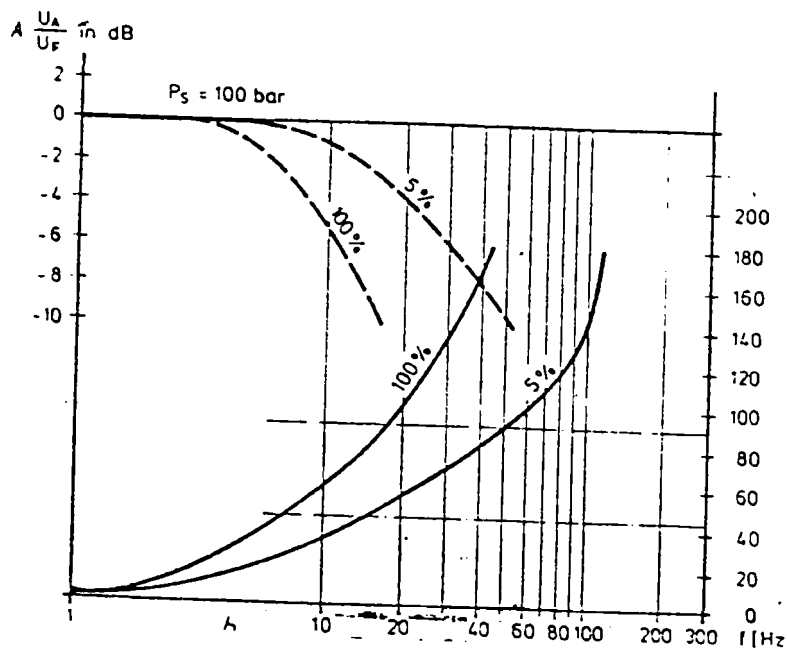


Fig. 3.12. b. Caracteristici de frecvență.



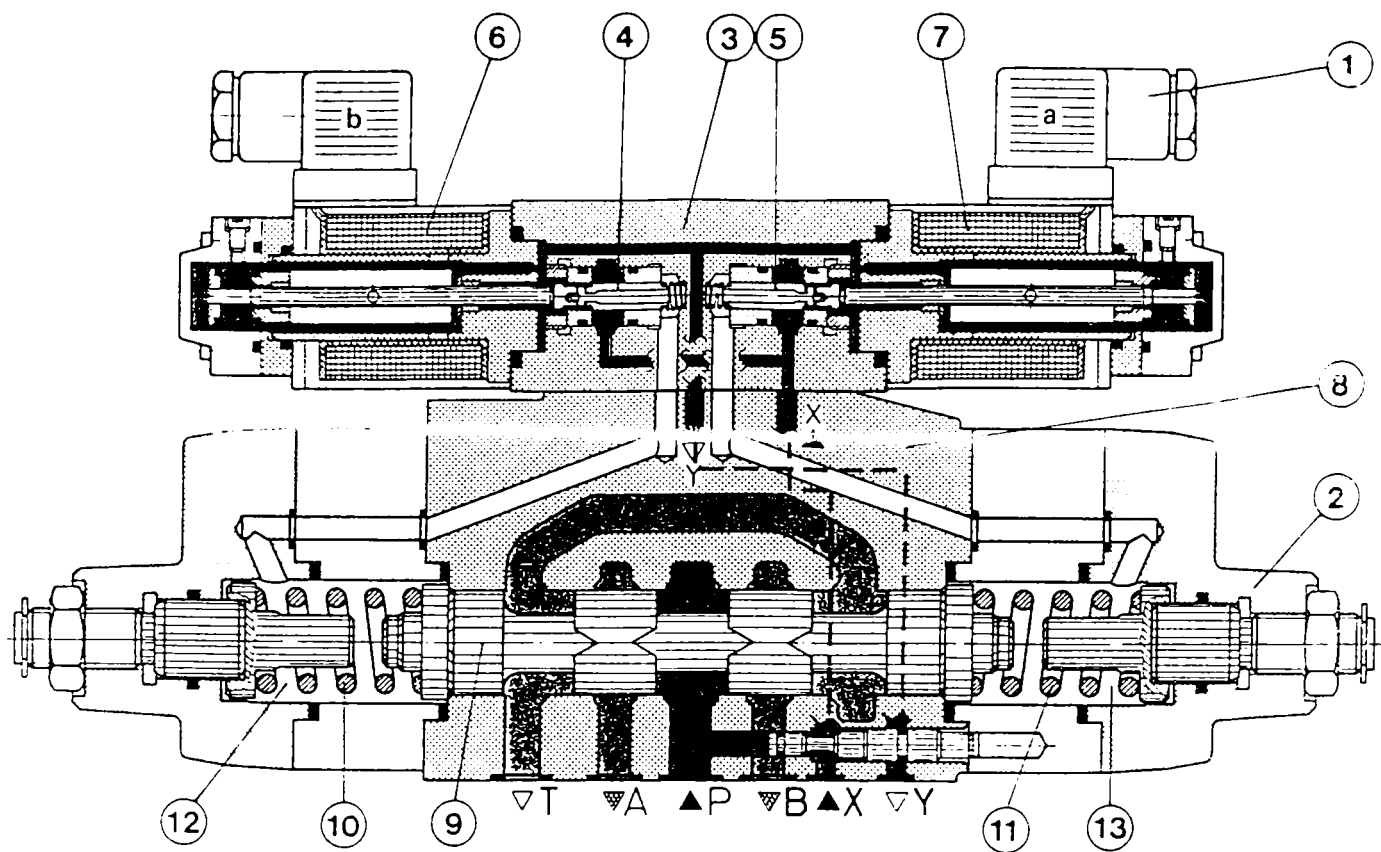


Fig.3.13. Distribuitor proporțional pilotat produs de firma Rexroth.

## CAPITOLUL 4

### *Stadiul actual al cercetărilor și construcției roboților industriali acționați hidraulic*

#### 4.1. Introducere

Roboții industriali trebuie să răspundă cerințelor funcționale de realizare a cinematicii mișcării impuse (precizia de poziționare, viteza de deplasare), a preluării sarcinii utile în condiții dinamice, a unei bune fiabilități și în anumite cazuri, a lucrului în medii neprietenoase față de om.

Din aceste motive structura mecanică a roboților industriali, față de structurile din alte domenii ale tehnicii trebuie să întrunească o serie de condiții specifice cum sunt:

- suplețe constructivă, înțelegând prin aceasta o structură mecanică minimală, formată din elemente fixe și mobile, de gabarit cât mai mic și greutatea redusă în condițiile asigurării unei rigidități statice și dinamice cât mai bune; suplețea structurii mecanice mai implică și utilizarea ca surse de energie mecanică a unor motoare performante, cu indice energetic cât mai ridicat:

- consum energetic redus, aceasta impunând utilizarea unor tipuri de ghidaje și lagăre ce introduc forțe și momente de frecare cât mai reduse;

- asigurarea unei rigidități și a unei precizii de acționare sporite, prin utilizarea soluțiilor și a elementelor specifice de reglare sau eliminare a jocurilor;

- asigurarea stabilității structurii mecanice la acțiunea unor factori perturbatori externi:

- asigurarea condițiilor de protecție a muncii, atât în situațiile normale de funcționare cât și în cele de întrerupere accidentală a alimentării cu energie;

- utilizarea unor elemente de siguranță și protecție la suprasarcina de exploatare și suprasolicitări accidentale.

Condițiile arătate mai înainte a impus realizarea unor construcții robuste, dar cu o masă proprie (în special a elementelor periferice) cât mai reduse.

În mare măsură soluțiile mecanice constructive depind și de mărimea sarcinii manipulate, de tipul acționării și de modul de amplasare al motoarelor de acționare și a aparaturii de comandă.

#### 4.2. Sistemul mecanic al roboților industriali

Din punct de vedere constructiv și funcțional sistemul mecanic al roboților industriali se poate considera format din trei subansamble principale:

- M.G.T.: - mecanism generator de traiectorie;
- M.O. – mecanism de orientare;
- E.F – efector final (sculă, cap de forță, dispozitiv de prehensiune, platformă mobilă).

În continuare se vor folosi aceste prescurtări pentru elementele componente ale structurii mecanice a roboților industriali.

Amplasarea acestor subansamble în construcția unui robot industrial se prezintă în fig. 4.1. Fiecare subansamblu al RI este format dintr-o serie de cuple cinematice care pot fi de translație (T) sau de rotație (R). Aceste prescurtări pentru denumirile tipurilor cuplelor cinematice se vor folosi în continuare. Elementele mobile ale acestora au pe lângă rolul funcțional de realizare a unor mișcări, și pe cel de susținere și fixare a celorlalte cuple cinematice din „avalul” său.

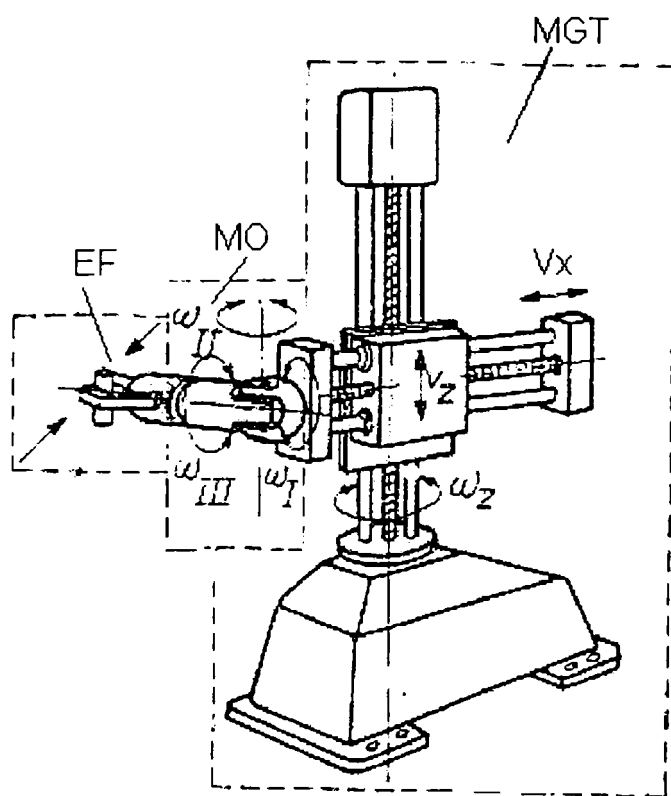


Fig.4.1. Structura generală a unui robot industrial

Ultima cerință determină ca în ordinea amplasării lor în cadrul sistemului mecanic al R.I., componentele mecanice să fie dimensionate pentru sarcini statice și dinamice din ce în ce mai reduse, astfel încât gabaritul lor și puterea necesară acționării scad de la bază spre efectorul final. Dimensionarea elementelor lanțurilor cinematice, a motoarelor, dimensionarea constructivă a structurii mecanice se face în concordanță cu acest criteriu.

Structura sistemului mecanic al roboților industriali, se realizează:

- într-un sistem clasic, constituit dintr-o serie de subansambluri specifice (module) fără posibilitatea modificării structurii (rearanjarea modulelor), ceea ce a condus la realizarea unor roboți universal, de complexitate ridicată, destinați pentru a putea răspunde la multiple aplicații, fără a fi întotdeauna utilizați la capacitate, ceea ce ridică și prețul de cost al operațiilor de manipulare;
- într-un sistem modular tipizat interschimbabil, care permite modificarea structurii lanțului cinematic prin rearanjarea modulelor, după cerințele impuse de operațiile de manipulare, utilizând numai acele module care determină lanțul cinematic generator de traiectorie, și lanțul cinematic de orientare de configurație minimă, impusă de aplicație.

Ultimul considerent a condus la realizarea așa numiților "roboți modulari" tipizați, care a impus producătorului necesitatea realizării unei diversități mari de tipuri de module de la cele mai simple la cele mai complexe, dar cu unele avantaje pentru utilizator, privind reducerea timpului de pregătire a fabricației, restructurarea robotului și reducerea prețului de cost al operațiilor de manipulare.

### 4.3. Structuri mecanice utilizate în construcția R.I. [B8] [C16] [D4] [D12]

După cum rezultă din structura generală a unui robot industrial (fig.4.1), mecanismele robotului au la bază un lanț cinematic care cuprinde o serie de elemente și cuple cinematice conducătoare (C.C.C.). În continuare se va utiliza prescurtarea (C.C.C.) pentru cuple cinematice conducătoare.

Fiecare C.C.C., fie T, fie R conține elemente între care există o mișcare relativă impusă. Pentru realizarea mișcării (T sau R), în condițiile impuse, cuplele cinematice dispun de zone de contact specifice (ghidaje pentru mișcările de translație și lagăre pentru mișcările de rotație), structuri mecanice care materializează elementele cuplei cinematice și transmisii mecanice, necesare transmiterii și la nevoie transformării mișcării de la motorul de acționare la zonele de contact ale cuplelor cinematice.

Structurile mecanice sunt elementele de legătură dintre cuplele cinematice, precum și suportul elementelor de contact ale cuplelor cinematice (suportul ghidajelor). Structurile mecanice utilizate în construcția sistemului mecanic al robotului industrial diferă funcție de poziția pe care elementele în componența cărora intră le ocupă în lanțul cinematic, precum și de rolul pe care îl joacă dimensiunile acestora în rigiditatea robotului, mărimea curselor etc.

Din analiza unui număr mare de roboți industriali realizați [W1], pe plan mondial se constată că cele mai des utilizate structuri mecanice sunt de tip placă (platou), masă, grindă pe sol sau suspendate, turnate sau sudate, simple sau duble, având diverse forme geometrice în secțiune : tip "I", "U" sau "□" (contur închis, cheson), utilizate pentru roboții grei, pentru roboții suspendați (de tip portal), sau pentru roboții cu translație lungă.

Urmează în ordinea descrescândă a frecvenței de apariție structurile mecanice cilindrice, pline sau tubulare, simple sau cadru, utilizate de regulă pentru structuri tip coloană pentru translație pe direcție verticală ( ridicare braț) sau pentru translație pe direcție orizontală (extensie braț). Pentru structurile mecanice ale elementelor mecanismului generator de traiectorie de tip R.R.R., cel mai frecvent construit în ultima perioadă, se utilizează structuri mecanice din cele amintite anterior sau grinzi de egală rezistență de tip biele sau pârghii având zone de contact cilindrice sau sferice.

În tabelul 4.1 se prezintă formele geometrice ale structurilor mecanice amintite și relațiile de calcul ale centrelor de greutate și a momentelor de inerție.

#### 4.4. Zonele de contact ale cuplelor cinematice

##### 4.4.1. Ghidaje

Ghidajele au rolul de a conduce elementele în mișcarea relativă de translație, preluând forțele pe care acestea le transmit în timpul funcționării. Ghidarea elementelor trebuie să se realizeze cu precizia prescrisă, inițial și în durată, atât în stare liberă , cât și sub sarcină nominală a robotului. Exactitatea ghidajului constituie condiția de bază a acestuia. O ghidare optimă trebuie să asigure forțe de frecare reduse, regularitatea mișcării la viteze mici și de poziționare, rigiditate statică, capacitate de amortizare, cost redus.

Ghidajele se clasifică după forma constructivă a acestora și după tipul frecării dintre elemente. După primul criteriu ghidajele pot fi :

- prismatice în "A" sau "V" - simetrice sau asimetrice ( tab. 4.2 – 1 );
- dreptunghiulare "U" ( tab. 4.2 –2 );
- în coadă de rândunică ( tab. 4.2 – 3 );
- cilindrice –simple sau canelate (tab. 4.2 – 4 ).

Aceste tipuri de forme geometrice se pot utiliza simplu (de exemplu V-V, tab.4.2.-1), sau combinate (de exemplu V-U , tab. 4.2.-2).

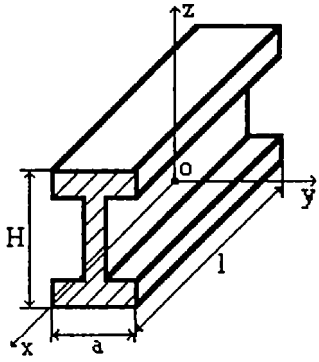
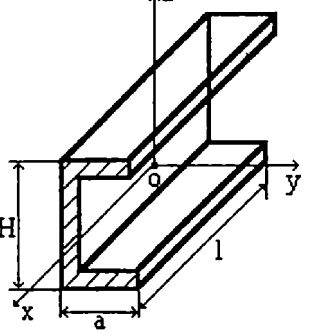
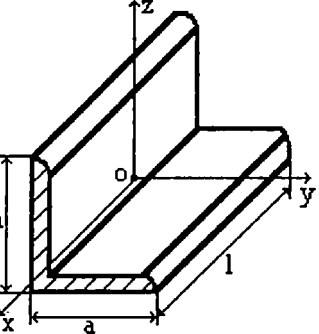
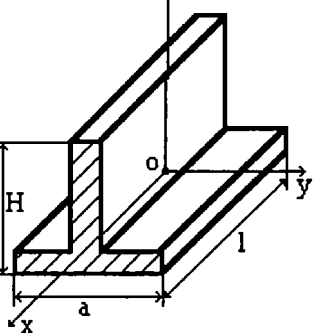
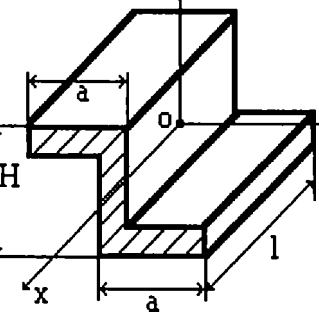
Pentru reglarea jocurilor dintre elementele în mișcare se utilizează soluții clasice cunoscute din construcția de mașini.

După al doilea criteriu ghidajele se clasifică în ghidaje de alunecare ( tab. 4.2. – 1-2-3-4) și ghidaje cu rostogolire (tab. 4.2 –6 –7 –8 –9 –10 –12 -13).

Ghidajele cu alunecare au o construcție simplă, gabarit mai redus, însă prezintă dezavantajul apariției unor forțe de frecare mai mari.

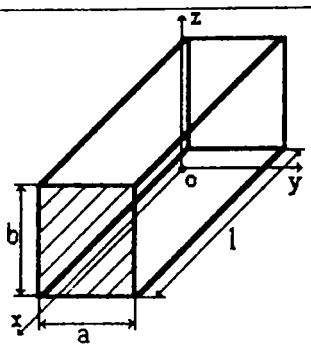
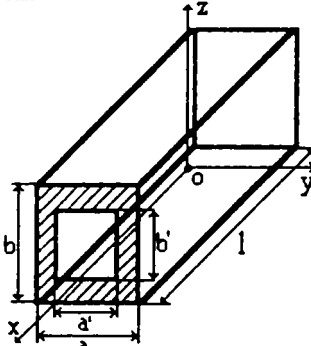
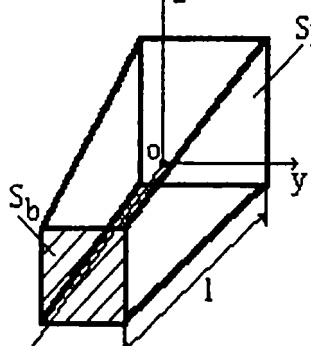
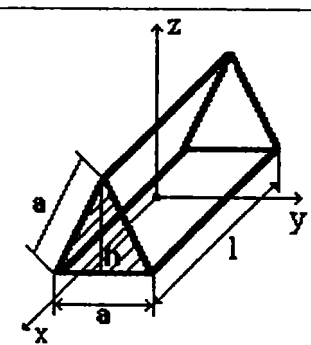
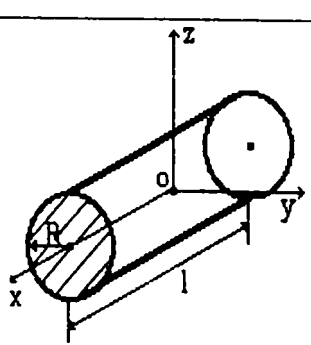
Ghidajele cu rostogolire satisfac în mai mare măsură cerințele privind frecările și jocurile, au rigiditatea mai mare, pot suporta mai bine viteze mari de mișcare, însă sunt mai complicate și au un gabarit mai mare. Ca elemente de rostogolire se folosesc bilele și rolele. Ghidajele cu role se folosesc la sarcini utile mai mari, având și gabarite mai mari. Ghidajele cu rostogolire cu lungimi mari ale cursei se execută cu recircularea corpurilor de rostogolire. În figura 4.2 se prezintă un astfel de ghidaj, la care corpurile de rostogolire (1) sunt role cilindrice așezate în cruce una lângă alta și menținute în poziție prin folosirea unei colivii de zale (2). Canalele pentru conducerea rotelor pe calea de întoarcere sunt practicate pe un element al ghidajului (4), respectiv al structurii mecanice, iar canalele pentru conducerea rotelor pentru sarcină pe celălalt element al ghidajului (3), respectiv al cuplei cinematice de translație.

Tabelul 4.1. Structuri mecanice utilizate în componența R.I.

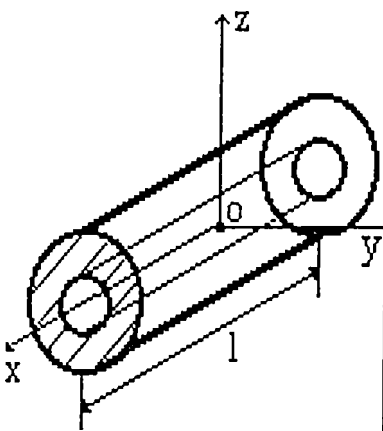
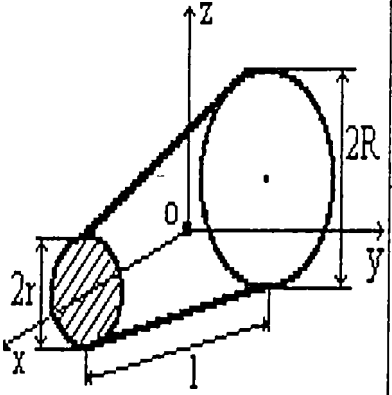
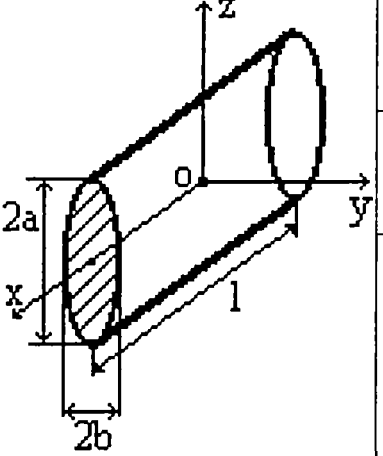
Nr. crt.	Denumirea structurii	Schița structurii	Axa	Coordonatele centrului de greutate	Momentul de inerție al secțiunii
1	Profil "I"		Ox	$\frac{l}{2}$	STAS 565-80
			Oy	0	STAS 565-80
			Oz	$\frac{H}{2}$	STAS 565-80
2	Profil "U"		Ox	$\frac{l}{2}$	STAS 564-80
			Oy	$\frac{1}{2} \frac{2a^2 - 2t^2 + Ht}{2a - 2t + H}$	STAS 564-80
			Oz	$\frac{H}{2}$	STAS 564-80
3	Profil "L"		Ox	$\frac{l}{2}$	STAS 424-80
			Oy	$\frac{1}{2} \frac{a^2 + at - t^2}{2a - t}$	STAS 424-80
			Oz	$\frac{1}{2} \frac{a^2 + at - t^2}{2a - t}$	STAS 424-80
4	Profil "T"		Ox	$\frac{l}{2}$	STAS 565-80
			Oy	0	STAS 565-80
			Oz	$\frac{1}{2} \frac{at + H^2 - Ht}{a - H - t}$	STAS 565-80
5	Profil "Z"		Ox	$\frac{l}{2}$	$m \left\{ \frac{tH^3}{12} + \frac{at}{2} \left[ \frac{t^2}{3} + (H-t)^2 \right] \right\}$
			Oy	$\frac{1}{2} \frac{2a^2 - 2t + H}{2a - 2t + H}$	$\frac{m}{4} (l^2 + H^2)$
			Oz	$\frac{H}{2}$	$\frac{m}{4} (l^2 + t^2)$



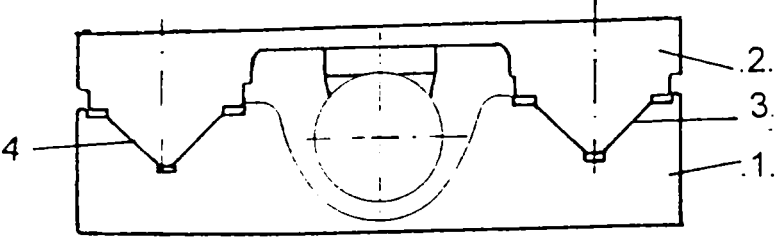
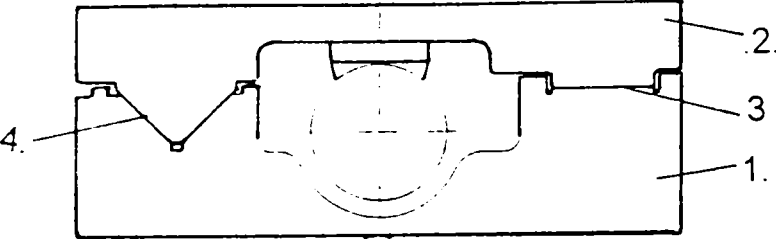
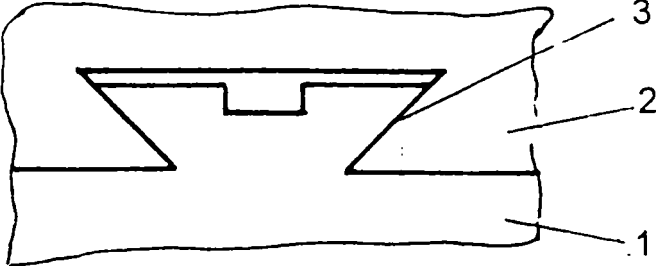
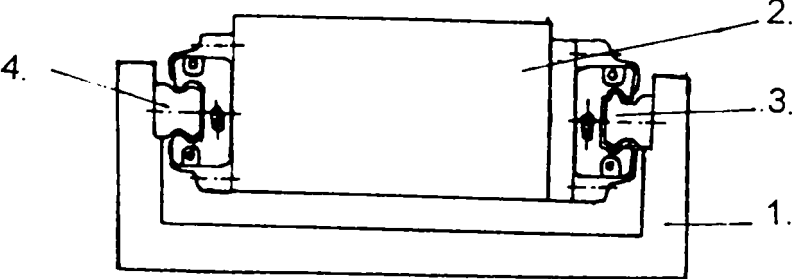
Tabelul 4.1. ( continuare)

Nr. crt.	Denumirea stucturii	Schema structurii	Axa	Coordonatele centrului de greutate	Momentul de inerție al secțiunii
6	Paralelipiped plin		Ox	$\frac{l}{2}$	$\frac{1}{12}m(a^2 + b^2)$
			Oy	$\frac{a}{2}$	$\frac{1}{12}m(b^2 + l^2)$
			Oz	$\frac{b}{2}$	$\frac{1}{12}m(l^2 + a^2)$
7	Paralelipiped tubular		Ox	$\frac{l}{2}$	$\frac{1}{12}m(a^2 + b^2)$
			Oy	$\frac{a}{2}$	$\frac{1}{12}m(b^2 + l^2)$
			Oz	$\frac{b}{2}$	$\frac{1}{12}m(l^2 + a^2)$
8	Trunchi de piramidă patrulateră		Ox	$\frac{l}{4} \frac{S_B + 2\sqrt{S_B \cdot S_b} + 3S_b}{S_B + \sqrt{S_B \cdot S_b} + S_b}$	$\frac{1}{24}m(B^2 + b^2)$
			Oy	0	$\frac{1}{6}ml \frac{2B + 3b}{B + b}$
			Oz	0	$\frac{1}{6}ml \frac{2B + 3b}{B + b}$
9	Prism triunghiulară		Ox	$\frac{l}{2}$	$\frac{m}{9}(a^2 + h^2)$
			Oy	0	$\frac{m}{12}(3l^2 + 4h^2)$
			Oz	$\frac{h}{3}$	$\frac{m}{12}(4a^2 + 3l^2 + 4h^2)$
10	Cilindrică plină		Ox	$\frac{l}{2}$	$\frac{1}{2}mR^2$
			Oy	0	$\frac{1}{12}m(3R^2 + l^2)$
			Oz	0	$\frac{1}{12}m(3R^2 + l^2)$

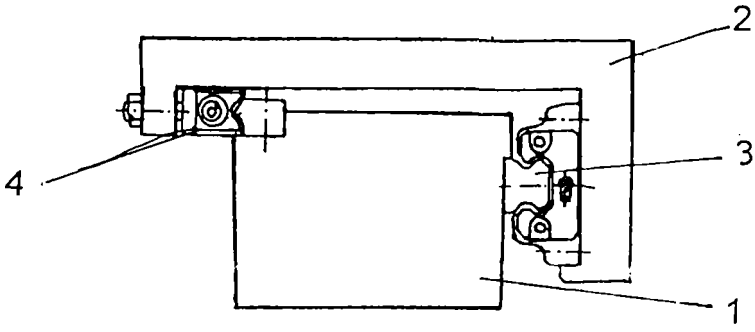
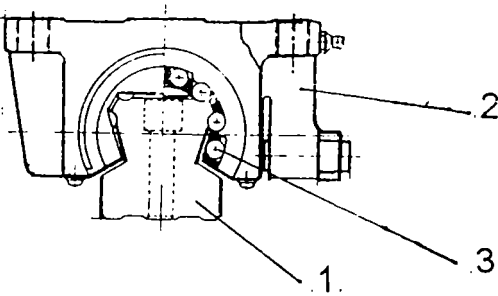
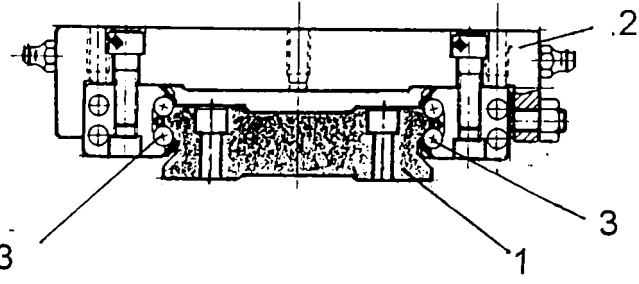
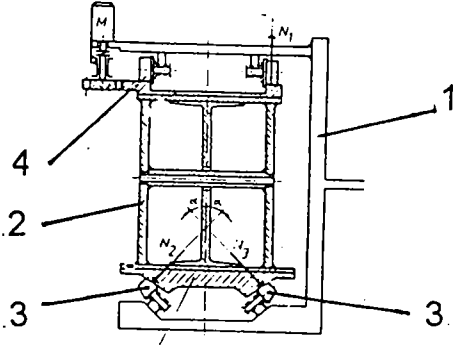
Tabelul 4.1. (continuare)

Nr. crt.	Denumirea stucturii	Schema structurii	Axa	Coordonatele centrului de greutate	Momentul de inerție al secțiunii
11	Cilindrică tubulară		Ox	$\frac{l}{2}$	$\frac{1}{2}m(R^2 + r^2)$
			Oy	0	$\frac{1}{12}m(3R^2 + 3r^2 + l^2)$
			Oz	0	$\frac{1}{12}m(3R^2 + 3r^2 + l^2)$
12	Trunchi de con		Ox	$\frac{l}{4} \frac{R^2 + 2Rr + 3r^2}{R^2 + Rr + r^2}$	$\frac{3}{10}m \frac{R^5 - r^5}{R^3 - r^3}$
			Oy	0	-
			Oz	0	-
13	Eliptică		Ox	$\frac{l}{2}$	$\frac{1}{4}m(a^2 + b^2)$
			Oy	0	$\frac{1}{4}mb^2$
			Oz	0	$\frac{1}{4}ma^2$

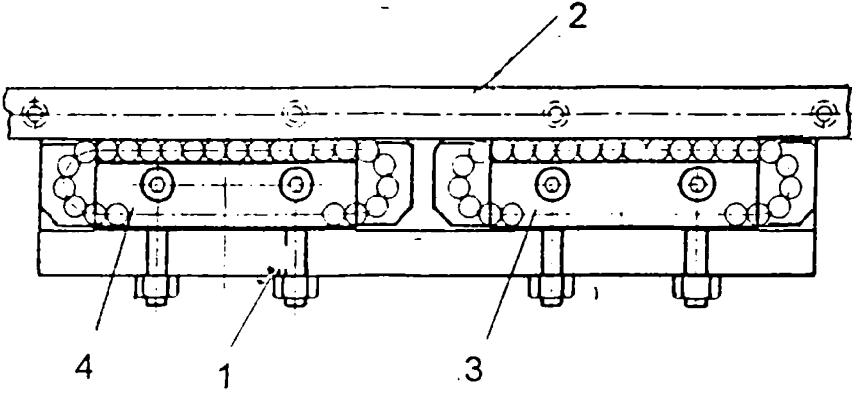
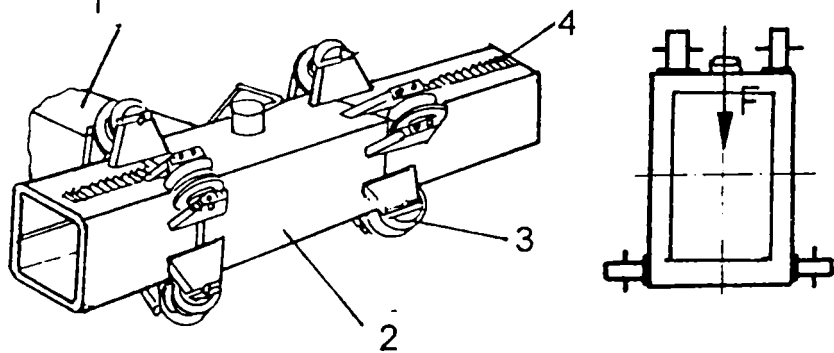
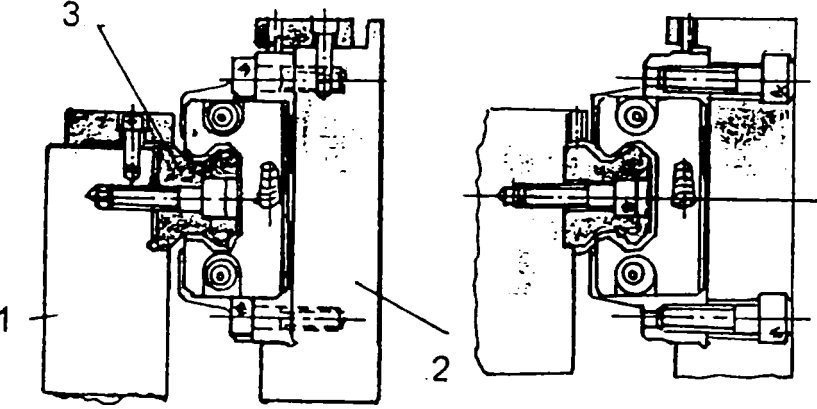
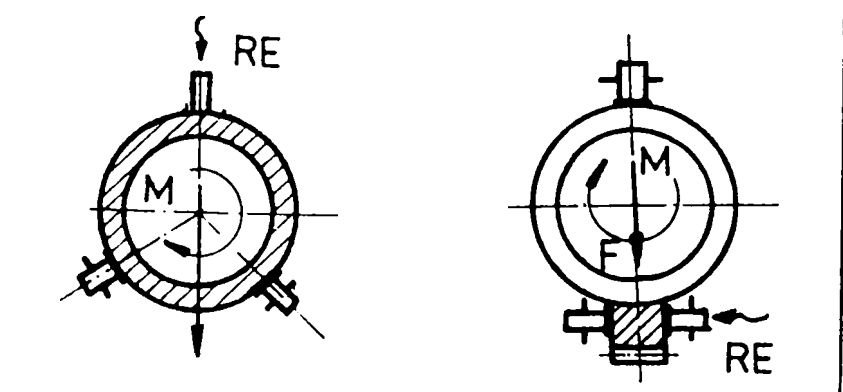
Tabelul 4.2. Ghidaje utilizate în componența R.I.

Nr. crt.	Schema de principiu	Denumire și caracteristici
1.		Batiu, element fix, la sol cu ghidaje de alunecare în V-V
2.		Batiu, element fix, la sol cu ghidaje de alunecare în V-U
3.		Ghidaj cu alunecare - coadă de rândunică
4.		Ghidaje profilate tip U batiu, element fix, la sol

Tabelul 4.2.(continuare)

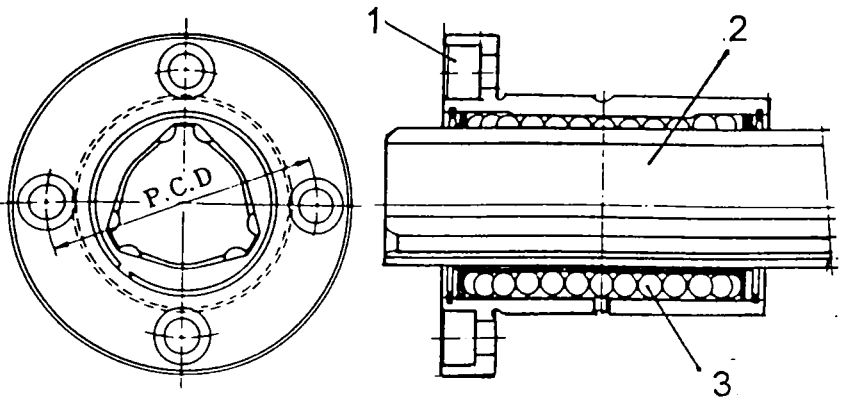
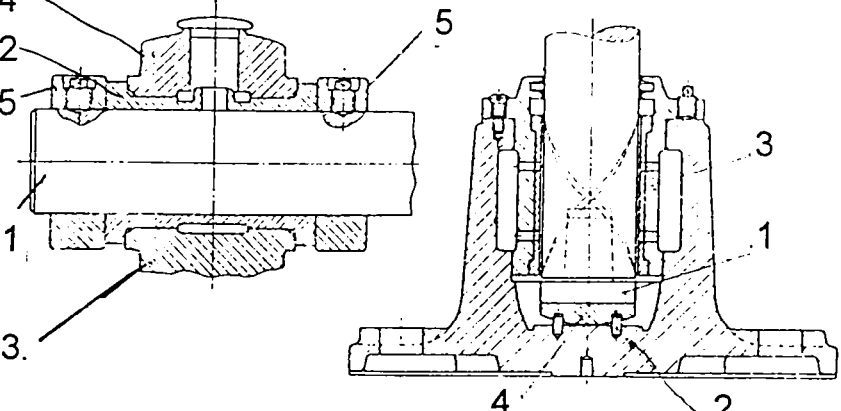
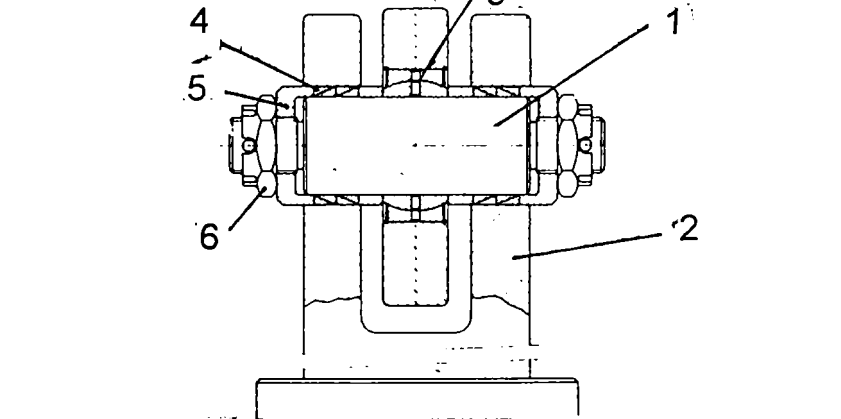
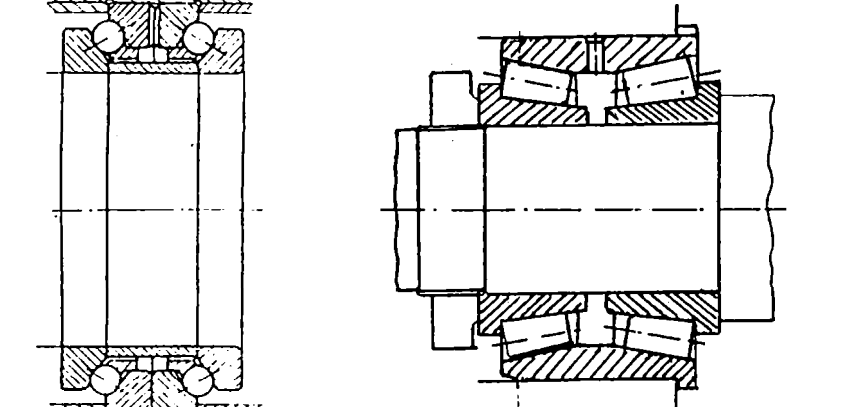
Nr. crt.	Schema de principiu	Denumire și caracteristici
5.		Ghidaje $\perp$ , tip L, batiu, element fix, la sol
6.		Ghidaj simplu de rostogolire cu bile, batiu, element fix, la sol
7.		Ghidaj dublu de rostogolire cu bile, batiu, element fix, la sol
8.		Ghidaj suspendat cu role pentru roboți grei

Tabelul 4.2.(continuare)

Nr. crt.	Schema de principiu	Denumire și caracteristici
9.		Ghidaj liniar cu „tamplă”
10.		Ghidaj tubular cu role tip cheson
11.		Ghidaj suspendat în consolă
12.		Ghidaj circular (tubular) cu role



T-b-1-14.2.(continuare)

Nr. crt.	Schema de principiu	Denumire și caracteristici
13.		Ghidaj profilat cu bile
14.		Lagăr cu aiunecare
15.		Lagăr cu alunecare și reglaj elastic
16.		Lagăr cu rostogolire cu bile Lagăr cu rostogolire cu role conice

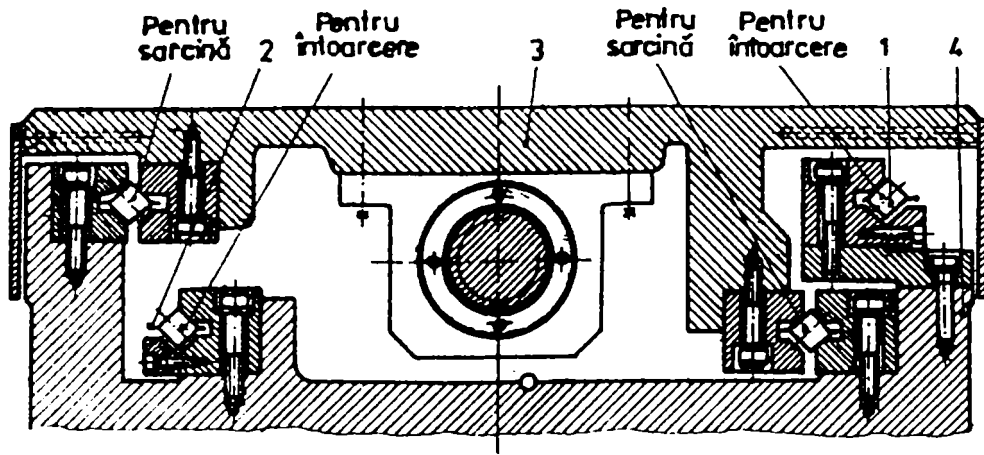


Fig. 4.2. Ghidaj prismatic cu rostogolire și recircularea rolor.

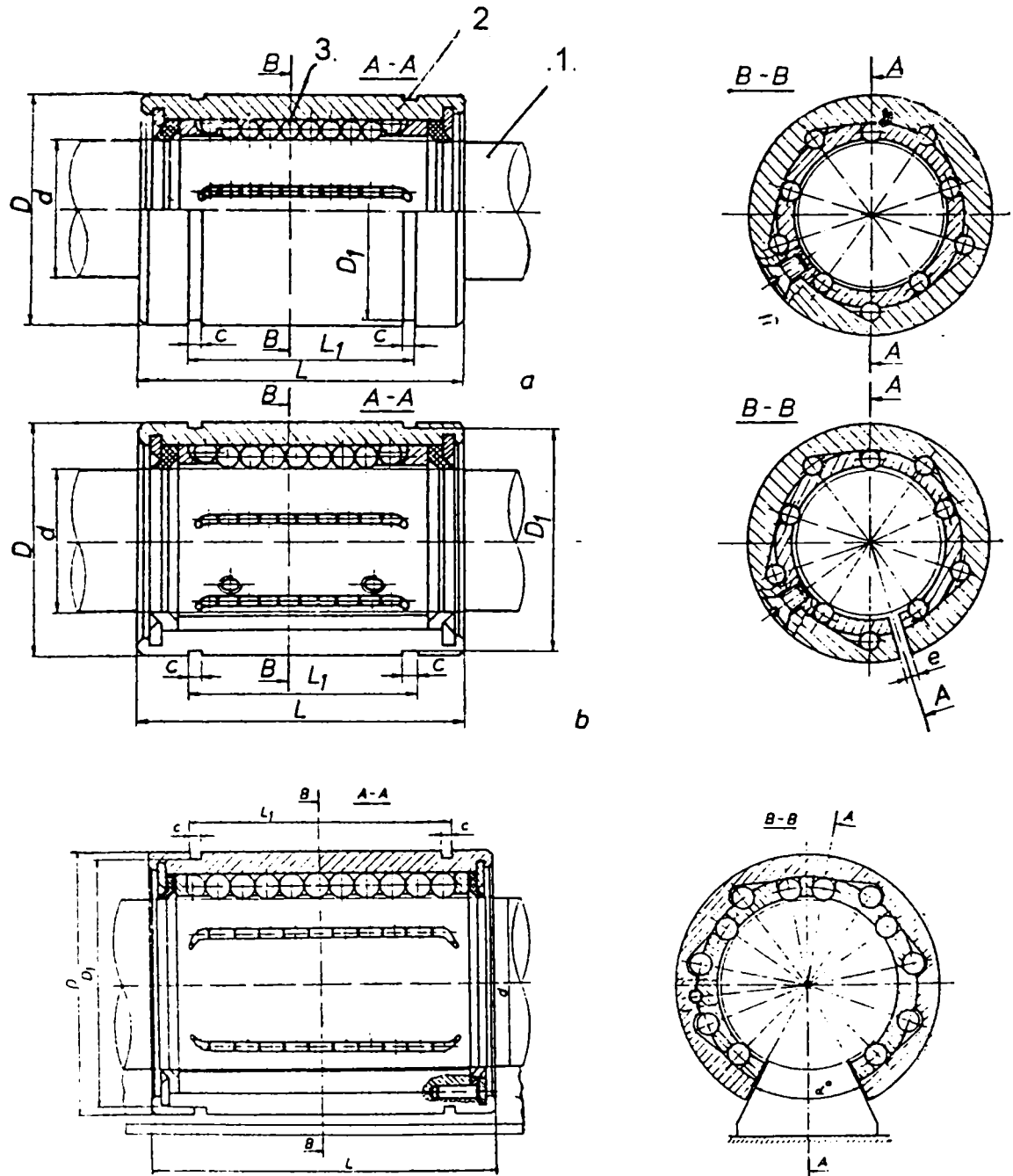


Fig. 4.3 Tipuri de ghidaje cilindrice cu rostogolire.

Alte tipuri de ghidaje cu rostogolire sunt prezentate în tabelul 4.2.

Pentru ghidajele prismatice lungi se pot utiliza și ghidaje cu role sub forma unor seturi ( tanchete ) cu recircularea rolor (tab. 4.2 -9)

Ghidajele cilindrice de alunecare pentru mișcări de translație au zonele de contact cilindrice sau profilate, iar al doilea element este prevăzut cu bucșe de ghidare cu bile (fig. 4.3 a.b.c.).

În figura 4.3.a se utilizează o bucșă închisă (2) care prin intermediul bilelor (3) vine în contact cu coloana cilindrică (1).

La soluția din figura 4.3.b, bucșa (2) este crestată permițând reglarea jocului. Soluția cu bucșe de ghidare crestată (fig. 4.3.c.) se utilizează în cazul în care ghidajul cilindric este la sol sau este fixat pe o traversă suspendată.

#### 4.4.2.Lagăre

Lagărele din componența sistemului mecanic al robotului industrial reprezintă zonele de contact ale cuplelor cinematice conducătoare de rotație. Pentru o bună funcționare a sistemului mecanic al robotului, lagărele trebuie să îndeplinească o serie de condiții cum sunt : rigiditate cât mai bună; durabilitate în funcționare; posibilitate de reglare a jocului; momente ale forțelor de frecare cât mai reduse pentru a micșora pierderile energetice. Pentru aceste considerente, zonele de contact trebuie să respecte condițiile impuse lagărelor cu alunecare din construcția de mașini .

Lagărele cu alunecare, în funcție de pozițiile pe care le ocupă în sistemul mecanic al robotului preiau toate forțele și momentele ce acționează asupra elementelor componente. Lagărele de pivotare (cu axa verticală) sunt supuse în principal la eforturi axiale și forțe radiale, dispuse de regulă triunghiular, ceea ce determină și apariția momentelor de încovoire. Pentru preluarea eforturilor axiale, axul de pivotare vine în contact cu lagărul său pe o suprafață frontală a acestuia (tab. 4.2 -14). Lagărele cu alunecare cu axe orizontale ( articulații ) , preiau forțele ce acționează asupra elementelor în mișcare relativă , care supun axul la eforturi de forfecare și presiuni de contact. Pentru preluarea jocurilor axiale și radiale se pot utiliza diverse soluții cunoscute. În tabelul 4.2 poz. 15 se prezintă o soluție modernă de reglare a jocurilor, utilizând cuzineți sub formă conică, elastici care se pot deplasa axial sub acțiunea unor piulițe și a bucșelor tip taler reducând jocurile axiale, iar deformația elastică a cuzineților conici preia jocurile radiale.

Lagărele cu alunecare, utilizate în componența cuplelor cinematice conducătoare de rotație sunt rulmenții de diverse construcții și anume :

- rulmenți radiali, pentru preluarea eforturilor radiale;
- rulmenți axiali, pentru preluarea eforturilor axiale;
- rulmenți radiali – axiali, pentru preluarea eforturilor compuse.

Și aceste lagăre se recomandă a fi prevăzute cu posibilități de reglare a jocurilor.

În tabelul 4.2. -16 se prezintă două tipuri de lagăre radial-axiale mai frecvent utilizate în cadrul cuplelor cinematice de rotație, cu bile și cu role conice.

Modul de utilizare a acestor lagăre se prezintă în schemele constructive ale subansamblelor (modulelor) de rotație (cap. 4.6.3).

#### 4.5. Transmisii mecanice utilizate în construcția roboților industriali

Transmisia mecanică (TM) realizează legătura dintre motorul de acționare și zonele de contact ale cuplei cinematice conducătoare, imprimându-le acestora mișcarea relativă cerută (T sau R).

În general natura cuplei cinematice (T sau R) determină specializarea constructivă a transmisiei mecanice în ansamblu, sau cel puțin a ultimei trepte a acesteia.

Opțiunea pentru o anumită variantă de transmisie mecanică este condiționată de următoarele grupe de factori:

- specializarea tehnologică a roboților industriali;
- tipul motorului de acționare (rotativ sau liniar) și amplasarea sa în arhitectura robotului industrial, față de poziția cuplei cinematice conducătoare (c.c.c.);
- masa și gabaritul sarcinii utile manipulate;
- orientarea în spațiu a axei de mișcare a cuplei (direcția de translație, axa de rotație), valorile maxime ale cursei, vitezei și accelerației;
- restricțiile referitoare în special la exactitatea și incertitudinea de poziționare.

Trebuie avut în vedere faptul că transmisia mecanică integrată ca subansamblu în arhitectura unui modul al robotului industrial (T sau R) determină în mod hotărâtor performanțele calitative ale acestuia referitoare la: gabaritul și proporțiile dimensiunilor principale, rigiditatea la torsiune și încovoiere, comportarea la vibrații, inerție și eficiența energetică.

Transmisia mecanică din componența roboților industriali transmite direct mișcarea de (R) sau (T) a motorului la zonele de contact ale cuplei cinematice conducătoare acționate și realizează transformarea mișcării descrise de motorul de acționare.

Există o varietate mare de transmisii mecanice utilizate în construcția roboților industriali. În tabelul 4.3. se prezintă o sistematizare a acestor transmisii mecanice în cazul utilizării motoarelor hidraulice rotative sau liniare, cu precizarea elementelor componente și tipul mișcării de intrare (R sau T), respectiv tipul mișcării de ieșire din transmisia mecanică.

#### **4.6. Module cu acționare hidraulică din componența roboților industriali**

##### **4.6.1. Definirea noțiunii de modul al robotului industrial.**

Lanțul cinematic al sistemului mecanic al roboților industriali este materializat prin componentele prezentate în paragrafele 4.3, 4.4 și 4.5 grupate în subansamble numite module. Noțiunea de modul al robotului industrial este frecvent utilizată în literatura de specialitate, fără a fi însă definită în mod riguros.

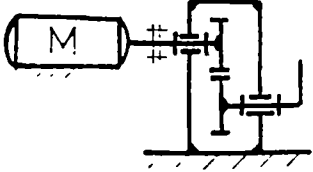
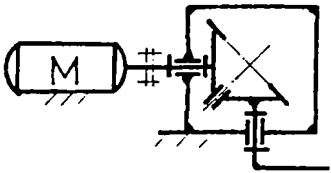
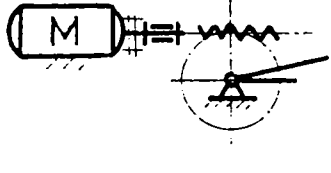
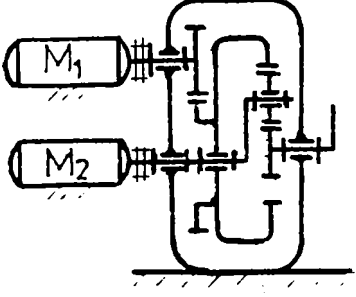
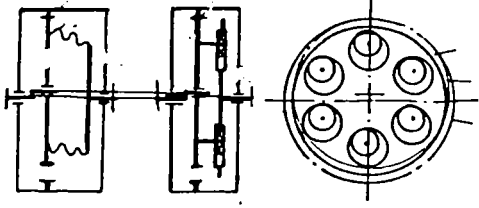
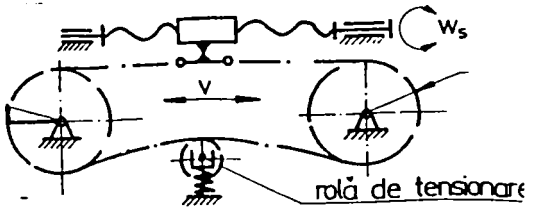
Autorul propune următoarea definiție a noțiunii de "modul al robotului industrial", pornind de la structura acestuia și rolul funcțional :

*prin modul al unui robot industrial se înțelege o parte constructivă (subansamblu) din sistemul mecanic și cel de acționare, constituit dintr-o serie de componente care materializează o cuplă cinematică conducătoare : modulul conține în cazul cel mai general și componente ale sistemului de conducere.*

Pentru exemplificare un modul al robotului industrial cu acționare hidraulică conține în principal următoarele elemente:

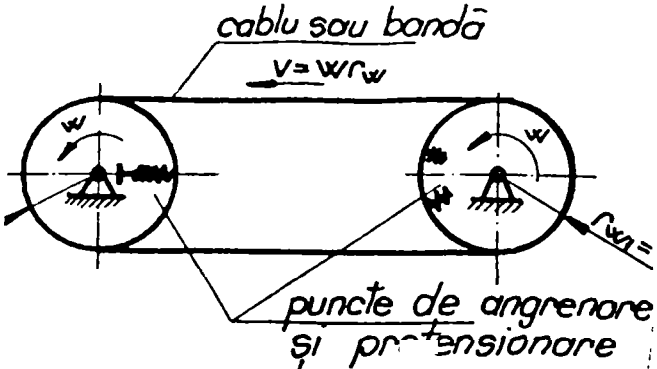
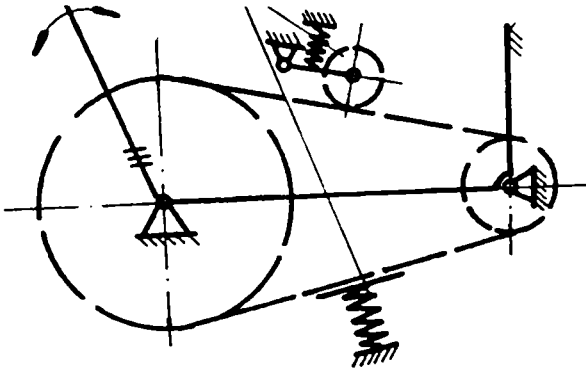
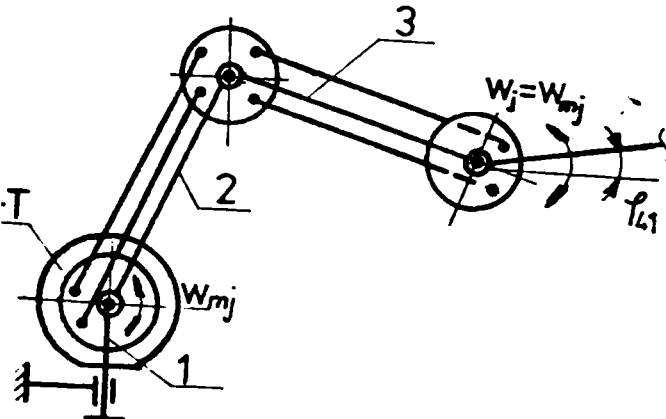
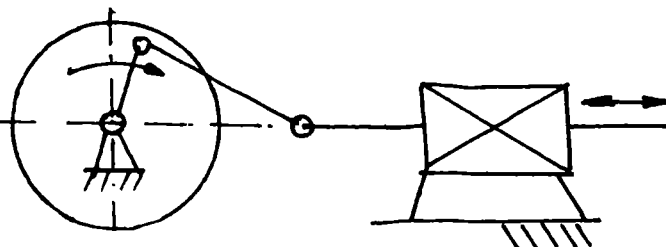
- structura mecanică , formată din chesoane , grinzi , tub etc ;
- zone de contact ale cuplei cinematice de translație (ghidaje) ;
- zone de contact ale cuplei cinematice de rotație (articulații) ;
- motor hidraulic de acționare;
- transmisie mecanică de acționare a cuplei cinematice conducătoare (T și/sau R) ;
- traductoare de poziție și viteză ( liniară sau unghiulară ) ;
- transmisie mecanică pentru acționarea traductoarelor ;
- elemente de reglaj al vitezei relative generate ale elementelor cuplei cinematice conducătoare ( drosele , reglatoare etc ) ;
- elemente de distribuție ( distribuitoare , servovalve , distribuitoare proporționale ) ;
- conducte de alimentare cu energia fluidică , conductori de alimentare cu energie electrică și schimb informațional ;

Tabelul 4.3. Transmisii mecanice utilizate în cadrul R.I.

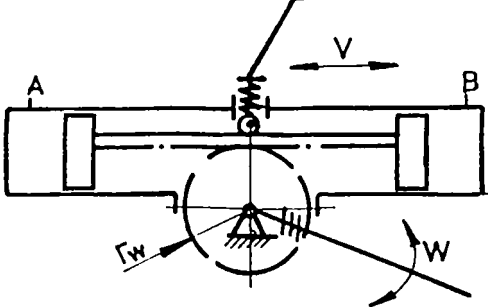
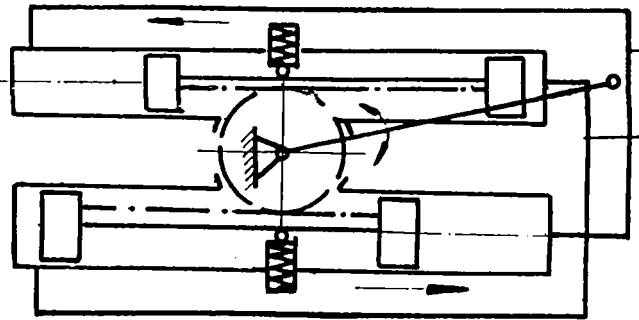
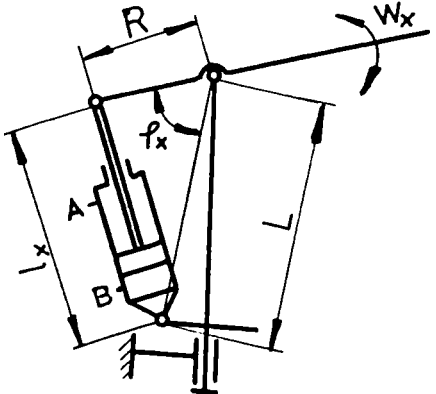
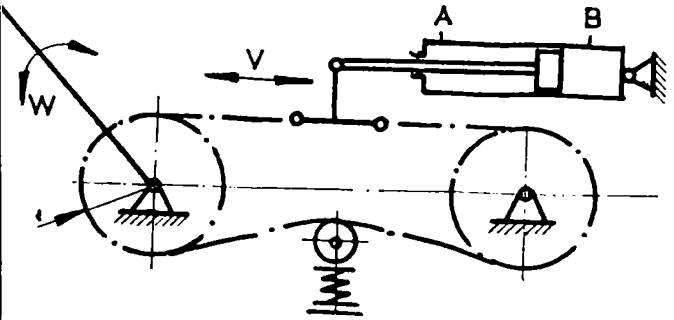
Nr. crt.	Tipul transmisiei mecanice	Schema de principiu	Utilizare	Tipul mișcării intrare/ieșire
1.	Cu angrenaje cilindrice		axă conducătoare	R/R
2.	Cu angrenaje conice		axă conducătoare	R/R
3.	Cu angrenaj melc-roată melcată		<ul style="list-style-type: none"> <li>- axă conducătoare</li> <li>- axă secundară</li> <li>- dispozitiv de prehensiune</li> </ul>	R/R
4.	Angrenaj planetar		axă conducătoare	R/R
5.	Armonică		<ul style="list-style-type: none"> <li>- axă conducătoare</li> <li>- axă secundară</li> <li>- puteri mari</li> </ul>	R/R
6.	Angrenaj melcat și transmisie prin curele		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă secundară</li> <li>- la distanță mare</li> </ul>	R/R T/R R/T



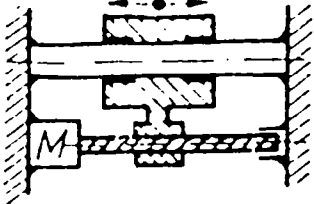
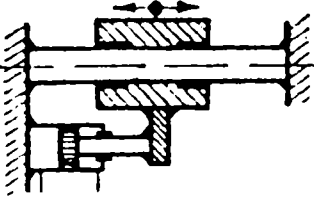
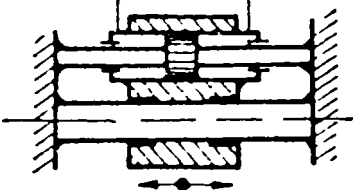
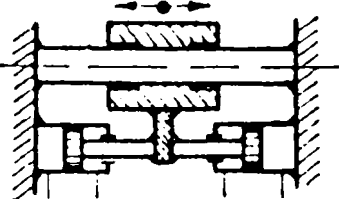
Tabel 4.3. (continuare)

Nr. crt.	Tipul transmisiei mecanice	Schema de principiu	Utilizare	Tipul mișcării intrare/ieșire
7.	Mecanism prin cablu		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă conducătoare</li> <li>- axă secundară</li> <li>- la distanță</li> </ul>	<p>R/R T/R R/T</p>
8.	Mecanism prin lanț		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă conducătoare</li> <li>- axă secundară</li> <li>- la distanță</li> </ul>	<p>R/R T/R R/T</p>
9.	Mecanism cu bare		<p>axe conducătoare, de la distanță (mecanism de orientare)</p>	<p>R/R T/R</p>
10.	Mecanism bielă-manivelă		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă principală</li> <li>- axă secundară</li> </ul>	<p>R/T T/R</p>

Tabel 4.3. (continuare)

Nr. crt.	Tipul transmisiei mecanice	Schema de principiu	Utilizare	Tipul mișcării intrare/ieșire
11.	Cu angrenaj pinion-cremalieră simplu		axă principală	R/T T/R
12.	Cu angrenaj pinion-cremalieră dublu		axă principală	R/T T/R
13.	Mecanism cu piston și bare articulate		- axă principală - axe secundare	T/R
14.	Mecanism cu piston role și cablu		- axă principală - axă secundară	T/R

Tabel 4.3. (continuare)

Nr. crt.	Tipul transmisiei mecanice	Schema de principiu	Utilizare	Tipul mișcării intrare/ieșire
1	Mecanism șurub-piuliță		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă principală</li> </ul>	R/T
1	Mecanism piston-culisă		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă principală</li> </ul>	T/T
1	Mecanism cu piston dublu și culisă		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă principală</li> </ul>	T/T
1	Mecanism cu piston și tijă bilaterală și culisă		<ul style="list-style-type: none"> <li>- sanie</li> <li>- axă principală</li> </ul>	T/T

Prin axă principală se înțelege cupla cinematică conducătoare din structura R.I., iar prin axă secundară se înțelege în sensul din tabelul 4.3. axele de comandă a traductoarelor de poziție, a modulelor de micromișcare.

- interfețe elemente de legătură mecanice , fluidice pentru modulele vecine.

Poziția pe care o ocupă un modul în lanțul cinematic al RI și natura cuplei cinematice conducătoare la care este utilizat denumește modulul respectiv.

Ținând cont de faptul că dispozitivul de ghidare al RI cuprinde cuple de translație și de rotație, au fost elaborate variante constructive tipice ale acestor module.

Se disting module de translație de bază, de ridicare, de pivotare, de extensie braț , de rotație de bază, rotație braț, module pentru mișcări de orientare, etc., ale căror scheme structurale conform ISO sunt prezentate în tabelul 4.4.

Din punct de vedere constructiv, orice robot industrial este constituit din module. De-a lungul evoluției construcției de roboți au existat două concepții de realizare a structurii mecanice a acestora :

- structura clasică, la care modulele nu se pot modifica, ca poziție sau tip, obținându-se roboții clasici;

- structura modulară tipizată.

*Prin modul tipizat al unui robot industrial se înțelege un modul definit ca mai înainte, constituind o unitate de sine stătătoare, care este interschimbabil cu alte module, făcând parte dintr-o serie de module tipizate și care poate fi cuplat (prin asamblare) cu alte module tipizate din aceeași serie, în conformitate cu cerințele utilizatorului.*

Tabelul 4.4.

Tipul modulului	Simbolul modulelor conform ISO
Module de translație de bază	
Module de rotație (de pivotare; de basculare; de rotație)	
Module de translație pe verticală (ridicare braț)	
Module de translație pe orizontală (extensie braț)	
Module de orientare	
Module ale dispozitivelor de prehensiune	

Această concepție permite realizarea unei familii de R.I., pe baza modulelor tipizate.

Dacă întreaga structură a R. I. este compusă în variantă modulară, permițând astfel interconectarea oricăror module în vederea obținerii unui robot de configurație minimală unei aplicații tehnologice date, modularizarea este "totală". Dacă R.I. are structura D G nemodulară tipizat, realizându-se numai interschimbabilitatea mecanismelor de orientare și/sau a efectorului final, modularizarea se numește "parțială".

În concepțiile și construcțiile realizate se practică și modularizarea dimensională, alegerea modulelor realizându-se funcție de dimensiunile spațiului de lucru necesar, sau modularizarea în putere, modulele alegându-se după puterea de acționare necesară manipulării unor sarcini.

În concluzie modularizarea R.I. se realizează în funcție de spațiul de lucru necesar, dimensiunile acestuia și greutatea sarcinii manipulate.

Pentru creșterea gradului de flexibilitate a R.I. modulari există tendința de realizare a acestora numai din cuple de rotație eventual cuple cu o translație lungă suspendată.

#### **4.6.2. Tipuri de module de translație pentru roboți industriali cu acționare hidraulică.**

##### **4.6.2.1. Introducere**

În funcție de poziția pe care o ocupă modulul de translație în structura cinematică a R.I. se disting :

- module de translație de bază ( care pot fi la sol sau suspendate ) ;
- module de translație pe verticală ( ridicare braț);
- module de translație pe orizontală (extensie braț).

Aceste module materializează mecanismul generator de traiectorie (MGT).

Se întâlnesc module de translație și în componența efectorului final, numite module de micromișcare.

Modulele de translație au în componența lor două dintre structurile mecanice prezentate în paragraful 4.2 și 4.3.1, mișcarea descrisă fiind transmisă la zonele de contact ale cuplei cinematice prin una din transmisiile mecanice prezentate în paragraful 4.3. Elementul de acționare a acestor module este motorul hidraulic liniar, sau rotativ. Pentru comanda motoarelor, modulul cuprinde elementele de tip distribuitor clasice (totul sau nimic), servovalve sau distribuitor proporționale, precum și sistemele de urmărire a poziției sau vitezei (traductoare liniare sau rotative). Fiecare modul are două elemente mecanice de interfață cu solul și modulul din amonte, sau cu modulul din aval și din amonte, precum și interfețe pentru agentul fluidic, electric și sistemul informațional.

##### **4.6.2.2. Module de translație de bază la sol (MTB) cu acționare hidraulică**

Modulele de translație de bază pot fi fixe față de sol, în cazul roboților ficși, sau mobile față de sol în cazul roboților mobili.

În figura 4.4 se prezintă un modul de translație de bază, format din următoarele subansamble: (1) lagăr; (2) batiu; (3) sanie; (4) ghidaje cu alunecare; (5) bloc de acționare ( conține motorul de acționare hidraulic rotativ și reductor de turație); (6) șurub conducător cu bile.

Mișcarea de rotație este preluată de la șurub de către piulița montată în sania (3), pe care o transformă în translația acesteia. Șurubul cu bile asigură obținerea unor precizii de poziționare sub o zecime de milimetru. Batiul este prevăzut la partea superioară cu ghidaje de alunecare plane. Sania (3) prevăzută cu o flanșă de legătură (interfață



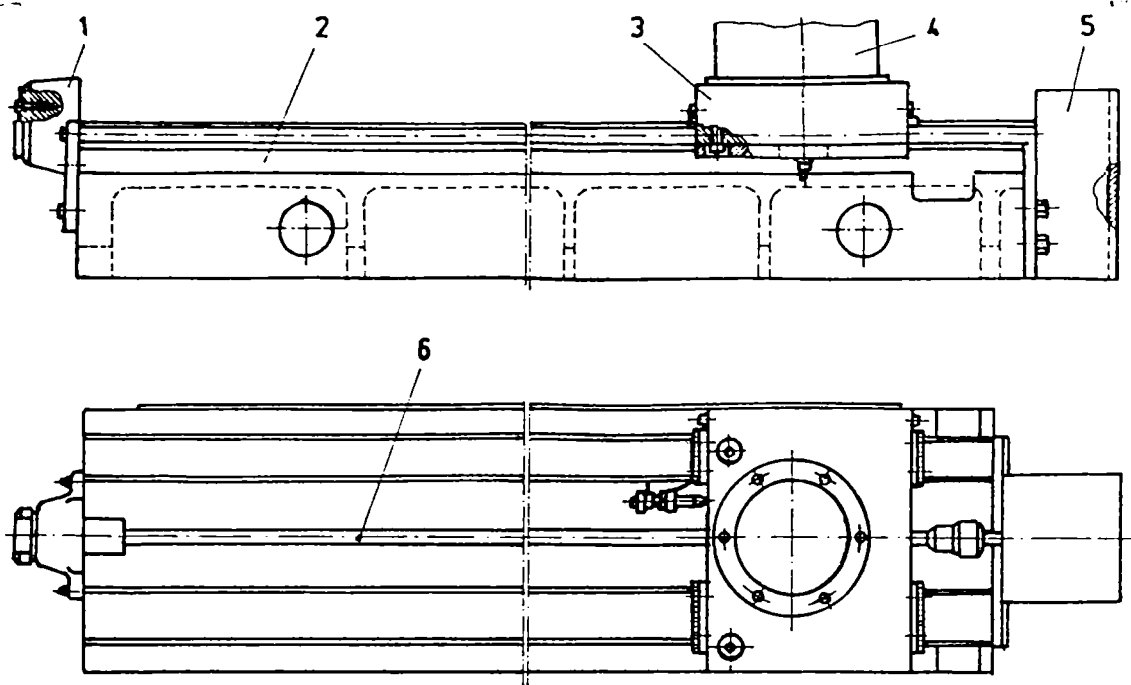


Fig 4.4. Modul de translație de bază, varianta 1

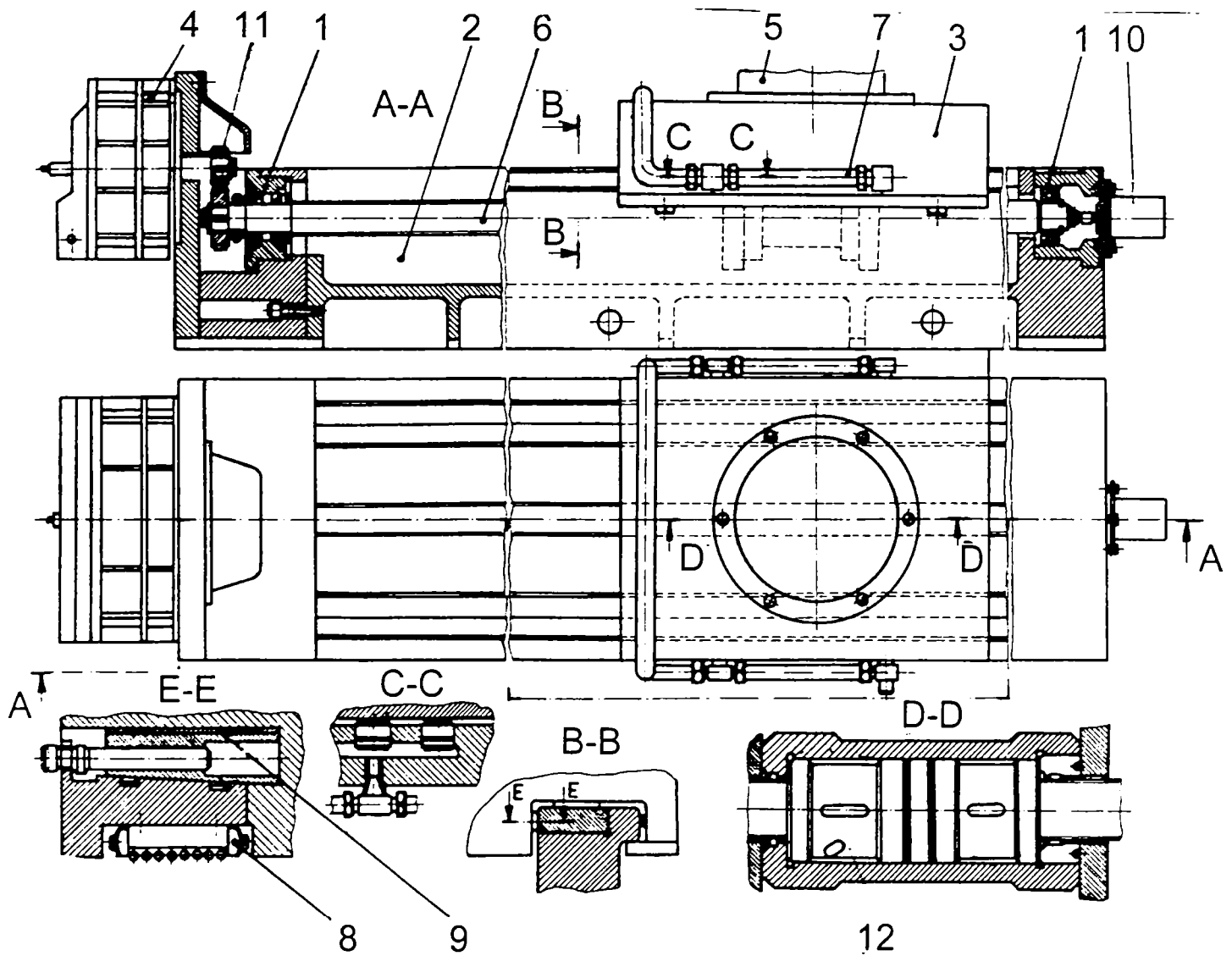


Fig 4.5. Modul de translație de bază, varianta 2 .

mecanică), vine în legătură cu modulul din aval și susține toate modulele din avalul său și efectorul final. Pentru urmărirea poziției și vitezei de deplasare se utilizează un traductor incremental de rotație cuplat la un capăt al șurubului, sau printr-un pinion cremalieră cu sania mobilă (3).

În figura 4.5 se prezintă o altă variantă de modul de translație de bază format din subansamblele : (1) lagărele șurubului ; (2) batiu ; (3) sanie ; (4) motor hidraulic rotativ de acționare ; (5) flanșe de cuplare (interfață mecanică) ;(6) șurub cu bile ;(7) traductor de poziție (TIRO) ; (8) ghidaje cu role ( tancheti ) ; (9) sistem de blocare a saniei ; (10) tahogenerator ; (11) transmisie mecanică ; (12) piuliță.

În fig 4.6 se prezintă un modul de translație orizontală, acționat de un motor hidraulic rotativ, utilizând o transmisie mecanică pinion - cremalieră pentru obținerea mișcării de translație, având o structură mecanică cilindrică și ghidaj cu bile. Montarea modulului se poate face pe sol sau suspendată. Modulul este format din următoarele elemente: (1) structură mecanică cilindrică ; (2) ghidaj cu bile; (3) cremalieră, fixată pe structura mecanică ; (4) pinion; (5) ax de antrenare; (6) sanie; (7) element de cuplare (interfață mecanică); (8) talpă de fixare.

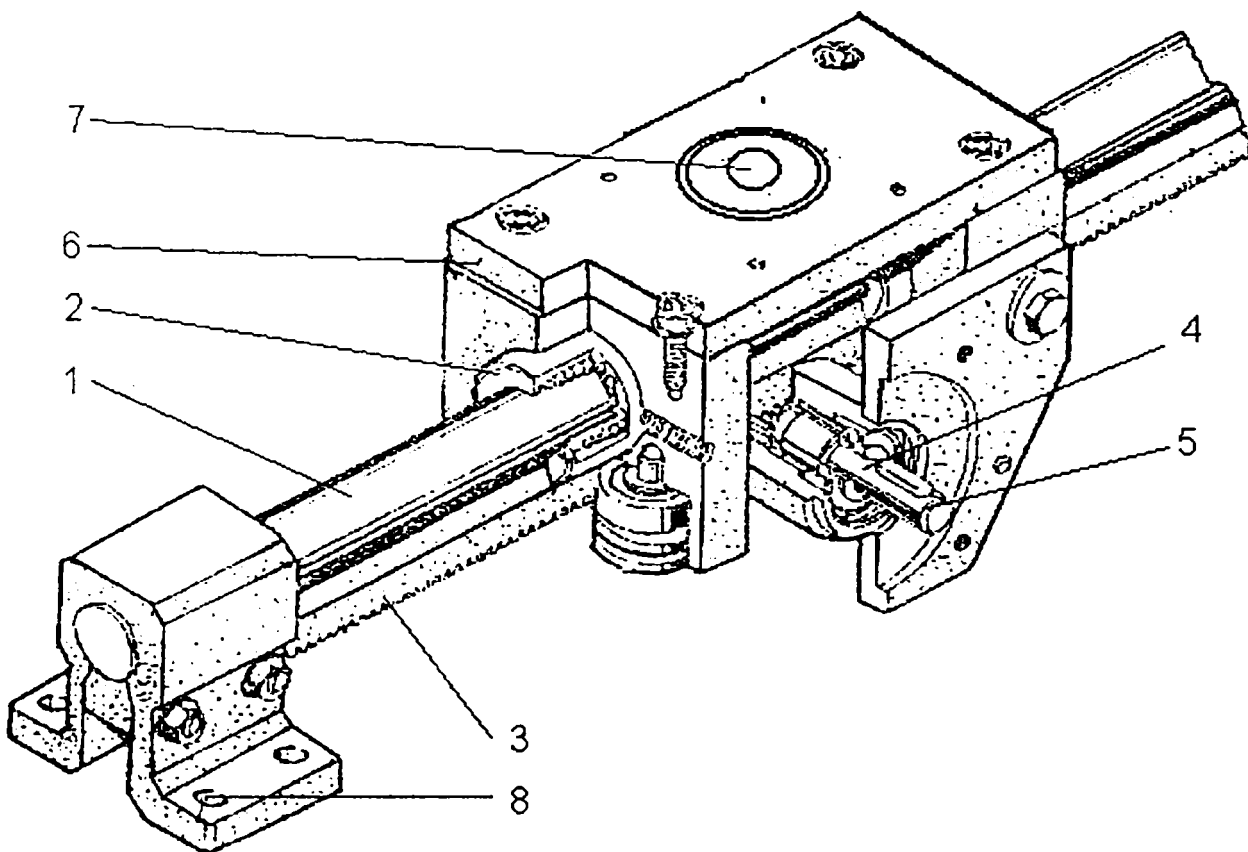


Fig 4.6 Modul de translație acționat printr-o transmisie pinion cremalieră .

În figura 4.7 se prezintă un modul de translație cu portanța sporită având două coloane de ghidare și două transmisii mecanice de tip pinion - cremalieră. În acest caz se utilizează un arbore de sincronizare (7) pentru transmiterea mișcării de rotație de la motorul de acționare (5) la cele două pinioane (4).

Modulul este format din următoarele elemente : (1) structuri mecanice cilindrice; (2) ghidaje cu bile; (3) cremaliere; (4) pinioane; (5) motor hidraulic rotativ; (6) sanie; (7) arbore de sincronizare; (8) tălpi de fixare. Modulul poate fi fixat pe sol sau suspendat (portal).

În figura 4.8 se prezintă un modul de translație de bază, acționat de un motor hidraulic liniar din construcția firmei FIBROMANTA. Modulul de translație este format din : (1) batiu; (2) motor hidraulic liniar; (3) sanie; (4) și (5) ghidaje cilindrice; (6) și (7) racorduri de alimentare cu ulei. Motorul hidraulic liniar (2), are o tijă bilaterală fixată de batiul (1) la cele două capete, iar cilindrul motorului este fixat de sania (3), executând mișcarea de

translație împreună cu aceasta. Pentru alimentare cu ulei a motorului se necesită conducte flexibile.

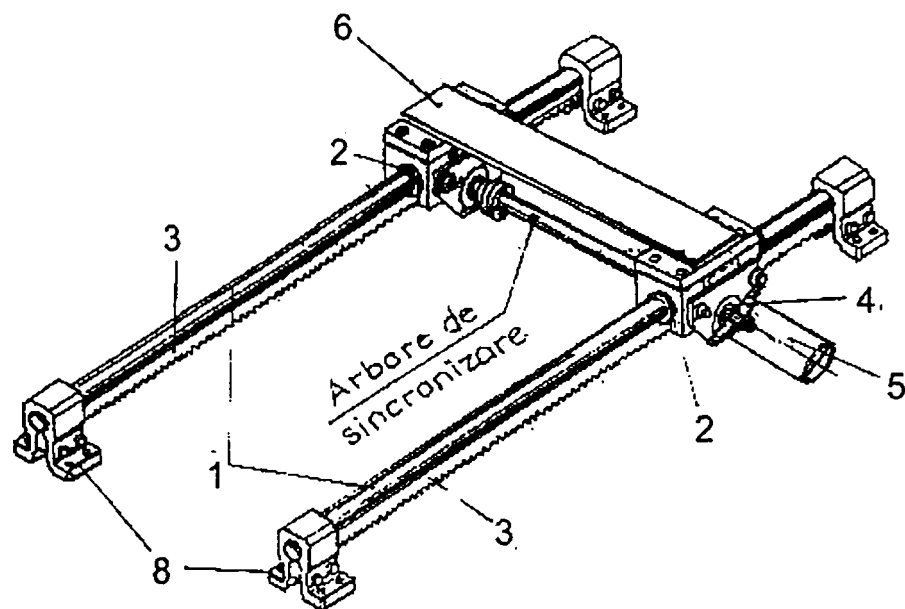


Fig. 4.7 Modul de translație de bază cu dublă ghidare, acționat prin transmisie cu pinion - cremalieră și arbore de sincronizare .

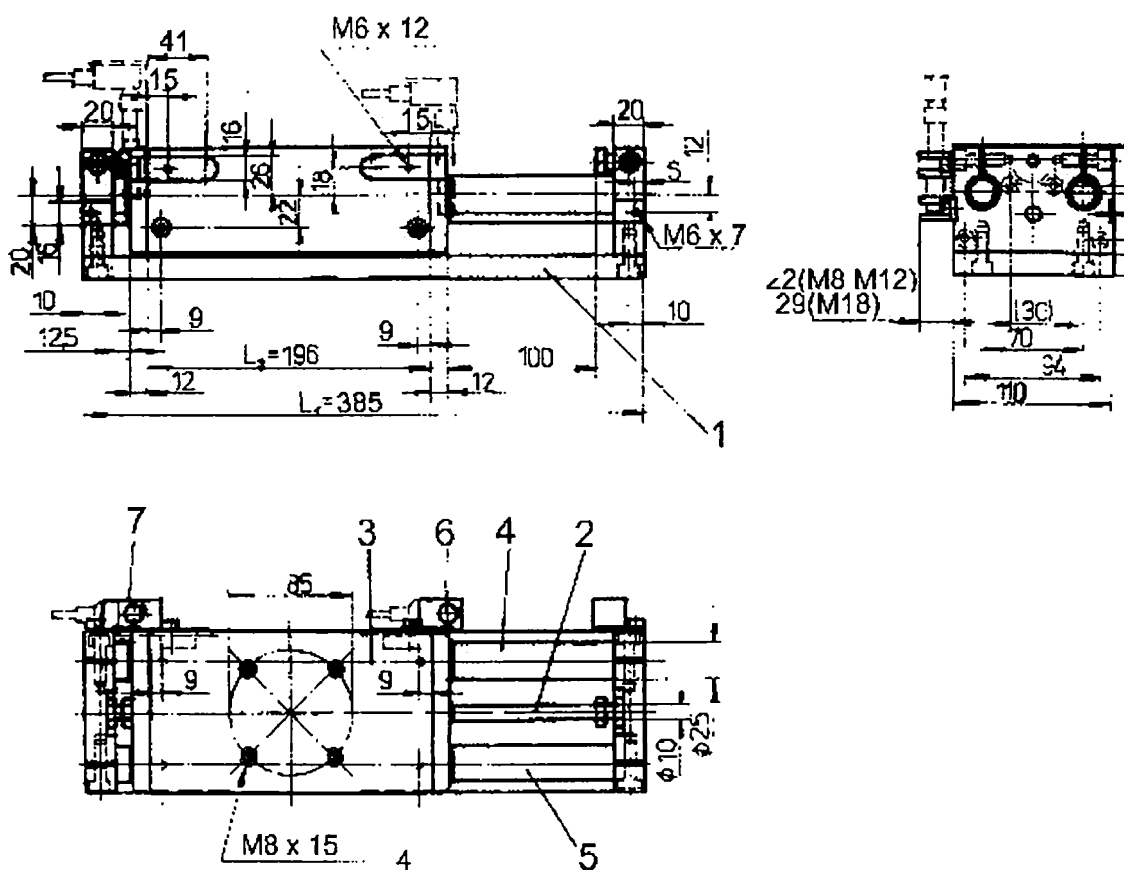


Fig 4.8. Modul de translație de bază cu motor hidraulic liniar fabricat de firma FIBROMANTA.

### 4.6.2.3 Module de translație de bază suspendate (MTB suspendate)

Modulele de translație de bază suspendate sunt utilizate în construcția RI suspendați, având avantajul reducerii spațiului ocupat și a realizării unor translații lungi. Ele pot fi realizate în construcție simplu portal, când realizează o translație după o direcție, sau dublu portal când realizează translații după două direcții perpendiculare. Fiecare element mobil ( sanie ) al acestor module poartă de regulă un alt modul de translație ( brațul ). Structurile mecanice realizate în diverse profile, ( conform tab. 4.1 ) , sunt prevăzute cu ghidaje de alunecare, sau de rostogolire.

În figura 4.9 se prezintă trei tipuri de module de translație pentru montaj, suspendate, fabricate de firma FIBROMANTA, utilizând o transmisie șurub - piuliță pentru transformarea mișcării de rotație în mișcare de translație. În figura 4.9.a se prezintă un modul de translație cu simplă ghidare și o sanie mobilă, format din subansamblele: (1) structură mecanică cu ghidaj; (2) motor hidraulic rotativ de acționare; (3) transmisie mecanică (reductor); (4) șurub cu bile; (5) sanie. În figura 4.9.b se prezintă un modul de translație cu două sănii mobile ( 5,5' ). Restul elementelor sunt identice, dar duble, cu excepția structurii mecanice. În figura 4.9.c se prezintă un modul de translație suspendat cu dublă ghidare având două structuri mecanice cu două ghidaje (1) și (2), un motor hidraulic rotativ de acționare (3), cu arborele de sincronizare (5), pentru o direcție de mișcare și o structură mecanică (8), motorul hidraulic rotativ de acționare (9), pentru a doua mișcare pe direcție perpendiculară.

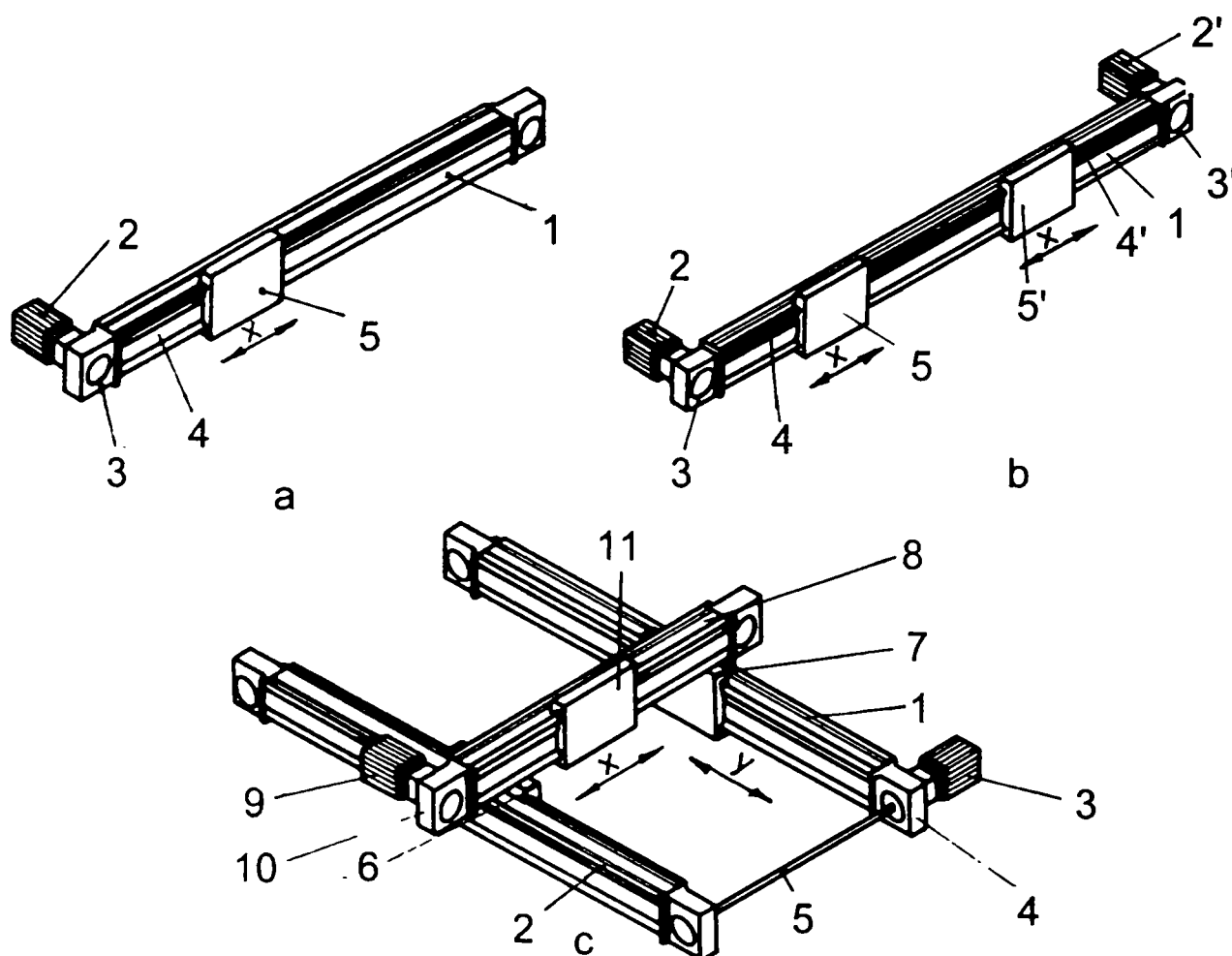


Fig. 4.9 Module de translație suspendate fabricate de firma FIBROMANTA  
a – cu o sanie; b cu două sănii; c – cu dublă ghidare.

#### 4.6.2.4. Module de translație verticale (de ridicare braț, MTV)

Modulele de translație verticale realizează translația după axa "Z" (verticală), numindu-se și module de ridicare braț. Zonele de contact ale cuplei de translație pot fi simple sau telescopice, în funcție de lungimea cursei necesare. Acționarea se realizează cu ajutorul motoarelor hidraulice rotative, utilizând diverse transmisii mecanice pentru transformarea mișcării, sau cu motoare hidraulice liniare simple sau telescopice.

Se prezintă în continuare câteva tipuri de module din această categorie.

În figura 4.10 se prezintă o variantă constructivă a MTV având o construcție telescopică, acționat cu un motor hidraulic liniar.

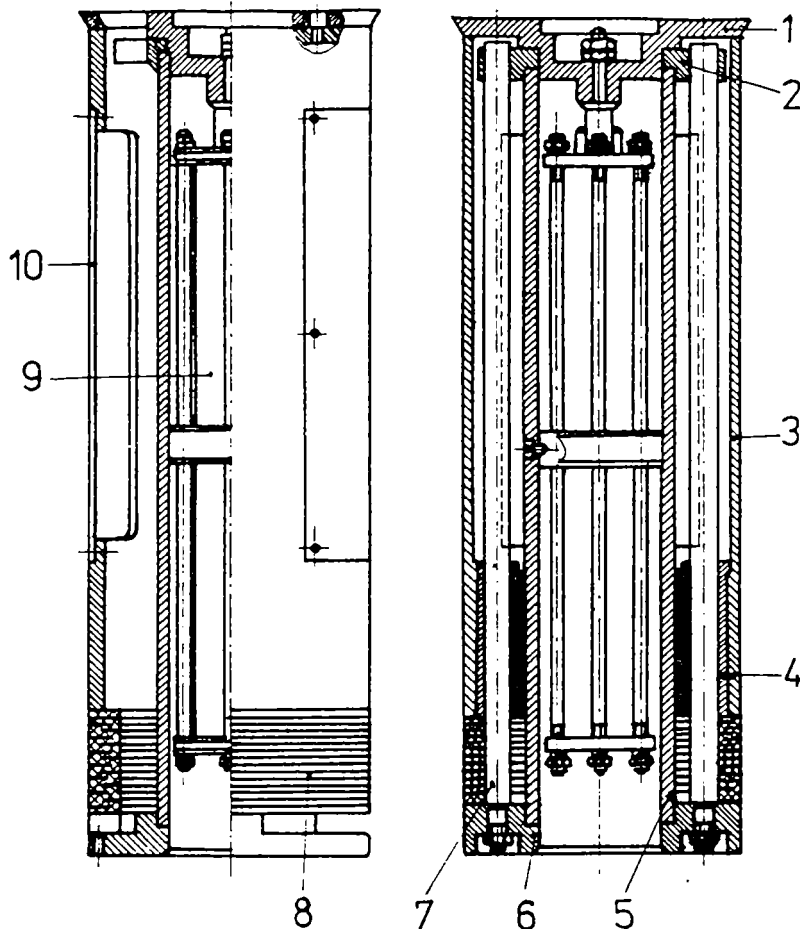


Fig.4.10 Modul de translație varianta1

Modulul este format din platoul mobil (1), care constituie și element de interfață cu modulul următor (T sau R), ghidajul (2) carcasă exterioră mobilă (3), rigidizată de platoul (1), lagăre de alunecare (4), carcasă interioară fixă (5), placă de bază (6), care constituie și interfață mecanică cu modulul din amonte, coloane de ghidare (7), burduf de protecție (8), motor hidraulic liniar (9), ghidaj (10). În interiorul modulului se găsesc spații de trecere pentru cablurile și furtunile cu care se echează modulele următoare.

Motorul hidraulic este comandat printr-un distribuitor clasic 4/3, nu este prevăzut cu traductor de poziție, deci precizia de poziționare este mai redusă.

În figura 4.11 se prezintă o variantă îmbunătățită a MTV., utilizând ușe de ghidare cu role (2), înlocuind frecarea de alunecare

cu frecare prin rostogolire cu posibilitate de reglare a jocului. Pentru controlul mișcării se utilizează traductorul de poziție incremental (14), acționat de cremaliera (12), prin pinionul (13), și utilizarea pentru comanda motorului hidraulic liniar (9), a distribuitorului proporțional (11). Traductorul (14), este montat pe cămașa exterioră mobilă (3), iar cremaliera pe cămașa interioară fixă (5).

În figura 4.12 se prezintă o variantă constructivă a unui modul de translație pe verticală, care funcționează în poziție suspendată (de sus), fabricat de firma FIBROMANTA. Modulul este format din : ( 1) batiu; (2) motor hidraulic liniar; (3) ghidaje cilindrice; (4) elemente de legătură.

#### 4.6.2.5. Module de translație orizontală (de extensie braț, MTO)

Modulele de translație orizontală mai poartă denumirea și de module de extensie a brațului robotului, purtând mecanismul de orientare, sau direct efectorul final.

Modulele de translație orizontală, cu acționare hidraulică, au în general structura asemănătoare cu a modulelor de translație verticală, diferind prin modul de interfațare cu modulele învecinate. Ele pot fi acționate cu motoare hidraulice rotative și transmisie



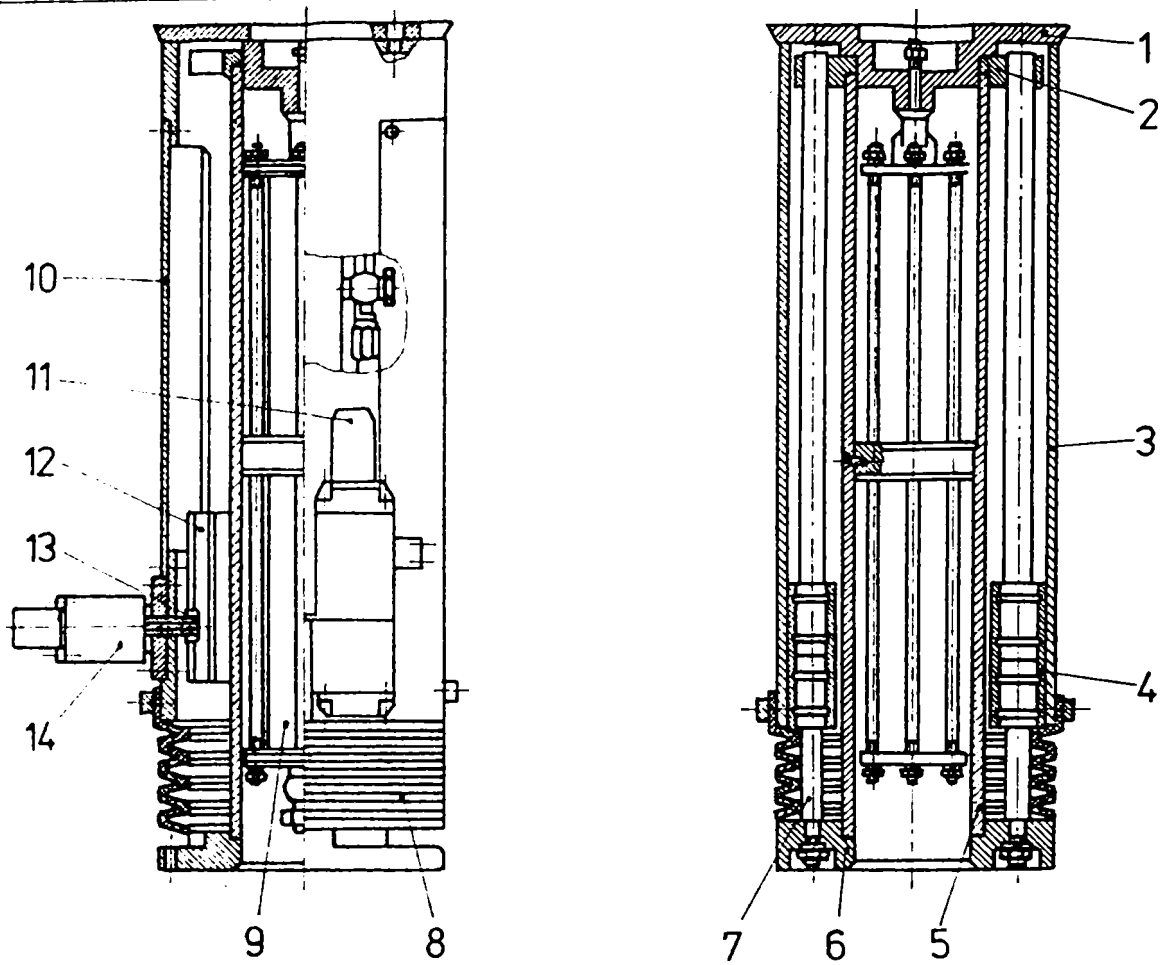


Fig 4.11 Modul de translație vertical, cu traductor de poziție..

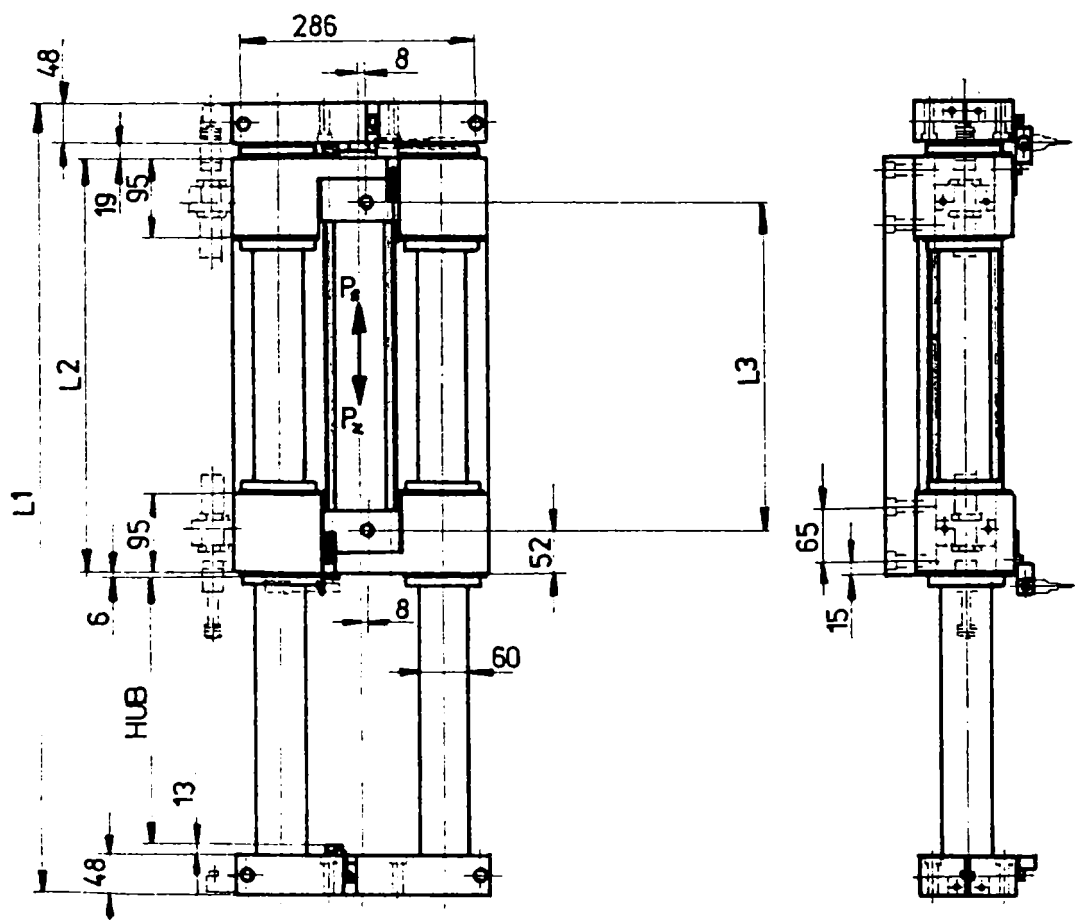


Fig 4.12 Modul de translație vertical, suspendat fabricat de firma FIBROMANTA

mecanică corespunzătoare pentru transformarea mișcării, sau cu motoare hidraulice liniare simple sau telescopice.

Motoarele hidraulice pot fi comandate prin distribuitoare clasice, servovalve sau distribuitoare proporționale. În unele construcții de module se utilizează acționarea electro-hidraulică cu motor electric pas cu pas (MPP) și amplificator hidraulic de cuplu.

Se prezintă în continuare câteva tipuri de module de translație orizontală.

Modulul de translație orizontal, prezentat în figura 4.13, este conceput pe principiu telescopic, carcasa exterioară (2), fiind antrenată în mișcare de translație de către tija motorului hidraulic liniar (6), prin intermediul subansamblului de legătură (4). Ghidarea este asigurată prin două coloane de ghidare (8), montate pe suportul (1). Legătura modulului orizontal cu modulul din amonte se realizează prin flanșa (9), iar racordarea cu modulul de orientare se realizează prin subansamblul (4).

Construcția modulului a fost îmbunătățită (fig. 4.14) introducându-se pentru comanda motorului hidraulic, un distribuitor proporțional. Ghidarea carcasei exterioare mobile (2), față de suportul (1), se face prin ghidare cu bușe cu bile (15). Controlul mișcării se face prin traductorul de poziție (7), care preia mișcarea de la carcasa mobilă prin intermediul mecanismului pinion – cremalieră (4-5).

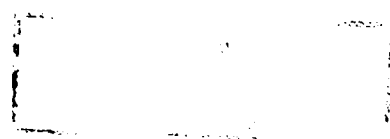
Schema de principiu a unui modul de translație orizontal, utilizând un motor electric pas cu pas (MPP) și amplificator hidraulic de cuplu, numit și sistem incremental este prezentată în figura 4.15. Elementele principale ale modulului sunt : (1) motorul electric pas cu pas; (2) sertar; (3) bloc hidraulic de acționare; (4) șurub de reacție; (5) tijă de legătură; (6) tija motorului hidraulic; (7) cilindrul motorului; (8) garnituri de etanșare; (9) burduful de protecție. La un impuls (sau mai multe) primit de MPP (1), poziția sertarului (2) se modifică astfel încât fluidul va pătrunde cu debite diferite în cele două camere ale motorului hidraulic, realizând deplasarea într-un sens al acestuia. Deplasarea reface echilibrul blocului hidraulic de acționare încât se produce oprirea deplasării motorului hidraulic. Acesta se va repune în mișcare la noi impulsuri date motorului electric pas cu pas.

Din aceeași categorie de module de translație incrementale acționat electro-hidraulic folosind motor electric pas cu pas și amplificator hidraulic de cuplu în figura 4.16, se prezintă o variantă fabricat de firmele REXRROTH (Germania), SIG (Elveția), precum și în țara noastră la întreprinderea Titan București și la Institutul Politehnic Cluj-Napoca. Modulul de translație este format din : (1) motor hidraulic liniar; (2) piston (3) piuliță de fixare; (4) tijă de acționare. Pistonul (2) se va deplasa liniar prin intermediul uleiului dirijat de către distribuitorul (6), comandat prin deplasarea liniară determinată de către motorul electric pas cu pas (7), șurubul (5) și piulița (3). Aceste ultime elemente vor introduce și o reacție mecanică de reechilibrare a distribuitorului (6), după care urmează o nouă deplasare prin intermediul motorului (7). Deplasarea axială a tijei (4) a motorului hidraulic este funcție de numărul de impulsuri date motorului electric pas cu pas (7).

Modulele de translație incrementale nu necesită traductoare de poziție, rolul lor fiind îndeplinit de către MPP.

Dezavantajul acestor soluții sunt vitezele mici de deplasare, datorită frecvențelor relativ mici de funcționare ale MPP existente .

Dezvoltarea producției de roboți modulari, a facilitat construcția unor module de translație cu motoare hidraulice liniare cu cursă reglabilă. În acest caz se poate realiza reglarea directă a cursei. În figura 4.17 se prezintă schema de principiu a acestui modul format din : (1) cilindru; (2) și (3) pistoane; (4) tijă filetată , prevăzute cu canelurile (6); (5) carcasă; (7) piuliță; (8) tijă de ghidare și port efector final. Reglarea cursei se realizează cu ajutorul piuliței (7), care îndepărtează, sau apropie cele două pistoane (2) și (3). Frânarea la capete de cursă se realizează cu droselele  $Dr_1$  și  $Dr_2$ .



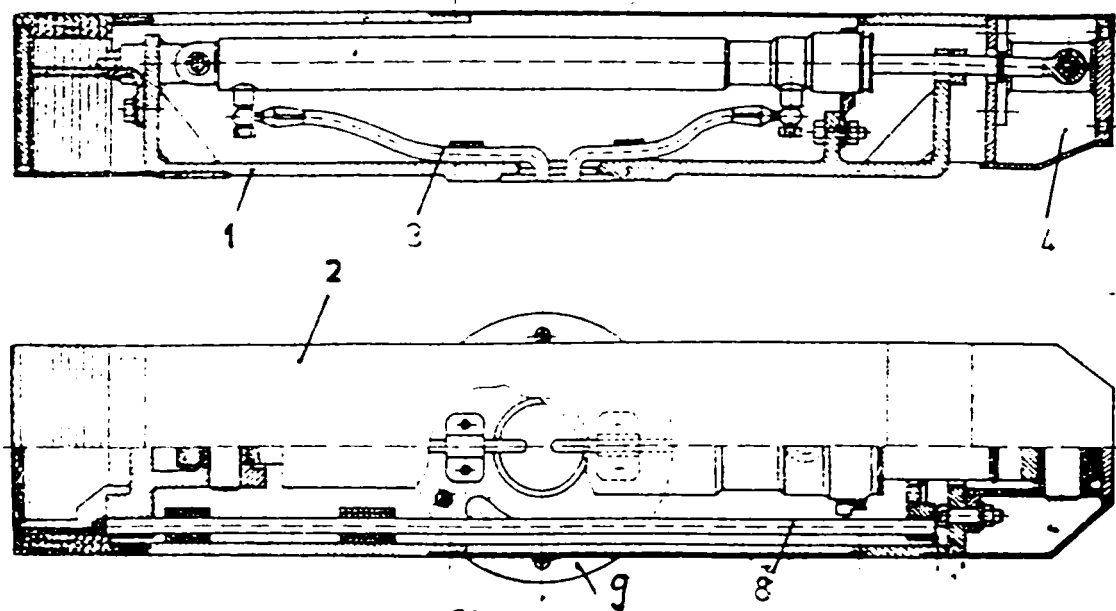


Fig.4.13. Modul de translație orizontal telescopic.

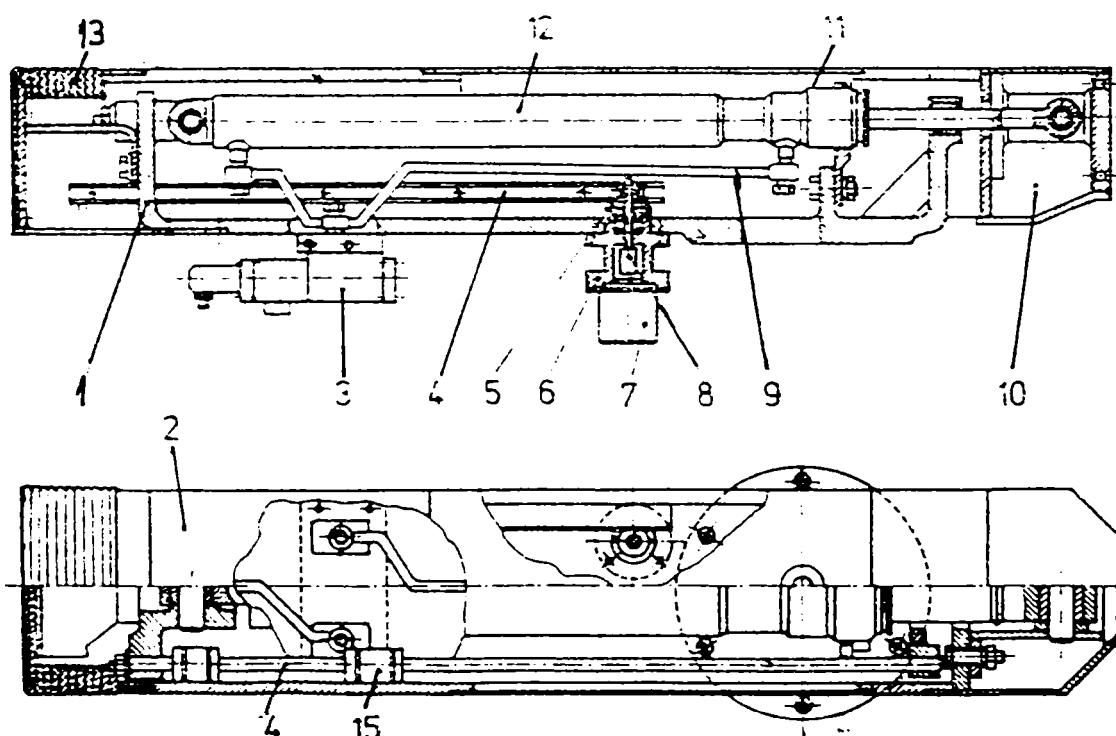


Fig.4.14. Modul de translație orizontal cu traductor de poziție.

#### 4.6.2.6 Combinații de module de translație

Modulele de translație prezentate anterior se pot combina relativ ușor, rezultând module pentru deplasări în două coordonate, ce pot fi utilizate în componenta unor roboți mobili (fig. 4.18) sau în cadrul roboților suspendați, (fig. 4.19.a,b), precum și în trei coordonate (3T) (fig.4.19.c,d).

Modulul în două coordonate (2T) prezentat în figura 4.18 are câte un motor de acționare hidraulică rotativ (1), coloane de ghidare cilindrice (2), șuruburi de transmitere a mișcării (3) și platoul (4).

În fig. 4.19.a, b se prezintă două tipuri de module cu două mișcări de translație fabricate de firma FIBROMANTA. La modulul din figura 4.19.a, format din ghidajul orizontal (1), motorul de acționare (2), transmisia mecanică (3), platoul (4), se utilizează o transmisie mecanică șurub piuliță, iar la modulul din figura 4.19.b, se utilizează o transmisie mecanică pinion – cremalieră.

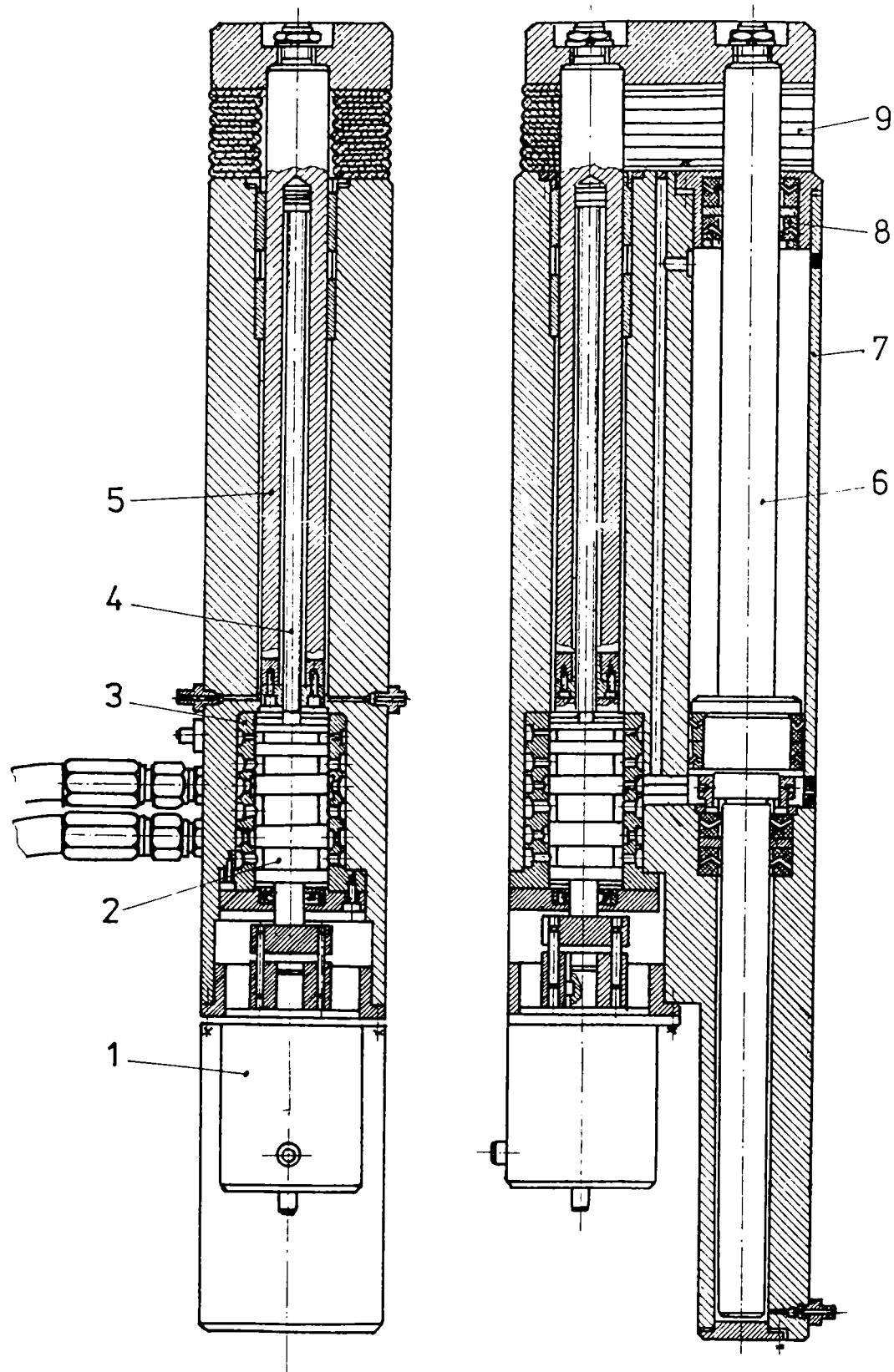


Fig.4.15. Modul de translație orizontal cu motor pas cu pas și amplificator hidraulic de cuplu.

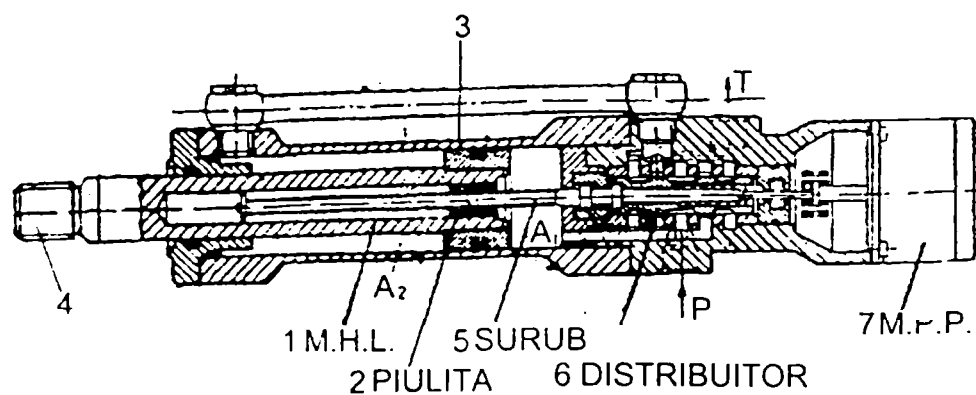


Fig.4.16. Modul de translație incremental cu motor pas cu pas fabricat de firma REXROTH.

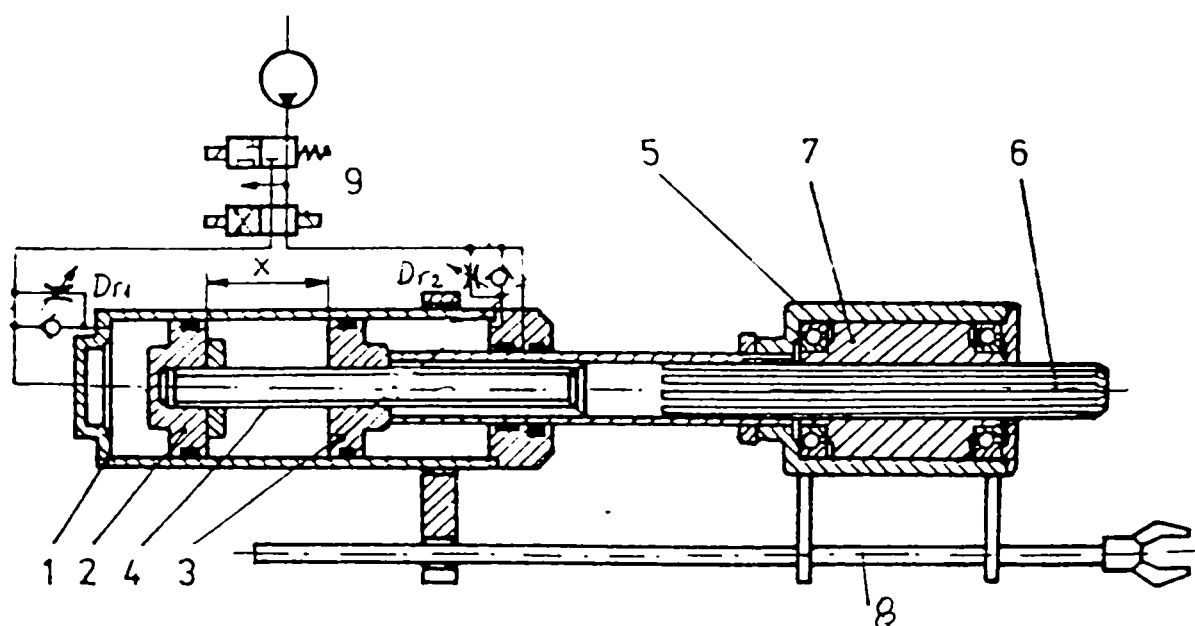


Fig.4.17. Modul de translație orizontal cu cursă reglabilă.

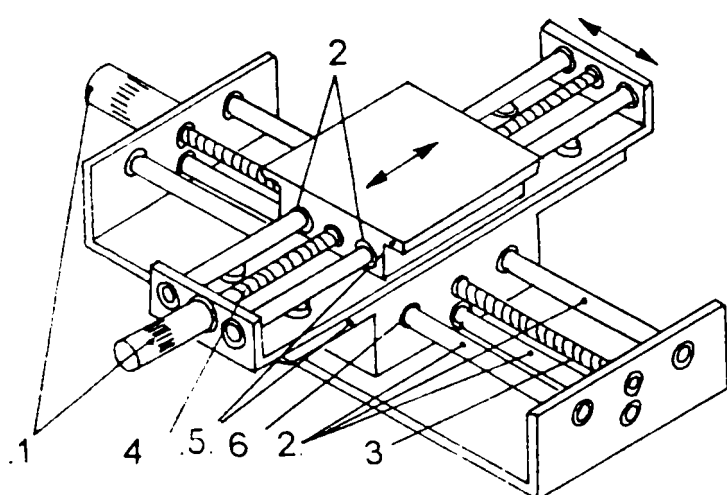


Fig. 4.18. Combinație de două module de translație de bază (2T)

În fig. 4.19.c, se prezintă două combinații de trei module de translație, obținând deplasări de translație după trei direcții fabricate de firma FIBROMANTA.

În figura 4.19.c, la schema din fig. 4.9.c s-a adăugat un modul de translație vertical, având ghidajul (12) și motorul de acționare (13).

În figura 4.19.d modulul prezentat în fig.4.19.b s-a montat pe un ghidaj dublu (8), suspendat pe portalul dublu (9), obținând a treia mișcare de translație.



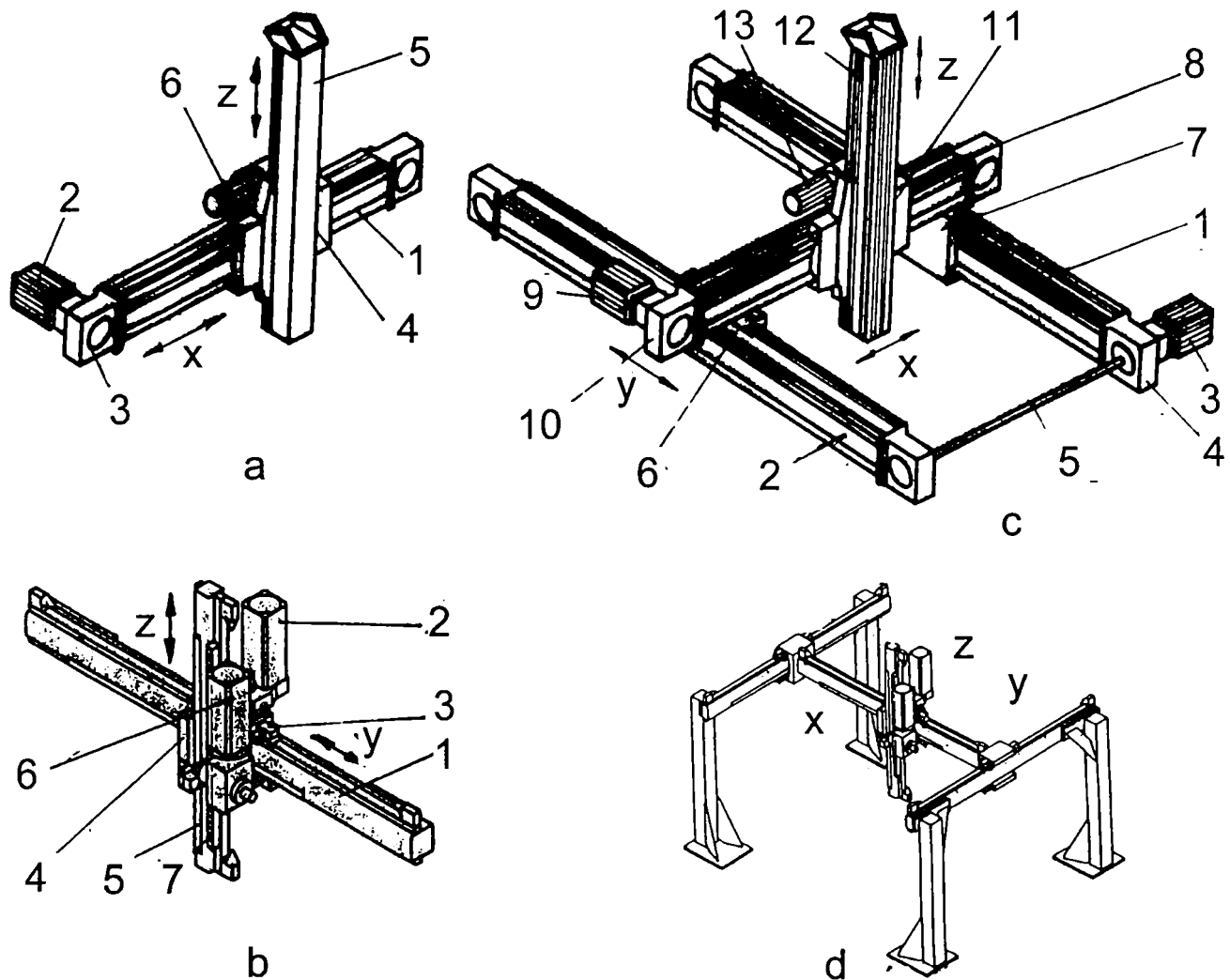


Fig.4.19. Module de translație fabricate de firma FIBROMANTA: a - după două direcții cu simplă ghidare; b - după două direcții cu dublă ghidare; c - după trei direcții; d - după trei direcții dublu portal.

### 4.6.3. Tipuri de module de rotație pentru roboți industriali cu acționare hidraulică

#### 4.6.3.1. Introducere

Modulele de rotație din componența mecanismului generator de traiectorie (MGT) au funcția de a materializa o cuplă cinematică conducătoare de rotație. După poziția pe care o ocupă în structura cinematică a R.I. acestea pot fi:

- module de rotație de bază (pivotare) care se găsesc la baza robotului, se leagă de sol și susține în continuare un modul de translație sau un alt modul de rotație;
- module de rotație intermediare, care materializează o a doua sau a treia cuplă din mecanismul generator de traiectorie al robotului industrial.

Modulele de rotație pot realiza un unghi de rotație mai mare de  $2\pi$  [rad], sau mai mic de  $2\pi$  [rad]. De regulă, unghiul de rotație este limitat la  $2\pi$  [rad], condiție impusă de gabaritul spațiului de manevră al sistemului de acționare (motor, conducte de alimentare, etc.).

Motoarele hidraulice utilizate în acționarea modulelor de rotație pot fi rotative, oscilante (pinion-cremalieră, cu palete, etc.), sau motoare hidraulice liniare (conform capitolului 3). Transmisiile mecanice utilizate în construcția modulelor de rotație pot fi:

- angrenaje : melc-roată melcată, reductoare ordinare sau planetare, transmisii armonice;
- transmisii prin curele, cabluri, lanț.

Funcțiile modulelor de rotație, condiționează structura lor constructivă.

Independentă de mărimea sarcinii preluate, modulul de rotație cu axă verticală (pivotare) se realizează printr-un reazem (lagăr) multiplu axial-radial cu moment rezistent minim și joc axial nul, similar celor utilizate pentru platourile sau coloanele rotative ale mașinilor-unelte și ale aparatelor de ridicat.

#### 4.6.3.2. Exemple de module de rotație

În figura 4.20. se prezintă un modul de rotație care utilizează reductoare planetare, amplasate în interiorul ansamblului mobil al arborelui, lăgăruit față de batiu. Mișcarea de rotație a platoului solidar, cu corpul rotativ (2) al RI se obține de la motorul hidraulic rotativ (1), prin intermediul a trei reductoare planetare.

Pentru preluarea jocului de flanc în angrenaje se introduc roțile dințate pasive (18) și (19), realizându-se astfel o pretensionare în circuit închis. Modulul de rotație de bază este prevăzut la placa de bază (24) cu găuri pentru fixare pe fundație, iar corpul rotitor (2) este prevăzut cu o flanșă cu găuri pentru legătura (interfațarea) cu modulul următor.

În figura 4.21. se prezintă un modul de rotație, utilizând o transmisie armonică. Mișcarea de rotație este transmisă de la un motor hidraulic rotativ la arborele de intrare (1) al reductorului armonic prin intermediul curelei dințate (6) sau lanț și roata dințată (7).

De arborele de intrare (1) este solidarizat deformatorul (2) care acționează asupra elementului flexibil (3), danturat pe suprafața exterioară, obligându-l să pătrundă în dantura interioară a elementului rigid (4), fixat de batiul (9). Elementul flexibil este fixat de arborele condus (5) rigidizat față de platoul rotitor (11). La această soluție zonele de contact ale cuplei cinematice de rotație sunt rulmenții (12) și (13). Pe platoul rotitor (11) se fixează structura modulului următor.

Transmisiile armonice au o construcție compactă, raport de transmitere mare, funcționare silențioasă și valori reduse ale erorii cinematice datorate jocului de flanc al danturii. Transmisia armonică asigură o portanță mare, datorită distribuției aproape uniforme a sarcinii pe lungimea dinților.

În fig. 4.22. se prezintă un modul de rotație, utilizând ca transmisie mecanică un angrenaj melcat și un angrenaj cilindric.

Antrenarea modulului se realizează printr-un motor hidraulic rotativ (1), care transmite mișcarea arborelui condus, prin intermediul angrenajului cilindric (2-3) și a angrenajului melcat (4-5). Pe arborele condus (7) sunt montate : frâna electromagnetă (6), roata dințată (14) și platoul rotitor (8), de care se fixează modulul următor. Zonele de contact ale cuplei cinematice de rotație sunt realizate de către rulmenții (9), (10), (11).

Controlul mișcării este asigurat prin traductorul de poziție (12) de tip TIRO 1000 care primește mișcarea de rotație de la arborele condus prin intermediul mecanismului cu curea dințată (13-14) și prin variatorul de turație al motorului de antrenare. Interfațarea mecanică cu modulul următor se realizează prin flanșa (8) care este și platoul rotitor al modulului.

În figura 4.23. se prezintă un modul de rotație obținut prin combinarea acționării electrice cu acționarea hidraulică (acționarea electro-hidraulică).

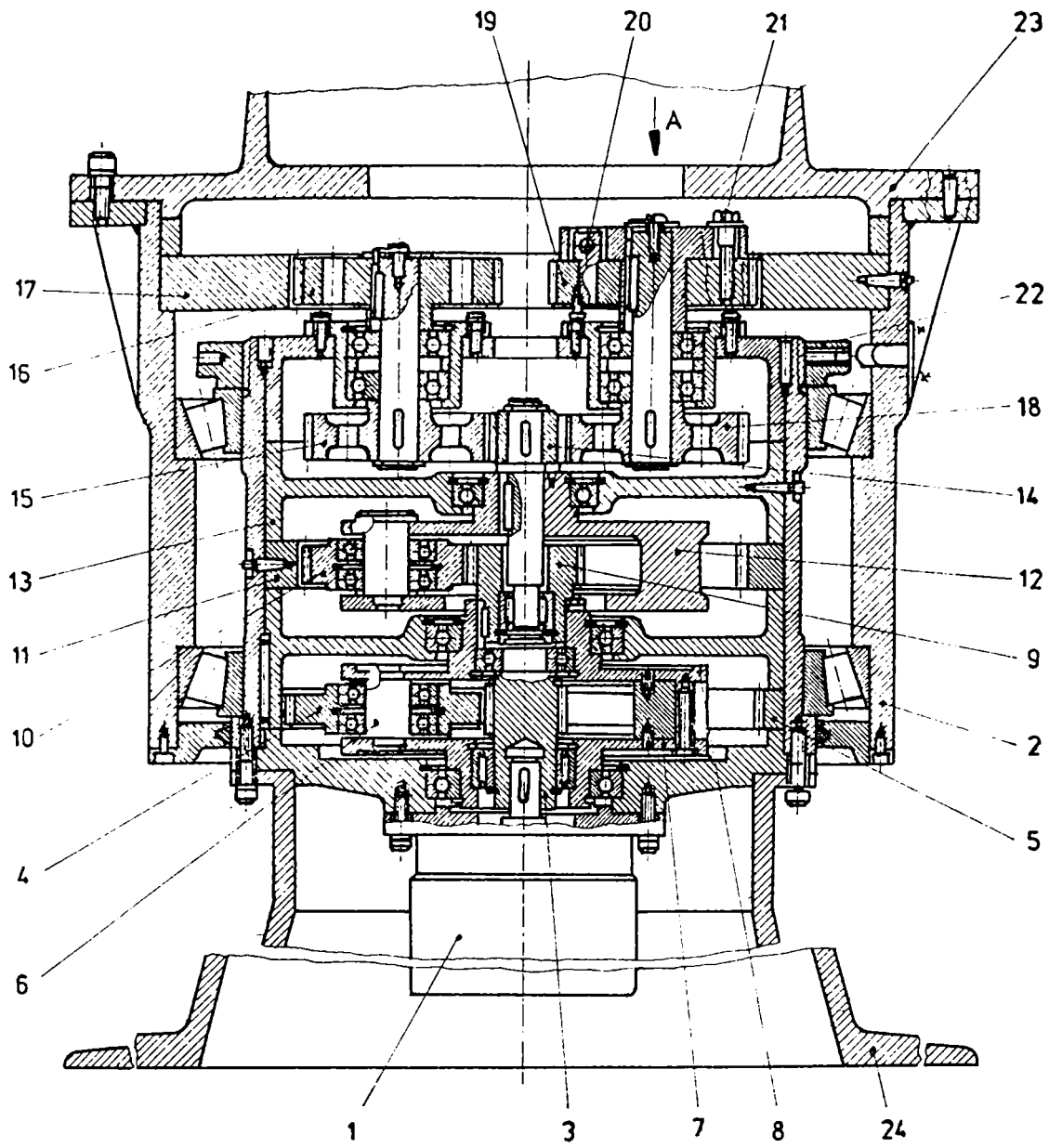


Fig. 4.20. Modul de rotație de bază cu reductor planetar

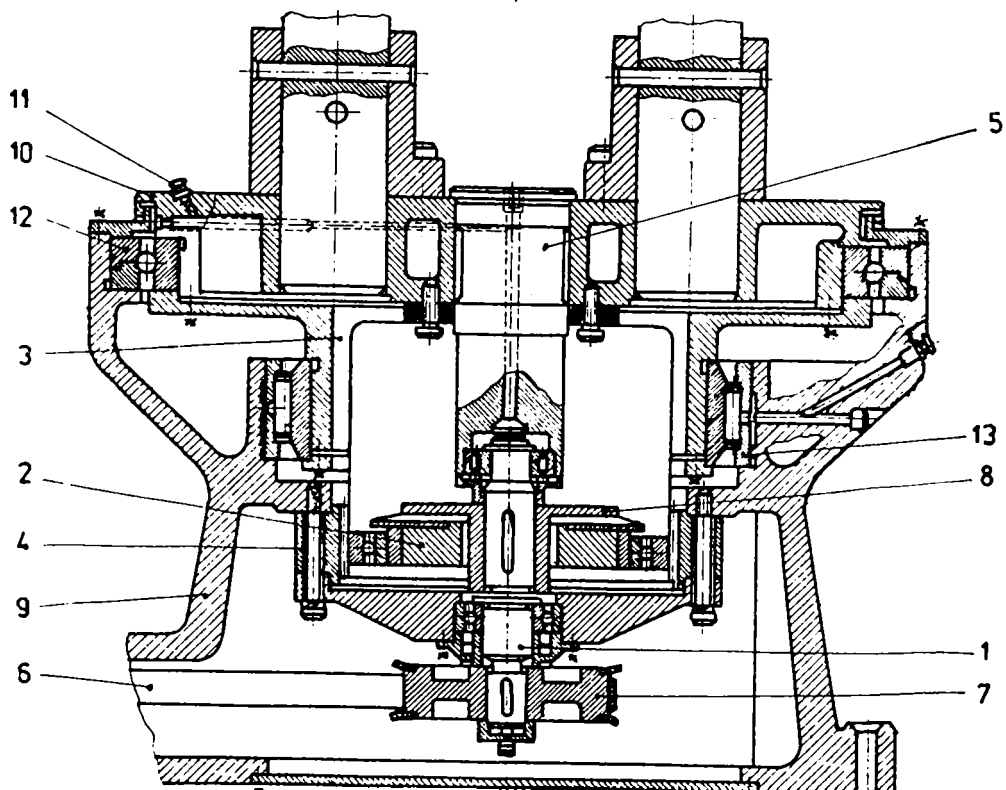


Fig. 4.21. Modul de rotație cu transmisie armonică

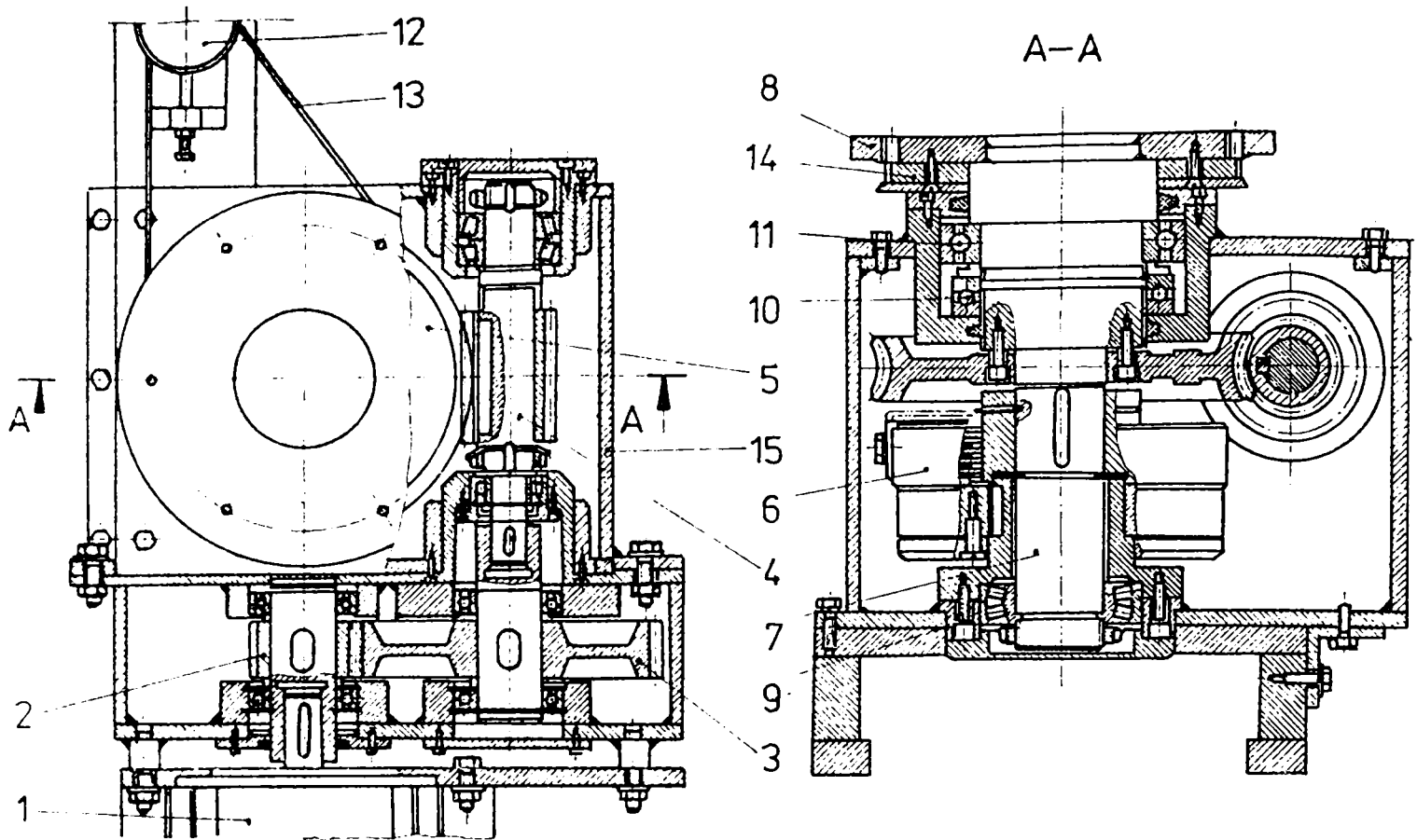


Fig. 4.22. Modul de rotație cu transmisie melc-roată melcată

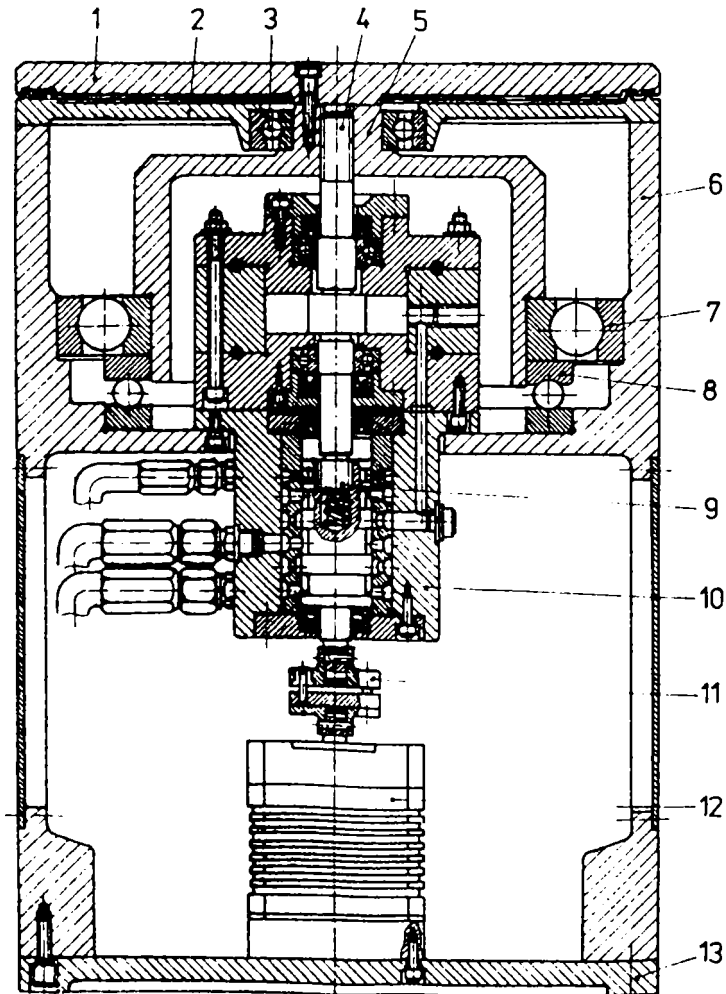


Fig. 4.23. Modul de rotație electro-hidraulic



Se pot transmite forțe și momente mari cu precizii de poziționare ridicate. Acționarea modulului de rotație se realizează cu motorul hidraulic oscilant cu paletă (4), care transmite mișcarea de rotație la platoul rotitor (1). Comanda motorului hidraulic se realizează cu blocul hidraulic (10) și motorul electric pas cu pas (12).

Principiul de acționare electro-hidraulic cu MPP a fost prezentat în capitolul 3.

Zonele de contact ale cuplei cinematice de rotație sunt realizate de către rulmenții (3),(7) și (8).

Performanțele tranzitorii ale sistemelor de rotație cu amplificatoare hidraulice de cuplu sunt superioare celor de translație întrucât elasticitatea acestora este mică, volumele de fluid necesare fiind reduse.

În figura 4.24. se prezintă un modul de rotație cu acționare hidraulică, utilizând două motoare liniare. Modulul de rotație este format din carcasa (1), cremalierele (2), prevăzute la ambele capete cu pistoanele (3), axul danturat (4), capacele frontale (5) și (6), rulmenții cu bile (7) și (8), racorduri de alimentare (9), flanșa de legătură (10) prevăzută cu găuri filetate și limitatori de cursă reglabili (11). În figura 4.24.b. se prezintă un modul de rotație pe acest principiu fabricat de firma FIBROMANTA.

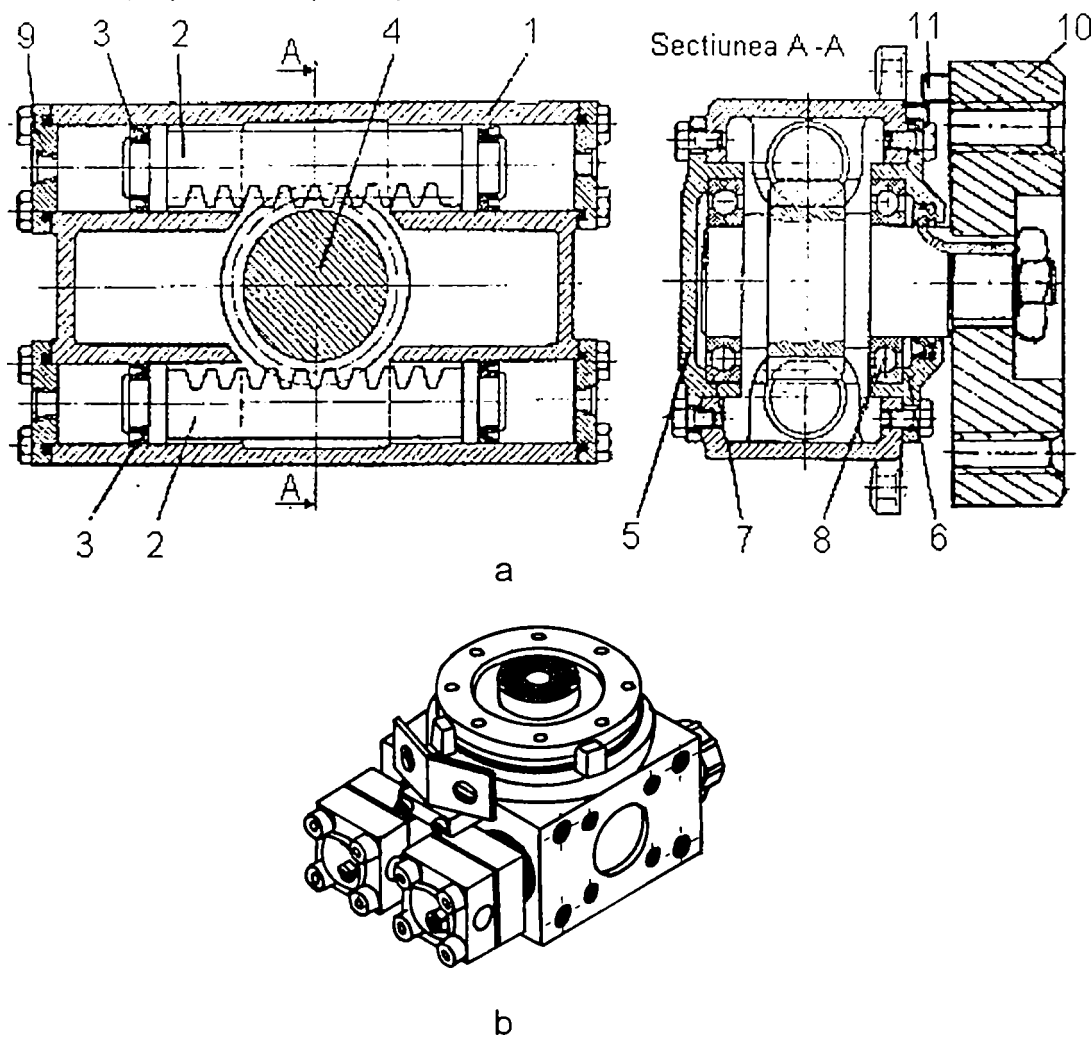


Fig. 4.24. Modul de rotație hidraulic cu pinion-cremalieră dublu : a – construcție de bază; b – construcție fabricată de firma FIBROMANTA.

În structura roboților articulați se utilizează module de rotație, denumite de "basculare", care pot fi acționate cu motoare hidraulice rotative, utilizând transmisii mecanice șurub-piuliță, sau motoare hidraulice liniare.

În fig. 4.25. se prezintă câteva scheme de principiu ale acestor module.

Modulul din figura 4.25.a., utilizează un motor hidraulic rotativ și o transmisie mecanică șurub-piuliță. Motorul de acționare este legat la elementul fix al modulului printr-o cuplă sferică (A).

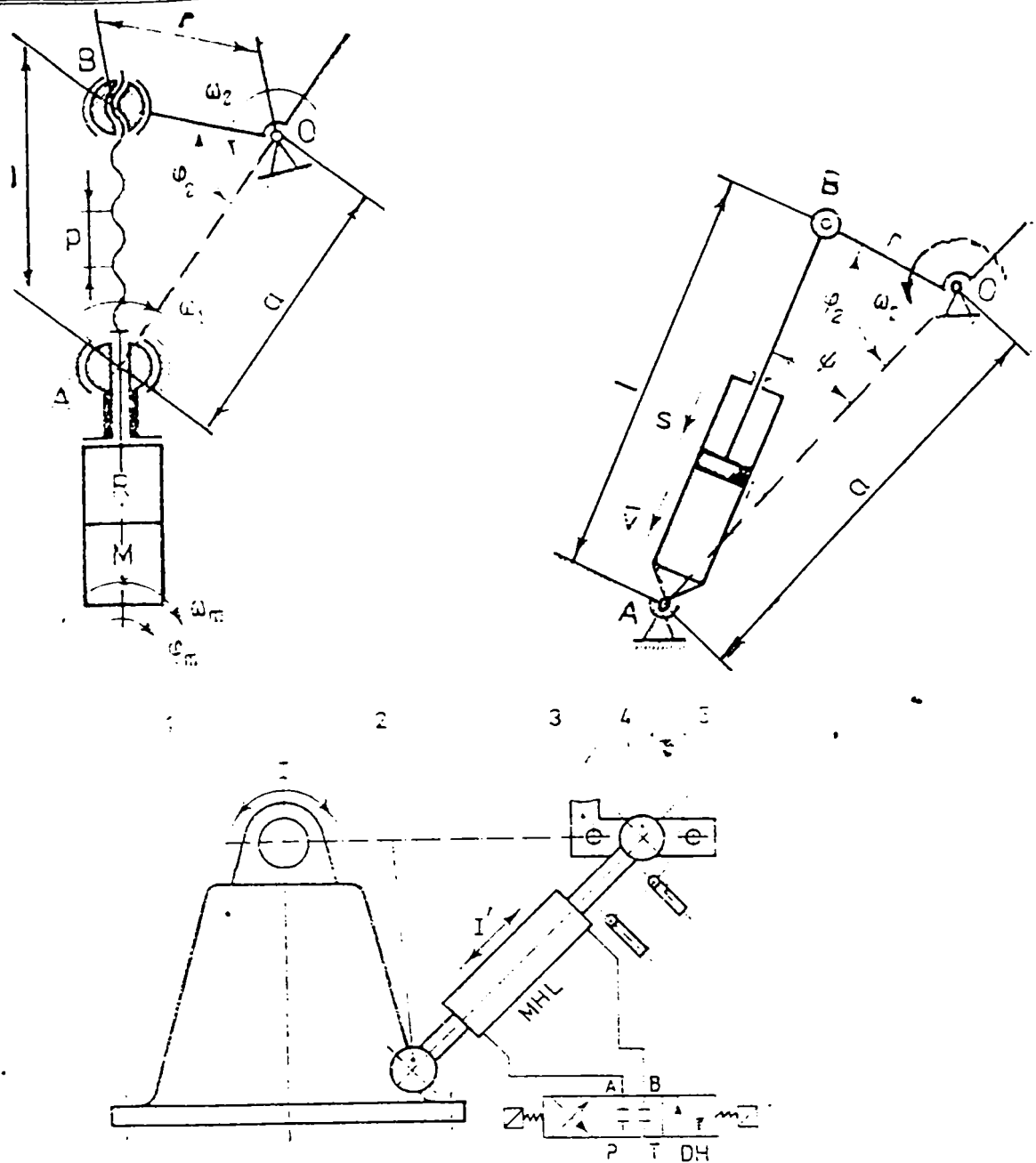


Fig. 4.25. Module de rotație de basculare : a – cu motor rotativ; b, c, - cu motoare liniare

Modulul din figura 4.25.b, utilizează pentru a obține mișcarea de rotație (de basculare) a elementului mobil al cuplei cinematice un motor hidraulic liniar. Motorul hidraulic liniar este racordat la partea fixă, respectiv la cea mobilă prin cuple de rotație (A) și (B).

În figura 4.25.c, se prezintă schema de principiu a unui modul de rotație (de basculare) în plan vertical, realizat la Institutul Politehnic Cluj-Napoca, fiind utilizat în construcția robotului VIPAS-1. Mișcarea de basculare se realizează de către motorul hidraulic liniar MHL racordat la brațul robotului prin intermediul elementului de legătură (3), iar la corpul modulului (1) prin articulația (2).

În concluzie, construcția modulelor de rotație este dependentă de natura acționării, de tipul motorului de acționare (rotativ, oscilant sau liniar), de poziția pe care o ocupă în lanțul cinematic al mecanism generator de traiectorie, de mărimea sarcinii pe care o manipulează.



#### 4.6.4. Tipuri de module de orientare pentru roboți industriali cu acționare hidraulică

##### 4.6.4.1. Introducere

Modulul de orientare realizează funcția de orientare a obiectului manipulat.

El face legătura între mecanismul generator de traiectorie și efectorul final, având rolul de a asigura o orientare bine determinată a acestuia.

În continuare pentru modulul de orientare se va utiliza prescurtarea M.O. iar pentru efectorul final prescurtarea E.F.

M.O. realizează de la unul până la trei grade de libertate ale E.F. față de un sistem de referință solidarizat cu ultimul element al M.G.T. Cuplele cinematice din componența M.O. sunt numai cuple de rotație (R), realizând mișcarea de rotație după o axă, două, sau trei, în diferite combinații cu simbolizări conform I.S.O. prezentate în tabelul 4.4.

Din punct de vedere constructiv, M.O. pot fi realizate cu mișcări independente, având pentru fiecare grad de libertate câte un modul de acționare sau cu mișcări dependente.

Acționarea cuplelor cinematice de rotație poate fi realizată cu ajutorul motoarelor rotative și diverse transmisii mecanice sau cu ajutorul motoarelor hidraulice liniare și diverse transmisii mecanice de tip cablu, curele dințate, lanț, bare etc.

Motoarele de acționare pot fi plasate local, în zona cuplelor cinematice de rotație, sau umeral, în afara modului de orientare.

##### 4.6.4.2. Exemple constructive de module de orientare pentru roboți industriali cu acționare hidraulică

###### 4.6.4.2.1. Module de orientare cu un grad de libertate

În figura 4.26. se prezintă un modul de orientare (rotație) cu un grad de libertate, acționat de motorul hidraulic oscilant (MHOR 2).

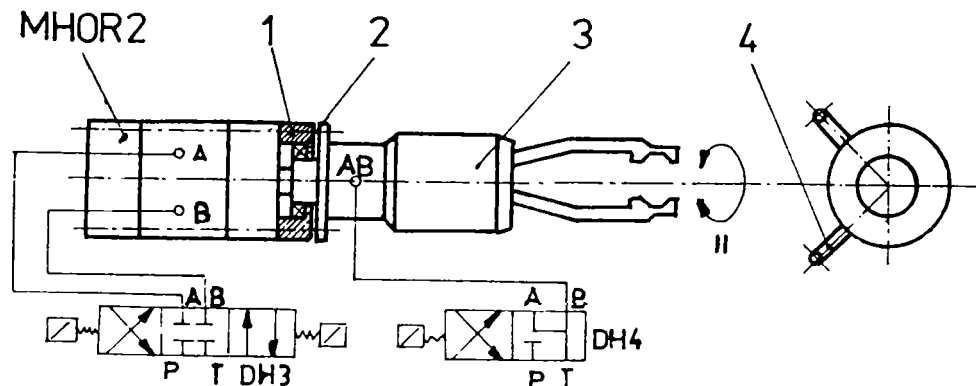


Fig. 4.26. Modul de orientare cu un grad de libertate

Mișcarea de rotație este transmisă la E.F. (3), montat pe axul motorului printr-un cuplaj și susținut de flanșa (1) și rulmentul (2). Comanda motorului hidraulic se poate realiza cu distribuitorii tipizate DH sau o comandă electrohidraulică, utilizând motor electric, pas cu pas.

Pe lângă motoarele oscilante se pot utiliza pentru acționarea M.O. cu un grad de libertate și motoare hidraulice rotative comandate prin amplificatoare hidraulice și M.P.P.

În figura 4.27. se prezintă un M.O. cu un grad de libertate, acționat cu amplificatoare hidraulice de cuplu, care sunt constituite dintr-un motor electric pas cu pas

(1) un amplificator hidraulic (3) care transformă mișcarea de rotație a M.P.P. în mișcare de translație (transmisie șurub-piuliță) a plungerului amplificatorului (5), reglând astfel energia fluidului de lucru a motorului hidraulic rotativ cu pistonaje axiale MHO, format din blocul (7), pistonajele (8), discul fulant (9), axul de ieșire (10).

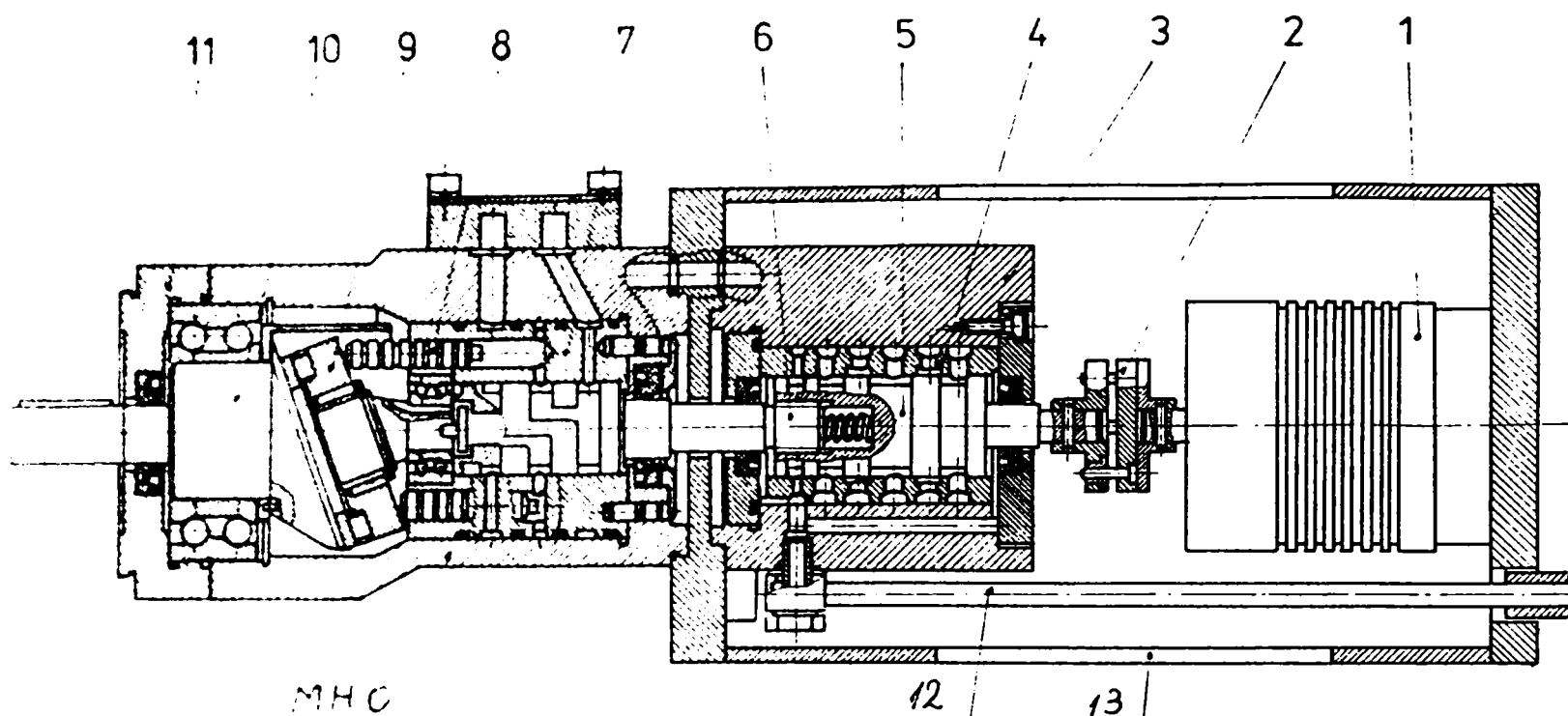


Fig.4.27. Modul de rotație electro-hidraulic cu motor pas cu pas.

Sistemele de acționare incrementală prezintă următoarele avantaje:

- amplificarea cuplului motor la aceeași frecvență a motorului pas cu pas;
- precizia de orientare ridicată și lipsa traductorului de poziție (rolul acestuia fiind preluat de M.P.P.).

Dezavantajele acestor sisteme sunt :

- preț de cost ridicat;
- viteze unghiulare relativ mici, condiționate de frecvența M.P.P.;
- unghiul de rotație limitat de construcția blocului de comandă.

Asemenea sisteme sunt realizate de firme ca: SIEMENS - FUJITSU, REXROTH.

Modulele permit realizarea interschimbabilității. Aceste module se pot ușor cupla la un calculator de proces, prin intermediul M.P.P.

#### 4.6.4.2.2. Module de orientare cu două grade de libertate

Aceste module realizează două rotații după două axe concurente, acționarea celor două mișcări putându-se realiza printr-un mecanism diferențial cu roți dințate conice. Utilizarea mecanismelor diferențiale este impusă de necesitatea realizării cinematicii pentru M.O., pornind de la mișcări dependente de aceeași bază. Modulul de orientare prezentat în figura 4.28, este format din pinionul conic (1), care prin angrenare cu pinionul conic (2), rigidizat de semicarcasa (7) realizează mișcarea de rotație  $\omega_I$ , pinionul conic (3) care prin angrenare cu pinionul conic dublu (4) și pinionul (5), rigidizat de arborele (6), realizează a doua mișcare de rotație  $\omega_{II}$ .

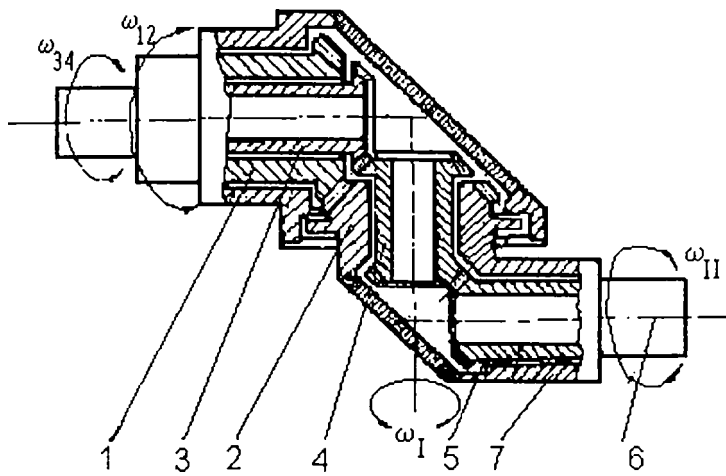


Fig. 4.28. - Modul de orientare cu transmisii dințate conice diferențial.

punând în mișcare de rotație axul (7), împreună cu brațul (13), respectiv flanșa de legătură (14) cu E.F.

A doua mișcare de rotație  $\omega_{II}$  se obține de la arborele de intrare (8), angrenajul conic (9-10-11-12), respectiv flanșa de legătură (14), obținându-se mișcarea de rotație în jurul axei  $O_2-O_2$ . Mecanismul de orientare este fixat prin flanșa (15) de ultimul element al M.G.T. (1).

În figura 4.30 se prezintă schema constructivă a unui modul de orientare cu două grade de libertate, acționate cu câte un motor hidraulic rotativ și transmisii armonice. Pentru obținerea mișcării de rotație  $\omega_I$  se acționează arborele de intrare (1) de către motorul hidraulic rotativ (19) și transmisia mecanică cu roată dințată (21), și prin angrenajul cilindric cu dinți înclinați și posibilitate de preluare continuă a jocurilor din angrenare (3-4) și transmisia armonică (5-6-7-8). Elementul rigid (7) este fixat la carcasa (9) iar elementul rigid (8) este fixat la piesa (17) care primește mișcarea  $\omega_I$ . Pentru obținerea mișcării de rotație  $\omega_{II}$  se acționează arborele de intrare (2) de către motorul hidraulic rotativ (20) și transmisia mecanică cu curea dințată (22) și prin angrenajul cilindric (10-11), angrenajul conic (12-13), transmisia armonică (14-15-16). Elementul flexibil (15) este legat de carcasa (18), dând mișcarea  $\omega_{II}$ . Racordurile hidraulice rotative (20) și (21) permit alimentarea cu ulei a efectorului final.

#### 4.6.4.2.3. Module de orientare cu trei grade de libertate

Aceste module pot executa trei rotații după trei axe, de regulă concurente. Au o construcție mai complexă și pot fi acționate de asemenea, umeral sau local (în apropierea M.O.).

În figura 4.31. se prezintă schema constructivă a unui M.O. din această categorie. Arborii de intrare (2),(7) și (14), primesc mișcarea de rotație de la câte un motor hidraulic rotativ (M1,M2,M3) printr-o transmisie mecanică cu curea dințată. Mișcările de rotație se obțin în continuare prin intermediul unor roți dințate cilindrice și conice. Mișcarea de rotație  $\omega_I$  se obține de la arborele de intrare (2), angrenajul cilindric (3-4), angrenajul conic (5-6). Mișcarea de rotație  $\omega_{II}$  se obține de la arborele de intrare (7), angrenajul cilindric (8-9), angrenajul conic (10-11-12-13), ultimul fiind rigidizat față de piesa (24), care împreună cu restul subansamblului se va roti față de carcasa (23), prin intermediul unor rulmenți cu bile. A treia mișcare de rotație  $\omega_{III}$  se obține de la arborele de intrare (14), angrenajul cilindric (15-16), angrenajul conic (17-18-19-20-21-22).

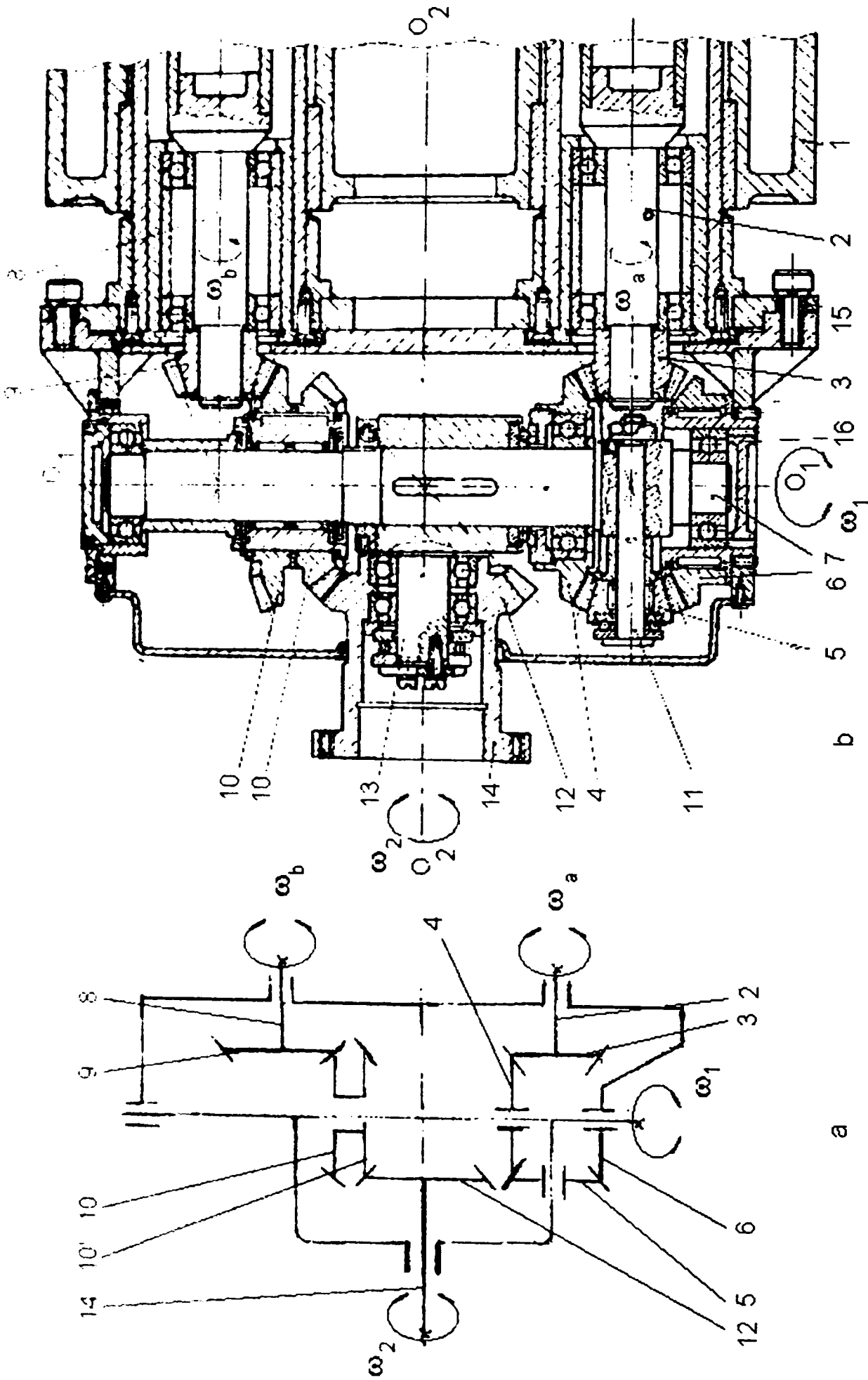


Fig. 4.29. - Modul de orientare cu două grade de libertate al robotului industrial UNIMATE 2000 :  
 a- schemă cinematică ; b - schema constructivă

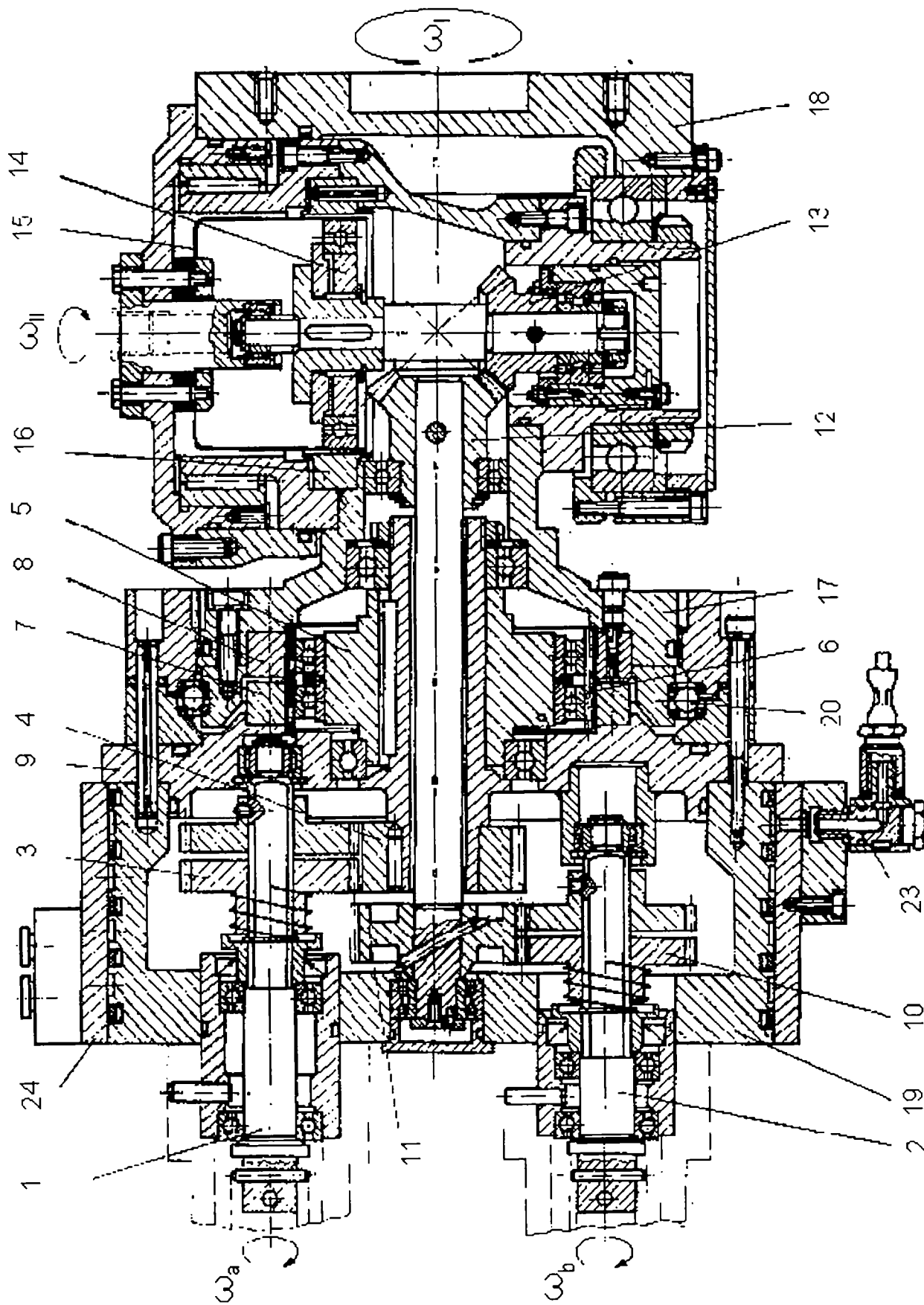


Fig. 4.30. - Modul de orientare cu două grade de libertate și transmisii armonice :



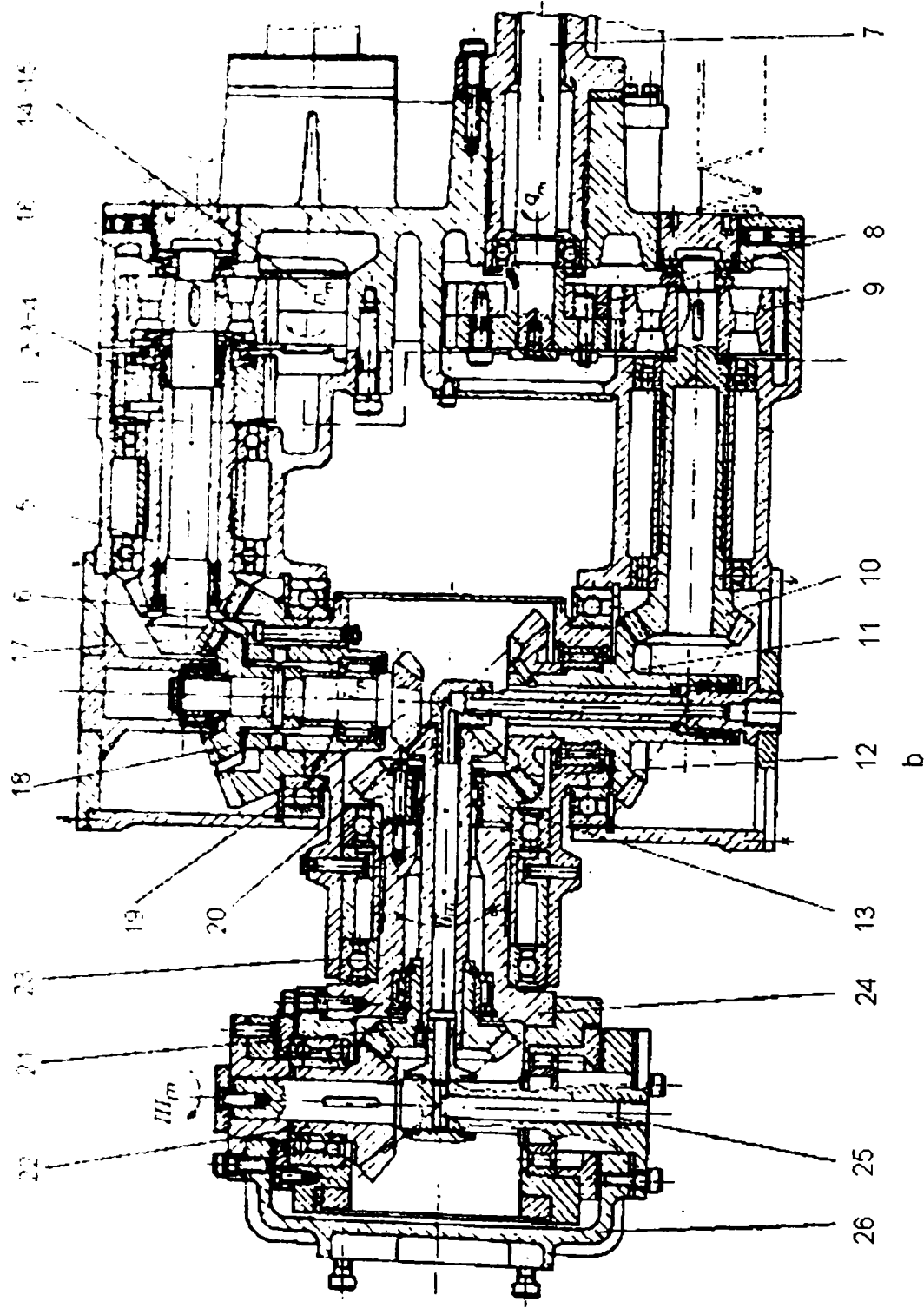


Fig. 4.31. - Modul de orientare cu trei grade de libertate acționat hidraulic :

Roata conică (22) este rigidizată față de axul (25) și acesta față de carcasa (26), purtătoare a E.F, care se va roti cu  $\omega_{III}$ .

#### **4.7.Structuri de roboți modulari tipizați [C6 ] [C7 ] [C8 ]**

##### **4.7.1.Introducere**

În paragraful 4.6.1 s-a dat definiția modului tipizat al robotului industrial, precum și unele avantaje ale tipizării acestuia.

Dezvoltarea concepției, fabricației și utilizării roboților industriali a condus printre altele la elaborarea unor programe complete de tipizare constructivă și modularizare a acestora, o serie de firme constructoare trecând la realizarea unor tipuri de roboți industriali pe bază de module tipizate.

Concepția modulară permite stabilirea structurii optime a robotului pentru numărul de grade de libertate strict necesar problemei date, utilizând numai acele module care determină lanțul cinematic generator de traiectorie și lanțul cinematic de orientare de configurație minimală.

Într-un sistem robotic modular, fiecărui modul component îi revine un anumit rol legat de tipul mișcării ce îl poate realiza, de mărimea cursei utile sau a sarcinii utile. O structură cinematică minimală asigură o fiabilitate crescută și o precizie de poziționare sporită, față de varianta complexă (clasică) și simplificarea modului de întocmire a programelor de operare.

##### **4.7.2.Exemple de structuri modulare a roboților industriali în diferite țări**

Se prezintă în acest paragraf o serie de exemple de module tipizate și variantele de structuri cinematice de roboți industriali posibile a fi realizate cu aceste module din principalele țări producătoare de roboți industriali.

###### **4.7.2.1.Exemple de structuri modulare de roboți industriali fabricați în Japonia**

În figura 4.32 se prezintă familia de roboți industriali ROBITUS, destinați operațiilor de manipulare , obținuți prin asamblarea diferitelor module tipizate după cum urmează :

- 1 - modul de translație de bază;
  - 2 – batiu;
  - 3 - modul de rotație de bază;
  - 4 - soclu de bază;
  - 5 - modul de translație vertical (ridicare braț);
  - 6 - modul de rotație (basculare braț);
  - 7 - modul de translație orizontal (extensie braț);
  - 8 - module de orientare cu una, două sau trei grade de mobilitate.
- Prin combinarea acestor module se prezintă structurile de roboți :
- 9 - robot "TRRT" obținut prin asamblarea modulelor 1-4-5-7-8;
  - 10 -robot "TRRT" obținut prin asamblarea modulelor 3-6-7-8;
  - 11 -robot "RTT" cu două brațe, obținut prin asamblarea modulelor 2-3-5-7-8;
  - 12 -robot "RRT" obținut prin asamblarea modulelor 2-3-6-7-8;
  - 13 -robot "TT" obținut prin asamblarea modulelor 4-5-7-8;
  - 14 -robot "TRT" suspendat ( translație lungă) obținut prin asamblarea modulelor 3-7-8;

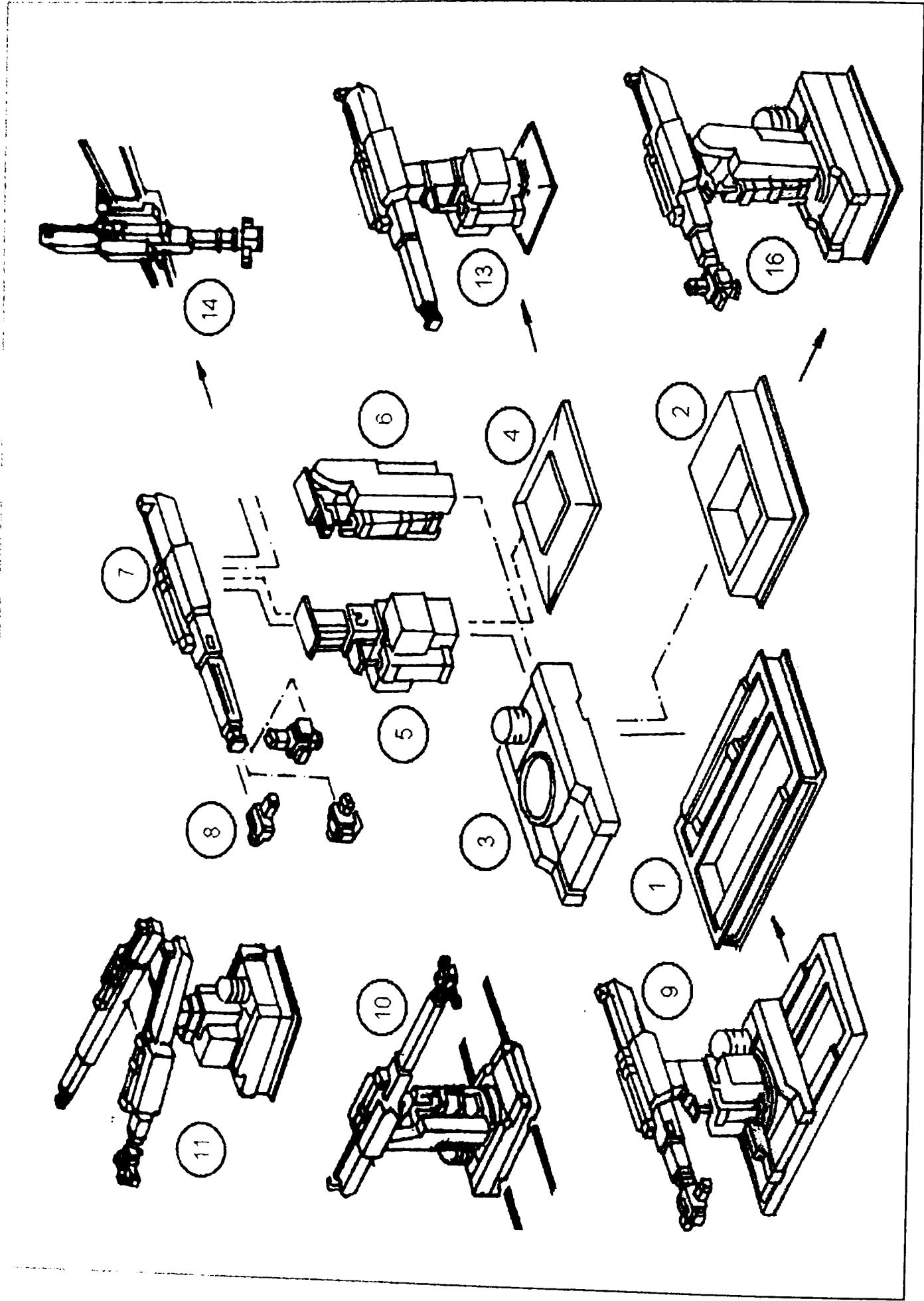


Fig.4.32.- Familia de roboți modulari ROBITUS

#### 4.7.2.2. Exemple de structurii modulare de roboți industriali fabricați în Germania

O serie de firme constructoare de roboți din Germania au realizat diferite tipuri de module de roboți și roboți modulari cum ar fi : firma FIBROMANTA, firma KUKA, firma BOSCH, etc

În figura 4.33 se prezintă familia de roboți industriali "BOSCH", obținuți prin asamblarea diferitelor module tipizate după cum urmează :

- 1 - modul de translație de bază;
- 2 – batiu;
- 3 - modul de rotație de bază;
- 4 - modul de translație vertical (ridicare braț);
- 5 - modul de rotație (basculare braț);
- 6-7 - modul de translație orizontal (extensie braț);
- 8 -9 - module de orientare.

Prin combinarea acestor module se prezintă în figură structurile de roboți :

- 10 - robot "TTT" obținut prin combinarea modulelor 1-4-7-9;
- 11 - robot "TRT" obținut prin combinarea modulelor 1-5-6-9;
- 12 - robot "RTT" obținut prin combinarea modulelor 3-4-7-8;

#### 47.2.3 Exemple de structuri modulare de roboți industriali fabricați în Franța

Firmele Renault au realizat roboți modulari utilizând 12 module diferite. Aceste module au permis realizarea roboților tip "80" și a roboților de vopsire. Pornind de la faptul că în industria automobilelor un robot de sudare cu șase axe este utilizat foarte de rar, firma "SCIAKI" a conceput o sistemă de module "ROBOFLEX" pe baza căreia se pot concepe diferite structuri de roboți conform figurii 4.34. Modulele principale sunt :

- 1 - modul de translație de bază;
- 2 – modul de translație vertical (ridicare braț);
- 3-4 - module de rotație de bază;
- 5– modul de rotație (basculare braț);
- 6 - modul de translație orizontal (extensie braț);
- 7 - module de orientare, cu una, două sau trei grade de mobilitate.

Prin combinarea acestor module se prezintă în figură structurile de roboți :

- 8 – robot "TTT", obținut prin combinarea modulelor 1-2-6-7;
- 9 – robot "RRT", obținut prin combinarea modulelor 4-5-6-7;
- 10 – robot "RTT", obținut prin combinarea modulelor 3-2-6-7;
- 11 – robot suspendat cu două brațe.

#### 4.7.2.4 Exemple de structuri modulare de roboți industriali fabricați în Suedia

În figura 4.35 se prezintă sistemul modular al firmei ASEA, pe baza căreia s-au realizat roboții modulari MHU-senior și MHU-junior :

- 1 - stativ (batiu);
- 2 - modul de translație de bază;
- 3 - modul de translație vertical (ridicare braț);
- 4 - modul de rotație;
- 5 - modul de translație orizontal (extensie braț);
- 6 - modul de orientare;
- 7 - modul de micromișcare liniar;
- 8 - dispozitiv de prehensiune.

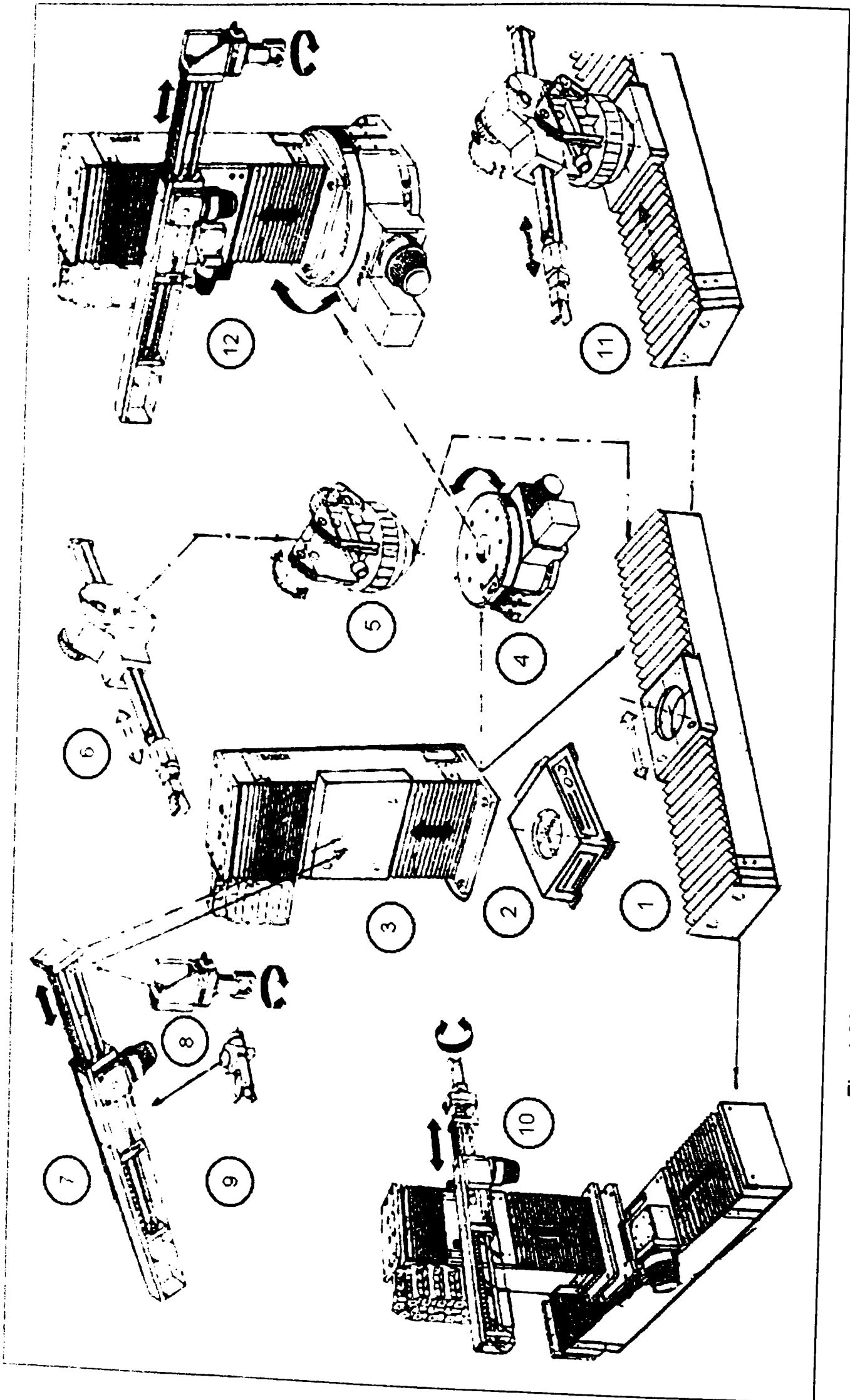


Fig. 4.33 – Familia de roboți modulari produși de firma BOSCH



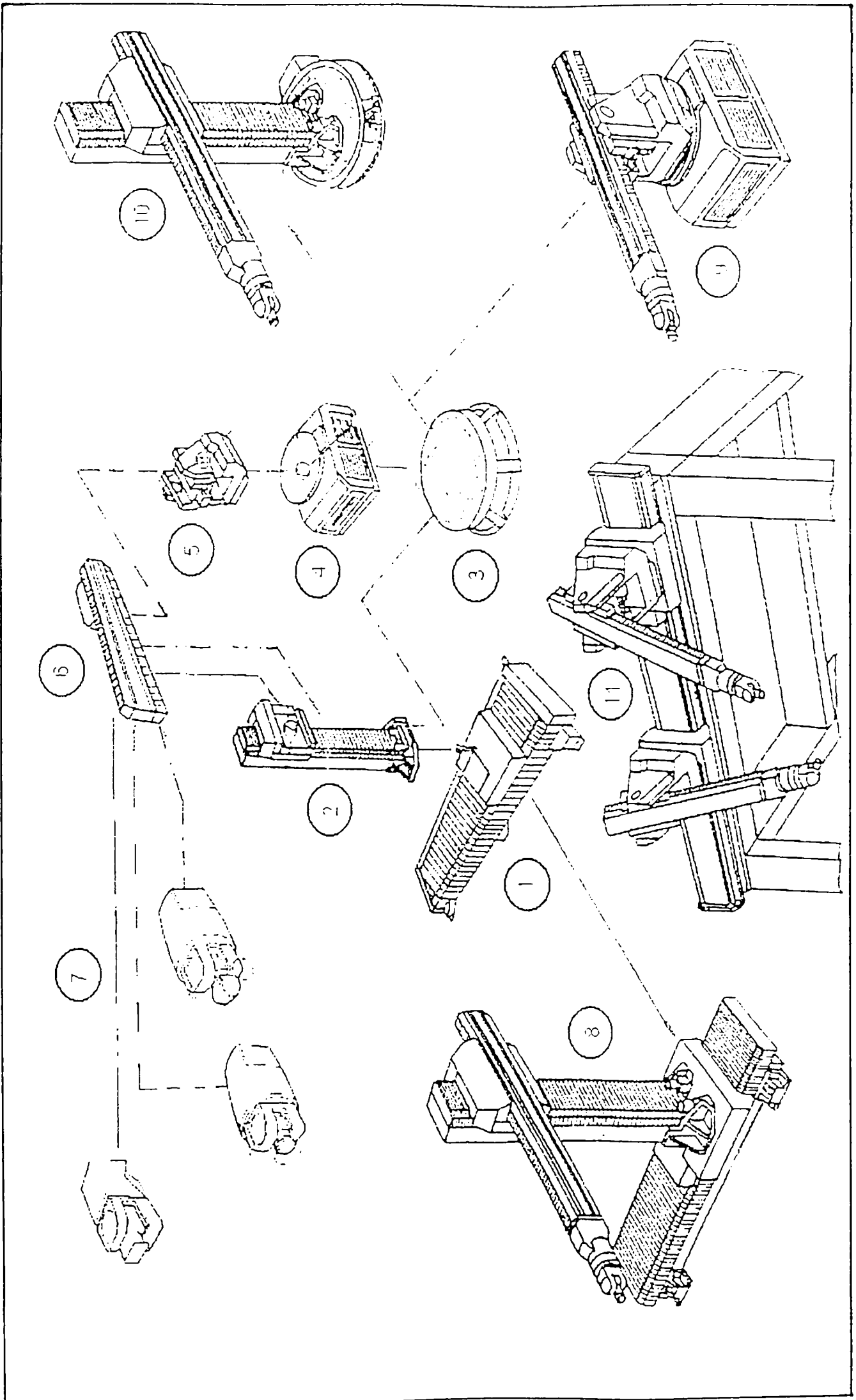


Fig. 4.34. – Familia de roboți modulari SCI AKI

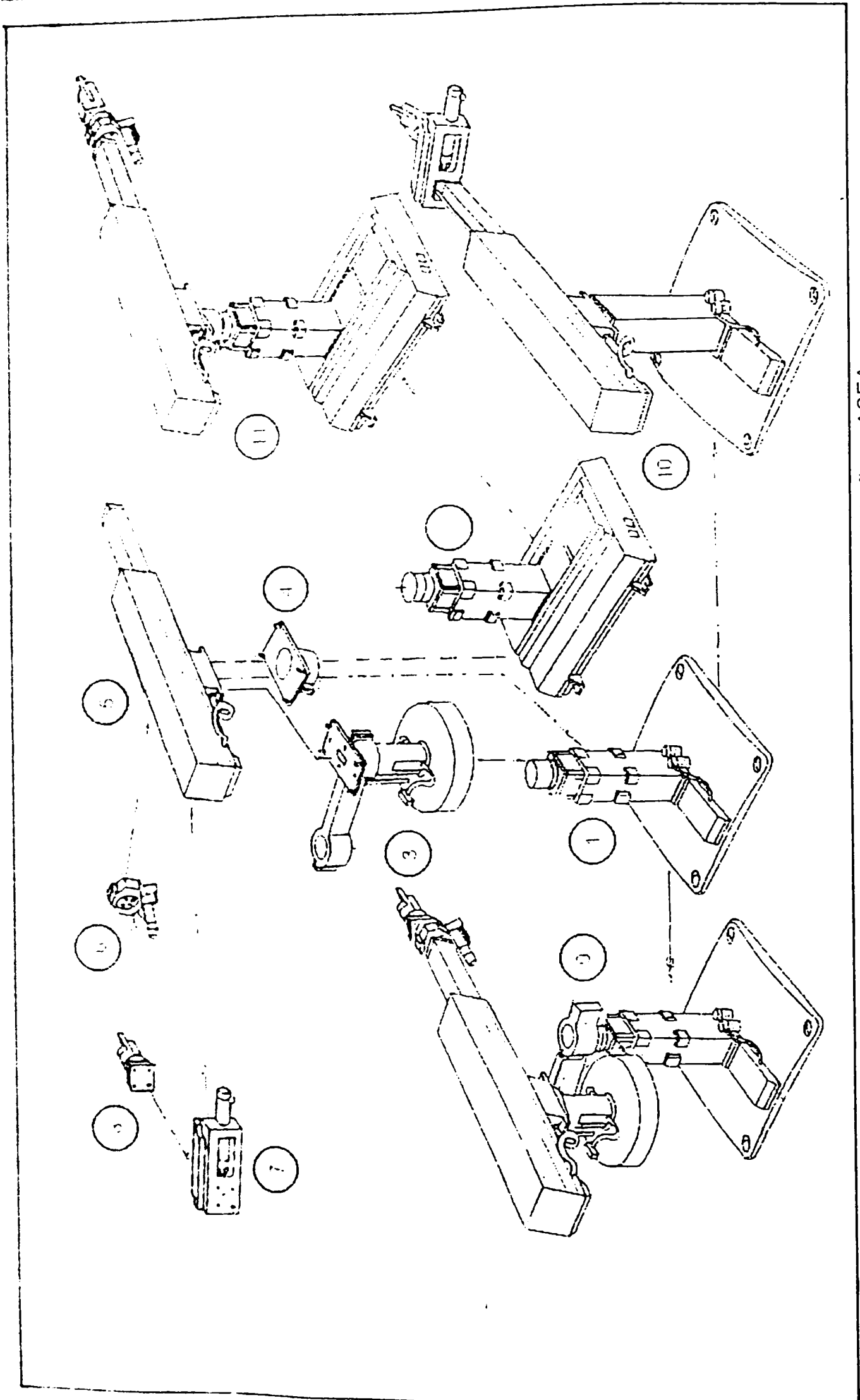


Fig. 4.35. – Familia de roboți modulari produși de firma ASEA.

S-au conceput următoarele structuri de roboți modulari :

- 9 - robot "TRT" – obținut prin combinarea modulelor 1-3-4-5-6-8;
- 10 - robot "TT" – obținut prin combinarea modulelor 1-3-5-7-8;
- 11 - robot "TTT" – obținut prin combinarea modulelor 2-3-5-6-8.

Din exemplele prezentate se constată că toate firmele producătoare de roboți modulari, sau module de roboți au la bază aceleași tipuri de module care diferă prin formă, structură mecanică și modul de acționare, fiind construiți pe principiul interschimbabilității, permițând obținerea unor structuri de roboți optimi pentru aplicația necesară.

## 4.8. Contribuții la construcția modulară a roboților industriali cu acționare hidraulică

### 4.8.1. Introducere

Pornind de la realizările obținute în domeniul construcției roboților industriali, la nivelul anilor 1980 – 1982, ținând cont de tendința constructorilor de R.I, din aceea perioadă și anume aceea de modularizare, am conceput și realizat la Institutul de Învățământ Superior din Oradea, azi Universitatea din Oradea, un robot industrial cu acționare hidraulică, într-o concepție modulară cu module tipizate. La nivelul perioadei respective noțiunea de "modul " al robotului industrial , nefiind bine definită, s-a realizat modularizarea numai din punct de vedere al structurii mecanice și de acționare, neavând inclusă și structura sistemului de comandă. La concepția și realizarea structurii modulare a robotului RH.10 s-a pornit de la modulele necesare într-o astfel de construcție prezentate în paragraful 4.6.

Autorul a conceput și realizat în acest fel o gamă de module care se prezintă în continuare.

### 4.8.2. Module de translație

#### a) Modul de translație pe verticală (MTV) .

Modulul de translație pe verticală ( de ridicare a brațului) figura 4.36 este format din următoarele elemente principale : coloana fixă (1), placa de bază (2), prevăzută cu găuri de fixare pe sol, pe batiu, sau pe platoul mobil al modulului de bază ; motorul hidraulic liniar cu piston (3) , cu dublă acțiune cu  $D = 63$  mm și cursa  $C = 150$  mm, având tija (4), racordată de coloana mobilă (5), prin elementul de interfață (7), (o cuplă sferică), iar la placa de bază prin urechile de legătură (6); flanșa de interfață (8), prevăzută cu găuri filetate de legătură și cepul conic (9) de ghidare a modulului următor.

Între ghidajul fix (1) și coloana mobilă (5) se găsesc ghidajele cu role (10) ; dispuse la  $120^\circ$ .

Coloana (5) este prevăzută la partea inferioară cu o camă (11), care se deplasează într-o fereastră practică în coloana (1), comandând limitatorii de cursă  $Lc_1$  și  $Lc_2$ , fixați pe coloana (1) cu posibilitate de reglare într-un ghidaj, care asigură limitarea mișcărilor pe verticală. Limitatorii comandă distribuitorul 4/3 (D), respectiv deplasarea pistonului motorului hidraulic. Pentru a mării gama posibilităților de interfațare mecanică, coloana mobilă (5) este prevăzută și cu un suport de legătură (12), eventual cu un motor hidraulic liniar, pentru realizarea unei mișcări de basculare a modulului de translație pe orizontală (extensia brațului robotului).

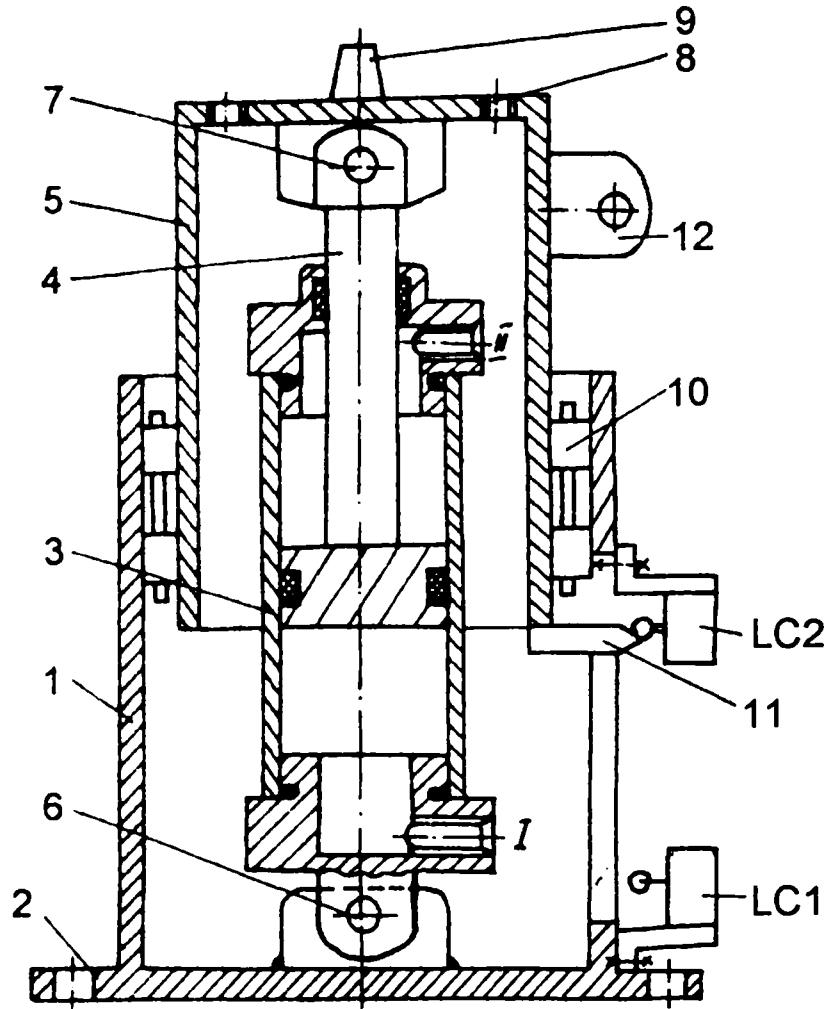


Fig. 4.36. Modul de translație pe verticală cu motor hidraulic liniar.

b) Modul de translație pe orizontală (MTO).

Modulul de translație pe orizontală (de extensie a brațului) figura. 4.37, este format din următoarele elemente: placă de susținere (1) în formă de "Z", care susține modulul orizontal și elementele de distribuție (distribuitoarele D1, D2, D3, D4 tip 4/3 cu Dn10) necesare acționării atât a modulului orizontal, cât și a modulelor din aval, modulul de orientare, modulul de micromișcare și dispozitivul de prehensiune; motorul hidraulic liniar cu piston (2), cu dublă acțiune, având  $D = 63$  mm și cursa  $C = 276$  mm și tija unilaterală (3); element de interfață (4), sub forma unei flanșe cu găuri filetate, care face și legătura cu coloana de ghidare (5); flanșa (6); element de interfață hidraulică (7), pentru modulele din aval; urechi de legătură (8), (dacă modulul realizează și bascularea brațului); bușe de ghidare (9). Pentru reglarea curselor de deplasare se utilizează microlimitatorii (10) și camele reglabile (11). Elementul de legătură (6) are și orificii interioare prin care pătrund conductele de alimentare cu ulei a elementelor de distribuție.

Acest modul de translație a fost modernizat (fig. 4.38) prin modificarea modului de acționare și urmărirea a mișcării introducând un distribuitor proporțional (DP) tip 4WRZ25E325-31/6A24NEZ4/D2M, produs de firma Rexroth și un traductor incremental de deplasare (10) tip LI120, fabricat de firma Opted, Bulgaria, aflat în dotare.

c) Module de rotație (MR).

Pentru realizarea mișcărilor de rotație (cuple de rotație), atât pentru modulele de rotație din componența mecanismului generator de traiectorie, cât și pentru modulul de

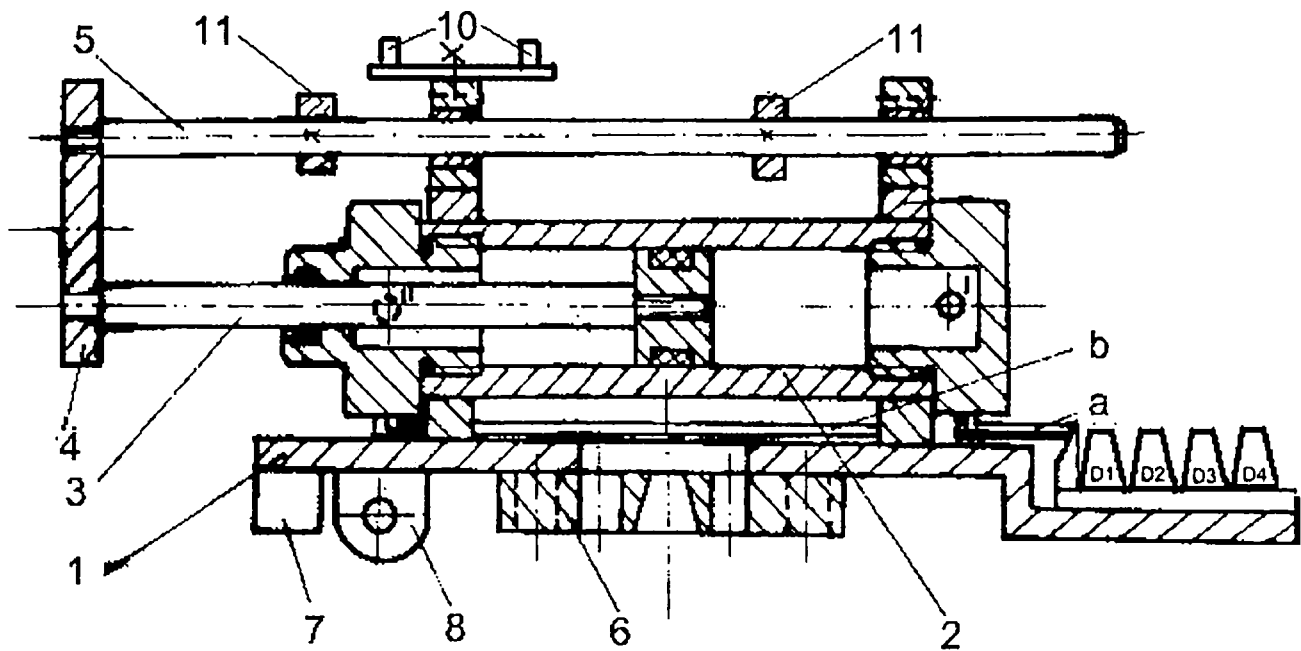


Fig.4.37. Modul de translație orizontal cu motor hidraulic liniar.

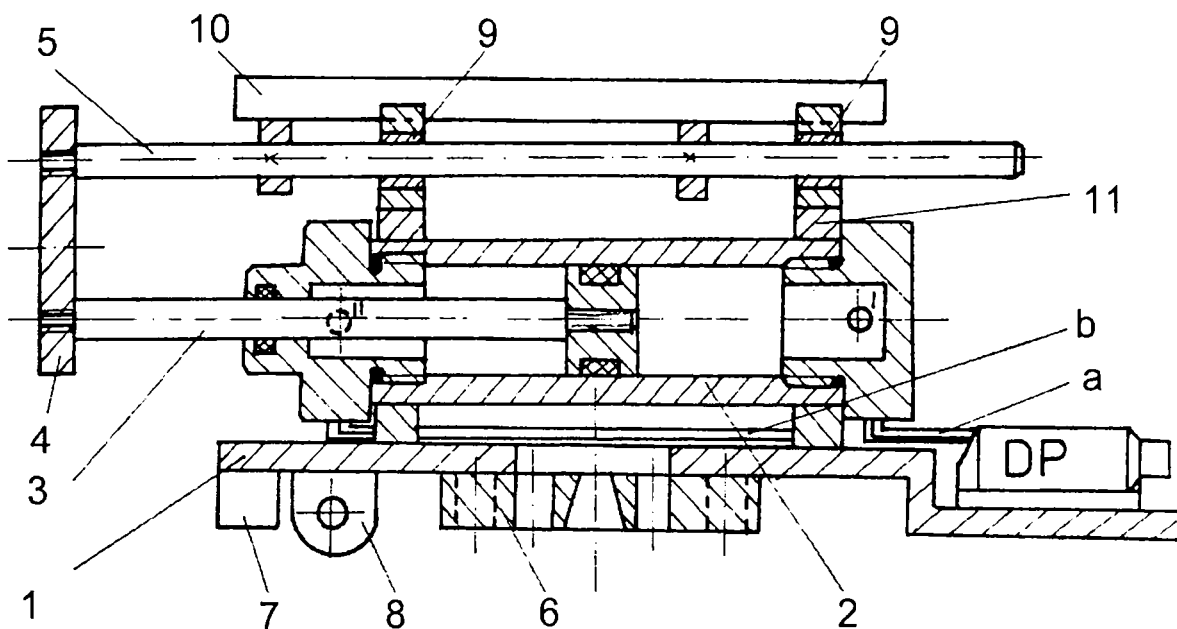


Fig.4.38. Modul de translație orizontal – varianta modernizată.

orientare, s-a adoptat soluția cu motoare hidraulice oscilante pinion-cremalieră, prezentată în figura 4.39.

Modulul de rotație este format din următoarele elemente principale : cilindrul (1); cremaliera (2); pistoanele (3) și (4); pinionul secționat (5); axul (6); arcul spiral (7); carcasa (8); capac inferior (9); prevăzut cu găuri de legătură cu modulul din amonte; capacul superior (10); elementul de interfață (11), pentru modulul din aval, prevăzut cu găuri filetate pentru asamblare. Zonele de contact ale cuplei cinematice de rotație sunt realizate de către rulmenții radiali-axiali (12) și (13).

Pinionul (5) are o construcție specială, fiind secționat, iar între cele două elemente s-a introdus arcul spiral de tensionare (7), astfel încât jocul de flanc dintre pinion și cremalieră este zero, reducându-se jocul la schimbarea sensului de rotație.



Elementul de distribuție poate fi fixat pe carcasa (8) (de recomandat) sau centralizat într-un bloc de comandă. Unghiul de rotație maxim prevăzut este de  $180^\circ$  pentru modulul de rotație din componența mecanismului generator de traiectorie și de  $90^\circ$  pentru modulul de rotație din componența modului de orientare.

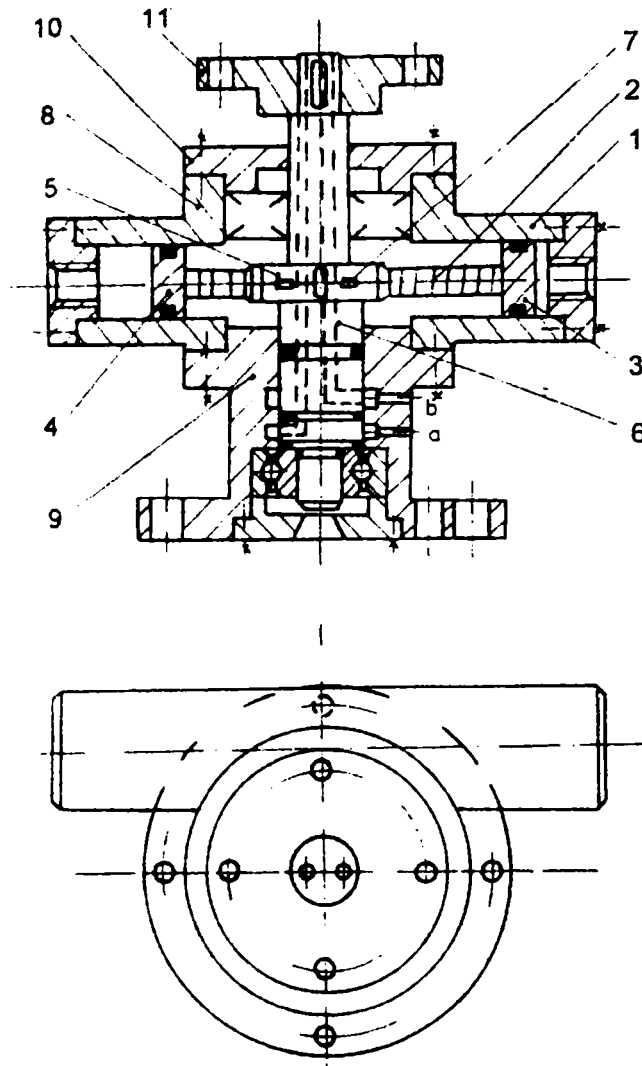


Fig. 4.39. Modul derotație pinion-cremalieră.

d) Modul de micromișcare (MM)

Modulul de micromișcare conceput și realizat prezentat în figura 4.40 este format din următoarele elemente principale : placă de bază (1), prevăzută cu elemente de legătură cu modulul din amonte și un ghidaj; sania mobilă (2), prevăzută cu un ghidaj coadă de rândunică, și elemente de legătură cu elementul din aval; motorul hidraulic (3) cu tijă bilaterală (4). Cilindrul motorului este fix față de placa (1) iar tija bilaterală (4) este racordată la sania mobilă (2) cu ajutorul piulițelor (5). Cursa maximă a mișcării aferente acestui modul este 50 mm. Modulul de micromișcare are rolul de a suplini un grad de libertate al robotului, pentru curse scurte la introducerea sau extragerea obiectului manipulat în / din dispozitivul de prindere al mașinii unelte. Acest modul de micromișcare a fost conceput și introdus de către autor în construcția sistemului mecanic al R.I. pentru prima dată.

e) Modul al dispozitivului de prehensiune (DP).

Dispozitivul de prehensiune prezentat în figura 4.41 este format din următoarele elemente: cilindru (1); piston (2), monobloc cu tija de acționare; capacul frontal (3), prevăzută cu o flanșă și găuri de legătură cu modulul de micromișcare; capac frontal

anterior (4); suport (5); etriere (6); barele articulate (7) – (degete); furcă de legătură (8); bolțuri de articulație (9); și bacurile schimbabile (10).

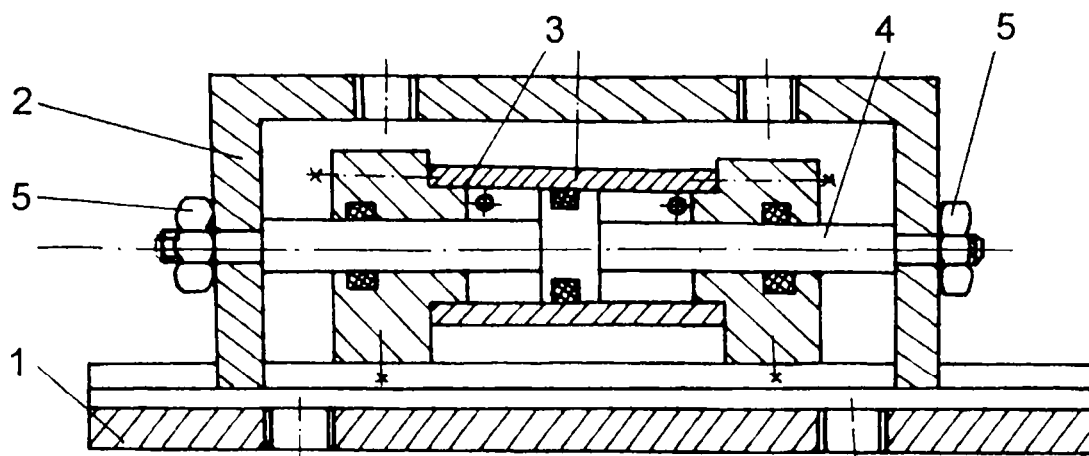


Fig. 4.40. Modul de micromișcare liniar.

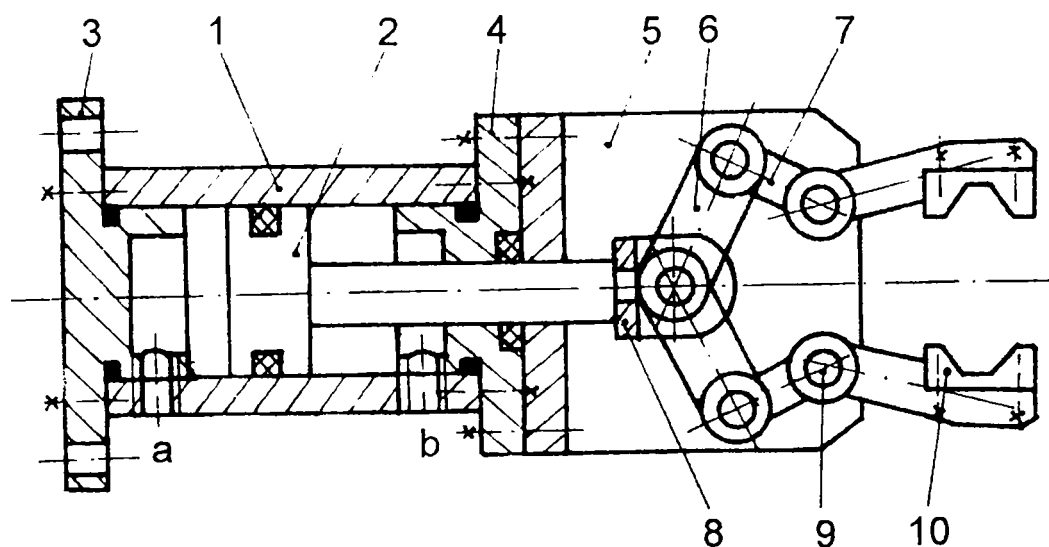


Fig. 4.41. Dispozitiv de prehensiune.

Pe baza acestor tipuri de module prezentate s-a realizat robotul hidraulic RH 10 de tip TRTR, având schema cinematică și forma spațiului de lucru prezentate în figura 4.42 și fotografia robotului în prima variantă în figura 4.43. R.H.10 reprezintă robot hidraulic cu masa de manipulat. 10 kg

Pentru acționarea modulelor robotului s-a realizat o instalație hidraulică de tip secvențial prezentată în figura 4.44.

Elementele componente ale instalației sunt : pompă (P), acționată de către motorul electric (M); supapa de limitare a presiunii (SD); supapa de sens (SS); filtrul (F), elemente care împreună cu rezervorul (Rz) formează sursa de energie hidraulică; elemente de distribuție de tip 4/3 cu Dn10 ( D1,D2,D3,D4,D5) utilizate pentru comanda motoarelor hidraulice liniare (MHL) și a motoarelor rotative – oscilante (MHR); distribuitorul de tip 4/2 cu Dn6 (D6) utilizat pentru comanda motorului de acționare al dispozitivului de prehensiune. Pentru reglarea vitezelor de deplasare liniară sau rotative s-au utilizat echipamente de tip restrictiv – drosele (Dr). Limitarea mișcărilor este determinată de către limitatoarele de cursă (L) care comandă și succesiunea mișcărilor robotului.



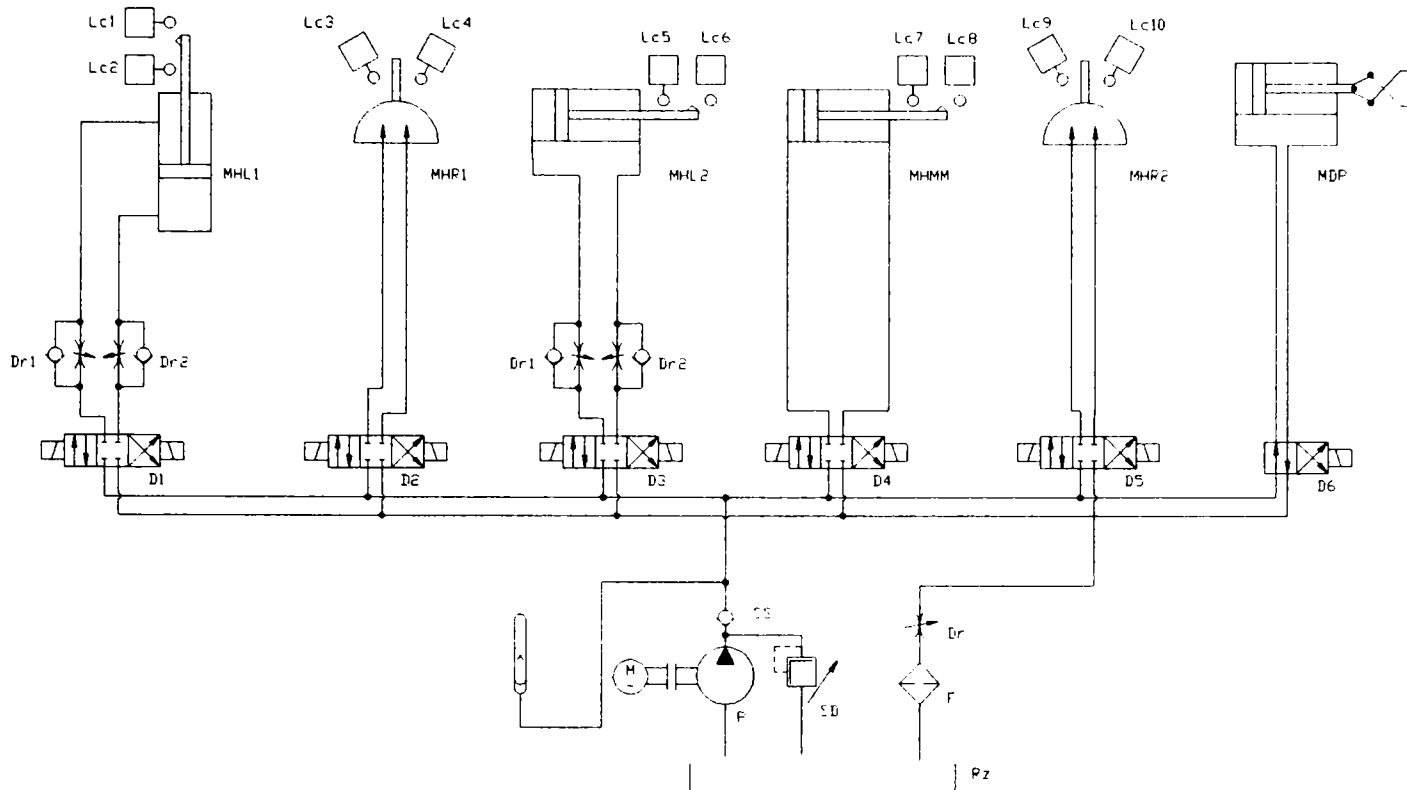


Fig.4.44. Schema hidraulică de acționare a robotului RH10.

În figura 4.46 se observă, comparativ cu fig. 4.36 introducerea distribuitorului proporțional (DP), pentru comanda motorului hidraulic liniar și a traductorului incremental de deplasare (care poate fi liniar sau rotativ), în cadrul modulului de translație vertical.

În figura 4.47 se observă, comparativ cu fig. 4.39, introducerea distribuitorului proporțional (DP), pentru comanda modulului de rotație și a traductorului incremental de rotație (TIRO).

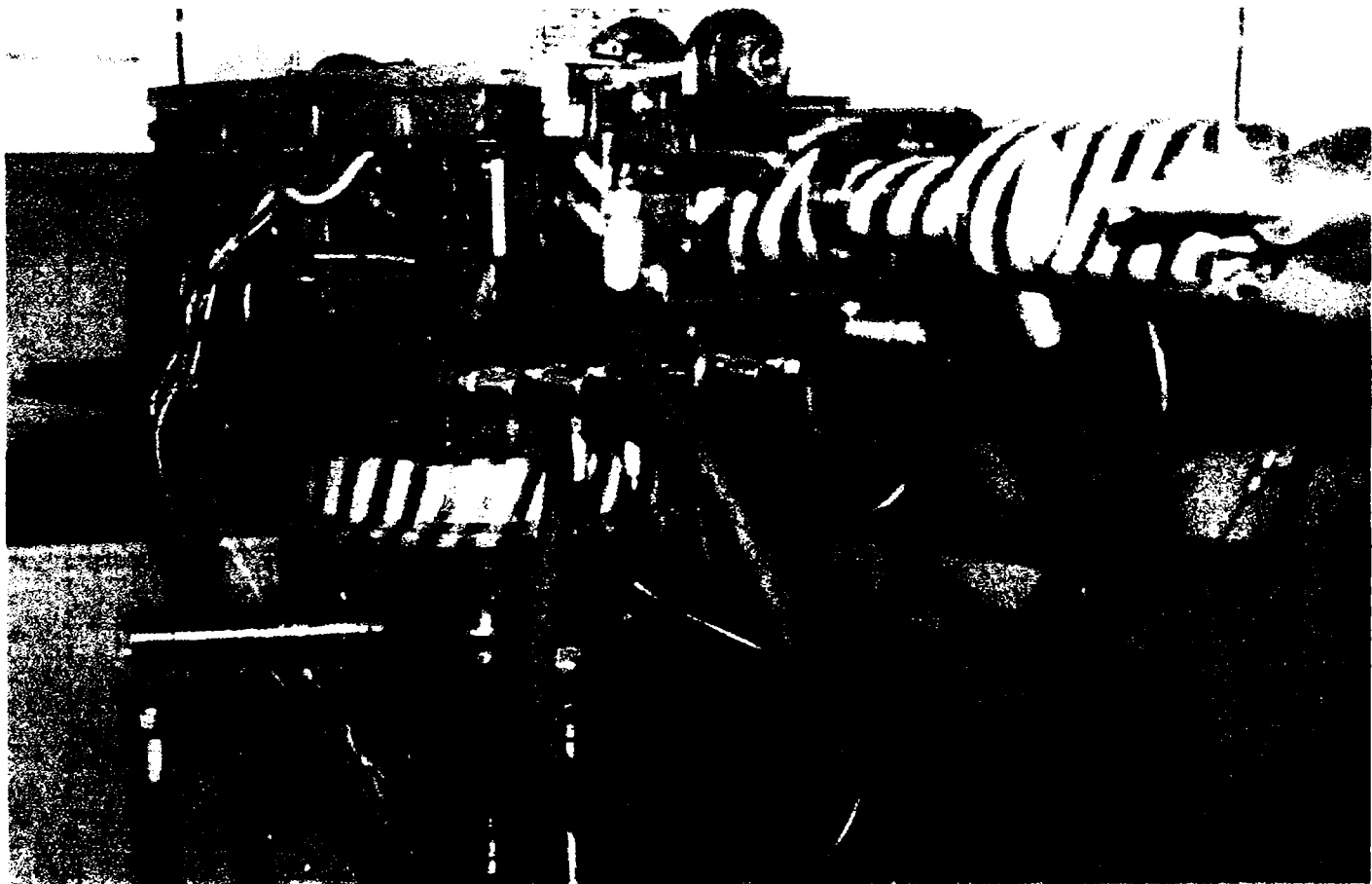


Fig.4.45. Robot industrial hidraulic RH10 – cu axa orizontală modernizată



Fig 4.46 Schema cinematică a modului vertical - propunere de modernizare

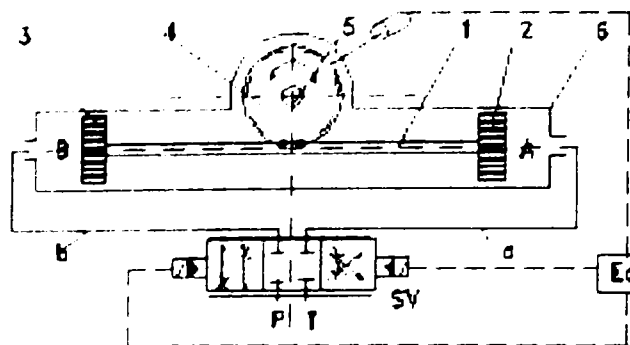


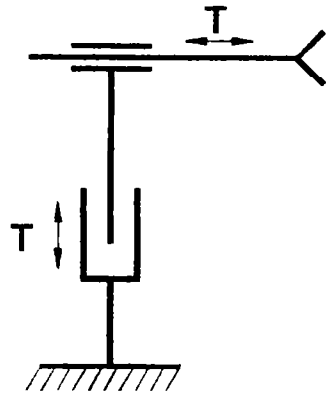
Fig.4.47. Schema cinematică a modului de rotație – propunere de modernizare

Pentru implementarea robotului într-un sistem de fabricație autorul are încheiat un contract de cercetare Nr. 2372 din 17.03.1998 cu S.C. ÎNFRĂȚIREA S.A din Oradea, iar pentru implementarea soluției de modernizare a axei de translație în cadrul unor mașin-unelte, există încheiate și se desfășoară în prezent două contracte de cercetare sub Nr. 2032 din 03 08 1999.

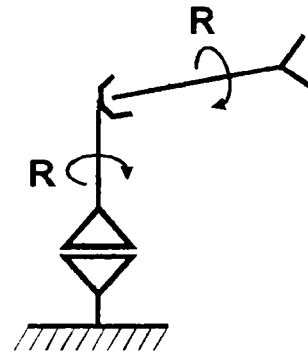
Tabel 4.5. Structuri de R.I. modulari posibili de realizat cu modulele concepute.

Fig.	Structura M.G.T.	Gradele de mobilitate	Forma spațiului de lucru
a	TT	2	Plan-poligonal
b	TR	2	Plan-curb
c	RT	2	Plan-curb
d	RR	2	Plan-curb
e	TTT	3	Spațial paralelipedic
f	TRT	3	Spațial cilindric
g	RTT	3	Spațial cilindric
h	TRR	3	Spațial cilindric
i	RRT	3	Spațial sferic
j	RRR	3	Spațial sferic

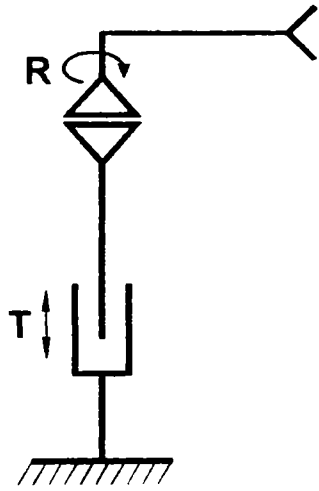




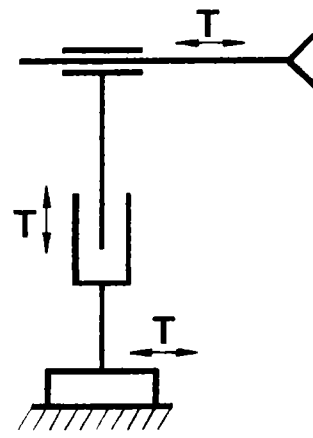
a) T.R.



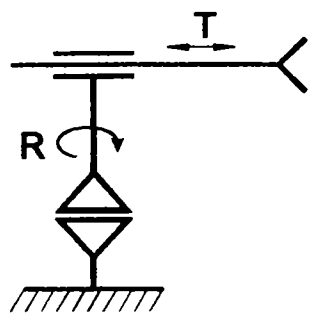
d) R.R.



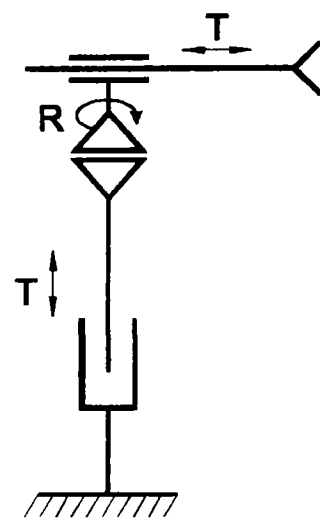
b) T.R.



e) T.T.T.



c) R.T.



f) T.R.T.

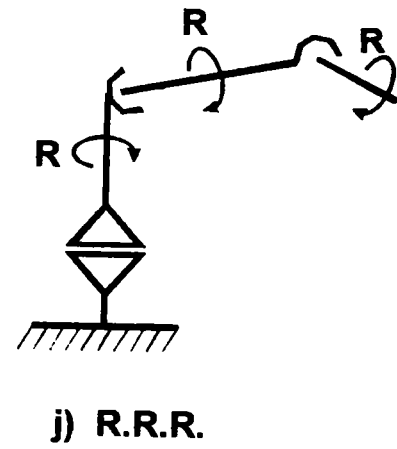
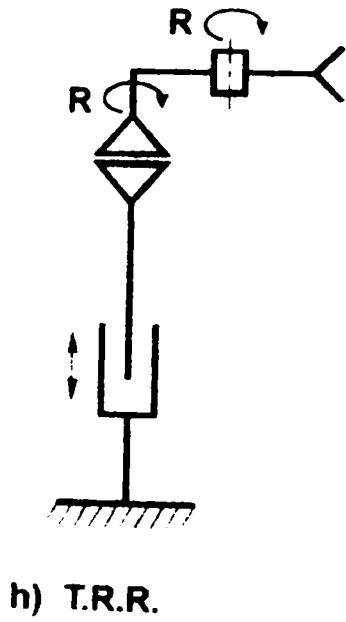
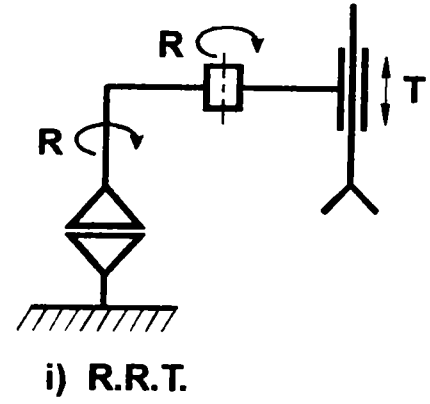
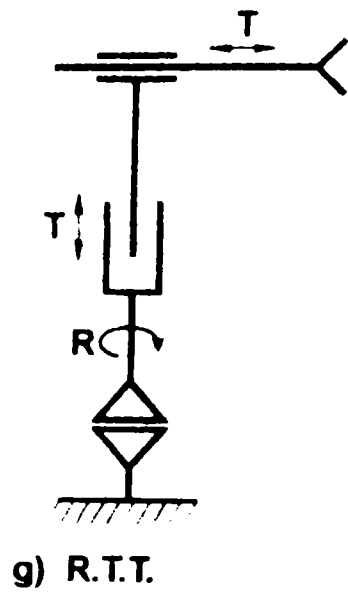


Fig. 4.48. Structuri cinematice modulare ale robotului RH10.

## CAPITOLUL 5

### *Contribuții la elaborarea unei metode de alegere optimală a motoarelor din componența sistemelor de acționare hidraulică ale roboților*

#### 5.1. Introducere

Dacă calculul dinamic exact presupune un calcul laborios pentru determinarea puterii motoarelor de acționare, metoda propusă de către autor și prezentată cu ajutorul ordinogramei din figura 5.1. - realizează ușurarea muncii desfășurate de către proiectant prin simplificarea calculelor necesare alegerii motoarelor de acționare și a elementelor aferente acționării de la nivelul fiecărei cuple cinematische conducătoare a robotului.

Atunci când se urmărește proiectarea unui robot – care să manipuleze un anumit obiect de lucru, sculă sau un cap de forță pe o traiectorie bine determinată astfel încât prin/pe anumite puncte/traiectorii – rezultate din sarcina de fabricație aferentă robotului – să realizeze unele viteze și accelerații impuse de procesul de prelucrare/manipulare – apare următoarea dilemă pentru proiectant: motoarele sistemului de acționare trebuie să învingă nu numai forțele generalizate exterioare tehnologice și gravitaționale care acționează asupra obiectului de manipulat – care sunt cunoscute – ci și forțele generalizate masice (inerțiale, gravitaționale) datorate motoarelor, transmisiilor mecanice, structurii de rezistență, forțe/momente care nu se cunosc la începutul proiectării.

Metoda propusă de către autor urmărește ridicarea acestei nedeterminări.

Pornind de la o structură dată a robotului (schema cinematică, dimensiuni ale elementelor dispozitivului de ghidare), precum și de la o sarcină de prelucrare/de manipulare riguros definită (program de conducere tipic, masa obiectului manipulat, forțe tehnologice predefinite) se realizează un calcul cinetostatic, pentru structura dată a robotului, pentru diferite poziții ale D.G. alese din cadrul programului de lucru. Aceste poziții se aleg astfel încât să se obțină cazurile cele mai defavorabile din punct de vedere dinamic pentru structura considerată a robotului și a programului tipic de lucru.

După acest prim calcul cinetostatic urmează o predimensionare a structurii de rezistență a elementelor dispozitivului de ghidare, condiția de dimensionare fiind rigiditatea elementelor D.G.

Utilizând un calcul dinamic aproximativ - în care se consideră că fiecare cuplă cinematică conducătoare acționează un singur sistem mecanic izolat care este construit din toate elementele din "aval" de c.c.c., aceste elemente fiind immobilizate relativ în poziția cea mai defavorabilă din punct de vedere dinamic, neexistând interdependențe dinamice între acționările cuplelor cinematische conducătoare (fenomenul de "cuplare") - se calculează iterativ la nivelul fiecărei cuple puterea necesară a motorului de acționare. Acest calcul se face într-o primă poziție rezultată din programul tipic de lucru al robotului.

Determinând puterea motorului ce acționează c.c.c. cea mai apropiată de efortul final din nomogramele prezentate în Anexa 2 se alege motorul de acționare și se stabilește poziția lui pe structura D.G.

Nomogramele stabilesc o corespondență între puterea pe care trebuie să o dezvolte motorul pe de o parte și caracteristicile acestuia pe de altă parte, astfel încât la o putere dată să se poată alege rapid atât elementele de acționare, cât și caracteristicile - poziția centrului de masă, momentele masice de inerție în raport cu axele principale de inerție - care sunt necesare pentru efectuarea calculelor la pasul următor.

Pozițiile centrelor de masă ale diferitelor motoare de acționare se determină în funcție de cursa efectuată, iar momentele de inerție și respectiv axele principale de inerție

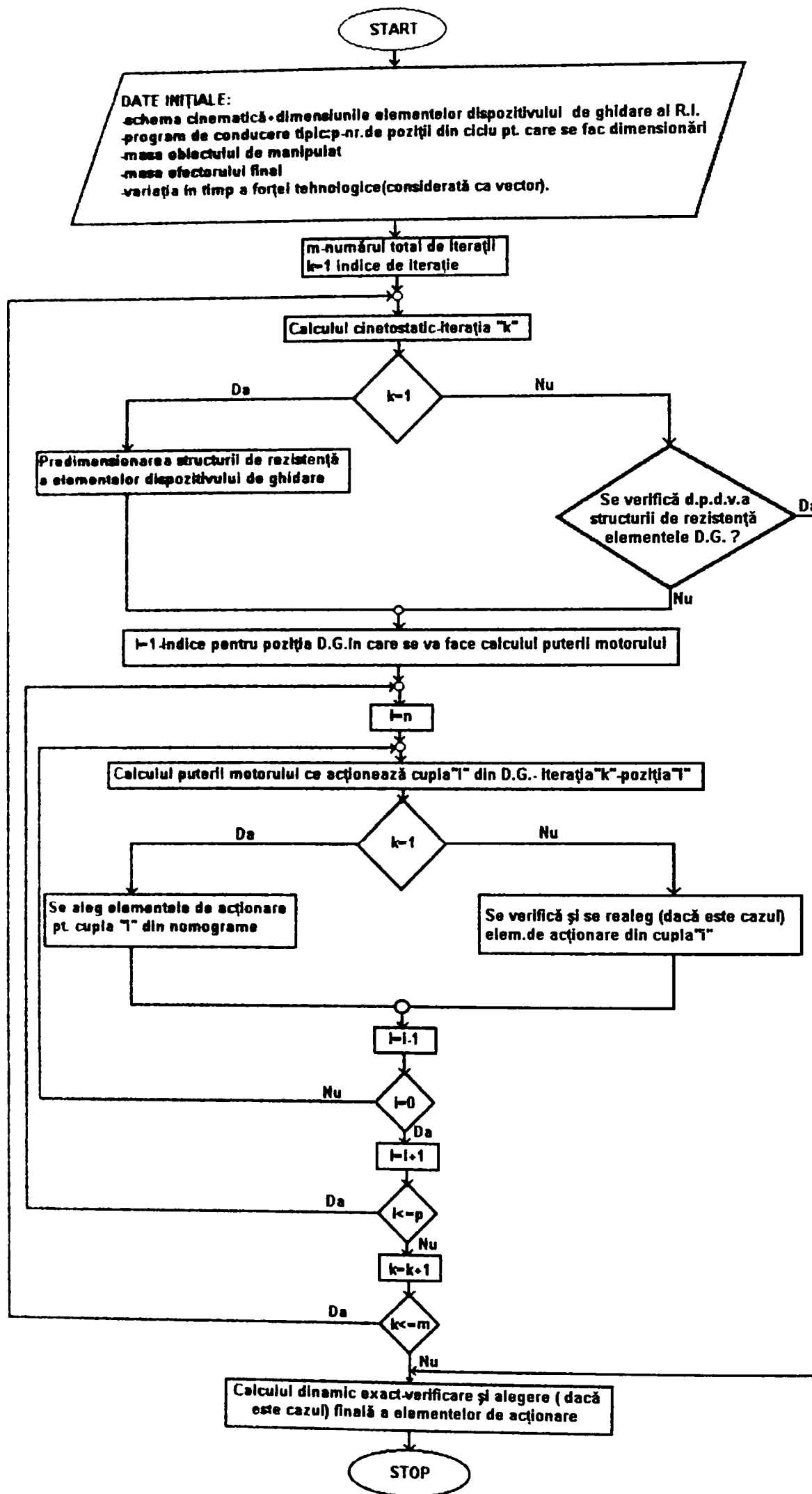


Fig.5 1. Ordinograma de alegere a elementelor de acționare ale unui robot

ale motoarelor în funcție de poziția elementului de lucru a motorului (pentru cazul când acești parametri variază).

În iterația următoare se calculează puterea motorului care acționează cea de-a doua c.c.c. numărată de la efectorul final spre baza robotului, ținându-se seama și de motorul ales și amplasat pentru acționarea primei cuple cinematice conducătoare.

După calculul puterii celui de-al doilea motor, se alege din nomograme și se amplasează pe structura dispozitivului de ghidare.

Acest proces de calcul a puterii și de alegere a motoarelor se face iterativ până la c.c.c. cea mai apropiată de baza robotului, pentru prima poziție din cadrul programului tipic de lucru.

După alegerea și amplasarea motoarelor respectiv a elementelor aferente acționării (reductoare, distribuitoare) pe structura de rezistență a robotului se trece la o a doua poziție "defavorabilă" din programul de conducere. În această fază se calculează puterile motoarelor (începând de la efectorul final spre baza robotului) se verifică și se re aleg (dacă este cazul) motoarele de acționare și elementele aferente acestora (reductoare, distribuitoare, etc.)

Identificarea pozițiilor cele mai defavorabile depinde de experiența proiectantului, dar în general, ele sunt căutate în acele poziții de atins, unde robotul se deplasează cu viteze mari, iar centrul de masă al ultimului element al dispozitivului de ghidare se află în pozițiile cele mai depărtate de baza robotului.

Această verificare și re alegere (dacă este cazul) a motoarelor de acționare se repetă pentru toate pozițiile alese inițial din programul tipic de conducere.

Așa cum rezultă din ordinograma prezentată în figura 5.1. după ce au fost parcurse toate pozițiile considerate a fi "cele mai defavorabile" din programul de conducere prestabilit, se ia o nouă iterație "k" - a doua - în care se face calculul cinetostatic, de această dată ținându-se cont și de motoarele de acționare, componentele hidraulice și reductoarele amplasate pe structura robotului și se dimensionează structura de rezistență a elementelor dispozitivului de ghidare.

În cazul în care apar modificări de dimensiuni se refac calculele în cadrul iterație  $k=2$ , dacă nu se trece direct la etapa finală ce constă într-un calcul dinamic exact.

Utilizând metodele bazate pe formalismul Lagrange, fie metodele ce utilizează formalismul Newton-Euler și folosind rezultatele obținute în iterația precedentă se face o verificare și o alegere (dacă este cazul) finală a elementelor de acționare.

Avantajul metodei prezentate constă în ușurința cu care se realizează calculul puterii motoarelor (caracteristicile motoarelor amplasate în "aval" funcție de poziția lor de lucru fiind calculate și prezentate în Anexa 2).

Asigurarea alegerii corecte a elementelor de acționare este dată de - ultima iterație - calculul dinamic exact, prin care se face verificarea și alegerea (dacă este cazul) finală a elementelor de acționare.

## 5.2. Date inițiale

Pentru robotul industrial pentru care se dorește determinarea puterilor motoarelor de acționare, se presupun cunoscute - în general - următoarele date de intrare:

- schema cinematică și dimensiunile elementelor dispozitivului de ghidare;
- programul de lucru tipic – care pornind de la cunoașterea traiectoriei impuse punctului caracteristic al robotului (cu vitezele și accelerațiile necesare) permite prin utilizarea lui realizarea sarcinii de prelucrare/de manipulare ce-i revine robotului în cadrul sistemului de fabricație flexibilă din care face parte;
- masa obiectului de manipulat în cazul robotului ce manipulează obiecte;
- masa efectorului final;
- variația în timp a vectorului forței tehnologice, în cazul când robotul efectuează prelucrare (manipulează scule).



Metoda a fost dezvoltată pentru calculul sistemelor de acționare hidraulică a roboților. Cu unele adaptări, menționate în continuare – ea poate fi aplicată și pentru calculul sistemelor de acționare electrică a roboților.

### 5.3. Calculul cinetostatic - prima iterație

Se calculează reacțiunile din cuplele cinematice conducătoare ale mecanismului de ghidare al robotului, după metodologia cunoscută [K10] sau [B8], ținând seama de forța tehnologică și/sau masa obiectului de manipulat.

Calculul se efectuează pentru diferite poziții ale dispozitivului de ghidare în cadrul programului tipic de lucru.

### 5.4. Predimensionarea structurii de rezistență a elementelor dispozitivului de ghidare - prima iterație

Se predimensionează componentele structurii de rezistență a elementelor dispozitivului de ghidare. Condiția de dimensionare este la rigiditate, componentele fiind solicitate la încovoiere și/sau torsiune.

Pentru o lungime  $l$  a componentei masa elementului se calculează cu una din expresiile următoare:

$$m_i = c_i \cdot \rho \cdot l \cdot \left( \frac{\tau_{\max}}{G} \right)^2 \cdot \frac{1}{\theta_o^2} \quad (5.1)$$

în cazul solicitării la torsiune sau:

$$m_i = c_i \cdot \rho \cdot l^3 \cdot \left( \frac{\sigma_{\max}}{E} \right)^2 \cdot \left( 2 \cdot h_o + \frac{1}{h_o} \right)^2 \quad (5.2)$$

în cazul solicitării la încovoiere.

În relațiile (5.1) și (5.2):

$l$  - este lungimea componentei structurii de rezistență;

$\rho_i$  - masa specifică;

$G$  - modulul de elasticitate transversal;

$E$  - modulul de elasticitate longitudinal al materialului din care este confecționată componenta;

$\tau_{\max}$  - tensiunea tangențială maximă admisă la torsiune;

$\sigma_{\max}$  - tensiunea normală maximă admisă la încovoiere a componentei, iar;

$h_o$  - săgeata maximă admisă la încovoiere pentru o lungime de un metru a elementului.

În cazul în care solicitarea componentei este atât la încovoiere cât și la torsiune, se va alege valoarea cea mai mare a masei,  $m_t$  sau  $m_i$ .

Coeficienții  $c_t$  și respectiv  $c_i$  țin seama de forma secțiunii componentei și pentru diferite secțiuni sunt prezentați în Anexa 3.

După calculul masei fiecărei componente structurale se determină centrul de masă al componentei de structură, axele principale de inerție și momentele de inerție masice în raport cu aceste axe ale componentei de structură.

Se determină în continuare centrul de masă, masa totală, axele principale de inerție, momentele de inerție masice în raport cu aceste axe pentru structura de rezistență aferentă elementului în cauză, compusă din componentele pentru care s-a efectuat calculul.

## 5.5. Calculul puterilor motoarelor de acțiune - prima iterație

### 5.5.1. Calculul puterii motorului de acțiune a cuplei cinematice conducătoare a dispozitivului de ghidare cea mai apropiată de efectorul final

Se consideră dispozitivul de ghidare al unui RI, care are la bază lanțul cinematic deschis prezentat în figura 5.2.

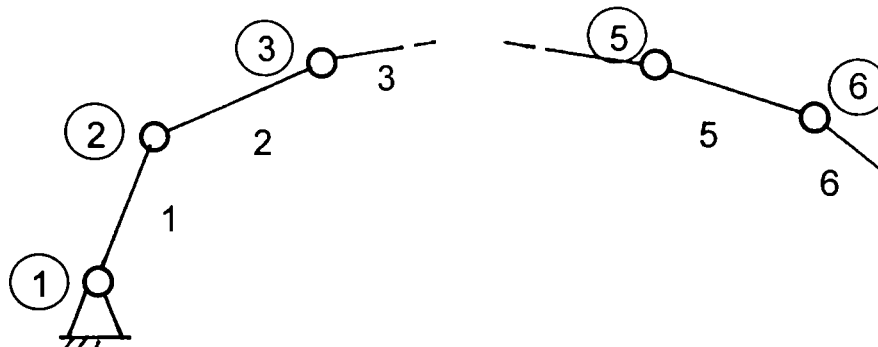


Fig.5.2. Lanțul cinematic deschis al robotului

În figurile 5.3.a. și respectiv 5.3.b. se prezintă ultima c.c.c. a dispozitivului de ghidare în cele două cazuri posibile - rotație, respectiv translație - și obiectul de manipulat în efectorul final.

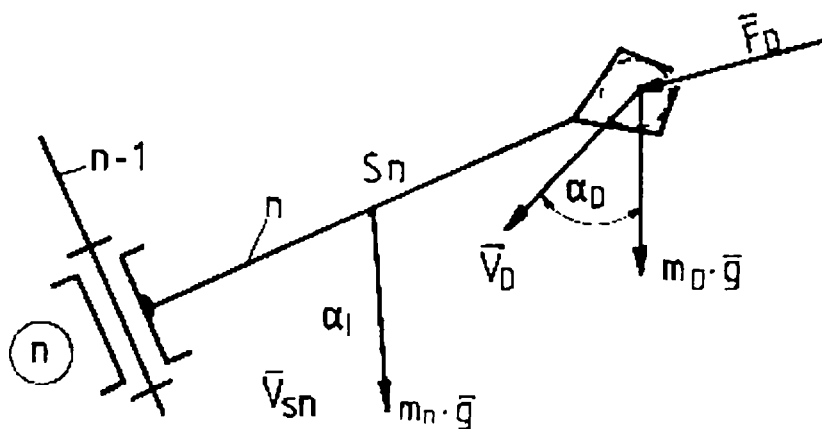


Fig.5.3.a.Ultima cuplă cinematică conducătoare – de rotație – a dispozitivului de ghidare

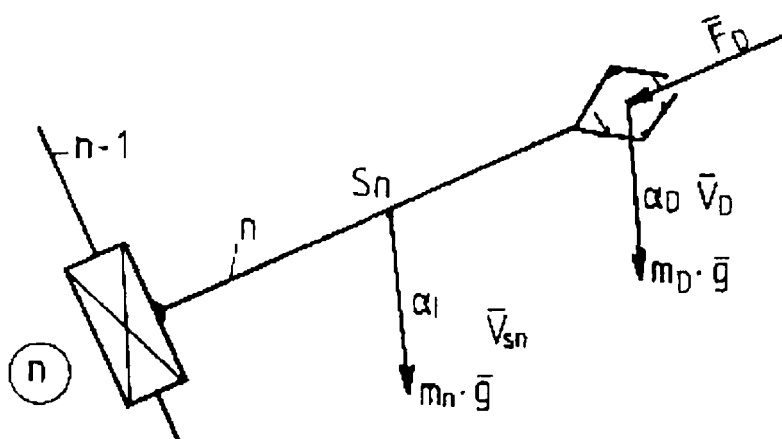


Fig.5.3.b. Ultima cuplă cinematică conducătoare – de translație – a dispozitivului de ghidare

Cuplei cinematice conducătoare (c.c.c.) "n" i se atribuie un sistem de referință, ce are axa  $z_n$  orientată după direcția axei de rotație - figura 5.3.a - sau de translație - figura 5.3.b - a cuplei cinematice conducătoare "n". Axa  $x_n$  se alege ca perpendiculara comună a axelor cuplelor "n-1" și "n" și este orientată de la axa cu indice mai mic spre cea cu indice mai mare. Axa  $y_n$  se alege astfel încât împreună cu celelalte două axe să determine un sistem triortogonal drept.

La fel pentru o c.c.c. "i" din lanțul cinematic al dispozitivului de ghidare, axa  $z_i$  se alege orientată după axa cuplei. Axa  $x_i$  se alege ca perpendiculară comună a elementelor care intră în componența c.c.c. "i", iar axa  $y_i$  se alege astfel încât să determine un sistem triortogonal drept împreună cu celelalte două axe.

În această etapă se cunosc următoarele mărimi:

-  $m_D$  masa obiectului manipulat și a dispozitivului de prehensiune sau a efectorului final;

-  $\bar{v}_D$  viteza centrului masei D datorată acționării motorului amplasat în c.c.c. „i” și se

notează  ${}^i\underline{v}_D = [{}^i\dot{x}_D \quad {}^i\dot{y}_D \quad {}^i\dot{z}_D]^T$  componentele vitezei în sistemul de referință atașat c.c.c. "i" din lanțul cinematic al robotului;

-  $\alpha_D$  unghiul de presiune aferent forței de greutate  $m_D \cdot \bar{g}$ ;

-  $\bar{F}_D$  forța tehnologică a cărei variație în timp - ca vector - este cunoscută

$${}^i\underline{F}_D = [{}^iF_{Dx} \quad {}^iF_{Dy} \quad {}^iF_{Dz}]^T;$$

-  $\alpha_{teh}$  unghiul de presiune aferent forței tehnologice  $\bar{F}_D$ ;

-  $m_n$  masa structurii de rezistență aferentă elementului "n", care este considerată concentrată în centrul de masă  $S_n$  al elementului "n", ce are coordonatele în sistemul de referință legat de c.c.c. "i"  $[{}^ix_{S_n} \quad {}^iy_{S_n} \quad {}^iz_{S_n}]$ ;

-  $\bar{v}_{S_n}$  viteza centrului de masă  $S_n$  datorată acționării motorului amplasat în c.c.c. „i”,

unde  ${}^i\underline{v}_{S_n} = [{}^i\dot{x}_{S_n} \quad {}^i\dot{y}_{S_n} \quad {}^i\dot{z}_{S_n}]^T$  este exprimarea matriceală a vitezei centrului de masă  $S_n$  în sistemul de referință legat de c.c.c. "i";

-  $\alpha_n$  unghiul de presiune aferent forței de greutate  $m_n \cdot \bar{g}$ ;

-  $\bar{g}$  accelerația gravitațională și ea în sistemul de coordonate aferent c.c.c. "i" are

$$\text{componentele } {}^i\underline{g} = [{}^ig_x \quad {}^ig_y \quad {}^ig_z]^T.$$

Se notează cu  ${}^iq$ ,  ${}^i\dot{q}$  și respectiv  ${}^i\ddot{q}$  deplasarea, viteza și respectiv accelerația generalizată a elementului de acționare și prin urmare se obține:

$${}^iq = \begin{cases} {}^is & \text{- pentru cupla de translatie} \\ {}^i\theta & \text{- pentru cupla de rotatie} \end{cases} \quad (5.3)$$

$${}^i\dot{q} = \begin{cases} {}^i\dot{s} & \text{- pentru cupla de translatie} \\ {}^i\omega & \text{- pentru cupla de rotatie} \end{cases} \quad (5.4)$$

$${}^i\ddot{q} = \begin{cases} {}^i\ddot{s} & \text{- pentru cupla de translatie} \\ {}^i\varepsilon & \text{- pentru cupla de rotatie} \end{cases} \quad (5.5)$$

Se introduce un indicator  $\xi_i$  pentru c.c.c. "i", care arată dacă această c.c.c. este de rotație sau de translație:

$$\xi_i = \begin{cases} 1 & \text{- daca cupla "i" este de translatie} \\ 0 & \text{- daca cupla "i" este de rotatie} \end{cases} \quad (5.6)$$

Se notează cu  $\bar{\xi}_i = 1 - \xi_i$  și deci:

$$\bar{\xi}_i = \begin{cases} 0 & \text{- daca cupla "i" este de translatie} \\ 1 & \text{- daca cupla "i" este de rotatie} \end{cases} \quad (5.7)$$

Se notează cu  ${}^i\bar{Q}_{red}$  forța generalizată redusă la arborele, respectiv la tija elementului condus "i", la un moment "t" dat și este:

$${}^i\bar{Q}_{red} = \begin{cases} {}^i\bar{F}_{red} & \text{- forța redusă pentru o cupla de translație} \\ {}^i\bar{M}_{red} & \text{- moment redus pentru o cupla de rotație} \end{cases} \quad (5.8)$$

Calculul dinamic aproximativ ia în considerare numai o singură axă, adică se decuplează axele, neglijând influențele reciproce ale axelor mecanismului dispozitivului de ghidare.

Pentru cupla cinematică conducătoare "n" acționată fie de un motor electric, fie de un motor hidraulic liniar, se impune ca la nivelul arborelui/tijeii motorului electric/hidraulic să se dezvolte o putere capabilă să învingă puterea momentelor rezistente (gravitaționale, de frecare, de inerție datorate mișcării generate de motorul amplasat în c.c.c. „n” și tehnologice).

Adică:

$${}^iP_{mot} \geq {}^iP_{red} \quad (5.9)$$

sau la aceeași viteză unghiulară/liniară a arborelui/tijeii motorului electric/hidraulic rezultă:

$${}^i\bar{Q}_{mot} \geq {}^i\bar{Q}_{red} \quad (5.10)$$

Forța generalizată redusă  ${}^i\bar{Q}_{red}$  la elementul condus din c.c.c. "i" va fi:

$${}^i\bar{Q}_{red} = {}^i\bar{Q}_{red_g} + {}^i\bar{Q}_{red_{teh}} + {}^i\bar{Q}_{red_{in}} + {}^i\bar{Q}_{red_f} \quad (5.11)$$

unde: -  ${}^i\bar{Q}_{red_g}$  este componenta datorată forțelor gravitaționale;

-  ${}^i\bar{Q}_{red_{teh}}$  este componenta datorată forțelor tehnologice;

-  ${}^i\bar{Q}_{red_{in}}$  este componenta datorată forțelor de inerție;

-  ${}^i\bar{Q}_{red_f}$  este componenta datorată forțelor de frecare din c.c.c.

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n" datorată forțelor de greutate se determină din condiția de egalizare a puterilor consumate în sistem, de forțele de greutate:

$${}^n\bar{Q}_{red_g} \cdot {}^n\bar{q} = m_D \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_D \cdot \cos \alpha_D + m_n \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{S_n} \cdot \cos \alpha_n \quad (5.12)$$

de unde:

$${}^n\bar{Q}_{red_g} = \frac{1}{{}^n\bar{q}} \cdot \sqrt{{}^n g_x^2 + {}^n g_y^2 + {}^n g_z^2} \left[ m_D \cdot \sqrt{{}^n \dot{x}_D^2 + {}^n \dot{y}_D^2 + {}^n \dot{z}_D^2} \cos \alpha_D + m_n \cdot \sqrt{{}^n \dot{x}_{S_n}^2 + {}^n \dot{y}_{S_n}^2 + {}^n \dot{z}_{S_n}^2} \cdot \cos \alpha_n \right] \cdot \frac{{}^n\bar{q}}{|{}^n\bar{q}|} \quad (5.13)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului care acționează în c.c.c. "n" datorată forțelor tehnologice se determină ținând cont de următoarele aspecte.

La nivelul c.c.c. "n" datorită forțelor tehnologice va apare un torsor  ${}^n\bar{\tau}$  care este dat de:

$${}^n\bar{\tau} = \begin{bmatrix} {}^nF_x & {}^nF_y & {}^nF_z & {}^nM_x & {}^nM_y & {}^nM_z \end{bmatrix}^T \quad (5.14)$$

sau explicitat:

$${}^n\bar{\tau} = \begin{bmatrix} {}^nF_{Dx} & {}^nF_{Dy} & {}^nF_{Dz} & 0 & 0 & {}^nF_{Dx} \cdot {}^n y_D + {}^nF_{Dy} \cdot {}^n x_D \end{bmatrix}^T \quad (5.15)$$

În acest caz forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n" datorată forțelor tehnologice va fi dată de:

$${}^n\bar{Q}_{red_{teh}} = {}^n\bar{F}_z \cdot \xi_n + {}^n\bar{M}_z \cdot \xi_n \quad (5.16)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n" datorată forțelor de inerție se determină din relația:

$${}^n \bar{Q}_{red_n} = \left( {}^n m_{red} \cdot \bar{\xi}_n + {}^n J_{red} \cdot \bar{\xi}_n \right) {}^n \ddot{q} \quad (5.17)$$

unde,  $J_{red}/m_{red}$  - momentul de inerție masic redus/masa redusă - se determină din condiția ca energia cinetică înmagazinată de întregul sistem în discuție să fie înmagazinată și de arborele/tija la care se face reducerea:

$$\frac{1}{2} \cdot \left( {}^n m_{red} \cdot \bar{\xi}_n + {}^n J_{red} \cdot \bar{\xi}_n \right) \cdot {}^n \dot{q}^2 = E_{c_D} + E_{c_n} \quad (5.18)$$

de unde:

$${}^n m_{red} \cdot \bar{\xi}_n + {}^n J_{red} \cdot \bar{\xi}_n = \frac{1}{{}^n \dot{q}^2} \left[ m_D \cdot \left( {}^n \dot{x}_D^2 + {}^n \dot{y}_D^2 + {}^n \dot{z}_D^2 \right) + m_{S_n} \cdot \left( {}^n \dot{x}_{S_n}^2 + {}^n \dot{y}_{S_n}^2 + {}^n \dot{z}_{S_n}^2 \right) + J_{n_u} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_u}^2 + J_{n_v} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_v}^2 + J_{n_w} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_w}^2 \right] \quad (5.19)$$

unde: -  ${}^n \underline{\dot{\theta}}_n = \left[ {}^n \dot{\theta}_{n_u} \quad {}^n \dot{\theta}_{n_v} \quad {}^n \dot{\theta}_{n_w} \right]^T$  reprezintă viteza unghiulară a elementului n cauzată de mișcarea din c.c.c. "n", componentele fiind după axele principale de inerție a elementului n;

-  $\left[ J_{n_u} \quad J_{n_v} \quad J_{n_w} \right]^T$  momentele de inerție masice a elementului n - după axele principale de inerție ale sale.

Și deci forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n" datorată forțelor de inerție va fi:

$${}^n \bar{Q}_{red_n} = \frac{{}^n \ddot{q}}{{}^n \dot{q}} \left[ m_D \cdot \left( {}^n \dot{x}_D^2 + {}^n \dot{y}_D^2 + {}^n \dot{z}_D^2 \right) + m_{S_n} \cdot \left( {}^n \dot{x}_{S_n}^2 + {}^n \dot{y}_{S_n}^2 + {}^n \dot{z}_{S_n}^2 \right) + J_{n_u} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_u}^2 + J_{n_v} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_v}^2 + J_{n_w} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_w}^2 \right] \cdot \frac{{}^n \ddot{q}}{\left| {}^n \dot{q} \right|} \quad (5.20)$$

De efectele forțelor de frecare se va ține seama prin randamentul mecanic  $\eta_i$  apreciat.

Pentru prima c.c.c. pornind de la efortul final spre baza robotului, rezultă:

$${}^n \bar{Q}_{red} = \frac{1}{n} \cdot \left\{ \frac{1}{{}^n \dot{q}} \cdot \sqrt{{}^n g_x^2 + {}^n g_y^2 + {}^n g_z^2} \left[ m_b \cdot \sqrt{{}^n \dot{x}_D^2 + {}^n \dot{y}_D^2 + {}^n \dot{z}_D^2} \cdot \cos \alpha_D + m_h \cdot \sqrt{{}^n \dot{x}_{S_n}^2 + {}^n \dot{y}_{S_n}^2 + {}^n \dot{z}_{S_n}^2} \cdot \cos \alpha_n \right] + {}^n F_z \cdot \bar{\xi}_n + {}^n M_z \cdot \bar{\xi}_n + \frac{{}^n \ddot{q}}{{}^n \dot{q}} \left[ m_D \cdot \left( {}^n \dot{x}_D^2 + {}^n \dot{y}_D^2 + {}^n \dot{z}_D^2 \right) + m_{S_n} \cdot \left( {}^n \dot{x}_{S_n}^2 + {}^n \dot{y}_{S_n}^2 + {}^n \dot{z}_{S_n}^2 \right) + J_{n_u} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_u}^2 + J_{n_v} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_v}^2 + J_{n_w} \cdot {}^n \dot{\theta}_{n_w}^2 \right] \right\} \cdot \frac{{}^n \ddot{q}}{\left| {}^n \dot{q} \right|} \quad (5.21)$$

Puterea necesară a fi dezvoltată - fie de un motor hidraulic, fie de un motor electric cu reductor amplasate în c.c.c. "n" - este dată de produsul dintre forța generalizată și viteza liniară/unghiulară imprimată de c.c.c. "n" elementului n, exprimată în sistemul de coordonate atașat c.c.c. "n":

$${}^n P = \left| {}^n \bar{Q}_{red} \cdot {}^n \dot{q} \right| \quad (5.22)$$

### 5.5.2. Calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare "n-1" a dispozitivului de ghidare

În figurile 5.4. și 5.5. se prezintă elementul n-1 al dispozitivului de ghidare legat de elementul n și de cel precedent în c.c.c. "n" și respectiv "n-1". După cum se observă există patru variante de a plasa cuple de rotație sau translație în cuplele cinematice conducătoare aferente elementului n-1. Aceste variante posibile sunt următoarele: R-R (figura 5.4.a.); T-R (figura 5.4.b.); R-T (figura 5.5.a.); T-T (figura 5.5.b.).

În cazul în care c.c.c. precedentă este o cuplă de rotație (figura 5.4.) apar amplasate pe structura robotului motorul de acționare și reductorul aferent, în celălalt caz (figura 5.5.), în care c.c.c. din aval este o cuplă de translație, pe structura robotului apare

amplasat motorul de acționare rotativ și un reductor sau motor hidraulic de acționare liniar cu componentele hidraulice aferente.

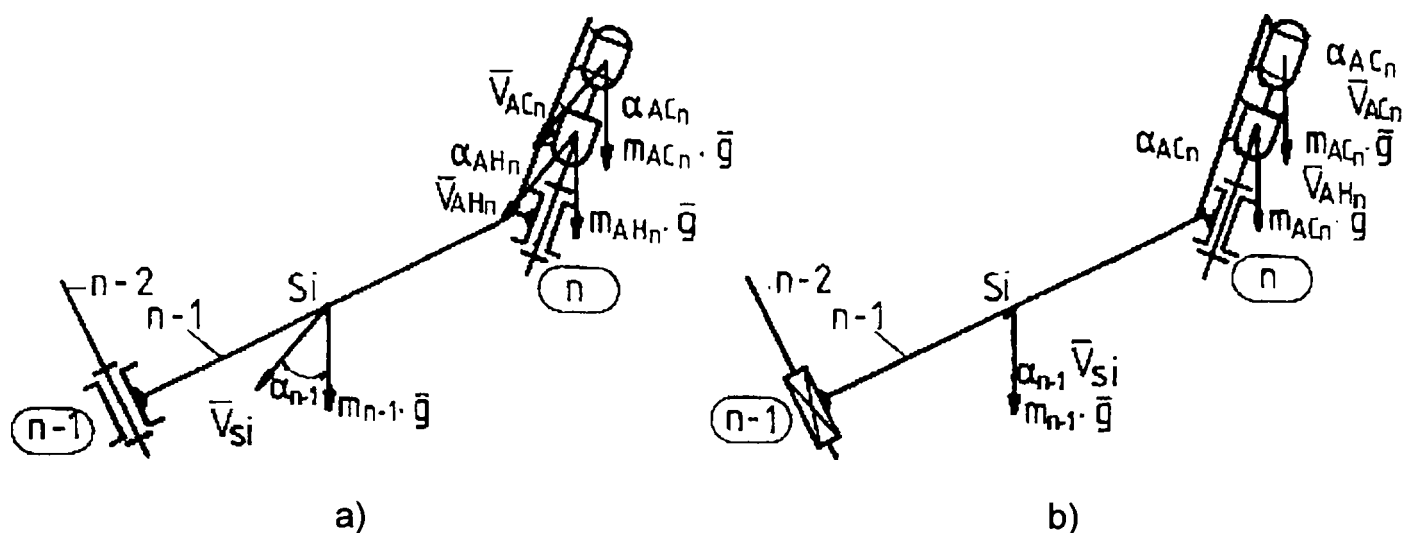


Fig.5.4. Schema cu legarea elementelor din avalul c.c.c. "n-1", c.c.c. "n" de rotație și c.c.c. "n-1" fiind a) c.c.c. de rotație; b) c.c.c. de translație

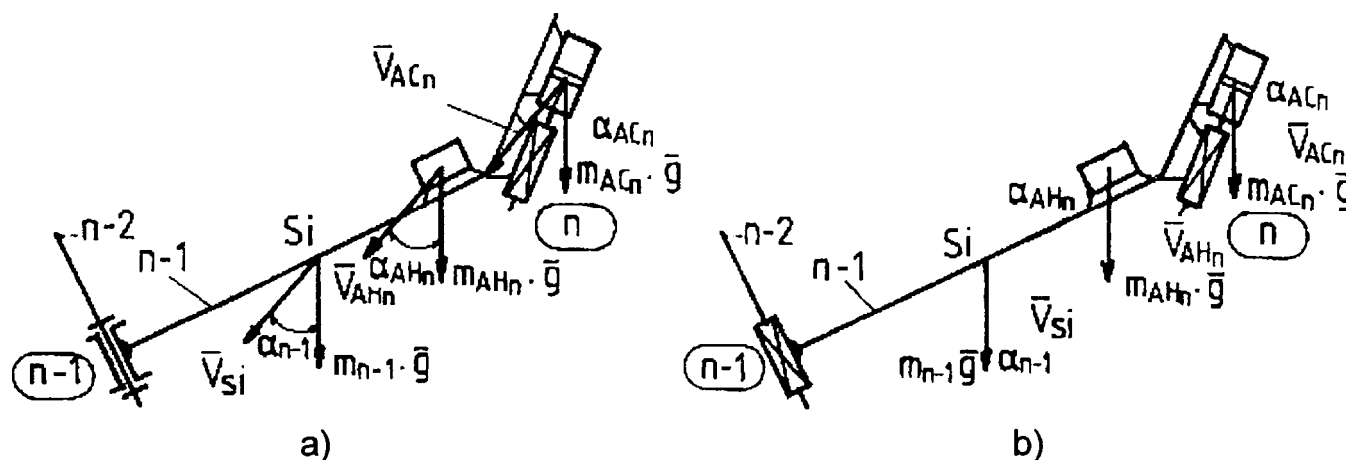


Fig.5.5. Schema cu legarea elementelor din avalul c.c.c. "n-1", c.c.c. "n" de translație și c.c.c. "n-1" fiind a) c.c.c. de rotație; b) c.c.c. de translație

În figurile de mai sus este reprezentat elementul n-1 al robotului a cărei masă  $m_{n-1}$  se consideră concentrată în centrul de masă  $S_{n-1}$ , a cărei viteză liniară  $\bar{v}_{S_{n-1}}$  este exprimată

în sistemul de referință "i", prin  ${}^i \underline{v}_{S_{n-1}} = [{}^i \dot{x}_{S_{n-1}} \quad {}^i \dot{y}_{S_{n-1}} \quad {}^i \dot{z}_{S_{n-1}}]^T$ .

Viteza unghiulară a mișcării elementului n-1 cauzată de motorul de acționare din c.c.c. "i"  ${}^i \underline{\omega}_{S_{n-1}}$  este dată de  ${}^i \underline{\omega}_{n-1} = {}^i \underline{\dot{\theta}}_{n-1} = [{}^i \dot{\theta}_{n-1_\mu} \quad {}^i \dot{\theta}_{n-1_\nu} \quad {}^i \dot{\theta}_{n-1_\psi}]^T$ .

$[J_{n-1_\mu} \quad J_{n-1_\nu} \quad J_{n-1_\psi}]^T$  sunt momentele de inerție masice a elementului n-1 - după axele principale de inerție ale sale. Se notează cu  $\alpha_{n-1}$  unghiul de presiune aferent forței de greutate a elementului n-1.

Față de elementul n, pe elementul n-1 al dispozitivului de ghidare al robotului apar în plus:

- motorul de acționare electric/hidraulic cu următoarele caracteristici:
  - masă  $m_{AC_n}$ , care la un moment dat o considerăm concentrată în
  - centrul de masă  $S_{AC_n}$ ,



- viteza centrului de masă generată de motorul de acționare din c.c.c. "i" raportată la sistemul de referință atașat c.c.c. "i" fiind  ${}^i \underline{v}_{S_{ACn}} = [{}^i \dot{x}_{S_{ACn}} \quad {}^i \dot{y}_{S_{ACn}} \quad {}^i \dot{z}_{S_{ACn}}]^T$

-  $\alpha_{ACn}$  unghiul de presiune aferent forței de greutate a motorului;

-  $[J_{ACn_x} \quad J_{ACn_y} \quad J_{ACn_z}]^T$  momentele de inerție masice ale motorului - după axele principale de inerție ale sale;

-  ${}^i \underline{\dot{\theta}}_{ACn} = [{}^i \dot{\theta}_{ACn_x} \quad {}^i \dot{\theta}_{ACn_y} \quad {}^i \dot{\theta}_{ACn_z}]^T$  viteza unghiulară a mișcării motorului cauzată de motorul de acționare din c.c.c. "i", componentele fiind după axele principale de inerție ale motorului

b) celelalte componente ale acționării hidraulice aferente c.c.c. "n" conform figurilor de mai sus sau reductor având:

- centrul de masă în  $S_{AH_n}$ ,

- masa  $m_{AH_n}$ ;

- viteza instantanee a centrului de masă  $S_{AH_n}$  generată de motorul de acționare din

c.c.c. "i" în sistemul de referință legat de c.c.c. "i"  ${}^i \underline{v}_{S_{AHn}} = [{}^i \dot{x}_{S_{AHn}} \quad {}^i \dot{y}_{S_{AHn}} \quad {}^i \dot{z}_{S_{AHn}}]^T$ ;

-  $\alpha_{AHn}$  unghiul de presiune aferent forței de greutate a elementelor în discuție;

-  $[J_{AHn_x} \quad J_{AHn_y} \quad J_{AHn_z}]^T$  momentele de inerție masice în raport cu axele principale de inerție;

-  ${}^i \underline{\dot{\theta}}_{AHn} = [{}^i \dot{\theta}_{AHn_x} \quad {}^i \dot{\theta}_{AHn_y} \quad {}^i \dot{\theta}_{AHn_z}]^T$  viteza unghiulară a mișcării elementelor în discuție cauzată de motorul de acționare din c.c.c. "i", componentele fiind după axele principale de inerție.

Celelalte mărimi sunt similare cu cele explicitate pentru elementul n al dispozitivului de ghidare.

Calculul puterii motorului de acționare aferent c.c.c. "n-1" se va face ținând cont de relațiile (5.9), (5.5) și (5.11), în acest caz trebuind să se țină cont și de masele/momentele de inerție masice ale motorului de acționare  $AC_n$  și ale celorlalte componente  $AH_n$ , precum și de masele/momentele de inerție masice ale elementului n (inclusiv a obiectului de manipulat) considerat legat rigid de elementul n-1 în poziția cea mai defavorabilă. Toate mărimile vectoriale se exprimă în raport cu sistemul de referință atașat c.c.c. "n-1".

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului care acționează c.c.c. "n-1" se determină ca sumă a celor patru componente: de greutate, tehnologică, inerțială și de frecare, după relația:

$${}^{n-1} \bar{Q}_{red} = {}^{n-1} \bar{Q}_{red_g} + {}^{n-1} \bar{Q}_{red_m} + {}^{n-1} \bar{Q}_{red_{te}} + {}^{n-1} \bar{Q}_{red_f} \quad (5.23)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului care acționează c.c.c. "n-1" datorată forțelor de greutate se determină ca și în cazul anterior, din condiția de egalizare a puterilor consumate în sistem, de forțele de greutate:

$${}^{n-1} \bar{Q}_{red_g} \cdot \bar{q} = m_D \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_D \cdot \cos \alpha_D + m_n \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{S_n} \cdot \cos \alpha_n + m_{n-1} \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{S_{n-1}} \cdot \cos \alpha_{n-1} \quad (5.24)$$

$$+ m_{ACn} \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{ACn} \cdot \cos \alpha_{ACn} + m_{AHn} \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{AHn} \cdot \cos \alpha_{AHn}$$

de unde:

$${}^{n-1} \bar{Q}_{red_g} = \frac{q}{q} \cdot \sqrt{{}^{n-1} g_x^2 + {}^{n-1} g_y^2 + {}^{n-1} g_z^2} \cdot [m_D \cdot \sqrt{{}^{n-1} x_D^2 + {}^{n-1} y_D^2 + {}^{n-1} z_D^2} \cdot \cos \alpha_D + m_n \cdot \sqrt{{}^{n-1} x_{S_n}^2 + {}^{n-1} y_{S_n}^2 + {}^{n-1} z_{S_n}^2} \cdot \cos \alpha_n + m_{n-1} \cdot \sqrt{{}^{n-1} x_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1} y_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1} z_{S_{n-1}}^2} \cdot \cos \alpha_{n-1} + m_{ACn} \cdot \sqrt{{}^{n-1} x_{S_{ACn}}^2 + {}^{n-1} y_{S_{ACn}}^2 + {}^{n-1} z_{S_{ACn}}^2} \cdot \cos \alpha_{ACn} + m_{AHn} \cdot \sqrt{{}^{n-1} x_{S_{AHn}}^2 + {}^{n-1} y_{S_{AHn}}^2 + {}^{n-1} z_{S_{AHn}}^2} \cdot \cos \alpha_{AHn}] \quad (5.25)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n" datorată forțelor tehnologice se determină ținând cont de următoarele aspecte.

La nivelul c.c.c. "n-1" datorită forțelor tehnologice va apare un torsor  ${}^{n-1}\underline{\tau}$ , determinat de componenta tehnologică și care este dat de:

$${}^{n-1}\underline{\tau}_{n-1} = \left[ {}^{n-1}F_{n-1x} \quad {}^{n-1}F_{n-1y} \quad {}^{n-1}F_{n-1z} \quad {}^{n-1}M_{n-1x} \quad {}^{n-1}M_{n-1y} \quad {}^{n-1}M_{n-1z} \right]^T \quad (5.26)$$

Componentele acestui torsor pot fi determinate din condiția de echilibru a forțelor și momentelor ce acționează în c.c.c. "n-1" ce se exprimă prin relația vectorială:

$$\begin{cases} {}^{n-1}\bar{F}_{n-1teh} + {}^{n-1}\bar{F}_{n-1fteh} \cdot \xi_{n-1} + {}^n\bar{F}_{n-teh} = 0 \\ {}^{n-1}\bar{M}_{n-1teh} + {}^{n-1}\bar{M}_{n-1fteh} \cdot \xi_{n-1} + {}^{n-1}\bar{r}_n \times {}^n\bar{F}_{n-teh} + {}^n\bar{M}_{n-1teh} = 0 \end{cases} \quad (5.27)$$

Scriind sub formă matricială relația (5.27) se obține:

$$\begin{bmatrix} {}^{n-1}F_{n-1teh_x} \\ {}^{n-1}F_{n-1teh_y} \\ {}^{n-1}F_{n-1teh_z} \\ {}^{n-1}M_{n-1teh_x} \\ {}^{n-1}M_{n-1teh_y} \\ {}^{n-1}M_{n-1teh_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{n11} & J_{n12} & J_{n13} & J_{n14} & J_{n15} & J_{n16} \\ J_{n21} & J_{n22} & J_{n23} & J_{n24} & J_{n25} & J_{n26} \\ J_{n31} & J_{n32} & J_{n33} & J_{n34} & J_{n35} & J_{n36} \\ J_{n41} & J_{n42} & J_{n43} & J_{n44} & J_{n45} & J_{n46} \\ J_{n51} & J_{n52} & J_{n53} & J_{n54} & J_{n55} & J_{n56} \\ J_{n61} & J_{n62} & J_{n63} & J_{n64} & J_{n65} & J_{n66} \end{bmatrix} \cdot {}^{n-1}A_n \cdot \begin{bmatrix} {}^nF_{n-teh_x} \\ {}^nF_{n-teh_y} \\ {}^nF_{n-teh_z} \\ {}^nM_{n-teh_x} \\ {}^nM_{n-teh_y} \\ {}^nM_{n-teh_z} \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

sau:

$$\begin{bmatrix} {}^{n-1}F_{n-1teh_x} \\ {}^{n-1}F_{n-1teh_y} \\ {}^{n-1}F_{n-1teh_z} \\ {}^{n-1}M_{n-1teh_x} \\ {}^{n-1}M_{n-1teh_y} \\ {}^{n-1}M_{n-1teh_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{n11} & J_{n12} & J_{n13} & J_{n14} & J_{n15} & J_{n16} \\ J_{n21} & J_{n22} & J_{n23} & J_{n24} & J_{n25} & J_{n26} \\ J_{n31} & J_{n32} & J_{n33} & J_{n34} & J_{n35} & J_{n36} \\ J_{n41} & J_{n42} & J_{n43} & J_{n44} & J_{n45} & J_{n46} \\ J_{n51} & J_{n52} & J_{n53} & J_{n54} & J_{n55} & J_{n56} \\ J_{n61} & J_{n62} & J_{n63} & J_{n64} & J_{n65} & J_{n66} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^{n-1}F_{n-teh_x} \\ {}^{n-1}F_{n-teh_y} \\ {}^{n-1}F_{n-teh_z} \\ {}^{n-1}M_{n-teh_x} \\ {}^{n-1}M_{n-teh_y} \\ {}^{n-1}M_{n-teh_z} \end{bmatrix} \quad (5.28)$$

Explicitând prima linie rezultă:

$${}^{n-1}F_{n-1teh_x} = {}^nJ_{11} \cdot {}^nF_{n-teh_x} + {}^nJ_{12} \cdot {}^nF_{n-teh_y} + {}^nJ_{13} \cdot {}^nF_{n-teh_z} + {}^nJ_{14} \cdot {}^nM_{n-teh_x} + {}^nJ_{15} \cdot {}^nM_{n-teh_y} + {}^nJ_{16} \cdot {}^nM_{n-teh_z} \quad (5.29)$$

Astfel elementele matricii Jacobiene se determină cu:

$$\begin{aligned} J_{n11} &= \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1teh_x}}{\partial {}^{n-1}F_{n-teh_x}} ; & J_{n12} &= \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1teh_x}}{\partial {}^{n-1}F_{n-teh_y}} ; & J_{n13} &= \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1teh_x}}{\partial {}^{n-1}F_{n-teh_z}} ; \\ J_{n14} &= \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1teh_x}}{\partial {}^{n-1}M_{n-teh_x}} ; & J_{n15} &= \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1teh_x}}{\partial {}^{n-1}M_{n-teh_y}} ; & J_{n16} &= \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1teh_x}}{\partial {}^{n-1}M_{n-teh_z}} \end{aligned} \quad (5.30)$$

Soluționând linie cu linie relațiile sistemului (5.28) se pot calcula toate elementele Jacobianului.

Întrucât lanțul cinematic deschis care stă la baza dispozitivului de ghidare al unui robot industrial conține numai cuple cinematice conducătoare de clasa a V-a, rezultă necesitatea tratării în continuare a cinetostaticii unei cuple cinematice conducătoare de translație și respectiv a unei cuple cinematice conducătoare de rotație.

În ceea ce urmează se tratează cazul unei cuple cinematice conducătoare de rotație, prezentată în figura 5.6.

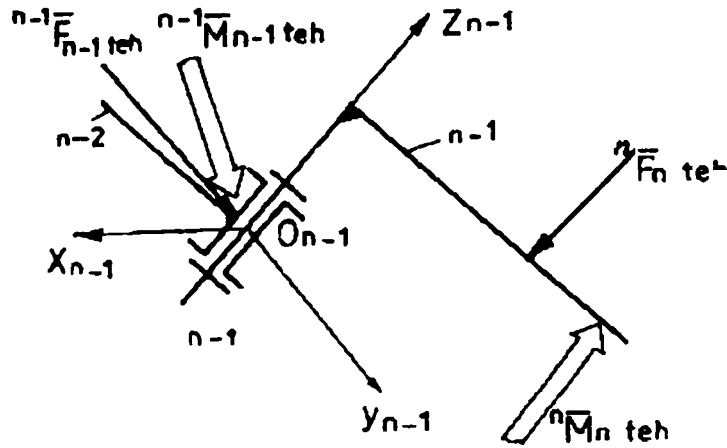


Fig.5.6. Schema forțelor generalizate tehnologice într-o c.c.c. de rotație

Din relația (5.27) particularizată pentru o c.c.c. de rotație, rezultă:

$$\begin{cases} {}^{n-1}\bar{F}_{n-1\text{teh}} + {}^n\bar{F}_{n\text{teh}} = 0 \\ {}^{n-1}\bar{M}_{n-1\text{teh}} + {}^{n-1}\bar{M}_{n-1fr1} + {}^{n-1}\bar{r}_n \times {}^{n-1}\bar{F}_{n\text{teh}} + {}^n\bar{M}_{n\text{teh}} = 0 \end{cases} \quad (5.31)$$

unde:  ${}^{n-1}\bar{r}_n$  reprezintă vectorul de poziție al sistemului legat de c.c.c. "n" în raport cu sistemul de referință legat de c.c.c. "n-1"

Din prima ecuație a sistemului (5.31) rezultă:

$${}^{n-1}\bar{F}_{n-1\text{teh}} = -{}^n\bar{F}_{n\text{teh}} \quad (5.32)$$

sau scalar:

$$\begin{pmatrix} {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_x} & {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_y} & {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_z} \end{pmatrix}^T = {}^{n-1}A_n \cdot \begin{pmatrix} {}^nF_{n\text{teh}_x} & {}^nF_{n\text{teh}_y} & {}^nF_{n\text{teh}_z} \end{pmatrix}^T \quad (5.33)$$

ceea ce permite determinarea elementelor din primele trei linii ale matricei Jacobiene:

$$J_{n11} = \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_x}}{\partial {}^{n-1}F_{n\text{teh}_x}} = -1 ; J_{n12} = 0 ; J_{n13} = 0 ; J_{n14} = 0 ; J_{n15} = 0 ; J_{n16} = 0 \quad (5.34)$$

$$J_{n21} = 0 ; J_{n22} = \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_y}}{\partial {}^{n-1}F_{n\text{teh}_y}} = -1 ; J_{n23} = 0 ; J_{n24} = 0 ; J_{n25} = 0 ; J_{n26} = 0 \quad (5.35)$$

$$J_{n31} = 0 ; J_{n32} = 0 ; J_{n33} = \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_z}}{\partial {}^{n-1}F_{n\text{teh}_z}} = -1 ; J_{n34} = 0 ; J_{n35} = 0 ; J_{n36} = 0 \quad (5.36)$$

Pentru a putea determina și celelalte componente ale matricei Jacobiene este necesar determinarea momentelor de frecare ce apar în c.c.c."n-1". Materializând c.c.c. de rotație cu lagăre de alunecare (figura 5.7.) forța de frecare datorată componentelor  ${}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_x}$ ,  ${}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_y}$ , ce acționează perpendicular pe  $Oz_{n-1}$ , are expresia:

$${}^{n-1}F_{n-1fr1} = \mu \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_x}^2 + {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_y}^2} \quad (5.37)$$

și generează la nivelul razei  $r_{n-1}$ , momentul forței de frecare  ${}^{n-1}M_{n-1fr1}$ , dirijat după axa  $Oz_{n-1}$ , ce se opune mișcării relative:

$${}^{n-1}M_{n-1fr1} = \mu \cdot r_{n-1} \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_x}^2 + {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_y}^2} \quad (5.38)$$

Forța de frecare datorată componentei  ${}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_z}$  generează momentul de frecare  ${}^{n-1}M_{n-1fr2}$  dirijat tot după axa  $Oz_{n-1}$ :

$${}^{n-1}M_{n-1fr2} = 2 \cdot \mu \cdot \rho_{n-1} \cdot {}^{n-1}F_{n-1\text{teh}_z} \quad (5.39)$$

unde  $\rho_{n-1}$  este raza medie la care se manifestă forța de frecare, în cazul unei repartiții uniforme a presiunii pe suprafața de contact:

$$\rho_{n-1} = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_{n-1}^3 - r_{n-1}^3}{R_{n-1}^2 - r_{n-1}^2} \quad (5.40)$$

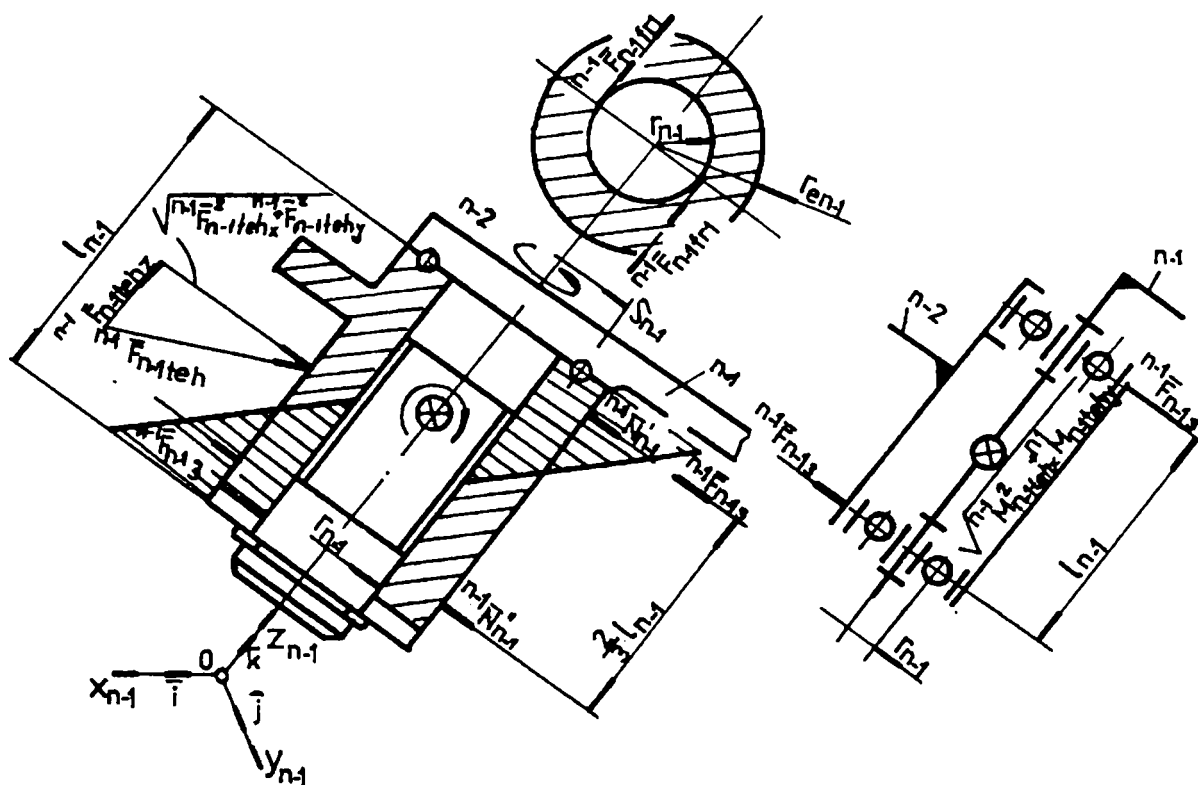


Fig.5.7. Distribuția forțelor într-o c.c.c. de rotație

Componentele  ${}^{n-1}M_{n-1,tehx}$ ,  ${}^{n-1}M_{n-1,tehy}$  tind să rotească elementul n-1 în raport cu elementul n-2, în jurul unei axe perpendiculare pe axa  $Oz_{n-1}$ , ceea ce cauzează o încărcare radială a lagărului după o direcție perpendiculară pe axa  $Oz_{n-1}$ , cu reacțiunea concentrată  ${}^{n-1}F_{n-1j}$  de modul:

$${}^{n-1}F_{n-1j} = \frac{3}{2 \cdot l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1,tehx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1,tehy}^2} \quad (5.41)$$

unde  $l_{n-1}$  este lungimea lagărului cilindric de alunecare. Atunci, rezultă:

$${}^{n-1}M_{n-1,jr} = 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1,tehx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1,tehy}^2} \quad (5.42)$$

Exprimând produsul vectorial, rezultă:

$$\begin{aligned} {}^{n-1}\bar{r}_n \times {}^{n-1}\bar{F}_{n,teh} &= \begin{bmatrix} {}^{n-1}\bar{j} & {}^{n-1}\bar{j} & {}^{n-1}\bar{k} \\ {}^{n-1}x_n & {}^{n-1}y_n & {}^{n-1}z_n \\ {}^{n-1}F_{n,tehx} & {}^{n-1}F_{n,tehy} & {}^{n-1}F_{n,tehz} \end{bmatrix} = \\ & \left( {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tehz} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tehy} \right) \cdot {}^{n-1}\bar{i} + \left( {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tehx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tehz} \right) \cdot {}^{n-1}\bar{j} \\ & + \left( {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tehy} - {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tehx} \right) \cdot {}^{n-1}\bar{k} \end{aligned} \quad (5.43)$$

Efectuând înlocuirile în relația (5.31), rezultă:

$$\begin{bmatrix} {}^{n-1}M_{n-1tehz} \\ {}^{n-1}M_{n-1tehy} \\ {}^{n-1}M_{n-1tehz} \end{bmatrix} = {}^{n-1}A_n \cdot \begin{bmatrix} {}^nM_{ntehtx} \\ {}^nM_{ntehty} \\ {}^nM_{ntehtz} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehty} \\ {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtz} \\ {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehty} - {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtz} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mu \cdot r_{n-1} \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1tehz}^2 + {}^{n-1}F_{n-1tehy}^2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2 \cdot \mu \cdot \rho_{n-1} \cdot {}^{n-1}F_{n-1tehz} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1tehtx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1tehty}^2} \end{bmatrix} \quad (5.44)$$

Acum se pot determina din relația de mai sus și din relațiile (5.30) elementele liniei a patra, a cincea și a șasea a matricei Jacobiene

$${}^{n-1}M_{n-1tehtx} = -{}^{n-1}M_{ntehtx} - {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehty} \quad (5.45)$$

$$J_{n41} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehtx}}{\partial {}^{n-1}F_{ntehtx}} = 0 ; \quad J_{n42} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehtx}}{\partial {}^{n-1}F_{ntehty}} = {}^{n-1}z_n ; \quad J_{n43} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehtx}}{\partial {}^{n-1}F_{ntehtz}} = -{}^{n-1}y_n \quad (5.46)$$

$$J_{n44} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehty}}{\partial {}^{n-1}M_{ntehtx}} = -1 ; \quad J_{n45} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehty}}{\partial {}^{n-1}M_{ntehty}} = 0 ; \quad J_{n46} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehty}}{\partial {}^{n-1}M_{ntehtz}} = 0$$

$${}^{n-1}M_{n-1tehty} = -{}^{n-1}M_{ntehty} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} + {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtz} \quad (5.47)$$

$$J_{n51} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehty}}{\partial {}^{n-1}F_{ntehtx}} = -{}^{n-1}z_n ; \quad J_{n52} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehty}}{\partial {}^{n-1}F_{ntehty}} = 0 ; \quad J_{n53} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehty}}{\partial {}^{n-1}F_{ntehtz}} = {}^{n-1}x_n \quad (5.48)$$

$$J_{n54} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehtz}}{\partial {}^{n-1}M_{ntehtx}} = 0 ; \quad J_{n55} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehtz}}{\partial {}^{n-1}M_{ntehty}} = -1 ; \quad J_{n56} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehtz}}{\partial {}^{n-1}M_{ntehtz}} = 0$$

$${}^{n-1}M_{n-1tehtz} = -{}^{n-1}M_{ntehtz} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehty} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtz} - \mu \cdot r_{n-1} \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1tehz}^2 + {}^{n-1}F_{n-1tehy}^2} - 2 \cdot \mu \cdot \rho_{n-1} \cdot {}^{n-1}F_{n-1tehz} - 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1tehtx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1tehty}^2} \quad (5.49)$$

sau

$${}^{n-1}M_{n-1tehtz} = -{}^{n-1}M_{ntehtz} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehty} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtz} - \mu \cdot r_{n-1} \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1tehz}^2 + {}^{n-1}F_{n-1tehy}^2} - 2 \cdot \mu \cdot \rho_{n-1} \cdot {}^{n-1}F_{n-1tehz} - 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{\left( {}^{n-1}M_{ntehtx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehty} \right)^2 + \left( {}^{n-1}M_{ntehty} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtz} \right)^2} \quad (5.50)$$

Notând cu

$$\Omega = \sqrt{\left( {}^{n-1}M_{ntehtx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehty} \right)^2 + \left( {}^{n-1}M_{ntehty} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehtz} \right)^2} \quad (5.51)$$

rezultă:

$$\begin{aligned}
J_{n61} &= \frac{\partial^{n-1} M_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} F_{n-tehx}} = {}^{n-1}y_n - \mu \cdot r_{n-1} \cdot \frac{{}^{n-1}F_{n-tehx}}{\sqrt{{}^{n-1}F_{n-tehx}^2 + {}^{n-1}F_{n-tehy}^2}} + \\
& 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}z_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n-tehy} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehz} \right)}{\Omega} \\
J_{n62} &= \frac{\partial^{n-1} M_{n-1tehy}}{\partial^{n-1} F_{n-tehy}} = -{}^{n-1}x_n - \mu \cdot r_{n-1} \cdot \frac{{}^{n-1}F_{n-tehy}}{\sqrt{{}^{n-1}F_{n-tehx}^2 + {}^{n-1}F_{n-tehy}^2}} - \\
& 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}z_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n-tehx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehz} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehy} \right)}{\Omega} \\
J_{n63} &= \frac{\partial^{n-1} M_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} F_{n-tehz}} = -2 \cdot \mu \cdot \rho_{n-1} + \\
& 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}y_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n-tehx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehz} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehy} \right) - {}^{n-1}x_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n-tehy} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehz} \right)}{\Omega} \\
J_{n64} &= \frac{\partial^{n-1} M_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} M_{n-tehx}} = 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}M_{n-tehx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehz} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehy}}{\Omega} \\
J_{n65} &= \frac{\partial^{n-1} M_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} M_{n-tehy}} = 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}M_{n-tehy} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n-tehz}}{\Omega} \\
J_{n66} &= \frac{\partial^{n-1} M_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} M_{n-tehz}} = -1
\end{aligned} \tag{5.52}$$

Reunind relațiile (5.34), (5.35), (5.36) cu relațiile (5.46), (5.48) și cu (5.52) se obține matricea Jacobiană, necesară pentru determinarea componentelor torsorului corespunzător forțelor tehnologice din c.c.c. "n-1" - când se ține seama de forțele de frecare - de forma:

$$\underline{J}_{n-1rot} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{n42} & J_{n43} & -1 & 0 & 0 \\ J_{n51} & 0 & J_{n53} & 0 & -1 & 0 \\ J_{n61} & J_{n62} & J_{n63} & J_{n64} & J_{n65} & -1 \end{bmatrix} \tag{5.53}$$

unde elementele neexplicitate ale matricei se regăsesc în relațiile specificate mai sus.

În cazul în care se neglijează efectul forțelor de frecare Jacobianul devine:

$$\underline{J}_{n-1rot} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & {}^{n-1}z_n & -{}^{n-1}y_n & -1 & 0 & 0 \\ -{}^{n-1}z_n & 0 & {}^{n-1}x_n & 0 & -1 & 0 \\ {}^{n-1}y_n & -{}^{n-1}x_n & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \tag{5.54}$$



Dacă se materializează c.c.c. de rotație cu lagăre de rostogolire, rezultă o modificare a reacțiunii concentrate  ${}^{n-1}F_{n-1}$ , prezentate în relația (5.41) astfel:

$${}^{n-1}F_{n-1} = \frac{\sqrt{{}^{n-1}M_{n-1,tx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1,ty}^2}}{l_{n-1}} \quad (5.55)$$

unde  $l_{n-1}$  este lungimea dintre rulmenți. Atunci, rezultă:

$${}^{n-1}M_{n-1,tx} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1,tx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1,ty}^2} \quad (5.56)$$

Prin urmare relația (5.49) devine:

$$\begin{aligned} {}^{n-1}M_{n-1,tx} = & -{}^{n-1}M_{n,tx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n,ty} - \mu \cdot r_{n-1} \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1,tx}^2 + {}^{n-1}F_{n-1,ty}^2} \\ & - 2 \cdot \mu \cdot \rho_{n-1} \cdot {}^{n-1}F_{n-1,tx} - 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1,tx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1,ty}^2} \end{aligned} \quad (5.57)$$

și ca atare relațiile (5.52) devin:

$$\begin{aligned} J_{n61} = & \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1,tx}}{\partial {}^{n-1}F_{n,tx}} = {}^{n-1}y_n - \mu \cdot r_{n-1} \cdot \frac{{}^{n-1}F_{n,tx}}{\sqrt{{}^{n-1}F_{n,tx}^2 + {}^{n-1}F_{n,ty}^2}} + \\ & 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}z_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n,tx} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} \right)}{\Omega} \\ J_{n62} = & \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1,tx}}{\partial {}^{n-1}F_{n,ty}} = -{}^{n-1}x_n - \mu \cdot r_{n-1} \cdot \frac{{}^{n-1}F_{n,ty}}{\sqrt{{}^{n-1}F_{n,tx}^2 + {}^{n-1}F_{n,ty}^2}} - \\ & 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}z_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n,tx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,ty} \right)}{\Omega} \\ J_{n63} = & \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1,tx}}{\partial {}^{n-1}F_{n,tx}} = -2 \cdot \mu \cdot \rho_{n-1} + \\ & 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}y_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n,tx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,ty} \right) - {}^{n-1}x_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{n,ty} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} \right)}{\Omega} \\ J_{n64} = & \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1,tx}}{\partial {}^{n-1}M_{n,tx}} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}M_{n,tx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,ty}}{\Omega} \\ J_{n65} = & \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1,tx}}{\partial {}^{n-1}M_{n,ty}} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_{n-1}}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}M_{n,ty} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{n,tx}}{\Omega} \\ J_{n66} = & \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1,tx}}{\partial {}^{n-1}M_{n,tx}} = -1 \end{aligned} \quad (5.58)$$

Dacă cupla cinematică conducătoare de indice "n-1" este o c.c.c. de translație (figura 5.8.), atunci relația (5.27) se transformă în:

$$\begin{cases} {}^{n-1}\bar{F}_{n-1,tx} + {}^{n-1}\bar{F}_{n-1,ty} + {}^n\bar{F}_{n,tx} = 0 \\ {}^{n-1}\bar{M}_{n-1,tx} + {}^{n-1}\bar{F}_n \times {}^n\bar{F}_{n,tx} + {}^n\bar{M}_{n-1,tx} = 0 \end{cases} \quad (5.59)$$

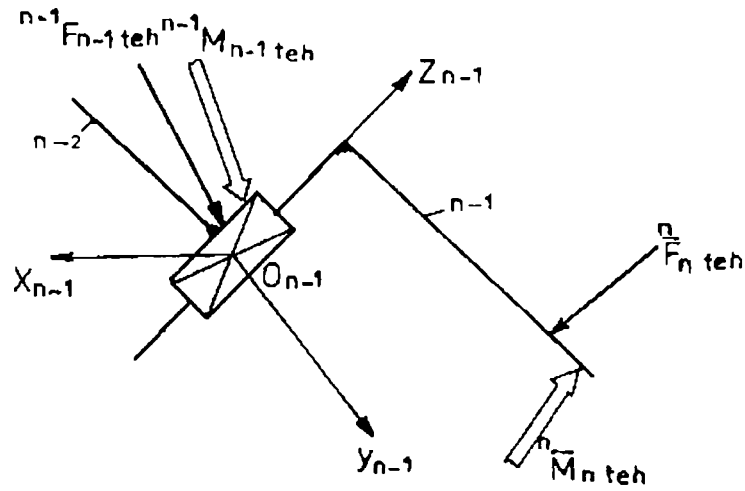


Fig.5.8. Schema forțelor generalizate tehnologice într-o c.c.c. de translație

Pentru a putea soluționa prima ecuație a sistemului (5.59) este necesar a se determina forțele de frecare din c.c.c. "n-1".

Pentru aceasta se consideră c.c.c. de translație de secțiune pătrată cu latura  $a_{n-1}$  lungimea c.c.c. fiind  $l_{n-1}$ , ca în figura 5.9.

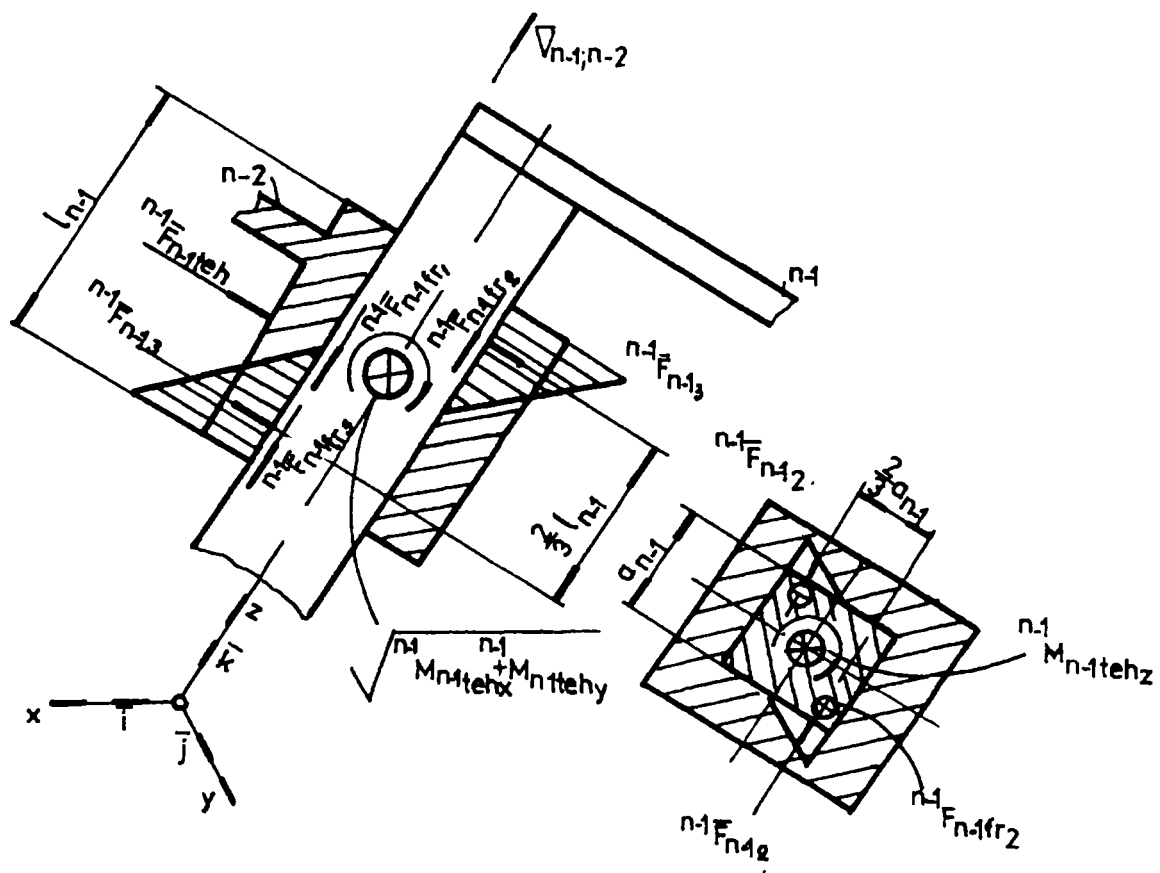


Fig.5.9. Distribuția forțelor într-o c.c.c. de translație

În acest caz, forța de frecare datorată componentelor  $F_{n-1}^{n-1} \text{teh}_x$ ,  $F_{n-1}^{n-1} \text{teh}_y$ , ce acționează perpendicular pe  $Oz_{n-1}$ , are expresia:

$$F_{n-1}^{n-1} \text{fr1} = \mu \cdot \sqrt{F_{n-1}^{n-1} \text{teh}_x^2 + F_{n-1}^{n-1} \text{teh}_y^2} \tag{5.60}$$

Se observă și o încărcare a secțiunii transversale a c.c.c. "n-1", încărcare datorată componentei  ${}^{n-1}M_{n-1tehz}$  după axa  $Oz_{n-1}$  cu reacțiunile:

$${}^{n-1}F_{n-1z} = \frac{3}{2} \cdot \frac{{}^{n-1}M_{n-1tehz}}{a_{n-1}} \quad (5.61)$$

care dau naștere la o forță de frecare dirijată după axa  $Oz_{n-1}$ :

$${}^{n-1}F_{n-1frz} = 3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}} \cdot {}^{n-1}M_{n-1tehz} \quad (5.62)$$

Componentele  ${}^{n-1}M_{n-1tehx}$ ,  ${}^{n-1}M_{n-1tehy}$  tind să rotească elementul n-1 în raport cu elementul n-2, în jurul unei axe perpendiculare pe axa  $Oz_{n-1}$ , ceea ce cauzează o încărcare radială a lagărului după o direcție perpendiculară pe axa  $Oz_{n-1}$ , cu reacțiunea concentrată  ${}^{n-1}F_{n-1r}$  de modul:

$${}^{n-1}F_{n-1r} = \frac{3}{2 \cdot l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1tehx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1tehy}^2} \quad (5.63)$$

care dă naștere la o forță de frecare dirijată după axa z, dată de expresia:

$${}^{n-1}F_{n-1z} = \frac{3 \cdot \mu}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1tehx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1tehy}^2} \quad (5.64)$$

Înlocuind toate componentele determinate în prima ecuație a sistemului (5.59), rezultă următoarea ecuație matriceală:

$$\begin{bmatrix} {}^{n-1}F_{n-1tehx} \\ {}^{n-1}F_{n-1tehy} \\ {}^{n-1}F_{n-1tehz} \end{bmatrix} = -{}^{n-1}A_n \cdot \begin{bmatrix} {}^nF_{n1ehx} \\ {}^nF_{n1ehy} \\ {}^nF_{n1ehz} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mu \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1tehx}^2 + {}^{n-1}F_{n-1tehy}^2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1tehx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1tehy}^2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}} \cdot {}^{n-1}M_{n-1tehz} \end{bmatrix} \quad (5.65)$$

Din (5.65) rezultă:

$${}^{n-1}F_{n-1tehx} = -{}^{n-1}F_{n1ehx} \quad (5.66)$$

$${}^{n-1}F_{n-1tehy} = -{}^{n-1}F_{n1ehy}$$

și

$${}^{n-1}F_{n-1tehz} = -{}^{n-1}F_{n1ehz} - \mu \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{n-1tehx}^2 + {}^{n-1}F_{n-1tehy}^2} - 3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1}M_{n-1tehx}^2 + {}^{n-1}M_{n-1tehy}^2} - 3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}} \cdot {}^{n-1}M_{n-1tehz} \quad (5.67)$$

Din relațiile (5.65), (5.66), (5.67) și din relațiile (5.30) putem determina primele două linii ale Jacobianului:

$$J_{n11} = \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1tehx}}{\partial {}^nF_{n1ehx}} = -1 ; J_{n12} = 0 ; J_{n13} = 0 ; J_{n14} = 0 ; J_{n15} = 0 ; J_{n16} = 0 \quad (5.68)$$

$$J_{n21} = 0 ; J_{n22} = \frac{\partial {}^{n-1}F_{n-1tehy}}{\partial {}^nF_{n1ehy}} = -1 ; J_{n23} = 0 ; J_{n24} = 0 ; J_{n25} = 0 ; J_{n26} = 0 \quad (5.69)$$

Pentru a putea determina cea de-a treia linie a matricei este necesară soluționarea celei de-a doua ecuații a sistemului (5.59).

Exprimând produsul vectorial, rezultă:

$$\begin{aligned} {}^{n-1}\bar{r}_n \times {}^{n-1}\bar{F}_{nteh} &= \begin{bmatrix} {}^{n-1}\bar{j} & {}^{n-1}\bar{j} & {}^{n-1}\bar{k} \\ {}^{n-1}x_n & {}^{n-1}y_n & {}^{n-1}z_n \\ {}^{n-1}F_{nteh_x} & {}^{n-1}F_{nteh_y} & {}^{n-1}F_{nteh_z} \end{bmatrix} = \\ & \left( {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} \right) \cdot {}^{n-1}\bar{j} + \left( {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} \right) \cdot {}^{n-1}\bar{j} \\ & + \left( {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} - {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} \right) \cdot {}^{n-1}\bar{k} \end{aligned} \quad (5.70)$$

Efectuând înlocuirile în relația (5.59), rezultă:

$$\begin{bmatrix} {}^{n-1}M_{n-1tehx} \\ {}^{n-1}M_{n-1tehy} \\ {}^{n-1}M_{n-1tehz} \end{bmatrix} = -{}^{n-1}A_n \cdot \begin{bmatrix} {}^nM_{nteh_x} \\ {}^nM_{nteh_y} \\ {}^nM_{nteh_z} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} \\ {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} \\ {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} - {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} \end{bmatrix} \quad (5.71)$$

Acum se pot determina din relația de mai sus elementele liniei a patra, a cincea și a șasea a matricei Jacobiene

$${}^{n-1}M_{n-1tehx} = -{}^{n-1}M_{nteh_x} - {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} \quad (5.72)$$

$$J_{n41} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehx}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_x}} = 0 ; \quad J_{n42} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehx}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_y}} = -{}^{n-1}z_n ; \quad J_{n43} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehx}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_z}} = -{}^{n-1}y_n \quad (5.73)$$

$$J_{n44} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehx}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_x}} = -1 ; \quad J_{n45} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehx}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_y}} = 0 ; \quad J_{n46} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehx}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_z}} = 0$$

$${}^{n-1}M_{n-1tehy} = -{}^{n-1}M_{nteh_y} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} + {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} \quad (5.74)$$

$$J_{n51} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehy}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_x}} = -{}^{n-1}z_n ; \quad J_{n52} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehy}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_y}} = 0 ; \quad J_{n53} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehy}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_z}} = {}^{n-1}x_n \quad (5.75)$$

$$J_{n54} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehy}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_x}} = 0 ; \quad J_{n55} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehy}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_y}} = -1 ; \quad J_{n56} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehy}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_z}} = 0$$

$${}^{n-1}M_{n-1tehz} = -{}^{n-1}M_{nteh_z} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} \quad (5.76)$$

$$J_{n61} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehz}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_x}} = {}^{n-1}y_n ; \quad J_{n62} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehz}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_y}} = -{}^{n-1}x_n ; \quad J_{n63} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehz}}{\partial {}^{n-1}F_{nteh_z}} = 0 \quad (5.77)$$

$$J_{n64} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehz}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_x}} = 0 ; \quad J_{n65} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehz}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_y}} = 0 ; \quad J_{n66} = \frac{\partial {}^{n-1}M_{n-1tehz}}{\partial {}^{n-1}M_{nteh_z}} = -1$$

Revenind la relația (5.67) și ținând cont de relațiile (5.72), (5.74), (5.76) rezultă:

$$\begin{aligned} {}^{n-1}F_{n-1tehz} &= {}^{n-1}F_{nteh_z} - \mu \cdot \sqrt{{}^{n-1}F_{nteh_x}^2 + {}^{n-1}F_{nteh_y}^2} + 3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}} \cdot \left( {}^{n-1}M_{nteh_z} + {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} - {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} \right) \\ & - 3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{\left( {}^{n-1}M_{nteh_x} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_y} \right)^2 + \left( {}^{n-1}M_{nteh_y} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_x} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{nteh_z} \right)^2} \end{aligned} \quad (5.78)$$

Ținând cont de notația (5.51) se pot determina elementele liniei a treia din Jacobian:

$$\begin{aligned}
 J_{n31} &= \frac{\partial^{n-1} F_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} F_{ntehz}} = -3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}} \cdot {}^{n-1}y_n - \mu \cdot \frac{{}^{n-1}F_{ntehz}}{\sqrt{{}^{n-1}F_{ntehz}^2 + {}^{n-1}F_{ntehx}^2}} + \\
 & 3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}z_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{ntehy} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehz} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehx} \right)}{\Omega} \\
 J_{n32} &= \frac{\partial^{n-1} F_{n-1tehy}}{\partial^{n-1} F_{ntehy}} = 3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}} \cdot {}^{n-1}x_n - \mu \cdot \frac{{}^{n-1}F_{ntehy}}{\sqrt{{}^{n-1}F_{ntehx}^2 + {}^{n-1}F_{ntehy}^2}} + \\
 & 3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}z_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{ntehx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehz} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehy} \right)}{\Omega} \\
 J_{n33} &= \frac{\partial^{n-1} F_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} F_{ntehz}} = -1 - \\
 & 3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}y_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{ntehx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehz} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehy} \right) - {}^{n-1}x_n \cdot \left( {}^{n-1}M_{ntehy} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehz} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehx} \right)}{\Omega} \\
 J_{n34} &= \frac{\partial^{n-1} F_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} M_{ntehx}} = -3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}M_{ntehx} + {}^{n-1}y_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehz} - {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehy}}{\Omega} \\
 J_{n35} &= \frac{\partial^{n-1} F_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} M_{ntehy}} = -3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \frac{{}^{n-1}M_{ntehy} + {}^{n-1}z_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehz} - {}^{n-1}x_n \cdot {}^{n-1}F_{ntehx}}{\Omega} \\
 J_{n36} &= \frac{\partial^{n-1} M_{n-1tehz}}{\partial^{n-1} M_{ntehz}} = 3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}}
 \end{aligned} \tag{5.79}$$

Reunind relațiile (5.68), (5.69) cu relațiile (5.73), (5.75), (5.77) și cu (5.79) se obține matricea Jacobiană, necesară pentru determinarea componentelor torsorului corespunzător forțelor tehnologice din c.c.c. "n-1" - când se ține seama de forțele de frecare - de forma:

$$\underline{J}_{n-1trans} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ J_{n31} & J_{n32} & J_{n33} & J_{n34} & J_{n35} & J_{n36} \\ 0 & J_{n42} & J_{n43} & -1 & 0 & 0 \\ J_{n51} & 0 & J_{n53} & 0 & -1 & 0 \\ J_{n61} & J_{n62} & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \tag{5.80}$$

unde elementele neexplicate ale matricii se regăsesc în relațiile specificate mai sus. În cazul în care se neglijează efectul forțelor de frecare Jacobianul devine:

$$\underline{J}_{n-1trans} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & {}^{n-1}z_n & -{}^{n-1}y_n & -1 & 0 & 0 \\ -{}^{n-1}z_n & 0 & {}^{n-1}x_n & 0 & -1 & 0 \\ {}^{n-1}y_n & -{}^{n-1}x_n & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \tag{5.81}$$

Astfel, utilizând relația (5.28) se poate determina torsorul care apare la nivelul c.c.c. "n-1"  ${}^{n-1}\bar{\underline{I}}_{n-1}$ .

În acest caz forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n-1" datorată forțelor tehnologice va fi dată de:

$${}^{n-1}\bar{Q}_{n-1red_{teh}} = {}^{n-1}\bar{F}_{n-1teh_z} \cdot \bar{\xi}_{n-1} + {}^{n-1}\bar{M}_{n-1teh_z} \cdot \bar{\xi}_{n-1} \quad (5.82)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n-1" datorată forțelor de inerție se determină din relația:

$${}^{n-1}\bar{Q}_{red_{in}} = \left( {}^{n-1}m_{red} \cdot \bar{\xi}_{n-1} + {}^{n-1}J_{red} \cdot \bar{\xi}_{n-1} \right) {}^{n-1}\bar{q} \quad (5.83)$$

unde,  ${}^{n-1}J_{red}/{}^{n-1}m_{red}$  - momentul de inerție masic redus/masa redusă - se determină din condiția ca energia cinetică înmagazinată de întregul sistem - format din elementul n-1, motorul de acționare  $AC_n$  și celelalte componente  $AH_n$ , și din elementul n (inclusiv a corpului de manipulat) considerat legat rigid de elementul n-1 în poziția cea mai defavorabilă - să fie înmagazinată și de arborele/tija la care se face reducerea:

$$\frac{1}{2} \cdot \left( {}^{n-1}m_{red} \cdot \bar{\xi}_{n-1} + {}^{n-1}J_{red} \cdot \bar{\xi}_{n-1} \right) \cdot {}^{n-1}\dot{q}^2 = E_{c_D} + E_{c_n} + E_{c_{n-1}} + E_{AC_n} + E_{AH_n} \quad (5.84)$$

de unde:

$$\begin{aligned} {}^{n-1}m_{red} \cdot \bar{\xi}_{n-1} + {}^{n-1}J_{red} \cdot \bar{\xi}_{n-1} = & \frac{1}{n-1\dot{q}^2} \cdot [m_{S_n} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_n}^2) + J_{n_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_\mu}^2 + J_{n_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_\nu}^2 + J_{n_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_\psi}^2 + \\ & + m_{S_{n-1}} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_{n-1}}^2) + J_{n-1_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_\mu}^2 + J_{n-1_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_\nu}^2 + J_{n-1_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_\psi}^2 + \\ & + m_{AC_n} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{AC_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{AC_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{AC_n}^2) + J_{AC_n_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AC_n_\mu}^2 + J_{AC_n_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AC_n_\nu}^2 + J_{AC_n_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AC_n_\psi}^2 \\ & + m_{AH_n} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{AH_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{AH_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{AH_n}^2) + J_{AH_n_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AH_n_\mu}^2 + J_{AH_n_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AH_n_\nu}^2 + J_{AH_n_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AH_n_\psi}^2 \\ & + m_D \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_D^2 + {}^{n-1}\dot{y}_D^2 + {}^{n-1}\dot{z}_D^2)] \end{aligned} \quad (5.85)$$

Ca urmare forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "n-1" datorată forțelor de inerție va fi:

$$\begin{aligned} {}^{n-1}\bar{Q}_{red_{in}} = & \frac{1}{n-1\dot{q}^2} \cdot [m_{S_n} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_n}^2) + J_{n_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_\mu}^2 + J_{n_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_\nu}^2 + J_{n_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_\psi}^2 + \\ & + m_{S_{n-1}} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_{n-1}}^2) + J_{n-1_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_\mu}^2 + J_{n-1_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_\nu}^2 + J_{n-1_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_\psi}^2 + \\ & + m_{AC_n} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{AC_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{AC_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{AC_n}^2) + J_{AC_n_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AC_n_\mu}^2 + J_{AC_n_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AC_n_\nu}^2 + J_{AC_n_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AC_n_\psi}^2 \\ & + m_{AH_n} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{AH_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{AH_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{AH_n}^2) + J_{AH_n_\mu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AH_n_\mu}^2 + J_{AH_n_\nu} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AH_n_\nu}^2 + J_{AH_n_\psi} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AH_n_\psi}^2 \\ & + m_D \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_D^2 + {}^{n-1}\dot{y}_D^2 + {}^{n-1}\dot{z}_D^2)] \cdot \frac{{}^{n-1}\bar{q}}{|{}^{n-1}\bar{q}|} \end{aligned} \quad (5.86)$$

De efectele forțelor de frecare se va ține seama prin randamentul mecanic  $\eta_i$  apreciat.

Astfel, pentru c.c.c. "n-1" a dispozitivului de ghidare a robotului industrial, se obține:



$$\begin{aligned}
 {}^{n-1}\bar{Q}_{red} = & \frac{1}{\eta_{n-1}} \left\{ \frac{1}{q} \sqrt{{}^{n-1}g_x^2 + {}^{n-1}g_y^2 + {}^{n-1}g_z^2} [m_D \cdot \sqrt{{}^{n-1}\dot{x}_D^2 + {}^{n-1}\dot{y}_D^2 + {}^{n-1}\dot{z}_D^2} \cos\alpha_D + m_n \cdot \sqrt{{}^{n-1}\dot{x}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_n}^2} \cdot \cos\alpha_n \right. \\
 & + m_{n-1} \cdot \sqrt{{}^{n-1}\dot{x}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_{n-1}}^2} \cdot \cos\alpha_{n-1} + m_{ACn} \cdot \sqrt{{}^{n-1}\dot{x}_{S_{ACn}}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_{ACn}}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_{ACn}}^2} \cdot \cos\alpha_{ACn} + \\
 & + m_{AHn} \cdot \sqrt{{}^{n-1}\dot{x}_{S_{AHn}}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_{AHn}}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_{AHn}}^2} \cdot \cos\alpha_{AHn}] + {}^{n-1}F_{ichz} \cdot \bar{\xi}_{n-1} + {}^{n-1}M_{ichz} \cdot \bar{\xi}_{n-1} + \\
 & + \frac{{}^{n-1}q^2}{q} [m_{S_n} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_n}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_n}^2) + J_{n_p} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_p}^2 + J_{n_v} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_v}^2 + J_{n_w} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n_w}^2 + \\
 & + m_{S_{n-1}} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{S_{n-1}}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{S_{n-1}}^2) + J_{n-1_p} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_p}^2 + J_{n-1_v} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_v}^2 + J_{n-1_w} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{n-1_w}^2 + \\
 & + m_{ACn} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{ACn}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{ACn}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{ACn}^2) + J_{ACn_p} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{ACn_p}^2 + J_{ACn_v} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{ACn_v}^2 + J_{ACn_w} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{ACn_w}^2 + \\
 & + m_{AHn} \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_{AHn}^2 + {}^{n-1}\dot{y}_{AHn}^2 + {}^{n-1}\dot{z}_{AHn}^2) + J_{AHn_p} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AHn_p}^2 + J_{AHn_v} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AHn_v}^2 + J_{AHn_w} \cdot {}^{n-1}\dot{\theta}_{AHn_w}^2 + \\
 & \left. + m_D \cdot ({}^{n-1}\dot{x}_D^2 + {}^{n-1}\dot{y}_D^2 + {}^{n-1}\dot{z}_D^2) \right] \cdot \frac{{}^{n-1}\bar{q}}{|{}^{n-1}\bar{q}|}
 \end{aligned}
 \tag{5.87}$$

Puterea necesară a fi dezvoltată - fie de un motor hidraulic, fie de un motor electric cu reductor amplasate în c.c.c. "n-1" - este dată de produsul dintre forța generalizată și viteza generalizată imprimată de c.c.c. "n-1" elementului n-1, exprimată în sistemul de coordonate atașat c.c.c. "n-1":

$$P_{n-1} = \left| {}^{n-1}\bar{Q}_{red} \cdot {}^{n-1}\bar{q} \right|
 \tag{5.88}$$

### 5.5.3. Calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare "i" a dispozitivului de ghidare

În acest paragraf se vor generaliza relațiile obținute în paragrafele precedente, pornind de la figurile 5.10. și 5.11 în care se prezintă elementul "i" al dispozitivului de ghidare cuplat de elementul "i+1" și de cel precedent în cuplele "i+1" și respectiv "i". Există patru variante de a plasa cuple de rotație sau translație în cuplele cinematice conducătoare aferente elementului "i".

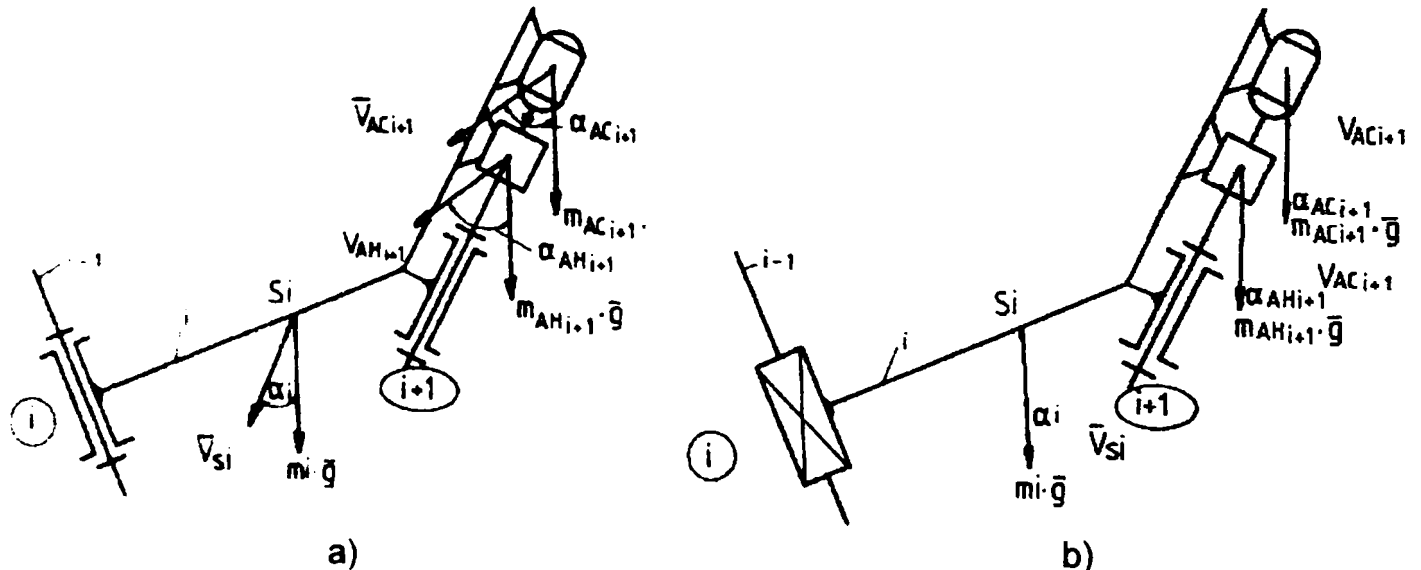


Fig.5.10. Schema cu legarea elementelor din avalul c.c.c. "i", c.c.c. "i+1" de translație și c.c.c. "i" fiind a) c.c.c. de rotație; b) c.c.c. de translație

În figurile 5.10 și respectiv 5.11. este reprezentat elementul "i" al dispozitivului de ghidare al robotului a cărui masă \$m\_i\$ se consideră concentrată în centrul de masă \$S\_i\$, a

căruia viteză liniară  $\bar{v}_s$  este generată de motorul de acționare din c.c.c. "i" și exprimată în sistemul de referință "i", prin  ${}^i \underline{v}_{S_i} = [{}^i \dot{x}_{S_i} \quad {}^i \dot{y}_{S_i} \quad {}^i \dot{z}_{S_i}]^T$ .

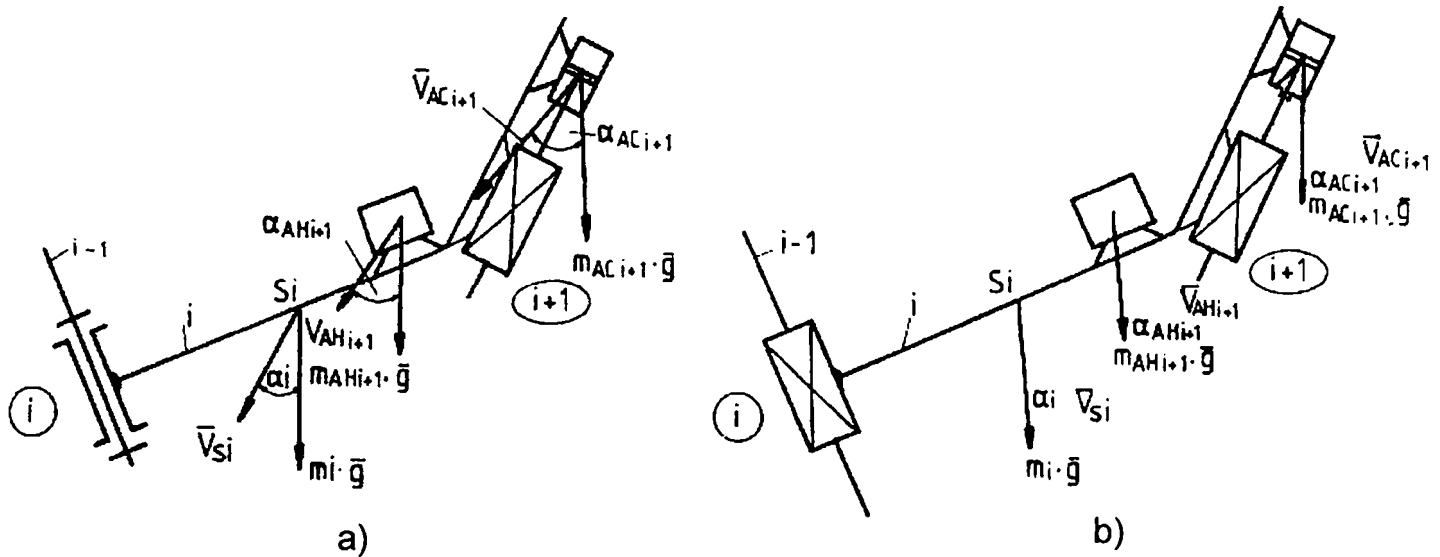


Fig.5.11. Schema cu legarea elementelor din avalul c.c.c. "i", c.c.c. "i+1" de rotație și c.c.c. "i" fiind a) c.c.c. de rotație; b) c.c.c. de translație

Viteza unghiulară a elementului i cauzată de motorul de acționare din c.c.c. "i"  ${}^i \bar{\omega}_s$ , este dată de  ${}^i \underline{\omega}_i = {}^i \underline{\dot{\theta}}_i = [{}^i \dot{\theta}_{i_\mu} \quad {}^i \dot{\theta}_{i_\nu} \quad {}^i \dot{\theta}_{i_\psi}]^T$ , iar  $[J_{i_\mu} \quad J_{i_\nu} \quad J_{i_\psi}]^T$  sunt momentele de inerție masice a elementului i - după axele principale de inerție ale sale. Se notează cu  $\alpha_i$  unghiul de presiune aferent forței de greutate a elementului i. Pe elementul i al dispozitivului de ghidare al robotului mai există:

a) motorul de acționare electric/hidraulic cu următoarele caracteristici: masă  $m_{AC_{i+1}}$ , care la un moment dat se consideră concentrată în centrul de masă  $S_{AC_{i+1}}$ ; viteza centrului de masă generată de motorul de acționare din c.c.c. "i" și raportată la sistemul de referință atașat c.c.c. "i" fiind  ${}^i \underline{v}_{S_{AC_{i+1}}} = [{}^i \dot{x}_{S_{AC_{i+1}}} \quad {}^i \dot{y}_{S_{AC_{i+1}}} \quad {}^i \dot{z}_{S_{AC_{i+1}}}]^T$ ;  $\alpha_{AC_{i+1}}$  unghiul de presiune aferent forței de greutate a motorului;  $[J_{AC_{i+1}_\mu} \quad J_{AC_{i+1}_\nu} \quad J_{AC_{i+1}_\psi}]^T$  momentele de inerție masice ale motorului - după axele principale de inerție ale sale;  ${}^i \underline{\dot{\theta}}_{AC_{i+1}} = [{}^i \dot{\theta}_{AC_{i+1}_\mu} \quad {}^i \dot{\theta}_{AC_{i+1}_\nu} \quad {}^i \dot{\theta}_{AC_{i+1}_\psi}]^T$  viteza unghiulară a mișcării motorului cauzată de motorul de acționare din c.c.c. "i", componentele fiind după axele principale de inerție ale motorului.

b) celelalte componente ale acționării hidraulice aferente c.c.c. "i+1" conform figurilor de mai sus sau reductor având: centrul de masă în  $S_{AH_{i+1}}$ ; masa  $m_{AH_{i+1}}$ ; viteza instantanee a centrului de masă  $S_{AH_{i+1}}$  generată de motorul de acționare din c.c.c. "i" în sistemul de referință legat de c.c.c. "i"  ${}^i \underline{v}_{S_{AH_{i+1}}} = [{}^i \dot{x}_{S_{AH_{i+1}}} \quad {}^i \dot{y}_{S_{AH_{i+1}}} \quad {}^i \dot{z}_{S_{AH_{i+1}}}]^T$ ;  $\alpha_{AH_{i+1}}$  unghiul de presiune aferent forței de greutate a elementelor în discuție;  $[J_{AH_{i+1}_\mu} \quad J_{AH_{i+1}_\nu} \quad J_{AH_{i+1}_\psi}]^T$  momentele de inerție masice în raport cu axele principale de inerție;  ${}^i \underline{\dot{\theta}}_{AH_{i+1}} = [{}^i \dot{\theta}_{AH_{i+1}_\mu} \quad {}^i \dot{\theta}_{AH_{i+1}_\nu} \quad {}^i \dot{\theta}_{AH_{i+1}_\psi}]^T$  viteza unghiulară a mișcării elementelor în discuție cauzată de motorul de acționare din c.c.c. "i", componentele fiind după axele principale de inerție.

Celelalte mărimi sunt similare cu cele explicitate pentru elementele precedente ale dispozitivului de ghidare.

Calculul puterii motorului de acționare se va face urmărind aceleași etape ca și în paragraful precedent, lanțul cinematic format din elementele  $i+1, i+2, \dots, n$ , (inclusiv obiectul de manipulat) considerându-se legat rigid de elementul  $i$  în poziția cea mai defavorabilă. Toate mărimile vectoriale se exprimă în raport cu sistemul de referință atașat c.c.c. "i".

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "i" se determină ca sumă a celor patru componente: de greutate, tehnologică, inerțială și de frecare, după relația:

$${}^i\bar{Q}_{red} = {}^i\bar{Q}_{red_g} + {}^i\bar{Q}_{red_{tehn}} + {}^i\bar{Q}_{red_m} + {}^i\bar{Q}_{red_f} \quad (5.89)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "i" datorată forțelor de greutate se determină ca și în cazurile precedente, din condiția de egalizare a puterilor consumate în sistem, de forțele de greutate:

$$\begin{aligned} {}^i\bar{Q}_{red_g} \cdot {}^i\dot{q} &= m_D \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_D \cdot \cos \alpha_D + \sum_{j=i}^n m_j \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{S_j} \cdot \cos \alpha_j + \\ &+ \sum_{j=i}^{n-1} m_{ACj+1} \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{ACj+1} \cdot \cos \alpha_{ACj+1} + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AHj+1} \cdot \bar{g} \cdot \bar{v}_{AHj+1} \cdot \cos \alpha_{AHj+1} \end{aligned} \quad (5.90)$$

de unde:

$$\begin{aligned} {}^i\bar{Q}_{red_g} &= \frac{1}{{}^i\dot{q}} \cdot \sqrt{{}^i g_x^2 + {}^i g_y^2 + {}^i g_z^2} \cdot [m_D \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_D^2 + {}^i \dot{y}_D^2 + {}^i \dot{z}_D^2} \cdot \cos \alpha_D + \sum_{j=i}^n m_j \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_{S_j}^2 + {}^i \dot{y}_{S_j}^2 + {}^i \dot{z}_{S_j}^2} \cdot \cos \alpha_j + \\ &+ \sum_{j=i}^{n-1} m_{ACj+1} \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_{S_{ACj+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{S_{ACj+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{S_{ACj+1}}^2} \cdot \cos \alpha_{ACj+1} + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AHj+1} \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_{S_{AHj+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{S_{AHj+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{S_{AHj+1}}^2} \cdot \cos \alpha_{AHj+1}] \cdot \frac{{}^i\bar{g}}{|{}^i\dot{q}|} \end{aligned} \quad (5.91)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "i" datorată forțelor tehnologice se determină identic cazului precedent, astfel componentele torsorului  ${}^i\tau_t$ , sunt date de:

$${}^i\tau_t = \begin{bmatrix} {}^iF_{tehx} & {}^iF_{tehy} & {}^iF_{tehz} & {}^iM_{tehx} & {}^iM_{tehy} & {}^iM_{tehz} \end{bmatrix}^T \quad (5.92)$$

Componentele acestui torsor se determină din condiția de echilibru a forțelor și momentelor ce acționează în c.c.c. "i" ce se exprimă prin relația vectorială:

$$\begin{cases} {}^i\bar{F}_{iteh} + {}^i\bar{F}_{ifrom} \cdot \xi_i + {}^{i+1}\bar{F}_{iteh} = 0 \\ {}^i\bar{M}_{iteh} + {}^i\bar{M}_{ifrom} \cdot \xi_i + {}^i\bar{r}_{i+1} \times {}^{i+1}\bar{F}_{iteh} + {}^{i+1}\bar{M}_{iteh} = 0 \end{cases} \quad (5.93)$$

Relația (5.27) devine:

$$\begin{bmatrix} {}^iF_{itehx} \\ {}^iF_{itehy} \\ {}^iF_{itehz} \\ {}^iM_{itehx} \\ {}^iM_{itehy} \\ {}^iM_{itehz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{i+111} & J_{i+112} & J_{i+113} & J_{i+114} & J_{i+115} & J_{i+116} \\ J_{i+121} & J_{i+122} & J_{i+123} & J_{i+124} & J_{i+125} & J_{i+126} \\ J_{i+131} & J_{i+132} & J_{i+133} & J_{i+134} & J_{i+135} & J_{i+136} \\ J_{i+141} & J_{i+142} & J_{i+143} & J_{i+144} & J_{i+145} & J_{i+146} \\ J_{i+151} & J_{i+152} & J_{i+153} & J_{i+154} & J_{i+155} & J_{i+156} \\ J_{i+161} & J_{i+162} & J_{i+163} & J_{i+164} & J_{i+165} & J_{i+166} \end{bmatrix} \cdot {}^iA_{i+1} \cdot \begin{bmatrix} {}^{i+1}F_{i+1tehx} \\ {}^{i+1}F_{i+1tehy} \\ {}^{i+1}F_{i+1tehz} \\ {}^{i+1}M_{i+1tehx} \\ {}^{i+1}M_{i+1tehy} \\ {}^{i+1}M_{i+1tehz} \end{bmatrix} \quad (5.94)$$

sau

$$\begin{bmatrix} {}^i F_{iteh_x} \\ {}^i F_{iteh_y} \\ {}^i F_{iteh_z} \\ {}^i M_{iteh_x} \\ {}^i M_{iteh_y} \\ {}^i M_{iteh_z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} J_{i+111} & J_{i+112} & J_{i+113} & J_{i+114} & J_{i+115} & J_{i+116} \\ J_{i+121} & J_{i+122} & J_{i+123} & J_{i+124} & J_{i+125} & J_{i+126} \\ J_{i+131} & J_{i+132} & J_{i+133} & J_{i+134} & J_{i+135} & J_{i+136} \\ J_{i+141} & J_{i+142} & J_{i+143} & J_{i+144} & J_{i+145} & J_{i+146} \\ J_{i+151} & J_{i+152} & J_{i+153} & J_{i+154} & J_{i+155} & J_{i+156} \\ J_{i+161} & J_{i+162} & J_{i+163} & J_{i+164} & J_{i+165} & J_{i+166} \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} {}^{i+1} F_{i+1teh_x} \\ {}^{i+1} F_{i+1teh_y} \\ {}^{i+1} F_{i+1teh_z} \\ {}^{i+1} M_{i+1teh_x} \\ {}^{i+1} M_{i+1teh_y} \\ {}^{i+1} M_{i+1teh_z} \end{bmatrix} \quad (5.95)$$

Soluționând linie cu linie relațiile sistemului (5.95) se pot calcula toate elementele Jacobianului.

Repetând raționamentul prezentat în paragraful precedent pentru o c.c.c. de rotație, relațiile (5.31) - (5.58) devin:

$$\begin{cases} {}^i \bar{F}_{iteh} + {}^{i+1} \bar{F}_{i+1teh} = 0 \\ {}^i \bar{M}_{iteh} + {}^i \bar{M}_{i fr_{teh}} + {}^i \bar{r}_{i+1} \times {}^i \bar{F}_{i+1n teh} + {}^{i+1n} \bar{M}_{i+1teh} = 0 \end{cases} \quad (5.96)$$

$${}^i \bar{F}_{iteh} = -{}^{i+1} \bar{F}_{i+1teh} \quad (5.97)$$

sau scalar:

$$\begin{pmatrix} {}^i F_{iteh_x} & {}^i F_{iteh_y} & {}^i F_{iteh_z} \end{pmatrix}^T = {}^i A_{i+1} \cdot \begin{pmatrix} {}^{i+1} F_{i+1teh_x} & {}^{i+1} F_{i+1teh_y} & {}^{i+1} F_{i+1teh_z} \end{pmatrix}^T \quad (5.98)$$

de unde:

$$J_{i+111} = \frac{\partial {}^i F_{iteh_x}}{\partial {}^{i+1} F_{i+1teh_x}} = -1 ; J_{i+112} = 0 ; J_{i+113} = 0 ; J_{i+114} = 0 ; J_{i+115} = 0 ; J_{i+116} = 0 \quad (5.99)$$

$$J_{i+121} = 0 ; J_{i+122} = \frac{\partial {}^i F_{iteh_y}}{\partial {}^{i+1} F_{i+1teh_y}} = -1 ; J_{i+123} = 0 ; J_{i+124} = 0 ; J_{i+125} = 0 ; J_{i+126} = 0 \quad (5.100)$$

$$J_{i+131} = 0 ; J_{i+132} = 0 ; J_{i+133} = \frac{\partial {}^i F_{iteh_z}}{\partial {}^{i+1} F_{i+1teh_z}} = -1 ; J_{i+134} = 0 ; J_{i+135} = 0 ; J_{i+136} = 0 \quad (5.101)$$

- forța de frecare datorată componentelor  ${}^i F_{iteh_x}, {}^i F_{iteh_y}$ , ce acționează perpendicular pe  $Oz_i$ , are expresia:

$${}^i F_{i fr1} = \mu \cdot \sqrt{{}^i F_{iteh_x}^2 + {}^i F_{iteh_y}^2} \quad (5.102)$$

și generează la nivelul razei  $r_i$ , momentul forței de frecare  ${}^i M_{i fr1}$ , dirijat după axa  $Oz_i$  ce se opune mișcării relative:

$${}^i M_{i fr1} = \mu \cdot r_i \cdot \sqrt{{}^i F_{iteh_x}^2 + {}^i F_{iteh_y}^2} \quad (5.103)$$

Forța de frecare datorată componenteii  ${}^i F_{iteh_z}$  generează momentul de frecare  ${}^i M_{i fr2}$  dirijat tot după axa  $Oz_i$ :

$${}^i M_{i fr2} = 2 \cdot \mu \cdot \rho_i \cdot {}^i F_{iteh_z} \quad (5.104)$$

unde  $\rho_i$  este raza medie la care se manifestă forța de frecare, în cazul unei repartiții uniforme a presiunii pe suprafața de contact:

$$\rho_i = \frac{2}{3} \cdot \frac{R_i^3 - r_i^3}{R_i^2 - r_i^2} \quad (5.105)$$

Componentele  ${}^i M_{i+1, x}$ ,  ${}^i M_{i+1, y}$  tind să rotească elementul  $i$  în raport cu elementul  $i-1$ , în jurul unei axe perpendiculare pe axa  $Oz_i$ , ceea ce cauzează o încărcare radială a lagărului după o direcție perpendiculară pe axa  $Oz_i$ , cu reacțiunea concentrată  ${}^i F_i$  de modul:

$${}^i F_i = \frac{3}{2 \cdot l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{i+1, x}^2 + {}^i M_{i+1, y}^2} \quad (5.106)$$

unde  $l_i$  este lungimea lagărului cilindric de alunecare. Atunci, rezultă:

$${}^i M_{i, x} = 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{i+1, x}^2 + {}^i M_{i+1, y}^2} \quad (5.107)$$

Exprimând produsul vectorial, rezultă:

$$\begin{aligned} {}^i \bar{r}_{i+1} \times {}^i \bar{F}_{i+1, \text{teh}} &= \begin{bmatrix} {}^i \bar{j} & {}^i \bar{j} & {}^i \bar{k} \\ {}^i x_{i+1} & {}^i y_{i+1} & {}^i z_{i+1} \\ {}^i F_{i+1, \text{teh}, x} & {}^i F_{i+1, \text{teh}, y} & {}^i F_{i+1, \text{teh}, z} \end{bmatrix} = \\ &= ({}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, y}) \cdot {}^i \bar{i} + ({}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, z}) \cdot {}^i \bar{j} \\ &+ ({}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, y} - {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, x}) \cdot {}^i \bar{k} \end{aligned} \quad (5.108)$$

de unde:

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} {}^i M_{i, \text{teh}, x} \\ {}^i M_{i, \text{teh}, y} \\ {}^i M_{i, \text{teh}, z} \end{bmatrix} &= -{}^i A_{i+1} \cdot \begin{bmatrix} {}^{i+1} M_{i+1, \text{teh}, x} \\ {}^{i+1} M_{i+1, \text{teh}, y} \\ {}^{i+1} M_{i+1, \text{teh}, z} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, y} \\ {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, z} \\ {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, y} - {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, x} \end{bmatrix} \\ &- \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mu \cdot r_i \cdot \sqrt{{}^i F_{i+1, x}^2 + {}^i F_{i+1, y}^2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 2 \cdot \mu \cdot \rho_i \cdot {}^i F_{i, \text{teh}, z} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{i+1, x}^2 + {}^i M_{i+1, y}^2} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (5.109)$$

Linile a patra, a cincea și a șasea a matricei Jacobiene sunt:

$${}^i M_{i, \text{teh}, z} = -{}^i M_{i+1, \text{teh}, z} - {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, x} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, y} \quad (5.110)$$

$$J_{i+141} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, z}}{\partial {}^i F_{i+1, \text{teh}, x}} = 0 \quad ; \quad J_{i+142} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, z}}{\partial {}^i F_{i+1, \text{teh}, y}} = -{}^i z_{i+1} \quad ; \quad J_{i+143} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, z}}{\partial {}^i F_{i+1, \text{teh}, z}} = -{}^i y_{i+1} \quad (5.111)$$

$$J_{i+144} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, x}}{\partial {}^i M_{i+1, \text{teh}, x}} = -1 \quad ; \quad J_{i+145} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, x}}{\partial {}^i M_{i+1, \text{teh}, y}} = 0 \quad ; \quad J_{i+146} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, x}}{\partial {}^i M_{i+1, \text{teh}, z}} = 0 \quad (5.112)$$

$${}^i M_{i, \text{teh}, x} = -{}^i M_{i+1, \text{teh}, x} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, z} + {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, y} \quad (5.112)$$

$$J_{i+151} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, x}}{\partial {}^i F_{i+1, \text{teh}, x}} = -{}^i z_{i+1} \quad ; \quad J_{i+152} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, x}}{\partial {}^i F_{i+1, \text{teh}, y}} = 0 \quad ; \quad J_{i+153} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, x}}{\partial {}^i F_{i+1, \text{teh}, z}} = {}^i x_{i+1} \quad (5.113)$$

$$J_{i+154} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, y}}{\partial {}^i M_{i+1, \text{teh}, x}} = 0 \quad ; \quad J_{i+155} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, y}}{\partial {}^i M_{i+1, \text{teh}, y}} = -1 \quad ; \quad J_{i+156} = \frac{\partial {}^i M_{i, \text{teh}, y}}{\partial {}^i M_{i+1, \text{teh}, z}} = 0 \quad (5.113)$$

$$\begin{aligned} {}^i M_{i, \text{teh}, y} &= -{}^i M_{i+1, \text{teh}, y} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, z} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1, \text{teh}, x} - \mu \cdot r_i \cdot \sqrt{{}^i F_{i+1, x}^2 + {}^i F_{i+1, y}^2} \\ &- 2 \cdot \mu \cdot \rho_i \cdot {}^i F_{i, \text{teh}, z} - 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{i+1, x}^2 + {}^i M_{i+1, y}^2} \end{aligned} \quad (5.114)$$

sau:

$${}^i M_{iteh_z} = -{}^i M_{i+1teh_z} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - \mu \cdot r_i \cdot \sqrt{{}^i F_{i+1teh_x}^2 + {}^i F_{i+1teh_y}^2} - 2 \cdot \mu \cdot \rho_i \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \sqrt{\left( {}^i M_{i+1teh_x} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y} \right)^2 + \left( {}^i M_{i+1teh_y} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} \right)^2} \quad (5.115)$$

notând cu

$$\Omega = \sqrt{\left( {}^i M_{i+1teh_x} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y} \right)^2 + \left( {}^i M_{i+1teh_y} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} \right)^2} \quad (5.116)$$

rezultă:

$$J_{i+161} = \frac{\partial {}^i M_{iteh_z}}{\partial {}^i F_{i+1teh_x}} = {}^i y_{i+1} - \mu \cdot r_i \cdot \frac{{}^i F_{i+1teh_x}}{\sqrt{{}^i F_{i+1teh_x}^2 + {}^i F_{i+1teh_y}^2}} + 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i z_{i+1} \cdot \left( {}^i M_{i+1teh_y} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} \right)}{\Omega}$$

$$J_{i+162} = \frac{\partial {}^i M_{iteh_z}}{\partial {}^i F_{i+1teh_y}} = -{}^i x_{i+1} - \mu \cdot r_i \cdot \frac{{}^i F_{i+1teh_y}}{\sqrt{{}^i F_{i+1teh_x}^2 + {}^i F_{i+1teh_y}^2}} - 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i z_{i+1} \cdot \left( {}^i M_{i+1teh_x} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y} \right)}{\Omega} \quad (5.117)$$

$$J_{i+163} = \frac{\partial {}^i M_{iteh_z}}{\partial {}^i F_{i+1teh_z}} = -2 \cdot \mu \cdot \rho_i + 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i y_{i+1} \cdot \left( {}^i M_{i+1teh_x} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y} \right) - {}^i x_{i+1} \cdot \left( {}^i M_{i+1teh_y} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} \right)}{\Omega}$$

$$J_{i+164} = \frac{\partial {}^i M_{iteh_x}}{\partial {}^i M_{i+1teh_x}} = 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i M_{i+1teh_x} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y}}{\Omega}$$

$$J_{i+165} = \frac{\partial {}^i M_{iteh_x}}{\partial {}^i M_{i+1teh_y}} = 3 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i M_{i+1teh_y} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z}}{\Omega}$$

$$J_{i+166} = \frac{\partial {}^i M_{iteh_z}}{\partial {}^i M_{i+1teh_z}} = -1$$

Matricea Jacobiană, necesară pentru determinarea componentelor torsorului corespunzător forțelor tehnologice din c.c.c. "i" - când se ține seama de forțele de frecare - este de forma:

$$\underline{J}_{i\,rot} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & J_{i+162} & J_{i+163} & -1 & 0 & 0 \\ J_{i+151} & 0 & J_{i+153} & 0 & -1 & 0 \\ J_{i+161} & J_{i+162} & J_{i+163} & J_{i+164} & J_{i+165} & -1 \end{bmatrix} \quad (5.118)$$



unde elementele neexplicitate ale matricii se regătesc în relațiile specificate mai sus.  
În cazul în care se neglijează efectul forțelor de frecare Jacobianul devine:

$$J_{i,rot} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & {}^i z_{i+1} & -{}^i y_{i+1} & -1 & 0 & 0 \\ -{}^i z_{i+1} & 0 & {}^i x_{i+1} & 0 & -1 & 0 \\ {}^i y_{i+1} & -{}^i x_{i+1} & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (5.119)$$

Dacă se materializează c.c.c. de rotație cu lagăre de rostogolire rezultă:

$${}^i F_h = \frac{\sqrt{{}^i M_{i,rot}^2 + {}^i M_{i,rot}^2}}{l_i} \quad (5.120)$$

unde  $l_i$  este lungimea dintre rulmenți. Atunci:

$${}^i M_{i,rot} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{i,rot}^2 + {}^i M_{i,rot}^2} \quad (5.121)$$

și:

$$\begin{aligned} {}^i M_{i,teh} = & -{}^i M_{i+1,teh} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh} - \mu \cdot r_i \cdot \sqrt{{}^i F_{i+1,teh_x}^2 + {}^i F_{i+1,teh_y}^2} \\ & - 2 \cdot \mu \cdot \rho_i \cdot {}^i F_{i,teh} - 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{i,rot}^2 + {}^i M_{i,rot}^2} \end{aligned} \quad (5.122)$$

de unde rezultă:

$$\begin{aligned} J_{i+161} = & \frac{\partial {}^i M_{i,teh}}{\partial {}^i F_{i+1,teh_x}} = {}^i y_{i+1} - \mu \cdot r_i \cdot \frac{{}^i F_{i+1,teh_x}}{\sqrt{{}^i F_{i+1,teh_x}^2 + {}^i F_{i+1,teh_y}^2}} + \\ & 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i z_{i+1} \cdot ({}^i M_{i+1,teh} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_y})}{\Omega} \\ J_{i+162} = & \frac{\partial {}^i M_{i,teh}}{\partial {}^i F_{i+1,teh_y}} = -{}^i x_{i+1} - \mu \cdot r_i \cdot \frac{{}^i F_{i+1,teh_y}}{\sqrt{{}^i F_{i+1,teh_x}^2 + {}^i F_{i+1,teh_y}^2}} - \\ & 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i z_{i+1} \cdot ({}^i M_{i+1,teh} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_x} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_y})}{\Omega} \\ J_{i+163} = & \frac{\partial {}^i M_{i,teh}}{\partial {}^i F_{i+1,teh_z}} = -2 \cdot \mu \cdot \rho_i + \\ & 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i y_{i+1} \cdot ({}^i M_{i+1,teh} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_x} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_y}) - {}^i x_{i+1} \cdot ({}^i M_{i+1,teh} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_y})}{\Omega} \\ J_{i+164} = & \frac{\partial {}^i M_{i,teh}}{\partial {}^i M_{i+1,teh}} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i M_{i+1,teh} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_x} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1,teh_y}}{\Omega} \end{aligned} \quad (5.123)$$

$$J_{i+165} = \frac{\partial^i M_{iteh_z}}{\partial^i M_{i+1tehy}} = 2 \cdot \mu \cdot \frac{r_i}{l_i} \cdot \frac{{}^i M_{i+1tehy} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z}}{\Omega}$$

$$J_{i+166} = \frac{\partial^i M_{iteh_z}}{\partial^i M_{i+1teh_z}} = -1$$

Dacă cupla cinematică conducătoare de indice "i" este o c.c.c. de translație relațiile (5.59) - (5.69) devin:

$$\begin{cases} {}^i \bar{F}_{iteh_x} + {}^i \bar{F}_{iffr_1} + {}^{i+1} \bar{F}_{i+1teh_x} = 0 \\ {}^i \bar{M}_{iteh_z} + {}^i \bar{F}_{i+1} \times {}^{i+1} \bar{F}_{i+1teh_x} + {}^{i+1} \bar{M}_{i+1teh_z} = 0 \end{cases} \quad (5.124)$$

Forțele de frecare ce apar în c.c.c. "i" sunt:

$${}^i F_{iffr_1} = \mu \cdot \sqrt{{}^i F_{iteh_x}^2 + {}^i F_{iteh_y}^2} \quad (5.125)$$

$${}^i F_{iffr_2} = 3 \cdot \frac{\mu}{a_i} \cdot {}^i M_{iteh_z} \quad (5.126)$$

$${}^i F_{i_3} = \frac{3}{2 \cdot l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{iteh_x}^2 + {}^i M_{iteh_y}^2} \quad (5.127)$$

Înlocuind toate componentele determinate în prima ecuație a sistemului (5.124), rezultă următoarea ecuație matriceală:

$$\begin{bmatrix} {}^i F_{iteh_x} \\ {}^i F_{iteh_y} \\ {}^i F_{iteh_z} \end{bmatrix} = -{}^i A_{i+1} \cdot \begin{bmatrix} {}^{i+1} F_{i+1teh_x} \\ {}^{i+1} F_{i+1teh_y} \\ {}^{i+1} F_{i+1teh_z} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \mu \cdot \sqrt{{}^i F_{iteh_x}^2 + {}^i F_{iteh_y}^2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3 \cdot \frac{\mu}{l_i} \cdot \sqrt{{}^i M_{iteh_x}^2 + {}^i M_{iteh_y}^2} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 3 \cdot \frac{\mu}{a_i} \cdot {}^i M_{iteh_z} \end{bmatrix} \quad (5.128)$$

Dar:

$${}^i F_{iteh_x} = -{}^i F_{i+1teh_x} \quad (5.129)$$

$${}^i F_{iteh_y} = -{}^i F_{i+1teh_y} \quad (5.130)$$

și

$${}^{n-1} F_{n-1teh_z} = -{}^{n-1} F_{n-1teh_z} - \mu \cdot \sqrt{{}^{n-1} F_{n-1teh_x}^2 + {}^{n-1} F_{n-1teh_y}^2} - 3 \cdot \frac{\mu}{l_{n-1}} \cdot \sqrt{{}^{n-1} M_{n-1teh_x}^2 + {}^{n-1} M_{n-1teh_y}^2} - 3 \cdot \frac{\mu}{a_{n-1}} \cdot {}^{n-1} M_{n-1teh_z} \quad (5.131)$$

Deci primele două linii ale Jacobianului sunt:

$$J_{i+111} = \frac{\partial^i F_{iteh_x}}{\partial^i F_{i+1teh_x}} = -1 ; J_{i+112} = 0 ; J_{i+113} = 0 ; J_{i+114} = 0 ; J_{i+115} = 0 ; J_{i+116} = 0 \quad (5.132)$$

$$J_{i+121} = 0 ; J_{i+122} = \frac{\partial^i F_{iteh_y}}{\partial^i F_{i+1teh_y}} = -1 ; J_{i+123} = 0 ; J_{i+124} = 0 ; J_{i+125} = 0 ; J_{i+126} = 0 \quad (5.133)$$

Pentru determinarea cea de-a treia linie a matricei este necesară soluționarea celei de-a doua ecuații a sistemului.

Efectuând înlocuirile în relația (5.124), rezultă:

$$\begin{bmatrix} {}^i M_{i+1tehz} \\ {}^i M_{i+1tehy} \\ {}^i M_{i+1teh_x} \end{bmatrix} = -{}^i A_{i+1} \cdot \begin{bmatrix} {}^{i+1} M_{i+1tehz} \\ {}^{i+1} M_{i+1tehy} \\ {}^{i+1} M_{i+1teh_x} \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehy} \\ {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehy} \\ {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} \end{bmatrix} \quad (5.134)$$

Astfel elementele liniei a patra, a cincea și a șasea a matricei Jacobiene sunt:

$${}^i M_{i+1tehz} = -{}^i M_{i+1tehz} - {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehy} \quad (5.135)$$

$$J_{i+141} = \frac{\partial M_{i+1tehz}}{\partial F_{i+1tehz}} = 0 ; J_{i+142} = \frac{\partial M_{i+1tehz}}{\partial F_{i+1tehy}} = {}^i z_{i+1} ; J_{i+143} = \frac{\partial M_{i+1tehz}}{\partial F_{i+1teh_x}} = -{}^i y_{i+1} \quad (5.136)$$

$$J_{i+144} = \frac{\partial M_{i+1tehz}}{\partial M_{i+1tehz}} = -1 ; J_{i+145} = \frac{\partial M_{i+1tehz}}{\partial M_{i+1tehy}} = 0 ; J_{i+146} = \frac{\partial M_{i+1tehz}}{\partial M_{i+1teh_x}} = 0$$

$${}^i M_{i+1tehy} = -{}^i M_{i+1tehy} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} + {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} \quad (5.137)$$

$$J_{i+151} = \frac{\partial M_{i+1tehy}}{\partial F_{i+1tehz}} = -{}^i z_{i+1} ; J_{i+152} = \frac{\partial M_{i+1tehy}}{\partial F_{i+1tehy}} = 0 ; J_{i+153} = \frac{\partial M_{i+1tehy}}{\partial F_{i+1teh_x}} = {}^i x_{i+1} \quad (5.138)$$

$$J_{i+154} = \frac{\partial M_{i+1tehy}}{\partial M_{i+1tehz}} = 0 ; J_{i+155} = \frac{\partial M_{i+1tehy}}{\partial M_{i+1tehy}} = -1 ; J_{i+156} = \frac{\partial M_{i+1tehy}}{\partial M_{i+1teh_x}} = 0$$

$${}^i M_{i+1teh_x} = -{}^i M_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehy} \quad (5.139)$$

$$J_{i+161} = \frac{\partial M_{i+1teh_x}}{\partial F_{i+1tehz}} = -{}^i x_{i+1} ; J_{i+162} = \frac{\partial M_{i+1teh_x}}{\partial F_{i+1tehy}} = {}^i y_{i+1} ; J_{i+163} = \frac{\partial M_{i+1teh_x}}{\partial F_{i+1teh_x}} = 0$$

$$J_{i+164} = \frac{\partial M_{i+1teh_x}}{\partial M_{i+1tehz}} = 0 ; J_{i+165} = \frac{\partial M_{i+1teh_x}}{\partial M_{i+1tehy}} = 0 ; J_{i+166} = \frac{\partial M_{i+1teh_x}}{\partial M_{i+1teh_x}} = -1 \quad (5.140)$$

rezultă:

$${}^i F_{i+1tehz} = -{}^i F_{i+1tehz} - \mu \cdot \sqrt{{}^i F_{i+1tehz}^2 + {}^i F_{i+1tehy}^2} + 3 \cdot \frac{\mu}{a_i} \cdot \left( {}^i M_{i+1tehz} + {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} \right) - 3 \cdot \frac{\mu}{l_i} \cdot \sqrt{\left( {}^i M_{i+1tehz} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehy} \right)^2 + \left( {}^i M_{i+1tehy} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} \right)^2} \quad (5.141)$$

și deci linia a treia din Jacobian este:

$$J_{i+131} = \frac{\partial F_{i+1tehz}}{\partial F_{i+1tehz}} = -3 \cdot \frac{\mu}{a_i} \cdot {}^i y_{i+1} - \mu \cdot \frac{{}^i F_{i+1tehz}}{\sqrt{{}^i F_{i+1tehz}^2 + {}^i F_{i+1tehy}^2}} + 3 \cdot \frac{\mu}{l_i} \cdot \frac{{}^i z_{i+1} \cdot \left( {}^i M_{i+1tehz} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} \right)}{\Omega}$$

$$J_{i+132} = \frac{\partial F_{i+1tehz}}{\partial F_{i+1tehy}} = 3 \cdot \frac{\mu}{a_i} \cdot {}^i x_{i+1} - \mu \cdot \frac{{}^i F_{i+1tehy}}{\sqrt{{}^i F_{i+1tehz}^2 + {}^i F_{i+1tehy}^2}} + 3 \cdot \frac{\mu}{l_i} \cdot \frac{{}^i z_{i+1} \cdot \left( {}^i M_{i+1tehz} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehz} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1tehy} \right)}{\Omega}$$

$$(5.142)$$

$$J_{i+133} = \frac{\partial F_{iteh_z}}{\partial F_{i+1teh_z}} = -1 -$$

$$3 \cdot \frac{\mu}{l_i} \cdot \frac{{}^i y_{i+1} \cdot ({}^i M_{i+1teh_x} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y}) - {}^i x_{i+1} \cdot ({}^i M_{i+1teh_y} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z})}{\Omega}$$

$$J_{i+134} = \frac{\partial F_{iteh_z}}{\partial M_{i+1teh_x}} = -3 \cdot \frac{\mu}{l_i} \cdot \frac{{}^i M_{i+1teh_x} + {}^i y_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z} - {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_y}}{\Omega}$$

$$J_{i+135} = \frac{\partial F_{iteh_z}}{\partial M_{i+1teh_y}} = -3 \cdot \frac{\mu}{l_i} \cdot \frac{{}^i M_{i+1teh_y} + {}^i z_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_x} - {}^i x_{i+1} \cdot {}^i F_{i+1teh_z}}{\Omega}$$

$$J_{i+136} = \frac{\partial M_{iteh_z}}{\partial M_{i+1teh_z}} = 3 \cdot \frac{\mu}{a_i}$$

Matricea Jacobiană, necesară pentru determinarea componentelor tursorului corespunzător forțelor tehnologice din c.c.c. "i" - când se ține seama de forțele de frecare - este:

$$\underline{J}_{i\ trans} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ J_{i+131} & J_{i+132} & J_{i+133} & J_{i+134} & J_{i+135} & J_{i+136} \\ 0 & J_{i+142} & J_{i+143} & -1 & 0 & 0 \\ J_{i+151} & 0 & J_{i+153} & 0 & -1 & 0 \\ J_{i+161} & J_{i+162} & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (5.143)$$

unde elementele neexplicite ale matricii se regăsesc în relațiile specificate mai sus.

În cazul în care se neglijează efectul forțelor de frecare Jacobianul devine:

$$\underline{J}_{i\ trans} = \begin{bmatrix} -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & {}^i z_{i+1} & -{}^i y_{i+1} & -1 & 0 & 0 \\ -{}^i z_{i+1} & 0 & {}^i x_{i+1} & 0 & -1 & 0 \\ {}^i y_{i+1} & -{}^i x_{i+1} & 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \quad (5.144)$$

Astfel, utilizând relația (5.94) se poate determina tursorul care apare la nivelul c.c.c. "i"  $\tau_i$ .

În acest caz forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "i" datorată forțelor tehnologice va fi dată de:

$${}^i \bar{Q}_{ired\ teh} = {}^i \bar{F}_{iteh_z} \cdot \bar{\xi}_i + {}^i \bar{M}_{iteh_z} \cdot \bar{\xi}_i \quad (5.145)$$

Forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "i" datorată forțelor de inerție se determină similar paragrafului precedent:

$${}^i \bar{Q}_{red\ in} = ({}^i m_{red} \cdot \bar{\xi}_i + {}^i J_{red} \cdot \bar{\xi}_i) \cdot \ddot{q} \quad (5.146)$$

unde,  ${}^i J_{red}/m_{red}$  - momentul de inerție masic redus/masa redusă - se determină din condiția ca energia cinetică înmagazinată de întregul sistem - format din elementul i, motorul de acționare AC<sub>i</sub> și celelalte componente AH<sub>i</sub>, și din lanțul cinematic i+1, i+2, ..., n

pe care sunt dispuse motoarele și anexele corespunzătoare, (inclusiv a corpului de manipulat) considerat legat rigid de elementul  $i$  în poziția cea mai defavorabilă și care lanț cinematic se deplasează cu viteza liniară/unghiulară impusă de mișcarea relativă a elementelor c.c.c. "i" - să fie înmagazinată și de arborele/tija la care se face reducerea:

$$\frac{1}{2} \cdot ({}^i m_{red} \cdot \bar{\xi}_i + {}^i J_{red} \cdot \bar{\xi}_i) \cdot \dot{q}^2 = E_{c_D} + \sum_{j=i}^n E_{c_j} + \sum_{j=i}^{n-1} E_{AC_{j+1}} + \sum_{j=i}^{n-1} E_{AH_{j+1}} \quad (5.147)$$

de unde:

$$\begin{aligned} {}^i m_{red} \cdot \bar{\xi}_i + {}^i J_{red} \cdot \bar{\xi}_i = & \frac{1}{\dot{q}^2} \cdot \left[ \sum_{j=i}^n m_{S_j} \cdot ({}^i \dot{x}_{S_j}^2 + {}^i \dot{y}_{S_j}^2 + {}^i \dot{z}_{S_j}^2) + J_{J_\mu} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_\mu}^2 + J_{J_\nu} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_\nu}^2 + J_{J_w} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_w}^2 + \right. \\ & + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AC_{j+1}} \cdot ({}^i \dot{x}_{AC_{j+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{AC_{j+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{AC_{j+1}}^2) + J_{AC_{j+1,\mu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,\mu}}^2 + J_{AC_{j+1,\nu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,\nu}}^2 + J_{AC_{j+1,w}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,w}}^2 \\ & + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AH_{j+1}} \cdot ({}^i \dot{x}_{AH_{j+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{AH_{j+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{AH_{j+1}}^2) + J_{AH_{j+1,\mu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,\mu}}^2 + J_{AH_{j+1,\nu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,\nu}}^2 + J_{AH_{j+1,w}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,w}}^2 \\ & \left. + m_D \cdot ({}^i \dot{x}_D^2 + {}^i \dot{y}_D^2 + {}^i \dot{z}_D^2) \right] \end{aligned} \quad (5.148)$$

Ca urmare forța generalizată rezistentă redusă la arborele/tija motorului ce acționează c.c.c. "i" datorată forțelor de inerție va fi:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{red,i} = & \frac{\dot{q}}{\dot{q}^2} \cdot \left[ \sum_{j=i}^n m_{S_j} \cdot ({}^i \dot{x}_{S_j}^2 + {}^i \dot{y}_{S_j}^2 + {}^i \dot{z}_{S_j}^2) + J_{J_\mu} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_\mu}^2 + J_{J_\nu} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_\nu}^2 + J_{J_w} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_w}^2 + m_D \cdot ({}^i \dot{x}_D^2 + {}^i \dot{y}_D^2 + {}^i \dot{z}_D^2) + \right. \\ & + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AC_{j+1}} \cdot ({}^i \dot{x}_{AC_{j+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{AC_{j+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{AC_{j+1}}^2) + J_{AC_{j+1,\mu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,\mu}}^2 + J_{AC_{j+1,\nu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,\nu}}^2 + J_{AC_{j+1,w}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,w}}^2 + \\ & \left. + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AH_{j+1}} \cdot ({}^i \dot{x}_{AH_{j+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{AH_{j+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{AH_{j+1}}^2) + J_{AH_{j+1,\mu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,\mu}}^2 + J_{AH_{j+1,\nu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,\nu}}^2 + J_{AH_{j+1,w}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,w}}^2 \right] \cdot \frac{\dot{q}}{\left| \dot{q} \right|} \end{aligned} \quad (5.149)$$

De efectele forțelor de frecare se va ține seama prin randamentul mecanic  $\eta_i$ .

Astfel, pentru c.c.c. "i" a dispozitivului de ghidare a robotului industrial, rezultă:

$$\begin{aligned} \bar{Q}_{red} = & \frac{1}{\eta_i} \cdot \left\{ \frac{1}{\dot{q}} \cdot \sqrt{{}^i g_x^2 + {}^i g_y^2 + {}^i g_z^2} [m_D \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_D^2 + {}^i \dot{y}_D^2 + {}^i \dot{z}_D^2} \cdot \cos \alpha_D + \sum_{j=i}^n m_j \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_{S_j}^2 + {}^i \dot{y}_{S_j}^2 + {}^i \dot{z}_{S_j}^2} \cdot \cos \alpha_j + \right. \\ & + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AC_{j+1}} \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_{S_{AC_{j+1}}}^2 + {}^i \dot{y}_{S_{AC_{j+1}}}^2 + {}^i \dot{z}_{S_{AC_{j+1}}}^2} \cdot \cos \alpha_{AC_{j+1}} + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AH_{j+1}} \cdot \sqrt{{}^i \dot{x}_{S_{AH_{j+1}}}^2 + {}^i \dot{y}_{S_{AH_{j+1}}}^2 + {}^i \dot{z}_{S_{AH_{j+1}}}^2} \cdot \cos \alpha_{AH_{j+1}}] \\ & + F_{iex} \cdot \bar{\xi}_i + M_{iexz} \cdot \bar{\xi}_i + \frac{\dot{q}}{\dot{q}^2} \cdot \left[ \sum_{j=i}^n m_{S_j} \cdot ({}^i \dot{x}_{S_j}^2 + {}^i \dot{y}_{S_j}^2 + {}^i \dot{z}_{S_j}^2) + J_{J_\mu} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_\mu}^2 + J_{J_\nu} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_\nu}^2 + J_{J_w} \cdot {}^i \dot{\theta}_{J_w}^2 + \right. \\ & + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AC_{j+1}} \cdot ({}^i \dot{x}_{AC_{j+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{AC_{j+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{AC_{j+1}}^2) + J_{AC_{j+1,\mu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,\mu}}^2 + J_{AC_{j+1,\nu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,\nu}}^2 + J_{AC_{j+1,w}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AC_{j+1,w}}^2 \\ & + \sum_{j=i}^{n-1} m_{AH_{j+1}} \cdot ({}^i \dot{x}_{AH_{j+1}}^2 + {}^i \dot{y}_{AH_{j+1}}^2 + {}^i \dot{z}_{AH_{j+1}}^2) + J_{AH_{j+1,\mu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,\mu}}^2 + J_{AH_{j+1,\nu}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,\nu}}^2 + J_{AH_{j+1,w}} \cdot {}^i \dot{\theta}_{AH_{j+1,w}}^2 \\ & \left. + m_D \cdot ({}^i \dot{x}_D^2 + {}^i \dot{y}_D^2 + {}^i \dot{z}_D^2) \right] \cdot \frac{\dot{q}}{\left| \dot{q} \right|} \right\} \end{aligned} \quad (5.150)$$

În consecință, puterea necesară a fi dezvoltată - fie de un motor hidraulic, fie de un motor electric cu reductor amplasate în c.c.c. "i" - este dată de produsul dintre forța generalizată și viteza liniară/unghiulară imprimată de c.c.c. "i" elementului  $i$ , exprimată în sistemul de coordonate atașat c.c.c. "i":

$$P_i = \left| {}^i\overline{Q}_{red} \cdot {}^i\overline{\dot{q}} \right| \quad (5.151)$$

## 5.6. Calculul variației forțelor generalizate reduse în timpul unui ciclu de manipulare

### 5.6.1. Calculul puterilor necesare ale motoarelor de acționare în timpul unui ciclu de manipulare

Calcululele prezentate în paragraful precedent se repetă pentru mai multe poziții ale dispozitivului de ghidare al robotului industrial, corespunzătoare unui ciclu de manipulare tipic. Se vor determina intensitățile forțelor generalizate reduse pentru câteva poziții bine alese din decursul ciclului. Programul de manipulare prevede deplasarea relativă a elementelor fiecărei cuple cinematice conducătoare.

În consecință, se cunoaște viteza mișcării relative  ${}^i\overline{\dot{q}}$  și se poate determina puterea necesară de dezvoltat pentru fiecare motor de acționare:

$$P_i = \left| {}^i\overline{Q}_{red} \cdot {}^i\overline{\dot{q}} \right| \quad (5.152)$$

Se va alege motorul de acționare astfel încât să aibă o putere acoperitoare în raport cu puterile necesare pentru un ciclu de manipulare, spre exemplu:

$$P_{aleasa} > P_i \quad (5.153)$$

## 5.7. Corelația între puterea motorului de acționare, pe de o parte și masa, centrul de masă, momentele de inerție masice ale motoarelor de acționare

În calculele prezentate în paragraful 5.5 s-au calculat forțele generalizate reduse, respectiv puterile solicitate unor motoare fie că acționarea lor este hidraulică, fie că acționarea lor este electrică, printre datele de intrare apărând masele acestora, momentele de inerție masice, pozițiile centrelor de masă ale acestor motoare, a transmisiilor mecanice și a restului de componente ale acționării hidraulice.

Pentru a nu se face de la bun început, la primele iterații, proiectarea integrală a acționării hidraulice, care ar da un răspuns fără echivoc la stabilirea datelor inițiale, se stabilește o corelație între mase, momente de inerție masice, etc., pe de o parte și forțele generalizate reduse, puteri necesare pe de altă parte.

În cazul motoarelor cu acționare hidraulică problemele de stabilire a corelației între puterea dezvoltată și masa motorului de acționare respectiv calculul poziției centrului de masă, a momentelor principale de inerție și a axelor principale de inerție funcție de presiunea agentului de lucru și cursa elementului mobil al motorului sunt tratate în paragrafele următoare.

Elementele aferente motorului hidraulic - cele care se dispun pe elementele dispozitivului de ghidare - cu alte cuvinte echipamentul hidraulic (servovalve, distribuitoare, conducte, etc.) se aleg funcție de motorul hidraulic.

Astfel în cazul servovalvelor și respectiv al distribuitoarelor, acestea se aleg astfel încât să asigure un debit de fluid corespunzător realizării vitezelor motoarelor de acționare. Datorită faptului că elementul mobil al servovalvei/distribuitorului - plunjerul - are o masă mică în raport cu masa servovalvei/distribuitorului și deoarece cursa acestuia este redusă, se poate considera și în acest caz că poziția centrului de masă, momentele principale de inerție, precum și axele principale de inerție sunt invariante.

### 5.7.1. Corelația între masa motorului hidraulic liniar și puterea dezvoltată

#### 5.7.1.1. Calculul masei unui motor hidraulic liniar cu dublă acțiune



Pornind de la schița unui motor hidraulic linear cu dublă acțiune, cu tijă bilaterală prezentat în figura 5.12., masa acestuia se calculează ca suma maselor elementelor componente, conform relației:

$$m_{mca} = m_{cam} + m_p + m_{cap} + m_t + m_u \quad (5.154)$$

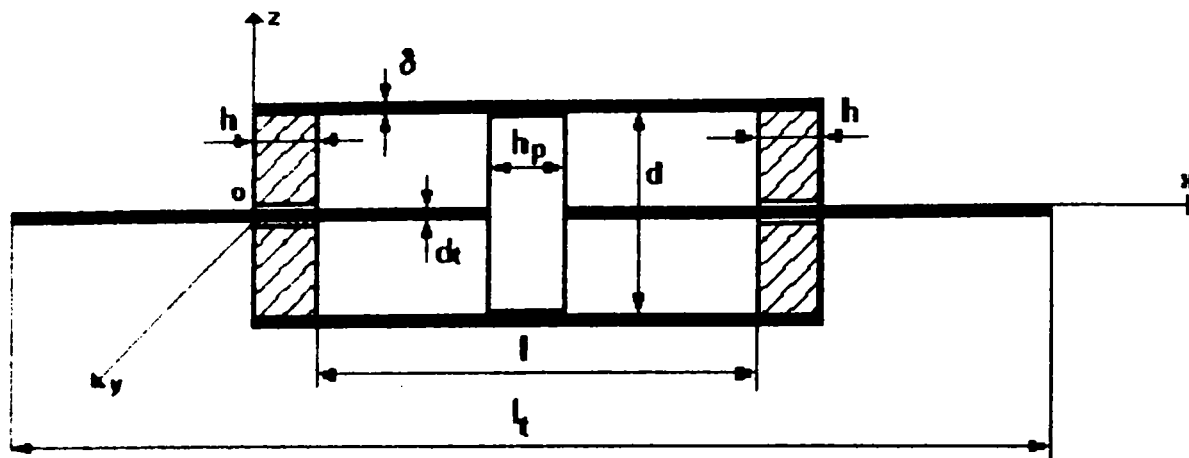


Fig 5 12. Cotele elementelor constructive ale motorului hidraulic linear cu tijă bilaterală

Dacă se ține cont de faptul că între forța dezvoltată de motor, presiunea  $p$  a agentului de lucru și diametrul  $d$  al pistonului există relația:

$$F = p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \quad (5.155)$$

rezultă pentru componentele din relația 5.152 următoarele relații:

$m_{cam}$  - reprezintă masa camășii și este dată de:

$$m_{cam} = \pi \cdot d \cdot \delta \cdot l \cdot \rho_{cam} = \frac{F}{\Delta p} \cdot \delta \cdot \left(\frac{l}{d}\right) \cdot \rho_{cam} \quad (5.156)$$

$m_{cap}$  - reprezintă masele capacelor și sunt date de:

$$m_{cap} = 2 \cdot \frac{\pi \cdot (d^2 - d_t^2)}{4} \cdot h \cdot \rho_{cap} \approx 2 \cdot \frac{F}{\Delta p} \cdot h \cdot \rho_{cap} \quad (5.157)$$

$m_p$  - reprezintă masa pistonului și este dată de:

$$m_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot h_p \cdot \rho_p = \frac{F}{\Delta p} \cdot h_p \cdot \rho_p \quad (5.158)$$

$m_t$  - reprezintă masa tijei și este de:

$$m_t = \frac{\pi \cdot d_t^2}{4} \cdot (l_t - h_p) \cdot \rho_t = \frac{F}{\Delta p} \cdot (l_t - h_p) \cdot \left(\frac{d_t}{d}\right)^2 \cdot \rho_t \quad (5.157)$$

$m_u$  - reprezintă masa uleiului din motor și este dată de:

$$m_u = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (l - h_p) \cdot \rho_u = \frac{F}{\Delta p} \cdot (l - h_p) \cdot \rho_u \quad (5.160)$$

unde  $\rho_i$  - reprezintă densitatea componentei "i".

Cu acestea, rezultă:

$$m_{mca} = \frac{F}{\Delta p} \cdot \left[ \delta \cdot \left(\frac{l}{d}\right) \cdot \rho_{cam} + 2 \cdot h \cdot \rho_{cap} + h_p \cdot \rho_p + (l_t - h_p) \cdot \left(\frac{d_t}{d}\right)^2 \cdot \rho_t + (l - h_p) \cdot \rho_u \right] \quad (5.161)$$

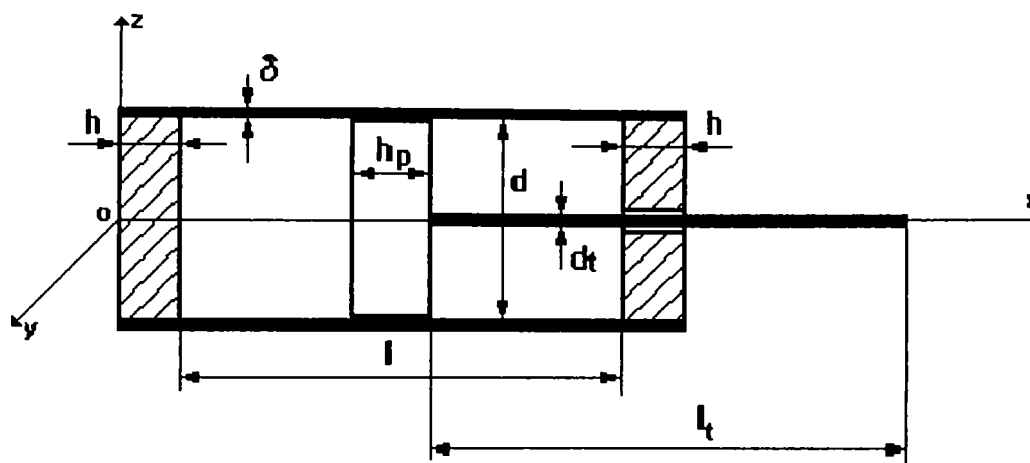


Fig.5.13. Cotele elementelor constructive ale motorului hidraulic liniar cu tijă bilaterală

În cazul unui motor hidraulic cu dublă acțiune, cu tijă unilaterală, prezentat în figura 5.13., relația de mai sus se transformă astfel:

$$m_{mot} = \frac{F}{\Delta p} \cdot \left[ \delta \cdot \left( \frac{l}{d} \right) \cdot \rho_{cam} + 2 \cdot h \cdot \rho_{cap} + h_p \cdot \rho_p + l_t \cdot \left( \frac{d_t}{d} \right)^2 \cdot \rho_t + (l - h_p) \cdot \rho_u \right] \quad (5.162)$$

### 5.7.1.2. Calculul masei unui motor cu paletă oscilantă

Se consideră un motor hidraulic cu paletă oscilantă reprezentat schematic în figura 5.14.

$$m_{mot} = m_{pal} + m_{ax} + m_{cam} + 2 \cdot m_{cap} + m_{op} + m_u \quad (5.163)$$

Cuplul dezvoltat de motorul cu paletă din figură se exprimă cu relația:

$$M = \frac{D^2 - d^2}{8} \cdot (l - 2 \cdot h) \cdot \Delta p \quad (5.164)$$

unde  $l$ ,  $h$ ,  $D$  și  $d$  sunt dimensiunile indicate în figura 5.14, iar  $\Delta p$  este diferența de presiune a agentului de lucru între cele două incinte de lucru ale motorului cu paletă oscilantă.

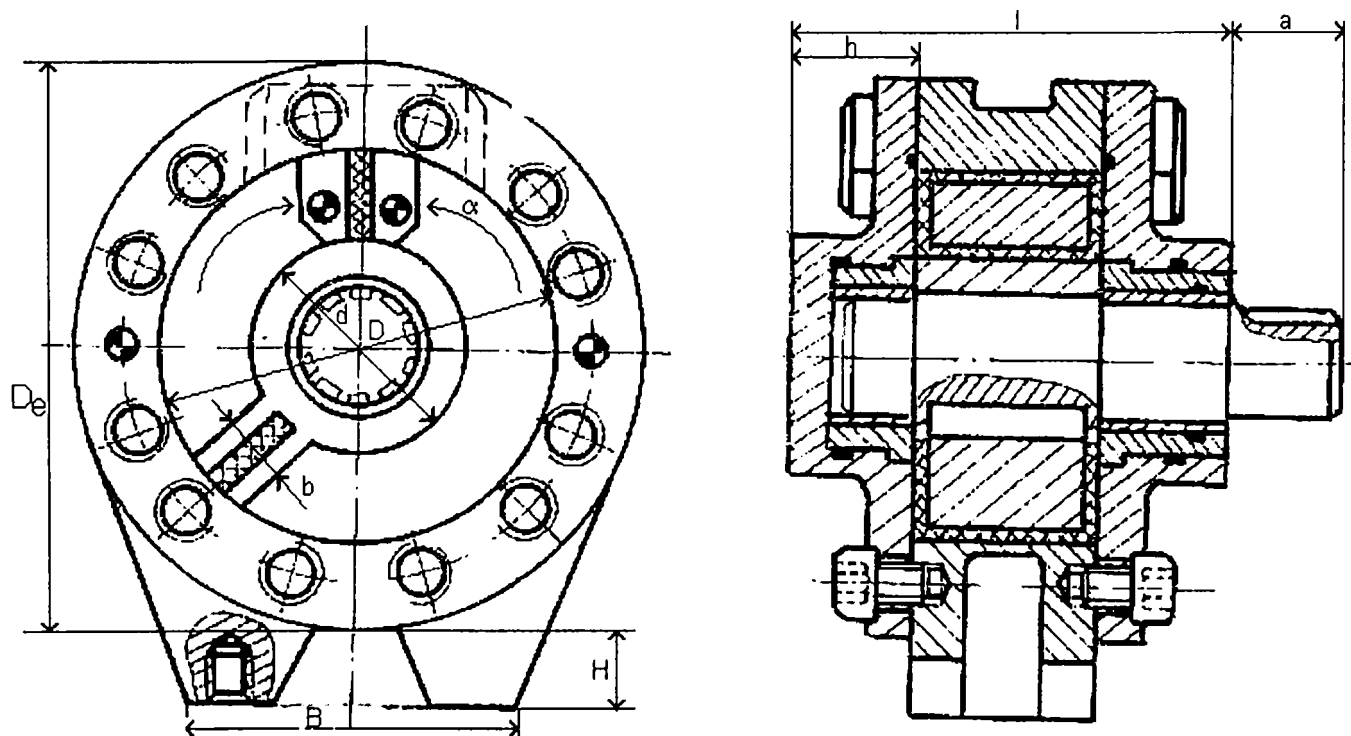


Fig.5.14. Cotele elementelor constructive ale motorului hidraulic oscilant cu paletă

Ca urmare rezultă:

$m_{pal}$  - masa paletei, care este:

$$m_{pal} = \frac{D-d}{2} \cdot b \cdot (l-2h) \cdot \rho_{pal} = \frac{M}{\Delta p} \cdot \frac{4 \cdot b}{D+d} \cdot \rho_{pal} \quad (5.165)$$

$m_{ax}$  - masa axului, dată de:

$$m_{ax} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot (l+a) \cdot \rho_{ax} = \frac{M}{\Delta p} \cdot 2 \cdot \pi \cdot \frac{l+a}{l-2h} \cdot \frac{1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} \cdot \rho_{ax} \quad (5.166)$$

$m_{cam}$  - masa cămășii, dată de:

$$m_{cam} = \left[ \frac{\pi \cdot (D_i^2 - D^2)}{4} + B \cdot H - \frac{1}{8} \cdot D_i^2 \cdot (2\pi - \alpha - \sin(2\pi - \alpha)) \right] \cdot (l-2h) \cdot \rho_{cam} =$$

$$= \frac{M}{\Delta p} \cdot \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - D^2)}{D^2 - d^2} + \frac{B \cdot H - \frac{1}{8} \cdot D_i^2 \cdot (2\pi - \alpha - \sin(2\pi - \alpha))}{D^2 - d^2} \right] \cdot \rho_{cam} \quad (5.167)$$

$m_{cap}$  - masa unui capac, dată de:

$$m_{cap} = \frac{\pi \cdot (D_i^2 - d^2)}{4} \cdot h \cdot \rho_{cap} = \frac{M}{\Delta p} \cdot \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - d^2)}{D^2 - d^2} \cdot \frac{h}{l-2h} \cdot \rho_{cap} \right] \quad (5.168)$$

$m_{op}$  - masa opritorului (perete intermediar), care este dată de :

$$m_{op} = \frac{2\pi - \alpha}{8} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (l-2h) \cdot \rho_{op} = \frac{M}{\Delta p} \cdot (2\pi - \alpha) \cdot \rho_{op} \quad (5.169)$$

$m_u$  - masa uleiului din motor, dată de :

$$m_u = \left[ \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) - \frac{2\pi - \alpha}{8} \cdot (D^2 - d^2) - \frac{D-d}{2} \cdot b \right] \cdot (l-2h) \cdot \rho_u =$$

$$= \frac{M}{\Delta p} \cdot \left[ 2 - 2\pi + \alpha - \frac{4b}{D+d} \right] \cdot \rho_{op} \quad (5.170)$$

Astfel, dependența masei motorului cu paletă de raportul moment dezvoltat diferență de presiune se determină cu ajutorul relațiilor 5.163-5.170 și este dată de relația:

$$m_{tot} = \frac{M}{\Delta p} \left[ \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - D^2)}{D^2 - d^2} + \frac{B \cdot H - \frac{1}{8} \cdot D_i^2 \cdot (2\pi - \alpha - \sin(2\pi - \alpha))}{D^2 - d^2} \cdot \rho_{cam} + \frac{4 \cdot b}{D+d} \cdot \rho_{pal} \right.$$

$$+ 2 \cdot \pi \cdot \frac{l+a}{l-2h} \cdot \frac{1}{\left(\frac{D}{d}\right)^2 - 1} \cdot \rho_{ax} + \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - d^2)}{D^2 - d^2} \cdot \frac{h}{l-2h} \cdot \rho_{cap} + (2\pi - \alpha) \cdot \rho_{op} +$$

$$\left. + \left( 2 - 2\pi + \alpha - \frac{4b}{D+d} \right) \cdot \rho_{op} \right] \quad (5.171)$$

### 5.7.1.3. Calculul masei motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră

Pornind de la schița unui motor oscilant cu pinion și cremalieră prezentat în figura 5.15., masa acestuia se calculează ca suma maselor elementelor componente, conform relației:

$$m_{mot} = m_t + 2m_p + 2m_{cap1} + m_{cam} + 2m_{cap2} + m_{ax} + m_{rd} + m_u \quad (5.172)$$

fiecare componentă având masa dată de următoarele relații:

-  $m_t$  - este masa tijei ce materializează cremaliera și se calculează cu relația:

$$m_t = l_t \cdot \frac{\pi \cdot b_t^2}{4} \cdot \rho_t \quad (5.173)$$

-  $m_p$  - masa pistonului, care conform figurii de mai sus este dată de relația:

$$m_p = h_p \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_p \quad (5.174)$$

-  $m_{cap1}$  - masa capacului frontal al motorului:

$$m_{cap1} = h_1 \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot \rho_{cap1} \quad (5.175)$$

-  $m_{cap2}$  - masa capacului lateral al motorului:

$$m_{cap2} = h_2 \cdot \frac{\pi \cdot D_c^2}{4} \cdot \rho_{cap2} \quad (5.176)$$

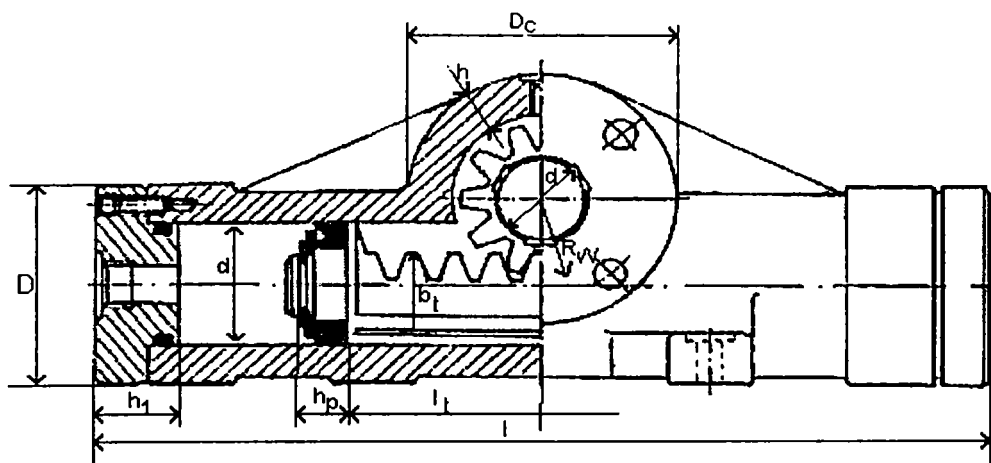


Fig.5.15. Cotele elementelor constructive ale motorului hidraulic oscilant cu pinion cremalieră

-  $m_{ax}$  - masa axului de ieșire din motor, pe care se află fixată roata dințată a motorului:

$$m_{ax} = l_{ax} \cdot \frac{\pi \cdot d_{ax}^2}{4} \cdot \rho_{ax} \quad (5.177)$$

-  $m_{rd}$  - masa roții dințate:

$$m_{rd} = b_{rd} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (D_w^2 - d_{ax}^2) \cdot \rho_{rd} \quad (5.178)$$

-  $m_u$  - masa uleiului din motor:

$$m_u = (l - 2h_1 - 2h_p - l_t) \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot \rho_u \quad (5.179)$$

-  $m_{cam}$  - masa cămășii motorului:

$$m_{cam} \approx \left[ \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot (l - 2h_1) + (\pi - 2) \cdot \left( R_w + \frac{h}{2} \right) \frac{D - d}{2} \cdot d \right] \cdot \rho_{cam} \quad (5.180)$$

Dacă se ține cont de faptul că momentul dezvoltat de motor la axul de ieșire depinde de pătratul diametrului pistonului ( $d$ ), de raza de divizare a roții dințate ( $R_w$ ) și de diferența de presiune ( $\Delta p$ ) ce se exercită pe cele două pistoane conform relației

$$M = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot R_w \cdot \Delta p \quad (5.181)$$

între masa motorului oscilant cu pinion și cremalieră și momentul dezvoltat de acesta la axul de ieșire există următoarea relație:

$$m_{max} = \frac{M}{\Delta p} \left[ \frac{l_i}{R_c} \cdot \left( \frac{b_i}{d} \right)^2 \cdot \rho_i + 2 \cdot \frac{h_p}{R_c} \cdot \rho_p + 2 \cdot \frac{h_1}{R_c} \cdot \left( \frac{D}{d} \right)^2 \cdot \rho_{cap1} + 2 \cdot \frac{h_2}{R_w} \cdot \left( \frac{D_c}{d} \right)^2 \cdot \rho_{cap2} + \frac{l_{ax}}{R_w} \cdot \left( \frac{d_{ax}}{d} \right)^2 \cdot \rho_{ax} + \right. \\ \left. + \frac{b_{rd}}{R_c} \cdot \left[ \left( \frac{D_w}{d} \right)^2 - \left( \frac{d_{ax}}{d} \right)^2 \right] \cdot \rho_{rd} + \frac{l-2h_1-2h_p-l_i}{R_c} \cdot \rho_v + \left[ \frac{l-2h_1}{R_w} \cdot \frac{D^2-d^2}{d^2} + \frac{\pi-2}{\pi} \cdot \frac{2R_w+h}{R_w} \cdot \frac{D-d}{d} \right] \cdot \rho_{cam} \right] \quad (5.182)$$

#### 5.7.1.4. Relații de corelare între masa motorului hidraulic și puterea dezvoltată

Conform relațiilor 5.161, 5.162, 5.171, 5.182 se observă că între masa motorului și forța/momentul dezvoltat de motor există o dependență de proporționalitate. Dat fiind faptul că, între forța generalizată și putere există următoarea relație de legătură:

$$Q = \frac{P}{q} \quad (5.183)$$

relațiile 5.161, 5.162, 5.171, 5.182 devin:

a) pentru motorul hidraulic liniar cu tijă bilaterală

$$m_{max} = \frac{P}{\Delta p \cdot q} \left[ \delta \cdot \left( \frac{l}{d} \right) \cdot \rho_{cam} + 2 \cdot h \cdot \rho_{cap} + h_p \cdot \rho_p + (l_i - h_p) \cdot \left( \frac{d_i}{d} \right)^2 \cdot \rho_i + (l - h_p) \cdot \rho_u \right] \quad (5.184)$$

b) pentru motorul hidraulic liniar cu tijă unilaterală

$$m_{max} = \frac{P}{\Delta p \cdot q} \left[ \delta \cdot \left( \frac{l}{d} \right) \cdot \rho_{cam} + 2 \cdot h \cdot \rho_{cap} + h_p \cdot \rho_p + l_i \cdot \left( \frac{d_i}{d} \right)^2 \cdot \rho_i + (l - h_p) \cdot \rho_u \right] \quad (5.185)$$

c) pentru motorul hidraulic oscilant cu paletă

$$m_{max} = \frac{P}{\Delta p \cdot q} \left\{ \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - D^2)}{D^2 - d^2} + \frac{B \cdot H - \frac{1}{8} \cdot D_i^2 \cdot (2\pi - \alpha - \sin(2\pi - \alpha))}{D^2 - d^2} \right\} \cdot \rho_{cam} + \frac{4 \cdot b}{D+d} \cdot \rho_{pal} + \\ + 2 \cdot \pi \cdot \frac{l+a}{l-2h} \cdot \frac{1}{\left( \frac{D}{d} \right)^2 - 1} \cdot \rho_{ax} + \frac{2 \cdot \pi \cdot (D_i^2 - d^2)}{D^2 - d^2} \cdot \frac{h}{l-2h} \cdot \rho_{cap} + (2\pi - \alpha) \cdot \rho_{op} + \left( 2 - 2\pi + \alpha - \frac{4b}{D+d} \right) \cdot \rho_u \quad (5.186)$$

d) pentru motorul hidraulic oscilant cu pinion cremalieră

$$m_{max} = \frac{P}{\Delta p \cdot q} \left[ \frac{l_i}{R_c} \cdot \left( \frac{b_i}{d} \right)^2 \cdot \rho_i + 2 \cdot \frac{h_p}{R_c} \cdot \rho_p + 2 \cdot \frac{h_1}{R_c} \cdot \left( \frac{D}{d} \right)^2 \cdot \rho_{cap1} + 2 \cdot \frac{h_2}{R_w} \cdot \left( \frac{D_c}{d} \right)^2 \cdot \rho_{cap2} + \frac{l_{ax}}{R_w} \cdot \left( \frac{d_{ax}}{d} \right)^2 \cdot \rho_{ax} + \right. \\ \left. + \frac{b_{rd}}{R_c} \cdot \left[ \left( \frac{D_w}{d} \right)^2 - \left( \frac{d_{ax}}{d} \right)^2 \right] \cdot \rho_{rd} + \frac{l-2h_1-2h_p-l_i}{R_c} \cdot \rho_v + \left[ \frac{l-2h_1}{R_w} \cdot \frac{D^2-d^2}{d^2} + \frac{\pi-2}{\pi} \cdot \frac{2R_w+h}{R_w} \cdot \frac{D-d}{d} \right] \cdot \rho_{cam} \right] \quad (5.187)$$

Într-un caz general, la utilizarea unui motor dat, expresia de corelare între masa motorului și puterea dezvoltată de acesta va fi dată de expresia următoare:

$$m_{max} = k \cdot \frac{P}{\Delta p \cdot q} \quad (5.188)$$

În Anexa 2. sunt trasate - pentru diverse tipuri de motoare - nomograme ce permit alegerea motorului, care trebuie să dezvolte o anumită forță generalizată, la anumite presiuni ale agentului de lucru

Trasarea graficelor s-a realizat utilizând programul Excel în cadrul căruia pentru determinarea coeficientului  $k$  s-a scris un program în limbajul VisualBasic, prezentat în Anexa 4 .

## 5.7.2. Calculul poziției centrului de masă pentru motoarele de acționare

### 5.7.2.1. Calculul poziției centrului de masă pentru motorul hidraulic liniar

Conform notațiilor din figura 5.12. poziția centrului de masă la motorul hidraulic liniar cu tijă bilaterală, depinde atât de dimensiunile componentelor motorului cât și de cursa pistonului și este dată de relația:

$$x_c = \frac{\sum_i s_{c_i} \cdot m_i}{m_{mot}} \quad (5.189)$$

Se face observația că doar coordonata  $x$  depinde de cursa pistonului, celelalte două coordonate fiind constante în timp.

Folosindu-se relațiile deduse în paragraful 5.6.1.1., relația 5.189 devine:

$$x_c = \frac{\left(h + s + \frac{h_p}{2}\right) \cdot (m_p + m_t) + \left(\frac{l}{2} + h\right) \cdot (m_{cam} + 2m_{cap}) + x_u \cdot m_u}{m_{mot}} \quad (5.190)$$

unde  $s$  reprezintă cursa pistonului, iar  $x_u$  centrul de masă al uleiului, care este dat de relația:

$$x_u = \frac{s \cdot (2h + s) + \left[l^2 - (s + h_p)^2\right]}{2 \cdot (l - h_p)} \quad (5.191)$$

În cazul unui motor hidraulic liniar cu tijă unilaterală coordonata centrului de masă va fi dată de:

$$x_c = \frac{\left(h + s + \frac{h_p}{2}\right) \cdot m_p + \left(h + s + h_p + \frac{l_t}{2}\right) \cdot m_t + \left(\frac{l}{2} + h\right) \cdot (m_{cam} + 2m_{cap}) + x_u \cdot m_u}{m_{mot}} \quad (5.192)$$

În Anexele 2.a.1-2.a.12 și 2.A.1 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4 ) cu poziția centrului de masă a motoarelor hidraulice liniare cu piston - tijă unilaterală în funcție de cursa "s" a pistonului.

În Anexele 2.b.1-2.b.10 și 2.B.1 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4 ) cu poziția centrului de masă a motoarelor hidraulice liniare cu piston - tijă bilaterală în funcție de cursa "s" a pistonului.

### 5.7.2.2. Calculul poziției centrului de masă pentru motorul cu paletă oscilantă

Procedându-se ca în paragraful precedent, dar conform figurii 5.14., coordonatele centrului de masă ale motorului cu paletă oscilantă se determină în acest caz cu ajutorul relațiilor:

$$x_c = \frac{\sum_i x_{c_i} \cdot m_i}{m_{mot}} \quad y_c = \frac{\sum_i y_{c_i} \cdot m_i}{m_{mot}} \quad z_c = \frac{\sum_i z_{c_i} \cdot m_i}{m_{mot}} \quad (5.193)$$

Explicitându-se aceste relații, rezultă:



$$x_c = \frac{x_{c_{pal}} \cdot m_{pal} + x_{c_{ax}} \cdot m_{ax} + x_{c_{cam}} \cdot m_{cam} + x_{c_{cap}} \cdot m_{cap} + x_{c_{op}} \cdot m_{op} + x_{c_u} \cdot m_u}{m_{mol}} \quad (5.194)$$

$$y_c = \frac{y_{c_{pal}} \cdot m_{pal} + y_{c_{ax}} \cdot m_{ax} + y_{c_{cam}} \cdot m_{cam} + y_{c_{cap}} \cdot m_{cap} + y_{c_{op}} \cdot m_{op} + y_{c_u} \cdot m_u}{m_{mol}} \quad (5.195)$$

$$z_c = \frac{z_{c_{pal}} \cdot m_{pal} + z_{c_{ax}} \cdot m_{ax} + z_{c_{cam}} \cdot m_{cam} + z_{c_{cap}} \cdot m_{cap} + z_{c_{op}} \cdot m_{op} + z_{c_u} \cdot m_u}{m_{mol}} \quad (5.196)$$

in care:

$$x_{c_{pal}} = \frac{D-d}{2} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) \quad y_{c_{pal}} = \frac{D-d}{2} \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right) \quad z_{c_{pal}} = \frac{l}{2} \quad (5.197)$$

$$x_{c_{ax}} = 0 \quad y_{c_{ax}} = 0 \quad z_{c_{ax}} = \frac{l+a}{2} \quad (5.198)$$

$$x_{c_{cam}} = \frac{\left\{ B \cdot H - \frac{1}{8} \cdot D_i^2 \cdot [2 \cdot \pi - \alpha - \sin(2 \cdot \pi - \alpha)] \right\} \cdot (D_i + H)}{2 \cdot \left\{ \frac{\pi \cdot (D_i^2 - D^2)}{4} + B \cdot H - \frac{1}{8} \cdot D_i^2 \cdot [2 \cdot \pi - \alpha - \sin(2 \cdot \pi - \alpha)] \right\}} \quad y_{c_{cam}} = 0 \quad z_{c_{cam}} = \frac{l}{2} \quad (5.199)$$

$$x_{c_{cap}} = 0 \quad y_{c_{cap}} = 0 \quad z_{c_{cap}} = \frac{l}{2} \quad (5.200)$$

$$x_{c_{op}} = -\frac{D-d}{6} \quad y_{c_{op}} = 0 \quad z_{c_{op}} = \frac{l}{2} \quad (5.201)$$

$$x_{c_u} = -\frac{2}{3} \cdot \frac{(D^2 - d^2) \cdot \sin(2\pi - \alpha) - 3 \cdot (D-d) \cdot b \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\alpha(D+d) - 4b}$$

$$y_{c_u} = \frac{-2 \cdot (D-d) \cdot b \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2} - \varphi\right)}{\alpha(D+d) - 4b} \quad z_{c_u} = \frac{l}{2} \quad (5.202)$$

În Anexele 2.c.1-2.c.8 și 2.C.1 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4) cu poziția centrului de masă a motoarelor hidraulice oscilante cu paletă în funcție de unghiul de rotire "φ" a paletii.

### 5.7.2.3. Calculul poziției centrului de masă pentru motorul oscilant cu pinion și cremalieră

Considerând notațiile făcute în schița motorului oscilant cu plunjer și cremalieră din figura 5.15., coordonatele centrului de masă al motorului se determină cu ajutorul relațiilor 5.193, care detaliate devin:

$$x_c = \frac{\frac{l}{2} \cdot (2m_{cap1} + 2m_{cap2} + m_{cam} + m_{ax} + m_{rd}) + \left(h_1 + s + h_p + \frac{l_t}{2}\right) \cdot (m_t + 2m_p) + x_u \cdot m_u}{m_{mol}}$$

$$y_c = 0 \quad z_c = \frac{\left(R_w + \frac{b_t - h}{2}\right) \cdot (m_{ax} + m_{rd} + 2m_{cap2}) + z_{cam} \cdot m_{cam}}{m_{mol}} \quad (5.203)$$

unde:

$$z_{cam} \approx \frac{-\frac{D+d}{2}\left(R_w + \frac{h}{2}\right) + \frac{4}{3}\left(R_w + \frac{h}{2} + \frac{D-d}{4}\right) \cdot \frac{\left(R_w + \frac{h}{2} + \frac{D-d}{2}\right)^2 + \left(R_w + \frac{h}{2} + \frac{D-d}{2}\right) \cdot \left(R_w + \frac{h}{2}\right) + \left(R_w + \frac{h}{2}\right)^2}{2R_w + h + \frac{D-d}{2}}}{2l - 4h - d_w - h + \pi \cdot \left(R_w + \frac{h}{2} + \frac{D-d}{4}\right)} \quad (5.204)$$

În Anexele 2.d.1-2.d.8 și 2.D.1 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4) cu poziția centrului de masă al motoarelor hidraulice oscilante cu pinion cremalieră în funcție de cursa "s" a cremalierii.

### 5.7.3. Calculul momentelor principale de inerție masice în cazul motoarelor hidraulice

#### 5.7.3.1. Calculul momentelor de inerție masice în cazul motorului hidraulic liniar

Pentru motorul hidraulic liniar cu tijă unilaterală prezentat în figura 5.13., momentele de inerție masice sunt date de relațiile:

$$J_x = \frac{1}{2} \left\{ m_{cam} \left[ \left( \frac{d}{2} + \delta \right)^2 + \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right] + 2m_{cap} \left( \frac{d}{2} \right)^2 + m_p \left( \frac{d}{2} \right)^2 + m_t \left( \frac{d_t}{2} \right)^2 + m_{u_1} \left( \frac{d}{2} \right)^2 + m_{u_2} \left[ \left( \frac{d}{2} + \delta \right)^2 + \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right] \right\}$$

$$J_y = J_z = \frac{1}{12} \left\{ m_{cam} \left[ 9 \left( \frac{d}{2} + \delta \right)^2 + 3 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + (l + 2h)^2 \right] + m_{cap} \left[ 6 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + 2h^2 \right] + m_{u_1} \left[ 3 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + s^2 \right] + m_{u_2} \left[ 9 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + \left( \frac{d_t}{2} \right)^2 + (l - s - h_p)^2 \right] + m_t \left[ 3 \left( \frac{d_t}{2} \right)^2 + l_t^2 \right] + m_p \left[ 3 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + h_p^2 \right] + m_{cap} \left[ \left( x_c - \frac{h}{2} \right)^2 + \left( l + \frac{3h}{2} - x_c \right)^2 \right] + m_{cam} \left( x_c - h - \frac{l}{2} \right)^2 + m_p \left( h + s + \frac{h_p}{2} - x_c \right)^2 + m_t \left( h + s + h_p + \frac{l_t}{2} - x_c \right)^2 + m_{u_1} \left( x_c - h - \frac{s}{2} \right)^2 + m_{u_2} \left( h + s + h_p + \frac{l - s - h_p}{2} - x_c \right)^2 \right\} \quad (5.205)$$

În Anexele 2.a.1-2.a.12 și 2.A.2 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4) cu variația momentelor de inerție masice  $J_y = J_z$  ale motoarelor hidraulice liniare cu piston – tijă unilaterală în funcție de cursa "s" a pistonului.

Pentru motorul hidraulic liniar cu tijă bilaterală prezentat în figura 5.12., momentele de inerție masice sunt date de relațiile:

$$J_x = \frac{1}{2} \left\{ m_{cam} \left[ \left( \frac{d}{2} + \delta \right)^2 + \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right] + 2m_{cap} \left( \frac{d}{2} \right)^2 + m_p \left( \frac{d}{2} \right)^2 + m_t \left( \frac{d_t}{2} \right)^2 + m_u \left[ \left( \frac{d}{2} + \delta \right)^2 + \left( \frac{d}{2} \right)^2 \right] \right\}$$

$$\begin{aligned}
J_x = J_z = & \frac{1}{12} \left\{ m_{cam} \left[ 9 \left( \frac{d}{2} + \delta \right)^2 + 3 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + (l + 2h)^2 \right] + m_{cap} \left[ 6 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + 2h^2 \right] + \right. \\
& + m_{u_1} \left[ 9 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + \left( \frac{d_i}{2} \right)^2 + s^2 \right] + m_{u_2} \left[ 9 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + \left( \frac{d_i}{2} \right)^2 + (l - s - h_p)^2 \right] + \\
& + m_{l_1} \left[ 6 \left( \frac{d_i}{2} \right)^2 + 2l_1^2 \right] + m_p \left[ 3 \left( \frac{d}{2} \right)^2 + h_p^2 \right] \left. \right\} + m_{cap} \left[ \left( x_c - \frac{h}{2} \right)^2 + \left( l + \frac{3h}{2} - x_c \right)^2 \right] + \\
& + m_{cam} \left( x_c - h - \frac{l}{2} \right)^2 + m_p \left( h + s + \frac{h_p}{2} - x_c \right)^2 + \frac{m_l}{2} \left[ \left( h + s + h_p + \frac{l_i}{4} - \frac{h_p}{4} - x_c \right)^2 + \right. \\
& \left. + \left( h + s + \frac{l_i}{4} - \frac{4p}{4} - x_c \right)^2 \right] + m_{u_1} \left( x_c - h - \frac{s}{2} \right)^2 + m_{u_2} \left( h + \frac{l + 4p + s}{2} - x_c \right)^2
\end{aligned} \tag{5.206}$$

În Anexele 2.b.1-2.b.10 și 2.B.2 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4) cu variația momentelor de inerție masice  $J_y = J_z$  ale motoarelor hidraulice liniare cu piston – tijă bilaterală în funcție de cursa "s" a pistonului.

### 5.7.3.2. Calculul momentelor de inerție masice pentru motorul cu paletă oscilantă

Pentru motorul cu paletă oscilantă prezentat în figura 5.14., momentele de inerție masice sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned}
J_x = & \frac{1}{12} \left\{ m_{pal} \cdot \left[ b^2 + \frac{(D-d)^2}{4} \right] + m_{ax} \cdot \left( 3 \cdot \frac{d^2}{4} + l_{ax}^2 \right) + 2 \cdot m_{cap} \cdot \left[ 3 \cdot \left( 3 \cdot \frac{D_e^2}{4} + \frac{D^2}{4} \right) + h^2 \right] + \right. \\
& + m_{cam1} \cdot \left[ 3 \cdot \left( 3 \cdot \frac{D_e^2}{4} + \frac{D^2}{4} \right) + h^2 \right] + m_{cam2} \cdot (H^2 + B^2) + \frac{m_{op} \cdot (\rho_{op} - \rho_u)}{\rho_{op}} \cdot \left[ \frac{(D-d)^2}{4} + \frac{(D+d)^2}{16} \cdot (2\pi - \alpha) \right] + \\
& + \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (l - 2 \cdot h) \cdot \left[ 3 \cdot \left( 3 \cdot \frac{D^2}{4} + \frac{d^2}{4} \right) + (l - 2 \cdot h)^2 \right] \cdot \rho_u \left. \right\} + m_{ax} \cdot \left[ y_c^2 + \left( \frac{l+a}{2} - z_c \right)^2 \right] + \\
& m_{cap} \cdot \left[ 2 \cdot y_c^2 + z_c^2 + (l - h - z_c)^2 \right] + \left( m_{cam} + m_{op} \cdot \frac{\rho_{op} - \rho_u}{\rho_{op}} + \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (l - 2 \cdot h) \cdot \rho_u \right) \cdot \left[ y_c^2 + (z_c - h)^2 \right] + \\
& + m_{pal} \cdot \left[ (y_c - y_{cpal})^2 + (z_c - h)^2 \right]
\end{aligned}$$

unde:

$$m_{cam1} = \frac{\pi \cdot (D_e^2 - D^2)}{4} \cdot (l - 2 \cdot h) \cdot \rho_{cam}$$

iar

$$m_{cam2} = B \cdot H \cdot (l - 2 \cdot h) \cdot \rho_{cam}$$

$$\begin{aligned}
J_y \approx & \frac{1}{12} \cdot \left\{ m_{pal} \cdot \left[ (l-2 \cdot h)^2 + \frac{(D-d)^2}{4} \right] + m_{ax} \cdot \left( 3 \cdot \frac{d^2}{4} + l_{ax}^2 \right) + 2 \cdot m_{cap} \cdot \left[ 3 \cdot \left( 3 \cdot \frac{D_e^2}{4} + \frac{D^2}{4} \right) + h^2 \right] + \right. \\
& + m_{cam1} \cdot \left[ 3 \cdot \left( 3 \cdot \frac{D_e^2}{4} + \frac{D^2}{4} \right) + (l-2 \cdot h)^2 \right] + \frac{m_{op} \cdot (\rho_{op} - \rho_u)}{\rho_{op}} \cdot \left[ \frac{(D-d)^2}{4} + (l-2 \cdot h)^2 \right] + \\
& + m_{cam2} \cdot \left( H^2 + (l-2 \cdot h)^2 \right) + \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (l-2 \cdot h) \cdot \left[ 3 \cdot \left( 3 \cdot \frac{D^2}{4} + \frac{d^2}{4} \right) + (l-2 \cdot h)^2 \right] \cdot \rho_u \left. \right\} + \\
& + m_{cap} \cdot \left[ 2 \cdot x_c^2 + z_c^2 + (l-h-z_c)^2 \right] + \left( m_{cam1} + \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (l-2 \cdot h) \cdot \rho_u \right) \cdot \left[ x_c^2 + (z_c - h)^2 \right] + \\
& + m_{op} \cdot \frac{\rho_{op} - \rho_u}{\rho_{op}} \cdot \left[ \left( x_c - \frac{D+d}{4} \right)^2 + (z_c - h)^2 \right] + m_{cam2} \cdot \left[ \left( \frac{\sqrt{D_e^2 - B^2}}{2} + \frac{H}{2} - x_c \right)^2 + (z_c - h)^2 \right] + \\
& + m_{pal} \cdot \left[ (x_c - x_{cpal})^2 + (z_c - h)^2 \right] + m_{ax} \cdot \left[ x_c^2 + \left( \frac{l+a}{2} - z_c \right)^2 \right]
\end{aligned} \tag{5.207}$$

$$\begin{aligned}
J_z \approx & \frac{1}{12} \cdot \left\{ m_{pal} \cdot \left[ b^2 + (l-2 \cdot h)^2 \right] + m_{ax} \cdot \frac{3 \cdot d^2}{2} + \frac{3}{2} \cdot (2 \cdot m_{cap} + m_{cam1}) \cdot (D_e^2 + D^2) + m_{cam2} \cdot \left( (l-2 \cdot h)^2 + B^2 \right) + \right. \\
& + \frac{m_{op} \cdot (\rho_{op} - \rho_u)}{\rho_{op}} \cdot \left[ (l-2 \cdot h)^2 + \frac{(D+d)^2}{16} \cdot (2\pi - \alpha) \right] + \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (l-2 \cdot h) \cdot \left( \frac{D^2}{4} + \frac{d^2}{4} \right) \cdot \rho_u \left. \right\} + \\
& + \left( m_{ax} + 2 \cdot m_{cap} + m_{cam1} + \frac{\pi}{4} \cdot (D^2 - d^2) \cdot (l-2 \cdot h) \cdot \rho_u \right) \cdot \left[ y_c^2 + x_c^2 \right] + m_{op} \cdot \frac{\rho_{op} - \rho_u}{\rho_{op}} \cdot \left[ y_c^2 + \left( x_c - \frac{D+d}{4} \right)^2 \right] + \\
& + m_{cam2} \cdot \left[ \left( \frac{\sqrt{D_e^2 - B^2}}{2} + \frac{H}{2} - x_c \right)^2 + y_c^2 \right] + m_{pal} \cdot \left[ (y_c - y_{cpal})^2 + (x_c - x_{cpal})^2 \right]
\end{aligned}$$

În Anexele 2.c.1-2.c.8 și 2.C.2 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4) cu variația momentelor de inerție masice  $J_x, J_y, J_z$  ale motoarelor hidraulice oscilante cu paletă în funcție de unghiul de rotire "φ" a paletei.

### 5.7.3.3. Calculul momentelor de inerție masice pentru motorul oscilant cu pinion și cremalieră

Pentru motorul oscilant cu pinion și cremalieră prezentat în figura 5.15., momentele de inerție masice sunt date de relațiile:

$$\begin{aligned}
J_x = & \left\{ \frac{1}{2} \cdot m_{cap1} \cdot \frac{D^2}{2} + m_u \cdot \frac{d^2}{4} + m_t \cdot \frac{b_t^2}{4} + \frac{m_{cap2}}{3} \left[ 3 \left( 3 \cdot \frac{D_c^2}{4} + \frac{d_{ax}^2}{4} \right) + h_2^2 \right] + \frac{m_{ax}}{4} \left( 3 \cdot \frac{d_{ax}^2}{4} + l_{ax}^2 \right) + \right. \\
& + \frac{m_{rd}}{12} \left[ 3 \left( 3R_w^2 + \frac{d_{ax}^2}{4} \right) + b_{rd}^2 \right] + m_p \cdot \frac{d^2}{2} \left. \right\} + z_c^2 \cdot (2 \cdot m_{cap1} + m_{u1} + m_{u2} + m_t + m_p) + \\
& + \left[ 2m_{cap2} + m_{ax} + m_{rd} \right] \cdot \left( R_w + b_t - \frac{h}{2} - z_c \right)^2
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_1 = & \frac{1}{2} \left\{ \frac{m_{cap1}}{6} \left( 3 \frac{D^2}{4} + h_1^2 \right) + \frac{m_{v1}}{6} \left( 3 \frac{d^2}{4} + s^2 \right) + \frac{m_{v2}}{6} \left[ 3 \frac{d^2}{4} + (l - 2h_1 - 2h_p - l_i) \right] + \right. \\
 & + \frac{m_l}{6} \left[ 3 \frac{b_i^2}{4} + l_i^2 \right] + \frac{m_r}{3} \left( 3 \frac{d^2}{4} + h_p^2 \right) + 2m_{cap2} \left( \frac{D_c^2}{4} + \frac{d_{ax}^2}{4} \right) + m_{ax} \frac{d_{ax}^2}{4} + m_{rd} \left( R_w^2 + \frac{d_{ax}^2}{4} \right) \left. \right\} \\
 & + m_{ax1} \left[ x_c^2 + (l - h_1 - x_c)^2 + 2 \cdot z_c^2 \right] + m_{v1} \left[ (x_c - h_1)^2 + z_c^2 \right] + m_{v2} \cdot \left[ (l_i + 2 \cdot h_p + h_1 + s - x_c)^2 + z_c^2 \right] + \\
 & + m_l \left[ (x_c - h_1 - s - h_p)^2 + z_c^2 \right] + m_r \cdot \left[ (x_c - s - h_1)^2 + (h_1 + s + l_i + h_p - x_c)^2 + 2 \cdot z_c^2 \right] + \\
 & + \left[ 2m_{cap2} + m_{ax} + m_{rd} \right] \cdot \left[ \left( x_c - \frac{l}{2} \right)^2 + \left( R_w + b_i - \frac{h}{2} - z_c \right)^2 \right]
 \end{aligned} \tag{5.208}$$

$$\begin{aligned}
 J_2 = & \frac{1}{12} \left\{ 2m_{cap1} \left( 3 \frac{D^2}{4} + h_1^2 \right) + m_{v1} \left( 3 \frac{d^2}{4} + s^2 \right) + m_{v2} \left[ 3 \frac{d^2}{4} + (l - 2h_1 - 2h_p - l_i)^2 \right] + m_l \left( 3 \frac{b_i^2}{4} + l_i^2 \right) + \right. \\
 & + 2m_r \left( 3 \frac{d^2}{4} + h_p^2 \right) + 2m_{cap2} \left[ 3 \left( 3 \frac{D_c^2}{4} + \frac{d_{ax}^2}{4} \right) + h_2^2 \right] + m_{ax} \left( 3 \frac{d_{ax}^2}{4} + l_{ax}^2 \right) + m_{rd} \left[ 3 \left( 3R_w^2 + \frac{d_{ax}^2}{4} \right) + b_{rd}^2 \right] \left. \right\} + \\
 & + m_{ax1} \left[ x_c^2 + (l - h_1 - x_c)^2 \right] + m_{v1} (x_c - h_1)^2 + m_{v2} (l_i + 2 \cdot h_p + h_1 + s - x_c)^2 + m_l (x_c - h_1 - s - h_p)^2 + \\
 & + m_r \cdot \left[ (x_c - s - h_1)^2 + (h_1 + s + l_i + h_p - x_c)^2 \right] + \left[ 2m_{cap2} + m_{ax} + m_{rd} + m_{cam} \right] \cdot \left( x_c - \frac{l}{2} \right)^2
 \end{aligned}$$

În Anexele 2.d.1-2.d.8 și 2.D.2 se prezintă tabelele și nomogramele realizate cu ajutorul unui program scris în Visual Basic (Anexa 4) cu variația momentelor de inerție masice  $J_x, J_y, J_z$  ale motoarelor hidraulice oscilante cu pinion cremalieră în funcție de cursa "s" a cremalierei.

### 5.8. Alegerea motoarelor de acționare, elementelor de acționare hidraulică, reductoarelor, etc. (prima iterație)

Pentru alegerea motoarelor de acționare se pornește de la puterea necesară a fi dezvoltată în c.c.c. "i" care s-a determinat cu ajutorul relației (5.22) pentru prima c.c.c., cea mai apropiată de efortul final și cu relația (5.151) pentru restul cuplelor cinematice conducătoare.

Dacă robotul industrial este acționat hidraulic, pe baza relațiilor deduse și a nomogramelor întocmite conform paragrafului 5.7, după ce în prealabil s-a stabilit tipul motorului de utilizat, se alege motorul, după care se determină succesiv masa, centrul de masă, momentele de inerție masice în raport cu axele principale de inerție pentru motorul ales aferent fiecărei cuple cinematice, pornind de la puterea necesară de acționare în c.c.c. respectivă. Se procedează similar și pentru elementele de acționare hidraulică, reductoare, etc.

Pasul următor este acela de amplasare a motorului și a elementelor aferente pe elementul corespunzător al dispozitivului de ghidare, astfel încât la calculul puterii necesare a fi dezvoltată în c.c.c. din "aval" să poată fi utilizate informațiile obținute din alegerea motorului și a elementelor aferente (mase, poziții ale centrelor de masă, momente principale de inerție, direcțiile axelor principale de inerție, etc.).

Această metodologie de calcul al puterii necesare a fi dezvoltată la nivelul unei cuple cinematice conducătoare, de alegere și amplasare a motoarelor de acționare și a elementelor aferente, se repetă pentru fiecare c.c.c. "i", astfel încât se pornește de la c.c.c. cea mai apropiată de efortul final și se ajunge în final la c.c.c. cea mai apropiată de baza robotului.

### 5.9. Calculul cinetostatic; iterația a doua

După ce s-au ales și s-au amplasat motoarele de acționare și elementele aferente pe elementele componente ale dispozitivului de ghidare a robotului, se poate trece la iterația următoare, "k=2", conform organigramei prezentate în figura 5.1.

În cadrul acestei iterații – a doua – se reface calculul cinetostatic, determinându-se reacțiunile din cuplele cinematice, luând în considerare și forțele/momentele reduse în cuplele cinematice și greutatele motoarelor, elementelor de acționare, reductoarelor, etc.

Calcululele se refac pentru diferite poziții ale dispozitivului de ghidare, poziții rezultate din programul tipic de lucru.

### 5.10. Dimensionarea structurii de rezistență a elementelor structurii mecanice; a doua iterație

Dimensionarea structurii de rezistență a elementelor structurii mecanice se realizează în conformitate cu calcululele prevăzute în paragraful 5.4., dar în acest caz se ia în considerare greutatele motoarelor, a elementelor de acționare hidraulică, a reductoarelor, etc., forțele/momentele reduse, reacțiunile în cuplele cinematice.

Se fac verificările de rezistență/rigiditate, componentele dispozitivului de ghidare fiind solicitate la încovoiere și/sau torsiune.

Dacă se modifică dimensiunile componentelor structurii, se recalculează masa, poziția centrului de masă, momentele de inerție masice, în raport cu axele principale de inerție pentru structura de rezistență a fiecărui element.

Se determină în continuare centrul de masă, masa totală, axele principale de inerție, momentele de inerție masice în raport cu aceste axe pentru structura de rezistență aferentă elementului în cauză, compusă din componentele pentru care s-a efectuat calculul.

În cazul în care nu apar modificări ale dimensiunilor elementelor structurii mecanice, se trece la pasul următor.

### 5.11. Verificarea puterii motoarelor de acționare a mișcării relative a elementelor cuplelor cinematice conducătoare; a doua iterație

Se refac calcululele prezentate în paragraful 5.5. calculându-se, pentru diferitele momente ale ciclului tipic de lucru ales, forțele generalizate reduse în fiecare cuplă cinematică conducătoare. Forțele generalizate reduse la nivelul fiecărei cuple cinematice conducătoare se vor calcula cu ajutorul relațiilor (5.21) pentru prima cuplă cinematică conducătoare, cea mai apropiată de efectorul final al robotului și respectiv cu ajutorul relației (5.150) pentru restul cuplelor cinematice conducătoare ale robotului.

Puterea necesară a fi dezvoltată în c.c.c. "i" se determină cu ajutorul relației (5.22) pentru prima c.c.c., cea mai apropiată de efectorul final și cu relația (5.151) pentru restul cuplelor cinematice conducătoare.

În cazul în care puterea motorului ales este mai mică decât puterea necesară a fi dezvoltată în c.c.c. "i", motorul va trebui reales astfel încât să respecte relația (5.153).

Dacă se aleg alte motoare, elemente de acționare hidraulică, reductoare, se refac operațiile din paragrafele 5.8. ca a doua iterație și se repetă operațiile din paragrafele 5.9. respectiv 5.10 și din acest paragraf ca a treia iterație.



## 5.12. Calculul dinamic exact

Calcululele prezentate în paragraful 5.5. corespund calcului dinamic aproximativ în vederea determinării puterii motoarelor de acționare, în cadrul căruia se consideră că fiecare c.c.c. acționează un singur sistem mecanic izolat, constituit din toate elementele aflate în "aval" de el, immobilizate relativ în poziția cea mai dezavantajoasă din punct de vedere dinamic și nu există interdependențe dinamice dintre acționările diferitelor cuple cinematice (fenomenul de "cuplare").

În realitate, fenomenul de "cuplare" există, ceea ce face ca rezultatele calcului dinamic aproximativ să fie eronate până la 30% în cazul apariției unor viteze mari.

Pentru calculul exact al puterii motoarelor de acționare, stadiul atins la paragraful 11 se consideră o treaptă de iterație (a doua sau a treia).

Ultima treaptă de iterație (a treia sau a patra) constă în calculul forțelor generalizate reduse cu una din metodele cunoscute (formalismul Lagrange, principiul lui d'Alambert, principiul sau Newton-Euler) folosind masele, centrele de masă, momentele de inerție masice în raport cu axele principale de inerție, calculate conform paragrafelor 5.9 și 5.10.

Deși metoda iterativă Newton-Euler oferă avantajul obținerii și implementării ecuațiilor dinamice ale robotului în vederea conducerii acestuia în timp real și pentru că în cazul de față se dorește doar o verificare a alegerii corecte a acționării robotului în ceea ce urmează se va apela la formalismul Lagrange. Această metodă permite obținerea cu ușurință a ecuațiilor dinamice ale robotului, ecuații care se vor utiliza ulterior pentru determinarea forțelor pe care trebuie să le dezvolte acționările robotului și deci implicit verificarea acționărilor alese. Autorul a optat pentru utilizarea în cadrul tezei a formalismului Lagrange.

Deoarece fiecare element al lanțului cinematic al robotului nu dispune decât de un singur grad de libertate – translație sau rotație – caracterizat de coordonatele generalizate  $q_i$ , sistemul de ecuații Lagrange de speța a II-a este:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial E_c}{\partial q_i} = Q_i, \quad i = 1 \dots n. \quad (5.209)$$

unde

- $n$  reprezintă numărul gradelor de libertate al robotului;
- $E_c$  reprezintă energia cinetică a robotului;
- $\dot{q}_i = \frac{dq_i}{dt}$  reprezintă viteza (liniară/unghiulară) a elementului „i”;
- $q_i$  reprezintă coordonata generalizată a elementului „i”;
- $Q_i$  reprezintă forța generalizată; și în general asupra robotului pot acționa următoarele tipuri de forțe și momente exterioare:
  - componenta  $Q_{i,n}$  din forța generalizată căreia îi corespunde tursorul  $\tau_{BF}$  ce acționează la efectorul final al robotului și care se transmite la cuplele cinematice conducătoare prin intermediul transpusei matricei jacobian a robotului;
  - componenta  $Q_{i,m}$  din forța generalizată căreia îi corespunde tursorul activ  $\tau_{m,i}$  din cuple, produs de motoarele de acționare;
  - componenta  $Q_{i,g}$  aferentă forțelor gravitaționale ale elementelor robotului și ale elementelor acționării dispuse pe structura robotului;
  - componenta  $Q_{i,w}$  aferentă forțelor și momentelor exterioare de orice altă natură care acționează în puncte oarecare ale robotului.

Deoarece forțele gravitaționale sunt forțe conservative, conform [D.9] componenta din  $Q_i$  aferentă forțelor gravitaționale poate fi scrisă sub următoarea formă :

$$Q_{ig} = -\frac{\partial E_p}{\partial q_i} \quad (5.210)$$

și cum funcția de forță gravitațională nu depinde în nici un caz de viteze se poate scrie relația 5.209 sub următoarea formă:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_{i_{ef}} + Q_{i_{act}} + Q_{i_{ext}} \quad (5.211)$$

$i = 1 \dots n.$

unde:

$$L = E_c - E_p \quad (5.212)$$

reprezintă funcția lui Lagrange și este energia reală a sistemului adică diferența dintre energia cinetică  $E_c$  și energia potențială  $E_p$ . Relația este adevărată dacă elementele lanțului cinematic al robotului sunt solide rigide, adică ele nu înmagazinează energie internă.

În cazul particular când asupra robotului nu acționează forțe tehnologice sau perturbatoare externe (cazul unui robot de manipulare) se face observația că cele două componente  $Q_{i_{gr}}$  și  $Q_{i_{ca}}$  se anulează.

În vederea realizării efective a calculului se poate utiliza fie relația 5.209, fie relația 5.211. Mărimile care intervin în aceste relații se determină după cum urmează:

a)  $L = E_c - E_p$  reprezintă funcția lui Lagrange

în care:

- $E_p$  reprezintă energia potențială a robotului și este dată de  $E_p = \sum_1^n m_i \cdot g \cdot z_{s_i}^0$ ,

unde:

- $g$  reprezintă accelerația gravitațională;
- $m_i$  reprezintă masa corpului „i”;
- $z_{s_i}^0$  reprezintă cota centrului de masă a corpului „i” în sistemul de coordonate de referință;
- $E_{Ci}$  reprezintă energia cinetică a corpului „i”, compusă din:
  - energia cinetică de translație notată  $E_{Ci}^{(T)}$ , care reprezintă rezultatul semiprodusului dintre masă și pătratul vitezei centrului de masă a elementului „i”, în raport cu un reper fix legat de baza robotului.

$$E_{Ci}^{(T)} = \frac{1}{2} m_i \cdot \underline{V}_{s_i}^2 \quad (5.213)$$

unde:

- $m_i$  reprezintă masa elementului „i”;
- $\underline{V}_{s_i}^0$  reprezintă viteza centrului de masă  $S_i$  față de sistemul de referință legat de baza robotului,
- energia cinetică de rotație notată  $E_{Ci}^{(R)}$  care fie se calculează ca semiprodus dintre momentul de inerție al elementului care are axa de rotație axa verticală care trece prin originea sistemului de referință legat de baza robotului și pătratul vitezei unghiulare a elementului în raport cu reperul fix legat de baza robotului.

$$E_{Ci}^{(R)} = \frac{1}{2} J_{\Delta 1, i} \cdot \underline{\omega}_i^2 \quad (5.214)$$

fie pornind de la acest tip de relație și utilizând teorema lui Steiner se va ajunge la exprimarea energiei cinetice de rotație în sistemul de referință legat de baza robotului.

Forțele generalizate  $Q_i$  se determină pornind de la calculul lucrului mecanic virtual al unui sistem de forțe ce acționează asupra unui robot cu „n” grade de libertate. Conform [D9] presupunând că asupra elementului „i” acționează  $k$  forțe  $\bar{F}_j$  și  $h$  momente  $\bar{M}_j$ , lucrul mecanic virtual pentru întregul robot cu „n” grade de libertate este:

$$\delta L = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^k {}^0 \bar{F}_j \cdot \delta {}^0 \bar{r}_i + \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^h {}^0 \bar{M}_j \cdot \delta \bar{\theta}_i \quad (5.215)$$

În acest caz relația (5.209) va deveni:

$$\sum_{j=1}^n \left( A_j \cdot \ddot{q}_j + B_j \cdot \dot{q}_j^2 + \sum_{k=j+1}^n C_{jk} \cdot \dot{q}_j \cdot \dot{q}_k \right) = Q_i \quad (5.216)$$

$i = 1 \dots n$ .

sau sub formă matriceală:

$$A(\underline{q}) \ddot{\underline{q}} + B(\underline{q}) \dot{\underline{q}}^2 + C(\underline{q}) \dot{\underline{q}} \cdot \dot{\underline{q}} + \underline{Q}(\underline{q}) = \underline{\tau}_q \quad (5.217)$$

în care

-  $\ddot{\underline{q}} = \begin{pmatrix} \ddot{q}_1 & \ddot{q}_2 & \dots & \ddot{q}_n \end{pmatrix}^T$  reprezintă vectorul accelerație;

-  $\dot{\underline{q}}^2 = \begin{pmatrix} \dot{q}_1^2 & \dot{q}_2^2 & \dots & \dot{q}_n^2 \end{pmatrix}^T$  reprezintă vectorul pătratelor vitezelor generalizate;

-  $\dot{\underline{q}} \cdot \dot{\underline{q}} = \begin{pmatrix} \dot{q}_1 \dot{q}_2 & \dot{q}_1 \dot{q}_3 & \dots & \dot{q}_1 \dot{q}_n & \dot{q}_2 \dot{q}_3 & \dots & \dot{q}_2 \dot{q}_n & \dots & \dot{q}_{n-1} \dot{q}_n \end{pmatrix}^T$  reprezintă vectorul produs

cartezian al vitezelor având  $n(n-1)/2$  componente;

-  $A(\underline{q})$ ,  $B(\underline{q})$ ,  $C(\underline{q})$  sunt matricile formate cu coeficienții dinamici ai robotului și ele depind de configurația robotului la un moment dat.

Examinând sistemul (5.217) se observă că sistemul se referă la un sistem de ecuații de echilibru dinamic al forțelor. Deci:

-  $A(\underline{q}) \ddot{\underline{q}}$  reprezintă vectorul forțelor de inerție, astfel  $A(\underline{q})$  fiind matricea energiei cinetice simetrică, pozitiv definită;

-  $B(\underline{q}) \dot{\underline{q}}^2$  reprezintă vectorul forțelor centrifuge;

-  $C(\underline{q}) \dot{\underline{q}} \cdot \dot{\underline{q}}$  reprezintă vectorul forțelor de cuplaj dintre articulații, sau forțele Coriolis

Ordinograma pentru obținerea ecuațiilor modelului dinamic al roboților utilizând formalismul Lagrange se prezintă în figura 5.16.

Din calculul dinamic exact rezultă forțele generalizate exacte pentru fiecare axă în funcție de timp. Cu ajutorul lor se verifică motoarele alese.

Se verifică puterea motoarelor de acționare conform paragrafului 5.11. În cazul în care aceste puteri sunt insuficiente, se aleg alte motoare, elemente de acționare hidraulică, reductoare și se refac calculele de verificare conform paragrafului 5.12.

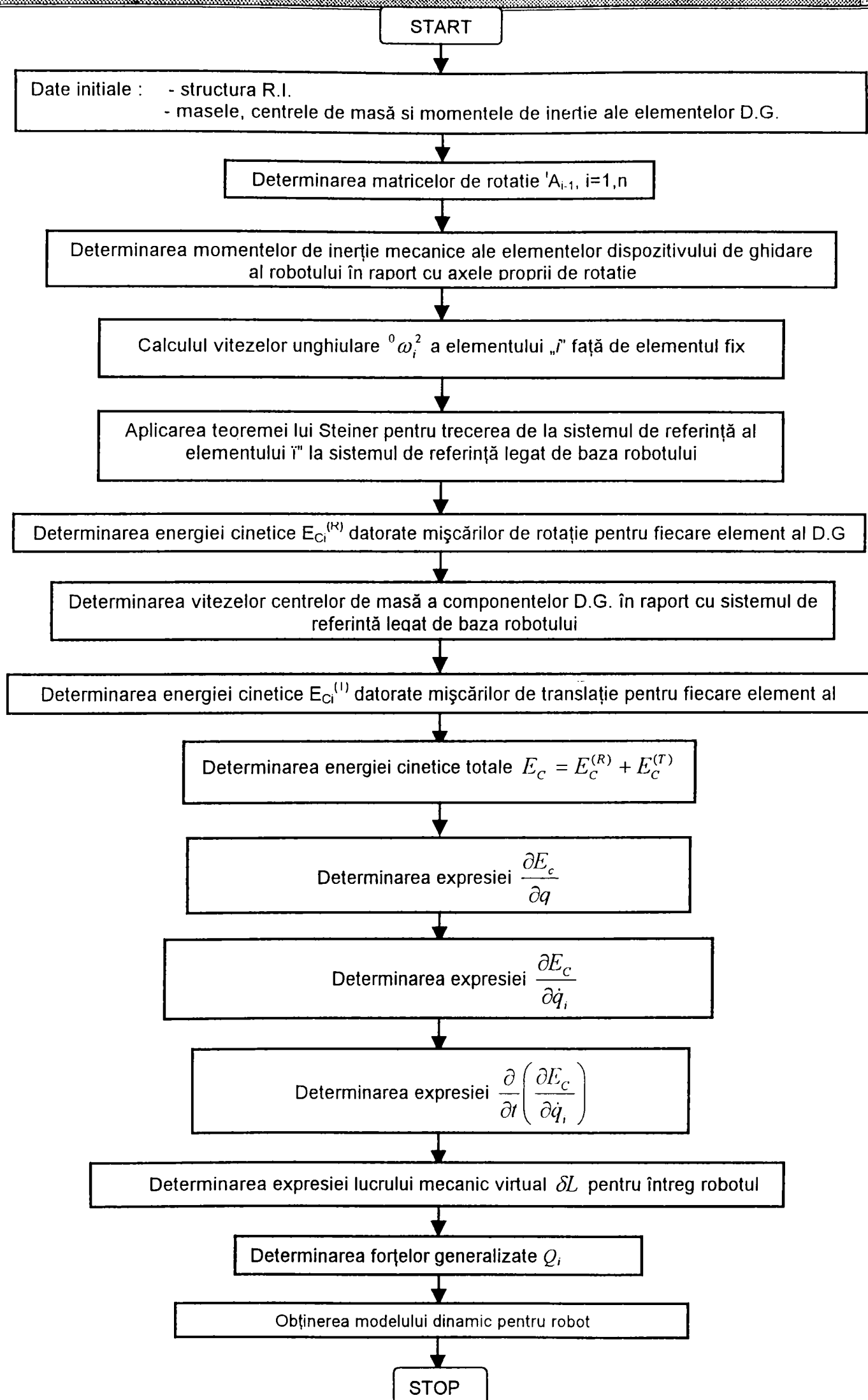


Fig. 5.16. Ordinograma pentru obținerea ecuațiilor modelului dinamic al robotului

## CAPITOLUL 6

### *Exemplu de alegere a motoarelor de acționare a modulelor roboților industriali*

#### 6.1. Modul de punere a problemei

Pornindu-se de la considerentele teoretice prezentate în capitolul 5, în ceea ce urmează se concretizează metoda propusă prin exemplificarea modalității de alegere a motoarelor de acționare și a elementelor aferente de la nivelul fiecărei cuple cinematice conducătoare a unui robot cu acționare hidraulică, care servește o celulă de fabricație flexibilă de strunjire.

În acest scop se consideră un caz concret, tipic, descris în ceea ce urmează. Se pornește de la planul de amplasament a celulei de fabricație flexibilă prezentat în figura 6.1 având în componența sa următoarele subsisteme:

- robot industrial (RI) cu mecanismul generator de traiectorie de tip TRT (având cuplele conducătoare A, B, C) cu o posibilitate suplimentară de rotație dată de cupla D și prevăzut cu un modul de micromișcare MM în vederea introducerii/scoaterii facile a obiectului de lucru (OL) în/din dispozitivul de lucru al strungului (R.I. RH10);
- instalație aducătoare semifabricat (IASf);
- instalație de evacuare piesă finită (IEpf);
- strung paralel (SP 340 CNC/S 810T) ale cărui caracteristici sunt prezentate în Anexa 4;
- instalație de evacuare a deșeurilor (IEd) a strungului paralel;
- paletă (Pa) aducătoare/evacuare a obiectului de lucru, cu 6 locașuri.

După cum se observă și din cele două vederi ale planului de amplasament, sarcina RI este de a prelua semifabricatul dintr-un locaș al Pa amplasată pe IASf, de a-l transfera pe SP unde acesta este prelucrat. După prelucrarea OL, urmează prehensiunea lui și transferul acestuia în vederea evacuării cu ajutorul paletei de evacuare amplasată pe IEpf. OL va fi pus de către R.I. în locașul Pa de evacuare corespunzător Pa aducătoare.

Pe instalația aducătoare de semifabricate IASf sunt aduse câte șase semifabricate așezate pe câte o paletă Pa – fixată pe banda dispozitivului de transfer. Indicele exponențial <sup>1</sup> atașat punctelor 2, 3, 4, 16, 17 și 18 se referă la pozițiile corespunzătoare OL cu numărul 1 din cele șase aflate pe paletă. La manipularea celui de-al doilea OL se va utiliza indicele exponențial <sup>2</sup>, ș.a.m.d.

Ciclograma sistemului este reprezentată în figura 6.2. Se face observația că s-a notat cu DP – dispozitivul de prehensiune al robotului, cu VM – vârful mobil al păpușii mobile a SP.

Dacă comanda RI nu se face secvențial, ci punct cu punct (PTP) mișcările relative ale elementelor celor trei cuple se suprapun. În cazul discutat mișcările ce urmează a se suprapune sunt 5-5', 5'-5'', 5''-6, respectiv 14-14', 14'-14'' și 14''-15.

În acest caz apare o suprapunere de timpi în secvențele 5-5', 5'-5'' și 5''-6 astfel încât timpul  $t_{56}$  va fi dat de relația  $t_{56} = \max(t_{55'}, t_{5'5''}, t_{5''6})$ .

În ceea ce urmează se parcurge fiecare bloc al ordinogramei 5.1 în vederea atingerii dezideratului final: alegerea motoarelor de acționare și a elementelor aferente de la nivelul fiecărei cuple cinematice conducătoare a R.I.

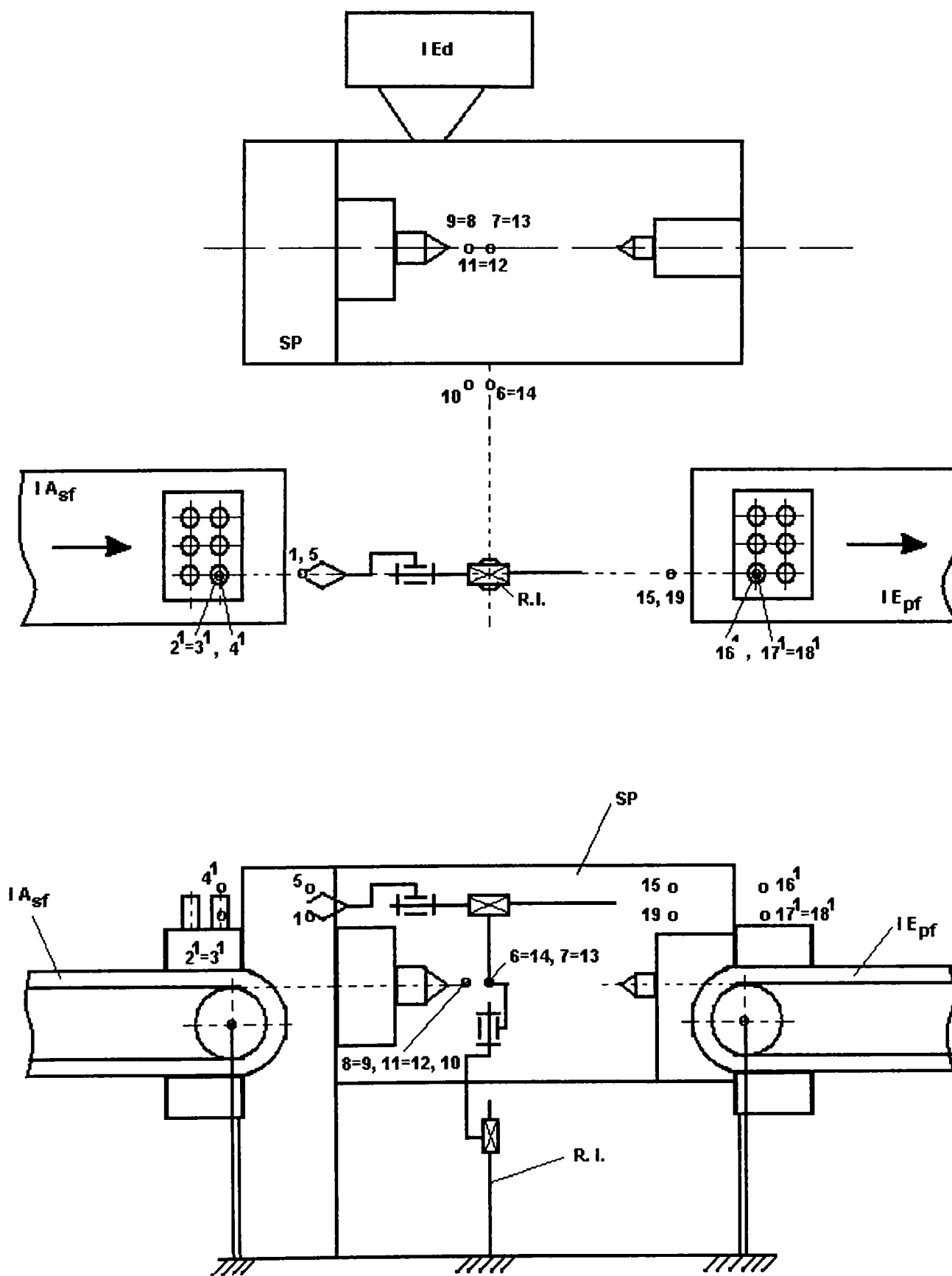


Fig.6.1. Planul de amplasament al celulei de fabricație flexibilă

Timpul total de parcurgere al unui ciclu de către un OL este dat de:

$$T = \frac{(t_{IAsf} + t_{IEpf})}{k} + \sum_{i=1}^n t_{i,i+1} \tag{6.1}$$



unde.

$t_{IASf}$ , respectiv  $t_{IEPf}$  reprezintă timpii de aducere/evacuare a paletii cu obiecte de lucru,

$t_{i,r+1}$  timpii pentru o secvență conform ciclogramei specifice.

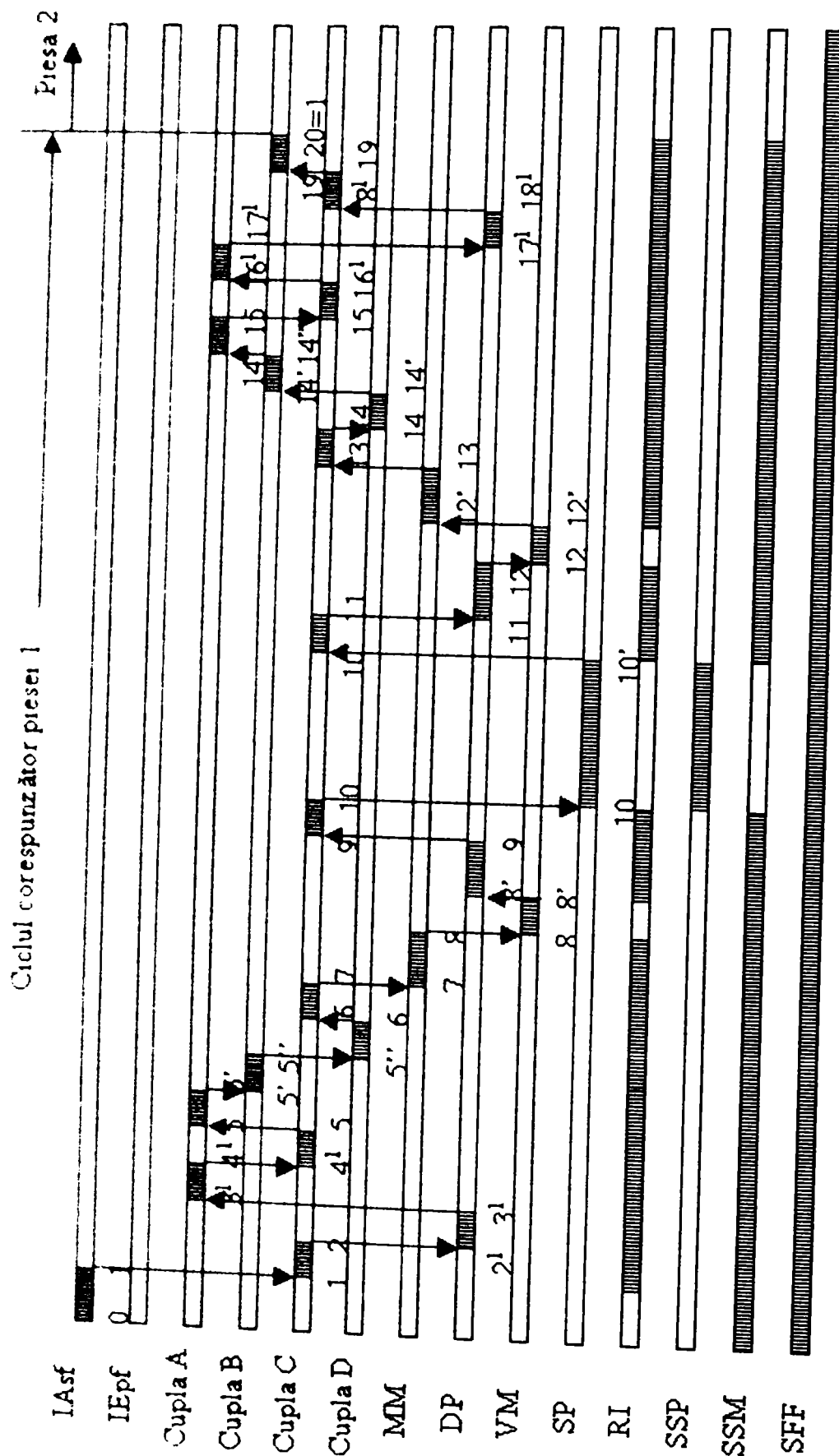


Fig.6.2. Ciclograma funcțională a unei linii de fabricație flexibilă prezentată în figura 6.1.

## 6.2 Date inițiale

RI pentru care se dimensionează elementele de acționare – are schema cinematică din figura 6.3:

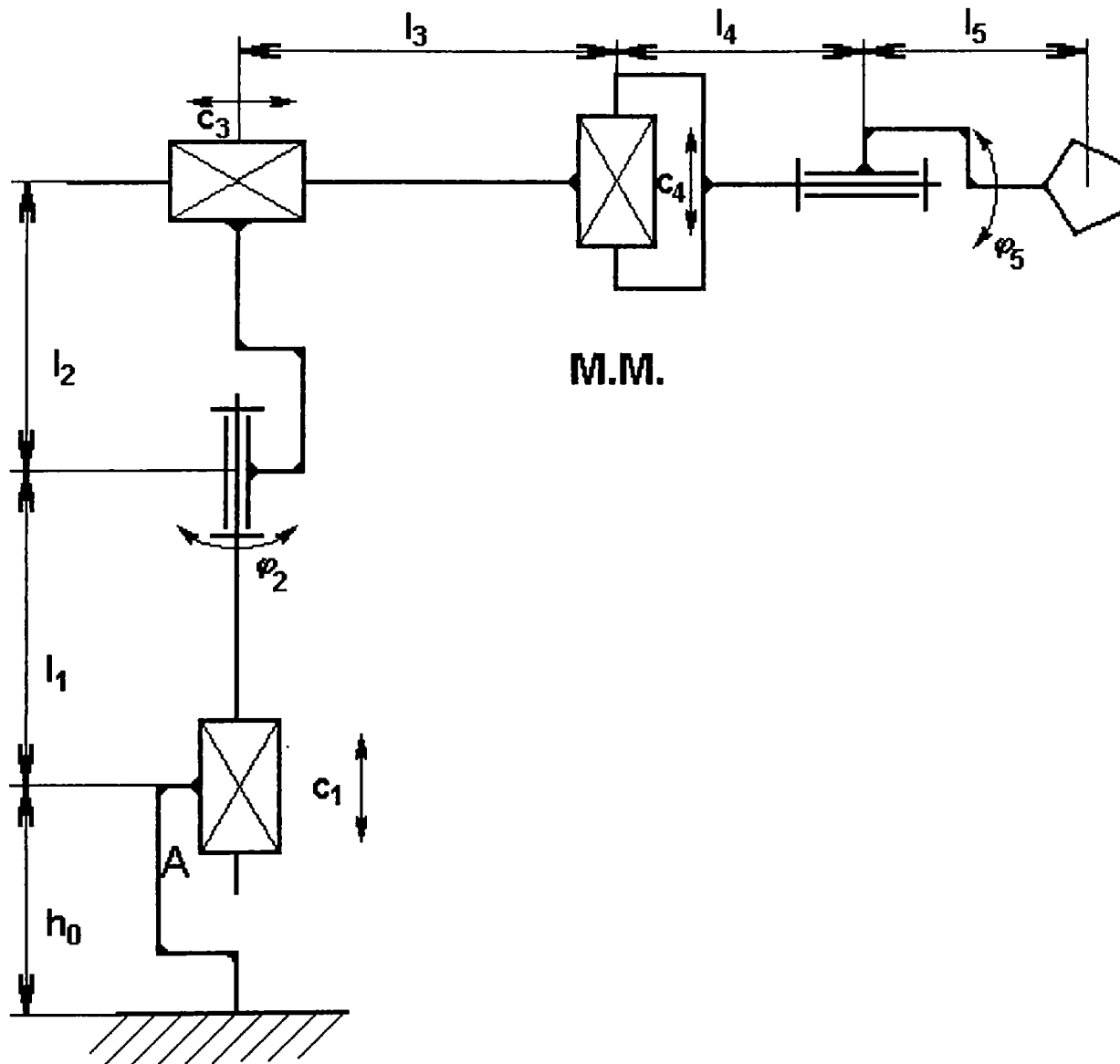


Fig.6.3. Schema cinematică a mecanismelor sistemului mecanic al robotului RH - 10

Din sarcina de lucru rezultată din manipulările pe care trebuie să le execute robotul în cadrul sistemului de fabricație flexibilă, se deduc următoarele dimensiuni pentru elementele RI și următoarele curse pe care fiecare cuplă cinematică conducătoare trebuie să o efectueze, caracteristici, care sunt prezentate în tabelul 6.1.

Tabelul 6.1. Datele dimensiunale ale schemei cinematice ale DG al RI RH – 10

$l_1$	$h_0$	$l_2$	$l_3$	$l_4$	$l_5$	$c_1$	$\varphi_2$	$c_3$	$c_4$	$\Phi_5$
475	230	385	270	90	410	150	$180^\circ$	300	50	$90^\circ$

Robotul se dorește a fi acționat hidraulic. Agentul de lucru (uleiul hidraulic) va avea presiunea de  $\Delta p = 80$  atm. Uleiul sub presiune va fi asigurat de o stație auxiliară de preparare a agentului de lucru.

Următorul pas este acela al stabilirii programului de lucru tipic. Pentru aceasta – pornindu-se de la planul de amplasament al celulei de fabricație – se vor identifica secvențele de mișcare ale RI și se vor preciza acele secvențe ce pot fi suprapuse.

Aceste secvențe sunt prezentate în tabelul 6.2.

Tabelul 6.2. Secvențele de mișcare ale ciclogramei

Nr. Secvența	Explicatia
1 0-1	apucarea Pa cu semifabricatelor de către IA <sub>sf</sub> în poziția de preluare a OL de către RI; timpul $t_{01}$ de transfer a paletii din punctul 0 în punctul 1 este dat de raportul dintre distanța dintre punctul 0 și respectiv 1 și viteza dispozitivului de transfer: $t_{01} = \frac{01}{v_{01}}$
2 1-2'	apropierea efectorului final al robotului în poziția de prehensare 2' a semifabricatului 1 – mișcarea efectuându-se printr-o extensie a brațului, prin mișcarea relativă a elementelor c.c.c. C;
3 2'-3'	apucarea OL de către DP (dispozitivul de prehensiune al RI);
4 3'-4'	scoaterea semifabricatului 1 din locașul său – mișcarea se efectuează de către c.c.c. A;
5 4'-5	retragerea brațului prin acționarea c.c.c. C (timpul de deplasare se calculează ținând cont de distanța dintre punctele 4' și respectiv 5 și viteza de deplasare relativă a elementelor c.c.c. C a RI);
6 5-5'	coborârea OL de către c.c.c. A;
7 5'-5''	rotație cu 90° prin acțiunea c.c.c. B;
8 5''-6	rotație cu 90° efectuată de c.c.c. D în vederea alinierii axei semifabricatului cu axa strungului;
9 6-7	extensia brațului de către c.c.c. C până la poziționarea semifabricatului în dreptul vârfurilor de prindere ale strungului SP;
10 7-8	avansul modulului de micromișcare al DP robotului;
11 8-8'	fixarea OL prin deplasarea vârfului mobil al SP;
12 8'-9	eliberarea OL de către DP al RI;
13 9-10	retragerea brațului prin acționarea c.c.c. C a RI;
14 10-10'	prelucrarea piesei de către SP (timpul de prelucrare este dat de duratele fazelor corespunzătoare operației de realizat pe SP și de regimul de așchiere impuls);
15 10'-11	apropierea brațului robotului prin acționarea c.c.c. C a RI, în vederea apucării OL;
16 11-12	prehensarea OL de către DP al RI;
17 12-12'	eliberarea OL dintre vârfurile SP;
18 12'-13	retragerea modulului de micromișcare al robotului;
19 13-14	retragerea brațului robotului prin acțiunea c.c.c. C;
20 14-14'	aducerea OL cu axa de simetrie în poziție verticală – rotație prin acțiunea c.c.c. D;
21 14'-14''	rotație prin acțiunea c.c.c. B a RI;
22 14''-15	ridicarea OL prin acționarea c.c.c. A a RI;
23 15-16'	extensia brațului prin acțiunea c.c.c. C în vederea poziționării OL pe paleta de pe IE <sub>pf</sub> ;
24 16'-17'	introducerea piesei finite 1 în locașul corespunzător prin deplasarea după axa A;
25 17'-18'	eliberarea OL de către DP al RI;
26 18'-19	retragerea brațului prin acțiunea c.c.c. C a robotului;
27 19-20	revenirea punctului caracteristic al robotului în poziția inițială 1.

Din tabelul 6.2 – și ținându-se cont de dimensiunile din planul de amplasament al celei de fabricație flexibilă – se observă următoarele:

- secvențele cele mai defavorabile din punct de vedere dinamic pentru structura considerată a robotului și care trebuie luate în considerare sunt: (6-7), (14-15), (19-20).

*Observație:* Secvența (6-7) a fost introdusă ca secvență defavorabilă din punct de vedere dinamic, deoarece în celelalte două secvențe în care cu siguranță sunt cele mai defavorabile din punct de vedere dinamic pentru robot, c.c.c. C nu efectuează nici o mișcare.

În cadrul datelor inițiale – conform ordinogramei 5.1 – intră și masa obiectului de lucru și masa efectorului final. Masa comună a OL și a EF este  $m_s = 20$  kg.

Deoarece RI este un robot de manipulare nu există o forță tehnologică care să acționeze asupra lui în timpul procesului.

Cum modulul de micromișcare M.M. materializat prin cupla 4 are doar rolul de a genera mișcarea de introducere a OL în mandrina universală a strungului SP, schema cinematică a robotului poate fi simplificată (cu condiția de a se ține seama de caracteristicile masice ale acestei componente ale robotului) la calculele dinamice în conformitate cu figura 6.4.

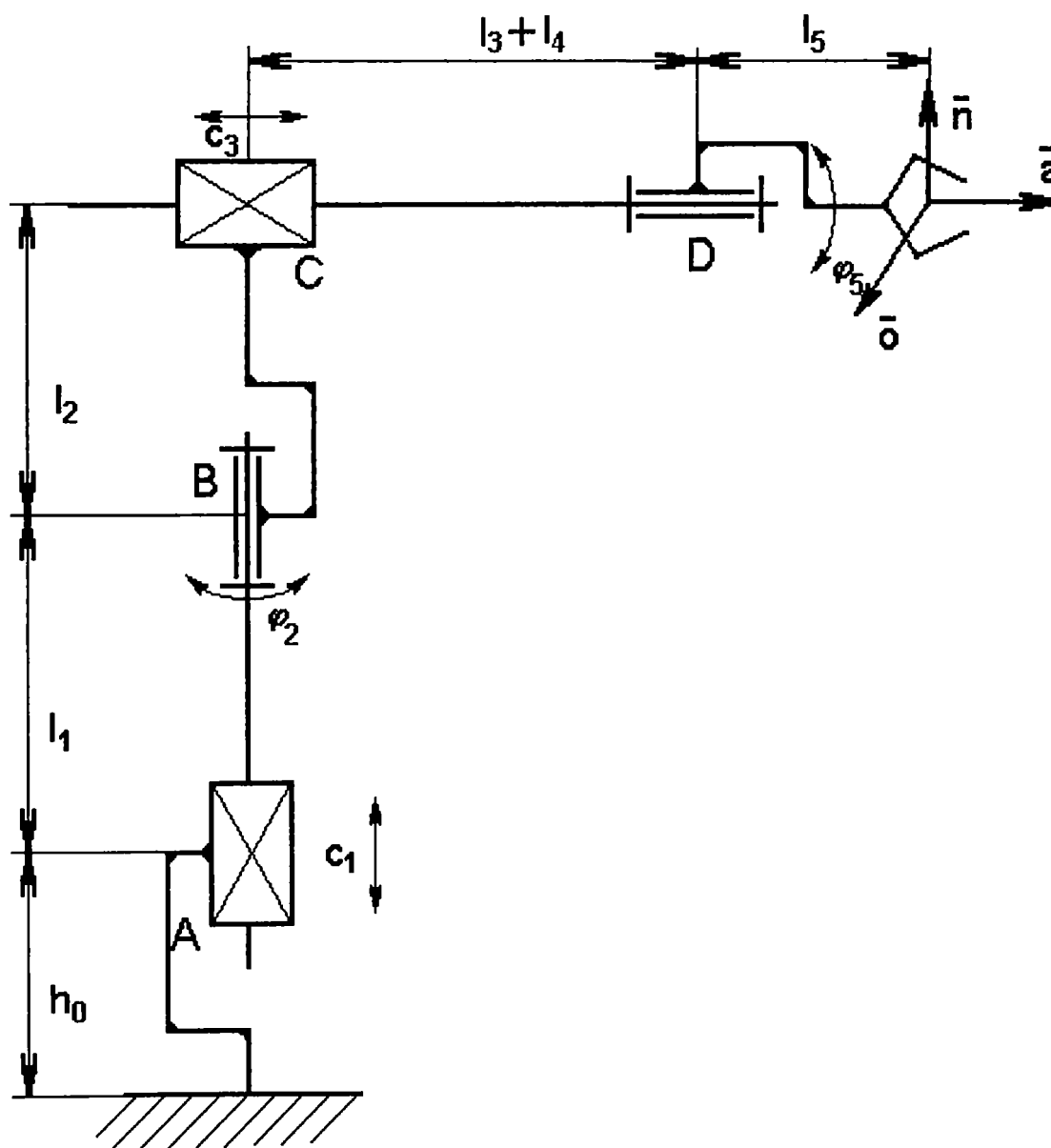


Fig.6.4. Schema cinematică simplificată a mecanismelor sistemului mecanic al robotului RH10

### 6.3. Calculul cinetostatic – prima iterație

Pornindu-se de la datele inițiale și ținând cont de metodologia prezentată în [K10] calculul reacțiunilor din cuplele cinematice conducătoare se va efectua după realizarea în prealabil a unei analize cinematice directe și inverse pentru robotul dat.

Pe schema cinematică a robotului TRTR se dispun în fiecare cuplă cinematică conducătoare câte un sistem de referință triortogonal drept  $x_iO_iy_iz_i$ ,  $i = \overline{0,5}$  astfel încât să se respecte convenția Denavit – Hartenberg.

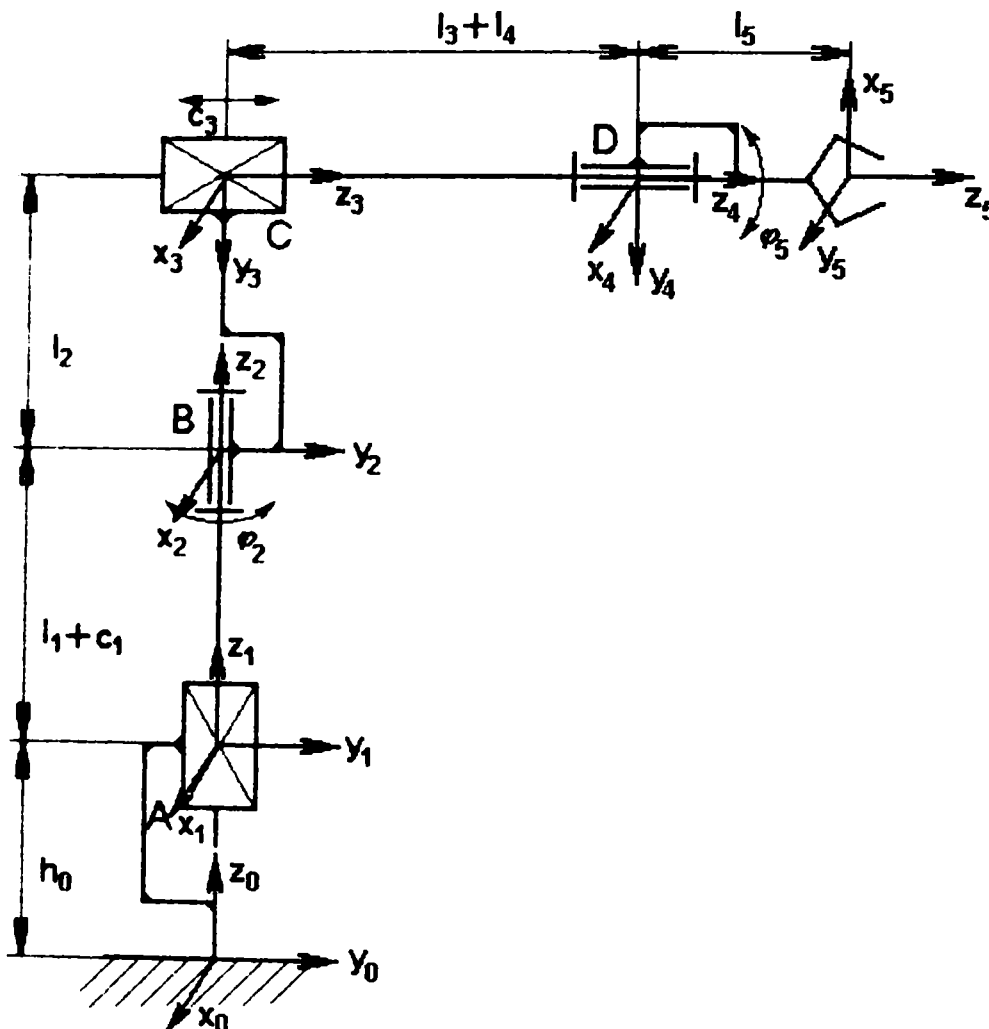


Fig.6.5. Reprezentarea sistemelor de axe atașate cuplelor cinematice conducătoare ale robotului TRTR (RH10)

Prin urmare matricea de transformare omogenă aferentă MGT (TRT) este:

$$\underline{T} = \begin{bmatrix} C2 & 0 & -S2 & -S2(l_3 + l_4 + c_3) \\ S2 & 0 & C2 & C2(l_3 + l_4 + c_3) \\ 0 & -1 & 0 & h_0 + l_1 + c_1 + l_2 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6.2}$$

iar matricea de transformare aferentă MO – în cazul de față materializat prin cupla R este:

$$\underline{R} = \begin{bmatrix} S4 & C4 & 0 & 0 \\ -C4 & S4 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & l_5 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6.3}$$

Cu aceasta matricea de situare (poziție - orientare) a OL manipulat va avea expresia:

$$\begin{bmatrix} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \underline{R} \cdot \underline{T} \quad (6.4)$$

Prin analiză cinematică directă elementele matricei de situare sub forma:

$$\begin{cases} n_x = C2 \cdot S4 & o_x = C2 \cdot C4 & a_x = -S2 \\ n_y = S2 \cdot S4 & o_y = S2 \cdot C4 & a_y = C2 \\ n_z = C4 & o_z = -S4 & a_z = 0 \end{cases} \quad (6.5)$$

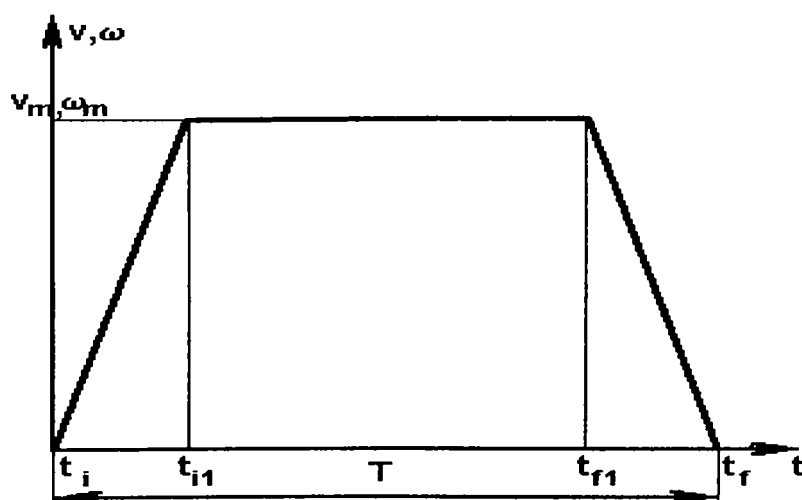
$$\begin{cases} p_x = -S2(l_3 + l_4 + c_3 + l_5) \\ p_y = C2(l_3 + l_4 + c_3 + l_5) \\ p_z = h_0 + l_1 + c_1 + l_2 \end{cases}$$

Din rezolvarea problemei de analiză cinematică inversă rezultă:

$$\begin{cases} c_1 = p_z - h_0 - l_1 - l_2 \\ \varphi_2 = \begin{cases} \arctg\left(\frac{p_x}{p_y}\right), & p_y \geq 0 \\ \pi \cdot \arctg\left(\frac{p_x}{p_y}\right), & p_y < 0 \end{cases} \\ c_3 = \sqrt{p_x^2 + p_y^2} - l_3 - l_4 - l_5 \\ \varphi_4 = -\arctg\left(\frac{o_z}{n_z}\right) \end{cases} \quad (6.6)$$

După cum se preciza și în paragraful precedent mișcările cele mai dezavantajoase din punct de vedere dinamic sunt secvențele (6-7), (14-15), (19-20) din cadrul ciclului de executat.

Alegând pentru fiecare cuplă cinematică conducătoare legi de mișcare de tip polinomial, cu profil de viteză trapezoidal ca în figura de mai jos și cunoscând că vitezele relative generalizate ale elementelor celor patru cuple cinematice conducătoare sunt cele date în tabelul 6.3. se poate trece la realizarea calculului cinematic – prima iterație.



$$t_{i1} - t_i = t_r - t_{r1} = kT$$

unde  $k = 0,112$

Fig.6.6. Graficul legilor de mișcare viteză generalizată/timp de tip trapezoidal pentru secvențele (6-7), (14-15), (19-20)



Tabelul 6.3 Parametrii cinematici ai mișcărilor relative ale elementelor c.c.c.

Cupla cinematică conducătoare	Viteza generalizată de lucru	Accelerații generalizate maxime	Timpi de accelerare - decelerare minimi
1 - A	0,5 [m/s]	2,5 [m/s <sup>2</sup> ]	0,2 [s]
2 - B	1 [rad/s]	5 [rad/s <sup>2</sup> ]	0,2 [s]
3 - C	0,5 [m/s]	2,5 [m/s <sup>2</sup> ]	0,2 [s]
4 - D	1 [rad/s]	5 [rad/s <sup>2</sup> ]	0,2 [s]

Cele trei secvențe (6-7), (14-15) și (19-20) se vor desfășura cu următoarii parametrii cinematici:

- secvența (6-7): se compune dintr-o singură mișcare de translație după cupla C, viteza de lucru fiind  $v = 0,5 \text{ m/s}$ , distanța parcursă 300 mm, accelerația  $a = 2,5 \text{ m/s}^2$ , timpii de accelerare respectiv de decelerare fiind  $t_{acc} = t_{dec} = 0,2 \text{ s}$ , iar mișcarea durează în totalitate  $t_{tot} = 0,8 \text{ s}$ .

Poziția cea mai dezavantajoasă este atinsă la momentul  $t=0,6 \text{ s}$  de la începerea mișcării

- secvența (14-15): pentru ca cele trei mișcări (14-14' - rotație după cupla D cu  $90^\circ$ , 14'-14'' rotație după cupla B cu  $90^\circ$  și 14''-15 - translație după cupla A cu 150 mm) să înceapă și să se sfârșească simultan se obțin valorile prezentate în tabelul 6.4.

Tabelul 6.4. Parametrii cinematici ai cuplelor cinematice conducătoare

C.c.c.	Viteza generalizată de lucru	Accelerația generalizată	Timpii de accelerare respectiv de decelerare	Timp total
A	0.0955 [m/s]	0.477 [m/s <sup>2</sup> ]	0.2 [s]	1,77 [s]
B	1 [rad/s]	5 [rad/s <sup>2</sup> ]	0.2 [s]	1,77 [s]
D	1 [rad/s]	5 [rad/s <sup>2</sup> ]	0.2 [s]	1,77 [s]

Poziția cea mai dezavantajoasă este atinsă pentru secvența (14-15) la momentul  $t=1,57 \text{ s}$  de la începerea mișcării.

- secvența (19-20): se compune dintr-o singură mișcare de rotație după cupla B cu  $180^\circ$ , viteza de lucru fiind  $\omega = 1 \text{ rad/s}$ , accelerația  $\varepsilon = 5 \text{ rad/s}^2$ , timpii de accelerare respectiv de decelerare fiind  $t_{acc} = t_{dec} = 0,2 \text{ s}$ , iar mișcarea durează în totalitate  $t_{tot} = 0,8 \text{ s}$ .

Poziția cea mai dezavantajoasă este atinsă la momentul  $t = \pi - 1,8 \text{ s}$  de la începerea mișcării, adică după ce cupla B s-a rotit cu  $\varphi = \pi - 1 \text{ rad}$ .

Utilizându-se metodologia prezentată în [ ] s-a efectuat un calcul cinetostatic pentru robot pentru fiecare din cele trei secvențe (6-7), (14-15), (19-20) în punctele cele mai defavorabile din punct de vedere inerțial, avându-se în vedere datele prezentate în considerațiile de mai sus.

Rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 6.5, unde:

-  $'F_x, 'F_y, 'F_z$  reprezintă componentele forței generalizate ce acționează în cupla cinematică conducătoare „i”;

-  $'M_x, 'M_y, 'M_z$  reprezintă componentele forței generalizate ce acționează în cupla cinematică conducătoare „i”.

Se face observația că secvența 14-15 s-a descompus în cele trei secvențe: (14-14') (14'-14''), respectiv (14''-15), conform cu ipotezele simplificatoare prezentate în capitolul 5.

Tabelul 6.5. Forțe generalizate în diferite secvențe de mișcare

		Secvența (6-7)	Secvența (14-14')	Secvența (14'-14'')	Secvența (14''-15)	Secvența (19-20)
C.c.c.1 - A	${}^1F_x$ [N]	0	0	0	0	0
	${}^1F_y$ [N]	0	0	0	0	0
	${}^1F_z$ [N]	941,76	941,76	941,76	987,55	941,76
	${}^1M_x$ [Nm]	399,13	399,13	399,13	418,56	399,13
	${}^1M_y$ [Nm]	0	0	0	0	0
	${}^1M_z$ [Nm]	0	0	16,23	0	16,23
C.c.c.2 - B	${}^2F_x$ [N]	0	0	0	0	0
	${}^2F_y$ [N]	0	0	0	781,81	0
	${}^2F_z$ [N]	745,56	745,56	745,56	0	745,56
	${}^2M_x$ [Nm]	218,17	218,17	218,17	228,84	218,17
	${}^2M_y$ [Nm]	0	0	0	0	0
	${}^2M_z$ [Nm]	0	0	16,23	0	16,23
C.c.c.3 - C	${}^3F_x$ [N]	0	0	0	0	0
	${}^3F_y$ [N]	353,16	353,16	353,16	370,33	353,16
	${}^3F_z$ [N]	90	0	0	0	0
	${}^3M_x$ [Nm]	159,21	159,21	159,21	166,96	159,21
	${}^3M_y$ [Nm]	0	0	16,23	0	16,23
	${}^3M_z$ [Nm]	0	0	0	0	0
C.c.c.4 - D	${}^4F_x$ [N]	0	0	0	0	0
	${}^4F_y$ [N]	196,2	196,2	196,2	205,74	196,2
	${}^4F_z$ [N]	50	0	0	0	0
	${}^4M_x$ [Nm]	60,33	60,33	60,33	63,26	60,33
	${}^4M_y$ [Nm]	0	0	6,15	0	6,15
	${}^4M_z$ [Nm]	0	1,78	0	0	0

#### 6.4. Predimensionarea structurii de rezistență a elementelor D.G. – prima iterație

Condiția de dimensionare este cea la rigiditate, componentele fiind solícitate la încovoiere și/sau torsiune.

Aplicându-se relațiile (5.1) și (5.2) și ținându-se cont că densitatea materialului structurii mecanice ale elementelor D.G. este  $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ , modulul de elasticitate transversal al acestui metal este  $G = 0,85 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ , modulul de elasticitate longitudinal este  $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ daN/cm}^2$ , tensiunea normală maximă admisă la încovoiere este  $\sigma_{\max} = 1200 \text{ daN/cm}^2$ , tensiunea tangențială maximă admisă la torsiune este  $\tau_{\max} = 400 \text{ daN/cm}^2$ , săgeata maximă admisă la încovoiere pentru o lungime unitară este  $h_0 = 1 \text{ mm/m}$ , iar unghiul de torsiune specific este  $\theta_a = 1[^\circ/\text{m}] = \pi/180 \text{ [rad/m]}$  rezultă următoarele mase pentru structurile mecanice aferente celor cinci elemente ale dispozitivului de ghidare conform tabelului 6.6.

Tabelul 6.6. Masele structurii mecanice aferente elementelor DG

Masa\Element	1	2	3	4	5
$m_t$ [kg]	6.84	8.48	6.85	8.72	7.3
$m_i$ [kg]	8.68	14.54	7.75	15.96	9.34
$m_{alesă}$ [kg]	9	15	8	16	10

Se face observația că secțiunile pentru elementele 1 și 2 ale robotului se aleg de formă tubulară cu coeficientul  $\alpha_1 = 0,8$  (vezi Anexa 3), iar din considerente constructive – vezi figura 6.6. - rezultă: vectorul forței de greutate al întregului sistem mecanic al robotului cu obiect de manipulat prehensat – DG al robotului aflându-se în poziție extinsă – trebuie să intersecteze suprafața solului într-un punct aflat în interiorul zonei mărginite de talpa elementului 1. Pornind de la aceste considerente elementul 1 se alege constructiv și deci diametrul interior va fi  $d_1 = 0,2$  m. De aici  $D_1 = d_1/\alpha = 0,25$  m.

Diametrul exterior al elementului 2 este  $D_2 = 0,2$  m – egal cu  $d_1$  – de unde diametrul interior al elementului 2 va fi  $d_2 = \alpha_1 D_2 = 0,16$  m.

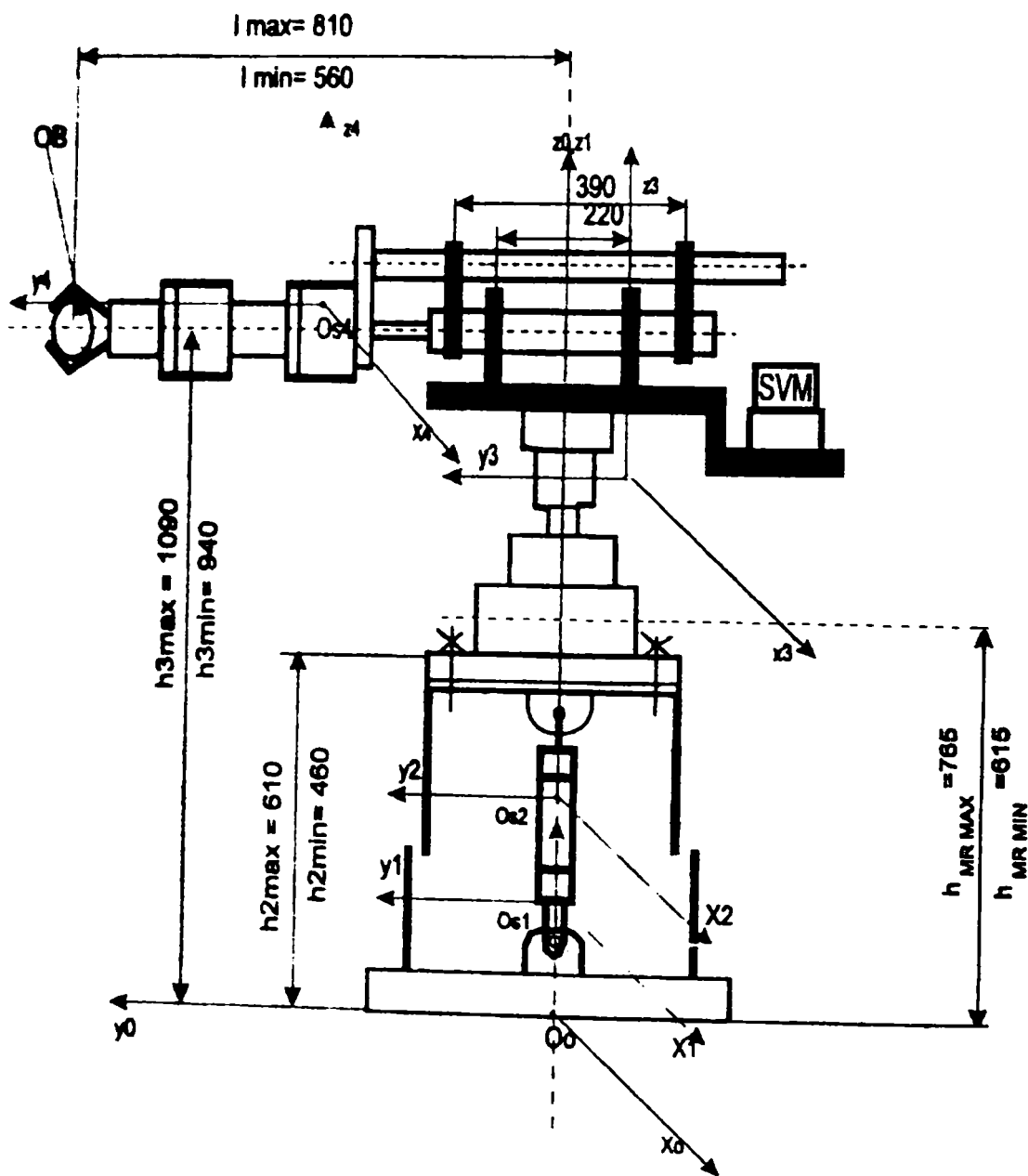


Fig. 6.7. O primă soluție constructivă pentru robotul RH10 care are schema cinematică prezentată în figura 6.3.

Pe cel de-al treilea element al robotului – din motive constructive – se va plasa o placă suport cu masa 22 kg, pe care se va fixa motorul de acționare și respectiv patru distribuitoare pentru: acționarea mecanismului de prehensiune, acționarea cuplei D a robotului; acționarea modulului de micromișcare, acționarea cuplei C a robotului. Aceste distribuitoare se amplasează astfel încât să acționeze ca și contragreutăți în vederea echilibrării robotului.

Pornind de la aceste considerente masele calculate al celor cinci componente structurale, centrele de masă, momentele de inerție masice în raport cu axele care trec prin centrele de masă ale fiecărei componente sunt date în tabelul 6.7.

Tabelul 6.7. Caracteristicile masice / inerțiale ale elementelor componente ale robotului industrial RH10

Corpul	Elementul	Masa kg	Centrul de greutate al elementului [m]			Centrul de greutate al corpului [m]			Momente de inerție masice ale elementelor [kg/m <sup>2</sup> ]						Momente de inerție masice ale corpuri						φ
			X <sub>e</sub>	Y <sub>e</sub>	Z <sub>e</sub>	X <sub>s</sub>	Y <sub>s</sub>	Z <sub>s</sub>	J <sub>X<sub>e</sub></sub>	J <sub>Y<sub>e</sub></sub>	J <sub>Z<sub>e</sub></sub>	J <sub>X<sub>c</sub></sub>	J <sub>Y<sub>c</sub></sub>	J <sub>Z<sub>c</sub></sub>	J <sub>X<sub>c</sub></sub>	J <sub>Y<sub>c</sub></sub>	J <sub>Z<sub>c</sub></sub>	J <sub>X<sub>y</sub></sub>	J <sub>X<sub>z</sub></sub>	J <sub>Y<sub>z</sub></sub>	
1	1	16,50	0	0	0,015	0	0	0,205	0,543	0,533	1,066	0,1587	0,1587	0	0	0	0	0	0	0	0
	2	62	0	0	0,255	0	0	0	1,1443	1,443	0,794	0,1587	0,1587	0	0	0	0	0	0	0	
2	1	13	0	0	0,590	0	0	0,589	1,144	1,144	0,248	0,0022	0,00228	0	0	0	0	0	0	0	0
	2	5	0	0	0,600	0	0	0	0,012	0,012	0,0245	0,0022	0,00228	0	0	0	0	0	0	0	
	3	2	0	0	0,560	0	0	0	0,0036	0,036	0,0064	0,0022	0,00228	0	0	0	0	0	0	0	
3	1	2,5	0	0	0,970	0	0	0	0,004	0,004	0,0093	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	-24°20'
	2	3,2	0	0	1,020	0	0	0	0,065	0,065	0,0139	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	3	4,9	0	0	1,037	0	0	0	0,05	0,016	0,066	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	4	1,3	0	-0,167	0,985	0	0	0	0,005	0,01	0,004	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	5	5,6	0	-0,360	0,933	0	0	0	0,075	0,019	0,093	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	6	0,9	0	0,110	1,120	0	0	1,014	0,0018	0,0024	0,0008	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	7	0,9	0	-0,110	1,120	0	0	0	0,0018	0,0024	0,0008	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	8	1,75	0	0,195	1,147	0	0	0	0,005	0,013	0,0008	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	9	1,75	0	-0,195	1,147	0	0	0	0,005	0,013	0,0008	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
	10	10,5	0	-0,360	0,995	0	0	0	0,08	0,021	0,1	1,903	0,668	0,276	0	0	0,2115	0	0	0	
4	1	4,15	0	0,100	1,185	0	0	0	0,194	0,0005	0,194	1,5433	0,0232	1,520	0	0	-0,0931	0	0	0	3°34'
	2	1,2	0	-0,150	1,185	0	0	0	0,0009	0,0009	0,0004	1,5433	0,0232	1,520	0	0	-0,0931	0	0	0	
	MT	10,5	0	0,210	1,120	0	0	1,127	0,024	0,04	0,024	1,5433	0,0232	1,520	0	0	-0,0931	0	0	0	
	MR	13	0	0,315	1,120	0	0	0	0,025	0,023	0,025	1,5433	0,0232	1,520	0	0	-0,0931	0	0	0	
5	DP	10	0	0,720	1,120	0	0	0	0,0736	0,007	0,0736	0,0736	0,007	0,0736	0	0	0	0	0	0	-
	OB	10	0	0,478	1,120	0	0	0	0,003	0,350	0,350	0,003	0,35	0,35	0	0	0	0	0	0	

## 6.5. Calculul puterilor și alegerea motoarelor de acționare – prima iterație

### 6.5.1. Introducere

În cadrul primei iterații de calcul a motoarelor de acționare se determină puterile motoarelor care acționează cuplele cinematice conducătoare ale robotului, pornindu-se de la cupla cinematică conducătoare cu număr de ordine cel mai mare – în cazul de față cupla a patra, spre cupla cinematică conducătoare cu număr de ordine cel mai mic, prima cuplă.

Puterea motorului de acționare se determină utilizând calculul dinamic aproximativ – prezentat în capitolul precedent – considerându-se că fiecare cuplă cinematică conducătoare acționează un singur sistem mecanic izolat care este construit din toate elementele din "aval" de cuplă, elementele fiind imobilizate relativ în poziția cea mai defavorabilă din punct de vedere dinamic, neexistând interdependențe dinamice între acționările cuplelor cinematice conducătoare (fenomenul de "cuplare")

### 6.5.2. Calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a "4"-a a dispozitivului de ghidare – cupla D

Pornindu-se de la valorile cunoscute și prezentate în paragrafele 6.2-6.4 pentru secvențele cele mai defavorabile (6-7), (14-15), (19-20) ale ciclului, se calculează forța generalizată redusă la arborele motorului cu relația (5.21).

Deoarece c.c.c. "4" (D) este o cuplă de rotație, indicatorii  $\xi_4$  și  $\bar{\xi}_4$  au valorile  $\xi_4 = 0$ , iar  $\bar{\xi}_4 = 1$ .

Se face observația ca nu există forță tehnologică. Randamentul mecanic  $\eta_4$  care ține cont de frecările din cupla D se alege  $\eta_4 = 0,85$ .

Din relațiile (5.13), (5.16), (5.20) și (5.21) rezultă forțele generalizate rezistente reduse la tija motorului datorate efectelor gravitaționale, tehnologice, inerțiale și totale conform tabelului 6.8.

Tabelul 6.8. Forțele generalizate reduse la tija motorului de acționare a c.c.c. D

	Secvența 6-7	Secvența 14-14'	Secvența 14'-14''	Secvența 14''-15	Secvența 19-20
${}^4\bar{Q}_{redg}$	0	0	0	0	0
${}^4\bar{Q}_{redrh}$	0	0	0	0	0
${}^4\bar{Q}_{redm}$	0	1,78 [Nm]	0	0	0
${}^4\bar{Q}_{red}$	0	2,09 [Nm]	0	0	0

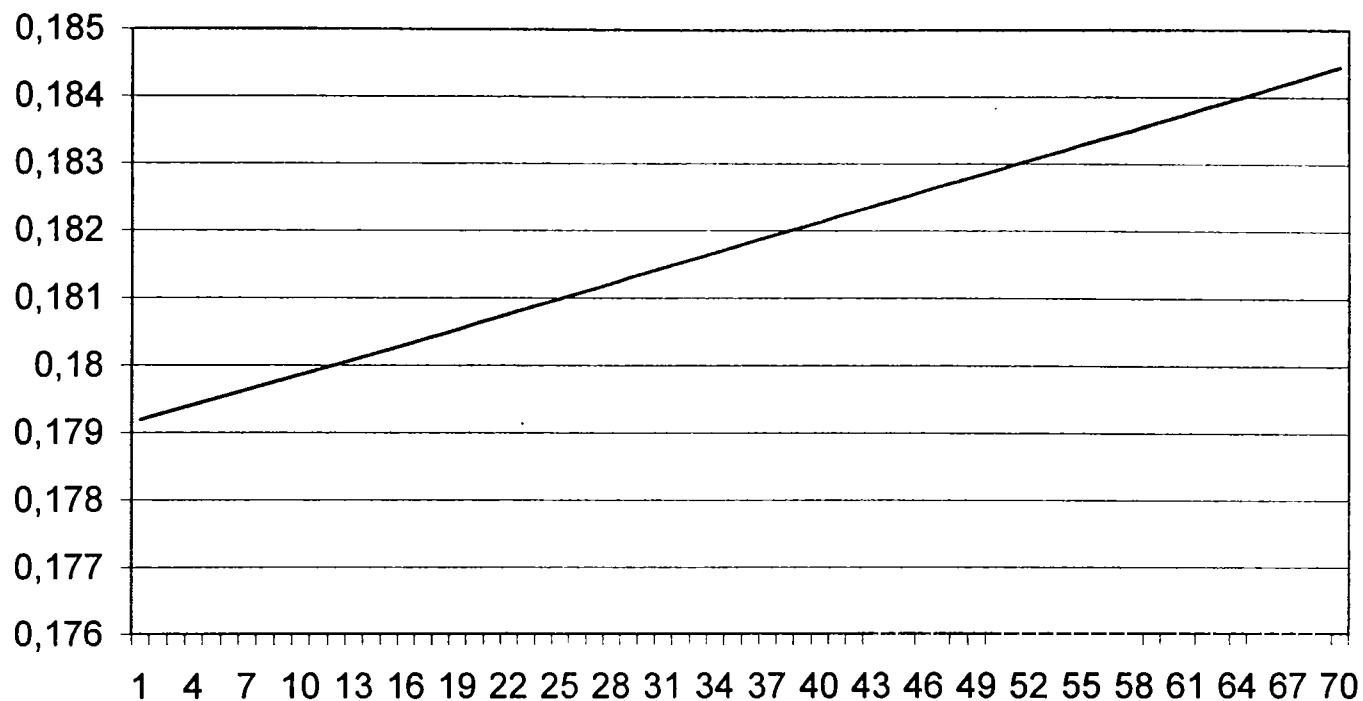
Deoarece c.c.c. D este una de rotație, motorul care va acționa această cuplă va fi sau un motor hidraulic oscilant cu paletă sau un motor hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră.

Din anexele 2.c.1, respectiv 2.d.1. se observă că pentru o presiune a agentului de lucru de 80 atm cele mai mici motoare din cele două serii, respectiv din seria motoarelor hidraulice oscilante cu paletă și din seria motoarelor hidraulice oscilante cu pinion și cremalieră dezvoltă un moment de 50,38 [Nm], respectiv 7,90 [Nm].

Prin urmare, oricare din cele două tipuri de motoare s-ar alege ambele ar fi acoperitoare pentru momentul redus la arborele motorului  ${}^4\bar{Q}_{red} = 2,09$  [Nm].

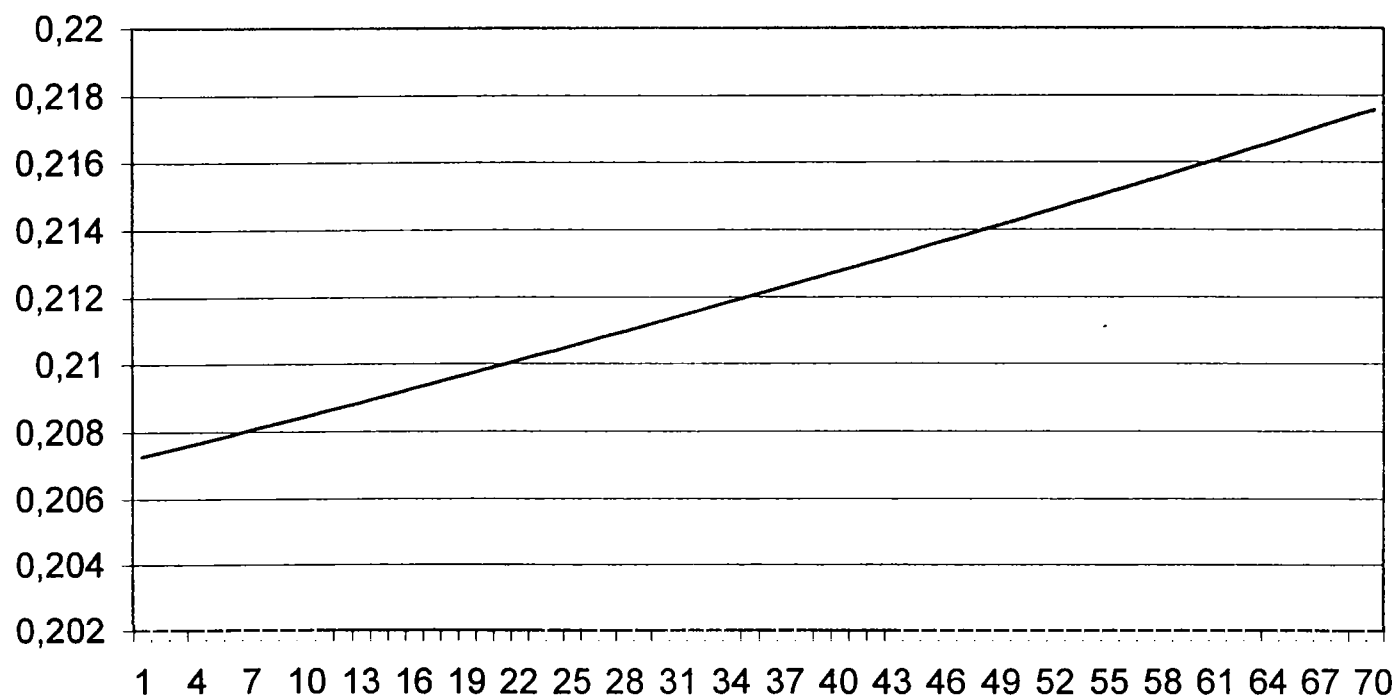
Se alege motorul hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră cu numărul de ordine MHOPCd1 a cărui date constructive sunt prezentate în anexa 2d. Masa motorului este de 5.5 kg, poziția centrului de masă  $X_c$  a motorului și variația momentelor de inerție masice funcție de deplasarea „s” a cremalierii sunt prezentate în anexa 2.d.1.

**Pozitia centrului de masa al motorului hidraulic oscilant cu pinion si cremaliera MHOPCd1 in functie de deplasarea "s" a cremalierii**



**Fig.6.8. Poziția centrului de masă al motorului hidraulic oscilant cu pinion si cremaliera MHOPCd1 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii**

**Variatia momentului de inerție masic Jx a motorului hidraulic oscilant cu pinion si cremaliera MHOPCd1 in functie de deplasarea "s" a cremalierii**



**Fig.6.9. Variația momentului de inerție masic Jx al motorului hidraulic oscilant cu pinion si cremaliera MHOPCd1 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii**



Variația momentelor de inerție masice  $J_y, J_z$  ale motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremaliera MHOPCd1 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii

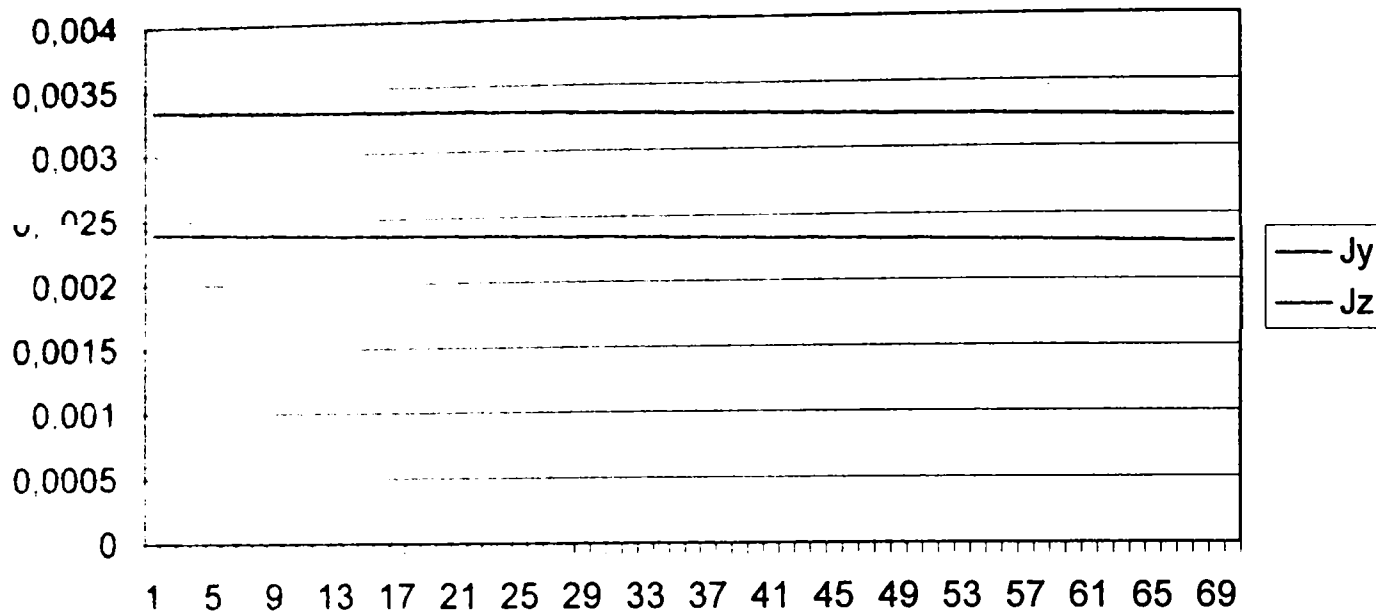


Fig 6.10. Variația momentelor de inerție masice  $J_y, J_z$  ale motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremaliera MHOPCd1 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii

În figura 6.8 se prezintă un extras detaliat, sub formă de grafic, cu poziția centrului de masă a motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră MHOPCd1 în funcție de cursa "s" a pistonului, iar figurile 6.9 și respectiv 6.10 sunt extrase sub formă grafică din tabelele Anexei 2.c.1. cu variația momentelor de inerție masice  $J_x, J_y, J_z$  a motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremaliera MHOPCc1 în funcție de cursa "s" a pistonului.

Toate aceste informații se folosesc în pasul următor al iterației.

### 6.5.3. Calculul puterii și alegerea motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a "3"-a a dispozitivului de ghidare – cupla C

Amplasând motorul MHOPCc1 ales la iterația precedentă astfel încât centrul său de masă să aibă coordonatele  $x_c= 0, y_c= 0,35$  [m],  $z_c= 1,12$  [m] în sistemul de referință legat de baza robotului, atunci când elementele cuplelor cinematice conducătoare C și A se găsesc în poziții relative aferente extremităților curselor lor relative și amplasând în amonte de cupla D și MM, se poate trece la calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a treia a dispozitivului de ghidare – cupla C.

Pornindu-se de la valorile cunoscute și prezentate în paragrafele 6.2-6.4 pentru secvențele cele mai defavorabile (6-7), (14-15), (19-20) ale ciclului, se va calcula forța generalizată redusă la arborele motorului cu relația (5.87).

Deoarece c.c.c. a "3"-a (C) este o cuplă de translație, indicatorii  $\xi_4$  și  $\bar{\xi}_4$  au valorile  $\xi_4 = 1$ , iar  $\bar{\xi}_4 = 0$ .

Randamentul mecanic  $\eta_3$  care ține cont de frecările din cupla C se alege  $\eta_3=0,9$ . Se face observația ca nu există forță tehnologică.

Din relațiile (5.25), (5.82), (5.86) și (5.87) rezultă forțele generalizate rezistente reduse la tija de ieșire a motorului datorate efectelor gravitaționale, tehnologice, inerțiale și totale conform tabelului 6.9.

Tabelul 6.9. Forțe generalizate reduse la elementul de ieșire a motorului c.c.c. C

	Secvența 6-7	Secvența 14-14'	Secvența 14'-14''	Secvența 14''-15	Secvența 19-20
${}^3\bar{Q}_{redg}$	0	0	0	0	0
${}^3\bar{Q}_{redteh}$	0	0	0	0	0
${}^3\bar{Q}_{redin}$	121,13 [N]	0	0	0	0
${}^3\bar{Q}_{red}$	135,7 [N]	0	0	0	0

Deoarece cupla C este una de translație, motorul care se va amplasa în această cuplă va fi sau un motor hidraulic liniar cu tijă unilaterală.

Din anexa 2.a. se observă că pentru o presiune a agentului de lucru de 80 atm motorul care realizează o forță generalizată redusă la tija motorului de  ${}^3\bar{Q}_{red} = 135,7$  [N] este MHLTUa1.

Datorită faptului că motoarele MHLTUa1-a2 nu realizează o cursă  $c_3=300$  [mm] se va alege motorul imediat următor și anume MHLTUa3. Masa motorului este de 5 kg, poziția centrului de masă  $X_c$  a motorului și variația momentelor de inerție masice funcție de deplasarea „s” a pistonului sunt prezentate în anexa 2.a.3.

În figura 6.11 se prezintă un extras detaliat sub formă de grafic cu poziția centrului de masă a motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 în funcție de deplasarea "s" a pistonului, iar în figurile 6.12 și respectiv 6.13 un extras sub formă grafică din tabelele anexei 2.a.3. cu variația momentelor de inerție masice  $J_x$ ,  $J_y=J_z$  a motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 în funcție de deplasarea "s" a pistonului.

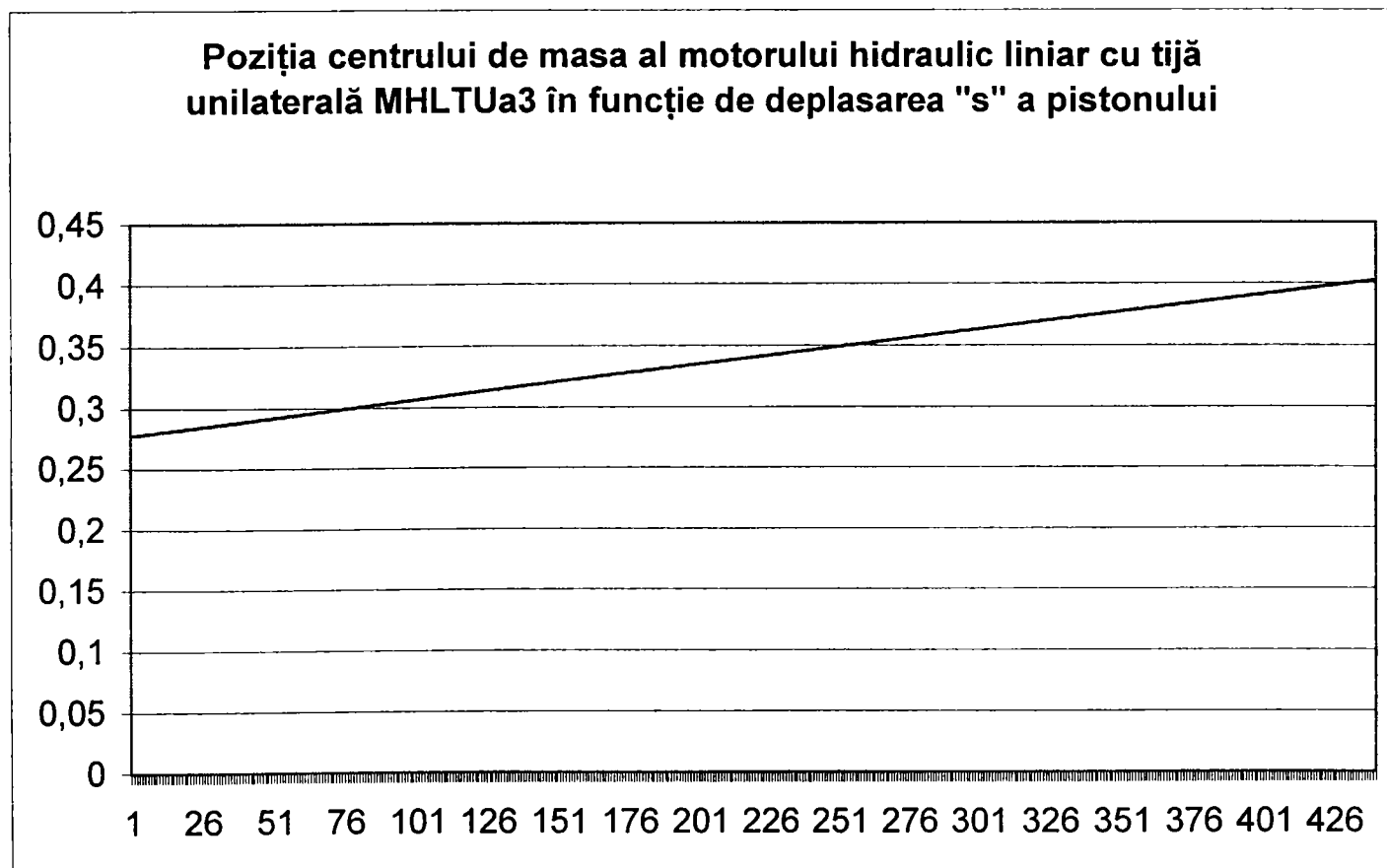


Fig.6.11. Poziția centrului de masă al motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 în funcție de deplasarea "s" a pistonului

**Variația momentului de inerție masic  $J_x$  al motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 în funcție de deplasarea "s" a pistonului**

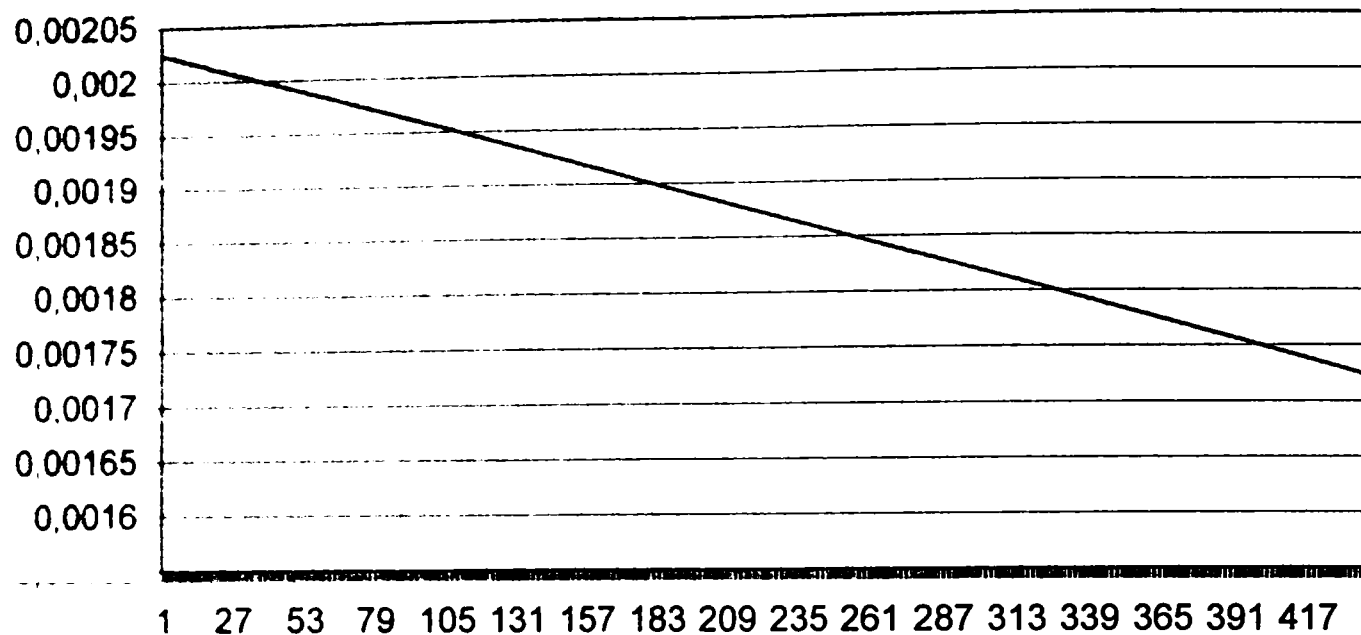


Fig. 6.12. Variația momentului de inerție masic  $J_x$  al motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 în funcție de deplasarea "s" a pistonului

**Variația momentelor de inerție masice  $J_y=J_z$  ale motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 în funcție de deplasarea "s" a pistonului**

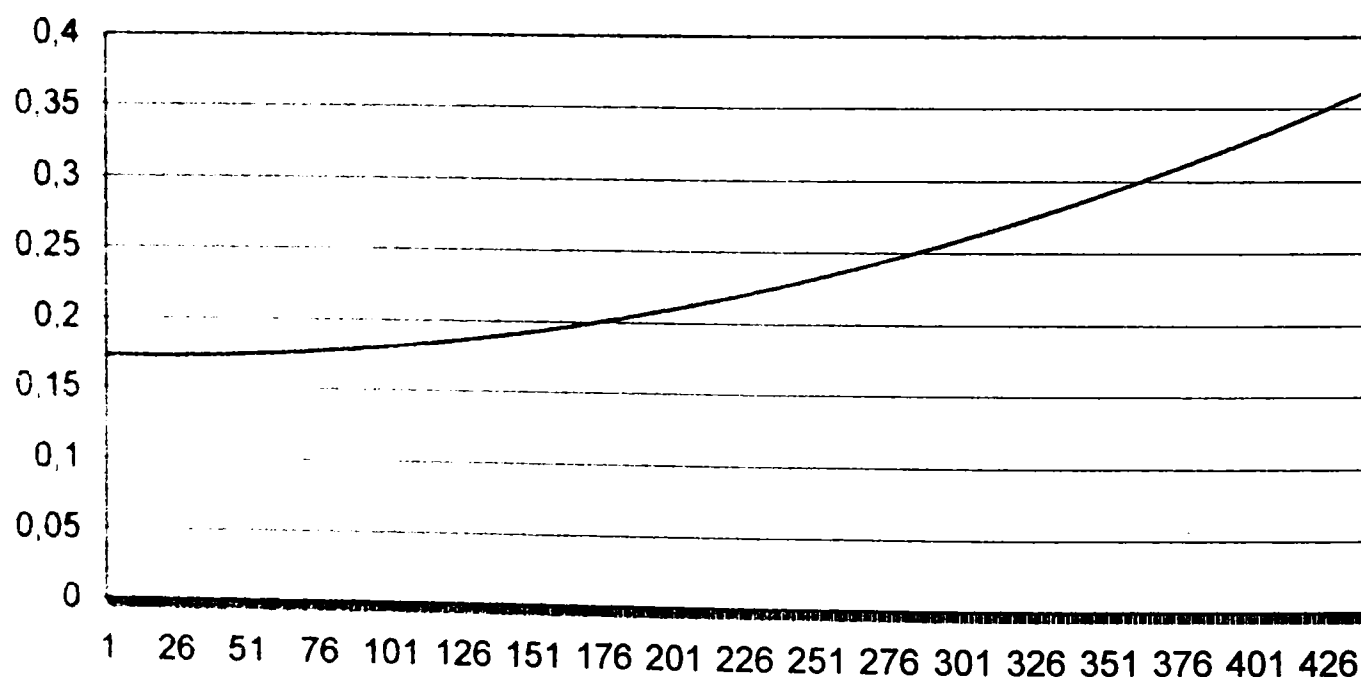


Fig. 6.13. Variația momentelor de inerție masice  $J_y=J_z$  ale motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 în funcție de deplasarea "s" a pistonului

#### 6.5.4. Calculul puterii și alegerea motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a "2"-a a dispozitivului de ghidare – cupla B

După amplasarea motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa3 care acționează c.c.c. C astfel încât coordonatele acestuia în sistemul de referință legat de baza robotului sunt  $x_c=0$ ,  $y_c=0$ ,  $z_c=1,12$  [m], se trece la calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare a doua a DG (cupla B).

Pornindu-se de la valorile cunoscute și prezentate în paragrafele 6.2-6.4 pentru secvențele cele mai defavorabile (6-7), (14-15) (19-20) ale ciclului, se va calcula forța generalizată redusă la arborele motorului cu relația (5.150).

Deoarece cupla "2"-a este o cuplă de rotație, indicatorii  $\xi_2$  și  $\bar{\xi}_2$  au valorile  $\xi_2 = 0$ , iar  $\bar{\xi}_2 = 1$ .

Se face observația ca nu există forță tehnologică. Randamentul mecanic  $\eta_2$  care ține cont de frecările din cupla B se alege  $\eta_2=0,85$ .

Din relațiile (5.91), (5.145), (5.149) și (5.150) rezultă forțele rezistente reduse la arborele motorului datorate efectelor gravitaționale, tehnologice, inerțiale și totale conform tabelului 6.10.

Tabelul 6.10. Forțe generalizate reduse la arborele motorului care acționează c.c.c. B

	Secvența 6-7	Secvența 14-14'	Secvența 14'-14''	Secvența 14''-15	Secvența 19-20
${}^2\bar{Q}_{redg}$	0	0	0	0	0
${}^2\bar{Q}_{redteh}$	0	0	0	0	0
${}^2\bar{Q}_{redin}$	0	0	15,83 [Nm]	0	15,83 [Nm]
${}^2\bar{Q}_{red}$	0	0	18,63 [Nm]	0	18,63 [Nm]

Deoarece cupla B este una de rotație, motorul care acționează această cuplă va fi sau un motor hidraulic oscilant cu paletă sau un motor hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră.

Din anexa 2.d se alege motorul hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră cu numărul de ordine MHOPCd3, motor care la o presiune a agentului de lucru de 80 atm să dezvolte un moment redus la arborele său de 60,30 [Nm], moment care după cum se observă și din tabelul 6.10 este acoperitor pentru  ${}^2\bar{Q}_{red} = 18,63$  [Nm] și a cărui date constructive sunt prezentate în anexa 2d.

Masa motorului este de 13,5 kg, poziția centrului de masă  $X_c$  a motorului și variația momentelor de inerție masice funcție de deplasarea "s" a cremalierii sunt prezentate în anexele 2.d.3.

În figura 6.14 se prezintă un extras detaliat sub formă de grafic cu poziția centrului de masă a motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremaliera MHOPCd3 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii, iar în figurile 6.15 și respectiv 6.16 un extras sub formă grafică din tabelele anexei 2.d.3. cu variația momentelor de inerție masice  $J_x$ ,  $J_y$ ,  $J_z$  a motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremaliera MHOPCd3 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii.

**Poziția centrului de masă al motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremaliera MHOPCd3 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii**

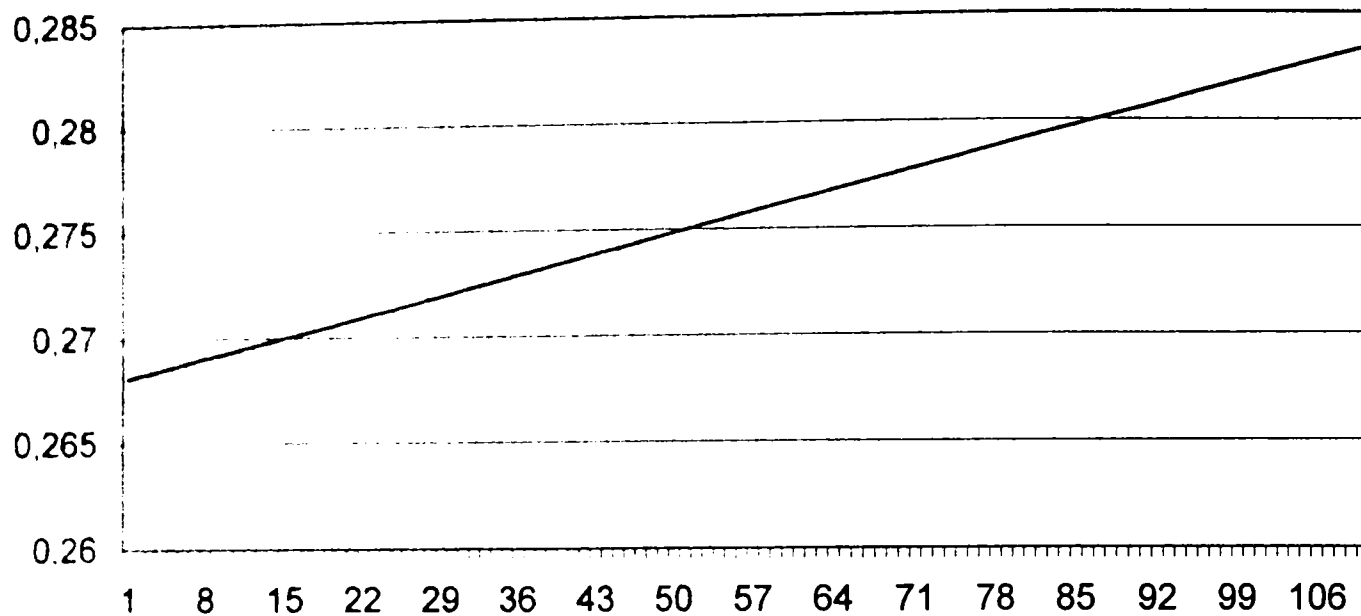


Fig. 6.14. Poziția centrului de masă al motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră MHOPCd3 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii

**Variația momentului de inerție masic  $J_x$  al motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremaliera MHOPCd3 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii**

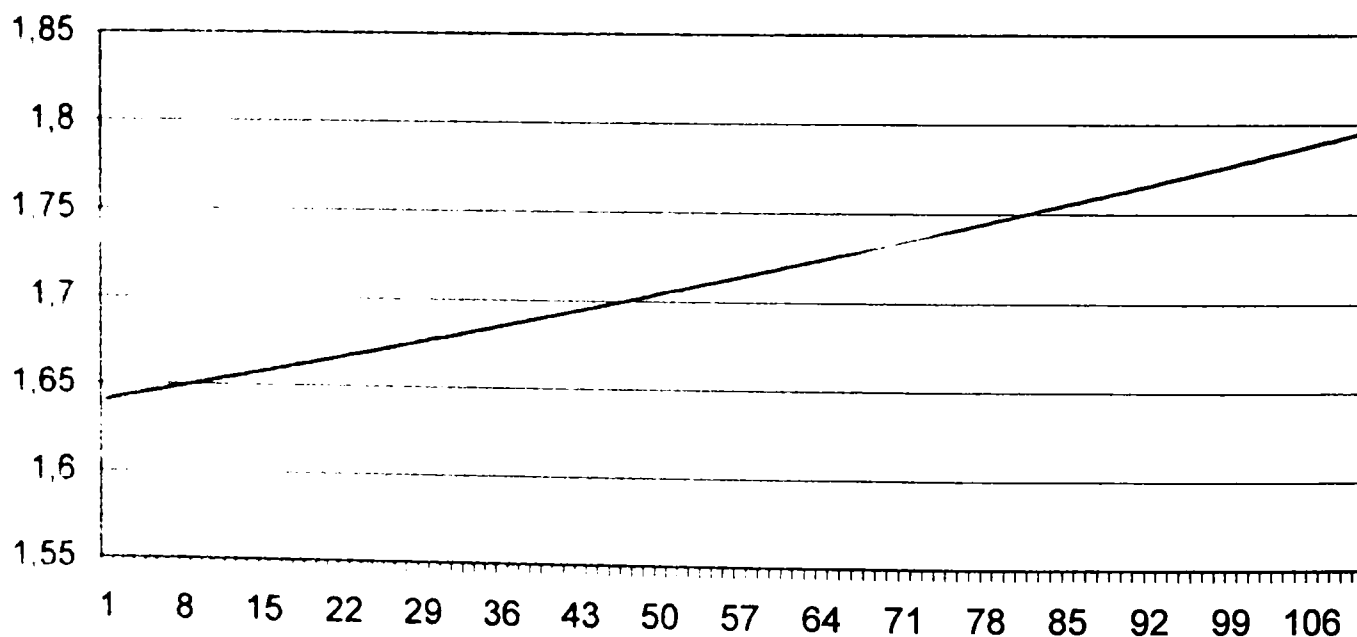


Fig 6.15. Variația momentului de inerție masic  $J_x$  al motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră MHOPCd3 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii

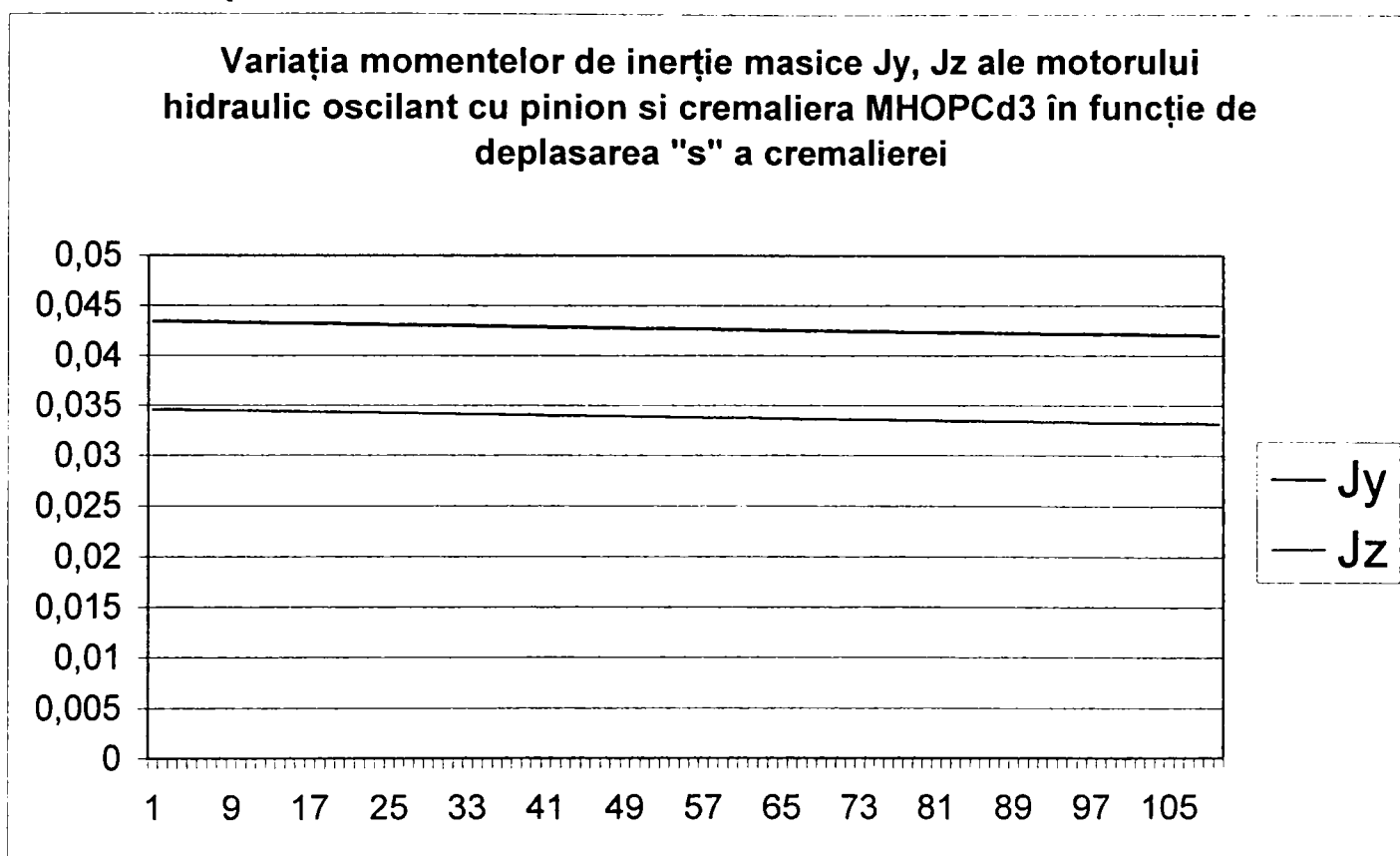


Fig.6.16. Variația momentelor de inerție masice  $J_y$ ,  $J_z$  ale motorului hidraulic oscilant cu pinion și cremalieră MHOPCd3 în funcție de deplasarea "s" a cremalierii

#### 6.5.5. Calculul și alegerea puterii motorului de acționare a primei cuple cinematice conducătoare a dispozitivului de ghidare – cupla A

Amplasând motorul MHOPCd3 ales la iterația precedentă astfel încât centrul său de masă să aibă coordonatele  $x_c=0$ ,  $y_c=-0,038$  [m],  $z_c=0,765$  [m] în sistemul de referință legat de baza robotului, atunci când elementele mobile ale cuplei A se găsesc în poziția extremă și amplasând și distribuitoarele (coordonatele în sistemul de referință legat de baza robotului fiind date în tabelul 6.7) - pe placa suport conform figurii 6.6, se poate trece la calculul puterii motorului de acționare a cuplei cinematice conducătoare prima a dispozitivului de ghidare – cupla A.

Pornindu-se de la valorile cunoscute și prezentate în paragrafele 6.2 - 6.4 pentru secvențele cele mai defavorabile (6-7), (14-15), (19-20) ale ciclului, se va calcula forța generalizată redusă la arborele motorului cu relația (5.150).

Deoarece cupla a "4"-a (c.c.c. A) este o cuplă de translație, indicatorii  $\xi_4$  și  $\bar{\xi}_4$  au valorile  $\xi_4 = 1$ , iar  $\bar{\xi}_4 = 0$ . Randamentul mecanic  $\eta_1$  care ține cont de frecările din cupla B se alege  $\eta_1=0,9$ . Se face observația ca nu există forță tehnologică.

Tabelul 6.11. Forțe generalizate reduse la elementul de ieșire a motorului c.c.c. A

	Secvența 6-7	Secvența 14-14'	Secvența 14'-14''	Secvența 14''-15	Secvența 19-20
${}^1\bar{Q}_{redg}$	0	0	0	1183,57[N]	0
${}^1\bar{Q}_{redteh}$	0	0	0	0	0
${}^1\bar{Q}_{redin}$	0	0	0	57,55[N]	0
${}^1\bar{Q}_{red}$	0	0	0	1379[N]	0



Din relațiile (5.91), (5.145), (5.149) și (5.150) rezultă forțele rezistente reduse la arborele motorului datorate efectelor gravitaționale, tehnologice, inerțiale și totale conform tabelului 6.11.

Deoarece cupla A este una de translație, motorul care va acționa această cuplă va fi sau un motor hidraulic liniar cu tijă unilaterală.

Din Anexa 2.a. se observă că pentru o presiune a agentului de lucru de 80 atm motorul care realizează o forță generalizată redusă la tija motorului de  ${}^1\overline{Q}_{red} = 1379,1$  [N] este MHLTUa4. Masa motorului este de 5 kg, poziția centrului de masă  $x_c$  a motorului și variația momentelor de inerție masice funcție de deplasarea „s” a pistonului sunt prezentate în anexa 2.a.4.

În figura 6.17 se prezintă un extras detaliat sub formă de grafic cu poziția centrului de masă a motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa4 în funcție de deplasarea „s” a pistonului, iar în figurile 6.18 și respectiv 6.19 un extras sub formă grafică din tabelele anexei 2.a.4. cu variația momentelor de inerție masice  $J_x$ ,  $J_y=J_z$  a motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa4 în funcție de deplasarea „s” a pistonului.

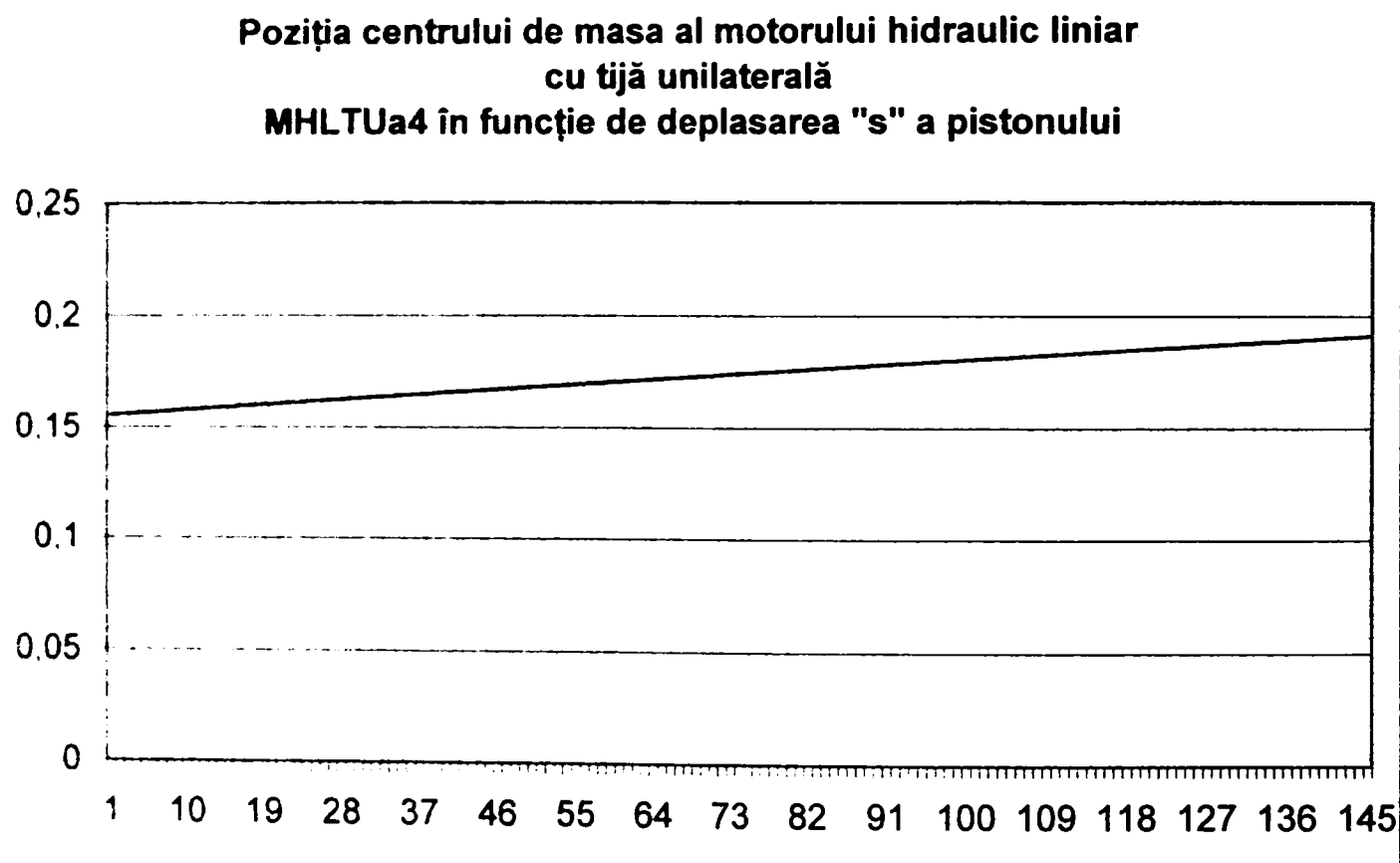


Fig 6.17 Poziția centrului de masă al motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa4 în funcție de deplasarea "s" a pistonului

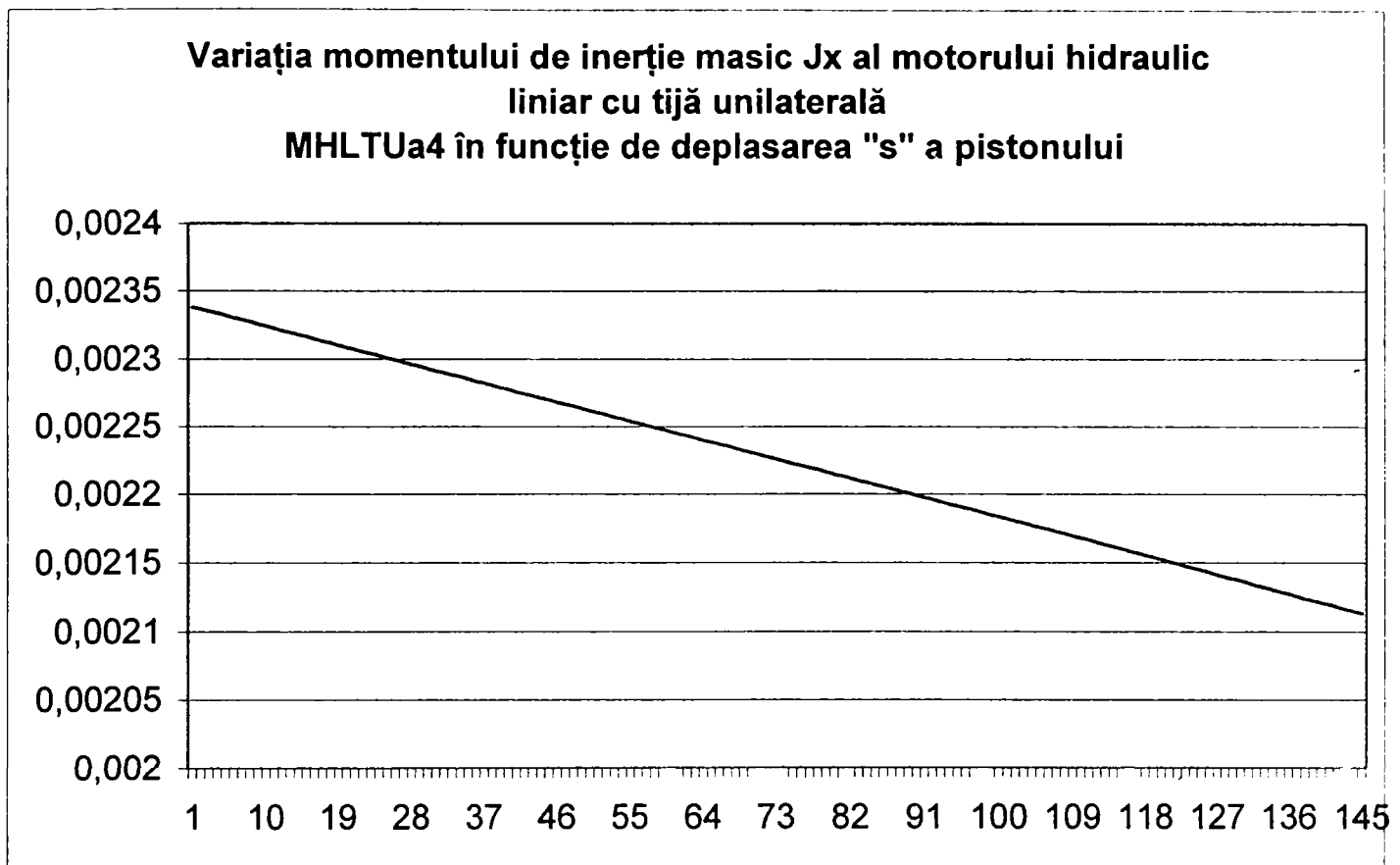


Fig.6.18. Variația momentului de inerție masic  $J_x$  al motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa4 în funcție de deplasarea "s" a pistonului

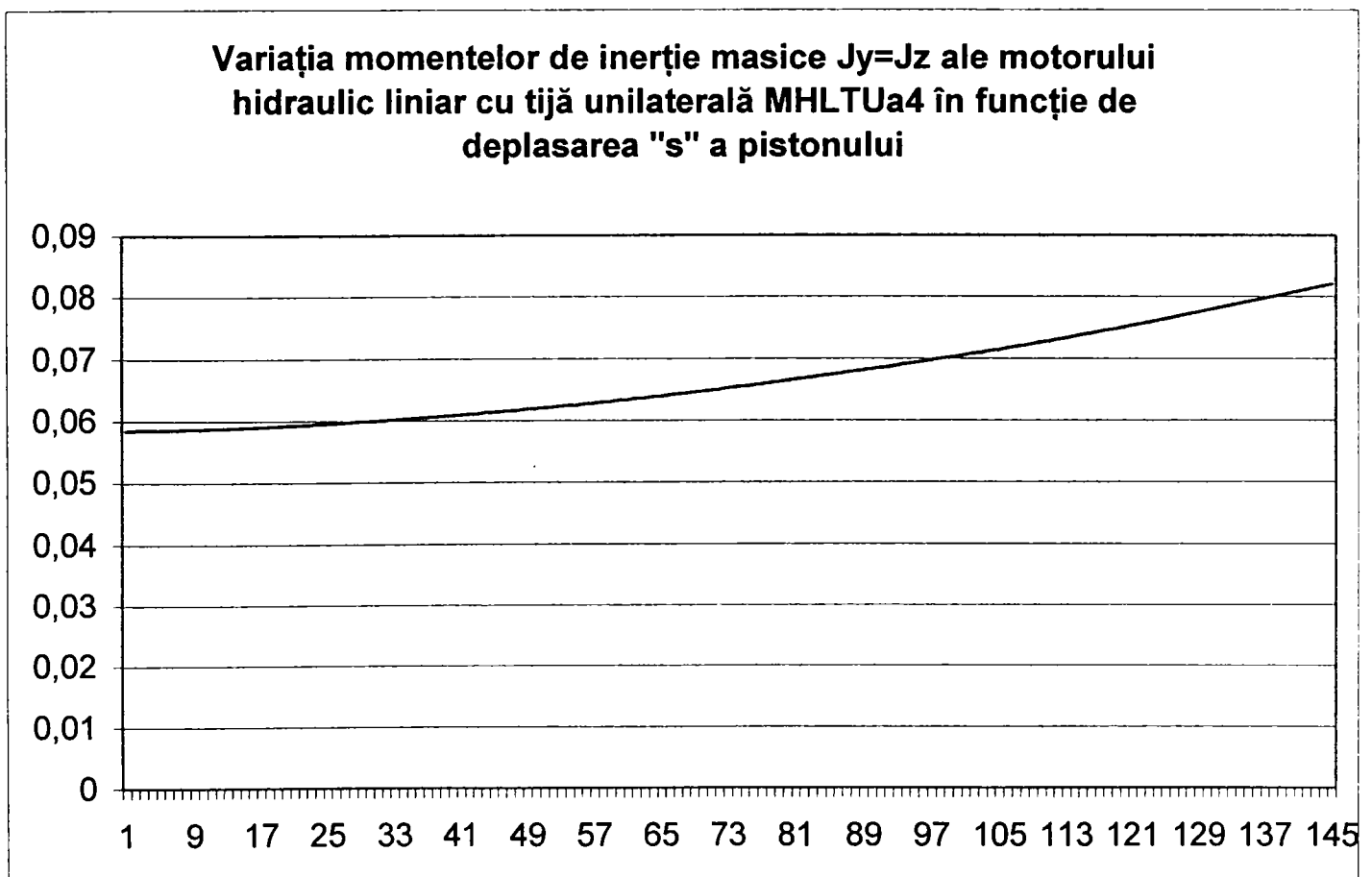


Fig.6.19. Variația momentelor de inerție masice  $J_y=J_z$  ale motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală MHLTUa4 în funcție de deplasarea "s" a pistonului

## 6.6. Predimensionarea structurii de rezistență a elementelor DG – a doua iterație

Ținându-se cont de motoarele de acționare amplasate pe structura sistemului mecanic al robotului, precum și de distribuitorii aferente motoarelor de acționare, după refacerea calculelor de dimensionare a structurii de rezistență s-a ajuns la concluzia că structura de rezistență a elementelor DG a robotului aleasă la iterația anterioară este satisfăcătoare din punct de vedere al verificării la solicitările de încovoiere și torsiune.

Din considerentele constructive prezentate în paragraful 6.4. elementul 1 s-a ales la iterația anterioară de formă tubulară astfel încât vectorul forței de greutate al robotului în configurația corespunzătoare unei extensii maxime după cupla a treia să intersecteze suprafața solului într-un punct aflat în interiorul cercului exterior al plăcii de sprijin. Elementul 2 al structurii dispozitivului de ghidare s-a ales tot constructiv astfel încât să poată fi ghidat în elementul 1.

Datorită faptului că pe cel de-al treilea element al robotului s-a plasat o placă suport de masă 22 kg pentru fixarea motorului 3 de acționare și respectiv a distribuitorilor pentru acționarea mecanismului de prehensiune, motorul de acționare a c.c.c. D a robotului, sistemele de acționare a modului de micromișcare, sistemul de acționare a c.c.c. C a robotului s-a necesitat alegerea unor dimensiuni corespunzătoare ceea ce a dus la o supradimensionare din punct de vedere a rezistenței la încovoiere și torsiune.

Din acest motiv, pentru cazul luat în considerare nu este necesară cea de-a doua iterație a calculului.

## 6.7. Calculul dinamic exact

S-a efectuat calculul dinamic exact a mecanismelor DG al robotului RH10 folosind formalismul Lagrange în conformitate cu ordinograma și relațiile prezentate în paragraful 5.12.

Schema cinematică a robotului RH10 pentru care se realizează calculul dinamic exact este prezentată în figura 6.20.

S-au făcut următoarele notații:

- $l_i$  ( $i = 1..4$ ) parametrii constructivi ai robotului;
- $q_i$  ( $i = 1..4$ ) coordonatele generalizate ale robotului ( $c_1, \varphi_2, c_3, \varphi_4$ );
- $G_i$  ( $i = 1..4$ ) forțele de greutate corespunzătoare elementelor sistemului mecanic al RI,
- $G_{ob}$  forța de greutate corespunzătoare obiectului de lucru manipulat;
- $F_i$  ( $i = 1,3$ ) forțele motoare în care se includ și forțele rezistente aferente modulelor 1 respectiv 3;
- $M_i$  ( $i = 2,4$ ) momentele motoare în care se includ și momentele rezistente aferente modulelor 2, respectiv 4;
- $m_i$  ( $i = 1..4$ ) masele elementelor sistemului mecanic al RI;
- $m_{ob}$  masa obiectului de lucru manipulat;
- $q_i$  ( $i = 1..4$ ) vitezele generalizate ale elementelor sistemului mecanic al robotului ( $v_1, \omega_2, v_3, \omega_4$ );
- $\ddot{q}_i$  ( $i = 1..4$ ) accelerațiile generalizate ale elementelor sistemului mecanic al robotului ( $a_1, \varepsilon_2, a_3, \varepsilon_4$ );
- $J_{s,i}$  ( $i = 1..4$ ) momentele de inerție mecanice ale modulelor de rotație și translație în raport cu axa de rotație  $\Delta i$ ;

-  $J_{\Delta 2,i}$  ( $i = 3,4$ ) momentele de inerție mecanice ale modulelor de rotație și translație în raport cu axa de rotație  $\Delta 2$ .

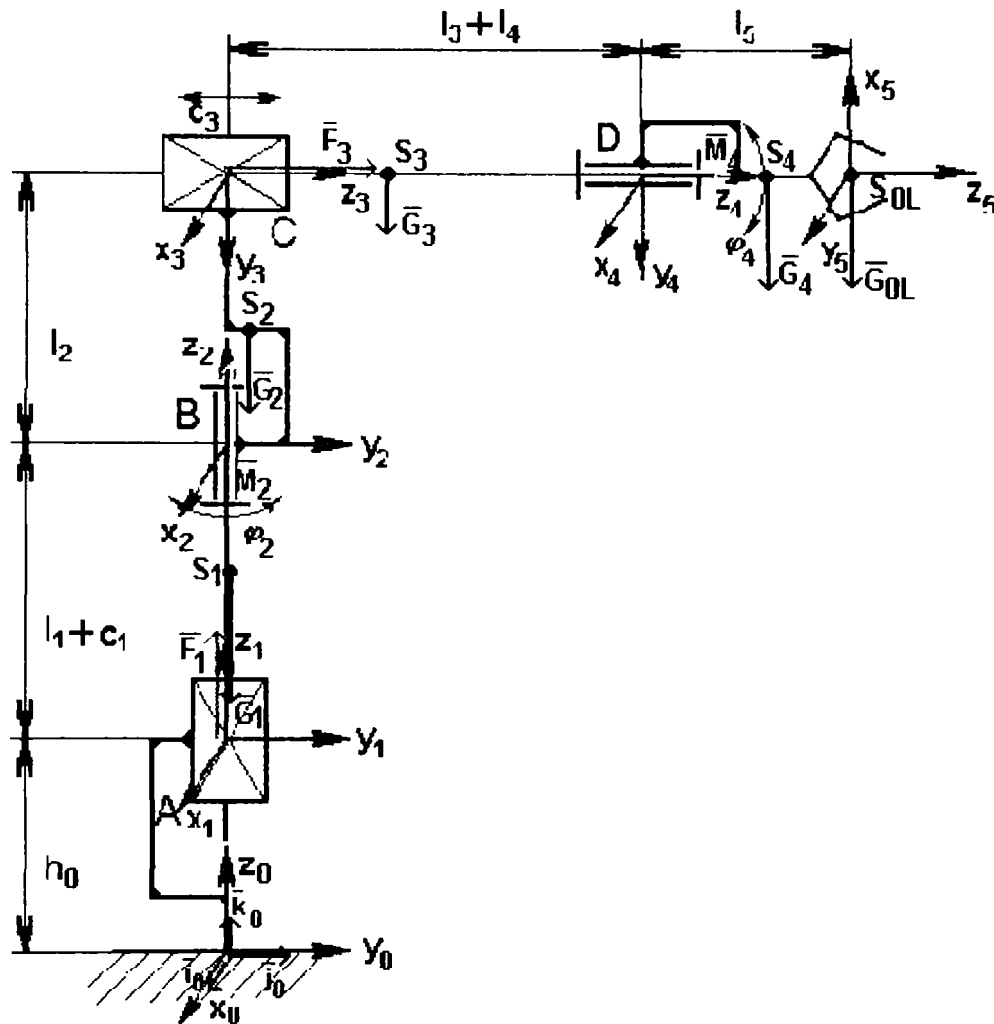


Fig.6.20. Schema cinematică a robotului RH10 pentru care se realizează calculul dinamic exact

În tabelul 6.12 sunt prezentate masele elementelor sistemului mecanic al R1, precum și pozițiile centrelor lor de masă, parametrii constructivi ai robotului și momentele de inerție mecanice ale elementelor sistemului mecanic în raport cu axele  $\Delta 1$  sau respectiv  $\Delta 2$ .

Tabelul 6.12. Mase, momente de inerție

	1	2	3	4	OL
$l_i$	475 [mm]	385 [mm]	360 [mm]	410 [mm]	-
masa	45,85	38,3	28,85	10	10
${}^0x_i$	0	0	0	0	0
${}^0y_i$	0	-0,18	0,18	0,56	0,77
${}^0z_i$	0,589	1,014	1,127	1,127	1,127
$J_{\Delta 1,i}$	0	0,27	1,52	0,0736	0,35
$J_{\Delta 2,i}$	-	-	-	0,01	0,35

Pentru studiul dinamic al roborului RH10 utilizând formalismul Lagrange se vor utiliza relațiile 5.209.

Energiile cinetice ale fiecărui modul sunt:

$$\begin{aligned}
E_{C1} &= \frac{1}{2} \cdot m_1 \cdot \dot{q}_1^2 \\
E_{C2} &= \frac{1}{2} \cdot m_2 \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\Delta 1,2} \cdot \dot{q}_2^2 \\
E_{C3} &= \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\Delta 1,3} \cdot \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_3 \cdot \dot{q}_3^2 \\
E_{C4} &= \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\Delta 1,4} \cdot \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_4 \cdot \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\Delta 2,4} \cdot \dot{q}_4^2 \\
E_{C,OL} &= \frac{1}{2} \cdot m_{OL} \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\Delta 1,OL} \cdot \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot m_{OL} \cdot \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} \cdot J_{\Delta 2,OL} \cdot \dot{q}_4^2
\end{aligned} \tag{6.7}$$

Întrucât  $\Delta 1 \perp \Delta 2$ , conform teoremei lui Steiner, există relațiile:

$$\begin{aligned}
J_{\Delta 1,2} &= J_{S2,2} + m_2 \cdot y_{S2}^2 \\
J_{\Delta 1,3} &= J_{S3,3} + m_3 \cdot ({}^3y_{S3} + q_3)^2 \\
J_{\Delta 1,4} &= J_{S4,4} + m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S4} + q_3)^2 \\
J_{\Delta 1,OL} &= J_{SOL,OL} + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)^2
\end{aligned} \tag{6.8}$$

unde:  $J_{S3,3}, J_{S4,4}, J_{SOL,OL}$  reprezintă momentele de inerție ale elementelor 3, 4 respectiv a OL în raport cu axa paralelă cu  $Oz_0$  ce trece prin centrele lor de masă.

Energia cinetică  $E_C$  a sistemului este dată de:

$$\begin{aligned}
E_C &= \frac{1}{2} \cdot \left( \sum_{i=1}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \dot{q}_1^2 + \frac{1}{2} \cdot [J_{S2,2} + J_{S3,3} + J_{S4,4} + J_{SOL,OL} + m_2 \cdot y_{S2}^2 + m_3 \cdot ({}^3y_{S3} + q_3)^2 + \\
&+ m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S4} + q_3)^2 + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)^2] \cdot \dot{q}_2^2 + \frac{1}{2} \cdot \left( \sum_{i=3}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \dot{q}_3^2 + \frac{1}{2} \cdot (J_{\Delta 2,4} + J_{\Delta 2,OL}) \cdot \dot{q}_4^2
\end{aligned} \tag{6.9}$$

Derivatele energiei cinetice în raport cu coordonatele generalizate sunt:

$$\begin{aligned}
\frac{\partial E_C}{\partial q_1} = \frac{\partial E_C}{\partial q_2} = \frac{\partial E_C}{\partial q_4} &= 0 \\
\frac{\partial E_C}{\partial q_3} &= [m_3 \cdot ({}^3y_{S3} + q_3) + m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S4} + q_3) + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)] \cdot \dot{q}_2^2
\end{aligned} \tag{6.10}$$

Derivatele energiei cinetice în raport cu vitezele generalizate și derivatele lor în raport cu timpul se obțin după cum urmează:

$$\frac{\partial E_C}{\partial \dot{q}_1} = \left( \sum_{i=1}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \dot{q}_1 \tag{6.11}$$

$$\begin{aligned}
\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_C}{\partial \dot{q}_1} \right) &= \left( \sum_{i=1}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \ddot{q}_1 \\
\frac{\partial E_C}{\partial \dot{q}_2} &= [J_{S2,2} + J_{S3,3} + J_{S4,4} + J_{SOL,OL} + m_2 \cdot y_{S2}^2 + m_3 \cdot ({}^3y_{S3} + q_3)^2 + \\
&+ m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S4} + q_3)^2 + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)^2] \cdot \dot{q}_2
\end{aligned} \tag{6.12}$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_2} \right) &= [J_{S2,2} + J_{S3,3} + J_{S4,4} + J_{SOL,OL} + m_2 \cdot {}^2y_{S2}^2 + m_3 \cdot ({}^3y_{S3} + q_3)^2 + m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S4} + q_3)^2 + \\ &+ m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)^2] \cdot \ddot{q}_2 + 2 \cdot [m_3 \cdot ({}^3y_{S3} + q_3) + m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S4} + q_3) + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)] \cdot \dot{q}_2 \cdot \dot{q}_3 \\ \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_3} &= \left( \sum_{i=3}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \dot{q}_3 \end{aligned} \quad (6.13)$$

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_3} \right) &= \left( \sum_{i=3}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \ddot{q}_3 \\ \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_4} &= (J_{\Delta 2,4} + J_{\Delta 2,OL}) \cdot \dot{q}_4 \end{aligned} \quad (6.14)$$

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial E_c}{\partial \dot{q}_4} \right) = (J_{\Delta 2,4} + J_{\Delta 2,OL}) \cdot \ddot{q}_4$$

Lucrul mecanic virtual al forțelor și momentelor exterioare, corespunzător unor deplasări virtuale elementare  $\delta q_i$ , compatibile cu legăturile presupuse ideale ale sistemului se calculează conform relației 5.215 și este în cazul de față:

$$\begin{aligned} \delta L &= \bar{F}_1 \cdot \delta \bar{r}_{O1} + \bar{G}_1 \cdot \delta \bar{r}_{S1} + \bar{M}_2 \cdot \delta \bar{\varphi}_2 + \bar{G}_2 \cdot \delta \bar{r}_{S2} + \\ &+ \bar{F}_3 \cdot \delta \bar{r}_{O3} + \bar{G}_3 \cdot \delta \bar{r}_{S3} + \bar{M}_4 \cdot \delta \bar{\varphi}_4 + \bar{G}_4 \cdot \delta \bar{r}_{S4} + \bar{G}_{OL} \cdot \delta \bar{r}_{SOL} \end{aligned} \quad (6.15)$$

Exprimările analitice a forțelor, momentelor și a deplasărilor virtuale de translație și respectiv a deplasărilor virtuale de rotație în raport cu sistemul de referință fix legat de baza robotului sunt următoarele:

- pentru prima c.c.c. vectorul forței de acționare a motorului  $\bar{F}_1$  acționează în centrul c.c.c. A, iar vectorul forței de greutate a elementului 1 a sistemului mecanic al robotului acționează în centrul de masă  $S_1$ :

$$\begin{aligned} \bar{F}_1 &= F_1 \cdot \bar{k}_0 \\ \bar{G}_1 &= -G_1 \cdot \bar{k}_0 \\ \delta \bar{r}_{O1} &= \delta q_1 \cdot \bar{k}_0 \\ \delta \bar{r}_{S1} &= \delta q_1 \cdot \bar{k}_0 \end{aligned} \quad (6.16)$$

- pentru a doua c.c.c., vectorul momentului de acționare a motorului  $\bar{M}_2$  acționează în centrul c.c.c. B, iar vectorul forței de greutate a elementului 2 a sistemului mecanic al robotului acționează în centrul de masă  $S_2$ :

$$\begin{aligned} \bar{M}_2 &= M_2 \cdot \bar{k}_2 = M_2 \cdot \bar{k}_0 \\ \bar{G}_2 &= -G_2 \cdot \bar{k}_0 \\ \delta \bar{\varphi}_{S1} &= \delta q_2 \cdot \bar{k}_0 \\ \delta \bar{r}_{S2} &= {}^2y_{S2} \cdot c_2 \cdot \delta q_2 \cdot \bar{i}_0 - {}^2y_{S2} \cdot s_2 \cdot \delta q_2 \cdot \bar{j}_0 + \delta q_1 \cdot \bar{k}_0 \end{aligned} \quad (6.17)$$

- pentru cea de-a treia c.c.c. vectorul forței de acționare a motorului  $\bar{F}_3$  acționează în centrul c.c.c. C, iar vectorul forței de greutate a elementului 3 a sistemului mecanic al robotului acționează în centrul de masă  $S_3$ :

$$\begin{aligned} \bar{F}_3 &= F_3 \cdot \bar{k}_3 = F_3 \cdot \bar{j}_3 \\ \bar{G}_3 &= -G_3 \cdot \bar{k}_0 \\ \delta \bar{r}_{O3} &= \delta q_3 \cdot \bar{j}_0 \end{aligned} \quad (6.18)$$



$$\delta \bar{r}_{S_3} = [\delta q_3 \cdot s_2 + ({}^3y_{S_3} + q_3) \cdot c_2 \cdot \delta q_2] \cdot \bar{i}_0 + [\delta q_3 \cdot c_2 - ({}^3y_{S_3} + q_3) \cdot s_2 \cdot \delta q_2] \cdot \bar{j}_0 + \delta q_1 \cdot \bar{k}_0$$

- pentru a doua c.c.c., vectorul momentului de acționare a motorului  $\bar{M}_2$  acționează în centrul c.c.c. B, iar vectorul forței de greutate a elementului 2 a sistemului mecanic al robotului acționează în centrul de masă  $S_2$ :

$$\bar{M}_2 = M_2 \cdot s_2 \cdot \bar{i}_0 + M_2 \cdot c_2 \cdot \bar{j}_0$$

$$\bar{G}_2 = -G_2 \cdot \bar{k}_0$$

$$\delta \bar{\varphi}_2 = (\delta q_4 \cdot s_2 + q_4 \cdot c_2 \cdot \delta q_2) \cdot \bar{i}_0 + (\delta q_4 \cdot c_2 - q_4 \cdot s_2 \cdot \delta q_2) \cdot \bar{j}_0 \quad (6.19)$$

$$\delta \bar{r}_{S_4} = [\delta q_3 \cdot s_2 + (l_3 + {}^4y_{S_4} + q_3) \cdot c_2 \cdot \delta q_2] \cdot \bar{i}_0 + [\delta q_3 \cdot c_2 - (l_3 + {}^4y_{S_4} + q_3) \cdot s_2 \cdot \delta q_2] \cdot \bar{j}_0 + \delta q_1 \cdot \bar{k}_0$$

$$\delta \bar{r}_{S_4} = [\delta q_3 \cdot s_2 + (l_3 + l_4 + q_3) \cdot c_2 \cdot \delta q_2] \cdot \bar{i}_0 + [\delta q_3 \cdot c_2 - (l_3 + l_4 + q_3) \cdot s_2 \cdot \delta q_2] \cdot \bar{j}_0 + \delta q_1 \cdot \bar{k}_0$$

Utilizând relațiile 6.16, 6.17, 6.18, 6.19 lucrul mecanic virtual al robotului RH10 devine.

$$\begin{aligned} \delta L = & F_1 \cdot \delta q_1 - G_1 \cdot \delta q_1 + M_2 \cdot \delta q_2 - G_2 \cdot \delta q_1 + \\ & + F_3 \cdot \delta q_3 - G_3 \cdot \delta q_1 + M_4 \cdot \delta q_4 - G_4 \cdot \delta q_1 - G_{OL} \cdot \delta q_1 \end{aligned} \quad (6.20)$$

Prin urmare forțele generalizate  $Q_i$  sunt:

$$Q_1 = F_1 - \sum_{i=1}^4 G_i - G_{OL}$$

$$Q_2 = M_2$$

$$Q_3 = F_3$$

$$Q_4 = M_4$$

(6.21)

Ecuțiile diferențiale ale mișcării robotului sunt:

$$F_1 = \left( \sum_{i=1}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \ddot{q}_1 + \sum_{i=1}^4 G_i + G_{OL} \quad (6.22)$$

$$\begin{aligned} M_2 = & [J_{S_2,2} + J_{S_3,3} + J_{S_4,4} + J_{S_{OL},OL} + m_2 \cdot {}^2y_{S_2}^2 + m_3 \cdot ({}^3y_{S_3} + q_3)^2 + m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S_4} + q_3)^2 + \\ & + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)^2] \cdot \ddot{q}_2 + 2 \cdot [m_3 \cdot ({}^3y_{S_3} + q_3) + m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S_4} + q_3) + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)] \cdot \dot{q}_2 \cdot \dot{q}_3 \end{aligned} \quad (6.23)$$

$$F_3 = \left( \sum_{i=3}^4 m_i + m_{OL} \right) \cdot \ddot{q}_3 - [m_3 \cdot ({}^3y_{S_3} + q_3) + m_4 \cdot (l_3 + {}^4y_{S_4} + q_3) + m_{OL} \cdot (l_3 + l_4 + q_3)] \cdot \dot{q}_2^2 \quad (6.24)$$

$$M_4 = (J_{S_2,4} + J_{S_2,OL}) \cdot \ddot{q}_4 \quad (6.25)$$

Pornindu-se de la aceste relații și ținând cont de faptul că robotul deservește celula de fabricație flexibilă prezentată în figura 6.1, iar în cadrul programului tipic de fabricație secvențele cele mai defavorabile din punct de vedere dinamic pentru structura considerată a robotului sunt: (6-7), (14-15), (19-20), se vor determina forțele generalizate exacte pentru fiecare axă la momentele cele mai defavorabile din punct de vedere dinamic.

Pentru secvența (6-7) forțele generalizate exacte calculate la momentul  $t=0,80s$  de la începerea mișcării, moment în care se atinge viteza liniară maximă  $\dot{c}_3 = 0,5 \frac{m}{s}$  și liniară

accelerația  $\ddot{c}_3 = 2,5 \frac{m}{s^2}$ , sunt date în tabelul 6.13.

Tabelul 6.13. Forțe generalizate pentru secvența 6-7

Secvența	$F_1$	$M_2$	$F_3$	$M_4$
6-7	1183,6 [N]	0	122,13 [N]	0

Pentru secvența (14-15) forțele generalizate exacte calculate la momentul  $t=1,57s$  de la începerea mișcării sunt date în tabelul 6.14. La acel moment se ating următoarele valori pentru viteze și accelerații  $\dot{\varphi}_5 = 1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ;  $\ddot{\varphi}_5 = 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$ ;  $\dot{\varphi}_2 = 1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ;  $\ddot{\varphi}_2 = 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$ ;  $\dot{c}_1 = 0,0955 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ ;  $\ddot{c}_1 = 0,477 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ .

Tabelul 6.14. Forțe generalizate pentru secvența 14-15

Secvența	$F_1$	$M_2$	$F_3$	$M_4$
14-15	1241,2 [N]	19,58 [Nm]	15 [N]	1,85 [Nm]

Pentru secvența (19-20) forțele generalizate exacte calculate la momentul în care brațul robotului s-a rotit cu  $\varphi_2 = \pi - 1$  [rad] sunt date în tabelul 6.15. La acel moment se ating următoarele valori pentru viteze și accelerații  $\dot{\varphi}_2 = 1 \frac{\text{rad}}{\text{s}}$ ;  $\ddot{\varphi}_2 = 5 \frac{\text{rad}}{\text{s}^2}$ .

Tabelul 6.15. Forțe generalizate pentru secvența 19-20

Secvența	$F_1$	$M_2$	$F_3$	$M_4$
19-20	1183,6 [N]	17,71 [Nm]	15 [N]	0

Calculul forțelor generalizate exacte utilizând relațiile 6.7 - 6.25 s-au făcut utilizându-se utilitarul MAPLE V.

Dacă se ține cont și de frecările din cuplele cinematice conducătoare, astfel încât se va considera un randament  $\eta_{1,3} = 0,9$  pentru cuplele de translație și respectiv  $\eta_{2,4} = 0,85$  pentru cuplele de rotație se ajunge la valorile forțelor generalizate pe care trebuie să le dezvolte cele patru motoare ce pun în mișcare elementele DG aferente celor patru cuple cinematice conducătoare (tabelul 6.16).

Tabelul 6.16 Forțe generalizate

	C.c.c. A	C.c.c. B	C.c.c. C	C.c.c. D
Forțe, momente necesare calculate prin analiză dinamică exactă	1379,1 [N]	23,04 [Nm]	135,7 [N]	2,17 [Nm]
Forțe, momente necesare calculate prin analiză dinamică aproximativă	1379 [N]	18,63 [Nm]	135,7 [N]	2,09 [Nm]
Forțe, momente efective dezvoltate de către motoarele alese	2180 [N]	60,3 [Nm]	1565 [N]	7,90 [Nm]

Din tabelul 6.16 se observă că exceptând motorul ce acționează c.c.c. C și care s-a ales cu o putere mult peste valorile necesare (alegerea s-a făcut ținându-se cont de faptul că motorul trebuie să asigure o cursă de 300 mm), celelalte motoare asigură un coeficient de siguranță (raportul dintre forțele, momentele efective dezvoltate de către motoarele

alese și forțele, momentele necesare calculate prin analiză dinamică exactă) cuprins între 1.6 și 3.6.

### **6.7. Concluzii**

Pe baza rezultatelor obținute prin calcule ale analizei dinamice exacte pentru robotul industrial RH10 realizat – după cum s-a arătat - în construcție modulară (TRTR) se constată corectitudinea algoritmului propus în capitolul 5 privind calculul puterii motoarelor de acționare și a structurii mecanice utilizând analiza dinamică aproximativă.

Analizând rezultatele obținute în final, conform tabelului 6.16 se constată că forțele și momentele necesare acționării pentru cuplele de rotație (B și D) obținute prin analiza dinamică aproximativă sunt mai mici (cu 20 % respectiv cu 3,7%) față de forțele și momentele necesare acționării obținute prin analiza dinamică exactă, ceea ce reprezintă influența fenomenului de cuplare a axelor.

Relațiile stabilite, tabelele și graficele obținute pot constitui o bază de date pentru proiectanții de RI în vederea alegerii puterii motoarelor hidraulice de acționare în funcție de schema cinematică și dimensiunile elementelor dispozitivului de ghidare, programul de conducere tipic, masa obiectului de lucru în cazul robotului ce manipulează obiecte, masa efectorului final, variația în timp a vectorului forței tehnologice, în cazul când robotul efectuează prelucrare (manipulează scule).

## CAPITOLUL 7

### **Elaborarea unei metode de modelare pe calculator a acțiunilor hidraulice și simularea funcționării unei axe de translație orizontală a robotului RH10**

#### 7.1. Introducere

Robotul industrial RH10 având DG de structură TRTR conceput și realizat de autor este prezentat în figura 4.52 cu schema cinematică în figura 4.51, paragraful 4.8.

Acționarea robotului este hidraulică de tip secvențial. Schema acțiunii hidraulice secvențiale este prezentată în figura 4.53.

În perioada realizării robotului, nivelul de dezvoltare al fabricării aparaturii hidraulice la noi în țară, precum și posibilitățile materiale de aprovizionare din import a aparaturii performante erau reduse, motiv pentru care s-a adoptat sistemul de comandă, secvențial, accesibil în perioada respectivă (1982).

Ținând cont de progresele realizate în domeniul hidraulicii proporționale și cel al electronicii și mai ales al calculatoarelor, pe baza structurii mecanice existente, autorul a realizat modernizarea axei de translație orizontală (de extensie braț), prezentată în figura 4.47. Pe baza experimentărilor s-au stabilit parametrii optimi de acționare și reglare a mișcării relative a elementelor axei și s-a verificat pe baza metodei și relațiilor stabilite în capitolul 5, puterea motoarelor hidraulice de acționare, urmând ca pe baza rezultatelor obținute să se modernizeze toate axele robotului.

#### 7.1.1. Prezentarea structurii axei de translație orizontală a robotului RH10

La modernizarea sistemului de conducere (comandă și acționare) a axei de translație orizontale (extensie braț) s-a pornit de la situația existentă a acestei axe, prezentată în figura 7.1.

Axa hidraulică de translație orizontală este compusă din motorul hidraulic liniar (MHL) cu dublă acțiune format din cilindrul (1), pistonul (2), tija (3), sistemul de ghidare (TG), legat de tija (3), prin flanșa (4). Elementul de comandă al motorului hidraulic, este un distribuitor clasic (D1) 4/3, având  $D_n=10$ , cu acționare electromagnetică, comandat de elementul de comandă (EC), la cuplarea semnalelor primite de la limitatoarele de cursă  $L_{c1}$  și  $L_{c2}$ .

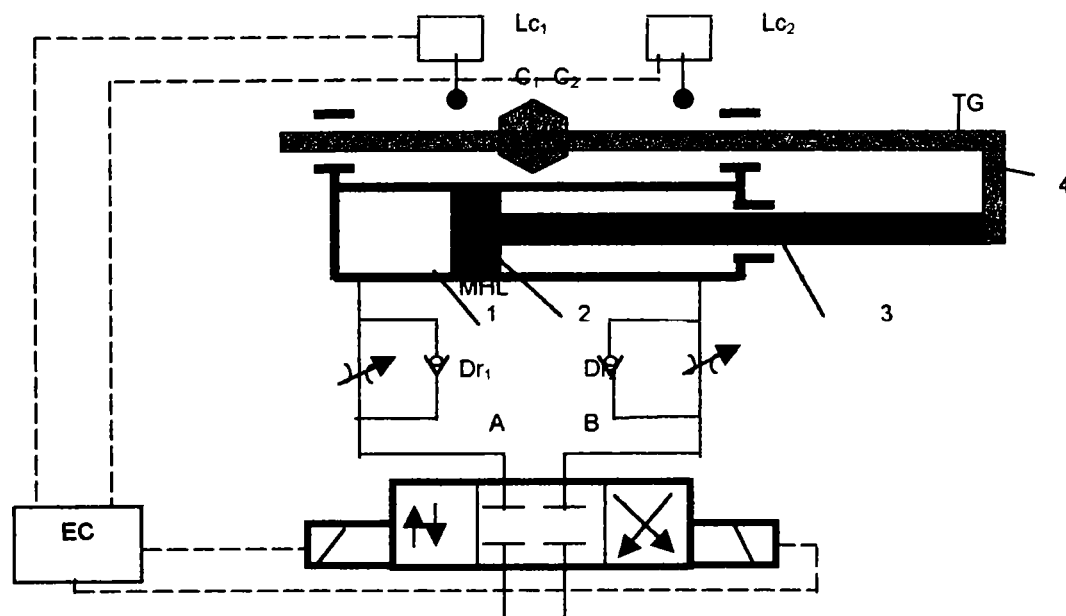


Fig. 7.1 Schema de acționare a axei de translație orizontală – forma inițială.

Lungimea cursei poate fi reglată prin camele  $C_1$  și  $C_2$ , fixate pe tija de ghidare ( $T_G$ ). În această concepție vitezele de deplasare ale motorului sunt constante, neexistând posibilitate de control al acestora, ele fiind influențate de presiunea uleiului, respectiv de debitul acestuia, reglat prin drosselele  $Dr1$  și  $Dr2$

### 7.1.2. Alegerea soluției de modernizare

Pentru a aduce robotul la performanțe superioare s-a conceput modernizarea conducerii și s-a realizat această modernizare pentru axa de translație orizontală, alegând soluția de acționare cu un servosistem electrohidraulic, utilizând un distribuitor proporțional de tip 4WRZ25E325-31/6A24NEZ4/D 2M, produs de firma Rexroth, având schema de principiu prezentată în figura 3.11, existent în dotare, și o interfață de comandă, de concepție proprie, prezentată în paragraful 7.1.4. Pentru urmărirea poziției și vitezei de deplasare, s-a utilizat un traductor de deplasare liniar de tip incremental și o interfață cu calculatorul de concepție proprie, prezentată în paragraful 7.1.5.

Schema de principiu a conducerii axei modernizate este prezentată în figura 7.2

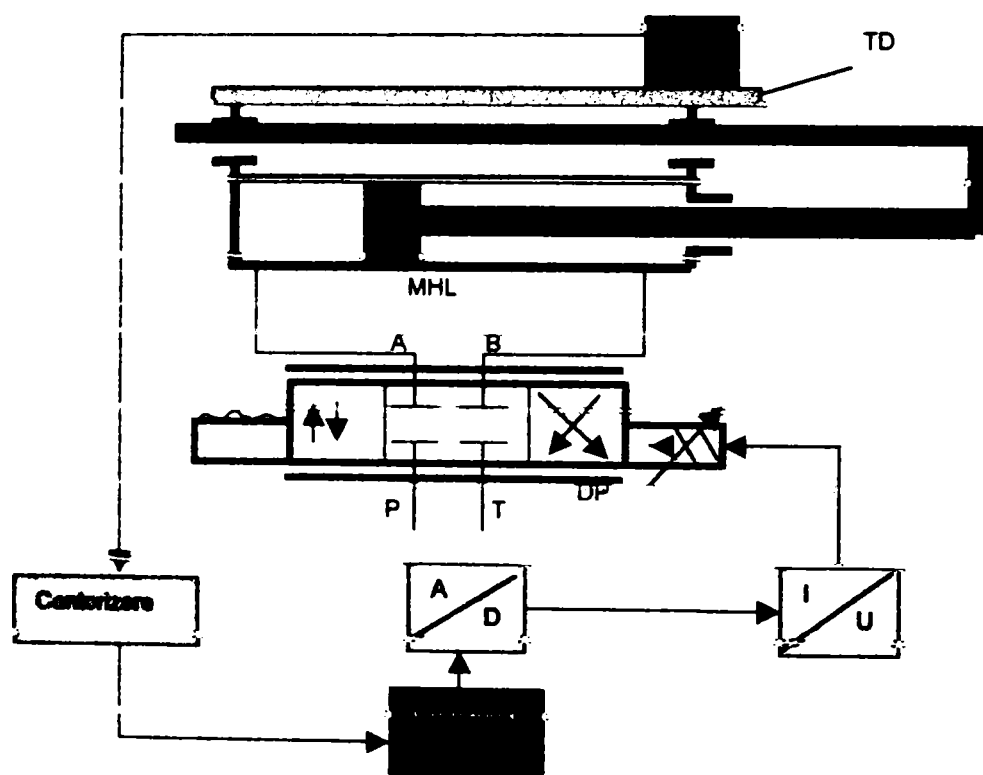


Fig. 7.2. Schema de conducere a axei de translație orizontală, modernizată.

În această situație controlul deplasării, respectiv cel al vitezei se poate face prin controlul debitului de ulei care se scurge prin distribuitorul proporțional spre motorul hidraulic. Modernizarea propusă face posibilă conducerea robotului prin calculatorul numeric.

Schema de conducere se poate realiza în mai multe variante. Conducerea axelor se realizează în general de către dispozitive electronice numite procesoare de axă, existente la nivelul fiecărei axe în parte. Aceste procesoare sunt subordonate generatorului de traiectorie de la care primesc mărimile prescrise. Schema bloc principală este prezentată în figura 7.3.

Având în vedere faptul că scopul urmărit în cadrul tezei este determinarea legilor de reglare și parametrii de funcționare optimi pentru axa orizontală a robotului RH10, la elaborarea schemei de comandă s-au aplicat următoarele principii:

- a. Conducerea robotului să fie flexibilă în sensul posibilității de modificare ușoară a legilor de reglare și a parametrilor de funcționare.

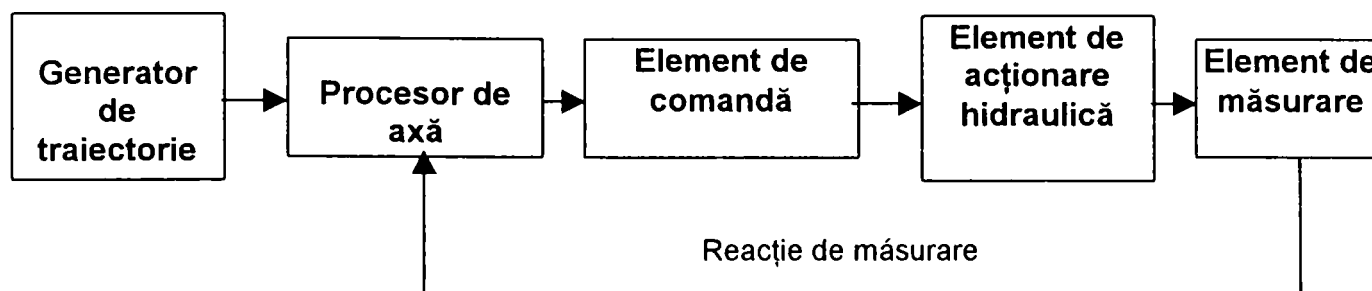


Fig.7.3.Schema bloc de conducere a unei axe de robot.

b. Costurile de realizare cât mai mici; în acest scop s-au folosit elemente universale: calculatoare PC și placă de achiziție existente deja în dotarea laboratorului.

c. Folosirea calculatoarelor PC și a plăcii de achiziție a permis utilizarea unor limbaje de nivel înalt (Visual C++), astfel modificările de program putându-se realiza relativ ușor (în comparație cu programele scrise în limbaj de asamblare).

Ținând cont de principiile de mai sus pentru realizarea conducerii axei modernizate s-a ales un calculator PC cu procesor Intel Pentium 200MHz, 32MRAM, pe magistrala căruia s-a conectat o placă de achiziție „National Instrumets” tip PCI-1200 capabilă să realizeze atât transmiterea semnalelor de comandă către distribuitorul proporțional, cât și citirea semnalelor de la sistemul de măsurare.

Programul implementat pe acest calculator îndeplinește următoarele funcții :

1. - preia de la consolă poziția programată pentru deplasarea axei orizontale;
2. - preia de la sistemul de măsurare poziția curentă a axei;
3. - calculează viteza și accelerația deplasării din poziția și timpul măsurat;
4. - calculează valorile impuse ale poziției, vitezei și accelerației.
5. - calculează erorile dintre mărimile impuse și cele măsurate;
6. - elaborează pe baza unei legi de reglare mărimile de comandă;
7. - transmite mărimile de comandă electromagneților distribuitorului hidraulic proporțional.

Pentru subsistemul de măsurare, având în vedere faptul că elementul de acționare este un motor hidraulic liniar, s-a folosit o riglă optică tip LI120.

### 7.1.3.Schema de conducere a axei hidraulice de translație modernizate

Sistemul amintit este descris în figura 7.4. În cele ce urmează se prezintă elementele componente ale schemei de conducere a axei hidraulice de translație modernizate.

1. *Calculator PC*, care rulează programul de supraveghere al întregului proces. În program se înscriu cotele la care trebuie să se deplaseze punctul caracteristic al sistemului de poziționare și viteza cu care se efectuează deplasarea respectivă.

2. *Cursorul traductorului de poziție*, este solidar cu elementele fixe ale sistemului.

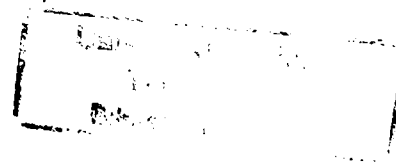
3. *Rigla traductorului de poziție*, se deplasează împreună cu pistonul și generează impulsurile de măsurare corespunzătoare.

4. *Cilindrul motorului hidraulic liniar cu tijă unilaterală*.

5. *Tija motorului hidraulic*.

6. *Traductor de presiune TP1*

7. *Traductor de presiune TP2*. Cele două traductoare de presiune oferă informații despre presiunea în sistem deci implicit informații legate de forțele ce acționează asupra pistonului. Traductoarele de presiune pot măsura presiuni de la 0 la 400 bari., cu o precizie de 1 bar și dau un semnal în curent, proporțional cu presiunea, de la 0 la 20 mA.





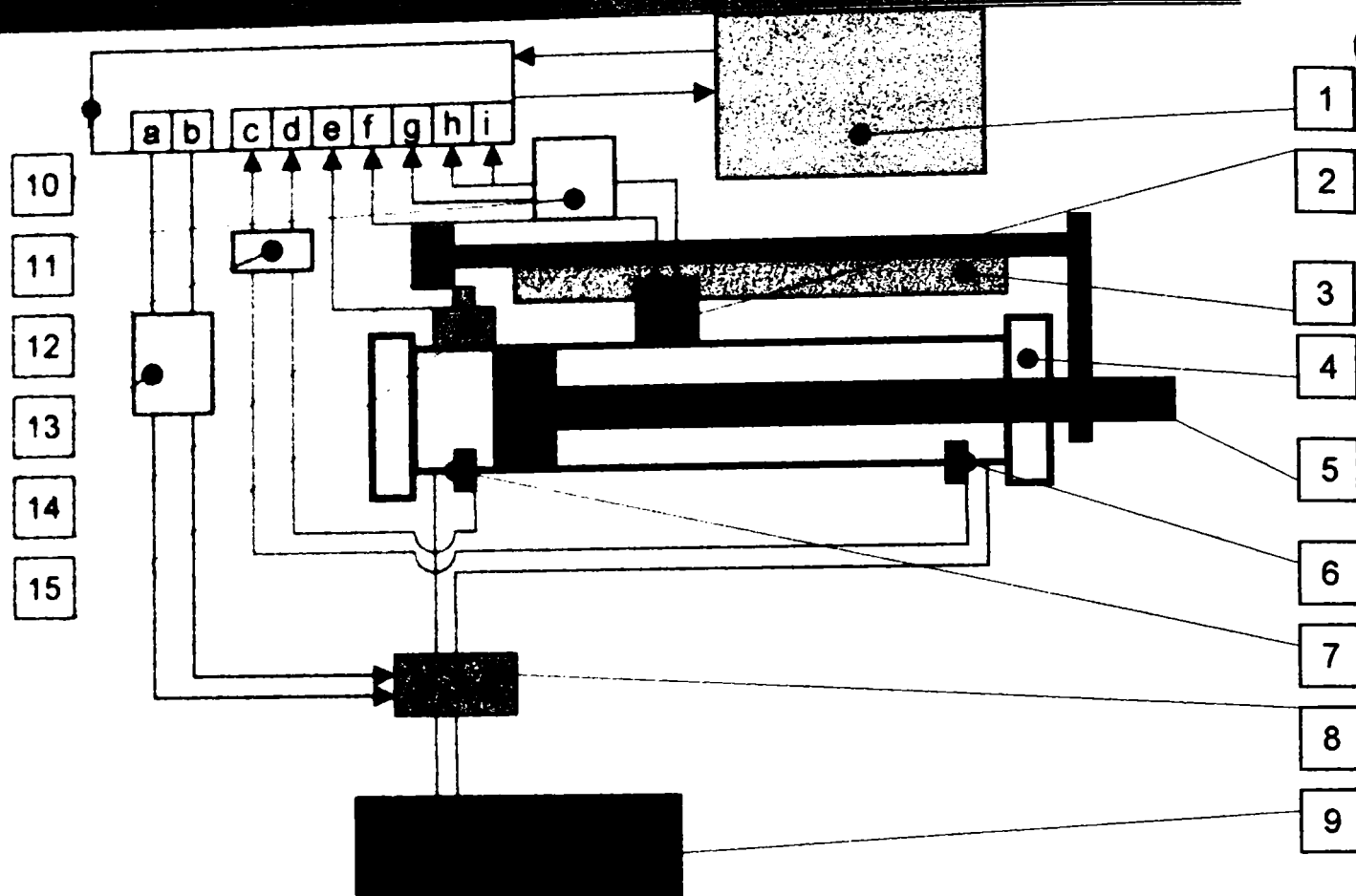


Fig. 7.4. Schema de conducere a axei hidraulice de translație

**8. Distribuitorul proporțional**, reglează viteza pistonului motorului hidraulic în funcție de curentul scurs prin bobinele de comandă, de la 0 la 20 mA.

**9. Sursa de energie hidraulică**, formată din rezervor, pompă acționată de motorul electric, filtru de ulei, supapă de limitare a presiunii.

**10. Placa de achiziție (PCI 1200)**, asigură conversia A/D (analog/digital) și D/A (digital/analog) cât și contorizarea semnalelor de măsurare și respectiv de comandă.

**11. Circuitul de conversie poziție**, realizează transformarea semnalului din forma sinusoidală în TTL (semnal treaptă unitate), și decelarea sensului de mișcare.

**12. Circuitul de conversie presiune**, realizează transformarea semnalului curent (4-20 mA) în semnal tensiune (0-10V).

**13. Circuitul interfață de comandă**, realizează transformarea semnalului analogic tensiune (0-10V) în semnal curent (0-20 mA).

**14. Camă de sincronizare**, stabilește punctul de nul al sistemului de măsurare.

**15. Contactorul de sincronizare**, realizează împreună cu cama de sincronizare preluarea punctului de nul al poziționării.

Pe placa de achiziție s-au notat cu litere latine, ieșirile și intrările de la dispozitivele folosite cu următoarea corespondență:

**a-DAC0OUT**-ieșire analogică de comandă "0".

**b-DAC1OUT**- ieșire analogică de comandă "1".

**c-ACH6**-intrare analogică pe canalul 6 de la traductorul de presiune TP1

**d-ACH7**-intrare analogică pe canalul 7 de la traductorul de presiune TP2

**e-PC7**-intrare digitală de la contactorul de sincronizare.

**f - GATE1** semnal de validare a contorizării pentru contorul C1.

**g - GATE2** semnal de validare a contorizării pentru contorul C2.

**h -CLKB1**-contorizare impulsuri de poziție în sens +.

**i-CLKB2**-contorizare impulsuri de poziție în sens -.

### 7.1.4. Subsistemul de măsurare a deplasării relative a elementelor c.c.c.(axei)

Pentru măsurarea deplasării pe axa orizontală s-a utilizat un subsistem de măsurare realizat cu ajutorul unui traductor de deplasare (riglă optică incrementală) de tip LI120 fabricat de firma Opted din Bulgaria. Rigla furnizează 2 semnale sinusoidale denumite în cele ce urmează U1 și U2, defazate între ele cu  $\pm 90^\circ$  în funcție de sensul mișcării. Semnalele trec succesiv prin valoarea maximă, respectiv minimă în cursul deplasării liniare.

Pentru calculul valorii numerice a poziției elementelor mobile se utilizează un program înscris în memoria calculatorului PC, care primește valorile necesare calculului, de la placa de achiziție PCI 1200. Legătura între rigla optică și placa de achiziție se realizează cu ajutorul unei plăci de interfață care are rolul de a transforma cele 2 semnale sinusoidale U1 și U2 furnizate de rigla optică într-un șir de impulsuri care va fi transmis plăcii PCI 1200. Schema plăcii de interfață este prezentată în figura 7.5

Placa de achiziție contorizează impulsurile CLK pentru a obține valoarea numerică a poziției elementului mobil al axei. Placa de interfață mai furnizează de asemenea încă două semnale: GATEB1 (stânga) cu rolul de a activa contorul CLKB1 și respectiv GATEB2 (dreapta) pentru a contoriza impulsurile la deplasări în sens opus activând contorul CLKB2 de pe placa de achiziție

Placa de interfață conține două comparatoare cu histereză realizate cu ajutorul unui circuit comparator de tip  $\beta M339$  cu rolul de a transforma semnalele sinusoidale în semnale digitale.

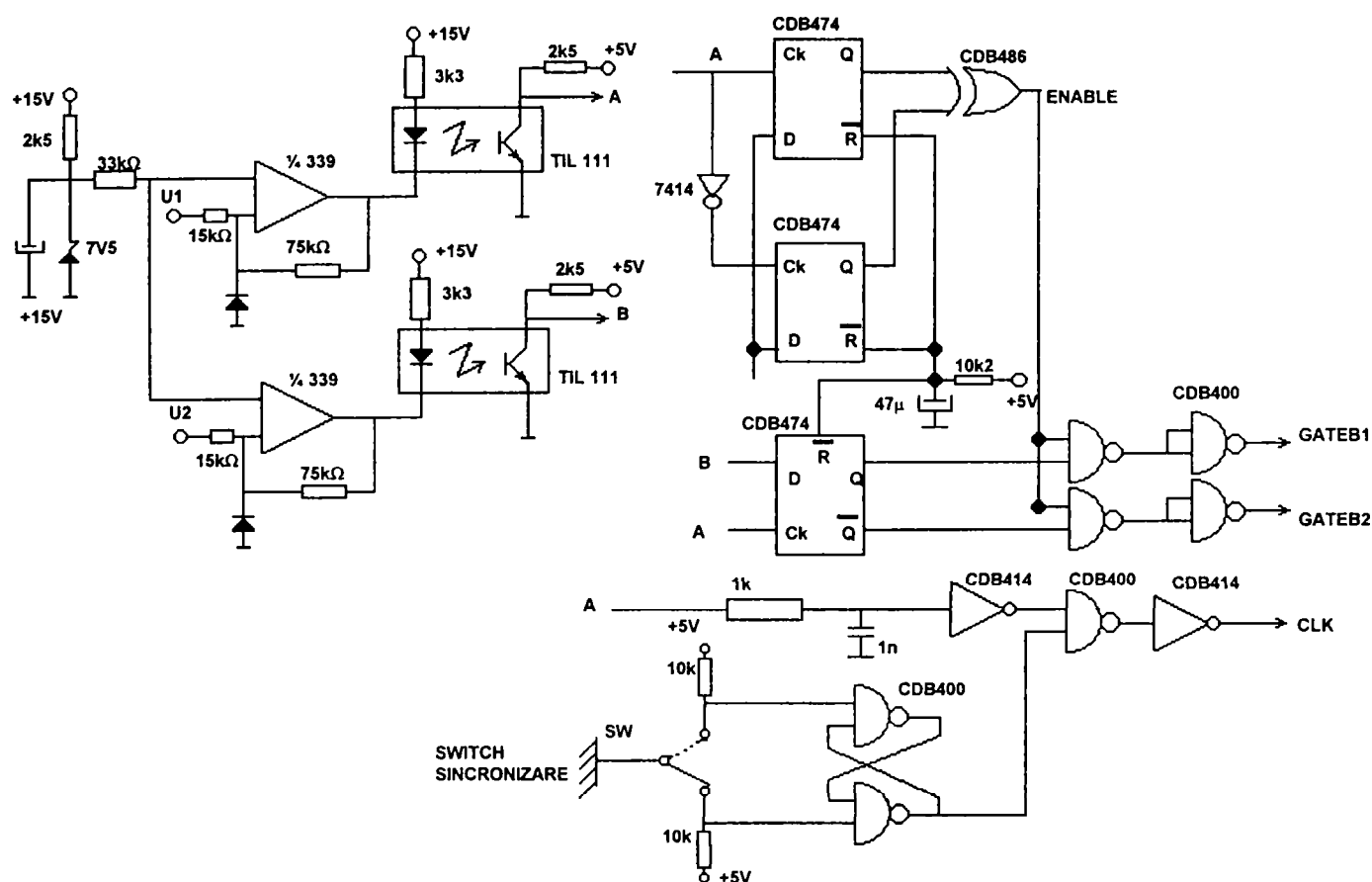


Fig.7.5. Circuit de interfață de măsurare.

Separarea galvanică între sistemul de măsurare amplasat pe robot și placa de achiziție care aparține sistemului de comandă, se realizează cu două optocuploare de tip TIL111. Acestea operează și conversia de nivel necesară pentru logica TTL a plăcii de interfață. Cu ajutorul a două circuite bistabile tip D și a unei porți "SAU EXCLUSIV", se realizează un circuit care furnizează un semnal ENABLE cu rolul de a elimina impulsurile de numărare parazite care pot să apară în cazul când axa vibrează în jurul unei poziții fixe.

Circuitul care dă informații cu privire la sensul deplasării (semnalele GATEB1 și respectiv GATEB2) este realizat cu un dispozitiv bistabil de tip D urmat de porți de tip "Și NU".

Pentru sincronizarea mișcării axei (preluarea punctului zero al axei), este folosit un switch amplasat pe axă și un circuit bistabil realizat din două porți "Și NU" cu rolul de a elimina oscilațiile ce apar la acționarea switch-ului.

Pentru a realiza o comandă corectă a contoarelor de pe placa de achiziție (CLKB1 și CLKB2) impulsurile de numărare sunt întârziate cu un circuit RC.

Interfața s-a realizat deoarece nu se găsește în stare independentă pentru a fi procurată din comerț.

### 7.1.5. Subsistemul de comandă

Electromagneții distribuitorului proporțional sunt comandați în curent având intensitatea în domeniul 0 – 0,8 A, în timp ce placa de achiziție poate furniza semnale de tensiune între 0-10 V. Pentru realizarea acestei comenzi s-a proiectat și realizat o placă de interfață a circuitului de comandă care să realizeze conversia necesară. Schema plăcii de interfață este prezentată în figura 7.6.

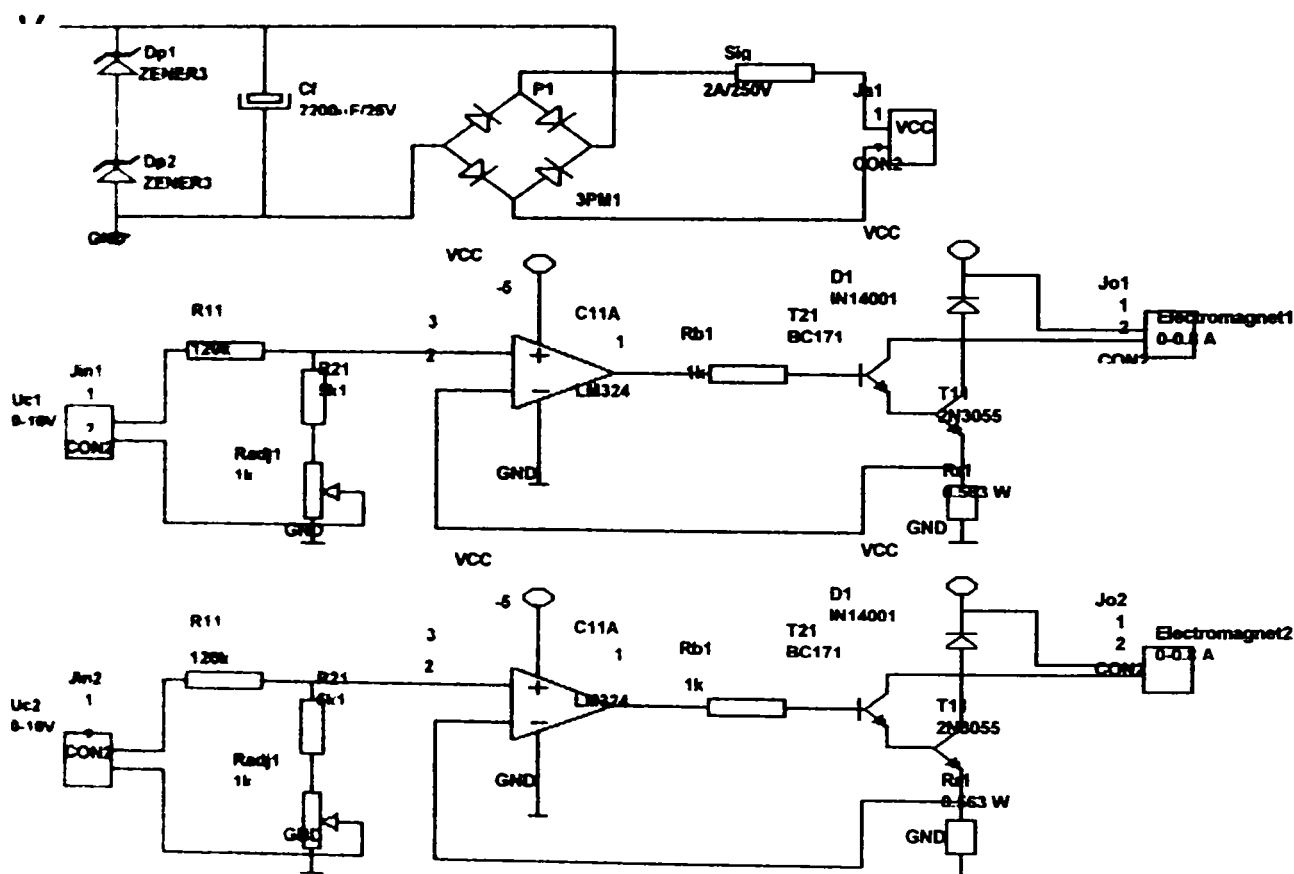


Fig 7.6. Circuit de interfață de comandă a distribuitorului proporțional.

Tensiunile de comandă Uc1 respectiv Uc2 sunt furnizate de către două canale de ieșire analogice ale plăcii de achiziție PCI 1200 : DAC0OUT și DAC1OUT. Valorile tensiunilor sunt calculate, pe baza legilor de reglare, în cadrul softului de comandă, și sunt generate de către circuitele plăcii de achiziție.

Interfața de comandă prezentată mai sus a fost realizată deoarece ea nu se produce de către firmele de specialitate, ca subansamblu independent, interfețe similare fiind integrate în ansamblul sistemelor de comandă concrete ale unor instalații industriale.

### 7.1.6. Subsistemul de contorizare și conversie A/D respectiv D/A

Conversiile A/D (analog/digital) respectiv D/A (digital/analog) sunt realizate de către o placă de achiziție PCI 1200, de fabricație National Instruments, cuplată la magistrala calculatorului PC. Placa de achiziție este dotată cu un set de biblioteci de funcții dezvoltate pentru programare în limbajul Visual C++ și cu două contoare 82C53 dintre care unul ( 82C53B ) este folosit în scopul contorizării semnalelor primite de la o sursă externă (circuitul de interfață al riglei de măsurare).

Contorul 82C53B poate contoriza două semnale, pe intrările CLKB1 și CLKB2.

Pornirea și oprirea contoarelor se realizează prin comutarea semnalelor la intrările GATEB1 și GATEB2. Caracteristicile de timp ale contoarelor sunt următoarele :durată semnal Clock – 380 ns minim; durată semnal Gate – 100 ns minim.

Al treilea contor B0 al circuitului 82C53B este folosit pentru a furniza baza de timp pentru calculul vitezei în programul de comandă.

Pentru generarea semnalelor de comandă sunt folosite două canale de ieșiri analogice. Tensiunile de ieșire sunt date de un convertor D/A pe 12 biți Pentru comanda electromagneților distribuitorului proporțional s-a folosit modul unipolar, cu un domeniu de tensiuni de la 0 la 10 V. Incrementul de conversie D/A în acest caz va fi de :

$$1\text{LSB} = \frac{10\text{ V}}{4095} = 2,442 \cdot 10^{-4}\text{ V}$$

ceea ce asigură o precizie corespunzătoare (LSB = Least significant bit).

Schema logică a programului este prezentată în figura 7.7., iar funcțiile soft corespunzătoare contorizării cât și ieșirilor analogice sunt date în anexa 8.

Programul debutează cu inițializarea variabilelor și setarea ieșirilor analogice de comandă a electromagneților distribuitorului proporțional. Înainte de intrarea în bucla de comandă în cadrul blocului de „Inițializare contorizare” se execută în mod automat sincronizarea sistemului de măsurare. Înainte de a se realiza bucla de comandă, programul așteaptă introducerea unei cote de realizat. Toate cotele specificate (deplasări) sunt tratate ca și cote absolute, în sensul că ele se măsoară de la punctul de sincronizare, care este considerat punct 0 al sistemului de măsurare. Derularea buclei de comandă se execută conform schemei. În cadrul acestei bucle în modulul „Calcul tensiuni de comandă” sunt exprimate relațiile ce definesc diferitele tipuri de regulatoare utilizate ( P, PI, PID), atât pentru poziție cât și pentru viteză. După atingerea cotei programate se poate programa o nouă cotă sau se poate executa ieșirea din program. Ieșirea din program se realizează în momentul apăsării unei taste predefinite, atunci când nu se mai dorește programarea unei noi cote. La ieșirea din program se resetează funcțiile de contorizare, iar tensiunile de comandă se aduc la valoarea 0.

## 7.2. Modelarea matematică a acțiunilor hidraulice ale cuplelor cinematice conducătoare ale roboților industriali .

### 7.2.1. Introducere

Scopul modelării matematice este stabilirea ecuațiilor matematice care descriu legătura dintre mărimea de ieșire (unghiul de rotație, deplasare, forță) și mărimile de intrare (tensiune, curent, deplasare), din respectiv în servosistemul de acționare.

Indiferent de tipul acționării (electric, hidraulic, pneumatic, electro-hidraulic), oricare modul al robotului (R sau T) are în componența sa un servosistem format din elementul de distribuție sau comandă, motorul de acționare și din elementul de execuție (organul de execuție).

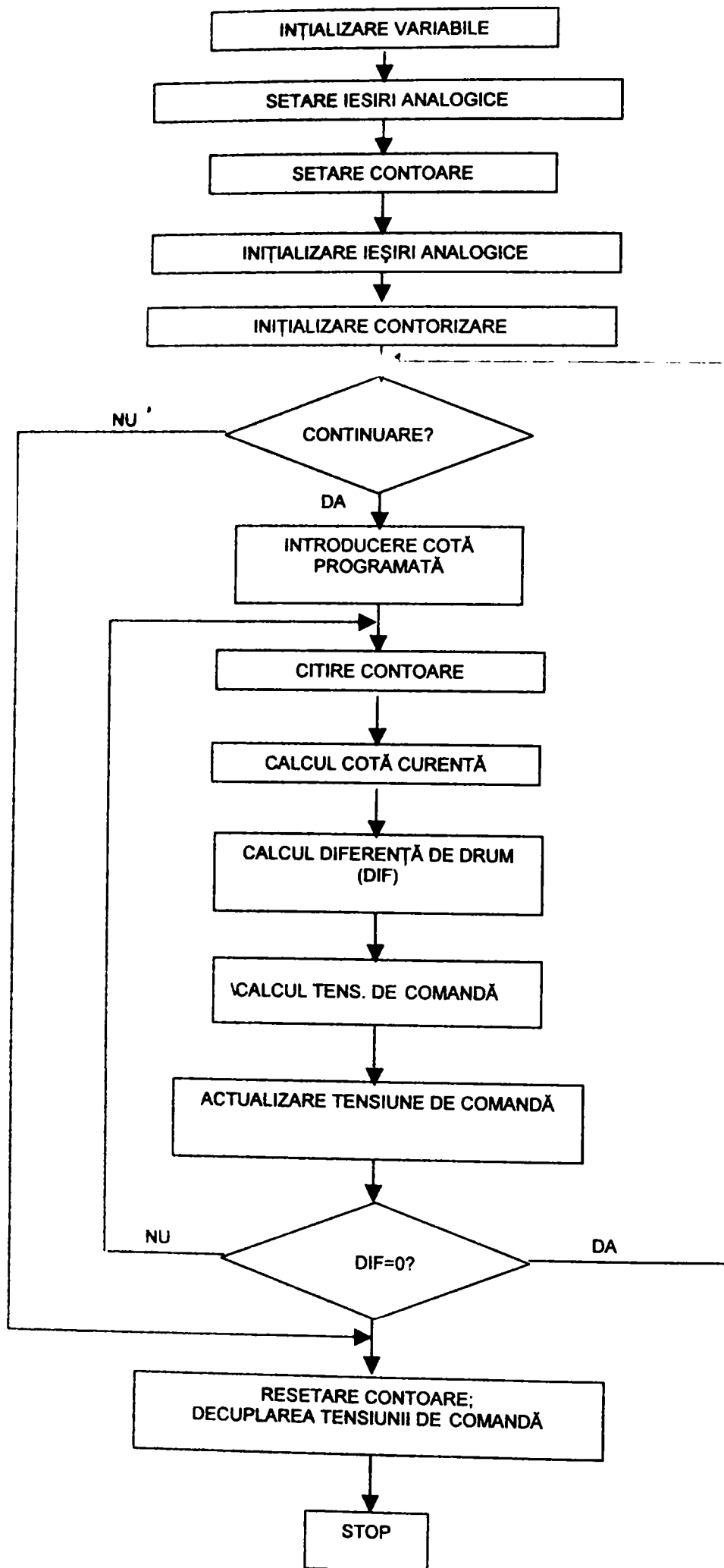


Fig.7.7. Ordinograma programului de achiziție a datelor

Pe baza modelării matematice s-a realizat simularea comportării dinamice a servosistemului de acționare.

După cum s-a arătat în capitolul 2 acționarea R.I. poate fi de tip secvențial; servocomandată analogic sau servocomandată digital.

În cadrul comenzii hidraulice secvențiale elementul central este distribuitorul clasic bazat pe principiul "totul sau nimic" sau tehnica "alb-negru". În cadrul sistemului servocomandat analogic, elementul central îl constituie servovalva electro-hidraulică sau distribuitorul proporțional, iar în cazul sistemului servocomandat digital, elementul central îl constituie motorul electric pas cu pas (MPP) cuplat cu un amplificator hidraulic.

### 7.2.2. Etapele modelării matematice a acționării axelor hidraulice

Pe baza schemei de principiu a acționării, a fluxului energetic, a forțelor și momentelor care apar se stabilesc de la caz la caz :

- ecuațiile de continuitate a fluxurilor energetice;
- ecuațiile de echilibru dinamic ale sistemului mecanic;
- funcția de transfer, prin aplicarea transformatei Laplace sau Fourier;
- schema bloc.

În continuare se cercetează prin simulare numerică, comportamentul dinamic al sistemului acționat, trasându-se diagramele de variație a parametrilor acestuia .

Se studiază apoi influențele pe care le au elementele constructive, funcționale și de reglaj asupra comportamentului dinamic al sistemului de acționare în vederea stabilirii prescripțiilor privind alegerea tipului constructiv al elementelor de acționare, reglajul sistemului de acționare pentru o funcționare rațională – optimă.

### 7.2.3. Modelul matematic al servosistemului electro-hidraulic cu comandă analogică [B11] [D1] [D2] [D6] [I6] [M9] [M10] [O5] [T5] [T13]

După cum s-a precizat mai sus elementul central al servosistemului este distribuția de tip proporțional (servovalvă, sau distribuitor proporțional), cuplată cu motorul hidraulic liniar, sau rotativ.

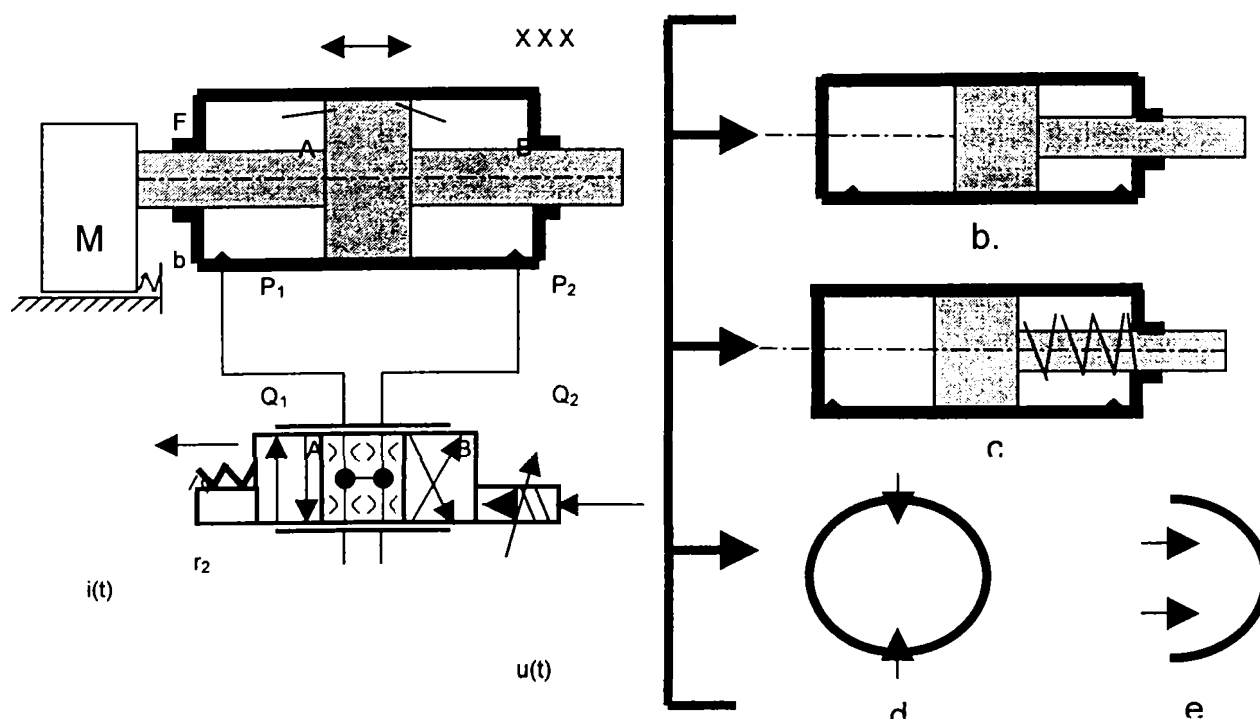


Fig. 7.8. Schema acționării electro-hidraulice generalizate.



Servovalva electro-hidraulică (SVEH) sau distribuitorul proporțional (DP), formează după cum s-a văzut în capitolul 3, elementul de amplificare, care amplifică mărimea de intrare ( $i$ ,  $u$ ,  $y$ ) în debit de ieșire din amplificator, care este preluat de motorul hidraulic.

S-a stabilit un model matematic generalizat, pornind de la schema din figura 7.8. al servosistemelor electro-hidraulice analogice, ținând cont de diversele tipuri de amplificatoare (cu clapetă, cu sertar, într-un etaj, sau mai multe etaje de amplificare, cu acoperire negativă sau pozitivă, cu două muchii active, sau patru muchii active, cu sau fără reacție suplimentară de presiune)

În acest scop s-au exprimat relațiile privind :

- echilibrul de mișcare al sertarului distribuitorului proporțional;
- ecuația de curgere prin distribuitor;
- conservarea debitului;
- echilibrul de mișcare al organului de execuție.

S-au utilizat următoarele notații:

- $A$ ,  $B$  – ariile fețelor active ale pistonului motorului. (Obs.) în cazul motorului rotativ  $A=B / [m^2]$ ;
- $p_0$  – presiunea de alimentare a sistemului  $[N/m^2]$ ;
- $p_1$ ,  $p_2$  – presiunile în cele două camere ale motorului  $[N/m^2]$ ;
- $y$  – deplasarea sertarului distribuitorului  $[m]$ ;
- $m_1$  – masa sertarului servovalvei  $[kg]$ ;
- $i(t)$  – curentul de alimentare al distribuitorului  $[A]$ ;
- $M$  – masa pistonului motorului liniar  $[kg]$ ;
- $V$  – volumul de lucru al motorului  $[m^3]$ ;
- $E$  – modulul de elasticitate inițial al agentului hidraulic  $[N/m^2]$ ;
- $c$  – coeficient de frecare vâscoasă  $[Ns/m]$ ;
- $x$ ,  $\dot{x}$ ,  $\ddot{x}$  - cursa, viteza, respectiv accelerația pistonului  $[m; m/s; m/s^2]$ ;
- $C_i$  – panta caracteristicii distribuitorului;
- $q_m$  – debitul specific  $[cm^3/rot] [cm^3/rot]$ ;
- $q_{sc}$  – coeficient de pierderi ( $q_{sc}=q_i-q_e/2$ );
- $q_i$  – coeficient de pierderi interioare;
- $q_e$  – coeficient de pierderi spre exterior;
- $\Delta p_m=p_1-p_2$  – diferența de presiune între camerele motorului  $[N/m^2]$ ;
- $K_i$  – coeficient de pierderi la distribuitor  $[m^5/Ns]$ ;
- $A_0$  – amplificarea în debit în raport cu deplasarea  $y$  a sertarului distribuitorului;
- $F$  – forța dezvoltată de motor  $[N]$ ;
- $M_m$  – cuplul dezvoltat de motor  $[Nm]$ ;
- $\tau_1$  – forța externă de rezistență  $[N]$ ;
- $M_r$  – momentul rezistent  $[Nm]$ ;
- $Q_r$  – debitul real  $[m^3/s]$ ;
- $Q_t$  – debitul teoretic  $[m^3/s]$ ;
- $J$  – moment de inerție;
- $\varphi$  - unghiul de rotație;
- $\omega_m$  – frecvența unghiulară de rotație.

Se prezintă în continuare modelele matematice ale servosistemelor electro - hidraulice componente:

A – Modelul matematic al servosistemului electro-hidraulic analogic cu motor liniar  
 Ținând cont de cele precizate anterior, pe baza figurii 7.8. se pot scrie următoarele relații :

-ecuația de debite la amplificator în regim dinamic

$$Q_r = A \dot{x} + q_{sc} - \Delta p_m + \frac{V}{4E} \cdot \Delta \dot{p}_m \quad (7.1.)$$

- ecuația de echilibru a forțelor la sarcină:

$$- F = A\Delta p_m = M \ddot{x} + c \dot{x} + \tau_l \quad (7.2.)$$

- ecuația de debit a amplificatorului în regim static:

$$- Q_r = A_Q y - k_l \Delta p_m \quad (7.3.)$$

debitul teoretic la motorul hidraulic:

$$Q_t = A_Q \cdot y(t) \quad (7.4.)$$

unde:  $Q_r$  și  $Q_t$  reprezintă debitele reale, respectiv teoretice de curgere spre motor [m<sup>3</sup>/s];

$$A_Q = \alpha_k \cdot a \sqrt{\frac{1}{\rho} (p_0 - \Delta p_m)} \quad (7.5.)$$

este amplificarea de debit a amplificatorului hidraulic și  $a = 2\pi d_s$  - gradient de arie al sertarului distribuitorului.

Ecuațiile modelului dinamic se pot scrie sub forma :

din (7.2.) rezultă:

$$A\Delta p_m = M \ddot{x}(t) + c \dot{x}(t) + \tau_l \quad (7.6.)$$

din (4.1.) și (4.3.) rezultă:

$$A_Q y(t) = A \dot{x}(t) + (q_{sc} + k_l) \Delta p_m + \frac{V}{4E} \cdot \Delta \dot{p}_m \quad (7.7.)$$

Aplicând relațiilor (7.6.); (7.7.) și (7.3.), transformata Laplace, se obține:

$$A\Delta p_m(s) - \frac{\tau_l}{s} = (Ms^2 + c_s)x(s) \quad (7.8.)$$

$$A_Q y(s) - Asx(s) = (y_{sc} + k_l)\Delta p_m(s) + \frac{V}{4E} \Delta \dot{p}_m \quad (7.9.)$$

$$Q_r = A_Q y(s) - k_l \Delta p_m(s) \quad (7.10.)$$

Pe baza relațiilor (7.8.) (7.9.) și (7.10.) se deduce schema bloc a sistemului prezentată în figura 7.9.

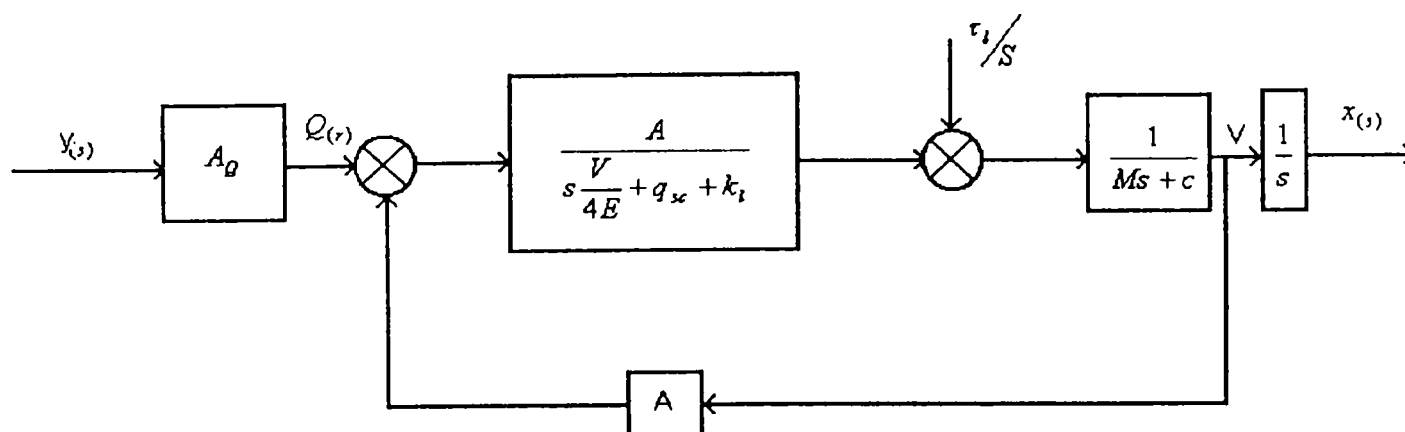


Fig.7.9. Schema bloc a servosistemului electro-hidraulic cu motor liniar

Pentru deducerea funcției de transfer se explicitază  $x(s)$  din relațiile (7.8.) și (7.9.)

$$\text{și rezultă: } \Delta p_m(s) = \left( \frac{M}{A} \cdot s^2 + \frac{c}{A} \cdot s \right) x(s) + \frac{\tau_l}{AS} \quad (7.13.)$$

$$\dot{\Delta p}_m = \left( \frac{M}{A} s^3 + \frac{c}{A} s^2 \right) x(s)$$

înlocuind în (7.9.) și ordonând se obține:

$$A_Q y(s) = \left\{ \frac{M}{4E} \cdot \frac{V}{A} \cdot s^3 + \left[ \frac{cV}{4EA} + (q_{sc} + k_l) \frac{M}{A} \right] \cdot s^2 + \left[ A + (q_{sc} + k_l) \cdot \frac{c}{A} \right] \cdot s \right\} x(s) + (q_{sc} + k_l) \frac{\tau_l}{A} \quad (7.14.)$$

$$x(s) = \frac{A_Q y(s) - (q_{sc} + k_l) \frac{\tau_l(s)}{A}}{\frac{MV}{4EA} s^3 + \left[ \frac{cV}{4EA} + (q_{sc} + k_l) \frac{M}{A} \right] s^2 + \left[ A + (q_{sc} + k_l) \frac{c}{A} \right] s} \quad (7.15.)$$

$$x(s) = \frac{\frac{A_Q}{A} y(s) - (q_{sc} + k_l) \frac{\tau_l(s)}{A^2}}{s \left\{ \frac{MV}{4EA^2} s^2 + \left[ \frac{cV}{4EA^2} + (q_{sc} + k_l) \frac{M}{A} \right] s + \left[ A + (q_{sc} + k_l) \frac{c}{A^2} \right] \right\}} \quad (7.16.)$$

$$\text{Notând: } \frac{MV}{4EA^2} = \frac{1}{\omega_n^2} \text{ se obține: } \omega_n = \sqrt{\frac{4EA^2}{MV}} = 2A \sqrt{\frac{E}{MV}} \quad (7.17.)$$

$\omega_n = 2A \sqrt{\frac{E}{MV}}$  - reprezintă frecvența naturală;

raportul de amortizare este:

$$\delta = \frac{q_{sc} + k_l}{A} \sqrt{\frac{EM}{V}} + \frac{c}{4A} \sqrt{\frac{V}{EM}} \quad (7.18.)$$

Înlocuind (7.17.) și (7.18.) în (7.16.) se obține:

$$x(s) = \frac{\frac{A_Q}{A} y(s) - (q_{sc} + k_l) \frac{\tau_l(s)}{A^2}}{s \left( \frac{s^2}{\omega_n^2} + \frac{2\delta}{\omega_n} + 1 \right)} \quad (7.19.)$$

### B - Modelul matematic al servosistemului electro-hidraulic analogic cu motor rotativ

Pornind de la schema din figura 7.8. cu notațiile  $q_m$ - debitul specific;  $q_{sc}$ -coeficient de scăpări de debit la motor;  $\Delta p_m$ -căderea de presiune motoare;  $M_m$ - momentul motor real;  $M_1$ - momentul exterior;  $J_1$ -momentul de inerție al motorului;  $\omega_m = d/dt = \dot{\varphi}$  - frecvența unghiulară de rotație;  $q_{sc} \Delta p_m$ -debitul pierdut prin scăpări, se pot scrie următoarele relații:

- ecuația de debit (continuitate)

$$Q_r = q_m \dot{\varphi} + q_{sc} \Delta p_m + \frac{V}{4E} \dot{\Delta p} \quad (7.20.)$$

- ecuația de momente (cuplu)

$$M_m = q_m \Delta p_m = J \ddot{\varphi} + c \dot{\varphi} + M \quad (7.21.)$$

$$\omega_m = \omega_0 - k_0 M_m \quad (7.22.)$$

unde  $k_0 = \frac{q_{sc}}{q_m^2}$  - este rigiditatea statică a motorului

- ecuația de debit a amplificatorului (servovalvei)

$$Q_r = A_Q y - k_l \Delta p_m \quad (7.23.)$$

$$A_Q y = Q_l \quad (7.24.)$$

Se pot scrie ecuațiile modelului dinamic sub forma :  
din (7.21.) rezultă:

$$q_m \Delta p_m = J \ddot{\varphi}(t) + c \dot{\varphi}(t) + M \quad (7.25.)$$

din (7.24.) și (7.20.) rezultă:

$$A_Q y(t) = Q_r + k_l \Delta p_m = q_m \dot{\varphi} + q_{sc} \Delta p_m + \frac{V}{4E} \Delta \dot{p} + k_l \Delta p_m \quad (7.26.)$$

sau:

$$A_Q y(t) = q_m \dot{\varphi} + (q_{sc} k_l) \Delta p_m + \frac{V}{2E} \Delta \dot{p} \quad (7.27.)$$

Aplicând transformate Laplace obținem:

din (7.25.) rezultă:

$$q_m \Delta p_m(s) - M = (Js^2 + cs)\varphi(s) \quad (7.28.)$$

din (7.27.) rezultă:

$$A_Q y(s) - q_m s \varphi(s) = \left( \frac{V}{2E} s + q_{sc} + k_l \right) \Delta p(s) \quad (7.29.)$$

$$Q_r = A_Q y(s) - k_l \Delta p(s) \quad (7.30.)$$

Pe baza relațiilor (7.28.) (7.29.) (7.30.) se poate deduce schema bloc a sistemului figura 7.10.

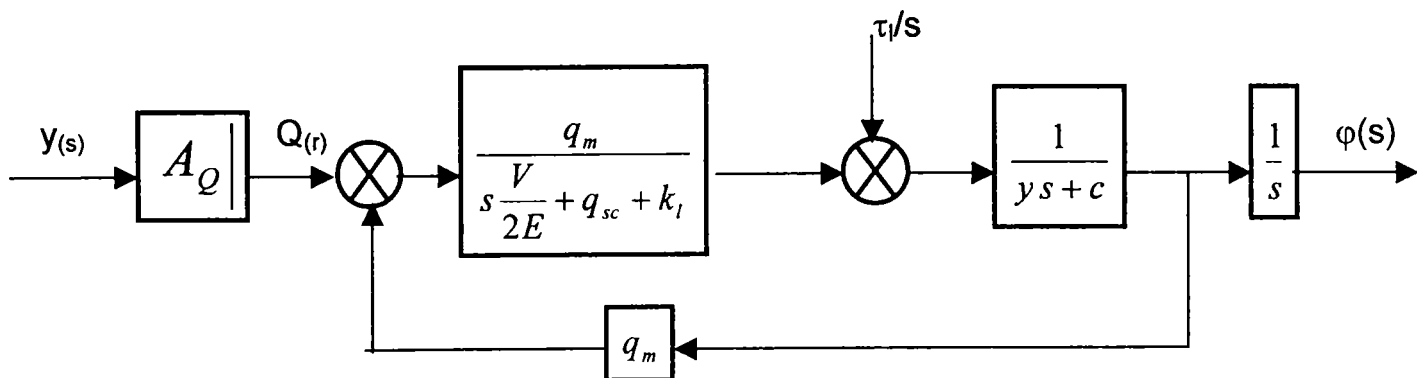


Fig. 7.10 Schema bloc a servosistemului electro-hidraulic cu motor rotativ

Pentru deducerea funcției de transfer se explicitează  $\varphi(s)$  din relațiile (7.28.) și (7.29.) și rezultă:

$$\Delta p_m(s) = \left( \frac{J}{q_m} s^2 + \frac{c}{q_m} s \right) \varphi(s) + \frac{M}{q_m} \quad (7.31.)$$

înlocuind în (7.29.) și ordonând se obține:

$$k_Q y(s) = \left\{ \frac{J}{2E} \cdot \frac{V}{q_m} \cdot s^3 + \left[ \frac{cV}{2Eq_m} + (q_{sc} + k_l) \frac{J}{q_m} \right] s^2 + \left[ J + (q_{sc} + k_l) \frac{c}{q_m} \right] s \right\} \varphi(s) \quad (7.32.)$$

sau:

$$k_Q y(s) = s \left\{ \frac{JV}{2Eq_m} s^2 + \left[ \frac{cV}{2Eq_m} + (q_{sc} + k_l) \frac{J}{q_m} \right] s + \left[ J + (q_{sc} + k_l) \frac{c}{q_m} \right] \right\} \varphi(s) \quad (7.33.)$$

$$H(s) = \frac{\varphi(s)}{y(s)} = \frac{k_Q}{s \left\{ \frac{JV}{2Eq_m} s^2 + \left[ \frac{cV}{2Eq_m} + (q_{sc} + k_l) \frac{J}{q_m} \right] s + \left[ J + (q_{sc} + k_l) \frac{c}{q_m} \right] \right\}} \quad (7.34.)$$

Modelarea matematică prezentată este utilizată în paragraful 7.4., pentru simularea funcționării axei hidraulice de translație modernizate.

### 7.3. Stabilirea funcțiilor de transfer ale subsistemelor axei de translație.

Pentru simularea funcționării modelului matematic stabilit în paragraful 7.2. în conformitate cu schema fizică din figura 7.4. este necesară stabilirea funcțiilor de transfer pentru fiecare componentă a sistemului.

Schema bloc a axei hidraulice de translație este prezentată în figura 7.11.

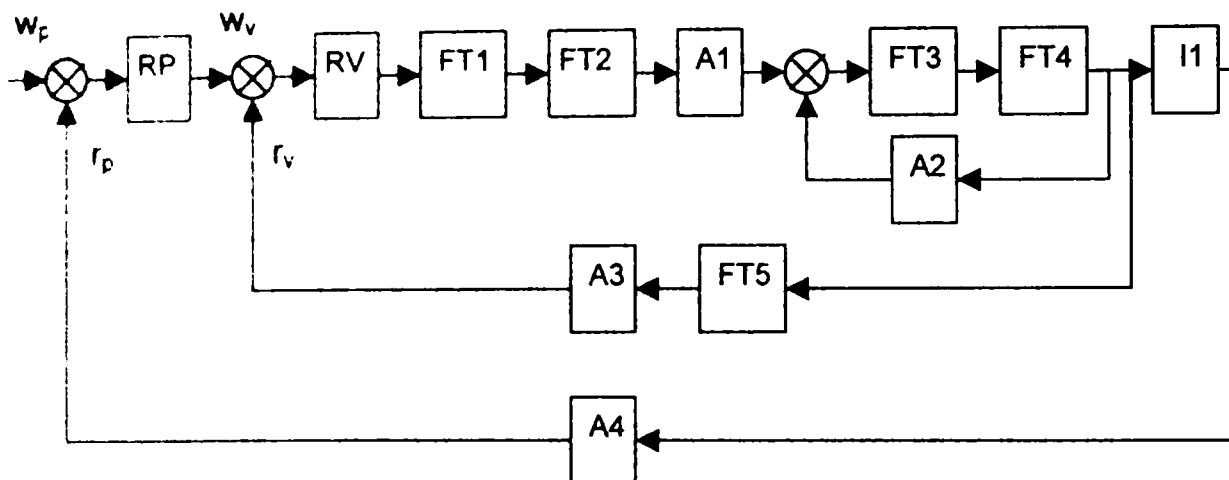


Fig.7.11.Schema bloc a axei hidraulice de translație modernizată

Reglarea funcționării axei hidraulice de translație în modelul prezentat în figura 7.11. este realizată de către regulatorul de poziție (RP) și respectiv regulatorul de viteză (RV). Aceste regulatoare au o structură proporțional, integrator, derivativ (P.I.D.), calculul parametrilor funcției de transfer al lor fiind expus în paragraful următor. În continuare se va prezenta definirea elementelor componente ( subsistemelor ) ale sistemului din figura 7.11.

a.) Funcția de transfer FT1; modelează comportarea plăcii de interfață a circuitului de comandă care realizează transformarea mărimii comandă tensiune în mărime de comandă curent. Potrivit literaturii de specialitate [B15] [H3], funcția de transfer se scrie sub forma :

$$FT1(s) = \frac{I(s)}{U(s)} = \frac{1}{R} \frac{1}{T_c s + 1} \quad (7.35.)$$

în care :

$$T_c = \frac{L}{R} \quad (7.36.)$$

Înlocuind valorile reale pe baza cărora s-a proiectat și realizat interfața de comandă în expresia (7.35.) se obține:

$$FT1(s) = \frac{0,1}{s + 1} \quad (7.37.)$$

unde:

$I(s)$  este mărimea de ieșire din placa de comandă, (intensitatea curentului);

$U(s)$  este mărimea de intrare de la placa de achiziții (tensiunea de comandă = 0-10 V)

R este rezistența, L este inductanța circuitului, s este variabila complexă.

b.) Funcția de transfer FT2; modelează comportarea dispozitivului de transformare a semnalului electric de curent în deplasarea sertarului distribuitorului proporțional.

După [B15] relația se scrie :

$$FT_2 = \frac{Y(s)}{I(s)} = \frac{A_{1Y}}{T_{Y2}s^2 + T_{Y1}s + 1} \quad (7.38.)$$

unde:

$Y(s)$  este mărimea de ieșire;

$I(s)$  este mărimea de intrare.

$$\delta = \frac{1}{2} \frac{T_{Y1}}{T_{Y2}} \quad (7.39.)$$

$$\omega_0 = \frac{1}{T_{Y2}} \quad (7.40.)$$

În relațiile de mai sus :

$A_{1Y} = 785,398$  - factorul de amplificare pentru distribuitorul proporțional (din curent în deplasare);

$\delta = 0,4$  - factorul de amortizare al sistemului;

$\omega_0$  - frecvența proprie a sistemului.

Din relația 7.40. rezultă :

$$T_{Y2} = \frac{1}{\omega_0} \quad (7.41.)$$

unde  $T_{Y2}$  este timpul de întârziere al distribuitorului proporțional.

Frecvența proprie pentru distribuitorul proporțional se poate considera  $f_0 = 10\text{Hz}$ ,

de unde  $\omega_0 = 2\pi f_0 = 2\pi \cdot 10$  [rad/s], deci :  $T_{Y2} = \frac{1}{2\pi \cdot 10}$  [s].

Din relația (7.39.) se deduce :  $T_{Y1} = \frac{\delta}{10\pi}$  [s], timpul de întârziere al semnalului

electric.

Înlocuind în relația (7.38.) se obține funcția de transfer FT2 :

$$FT_2 = \frac{785,398 \cdot 10 \cdot \pi}{0,25s^2 + 0,4s + 31,415} \quad (7.42.)$$

c.) Elementele A1, A2 precum și funcțiile de transfer FT3 și FT4 caracterizează funcționarea subsistemului descris în paragraful 7.2. figura 7.9. Înlocuind valorile concrete ale modelului studiat se obțin pentru elementele amintite următoarele expresii :

$$A1 = 1,36;$$

$$A2 = 2,41 \cdot 10^{-3};$$

reprezintă factorii de amplificare.

$$FT_3 = \frac{0,00241}{7,85 \cdot 10^{-14} s + 162 \cdot 10^{-12}} \quad (7.43.)$$

$$FT_4 = \frac{1}{52,22s + 800} \quad (7.44.)$$

d.) Elementul I1 este un element integrator utilizat pentru obținerea mărimii de deplasare din mărimea viteză. Acest element are funcția de transfer :

$$I1 = \frac{1}{s} \quad (7.45.)$$



e.) Elementele A3, A4 și FT5 modelează comportarea elementului de măsurare (a riglei optice) Ele sunt exprimate prin următoarele relații :

$$A3 = 1;$$

$$A4 = 1;$$

care reprezintă factorii de amplificare între deplasarea riglei optice și deplasarea pistonului motorului hidraulic (cele două elemente se deplasează concomitent cu aceeași mărime).

$$FT5 = e^{-\frac{sT}{s}} \quad (7.46.)$$

în care  $T = 0,01$  [s] [B15] ;

Deoarece în scopul simulării se folosesc în marea majoritate a cazurilor funcții raționale, expresia (7.46.), s-a aproximat, folosind metoda Pade, cu o expresie rațională obținându-se [M15] :

$$FT5 = e^{-\frac{sT}{s}} = \frac{-200s + 60000}{s^2 + 400s + 60000} \quad (7.47.)$$

#### 7.4. Simularea conducerii axei hidraulice de translație [M15]

Simularea are rolul de a verifica corectitudinea modelului stabilit și determinarea unor parametri ai modelului, pentru a asigura o funcționare optimă.

Modelul de simulare al axei de translație considerate s-a întocmit folosind elementele componente prezentate în paragraful anterior.

Pentru simularea axei de translație cu acționare hidraulică s-au folosit două modele.

Primul model întocmit este fără utilizarea reguletoarelor.

Modelul de simulare s-a realizat conform schemelor de simulare ale programului SIMULINK (MATLAB 5.1) [M15]. Cu ajutorul lor s-a simulat funcționarea sistemului folosind metoda de integrare „ode 45”, care este o variantă optimizată a metodei Runge-Kuta. În cadrul modelului s-au inclus și module grafice „Scope”, cât și un generator de semnale treaptă „Step”.

Modelul de simulare fără reguletoare este prezentat în figura 7.12.

Prin diverse încercări, în urma simulării în acest caz s-au obținut diagramele de variație ale vitezei în funcție de timp, respectiv diagramele de variație ale deplasării în funcție de timp (fig. 7.13, fig. 7.14, fig. 7.15), toate pentru semnal treaptă unitate.

Aceste diagrame vor constitui baze de comparație pentru răspunsul dinamic al axei de translație hidraulică în cazul comenzii fără reguletoare de reglaj (capitolul 8 și anexa ).

Al doilea model de simulare al axei de translație hidraulică s-a întocmit cu aceleași elemente componente la care s-a adăugat și reguletor.

Modelul de simulare cu reguletor este prezentat în figura 7.16. și s-a realizat de asemeni conform schemelor de simulare ale programului SIMULINK (MATLAB 5.1)[M15].

Pentru efectuarea simulării s-au folosit diferite combinații de reguletoare pentru bucla de viteză, respectiv pentru bucla de poziție (viteză-poziție) :

- combinația : proporțional , integrator, derivativ - proporțional(PID-P);
- combinația : proporțional , integrator - proporțional(PI-P);
- combinația : proporțional , integrator – proporțional I ,integrator (PI-PI);
- combinația : proporțional ,integrator – proporțional ,integrator ,derivativ (PI-PID);
- combinația : proporțional - proporțional (P-P);
- combinația : proporțional, integrator –proporțional derivativ(PI-PD);

În urma simulărilor efectuate s-au obținut diagramele de variație ale vitezei în funcție de timp, respectiv diagramele de variație ale deplasării în funcție de timp (fig. 7.17-7.18-7.19-7.20-7.21-7.22.), toate pentru semnal treapta unitate.

Analizând diagramele obținute în urma simulării prin combinarea diferitelor tipuri de reguletoare se constată următoarele :

-pentru combinarea PID-P(fig.7.20),termenul derivativ induce o puternică instabilitate a sistemului, motiv pentru care nu se recomanda a fi utilizat;

-pentru combinarea PI-P (fig. 7.17,7.17a), se constată o precizie de poziționare  $<0,5$  mm , precizie admisibilă la majoritatea roboților fabricați ,cea ce reprezintă o funcționare corectă a sistemului ,combinație ce se recomandă a fi utilizată pentru reglarea vitezei, respectiv a poziției in cadrul axelor de translație a roboților cu acționare hidraulică , cea ce recomandă și majoritatea literaturii de specialitate din domeniul acționărilor hidraulice

[D2][I6][O5].

-pentru combinarea PI-PI (fig. 7.21) se constată pentru diagrama poziției un vârf mai mare decât la celelalte combinări însă precizia de poziționare este satisfăcătoare în jur de 0,5 mm ;

-pentru combinarea PI-PID (fig 7.22) se constată un interval mai mare de amortizare iar pentru viteză o ușoară instabilitate ;

-pentru combinarea P-P (fig. 7.23) poziția se stabilizează într-un timp foarte lung fiind o combinație necorespunzătoare și nu se recomandă a fi utilizată ;

-pentru combinarea PI-PD (fig. 7.19,7.19a) se constată din diagrame o funcționare corespunzătoare cu o precizie de poziționare relativ bună, combinație acceptabilă pentru comanda buclelor de reglaj studiate .

Simulările descrise mai sus au demonstrat valabilitatea modelului folosit. El a stat la baza proiectării sistemului de reglare automată a conducerii axei de translație orizontală a robotului RH10.

În concluzie, în urma simulării și interpretării rezultatelor simulării se propune pentru reglajul vitezei, respectiv al poziției combinațiile de reglatoare (viteza-poziție )de tip :PI-P și PI-PD.

Aceste rezultate vor sta la baza comparației rezultatelor experimentale privind răspunsul dinamic al axei de translație în cazul comenzii cu reglatoarele stabilite (capitolul 8).

Modelele de simulare numerică prezentate se pot generaliza pentru orice altă aplicație în care se utilizează o axă de translație hidraulică.

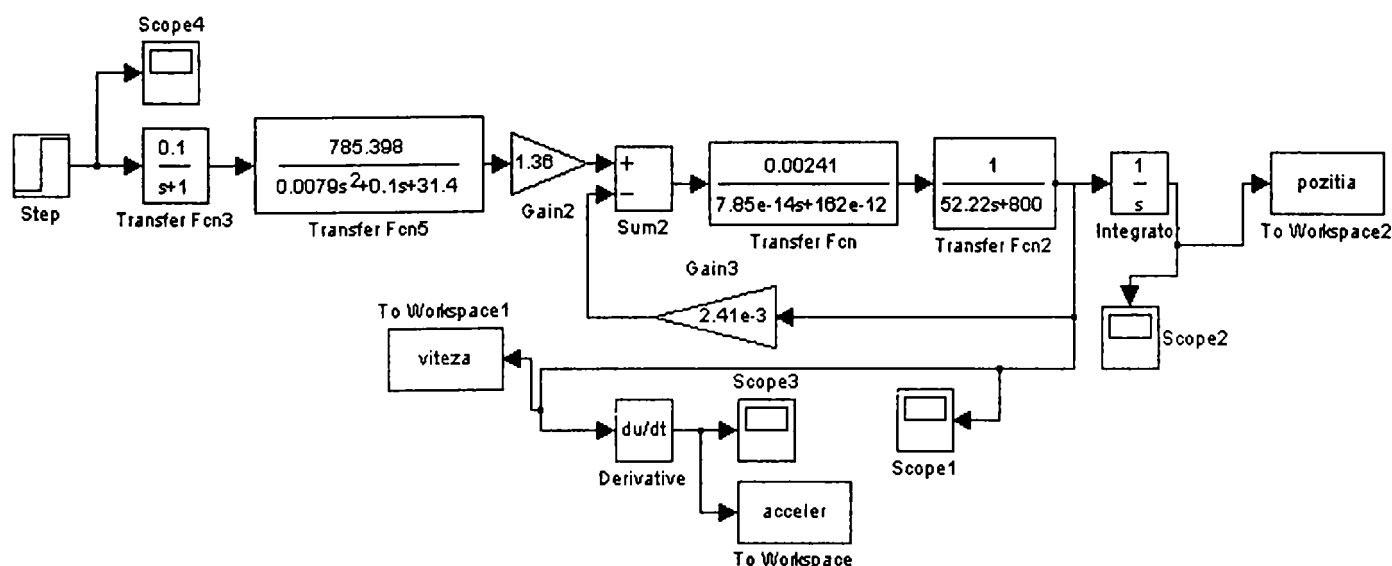
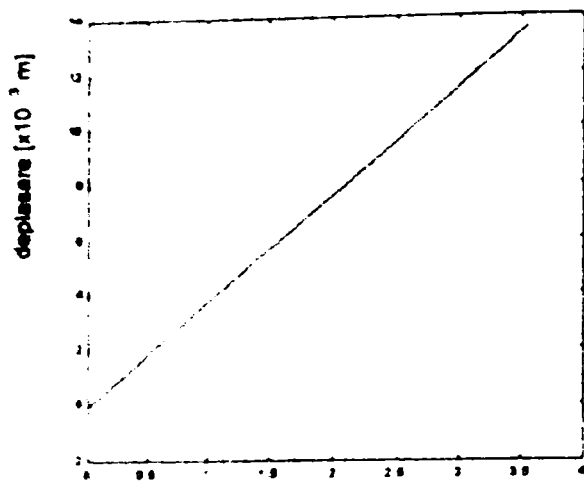
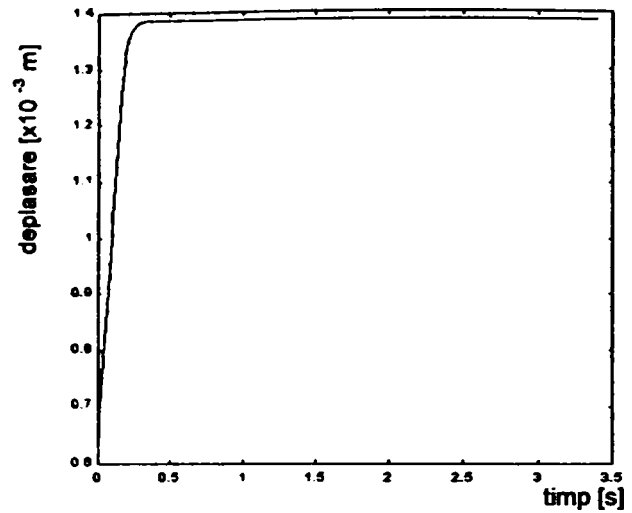


Fig. 7.12 Modelul axei de translație hidraulică – fără reglatoare

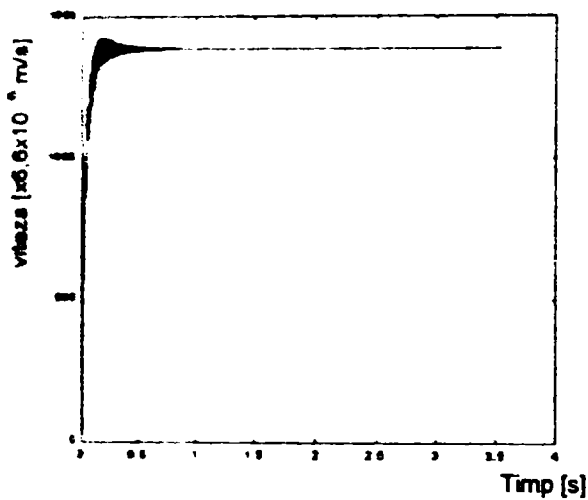


Pornire

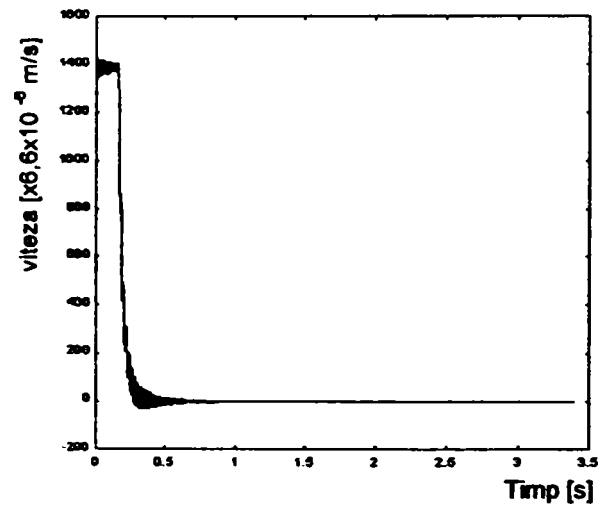


Opreire

Fig.7.13. Diagrama variației în timp a deplasării elementului mobil a axei de translație, comandată fără reguloare.

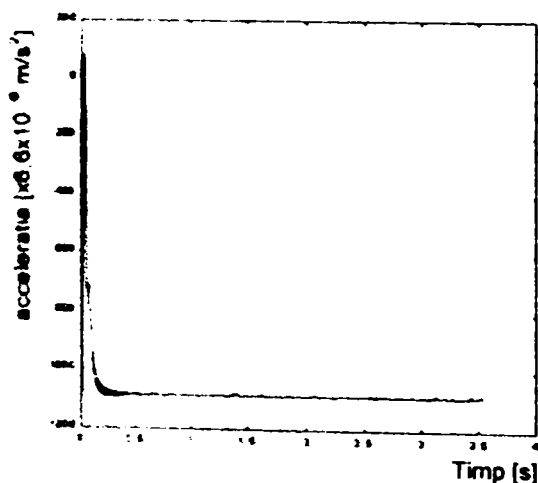


Pornire

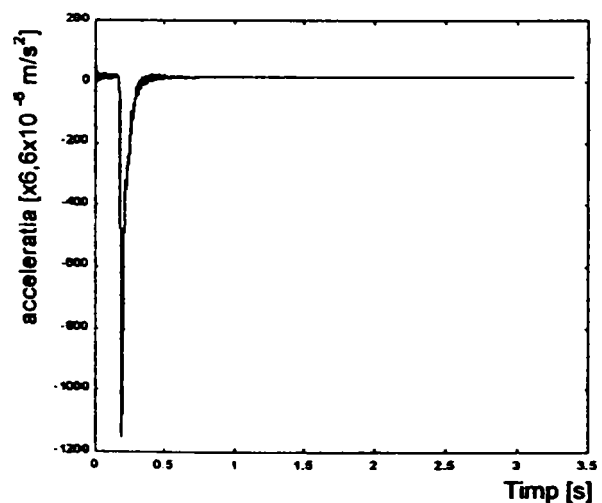


Opreire

Fig.7.14. Diagrama variației în timp a vitezelor elementului mobil a axei de translație, comandată fără reguloare (coeficient de corecție  $6,6 \times 10^{-6}$ ).



Pornire



Opreire

Fig.7.15. Diagrama variației în timp a accelerațiilor elementului mobil a axei de translație, comandată fără reguloare (coeficient de corecție  $6,6 \times 10^{-6}$ ).

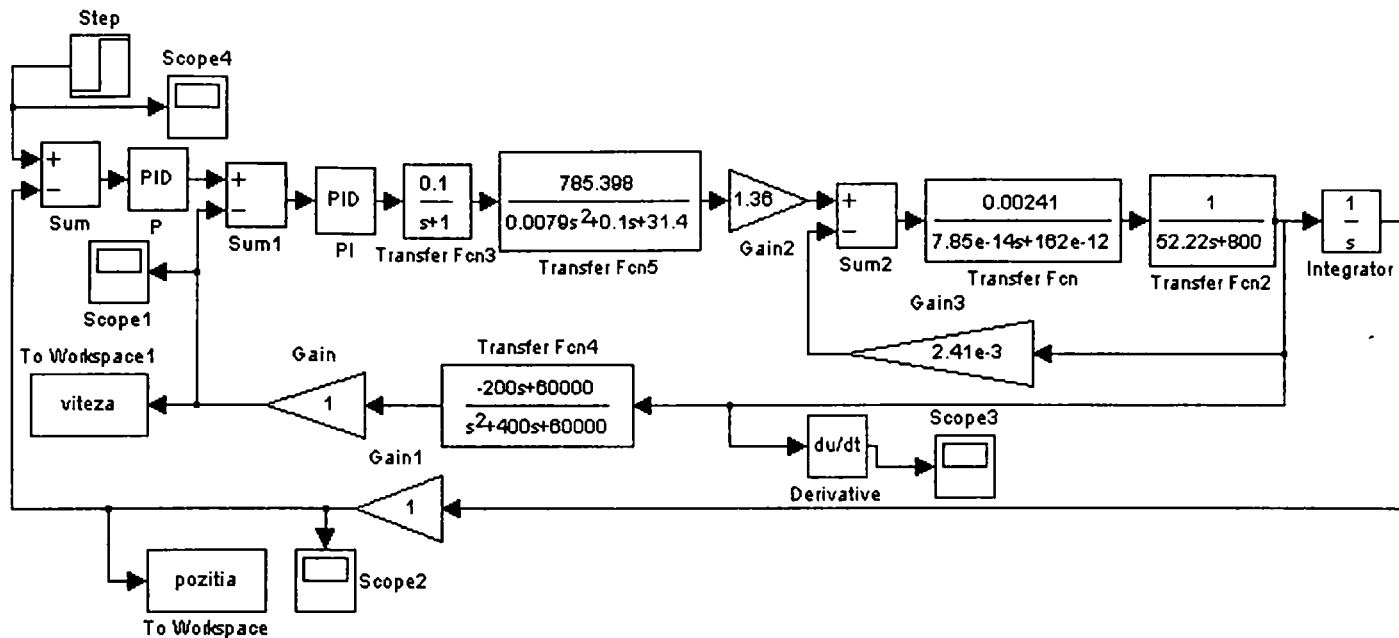
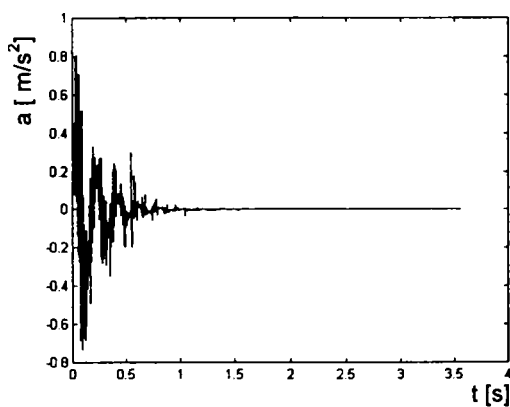
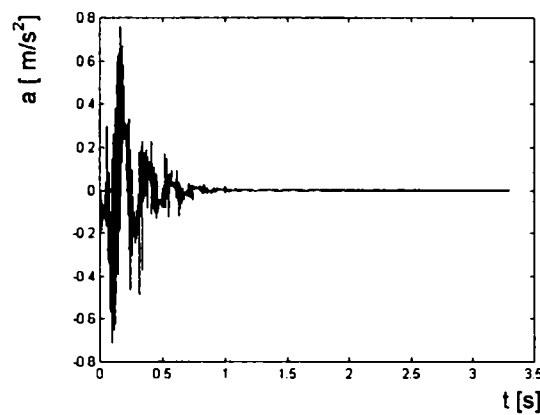


Fig. 7.16 Modelul axei de translație hidraulică-cu reglatoare



Pornire

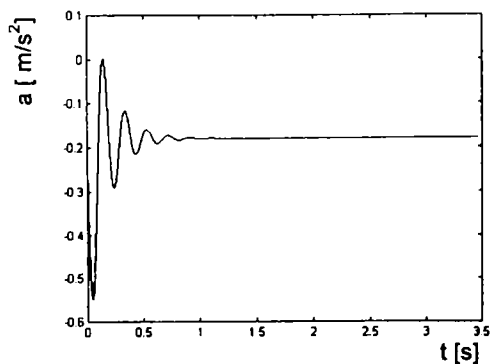
P = 0,000118  
I = 0,00118  
D = 0



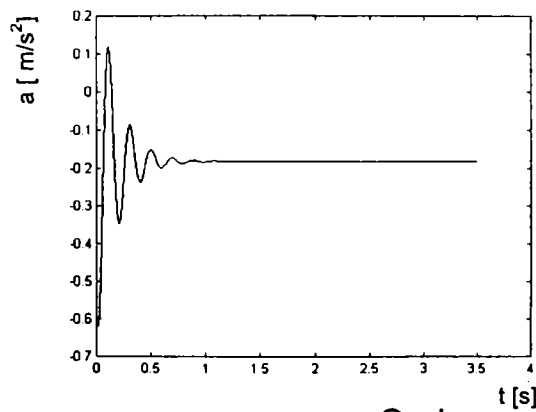
Oprire

P = 0.5  
I = 0  
D = 0

Fig. 7.17 Diagramele de variație în timp a accelerațiilor elementului mobil a axei de translație, comandă cu reglatoare PI-P după direcția axei y-nefiltrate

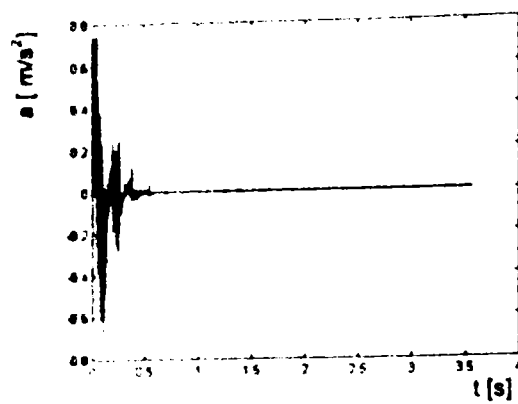


Pornire



Oprire

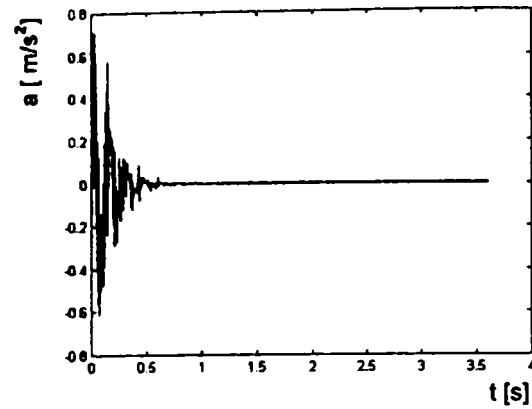
Fig. 7.18 Diagramele de variație în timp a accelerațiilor elementului mobil a axei de translație, comandă cu reglatoare PI-P după direcția axei y-filtrate



$$P = 0,000118$$

$$I = 0,00118$$

$$D = 0$$



$$P = 0.5$$

$$I = 0$$

$$D = 0.5$$

Fig. 7.19 Diagramele de variație în timp a accelerațiilor elementului mobil a axei de translație ,comandă cu reglatoare PI-PD după direcția axei y-nefiltrate

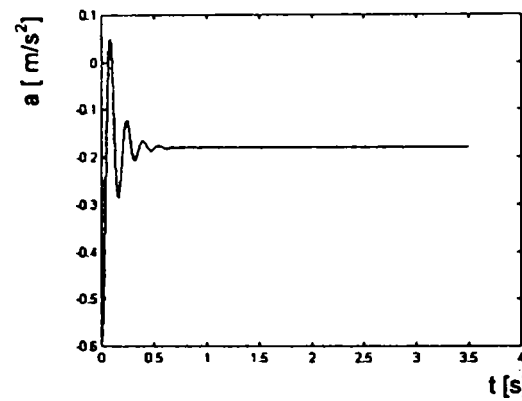
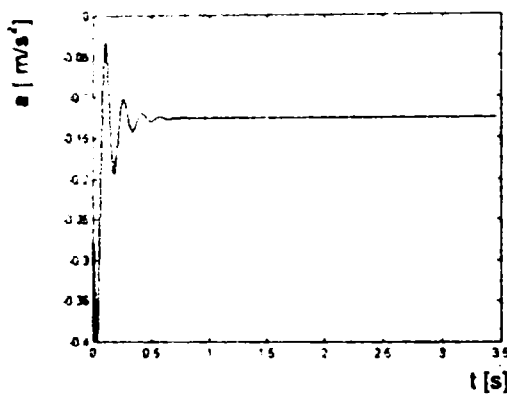
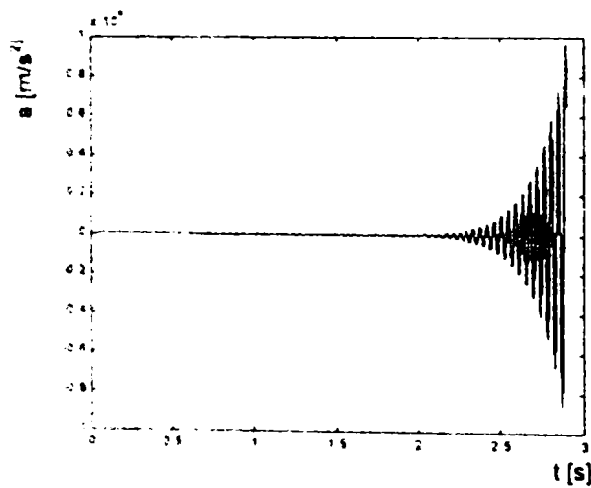


Fig. 7.20 Diagramele de variație în timp a accelerațiilor elementului mobil a axei de translație ,comandă cu reglatoare PI-PD după direcția axei y-filtrate

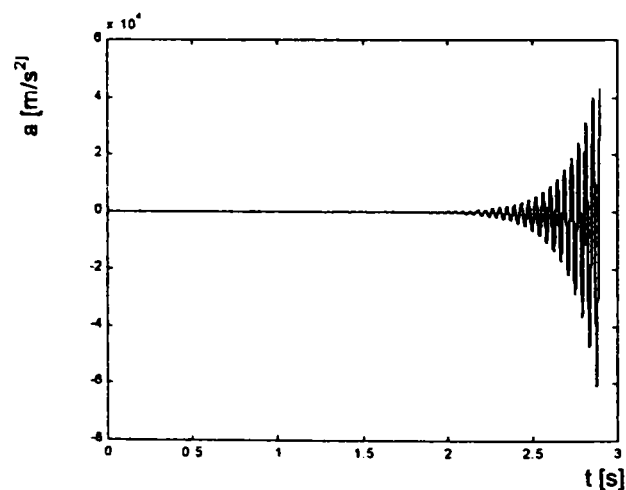


viteza

$$P = 0,000118$$

$$I = 0,00118$$

$$D = 0,001$$



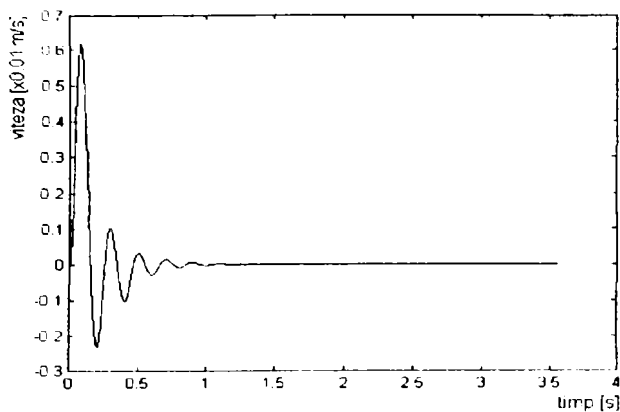
pozitia

$$P = 0.5$$

$$I = 0$$

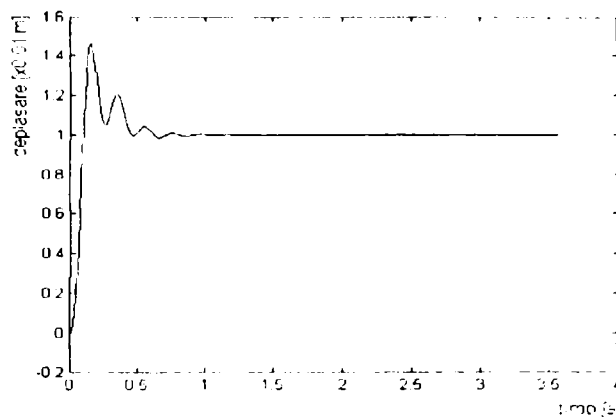
$$D = 0$$

Fig. 7.21 Diagramele de variație în timp a vitezelor și a pozițiilor elementului mobil a axei de translație ,comandă cu reglatoare PID-P după direcția axei y.



viteza

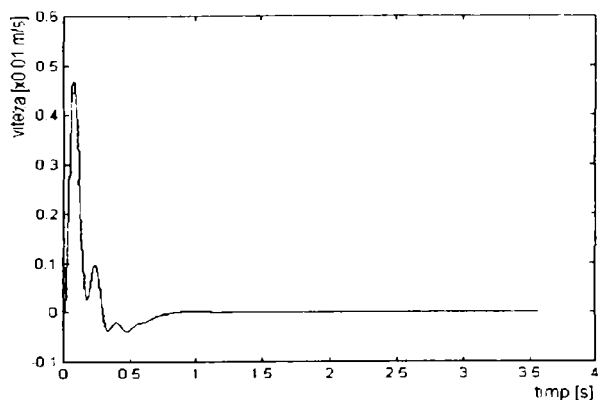
$P = 0,0000118$   
 $I = 0,00118$   
 $D = 0$



pozitia

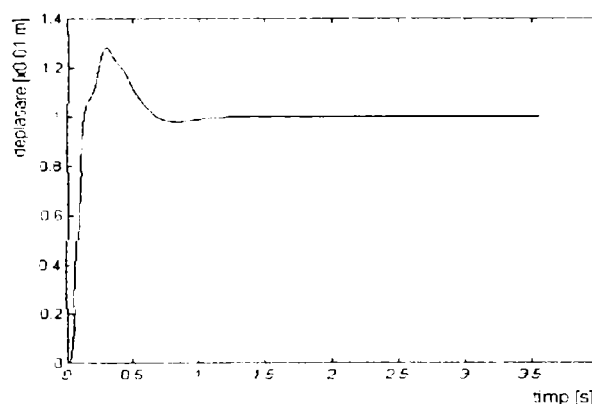
$P = 0.5$   
 $I = 0.1$   
 $D = 0$

Fig 7.22. Diagramele de variație în timp a vitezelor și deplasărilor elementului mobil a axei comandată cu reguloare PI-P, pe direcția - y .



viteza

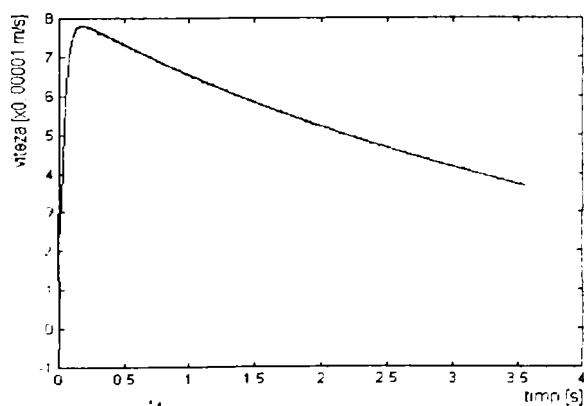
$P = 0,0000118$   
 $I = 0,00118$   
 $D = 0$



pozitia

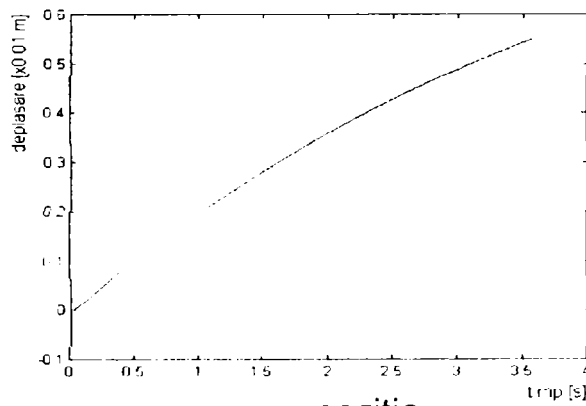
$P = 0.5$   
 $I = 0.1$   
 $D = 0.5$

Fig. 7.23. Diagramele de variației în timp a vitezelor și deplasărilor elementului mobil a axei comandată cu reguloare PI-PID, pe direcția - y .



viteza

$P = 0,0000118$   
 $I = 0$   
 $D = 0$



ziti

$P = 0.5$   
 $I = 0$   
 $D = 0$

Fig. 7.24. Diagramele de variației în timp a vitezelor și deplasărilor elementului mobil a axei comandată cu reguloare P-P, pe direcția - y .



### 7.5. Stabilirea coeficienților de reglaj [B11] [B15] [H3]

Scopul determinării coeficienților:  $d_0, d_1, c_1$ .

Pe baza modelelor prezentate în figurile 7.12 și 7.16 s-a realizat simularea funcționării axei de translație cu acționare hidraulică utilizând funcțiile de transfer, ceea ce este posibil datorită proprietăților programului MATLAB-SIMULINK utilizat.

În sistemul de programare "C" sistem în care s-a realizat programul de achiziție și comandă a axei trebuie să se introducă o formulă numerică (și nu o funcție de transfer), respectiv o funcție analitică.

Pentru aceasta se calculează forma numerică în care apar variabilele din program, care se introduc ca și linie de comandă, unde se vor utiliza coeficienții determinați. Se pornește în calculul coeficienților de la cazul general al funcției de transfer [B15]

$$H(s) = \frac{\beta_0 + \beta_1 \cdot s}{\alpha_0 + \alpha_1 \cdot s} = \frac{y}{a} \quad (7.48)$$

unde:  $\beta_0, \beta_1, \alpha_0, \alpha_1$  sunt parametrii funcției de transfer;

relația (7.48) se mai poate scrie:

$$\alpha_0 * y(t) + \alpha_1 \dot{y}(t) = \beta_0 a(t) + \beta_1 \dot{a}(t) \quad (7.49)$$

Relația (7.49) se integrează folosind metoda trapezului și rezultă:

$$\alpha_0 \frac{T}{2} [y(t_k) + y(t_{k-1})] + \alpha_1 [y(t_k) - y(t_{k-1})] = \beta_0 \frac{T}{2} [a(t_k) + a(t_{k-1})] + \beta_1 [a(t_k) - a(t_{k-1})] \quad (7.50)$$

se notează pentru simplificare:

$$y_k = y(t_k)$$

$$y_{k-1} = y(t_{k-1})$$

$$a_k = a(t_k)$$

$$a_{k-1} = a(t_{k-1})$$

$$d_0 = \frac{\beta_0 \frac{T}{2} + \beta_1}{\alpha_0 \frac{T}{2} + \alpha_1}; d_1 = \frac{\beta_0 \frac{T}{2} - \beta_1}{\alpha_0 \frac{T}{2} + \alpha_1}; c_1 = \frac{\alpha_1 - \alpha_0 \frac{T}{2}}{\alpha_0 \frac{T}{2} + \alpha_1} \quad (7.51)$$

din relația (7.50) prin ordonare

$$y_k = d_0 a_k + d_1 a_{k-1} + c_1 y_{k-1} = d_0 (w_k - r_k) + d_1 (w_{k-1} - r_{k-1}) + c_1 y_{k-1} \quad (7.52)$$

Pentru regulatorul de viteză – folosind notațiile din figura 7.11 obținem:

$$y_k = y_{k-1} + d_0 (w_{vk} - r_{vk}) + d_1 (w_{vk-1} - r_{vk-1}) \quad (7.53)$$

Pentru regulatorul de poziție obținem:

$$w_{vk} = p_p (w_{pk} - r_{pk}) \quad (7.54)$$

Informația de viteză se extrage din informația de poziție:

$$r_{vk} = r_{pk} - r_{pk-1} \quad (7.55)$$

Rezultă din relația (7.53):

$$y_k = y_{k-1} + d_0 [p_p (w_{pk} - r_{pk}) - (r_{pk} - r_{pk-1})] + d_1 [p_p (w_{pk-1} - r_{pk-1}) - (r_{pk-1} - r_{pk-2})] \quad (7.56)$$

Corelarea tensiunilor din relația (7.56) cu notațiile folosite în programul de achiziție și comandă (Anexa 8) este următoarea:

$$y_k = uc \text{ -tensiune de comandă curentă;}$$

$$y_{k-1} = uc - 1 \text{ -tensiune de comandă precedentă;}$$

$$p_p \text{ -coeficientul de reglare poziție}$$

$(w_{pk} - r_{pk})$  - dif-diferența dintre valoarea impusă a poziției și poziția citită în ciclul curent;

$(w_{pk-1} - r_{pk-1})$  -dif\_1-diferența dintre valoarea impusă a poziției și poziția citită în ciclul anterior;

$(r_{pk} - r_{pk-1})$  -dif\_c-diferența dintre poziția citită în ciclul curent și ciclul anterior;

$(r_{pk-1} - r_{pk-2})$  -dif\_c-1-diferența dintre poziția citită în ciclul anterior și poziția citită în ciclul anteanterior

$$uc = uc - 1 + d_0(p_p \cdot dif - dif_c) + d_1(p_p \cdot dif_1 - dif_{c_1}) \quad (7.57)$$

Din rezultatele simulării dintre cazurile de reglare studiate s-au ales două variante care satisfac cerințele impuse și anume: P.I.-P și PI-PD, pentru care se vor stabili expresiile numerice care vor fi folosite în programul de comandă din capitolul 8.

#### A. Varianta cu reglatoare PI-P

Calculul coeficienților  $d_0$ ,  $d_1$  și  $c_1$

Funcția de transfer a regulatorului de viteză de tip PI conform relației (7.48) este:

$$H_v = P_v + I_v \cdot \frac{1}{s} = \frac{P_v \cdot s + I_v}{s} = \frac{\beta_0 + \beta_1 s}{\alpha_0 + \alpha_1 s} \quad (7.58)$$

În care  $P_v$  este factorul de proporționalitate;  $I_v$  este factorul integrator.

Identificând termenii rezultă:

$$P_v = \beta_1$$

$$I_v = \beta_0$$

$$\alpha_0 = 0$$

$$\alpha_1 = 1$$

Înlocuind acești termeni în relațiile (7.51)

$$d_0 = I_v \cdot \frac{T}{2} + P_v \quad (7.59)$$

$$d_1 = I_v \cdot \frac{T}{2} - P_v$$

$$c_1 = 1$$

Efectuând calculele în relația (7.59) cu valorile obținute prin simulare:

$$P_v = 0,000118$$

$$I_v = 0,00118$$

$$T = 0,01s$$

$$P_p = 0,5$$

obținem:

$$d_0 = 0,000118 + 0,00118 \cdot \frac{0,01}{2} = 0,0001239$$

$$d_1 = -0,000118 + 0,00118 \cdot \frac{0,01}{2} = -0,0001121$$

Prin înlocuirea coeficienților  $d_0$ ,  $d_1$ ,  $c_1$  în relația (7.57) obținem:

$$uc = uc - 1 + 0,0001239 \cdot (0,5 \cdot dif - dif_c) - 0,0001121(0,5 \cdot dif_1 - dif_{c_1}) \quad (7.60)$$

Relația (7.60) se va utiliza în "programul de achiziție și comandă" a axei hidraulice de translație la calculul tensiunilor de comandă a electromagneților distribuitorului proporțional, pentru experimentarea variantei de reglare PI-P(anexa 8).

Pentru aceasta în programul de achiziție și comandă prezentat în anexa 8, se va înlocui secvența de program:

## Calculul tensiunii de comandă

```

if (dif s >= 10) uc= 6
if (dif s < 3 )
{
  if (semn =1) uc=3,2
  if (semn =2) uc=3,4
}
if (dif s <= 0) uc=1

```

**B. Varianta PI-PD****B1. Regulatorul de viteză PI**

Calculul coeficienților  $d_{0v}$ ,  $d_{1v}$ ,  $c_{1v}$  se face pornind de la funcția de transfer a regulatorului de viteză de tip PI conform relației (7.48).

Acest tip de regulator a fost prezentat prin relațiile anterioare (7.58) respectiv (7.60), astfel încât rezultatele obținute se vor folosi în continuare.

**B2. Regulatorul de pozitie tip PD pentru reglarea poziției.**

În acest caz relația (7.54) nu mai este valabilă și se va deduce după cum urmează :

$$H_p = P_p + D_p \cdot s = \frac{P_p + D_p \cdot s}{1} = \frac{\beta_{0P} + \beta_{1P} \cdot s}{\alpha_{0P} + \alpha_{1P} \cdot s} \quad (7.61)$$

identificand termenii rezulta:

$$\begin{aligned} P_p &= \beta_{0P} \\ D_p &= \beta_{1P} \\ \alpha_{0P} &= 1 \\ \alpha_{1P} &= 0 \end{aligned} \quad (7.62)$$

Înlocuind în relația (7.51) rezulta

$$\begin{aligned} d_{0P} &= P_p \cdot \frac{T}{2} + D_p \\ d_{1P} &= P_p \cdot \frac{T}{2} - D_p \end{aligned} \quad (7.63)$$

$$c_{1P} = -1$$

Prin înlocuirea coeficienților relația numerică este :

$$y_{PK} = d_{0P} \cdot a_{PK} + d_{1P} \cdot a_{PK-1} + c_{1P} \cdot y_{PK-1} = d_{0P} \cdot (w_{PK} - v_{PK}) + d_{1P} (w_{PK-1} - v_{PK-1}) + c_{1P} y_{PK-1} \quad (7.64)$$

Pentru regulatorul de pozitie vom avea (folosind notațiile din fig 7.11) relațiile:

$$\begin{aligned} y_{PK} &= w_{VK} \\ a_{PK} &= w_{PK} - r_{PK} \\ y_{PK-1} &= w_{VK-1} \\ a_{PK-1} &= w_{PK-1} - r_{PK-1} \end{aligned} \quad (7.65)$$

$$w_{VK} = -w_{VK-1} + d_{0P} (w_{PK} - r_{PK}) + d_{1P} (w_{PK-1} - r_{PK-1})$$

iar

$$r_{VK} = r_{PK} - r_{PK-1} \quad (7.66)$$

Considerand pentru primul pas al ciclului de comanda  $w_{VK-1} = 0$ , iar în pașii următori memorând pe  $w_{PK-1}$  din pasul anterior rezultă:

$$y_K = y_{K-1} + d_{0v} (w_{VK} - r_{VK}) + d_{0v} (w_{VK-1} - r_{VK-1}) \quad (7.67)$$

înlocuind relația (7.65) și (7.66) în (7.67):

$$y_K = y_{K-1} + d_{0V} [-w_{VK-1} + d_{0P}(w_{PK} - r_{PK}) + d_{1P}(w_{VK-1} - r_{VK-1}) - (r_{PK} - r_{PK-1})] + d_{1V} [-w_{VK-2} + d_{0P}(w_{PK-1} - r_{PK-1}) + d_{1P}(w_{PK-2} - r_{PK-2}) - (r_{PK-1} - r_{PK-2})] \quad (7.68)$$

$$y_K = u_{\text{comanda electromagnetii}}$$

Relația (7.68) se va utiliza în programul de achiziție și comandă a axei hidraulice de translație pentru calculul tensiunii de comandă a electromagneților distribuitorului proporțional, în vederea experimentării variantei de reglare PI-PD.

Pentru aceasta în programul de achiziție și comandă prezentat în anexa 8, se va înlocui secvența de program:

Calculul tensiunii de comandă

if (dif s >= 10) u<sub>c</sub> = 6

if (dif s < 3 )

{

if (semn = 1) u<sub>c</sub> = 3,2

if (semn = 2) u<sub>c</sub> = 3,4

}

if (dif s <= 0) u<sub>c</sub> = 1

cu relația (7.68).

## 7.6. Concluzii

În cadrul capitolului s-a prezentat soluția de modernizare a axei de translație cu acționare hidraulică din componența robotului RH10, realizat de către autor la Universitatea din Oradea .

Prezentându-se o metodă de modelare matematică a acestei axe s-a realizat pe baza ei simularea funcționării axei în două variante și anume:

-cu model fără reglatoare;

-cu model ,cu reglatoare pentru poziție și viteză .

Rezultatele simulării privind comportarea sistemului în cele două variante a condus la validarea modelelor concepute. Pe baza acestor modele s-a realizat calculul coeficienților de reglaj în cazul utilizării reglatoarelor de tip PI-P și PI-PD (pentru viteză și poziție).

Rezultatele simulării comportamentului axei au fost validate prin cercetări experimentale. Ele au servit și la stabilirea tipurilor de reglatoare ce se recomandă a fi utilizate în cazul conducerii axelor hidraulice de translație din componența manipuletoarelor și roboților industriali, precum și a unor axe de translație a mașinilor unelte cu acționare hidraulică.

## CAPITOLUL 8

### **Experimentări privind funcționarea în regim dinamic a axei de translație orizontală cu acționare hidraulică a robotului industrial RH10**

#### **8.1 Introducere**

În cadrul capitolului, se prezintă metodologia și rezultatele verificării experimentale a comportării dinamice a axei de translație orizontală din componența R.I.,RH10 prezentat în paragraful 4.8.

Experimentările efectuate urmăresc verificarea și validarea metodologiei de calcul a puterii motoarelor hidraulice de acționare și a structurii mecanice, prezentate la capitolul 5 și validarea metodei de modelare matematică a axei de translație cu acționare hidraulică și a rezultatelor simulării, prezentate în capitolul 7.

Pentru efectuarea încercărilor experimentale s-a realizat montajul sistemului de acționare, a subsistemului de comandă și subsistemului de măsurare, interfațare ,conform schemei propuse pentru modernizarea axei de translație orizontală prezentată în capitolul 7(figura 7.4)

Modulul de translație orizontală cu acționare hidraulică asupra căreia s-au efectuat experimentările este asamblat cu celelalte module ale robotului formând împreună ansamblul robotului RH10 .

Robotul este acționat hidraulic prin intermediul grupului hidraulic compus dintr-o pompă cu roți dințate cu debit constant acționată de către un motor electric de 4kw

Servosistemul de acționare și comandă este compus din distribuitorul proporțional de tip 4WRZ25E325-31R6A24NEZ4/D2M produs de firma Rexroth ,având caracteristicile:

- debit nominal  $20 \pm 10\%$  l/min la  $\Delta p = 80$  bar;
- curent nominal diferential 10mA;
- rezistența electrică nominală a bobinelor: 19,5 $\Omega$ .

Elementul de execuție este motorul hidraulic liniar cu piston cu dublă acțiune și tije unilaterală (poziția a4 anexa 2a) având caracteristicile:

- diametrul pistonului/diametrul tije: 63/30 mm;
- cursa maximă 276 mm;
- presiunea nominală 80 bar;
- poziția de montaj: axa de translație orizontală;
- există posibilitatea încărcării cu o masă fixată în dispozitivul de prehensiune .

Celelalte elemente componente și subsistemul de măsurare, comandă și achiziție sunt prezentate în capitolul 7.

Vederi de ansamblu ale echipamentelor pentru efectuarea experimentelor sunt prezentate în fotografiile din figura 8.1.a, b

#### **8.2 Descrierea metodelor experimentale .**

##### **8.2.1. Metoda de măsurare**

În cadrul cercetărilor experimentale s-a urmărit:

- verificarea preciziei de repetabilitate la diferite curse ale elementului mobil utilizând în acest sens un stand de verificare format dintr-un suport, comparator cu o precizie de 0,005mm, și un cub de probă (tampon) fixat în dispozitivul de prehensiune al robotului (fig 8.1);

-verificarea vitezelor de deplasare ale elementului mobil;

- verificarea timpului de amortizare a vibrațiilor elementului mobil după trei axe, utilizând un traductor de vibrații (accelerometru de tip KD.42 fabricație METRAMES Germania);

-verificarea răspunsului dinamic al sistemului .

În vederea efectuării experimentelor, s-a întocmit un program de achiziții și comandă utilizând calculatorul numeric PC.Descrierea programului este prezentat în paragraful 8.2.2 iar funcțiile soft sunt prezentate în Anexa 8.

Pentru verificarea răspunsului dinamic al axei de translație s-a realizat comanda acesteia în diverse poziții(după axa y ) utilizând programul de comandă stabilit iar achiziția informațiilor privind comportarea dinamica s-a realizat cu ajutorul traductorului de accelerații montat în dispozitivul de prehensiune. Achiziția datelor s-a realizat cu ajutorul unei plăci de achiziție National Instruments tip PCI 1200.

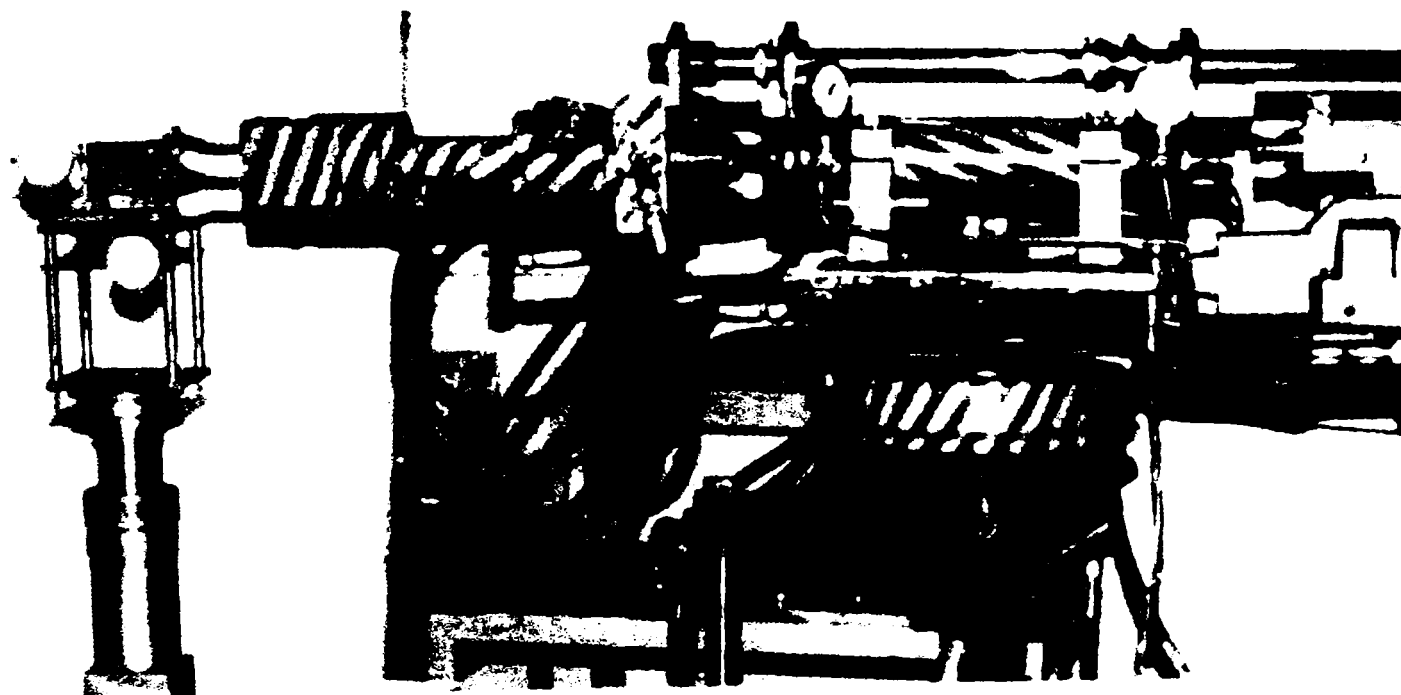


Fig 8.1. Vederi de ansamblu ale standului de încercări experimentale  
a-pentru verificarea repetabilității;b-pentru comanda axei de translație



### 8.2.2. Descrierea programului de achiziție și comandă a axei de translație hidraulică

Schema de conducere a axei de translație cu acționare hidraulică luată în studiu a fost prezentată în paragrafele 7.1.3; 7.1.4; 7.1.5 și 7.1.6.

Pentru achiziția de date de la traductorul de deplasare incremental și aplicarea tensiunilor de comandă a electromagneților distribuitorului proporțional s-a întocmit un program de achiziție și comandă, a cărei ordinogramă este prezentată în fig.7.7, iar funcțiile soft corespunzătoare sunt prezentate în Anexa 8.

S-a utilizat un sistem cu placă de achiziție National Instruments tip PCI 1200, avută în dotare.

Algoritmul care se află la baza programului propus de achiziție și comandă a axei de translație cu acționare hidraulică are schema logică prezentată în fig.7.7. Descrierea programului este prezentată în capitolul 7.1 iar codul sursă este indicat în Anexa 8.

### 8.2.3. Metodica experimentărilor

#### Verificarea răspunsului dinamic al axei de translație.

Pentru prelucrarea și evaluarea datelor achiziționate privind răspunsul dinamic al axei de translație s-au realizat două programe în limbaj MATLAB și anume, un program pentru afisarea grafică a datelor (acelerații în funcție de timp), după cele trei axe ale modulului, și un program utilizat pentru filtrarea numerică a acestor date.

Experimentările s-au efectuat în două faze și anume:

-comanda axei de translație fără reglatoare, culegând răspunsul dinamic după cele trei axe de coordonate prin pornirea/oprirea acesteia din/în trei puncte și utilizând trei regimuri de încărcare (cu sarcini utile de 0kg; 5kg; 10kg).

Rezultatele obținute sunt prezentate în 54 de diagrame conținute în Anexa 6. Dintre rezultatele obținute s-au prelucrat prin filtrare cele referitoare la pornirile/opririle după axa y din/în punctul 2 (mijlocul cursei de deplasare) utilizând încărcările cu sarcini utile de 0kg; 5kg; 10kg. S-a utilizat o frecvență de tăiere de 100Hz, filtru trece jos numeric de tip BUTTERWORTH, obținându-se rezultatele prezentate în diagramele din fig.8.2. Din analiza acestor diagrame se constată că pornirile din punctul considerat sunt mai lente, amortizările se realizează pe o durată mai mare de timp, ceea ce se poate explica prin durata necesară umplerii volumului interior al motorului cu ulei și atingerii presiunii normale de funcționare.

Opririle sunt mai rapide deși amplitudinile vibrațiilor sunt mai mari (apare un șoc la oprire) ceea ce conduce la o durată scurtă de amortizare cu amplitudine mare. La porniri caracteristica este mai oscilantă pe când la oprire ea este mai constantă (nu oscilează). La pornire apare un al doilea șoc (explicat conform celor prezentate anterior), pe când la opriri nu apare acest șoc, ceea ce conduce la o oprire la punct fix cât mai precisă și în timp cât mai redus.

Comparând rezultatele răspunsului dinamic al axei de translație în diferite puncte de pornire/oprire se constată că amplitudinea accelerației crește odată cu creșterea distanței de deplasare (extensie) atât la pornire cât și la oprire.

Comparând aceste rezultate în funcție de axele de coordonate se constată cele mai mici amplitudini ale accelerațiilor pe axa x (orizontală perpendiculară pe direcția de translație) și cele mai mari amplitudini pe axa z (verticală), atât la porniri cât și la opriri.

Comparând rezultatele în funcție de sarcina manipulată (masa obiectului manipulat) se constată că odată cu creșterea masei manipulate, amplitudinile accelerațiilor pe toate axele de coordonate scad atât la porniri cât și la opriri însă timpul de răspuns este mai mare.

După efectuarea experimentelor privind răspunsul dinamic al axei de translație prin conducere fără regatoare, s-a trecut la comanda acestei axe utilizând regatoare pentru viteză-poziție de tipul PI-P și PI-PD.

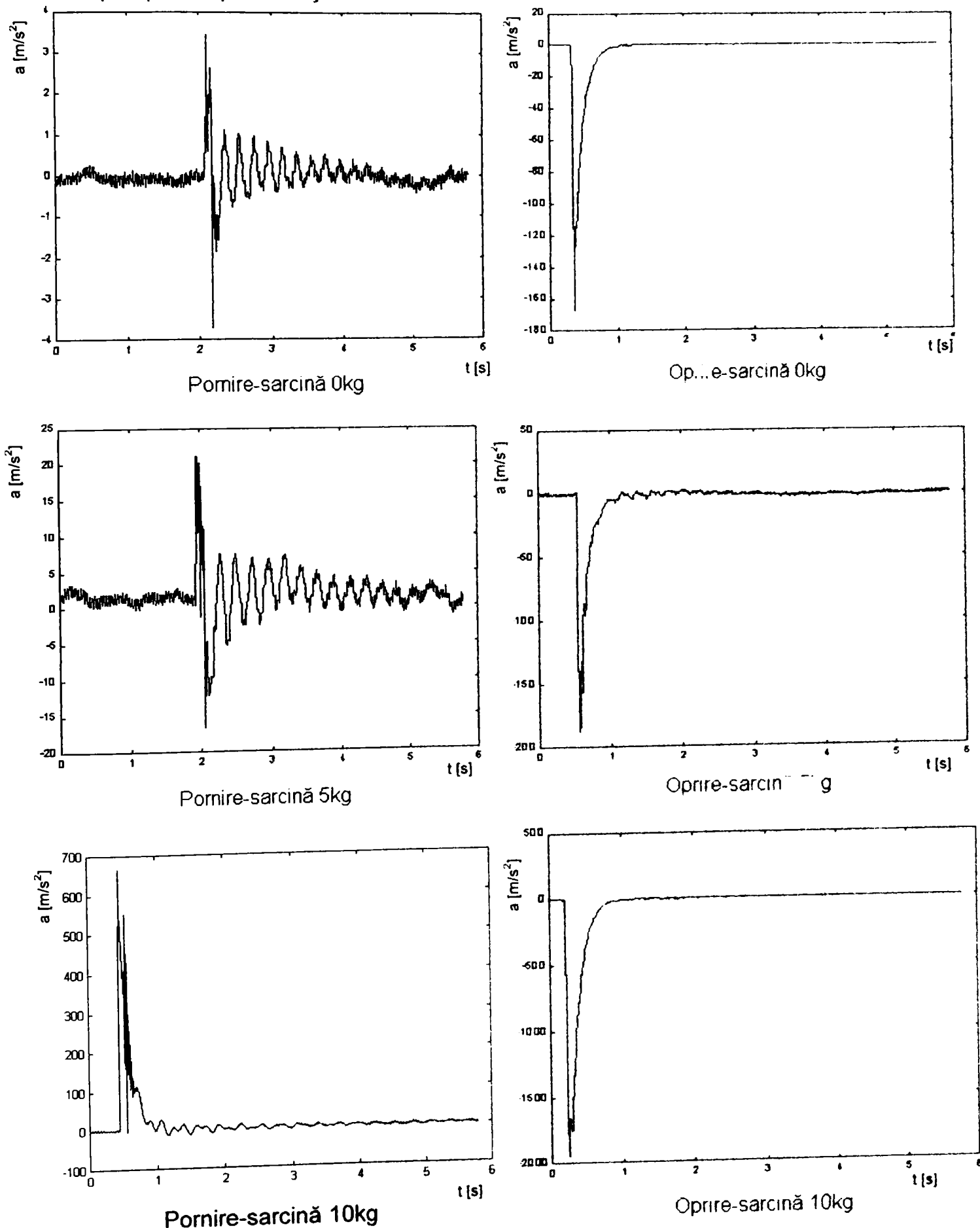


Fig.8.2.Diagramele de variație în timp a accelerațiilor elementului mobil al axei de translație, comandă fără regatoare

În acest scop s-a utilizat programul de achiziție și comandă prezentat în Anexa 8. În acest program s-au utilizat relațiile (7.57) și (7.68), înlocuind secvența de program :

*Calculul tensiunii de comandă*

*if (dif s >= 10)  $u_c = 6$*

*if (dif s < 3)*

*{*

*if (semn = 1)  $u_c = 3,2$*

*if (semn = 2)  $u_c = 3,4$*

*}*

*if (dif s <= 0)  $u_c = 1$*

Rezultatele experimentale privind răspunsul dinamic în acest caz sunt prezentate în diagramele din figurile 8.3 și 8.4.

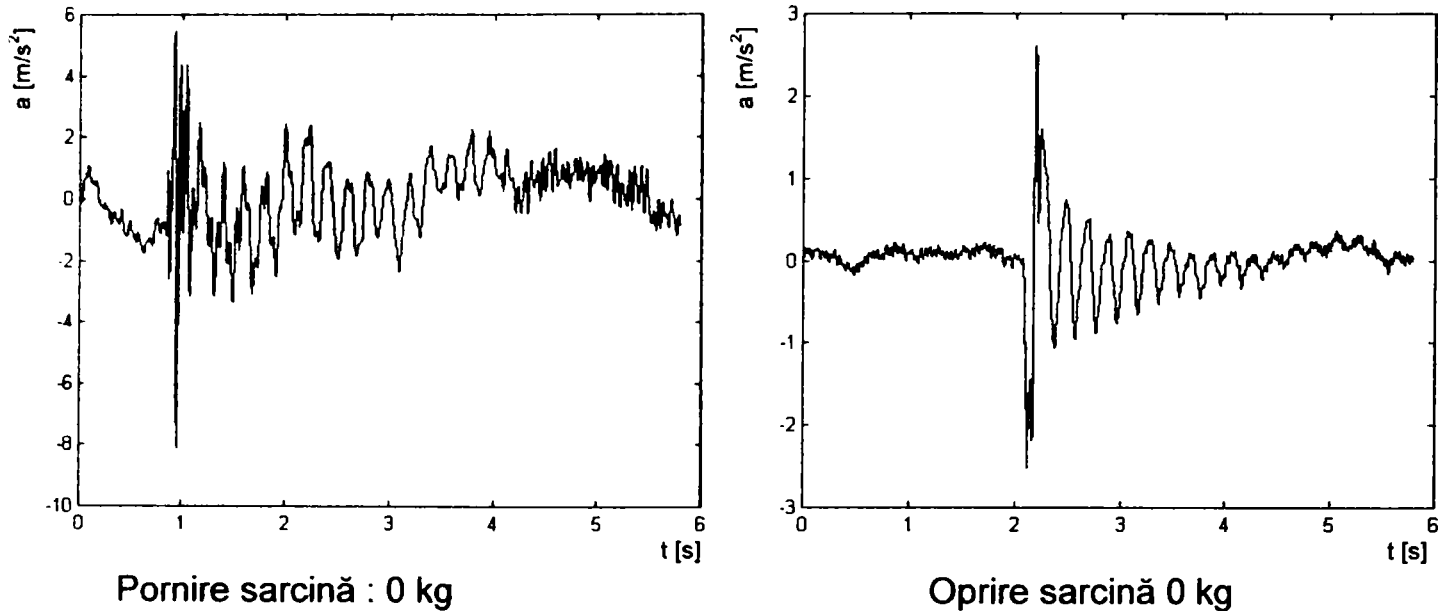


Fig.8.3. Diagramele de variație în timp a accelerațiilor elementului mobil al axei de translație, comandă cu reglatoare PI-P.

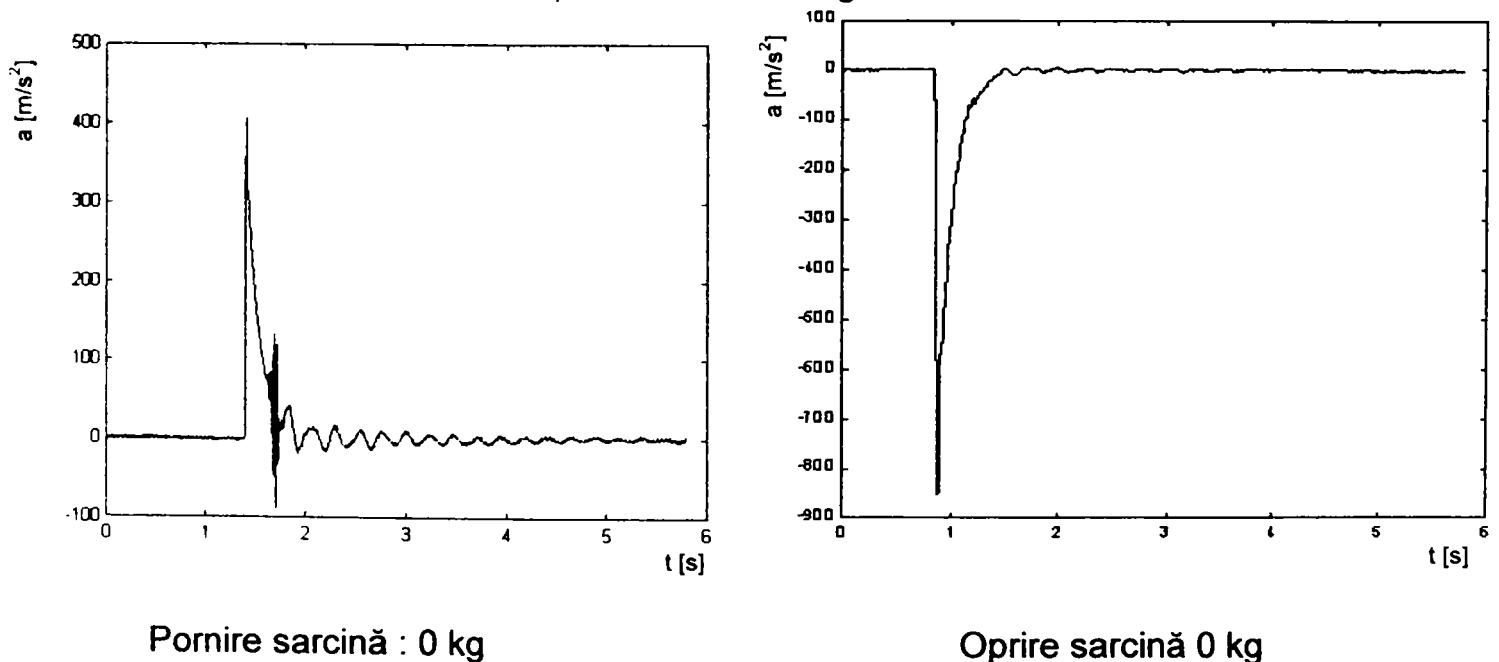


Fig.8.4. Diagramele de variație în timp a accelerațiilor elementului mobil al axei de translație, comandă cu reglatoare PI-PD

Datele experimentale obținute în acest caz sunt comparabile cu rezultatele obținute prin simulare a comportării dinamice a axei de translație utilizând modelul cu regatoare prezentat în capitolul 7, ceea ce validează valabilitatea și corectitudinea modelului întocmit.

### Verificarea preciziei de repetabilitate a poziției elementului mobil al axei

S-a efectuat în conformitate cu precizările Standardului ISO-9283-1990. S-a verificat precizia de repetabilitate a unor poziții de-a lungul axei de translație.

Utilizând standul de probă prezentat în paragraful 8.2.1 s-a comandat prin calculator efectuarea deplasărilor de 50;100; 150;200 mm și repetarea lor în fiecare poziție de 10 ori, citindu-se abaterile cu ajutorul unui comparator de precizie  $\pm 0,005$ . Rezultatele încercărilor s-au introdus în tabelul 8.1. Pe baza rezultatelor obținute s-a trasat graficul eroriilor medii ( $\varepsilon_{med}$ ) în funcție de cota programată a fi realizată (fig. 8.5).

Tabelul 8.1. Rezultatele verificării preciziei de repetabilitate

Pozițiile programate	Eroarea sistemului de măsurare a robotului	Eroarea citită la comparator a poziției cu sarcina utilă de:					
		0 kg	$\varepsilon_m$	5 kg	$\varepsilon_m$	10 kg	$\varepsilon_m$
50	$\pm 0,02$	0,008	0,0132	0,02	0,0365	0,028	0,0398
		0,01		0,025		0,025	
		0,01		0,02		0,03	
		0,015		0,03		0,035	
		0,01		0,035		0,04	
		0,012		0,042		0,045	
		0,015		0,045		0,048	
		0,02		0,048		0,045	
		0,022		0,05		0,052	
		0,015		0,02		0,02	
100		0,01	0,0188	0,015	0,028	0,02	0,032
		0,015		0,020		0,025	
		0,02		0,025		0,03	
		0,02		0,027		0,03	
		0,025		0,03		0,035	
		0,023		0,03		0,038	
		0,015		0,035		0,04	
		0,02		0,038		0,04	
		0,025		0,04		0,042	
		0,02		0,022		0,025	
150		0,025	0,0258	0,025	0,0379	0,03	0,0417
		0,023		0,03		0,032	
		0,020		0,032		0,035	
		0,025		0,035		0,04	
		0,03		0,04		0,045	
		0,035		0,045		0,048	
		0,025		0,048		0,05	
		0,020		0,05		0,052	
		0,020		0,052		0,06	
		0,03		0,032		0,035	
200		0,04	0,052	0,032	0,0678	0,04	0,0894
		0,045		0,035		0,045	
		0,04		0,042		0,045	
		0,045		0,045		0,05	
		0,045		0,05		0,055	
		0,05		0,055		0,08	
		0,055		0,06		0,1	
		0,057		0,1		0,15	
		0,15		0,2		0,25	

Din interpretarea rezultatelor experimentale obținute se constată o creștere a erorilor de repetabilitate odată cu creșterea cursei de deplasare spre exterior (extensie braț). Acest lucru se explică prin influența forțelor de frecare care au loc la deplasarea elementelor mobile, influențate la rândul lor de lungimea deplasărilor, precum și prin influența uleiului hidraulic al cărui volum necesar crește odată cu creșterea cursei de

deplasare a motorului hidraulic, având o influență negativă asupra preciziei de deplasare. Erorile mai pot fi explicate și prin micșorarea rigidității sistemului odată cu creșterea cursei de deplasare.

Rezultatele obținute privind verificarea preciziei de repetabilitate indică faptul că erorile se încadrează net sub majoritatea valorilor prescrise de diverși producători de roboți ( $\pm 0,5$ )[W1], ceea ce demonstrează că sistemul conceput și realizat este suficient de rigid și are o precizie de poziționare corespunzătoare.

În figura 8. 5. s-au trasat graficele erorilor medii ( $\epsilon_{med}$ ) funcție de cota programată (y)

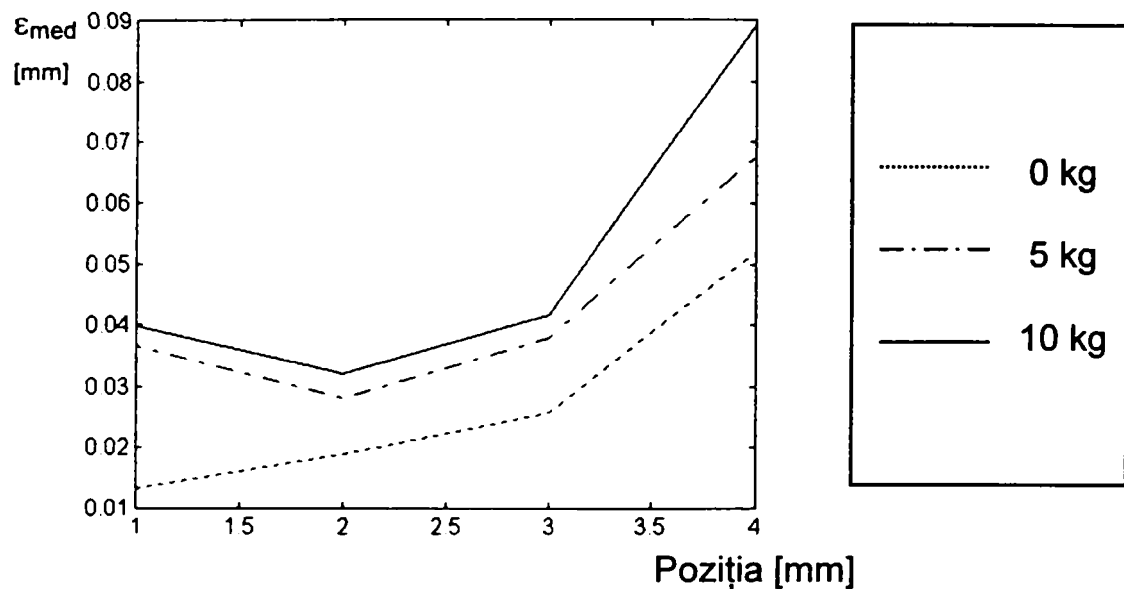


Fig. 8. 5. Curbele de variație a erorilor medii de repetabilitate

### 8.3.Descrierea metodei de prelucrare a datelor experimentale privind răspunsul dinamic al axei de translație a robotului RH10

#### Descrierea sistemului

Sistemul pentru măsurarea accelerațiilor din timpul pornirii respectiv opririi axei hidraulice de translație se compune din :

- traductor de accelerație montat pe dispozitivul de prehensiune ;
- placă de interfață care transformă semnalul generat de către traductor în semnal în tensiune în intervalul 0 – 5V;
- placa de achiziție care preia semnalul și cu ajutorul căruia semnalul analog este transformat în semnal digital pentru a putea fi prelucrat și stocat de un calculator numeric;
- calculatorul numeric , prin intermediul programelor pe care le rulează, stochează informațiile pe unitățile sale de memorie și execută prelucrarea acestora pentru a le aduce într-o formă ușor interpretabilă.

#### Achiziția datelor

Achiziția datelor se realizează cu ajutorul unei plăci de achiziție National Instruments, tip PCI 1200. Placa se montează pe magistrala (buss-ul ) unui calculator PC, și are posibilitatea de a achiziționa semnal în domeniul 0-10V, în mod analogic cu o rată de achiziție de până la 100 KHz. Placa posedă opt canale de achiziție a semnalelor analogice.

Semnalele achiziționate sunt transformate în digital de către un convertor A/D pe 12 bit ceea ce asigură o precizie de  $10/4096$  V. Placa de achiziție este programabilă prin intermediul unor funcții speciale care se pot implementa în limbaj C++.

Programul de achiziție care cuprinde funcțiile plăcii, necesare pentru a achiziționa date ce sunt apoi stocate pe discul magnetic fix al calculatorului. Rata de achiziție este de 10KHz, achiziția realizându-se pe canalul analogic 1 (AI1). Cu litere îngroșate s-au scris comentariile programului.

**/\*Program de achizitie**

**\* Biblioteci folosite:**

**\*/**

#include "nidaqex.h"

#include "stdio.h"

#include "conio.h"

#include "io.h"

#include <stdlib.h>

void main(void)

**/\***

**\* Programul principal:**

**\*/**

{

**/\***

**\* Declararea variabilelor locale:**

**\*/**

i16 iStatus = 0;

i16 iRetVal = 0;

i16 iDevice = 1;

i32 ITimeout = 600;

i16 iChan = 1;

i16 iGain = 1;

f64 dSampRate = 10000.0;

f64 dScanRate = 0;

u32 ulCount = 150000;

char\* strFilename = "vibratii1.dat";

i16 ilgnoreWarning = 0;

iStatus = Timeout\_Config(iDevice, ITimeout);

iRetVal = NIDAQErrorHandler(iStatus, "Timeout\_Config",

ilgnoreWarning);

**/\* Achiziție de date pe un singur canal, și stocarea datelor pe disc. Datele sunt stocate în formatul întreg pe 16 bit.\*/**

printf("start!");

iStatus = Lab\_ISCAN\_to\_Disk (iDevice, iChan, iGain, strFilename, ulCount, dSampRate, dScanRate, 0);

iRetVal = NIDAQErrorHandler(iStatus, "Lab\_ISCAN\_to\_Disk", ilgnoreWarning);

if (iStatus == 0) {printf(" S-a terminat achizitia."); }

iStatus = Timeout\_Config(iDevice, -1);

}

**/\* Sfârșit program\*/**

**Prelucrarea rezultatelor experimentale**

Pentru evaluarea datelor achiziționate s-au realizat două programe în limbajul Matlab :

-pentru afișarea grafică a datelor : accelerații în funcție de timp;

-pentru filtrarea numerică a acestor date.



### Programul de afișare grafică a datelor achiziționate.

```
%numele fisierului cu date achiziționate este "vibratii1.dat"
fid = fopen('vibratii1.dat','r');
% datele achiziționate sunt întotdeauna în format : întregi pe 16 bit
[f,count] = fread ( fid,inf,'int16');
% se afișează curba pe porțiuni, "elementul" înseamnă numărul citirii.
a=input('de la elementul')
b=input('la elementul')
x=1:1:count;
%transformarea sarcinii în tensiune
g = 2.44140625* f *9.81 / 87.5 - 0.16;
x1=x(a:b);
g1=g(a:b);
%trasarea graficului
plot(x1,g1)
```

### Programul de filtrare a rezultatelor experimentale.

Programul realizează filtrarea numerică a datelor achiziționate și afișează grafic rezultatele obținute, folosind un filtru digital de tip BUTTERWORTH. Programul are ca date de intrare numele fișierului. Pentru definirea filtrului , programul folosește funcția Matlab, "butter" (filtru de tip Butterworth ), care se apelează astfel :

$$[B,A] = BUTTER(N,Wn)$$

Funcția "butter" definește un filtru 'trece jos' de ordinul N și returnează coeficienții filtrului de lungime N+1, astfel încât vectorul B conține coeficienții numărătorului iar A conține coeficienții numitorului. Frecvența de tăiere trebuie să fie  $0.0 < Wn < 1.0$ , cu valoarea 1.0 corespunzând la  $\frac{1}{2}$  din rata de achiziție.

După ce s-a definit filtrul, semnalele achiziționate se vor filtra cu ajutorul funcției 'filter' ce se apelează prin linia :

$$Y = FILTER(B,A,X)$$

În care vectorii B și A sunt cei definiți anterior cu ajutorul funcției "butter"; vectorul X conține datele achiziționate iar vectorul Y datele filtrate. Filtrarea se realizează de fapt cu ajutorul transpusei numerice a ecuației diferențiale standard :

$$a(1)*y(n) = b(1)*x(n) + b(2)*x(n-1) + \dots + b(nb+1)*x(n-nb) - a(2)*y(n-1) - \dots - a(na+1)*y(n-na) \quad (8.1)$$

### % Program pentru filtrarea numerică a datelor achiziționate.

%Introducere nume fișier

```
numefis = input('Nume fisier');
```

```
fid = fopen(numefis,'r');
```

%Stabilirea intervalului de filtrare

```
pozstart = input('De la : ');
```

```
poz = input('Pana la : ');
```

```
q = fread(fid,pozstart,'int16');
```

```
x = fread(fid,poz-pozstart,'int16');
```

```
fclose('all');
```

%Definirea filtrului

```
[B,A] = butter(5,100/20000);
```

%Filtrarea semnalului

```
y = filter(B,A,x);
offset = mean(x(1:200));
x = x - offset;
y = y - offset;
%Afișarea grafică a rezultatului
plot(x,'y');
hold on;
plot(y,'r');
[lung1,lung2] = size(y);
t1 = 1:lung1;
    t = t1';
```

#### 8.4. Concluzii

Din interpretarea rezultatelor experimentale privind răspunsului dinamic al axei de translație cu acționare hidraulică în variantele comandate ale elementului mobil, respectiv precizia de repetabilitate a deplasării, se validează corectitudinea metodei elaborate privind calculul sistemului mecanic și al puterii motoarelor de acționare hidraulică ale roboților industriali prezentate în capitolele 5 și 6, rezultând în cazul concret realizat o rigiditate bună a sistemului. Se validează de asemenea modelul matematic întocmit și prezentat în capitolul 7, precum și programul de achiziții și comandă a axei de translație prezentat în Anexa 8. Acest program de achiziție și comandă se poate extinde la orice tip de axă de robot cu acționare hidraulică (cu modificările corespunzătoare a unor secvențe) precum și pentru orice axă cu acționare hidraulică a unor mașini-unelte, mașini de injectat, etc.

## CAPITOLUL 9

### *Contribuții originale. Concluzii finale*

#### 9.1. Contribuții originale

##### 9.1.1 Introducere

Teza de doctorat abordează elaborarea unei metodologii de proiectare a unui robot industrial folosind calculul dinamic aproximativ (fără luarea în considerare efectului de „cuplare a axelor”), în vederea alegerii motoarelor hidraulice necesare acționării cuplelor cinematice conducătoare și dimensionării structurii mecanice a elementelor lanțului cinematic ale roboților industriali pe baza optimizării constructive și funcționale.

În cadrul lucrării s-au urmărit 3 obiective principale:

1. stabilirea unei metodologii de proiectare optimale a structurii mecanice a elementelor și de acționare hidraulică a roboților industriali și punerea la dispoziția proiectanților a unor baze de date întocmite în acest scop (relații de calcul, nomograme, tabele cu valori soluții constructive);

2. modelarea și simularea comportării dinamice a axei de translație cu acționare hidraulică a unui robot în vederea elaborării, testării și alegerii strategiei de conducere a acesteia;

3. testarea obiectivelor 1 și 2 pe un caz concret de robot - RH10, cu schema dispozitivului de ghidare TRTR, cu acționare hidraulică realizat de către autor.

Principalele contribuții originale ale autorului în vederea realizării obiectivelor propuse prin abordarea tematicii din prezenta teză de doctorat se pot grupa în următoarele direcții principale și anume:

- în domeniul sistematizării informațiilor bibliografice;
- în domeniul elaborării unor noi metode de proiectare a sistemelor de acționare a roboților;
- în domeniul aplicațiilor practice și industriale;
- în domeniul cercetării experimentale.

##### 9.1.2. Contribuții în domeniul sistematizării informațiilor bibliografice

S-a realizat o sistematizare a informațiilor extrase din materialul bibliografic după cum urmează:

- privind definiția dată robotului de diverse instituții de specialitate și organisme internaționale din domeniu;
- privind clasificarea roboților pe diferite criterii și anume după domeniul de aplicații, structura sistemului mecanic etc.;
- privind istoricul roboților industriali, scoțând în evidență și realizările din țara noastră.
- privind distribuția unităților robotizate în lume, atât pe domenii de activitate cât și în diverse țări ale lumii, precum și perspectivele până în anul 2000;
- privind domeniile aplicațiilor industriale și neindustriale ale roboților;
- a principalelor tipuri de acționare a roboților industriali cu o paralelă între aceste acționări precum și evoluția lor în timp, scoțând în evidență avantajele și dezavantajele acționării hidraulice, acționare utilizată în cadrul robotului RH10 realizat de către autor.
- privind structura și organologia sistemelor de acționare hidraulică, insistând în mod special pe tipurile de motoare hidraulice de acționare și a echipamentelor de distribuție servocomandate;

- a structurilor mecanice, a zonelor de contact ale cuplelor cinematice de translație, sau de rotație, precum și a transmisiilor mecanice utilizate în construcția roboților industriali, sistematizăr care vor sta la baza calculelor de proiectare a roboților industriali prin metoda originală propusă privind alegerea motoarelor hidraulice de acționare;
- definirea mai riguroasă a noțiunii de „modul ” al unui robot industrial;
- definirea noțiunii de „modul tipizat” al unui robot industrial;
- a tipurilor de module de translație, rotație și de orientare cu acționare hidraulică din componența roboților industriali.

### 9.1.3. Contribuții în domeniul elaborării unor noi metode de proiectare a sistemelor de acționare a roboților

Aceste contribuții cuprinse în capitolele 5 și 6 sunt:

- elaborarea unei metode de alegere optimală a motoarelor din componența sistemelor de acționare hidraulică ale roboților industriali;
- întomirea unei baze de date privind parametrii mecanici ai motoarelor hidraulice de acționare a cuplelor cinematice din componența robotului industrial, necesare pentru alegerea motoarelor de acționare după metoda originală propusă de autor;
- întocmirea unei ordinograme originale privind calculul dinamic aproximativ pentru analiza funcționării robotului RH10;
- efectuarea calculului dinamic aproximativ pentru analiza funcționării robotului RH10;
- întocmirea unei ordinograme de calcul dinamic exact pentru robotul industrial RH10;
- efectuarea calculului dinamic exact pentru analiza funcționării robotului RH10;
- validarea metodologiei de alegere a motoarelor de acționare pe baza comparării calculului dinamic aproximativ cu cel exact, precum și cu comportarea dinamică a robotului RH10.

Contribuțiile cuprinse în capitolele 7 și 8 sunt:

- modelarea matematică și simularea funcționării axei hidraulice de translație a robotului RH10;
- efectuarea simulării axei și validarea experimentală a modelului matematic întocmit;
- elaborarea unor strategii de conducere „în poziție” a axei de translație cu acționare hidraulică cu supravegherea vitezei de deplasare;
- conceperea și efectuarea experimentărilor privind răspunsul dinamic al axei de translație hidraulică la porniri și opriri și compararea rezultatelor cu cele obținute prin simulare, în două variante, fără și cu reglatoare;
- conceperea și efectuarea verificărilor privind precizia de repetabilitate a poziției comandate a elementului mobil a axei.

### 9.1.4. Contribuții în domeniul aplicațiilor practice și industriale

În acest domeniu autorul lucrării și-a adus următoarele contribuții originale:

- proiectarea și realizarea unor module de translație, rotație, de micromișcare și de prehensiune utilizate în construcția robotului industrial RH10;
- introducerea modulului de micromișcare în structura sistemului mecanic al robotului industrial, pentru a suplini o axă de translație a robotului de cursă mică;

- realizarea robotului industrial cu acționare hidraulică, cu sarcina de manipulare 10 kg. RH10 care se află în dotarea laboratorului de roboți industriali de la Universitatea din Oradea;
- conceperea unei aplicații industriale (celulă robotizată pentru prelucrări prin așchiere, elaborarea ciclogramei de funcționare a acesteia);
- modernizarea axei de translație cu acționare hidraulică pentru robotul industrial RH10 prin introducerea distribuitorului proporțional pentru comanda motorului hidraulic liniar și a traductorului incremental de deplasare pentru urmărirea deplasării modulului;
- întocmirea unor programe în Visual Basic și rularea lor pentru obținerea tabelară și grafică a parametrilor motoarelor hidraulice de acționare;
- proiectarea și realizarea interfeței pentru sistemul de măsurare;
- proiectarea și realizarea interfeței pentru sistemul de comandă a distribuitorului proporțional din componența acționării hidraulice a unei axe de translație cu calculatorul;
- întocmirea programului de achiziție a datelor și comanda axei hidraulice de translație utilizând calculatorul numeric;
- întocmirea programului de achiziție, afișare și filtrare a accelerațiilor la pornirea și oprirea axei hidraulice de translație.

#### 9.1.5. Contribuții în domeniul cercetării experimentale

Contribuțiile cuprinse în capitolele 7 și 8 sunt:

- modelarea matematică și simularea funcționării axei hidraulice de translație a robotului RH10;
- efectuarea simulării axei și validarea experimentală a modelului matematic întocmit;
- elaborarea unor strategii de conducere „în poziție” a axei de translație cu acționare hidraulică cu supravegherea vitezei de deplasare;
- conceperea și efectuarea experimentărilor privind răspunsul dinamic al axei de translație hidraulică la porniri și opriri și compararea rezultatelor cu cele obținute prin simulare, în două variante, fără și cu reglatoare;
- conceperea și efectuarea verificărilor privind precizia de repetabilitate a poziției comandate a elementului mobil a axei.

#### 9.1.6. Direcții de cercetare viitoare

Rezultatele cercetărilor, (documentare, teoretice, aplicative și experimentale) efectuate de către autor în cadrul prezentei teze de doctorat au fost comunicate la diverse simpozioane și sesiuni de comunicări științifice și sau concretizat în 16 lucrări publicate (din care 11 ca prim autor) în volumele acestor manifestări științifice.

Pe baza realizării fizice a modulelor și respectiv a robotului industrial RH10 cu o axă de translație modernizată se poate continua modernizarea tuturor axelor robotului și obținerea pe această cale a unui robot performant.

Rezultatele experimentale obținute pentru comanda axei de translație cu acționare hidraulică pot fi utilizate și în cadrul reglării unor mișcări de avans la mașinile-unelte cu comenzi numerice; aceste studii s-au concretizat în cadrul lucrărilor efectuate prin contractele de cercetare încheiate de către autor cu S.C. Înfrățirea S.A. din Oradea, cu aplicare la centrele de prelucrare CPV și CPH și care se continuă și pentru mașinile de frezat cu comenzi numerice respectiv pentru mașinile de găurit fabricate la S.C. Înfrățirea S.A. din Oradea.



Realizările fizice obținute constituie o bază materială de cercetare atât pentru studenții secției de RI și pentru cadrele didactice Universității Oradea cât și pentru alți specialiști în domeniu.

## 9.2 Concluzii finale

Pentru realizarea obiectivelor propuse la debutul lucrării de doctorat cu titlul „Optimizarea constructivă și funcțională a manipuletoarelor și roboților industriali cu acționare hidraulică” și precizate în paragraful 9.1, s-a elaborat prezenta lucrare conținând nouă capitole, fiind prezentate 146 figuri; 27 tabele, și 389 relații, pe un număr de 247 pagini, și un volum anexă care cuprinde 289 de pagini.

După un studiu bibliografic aprofundat întreprins de autor de la începutul preocupărilor în domeniul Roboticii, s-a constatat că nu întotdeauna există o corelație între puterea motoarelor de acționare și sarcina pe care trebuie să o realizeze robotul, ducând fie la o supradimensionare a sistemului ceea ce conduce la creșterea gabaritului, fie la o subdimensionare, ceea ce conduce la o micșorare a preciziei robotului respectiv defectiuni în funcționare.

Analiza dinamică exactă a sistemului mecanic ale cărei rezultate sunt necesare pentru dimensionarea sistemului de acționare necesită cunoașterea prealabilă a parametrilor mecanici (mase, momente de inerție masice, etc.) a structurii mecanice a elementelor componentelor sistemului de acționare.

Prezenta lucrare a încercat să rezolve problema contradicției sus menționate, astfel că a fost elaborată în capitolul 5 „O metodă originală de alegere optimală a motoarelor din componența sistemelor de acționare hidraulică ale roboților industriali”, metodă care a fost validată prin efectuarea calculului dinamic exact al unui robot concret RH10 (TRTR), proiectat și realizat de către autor, precum și prin determinarea răspunsului dinamic al axei de translație cu acționare hidraulică.

O altă contribuție a autorului o reprezintă propunerea de modernizare a axei de translație cu acționare hidraulică și conducerea ei prin calculatorul numeric, prezentate în capitolul 7, precum și modelarea și simularea funcționării axei, atât cu model fără reglatoare cât și cu model cu diverse tipuri de reglatoare. Pe baza rezultatelor obținute se pot stabili tipurile de reglatoare pentru poziții și pentru viteze, ce se recomandă a fi utilizate în conducerea unei axe hidraulice.

Rezultatele experimentale obținute și prezentate în capitolul 8 au validat corectitudinea metodei propuse pentru alegerea puterii motoarelor hidraulice de acționare, precum și a modelului matematic stabilit pentru funcționarea axei hidraulice de translație.

Baza de date elaborată și prezentată în volumul ANEXĂ la prezenta lucrare constituie un bogat material documentar pentru proiectanții de roboți și în general a sistemelor de conducere a unei axe hidraulice, reducând volumul de muncă și timpul necesar proiectării.

În concluzie pe baza rezultatelor obținute și prezentate în lucrare autorul consideră că obiectivele propuse la abordarea temei au fost îndeplinite și că lucrarea elaborată poate fi utilă cercetătorilor, proiectanților în domeniul acționărilor hidraulice și Roboticii prin dezvoltările sale teoretice și aplicative, metodele, algoritmi și programele elaborate, rezultatele experimentale obținute, sistematizarea informațiilor documentare și prin materialul bibliografic prezentat.



## Bibliografie

- [A.1.] Albu A. , Blebea I. ș. a.: Contribuții privind comportarea dinamică a roboților industriali acționați cu motoare liniare electro – hidraulice pas cu pas. Al 2 – lea Simpozion Național de Roboți Industriali, București 1982.
- [A.2.] Albu A. , Blebea I. ș.a. : Robotul Industrial REM-01. Al 3 – lea Simpozion Național de Roboți Industriali București 1983.
- [A.3.] Antonescu P. : Sinteza manipuletoarelor. Universitatea Politehnică București 1993.
- [B.1.] Backe W. : Grundlagen der Olhydraulischen R.W.T.H. Aachen 1972.
- [B.2.] Bălășoiu V.: Cercetări teoretice și experimentale asupra sistemelor electrohidraulice tip servovalvă pentru module de roboți industriali  
Teză de doctorat : Institutul Politehnic „Traian Vuia” Timișoara 1987.
- [B.3.] Bălășoiu V. : Acționări hidraulice și pneumatice. Curs litografiat : Institutul Politehnic „Traian Vuia” Timișoara 1982
- [B.4.] Bălășoiu V. : Echipamente și sisteme hidropneumatice de acționare. Universitatea „Politehnică” din Timișoara 1992.
- [B.5.] Bălășoiu V. Hidraulica sistemelor de acționare. Editura MIRTON Timișoara 1996.
- [B.6.] Belea C. : Teoria sistemelor – sisteme neliniare .Editura Didactică și Pedagogică București 1985.
- [B.7.] Blebea I. : Cercetări și contribuții privind aplicarea roboților industriali în construcția de mașini-unelte. Teză de doctorat : Institutul Politehnic Cluj – Napoca 1986.
- [B.8.] Blebea I. , Ispas V. : Calculul și construcția roboților industriali. Editura Dacia Cluj – Napoca 1995.
- [B.9.] Borislav C. ș.a. : Matematici speciale. Editura Didactică și Pedagogică București 1981.
- [B.10.] Bucur M. : Tipizarea în construcția de mașini. Editura Tehnică București 1981.
- [B.11.] Babuția I, Muresan I, Dragomir T. L, Prostean O.: Conducerea automată a proceselor. Editura Facla Timișoara 1985.
- [B.12.] Belous V. Creația tehnică în construcția de mașini. Inventica. Editura Junimea Iași 1986.
- [B.13.] Bogdan R.C. Sinteza mecanismelor plane articulate. Editura Academiei București 1977.
- [B.14.] Bogdan R.C. ș.a. Algoritmi pentru generarea referințelor de poziție la roboții hidraulici cu conducere punct cu punct. Al 7-lea Simpozion Național de Roboți Industriali și Mecanisme Spațiale M.E.R.O.'87 București 1987.
- [B.15.] Bogdanov I. Microprocesorul în comanda acționarilor electrice. Ed. Facla Timișoara 1989.
- [C.1.]\*\*\*Catalog Rexroth Hydraulik Trainer G.M.B.H. Lohram Main 1978.
- [C.2.]\*\*\*Catalog R.D. 29001 – Rexroth 1980 – Industrieservoventile.
- [C.3.]\*\*\*Catalog I.E.M. Rîmnicu Vilcea 1983 – Elemente hidraulice proporționale.
- [C.4.]\*\*\*Catalog G. Bosch – Hydraulik Regelventile Stuttgart 1985.
- [C.5.]\*\*\*Catalog R.D.29003 – Rexroth Hydraulik und Elektronik Komponenten für Proportional – und Servosystemen 1986.
- [C.6.]\*\*\*Catalog Industrieroboter „Kuka”.
- [C.7.]\*\*\*Catalog FIBRO GmbH – „Fibromanta”. Handhabungstechnik.
- [C.8.]\*\*\*Catalog SCIAKI – Franța.

- [C.9.] Călin C. : Regulate automate. Editura Didactică și Pedagogică București 1967.
- [C.10.] Călin S., Belea C. : Sisteme automate adaptive și optime. Editura Tehnică București 1971.
- [C.11.] Călin S. ș.a. : Conducerea adaptivă și flexibilitatea proceselor industriale. Editura Tehnică București 1988.
- [C.12.] Chircor M. : Noutăți în cinematica și dinamica roboților industriali. Editura Fundației „Andrei Șaguna” Constanța 1997.
- [C.13.] Coiffet P. Les robots: Modélisation et comande. Editions Hermès, Paris 1981.
- [C.14.] Coiffet P. La robotique: Principes et applications. Editions Hermès, Paris 1992.
- [C.15.] Cojocaru Gh. , Kovács Fr. V. : Roboți în acțiune vol. I și II Editura Facla Timișoara 1985 , 1986.
- [C.16.] Craig J.J. : Introduction to Robotics Mechanics and Control Editura Addison-Wesley Publishing Company 1986.
- [C.17.] Cristea P. : Echipamente hidraulice și pneumatice de automatizare. Curs litografiat Institutul Politehnic Iași 1986.
- [C.18.] Crișan I. , Dobre N. : Automatizarea montajului în construcția de mașini. Editura Tehnică București 1979.
- [C.19.] Crișan I. ș.a. : Sisteme flexibile de montaj cu roboți și manipuloare. Editura Tehnică București 1988.
- [D.1] Davidovici A. ș.a. : Modelarea , simularea și comanda manipuloarelor și roboților industriali. Editura Tehnică București 1986.
- [D.2.] Deacu L. ș.a. : Tehnica hidraulicii proporționale. Editura Dacia Cluj Napoca 1986.
- [D.3.] Demian T. ș.a. : Mecanisme de mecanică fină. Editura Didactică și Pedagogică București 1982.
- [D.4.] Demian T. ș.a. : Elemente constructive ale mecanicii fine .Aplicații. Editura Didactică și Pedagogică București 1980.
- [D.5.] Demian T. , Banu V. : Micromotoare pneumatice liniare și rotative. Editura Tehnică București 1984.
- [D.6.] Demian T. , Alexandrescu N., Avram M. : Modelarea funcționării unităților de translație incrementate cu amplificatoare electro-hidraulice. Al 5-lea Simpozion Internațional IFTOMM-Teoria și practica mecanismelor –Syrom89 București 1989.
- [D.7.] Dolga V. : Traductoare și senzori. Editura Facla Timișoara 1996.
- [D.8.] Dragnea O. : Geometria maselor. Editura Didactică și Pedagogică București 1972.
- [D.9.] Drăgulescu D. : Dinamica roboților. Editura Didactică și Pedagogică R. A. București 1997.
- [D.10.] Drake G.R. : Simulation as a Planning and Scheduling Tool for Flexible Manufacturing System. Department of Industrial Engineering Texas A&M University USA 1996.
- [D.11.] Drimer D. s.a.. Roboți Industriali și Manipuloare. Editura Tehnică București 1985.
- [D.12.] Dudiță F., Diaconescu D. : Optimizarea structurală a mecanismelor. Editura Tehnică București 1987.
- [D.13.] Dudiță F. ș.a. : Cinematica mecanismelor articulate. Mecanisme clasice. Robotomecanisme. Universitatea din Brașov 1987.
- [D.14.] Dudiță F. : Mecanisme articulate. Inventica și cinematica în abordare filogenetică. Editura Tehnica București 1989.
- [D.15.] Duffy J : Analysis of Mechanisms and Robot Manipulators. Editura Edward Arnold London 1980.

- [F.1.] Florea S. , Moangă A. : Introducere în conducerea roboților. Institutul Politehnic București 1982.
- [G.1.] Gafițeanu M. ș.a. : Organe de mașini vol I și vol II. Editura Tehnică București 1983.
- [H.1.] Handra – Luca V. ș.a. : Roboți – Structură, cinematică și caracteristici. Editura Dacia Cluj–Napoca 1996.
- [H.2.] Horst H. Raad : Handbuch Industrieroboter Vieweg Germania 1986.
- [H.3.] Hütte : Manualul Inginerului. Fundamente. Traducere din limba germană după a 29-a ediție. Editura Tehnică București .
- [I.1.] Ionescu F. ș.a. : Mecanica Fluidelor și Acționări hidraulice și pneumatice. Editura Didactică și Pedagogică București 1980.
- [I.2.] Ionescu G. ș.a. : Traductoare pentru automatizări industriale. Editura Tehnică București 1985.
- [I.3.] Ionescu V. : Teoria sistemelor. Sistemul liniar. Editura Didactică și Pedagogică București 1985.
- [I.4.] Ionescu I., ș.a. : Servovalva electrohidraulică. Editura Lux Libris Brașov 1996.
- [I.5.] Ioniță N. : Elemente de mecanica automatelor și dinamica automatizării proceselor tehnologice. Editura Tehnică București 1985.
- [I.6.] Ispas V. ș.a. : Roboți industriali. Editura Dacia Cluj – Napoca 1985.
- [I.7.] Ispas V. : Aplicațiile cinematicii în construcția manipuloarelor și roboților industriali. Editura Academiei Române București 1990.
- [I.8.] Isgos V. : Influența interschimbabilității asupra dinamicii roboților industriali de construcție modulară. Al 3-lea Simpozion Național de Roboți Industriali București 1983.
- [I.9.] Ivănescu M. : Roboți Industriali. Editura "Universitaria " Craiova 1994.
- [K.1.] Kec W. : Complemente de matematici cu aplicații tehnice. Editura Tehnică București 1982.
- [K.2.] Kelemen A. : Sisteme de acționare cu orientare după câmp. Editura Tehnică București 1985
- [K.3.] Kelemen A.: Acționări electrice. Editura Didactică și Pedagogică București 1985.
- [K.4.] Kovács Fr. V. , Perju D. , Savii Gh. : Metode noi în sinteza mecanismelor. Editura Facla Timișoara 1976.
- [K.5.] Kovács Fr. V. : Considerații cu privire la arhitectura generală a roboților industriali. Primul Simpozion Național de Roboți Industriali București 1981.
- [K.6.] Kovács Fr. V. : Contribuții la elaborarea unei terminologii de robotică. Primul Simpozion Național de Roboți Industriali București 1981.
- [K.7.] Kovács Fr. V. , ș.a. : Principii în tipizarea seriilor unitare și familiilor de roboți industriali. Al 3-lea Simpozion Național de Roboți Industriali 1982.
- [K.8.] Kovács Fr. V. , Cojocaru Gh. : Manipuloare, roboți și aplicațiile lor industriale. Editura Facla Timișoara 1982.
- [K.9.] Kovács Fr. V. : Cu privire la determinarea exactității și incertitudinii de poziționare a roboților industriali programați prin instruire. MERO 91 – București 1991.
- [K.10.] Kovács Fr. V. , Rădulescu C. : Roboți Industriali vol. I și II. Curs litografiat Universitatea Tehnică Timișoara 1992.
- [K.11.] Kovács Fr. V. , Crudu M. , Perju D. : Mecanisme vol. I și II. Curs litografiat Universitatea Tehnică Timișoara 1992.
- [K.12.] Kovács Fr.V., Perju D. : Sinteza mecanismelor. Curs litografiat Universitatea Tehnică Timișoara 1992.
- [K.13.] Kovács Fr.V., The "Robotic Family" Simpozion International. „Teoria și practica mecanismelor”. SYROM97 București iunie 1997.
- [K14.] Kovács Fr.V. , Varga Șt. Tusz Fr. : Fabrica viitorului. Editura Multimedia International Arad 1999.

- [K.15.] Kovács Fr. V. , Tripe Vidican A. , ș.a. : Robotică generală vol.I. Manuscris 1998.
- [K.16.] Krenzer E.J. , Meissrer H.G. : Industrieroboter. Spinge Verlag 1994.
- [K.17.] Kadinov V. A. : Dinamica mașinilor unelte. Editura Tehnică București 1970.
- [L.1.] Lupea I. : Roboți și vibrații. Editura Dacia Cluj – Napoca 1996.
- [M.1.] Maniu I. , Bochis A. : Model matematic al unui mecanism hidraulic. al 6-lea Simpozion International. „Teoria și practica mecanismelor” SYROM97 București 1997.
- [M.2.] Maniu I. : Tipuri de sisteme de acționare ale roboților industriali și evoluția lor în timp. Al 12-lea Simpozion Național de Roboți Industriali vol.IV. Timișoara 1994.
- [M.3.] Maniu I. : Sinteza optimală a sistemului de acționare hidraulic și pneumatic al roboților industriali. Teză de doctorat .Universitatea Politehnică Timișoara 1995.
- [M.4.] Maniu I. , Dolga V. : Acționarea roboților industriali și a manipuloarelor vol.I Editura Mirton Timișoara 1996.
- [M.5.] Maniu I. Servosisteme hidraulice automate utilizate în acționarea roboți industriali . Al 13-lea Simpozion Național de Roboți Industriali Reșita 1996.
- [M.6.] Maniu I. : Sisteme hidraulice și pneumatice de acționare. Editura Orizonturi Universitare Timișoara 1998.
- [M.7.] Manolescu N.I. , Kovács Fr. V. , Orănescu A. : Teoria mecanismelor și a mașinilor. Editura Didactică și Pedagogică București 1972.
- [M.8.] Mario Sciaky : Modular Robots Implementation – cap.36. Franța.
- [M.9.] Marin V. ș.a. : Sisteme hidraulice de acționare și reglare automată. Editura Tehnică București 1981.
- [M.10.] Mazilu I. , Marin V. : Sisteme hidraulice automate. Editura Academiei Române 1982.
- [M.11.] Măgureanu R. : Mașini și acționări electrice – tendințe actuale. Editura Tehnică București 1988.
- [M.12.] Mătieș V. : Mecatronica. Editura Dacia Cluj – Napoca 1998.
- [M.13.] Miloiu Gh. , Dudiță Fl., Diaconescu D. : Transmisii mecanice moderne. Editura Tehnică București 1980.
- [M.14.] Munteanu M. ș.a. : Module pentru roboți și manipuloare. Al 7-lea Simpozion Național de Roboți Industriali. București 1987.
- [M.15.] MATLAB SIMULINK 5.1.2. Users Manual. Mathworks Inc. 1998.
- [O.1.] Olariu V. , Sima P. , Achiriloaie V. : Mecatronica tehnică. Editura Tehnică București 1982.
- [O.2.] Oprean A. ș.a. : Acționări hidraulice. Editura Tehnică București 1981.
- [O.3.] Oprean A. ș.a. : Acționări hidraulice – elemente și sisteme. Editura Tehnică București 1982.
- [O.4.] Oprean A. ș.a. : Acționări și automatizări hidraulice. Editura Tehnică București 1989.
- [O.5.] Oprean A. ș.a. : Echipamente hidraulice de acționare. Editura BREM București 1998.
- [P.1.] Paul R. : Modelling Trajectory Calculation and Servoing of a Computer Controlled Arm. Stanford The MIT Press 1977.
- [P.2.] Pelecudi Chr. : Mecanisme. Editura Didactică și Pedagogică București 1985.
- [P.3.] Perju D. : Mecanisme de mecanică fină vol. I și II. Curs litografiat Institutul Politehnic „Traian Vuia” Timișoara 1986.
- [P.4.] Pop I. : Noi elemente și sisteme hidraulice. Hidrologistori. Editura Academiei Române 1990.
- [P.5.] Probst R. , Kopacek P. : Service Robots Present Situation and Future Trends. Second ECPD International Conference on Advanced Robotics Viena septembrie 1996.



- [P.6.] Popa H. , Ștefănescu D., Bălășoiu V. : Arhitectura și caracteristicile roboților industriali cu acționare hidraulică. Al 7-lea Simpozion Național de Roboți Industriali și Mecanisme Spațiale MERO'87. București 1987.
- [P.7.] Popa H. , Ștefănescu D. , Gheorghiu N. , Kovács Fr : Tipizarea manipuloarelor și roboților industriali cu acționare hidraulică. Al 7-lea Simpozion Național de Roboți Industriali și Mecanisme Spațiale MERO'87. București 1987.
- [R:1.] Ranky P.G. : Robot Modelling Control and Applications with Software. IFS(Publications) Ltd,UK Springer-Verlag Berlin 1985.
- [R.2.] Raul R.P. : Robot Manipulators. Mathematics, Programming and controll.M.I.T. Press Cambridge 1982.
- [R.3.] Rădulescu O. : Sinteza optimală în construcția de mașini. Editura Tehnică București 1984.
- [R.4.] Rădulescu C. : Eroarea de poziționare a robotului REMT 3. Al 8-lea Simpozion Național de Roboți Industriali. Cluj-Napoca 1988.
- [R.5.] Rădulescu C. : Determinarea pe cale experimentală a incertitudinii de poziționare a roboților. Revista „Robotică și Management” Nr.2 1990.
- [S.1.] Schwartz W. : Industrieroboter. Steuerungen – V.E.B. – Verlag Technik Berlin 1985.
- [S.2.] Schraff, R. Volz H. : Serviceroboter. Inovative Technik in Dienstleistung und Versorgung . Springer Verlag Berlin 1996.
- [S.3.] Seracin E. , Popovici D. : Tehnica acționărilor electrice. Editura Tehnică București 1985.
- [S.4.] Soare Stan : Procese hidrodinamice. Editura Didactică și Pedagogică București 1979.
- [S.5.] Starețu I. : Sisteme de prehensiune. Editura Lux Libris Brașov 1996.
- [S.6.] Stănescu A. ș.a. : Sisteme de automatizare pneumatice. Editura Tehnică București 1987.
- [T.1.] Thring M.W. Design Studies on Industrial Robots First International CISM-IFTMM Sympozion Udine, 1978.
- [T.2.] Tripe Vidican A. : Studiul cinematic al sistemelor de acționare din componența roboților industriali. Analele Universității din Oradea 1982.
- [T.3.] Tripe Vidican A. : Instalația automată pentru alimentarea instalației de încălzire prin C.I.F. Analele Universității din Oradea 1983-84.
- [T.4.] Tripe Vidican A. : Robot industrial hidraulic. Analele Universității din Oradea 1983-1984.
- [T.5.] Tripe Vidican A. : Stadiul actual al cercetărilor referitoare la manipuloare și roboți industriali cu acționare hidraulică. Referat doctorat Nr.1.
- [T.6.] Tripe Vidican A. : Construcția modulară a roboților industriali cu acționare hidraulică. Referat doctorat Nr 2.
- [T.7.] Tripe Vidican A. – Contribuții la tipizarea modulelor din componența roboților industriali. Analele Universității din Oradea 1993.
- [T.8.] Tripe Vidican A. : Construcția modulară a roboților industriali; Realizări. Tendințe. Analele Universității din Oradea 1995.
- [T.9.] Tripe Vidican A. : Considerente privind studiul de fiabilitate a roboților industriali cu acționare hidraulică. Al 13-lea Simpozion Național de Roboți Industriali Resita 1996 .
- [T.10.] Tripe Vidican A. , Rus Alex ,Țarcă R. : Evaluarea eficienței unui dispozitiv de prehensiune. Al 12-lea Simpozion Național de Roboți Industriali Timișoara 1994.
- [T.11.] Tripe Vidican A. : Determinarea corecției de poziționare a brațului robotului prin intermediul dispozitivului V.I.M. Al 12-lea Simpozion Național de Roboți Industriali Timișoara 1994.

- [T.12.] Tripe Vidican A. : O concepție modulară a robotului RH10. Analele Universității din Oradea 1997.
- [T.13.] Tripe Vidican A. : Acționări în mecanică fină. Curs litografiat Universitatea din Oradea 1997.
- [Ț.1.] Țarcă R. , Țarcă I. , Tripe Vidican A. : Aspecte teoretice privind determinarea în timp real a poziționării efectorului final al roboților industriali folosind tehnici de percepție artificială. Analele Universității din Oradea 1994.
- [Ț.2.] Țarcă R. , Țarcă I. , Tripe Vidican A. : Metode de modelare a roboților industriali asistate de calculator utilizând ecuații Apple. Analele Universității din Oradea 1995.
- [Ț.3.] Țarcă R. , Țarcă I. , Tripe Vidican A. : Metode de modelare a roboților industriali asistate de calculator utilizând ecuații Lagrange. Analele Universității din Oradea 1995.
- [Ț.4.] Țarcă R. , Țarcă I. , Tripe Vidican A. : Construcția matricei inerțiale a modelului dinamic pentru robot RRR. Analele Universității din Oradea 1996.
- [Ț.5.] Țarcă R. , Țarcă I. , Tripe Vidican A. : Construcția modelului dinamic pentru un robot de tip RRRR. Al 13-lea Simpozion Național de Roboți Industriali Reșița 1996.
- [Ț.6.] Țarcă R. : Referat doctorat Nr.2. Conducerea adaptivă a roboților industriali utilizând informații furnizate de senzori. Universitatea „Politehnica” din Timișoara 1998.
- [V.1.] Vasiliu N. , Cătană I. : Transmisii hidraulice și electrohidraulice. Editura Tehnică București 1988.
- [V.2.] Voinea R. , Atanasiu M. : Metode analitice noi în teoria mecanismelor. Editura Tehnică București 1964.
- [V.3.] Voinea R. , Voiculescu D. , Ceaușu V. : Mecanica. Editura Tehnică București 1983.
- [V.4.] Voinea R. , Voiculescu D. , Simion F.P. : Introducere în mecanica solidului cu aplicații în inginerie. Editura Academiei Române București 1989.
- [V.5.] Volmer J. : Industrieroboter. Verlag Technik Berlin 1991.
- [V.6.] Vukobratovic M. , Stokic D. : Control of Manipulation Robots Theory and Application. Springer Verlag Berlin 1982.
- [V.7.] Vukobratovic M. , Potkonjak V. : Dynamics of Manipulation Robots. Springer Verlag Berlin 1982.
- [V.8.] Vukobratovic M. , Kircanski N. : Real Time Dynamics of Manipulation Robots. Springer Verlag Berlin 1985.
- [V.9.] Vukobratovic M. , Stokic D. , Kircanski N. : Non – Adaptive and Adaptive Control of Manipulation Robots. Springer Verlag Berlin 1985.
- [W.1.] Warneke H.J. , Schraft R.D. : Industrieroboter Katalogband 1980–1992 . Krausskopf. Verlag Gmb H.Mainz.
- [W.2.] Weuele H. , Stierle H. J. : Leistungsbedarf und Möglichkeiten der Energieeinsparung bei hydraulischer Industrierobotern. Ölhydraulik und Pneumatik (Ö+P) nr.8. Mainz 1984.
- [W.3.] \*\*\* World Industrial Robots 1996. The International Federation of Robotics, United Nations New York and Geneva 1996.
- [W.4.] \*\*\* World Industrial Robots 1997. The International Federation of Robotics United Nations New York and Geneva 1997.
- [W.5.] \*\*\* World Robotics 1998. The International Federation of Robotics, United Nations New York and Geneva 1998.
- [W.6.] \*\*\* World Robotics 1999. The International Federation of Robotics, United Nations New York and Geneva 1999.