

UNIVERSITATEA POLITEHNICA TIMISOARA
FACULTATEA DE MECANICA
CATEDRA DE ORGANE DE MASINI SI MECANISME

Ing. VARGA STEFAN

**CONTRIBUTII LA SINTEZA OPTIMALA A CELULELOR FLEXIBILE
DE FABRICATIE SERVITE DE MANIPULATOARE SI ROBOTI
CU APLICATII IN SECTOARE CALDE**

TEZA DE DOCTORAT

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR STIINTIFIC
Prof. dr. ing. FRANCISC KOVACS

TIMISOARA - 1997

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

618.666
366

Aduc pe aceasta cale cele mai respectuoase multumiri conducatorului stiintific, prof. dr. ing. Francisc Kovacs pentru indrumarea competenta si sprijinul deosebit acordat atat la elaborarea acestei lucrari, cat si in intreaga activitate profesionala a mea, cuprinzand domeniile legate de sinteza mecanismelor, constructia si proiectarea robotilor, pana la conceptia celulelor si a sistemelor flexibile de fabricatie complexe. Acordand cu clarviziune importanta cuvenita integrarii cercetarii universitare cu nevoile curente ale industriei, dumnealui a fost si continuie sa fie initiatorul si promotorul a numeroase contracte de colaborare tehnico-stiintifice interne si internationale, punand la dispozitia doctoranzilor pe care ii conduce teme de cercetare mereu actuale. Imi exprim intreaga gratitudine fata de domnia sa pentru ca m-a primit si mi-a indrumat activitatea spre directiile de varf ale tehnicii.

Cu aleasa consideratie multumesc domnului prof. dr. ing. Dan Perju pentru ajutorul prompt si generos pe care mi l-a acordat permanent, pe toate planurile: stiintific, profesional, administrativ si moral.

Exprim profunda mea recunostinta fata de domnia prof. dr. ing. Nicolae Gheorghiu, prof. dr. ing. Mihai Crudu, conf. dr. ing. Voicu Mesaros-Anghel, care prin discutiile purtate m-au sprijinit neintrerupt in activitatea de elaborare a prezentei lucrari.

Adresez pe aceasta cale multumiri tuturor colegilor de catedra care, acceptand absentia mea in ultimul an la rezolvarea treburilor curente m-au ajutat sa finalizez redactarea tezei.


Multumesc in acelasi timp tuturor persoanelor de la Facultatea de Mecanica si Facultatea de Electronica din Timisoara, Intreprinderea de masini si utilaj minier din Baia Mare, Intreprinderea Unio din

Satu Mare, Firma Stima Engineering SRL din Castelleone Italia si SC Stimel SRL din Timisoara, care in decursul anilor trecuti au manifestat interes pentru valorificarea industrială a rezultatelor muncii de cercetare care a constituit obiectul a mai multor contracte si partea aplicativa a acestei lucrari.

In acelasi timp trebuie sa multumesc baiatului meu ing. Varga Gerzson pentru ajutorul dat la configurarea echipamentului de birotica de care am avut nevoie la redactarea tezei.

Nu in ultimul rand multumesc mamei mele pentru intelegerea si grija permanenta fata de familie, rezolvand problemele zilnice de una singura, desi ele trebuiau sa-mi revina.

Autorul

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Varga Gerzson', with a long horizontal stroke extending to the right.

0. CUPRINS

0. Cuprins	5
1. Introducere	8
2. Stadiul actual in conceptia sistemelor de fabricatie flexibile	11
2.1 Precizari asupra flexibilitatii sistemelor de fabricatie.....	11
2.2 Operatii robotizate in sectorul cald.....	13
2.2.1 Turnarea robotizata in cochile metalice.....	13
2.2.2 Curatirea robotizata a pieselor turnate in forme din amestec.....	15
2.2.3 Operatii robotizate in atelierele de tratament termic si termochimic.....	18
2.2.4 Operatii robotizate in forjarii.....	19
2.3 Consideratii privitoare la efectorii finali utilizati in CFF la cald.....	21
2.3.1 Problema abaterilor de centrare ale mecanismelor prehensoare cu bare.....	27
2.3.2 Adecvarea prehensoarelor la varietatea de sarcini. Forta de strangere.....	31
2.4 Probleme legate de programabilitatea sistemelor robotizate.....	34
3. Obiectivele lucrarii	38
4. Contributii la sinteza geometrica optima a mecanismelor generatoare de dreapta cu aplicatii in constructia dispozitivelor flexibile	39
4.1 Introducere.....	39
4.2 Sinteza geometrica unitara a mecanismelor de generare exacta a dreptei.....	40
4.2.1 Structuri desmodrome simple.....	40
4.2.2 Conditia generarii exacte a traiectoriei. Curbe de baza.....	41
4.2.3 Structura TRRT.....	42
4.2.3.1 Structura TRRT-O.....	42
4.2.3.2 Structura TRRT-I.....	48
4.2.4 Structura TRRR.....	50
4.2.4.1 Structura TRRR-O.....	50
4.2.4.2 Structura TRRR-I.....	54
4.2.5 Structura TRS.....	56
4.2.5.1 Structura TRSD.....	56
4.2.5.2 Structura TRSC.....	58
4.2.6 Structura TRIC.....	61
4.2.7 Structura RRRT.....	66
4.2.8 Structura fara solutii.....	69
4.2.9 Structura RRS.....	69
4.2.9.1 Structura RRSD.....	69
4.2.9.2 Structura RRSE.....	71
4.2.10 Sinteza geometrica unificata a structurilor generatoare exacta a dreptei.....	73

4.2.11 Analiza automatizata a preciziei de generare a dreptei in cazul mecanismelor generatoare afectate de abateri dimensionale.....	79
4.3 Sinteza structurilor pentru generarea aproximativa a dreptei dezvoltate din structuri generatoare exacte.....	94
4.3.1 Transformarea pozitional izoprecisa a conexiunilor. Structuri aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise.....	94
4.3.2 Erori de traiectorie si erori de suport. Vectori de deplasare.....	96
4.3.2.1 Metoda egalizarii abaterilor de suport.....	101
4.3.2.2 Aplicarea metodei egalizarii abaterii de suport la alegerea unei structuri cu eroare de traiectorie impusa.....	105
4.3.2.3 Metoda cresterii frecventei pozitilor de egala situatie.....	106
4.3.2.4 Aplicarea metodei de crestere a frecventei pozitilor de egala situatie la maximalizarea preciziei unei structuri TRB-O.....	113
4.3.2.5 Metoda suporturilor deplasate in consens.....	115
4.3.2.6 Sinteza geometrica unificata a structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise.....	117
4.3.2.7 Analiza automatizata a preciziei structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise.....	122
4.4 Structuri aproximatoare de dreapta cu conexiuni elastice.....	137
4.4.1 Structura algebrica a suportului necircular.....	140
4.4.2 Particularitatile sintezei geometrice ale consolei elastice.....	141
4.4.3 Particularitatile sintezei in cazul culisei si al manivelei elastice. Descompunerea conexiunilor C^E si M^E in cupla si consola elastica.....	146
4.4.3.1 A doua faza de sinteza la structura $C^E B$	147
4.4.3.2 A doua faza de sinteza la structura $M^E B$	150
4.4.3.3 Algoritm si program pentru sinteza si analiza conexiunilor C^E si M^E	153
5 Contributii la sinteza si analiza CAD a unor manipuloare sincrone cu sistem de comanda master-slave indigen.....	161
5.1 Introducere.....	161
5.2 Structura manipuloarelor sincrone indigene cu comanda master-slave.....	161
5.3 Sinteza mecanismului generator de traiectorie.....	166
5.3.1 Formulele structurale ale lantului cinematic minimal.....	166
5.3.2 Sinteza structurala optimala a lantului cinematic minimal.....	167
5.3.3 Sinteza geometrica a lantului cinematic minimal. Metoda parametrilor de pozitie ale spatiului de lucru.....	168
5.3.4 Sinteza structurala geometrica a mecanismului generator de traiectorie in a doua etapa.....	175
5.4 Analiza cinematica a mecanismului generator de traiectorie.....	177
5.4.1 Analiza cinematica a mecanismului de urmarire.....	178
5.4.1.1 Exprimarea functiilor de pozitie, de viteza si de acceleratie prin lege de miscare.....	178
5.4.1.2 Stabilirea functiilor de pseudocomanda.....	180
5.4.1.3 Stabilirea functiilor de comanda.....	182
5.4.1.4 Determinarea functiilor de pozitie, de viteza si de acceleratie ale centrelor de masa.....	184
5.4.1.5 Program pentru analiza cinematica a mecanismului de urmarire. Rezultatele analizei si consecintele ei asupra sistemului de comanda.....	186
5.4.2 Particularitatile analizei cinematice a mecanismului de pivotare.....	194
5.5 Studiul cinetostatic al mecanismului generator de traiectorie.....	196
5.5.1 Principiul inlocuirii unui mecanism cu o ferma instantaneu echivalenta.....	196

5.5.2	Forma instantaneu echivalenta a mecanismului generator de traiectorie.....	198
5.5.3	Algoritm bazat pe principiul echilibrului nodurilor.....	198
5.6	Studiul fortelor cand punctul caracteristic urmareste o lege de miscare.....	206
5.6.1	Includerea fortelor inertiiale in modelul de analiza cinetostatica.....	206
5.6.2	Cinetostatica grupelor structurale atasate lantului minimal.....	207
5.6.3	Algoritm si program pentru efectuarea analizei cinetostatice in miscare.....	211
5.6.4	Adaptarea sistemului de comanda la variatiile sarcinii.....	217
5.7	Sinteza mecanismului de pilotare.....	218
5.8	Unitate pentru conducerea manipuloarelor sincrone in regim de robot.....	222
6.	Contributii la sinteza optima a traiectoriilor.....	223
6.1	Criterii de optimalitate la sinteza traiectoriilor de manipulare.....	223
6.1.1	Sinteza traiectoriilor racordate cu segmente de acces coplanare.....	224
6.1.2	Sinteza traiectoriilor racordate cu segmente de acces oarecari in spatiu.....	225
6.1.3	Algoritm pentru minimizarea lungimii traiectoriilor de manipulare.....	228
6.1.4	Program pentru sinteza automata a traiectoriilor de manipulare optime.....	230
6.2	Sinteza traiectoriilor de lucru pentru debavurarea jentilor de autoturisme.....	234
6.2.1	Descrierea jentilor brute.....	235
6.2.2	Sinteza muchiei portbavura.....	235
7.	Contributii la implementarea unor sisteme de fabricatie flexibila.....	239
7.1	Familia de manipuloare sincrone MS-200 / MS-500 / MS-1000.....	239
7.1.1	Capete de forta pentru operatii de lucru cu manipuloare in sectorul cald.....	241
7.1.2	Celula flexibila pentru debavurarea unor piese prismatice.....	242
7.1.3	Celula flexibila de demaselotare.....	243
7.1.4	Celula flexibila de matritare la cald.....	244
7.2	Linie flexibila pentru fabricarea jentilor de autoturisme.....	248
7.2.1	Utilajul celei flexibile de debavurat prin frezare.....	251
7.2.1.1	Conceptia dispozitivului de lucru multifunctional.....	253
7.2.1.2	Conceptia capului de frezare flexibil multi-ax.....	255
7.2.1.3	Modelarea si simularea functiilor de comanda ale capului de frezare flexibil multi-ax. Stabilirea structurii sistemului de comanda.....	256
7.2.1.4	Variantele ciclului de lucru in celula de debavurat prin frezare.....	263
7.2.1.5	Fluxul optim de jenti a liniei flexibile in cazul debavurarii prin frezare.....	265
7.2.2	Utilajul celei flexibile de debavurat prin bro sare.....	271
7.2.2.1	Conceptia broselor compliant.....	273
7.2.2.2	Definirea ciclurilor masina la celula de debavurat prin bro sare.....	273
7.2.2.3	Fluxul optim de jenti al liniei flexibile in cazul debavurarii prin bro sare.....	275
7.2.3	Compararea liniilor de fabricat jenti in cele doua variante de debavurare.....	278
8.	Concluzii finale.....	279
9.	Bibliografie.....	283

1. INTRODUCERE

Analistii industriei din statele avansate ale lumii evidentiaza, ca din volumul total al productiei 70-80 % are caracter de unicat sau de serie mica si mijlocie, in loturi repetitive sub 50 de piese/lot si la tacturi de 1-20 piese/ora [91]. Studiile arata [138], ca din totalul fondului de timp alocat executarii unui produs incepand cu preluarea semifabricatului din depozit si pana la controlul final, numai o fractiune de 5 % reprezinta timpul in care piesa se gaseste pe masina unealta, iar din acest procent numai o fractiune de 30 % reprezinta timp efectiv de prelucrare. Majoritatea fondului de timp se consuma datorita stagnarilor in zilele nelucratoare, neacoperirea corespunzatoare a shimburilor de lucru doi si trei, respectiv pentru efectuarea unor operatii auxiliare care includ reechipari, incarcari, descarcari, transportari, ordonari, manipulari, instalari, schimbari, reglari, pozitionari, porniri, opriri, etc.

In acelasi timp numeroase procedee tehnologice reclama ritmuri si intensitati dificil de realizat, necesitand depunerea de eforturi fizice si psihice ostenitoare si uneori periculoase personalului uman implicat.

In conditiile aratate, echipamentul tehnologic traditional (alcatuit din masini universale, speciale, specializate si linii de transfer in functie de marimea seriei de fabricatie) conduce la saturarea capacitatilor de productie la costuri de fabricatie ridicate. Curbele cost-volum de productie stabilite de Borzckik, Ayres si Miller [92] urmaresc in cazul fabricii traditionale alurile trasate cu linii continue (Fig. 1.1).

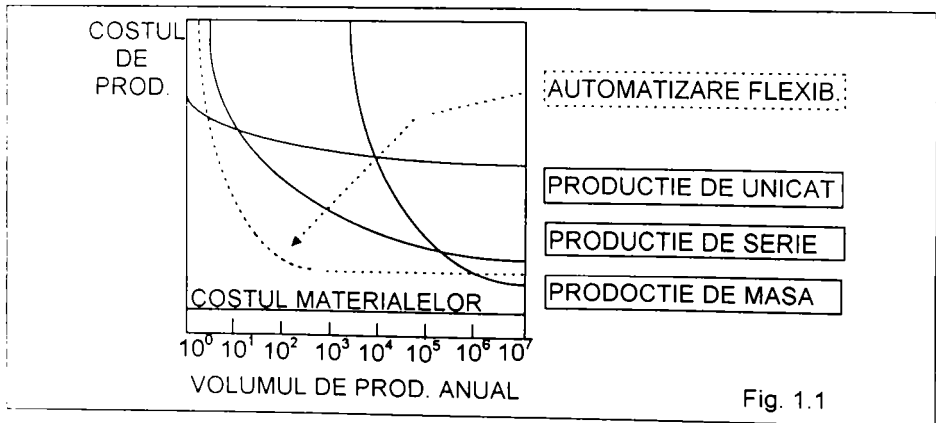


Fig. 1.1

Pentru cresterea capacitatilor de productie la seriile mici si mijlocii pe seama reducerii timpilor auxiliari, urmarind totodata umanizarea muncii in sectoarele grele de lucru si coborarea costurilor de fabricatie spre zona reprezentata cu linii intrerupte in figura, in ultimii 30-40 de ani tarile industrializate au trecut la dezvoltarea conceptului denumit automatizare flexibila.

Esenta acestui concept consta in utilizarea elementelor de inteligenta artificiala bazate pe tehnica computerizata. Trecerea de la automata cablata la cea programabila [23] s-a desfasurat in paralel cu maturizarea urmatoarelor tehnici:

- comanda numerica cu calculatorul (CNC) a masinilor unelte individuale;
- comanda numerica directa (DNC) a unui grup ierarhizat de masini;
- controlul de calitate asistat de calculator (CAQ);
- conceptia constructiva asistata de calculator (CAD);
- fabricatia asistata de calculator (CAM);

- constructia robotilor industriali (RI);
- tehnica programarii si a sistemelor expert (TP).

Integrarea acestora constituie procesul evolutiv al prezentului [90], fiind infaptuita dupa schema prezentata in Fig. 1.2.

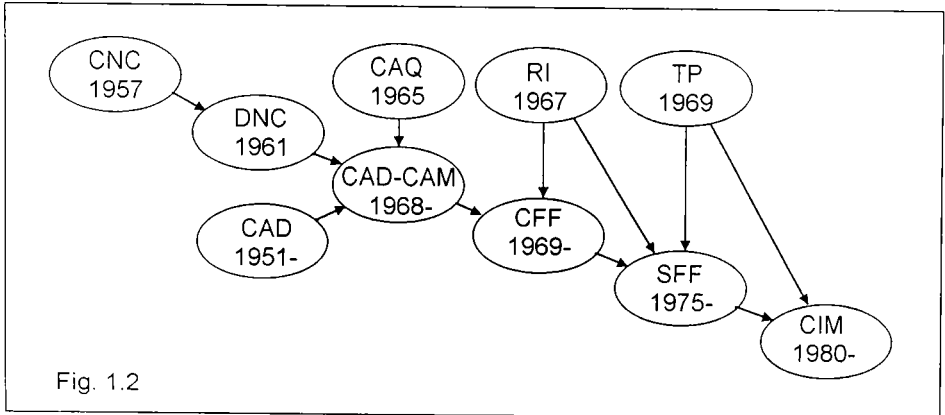


Fig. 1.2

Astfel, gruparea utilajelor cu comanda CNC și DNC cu sistemele CAQ au creat premisele constituirii sistemelor de fabricație CAD-CAM.

Dacă într-un sistem CAD-CAM servirea utilajelor se realizează de către un RI se vorbește de o celulă flexibilă de fabricație CFF.

Mai multe CFF între care fluxul de materiale se realizează prin intermediul RI constituie sistemul flexibil de fabricație SFF [17].

Perfecționarea softwarelor de conducere și a diferitelor sisteme expert determină creșterea numărului de operații efectuable în SFF, rezultând în final structuri flexibile de complexitatea fabricii integrate cu calculatorul CIM [24].

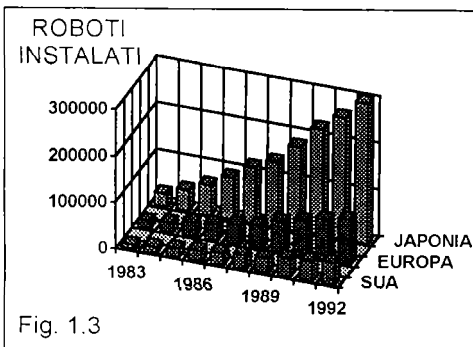


Fig. 1.3

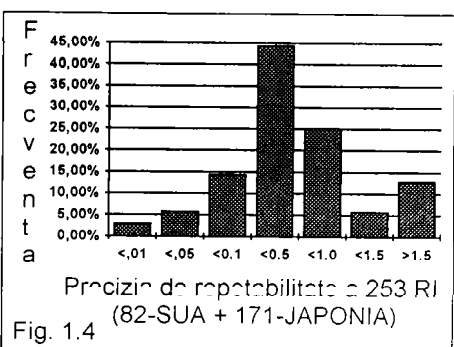
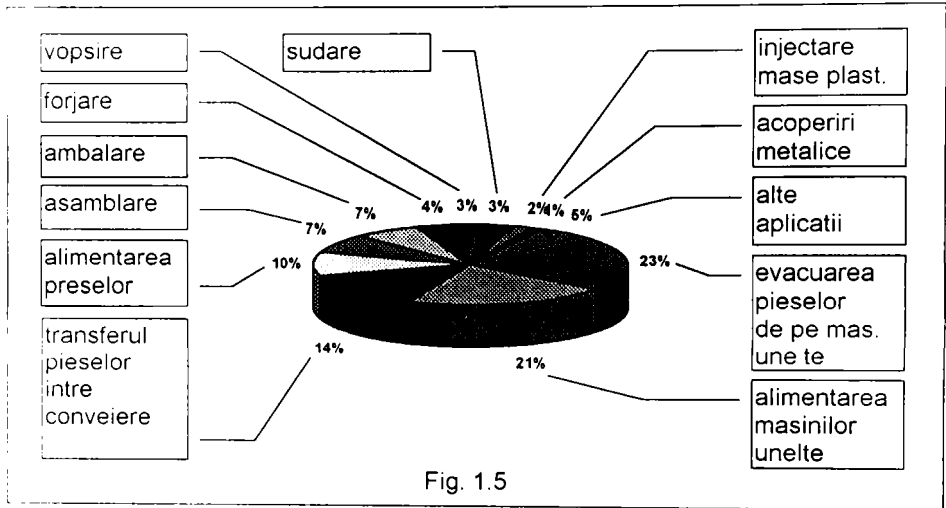


Fig. 1.4

Ritmul de trecere al producției industriale pe sisteme flexibile automatizate (CFF, SFF și CIM), este ilustrat în Fig. 1.3 prin numărul roboților instalați în decursul ultimului deceniu [137]. Pe plan mondial cea mai dinamică dezvoltare a înregistrat Japonia, unde firma Motoman a produs în anul 1991 șaptesprezece mii roboți industriali, având însă capacitatea de a fabrica până la 1000 roboți / săptămână.

Potrivit analizei făcută de către Y.Sh.Nof [92] asupra unui număr de 253 roboți industriali, precizia de repetabilitate a acestora este remarcabil de bună (Fig. 1.4).

Aceste performante permit utilizarea RI in majoritatea activitatilor industriale. Distributia RI pe activitatile uzual practicate in SFF [24], este prezentata in Fig. 1.5.



Diversitatea aplicatiilor si noile tehnici de comanda si de conducere, au imprimat directii noi de dezvoltare si sistemelor mecanice folosite in conceptia utilajelor destinate SFF automatizate. Aceste directii vizeaza:

- accentuarea extinderii in aplicatii a structurilor variabile [53], [17];
- cresterea gradului de mobilitate al structurilor [14], [44];
- cresterea ponderii desmodromiei comandate in raport cu desmodromia obligata de conexiuni [92], [89], [133];
- dezvoltarea sistemelor de interfatare ale componentelor SFF prin intermediul dispozitivelor flexibile [113], [116];
- extinderea folosirii transmisiilor noi [132], [134];
- conceptia modulara a axelor flexibile de actionare si conducere [139], [144];

Diversificarea structurilor mecanice a condus in mod firesc la diversificarea metodelor de sinteza si analiza a acestora, ingreunand abordarea optima la sintezei sistemului intreg din start. Pentru simplificarea sintezei optime a sistemelor o deosebita utilitate prezinta principiul de optimalitate al lui Bellman [6], potrivit caruia in sistemul optim toate componentele trebuie sa fie optime. Sinteza componentelor trebuie sa rezista deci criteriilor de optimalitate ale sistemului. In cazul SFF drept criterii de optimalitate se admit conditiile de flexibilitate precum sunt integrabilitatea, adaptabilitatea, adecvabilitatea si conceptia dinamica [17]. Aceste conditii interrelacioneaza atat componentele inlantuite, cat si ansamblul sistemului in raport cu sarcina de productie variabila.

Contributiile din aceasta lucrare vizeaza sinteza optima a sistemelor flexibile de fabricatie in sectorul cald cu arii de extindere pe urmatoarele domenii:

- mecanisme pentru dispozitive flexibile;
- manipolatoare sincrone cu comanda master-slave pentru sectorul cald;
- planificarea off-line a traiectoriilor de manipulare si de lucru;
- capete de forta si utilaje flexibile pentru prelucrari in sectorul cald;
- constituirea unui numar de 5 CFF aplicate in sectorul cald.

2. STADIUL ACTUAL IN CONCEPTIA SISTEMELOR DE FABRICATIE FLEXIBILE

2.1 Precizari asupra flexibilitatii sistemelor de fabricatie

In acceptiunea curenta prin flexibilitatea unui sistem de fabricatie se intelege capacitatea structurii tehnice si a conditiilor organizatorice aferente procesului de fabricatie de a se modifica automat in vederea adaptarii sistemului la sarcini noi.

In functie de modul de realizare a adaptarii sistemului la sarcinile de fabricatie distincte, in lucrarea [17] se deosebesc trei tipuri de sisteme de fabricatie si anume: sisteme cu adaptare naturala, sisteme cu adaptare artificiala comandate automat si sisteme combinate. Caracterizarea acestor sisteme este redata in Tab. 2.1.

Tab. 2.1

CARACTERIZARE	MODUL DE ADAPTARE AL SISTEMULUI DE FABRICATIE LA SARC.		
	NATURAL	COMBINAT	AUTOMAT
ALCATUIRE	<ul style="list-style-type: none"> Masini si SDV universale; Operatori umani. 	<ul style="list-style-type: none"> Masini si SDV universale care necesita cheltuieli de reechipare; Masini CNC cu structura variabila, care se adapteaza automat la sarcina; Instalatii pentru operatii humanoide; Operatori umani. 	<ul style="list-style-type: none"> Masini CNC in structura variabila, compuse din subansamble modulare; Instalatiile pentru operatii humanoide inlocuiesc complet operatorii umani direct productivi. Sistemul de comanda asigura sinteza propriei structurii;
CAILE DE OBTINERE A FLEXIBILITATII	<ul style="list-style-type: none"> Calificarea, policalificarea si experienta operatorilor. 	<ul style="list-style-type: none"> Calificarea si experienta operatorilor este completata de programabilitatea partiala a structurii de fabricatie. Apar posibilitati pt. forme de organizare a fabricatiei de serie in flux. 	<ul style="list-style-type: none"> Integrabilitatea modulelor; Integrabilitatea instalatiilor pt. operatiile humanoide; Programabilitatea integrala a structurii; Programabilitatea integrala a fluxurilor de fabr. in serie;
UTILIZARE	<ul style="list-style-type: none"> Sisteme de fabricatie mestesugaresti, (operatii concentrate pe echipam. redus); Forme de org. tip atelier cu utilajele grupate dupa asemanarea procedeului. 	<ul style="list-style-type: none"> Linii polivalente in flux avand echipamente cu reglare in grup; CFF pt. familii de piese; Masini agregat si linii de transfer scurte pt. sarc. limitate. 	<ul style="list-style-type: none"> SFF cu subsisteme de prelucrare si de manipulare inlantuite si programabile automat pt. un domeniu larg de sarcini, avand destinatii prioritare in fabricatia de serie.

Clasificarea de mai sus evidentiaza ca la sistemele de fabricatie cu adaptare combinata CFF apar sub forma unor insule de fabricatie flexibile care conlucreaza cu sistemele traditionale, iar in alcatuirea SFF automate ele constituie subsisteme.

Trasaturile specifice ale SFF (si implicit ale CFF) sunt urmatoarele:

- Programabilitatea in conditia modificarii aleatoare a sarcinii;
- Circulatia libera a pieselor in sistem, ordinea traseelor intre statiile de lucru depinzand numai de ordinea operatiilor de executat;
- Durate si cheltuieli de adaptare minime deoarece trecerea de la o sarcina la alta nu necesita suplimentari structurale ci se rezuma la selectarea automata a componentelor adecvate dintr-o multime existenta permanent;
- Compatibilitatea ritmurilor de lucru ale statiilor componente;
- Posibilitatea extinderii sistemului pentru realizarea unor cerinte cantitativ si calitativ diferite.

Pentru realizarea trasaturilor susamintite componentele SFF trebuie sa indeplineasca conditiile de flexibilitate cunoscute sub denumirile de integrabilitate, adaptabilitate, adecvabilitate si conceptia dinamica.

Integrabilitatea sta la baza inlantuirii spatiale si temporale a componentelor spre asigurarea functionarii corelate in ansamblul sistemului de fabricatie automat. Cerinta de integrabilitate se impune tuturor componentelelor, indiferent de functiile indeplinite de acestea (prelucrare, transport, manipulare, depozitare, alimentare si distributie a utilitatilor, comanda si control proces, supraveghere, alarmare de avarie s.a.). Parametri de integrare se stabilesc in corelatie cu domeniul sarcinilor de indeplinit, luand in considerare totalitatea produselor de executat ca dimensiuni, forme, materiale si itinerarii tehnologice de parcurs. Ca reguli generale pentru asigurarea integrabilitatii se mentioneaza urmatoarele:

- spatiile de lucru ale componentelor trebuie sa se intersecteze;
- ritmurile de lucru ale componentelor individuale trebuie sa asigure capacitatea de productie medie a sistemului integrat;
- sa fie prevazute interfetele necesare pentru sistemul de comanda si conducere.

Adaptabilitatea reprezinta calitatea componentelor de a-si autoconfigura structura pentru tipul curent al produsului executat. Adaptabilitatea este caracterizata prin numarul configuratiilor posibile si prin viteza de schimbare a configuratiei. Daca numarul configuratiilor si vitezele de schimbare cresc, atunci adaptabilitatea utilajului la productia de serie devine mai mare. Marirea adaptabilitatii conduce la universalizarea componentelor. Limita superioara a adaptabilitatii este determinata de criteriul economice.

Adecvabilitatea exprima gradul de corelare al posibilitatilor tehnologice oferite de componentele sistemului automat cu cerintele operatiilor de executat. Adecvarea maxima determina cresterea coeficientului de utilizare al mijloacelor tehnice dar conduce in acelasi timp la specializarea excesiva a sistemului de fabricatie.

Conceptia dinamica constituie criteriul moderator dintre efectele contradictorii ale adaptabilitatii si adecvabilitatii. Acest criteriu sta la baza concepiei optimale ale componentelor sistemului automat, sub forma de componente cu structuri variabile, care prin autoconfigurare sa dobandeasca fie calitati universale fie specializate in functie de sarcina de fabricatie curenta.

Pentru caracterizarea cantitativa a flexibilitatii sistemelor de fabricatie automate ori a componentelor acestora s-au definit notiunile de flexibilitate de utilizare, respectiv de adaptare. Prin flexibilitate de utilizare (F_U) se intelege numarul configuratiilor pe care le poate lua sistemul sau o componenta a acestuia in mod automat. Flexibilitatea de adaptare (F_A) reprezinta durata de timp (sau cheltuiala exprimata in forma valorica) consumata cu ocazia modificarii starilor. Reprezentarea sistemelor flexibile in planul ($F_U - F_A$) permite compararea lor si identificarea solutiilor tehnice preferentiale pentru o varietate definita de sarcini.

2.2 Operatii robotizate in sectorul cald

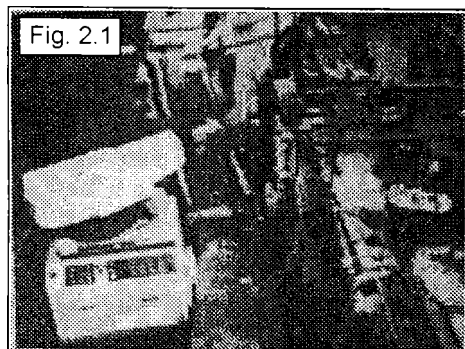
Interesul pentru implementarea SFF in sectorul cald se datoreaza conditiilor grele de munca existente aici. Dupa G. E. Munson [92] in turnatorii si in atelierele de curatire, forjare si de tratamente termice actioneaza opt factori de mediu nedoriti:

1. Temperatura ambianta poate ajunge la peste 60 °C;
2. Radiatia termica degajata in apropierea metalului incandescent cu temperaturi de peste 1150 °C poate produce arsuri;
3. Socurile provocate de ciocanele de forjat produc trepidatii cu frecventa pana la 2 Hz iar amplitudinea vibratiilor poate depasii 10 mm. Actiunea acestora produce in timp afectiuni ale sistemului nervos al operatorilor;
4. Campul electric intens generat la pornirea motoarelor electrice mari sau in vecinatatea bobinelor de inductie de inalta frecventa creaza pericolul de electrocutare;
5. Stropurile de metal topit care pot tasnii din cochilele masinilor de turnat sub presiune, sau stropurile din mediile de calire in atelierele de tratament termic pun personalul operator in fata pericolului de arsura;
6. Atmosfera in sectorul cald este incarcata cu fum si vapori degajate din procese chimice sau de spalare, care afecteaza sistemul respirator;
7. In atelierele de curtire a turnatelor exista particule materiale in suspensie sub forma de praf, nisip, metal sfaramat si zgura, care produc boli profesionale;
8. Scaparile de gaze si de hidrocarburi inflamabile in prezenta flacarii deschise poate declansa distrugerii prin explozii.

Ponderea acestor factori depinde de aplicatie, influentand la randul lor diferit conceptia componentelor tehnice care intervin la constituirea sistemului automatizat. Cu toate impeditiunile existente, literatura de specialitate evidentiaza numeroase aplicatii reusite in sectorul cald. In aceste sisteme munca operatorilor umani este preluata fie partial, fie integral de manipuloare si roboti. Cateva din aplicatiile descrise in [55], [139] si [92] sunt prezentate in paragrafele urmatoare.

2.2.1 Turnarea robotizata in cochile metalice

Industria constructoare de masini utilizeaza numeroase piese executate din aliaje neferoase precum siluminiul, zamacul, alama si bronzurile. Pentru turnarea



„ex” a a acestor piese firma Unimate (SUA) a elaborat CFF-ul din Fig. 2.1. Celula este alcatuita dintr-o masina de turnat sub presiune in cochile metalice, un robot electric marca Unimate si un transportor cu role pe care turnatele rezultate sunt trimise ulterior la presa de tundere a bavurilor.

Masina de turnat executa in ciclu automat alimentarea cu lingouri a cuptorului, deplasarea semicohilei mobile in vederea inchiderii sculei, alimentarea cu metalul topit, stropirea cochilei cu apa de racire in vederea inchegarii turnatului, deschiderea cochilei si scoaterea produsului cu ajutorul impingatoarelor de extractie. In urma acestor faze turnatul ajunge pe platforma masinii in spatiul dintre semicohile, fiind in continuare stropit cu apa pentru a se racii si pentru a primii luciul necesar.

Evacuarea piesei de pe platforma masinii de turnat se realizeaza de catre robot, care cu ocazia preluarii piesei realizeaza si ungerea semicochilelor pulverizandu-le cu lubrifiant. Dupa apucarea piesei, robotul procedeaza la scoaterea ei din spatiul masinii si dupa efectuarea deplasarii pe traiectoria programata, o depune pe transportor. Aceasta secventa incheie partea automatizata a procesului, urmand ca ciclul sa fie repetat pana la terminarea sarcinii de productie programata.

Presa de tundere este amplasata la capatul indepartat al transportorului. Aceasta masina este inlantuita cu celula de turnare prin intermediul unui operator uman, care preia turnatele de pe transportor le examineaza calitatea si daca corespund atunci le introduce in presa de tundere cu ajutorul unui aparat de ridicare condus manual. Dupa trecerea prin matrita de tundere, piesa cade intr-un container.

Avantajul acestei aplicatii consta in eliberarea omului din postul de evacuare a piesei si de ungere a cochilei. In acest post vizibilitatea este redusa din cauza aburilor produsi, piesa turnata si semicochilele sunt fierbinti, deci exista un permanent pericol in privinta producerii accidentelor de munca. Prin introducerea robotului, interventia operatorilor umani la acest post se reduce la intretinerea zilnica a utilajelor si la inlocuirea cochilelor daca se schimba sarcina de productie.

Se mentioneaza, ca la aceasta aplicatie robotul a fost implementat intr-o structura de fabricatie existenta si ca amplasamentul utilajelor de lucru nu a fost schimbata. Din aceasta cauza intre timpul de lucru al masinii de turnat si timpul de operare al robotului nu exista o corelatie judicioasa. Durata ciclului masinii de turnat este de 1 minut, din care pe o durata de 15 s cochilele sunt mentinute in stare deschisa. Acest timp este necesar pentru indepartarea piesei turnate si efectuarea ungerii. Ciclul robotului este de 20 s, din care in primele 15 s robotul opereaza in spatiul masinii de turnat iar 5 s dureaza deplasarea la transportor si depunerea obiectului. In consecinta, robotul nu consuma fondul de timp, lasand neutilizate 40 s.

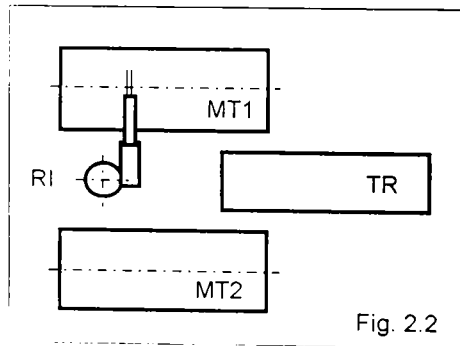


Fig. 2.2

Pentru eliminarea acestui dezavantaj, W. E. Uhle prezinta in [92] o solutie de organizare mai adecvata, bazata pe utilizarea a doua masini de turnat MT1 si MT2, servite de un singur robot RI (Fig. 2.2).

Cele doua masini de turnat sunt echipate cu cochile identice insa ciclurile lor sunt decalate cu 30 s. In acest mod robotul are suficient timp pentru evacuarea succesiva a pieselor turnate din ambele masini si pentru a le unge ambele cochile. La aceasta schema

gradul de incarcare al robotului si capacitatea de productie a sistemului se dubleaza in raport cu celula prezentata anterior. Dezavantajul solutiei consta in costul ridicat al dublarii unitatilor de lucru, investitia fiind justificata numai daca se poate asigura un volum de productie anual mare.

O solutie pentru uniformizarea gradului de incarcare al utilajelor in celula flexibila de turnare care necesita o investitie mai mica este descrisa in [55]. Planul de amplasament al utilajelor in acest sistem este redat in Fig. 2.3. In aceasta celula exista o masina de turnat MT, un post de inspectare a calitatii PIC, o presa PT pentru tunderea bavurilor, un transportor de evacuare TR si un robot RI. Fluxul de piese intre statiile celulei este asigurat integral de catre robot, care efectueaza totodata si ungerea semicochilelor si rotirea piesei in postul de inspectare a calitatii. Pentru supravegherea calitatii se utilizeaza fie un operator, fie un sistem cu vedere

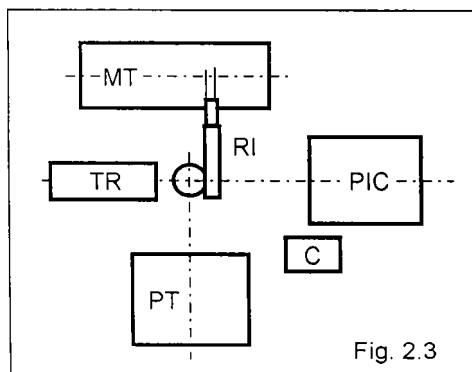


Fig. 2.3

artificiale, implementa într-o cabina cu instalatie pentru conditionarea aerului si cu instalatie de iluminare aferente. Robotul depune automat reburile din flux într-un container C, ca raspuns la semnalul dat de operator prin apasarea unui buton de contact electric sau la semnalul generat de sistemul de prelucrare al imaginii in cazul folosirii camerei video. La controlul automat al calitatii turnatelor aceasta celula lucreaza fara operator, interventia omului fiind impusa numai pentru efectuarea operatiilor de intretinere si

pentru schimbarea cochilei daca este cazul. Egalizarea coeficientului de utilizare al robotului cu cel al masinii de turnat se datoreaza numarului marit de utilaje servite. Succesiunea miscarilor se controleaza prin soft, ceea ce asigura desfasurarea continua a procesului, fara pierderi de timp.

2.2.2 Curatirea robotizata a pieselor turnate in forme din amestec

Turnarea in forme din amestec se practica atat pentru piesele din otel sau fonta cenusie, cat si pentru cele din aliaje neferoase. In urma procedurii, pe turnate raman inghetate bavuri, retele si palnii de turnare, respectiv maselote. Pentru indepartarea acestor proeminente au fost elaborate procedee robotizate bazate pe polizare, taiere cu dalta vibratoare, taiere cu disc abraziv si taiere cu plasma.

Dupa marimea turnatului de curatat sunt practicate doua scheme de organizare a acestor celule:

- In cazul turnatelor mici, robotul deplaseaza piesa in posturile de lucru ale unor utilaje fixe. Miscarile necesare pentru detasarea proeminentelor pot fi generate fie de catre utilajele de curatat fie de catre robot.
- La turnatele mari, cu greutati depasind capacitatea de ridicare a robotului, este mai practicata varianta dotarii robotului cu un cap de forta specializat. Pozitionarea capului de forta in raport cu proeminentele de indepartat si avansul de lucru al sculei sunt realizate de catre robot iar piesa este mentinuta fixa.

Un exemplu pentru curatirea robotizata a carcaselor pentru cutiile de viteza ale autoturismelor Volvo este prezentat de catre S. Larsson in [92]. Sistemul este implementat la turnatoria din Avrica (Suedia) si utilizeaza robotul IRB-60 al firmei ASEA din Vasterås (Suedia).

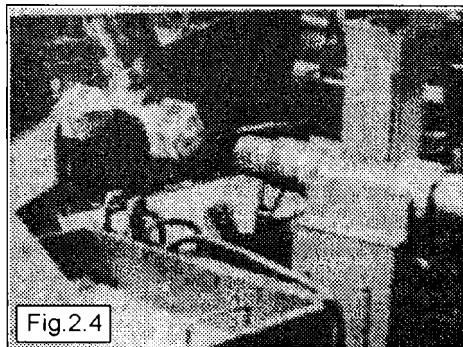


Fig. 2.4

Carcasele sunt turnate din aliaj de aluminiu, zinc si magneziu in niste forme cu doua alveole. Ele se obtin deci in perechi unite prin intermediul retelei de turnare de care este solidarizata si palnia de turnare. Greutatea acestui obiect depaseste capacitatea de ridicare a robotului care este de 60 daN. Deaceia, introducerea obiectului in celula se realizeaza cu ajutorul unui dispozitiv hidraulic (Fig. 2.4), care a uca alnia de turnare, ridica obiectul

de pe transportor si il deplaseaza deasupra unui vas cu nisip. In aceasta faza, robotul cu ajutorul unui cap de forta cu dalta vibratoare detaseaza pe rand carcusele din retea de turnare, lasand ca acestea sa cada in vasul cu nisip.

In continuare, robotul depune capul de forta pe un suport, iar cu dispozitivul de prehensiune eliberat apuca si le transfera pe rand carcusele din vas in

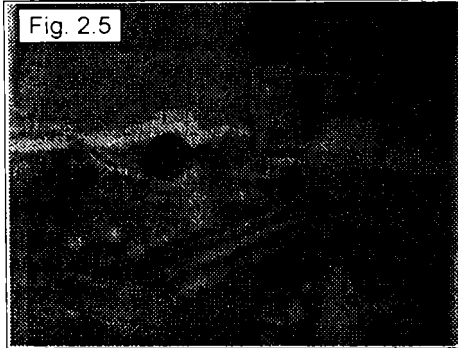


Fig. 2.5

...pe ... al unei masini de polizat (Fig. 2.5), care niveleaza urmele retelei de turnare.

In timpul polizarii, dispozitivul hidraulic de alimentare depune palnia si ramsita din retea de turnare intr-un container de deseuri.

Consumand timpul de netezire polizorul se opreste, iar robotul preia unul dupa altul fiecare obiect polizat in parte si le transfera la o presa de indreptat. La acest utilaj (Fig. 2.6), carcusele sunt introduse de catre robot intre bacuri cu fete paralele, care prin inchidere corecteaza abaterile de la paralelism ale peretilor opusi ai turnatului, incadrandu-le in limitele prescrise. Acest post este prevazut suplimentar cu un cap de forta flexibil echipat cu pila rotativa, care dupa indreptarea peretilor debavureaza orificiile carcusei. Ramasitele detasate sunt dirijate gravitacional in containerul de deseuri urmand ca ulterior sa fie trimise la retopire.

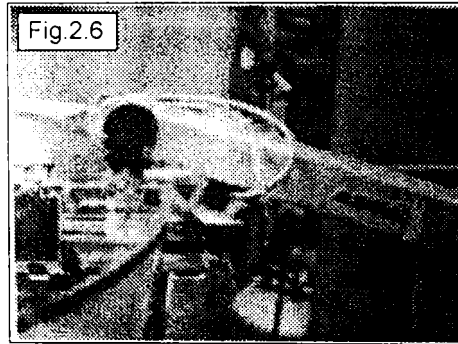


Fig. 2.6

In final, robotul preia carcusele de la presa si le depune in ordine pe un transportor cu placi (Fig. 2.7) de unde vor fi trimise la prelucrari ulterioare.

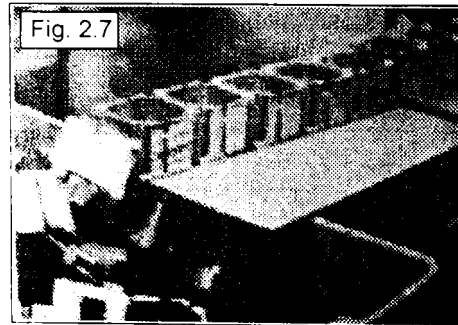


Fig. 2.7

Intre timp dispozitivul de alimentare pozitioneaza un nou turnat deasupra vasului cu nisip pregatind relansarea automata a sistemului in urmtorul ciclu de lucru.

Prin asimilarea celei de curatire s-a inlocuit munca manuala a sase operatori umani, iar capacitatea de productie a sectiei a crescut cu 500%. Celula de curatire permite astfel

pregatirea in timpul noptii a intregului volum de carcuse necesar pentru incarcarea schimbului de lucru al zilei urmatoare.

Se remarca faptul, ca pentru obtinerea acestei performante, s-a impus ca robotul sa modifice structura efectorului final, fiind necesar sa manevreze alternativ atat capul de taiere cat si carcusele. Deasemenea si celelalte utilaje respectiv de alimentare, de evacuare si de prelucrare, precum si sistemul de colectare al deseurilor trebuiau sa fie bine integrate in sistemul automat.

O tehnologie robotizată pentru îndepărtarea palniilor de turnare și a maselotelor de pe suprafețele batiunilor grele turnate din fontă a fost elaborată de către un grup de cercetători la Universitatea din Rhode Island. Taierea se realizează cu jet de plasmă la temperatura de 11000 °C. Suflaiul este purtat de un robot IRB-60 (Fig. 2.8). Programul de conducere asigură poziționarea suflaiului față de proeminente. Distanța de urmărire a proeminenței este de 13 mm iar viteza de lucru este de 13 - 30 mm/s, în funcție de grosimea materialului tăiat. Robotul stabilește parametri de lucru adaptiv pe baza sistemului senzorial. La modificarea tipului de batiu, programul de conducere se înlocuiește automat. Eficiența celei presupune serii de fabricație repetitive.



Fig. 2.8

La seriile nerepetitive și la producția de unicat, în locul robotului, programabil se utilizează manipuloare sincrone (Fig. 2.9). Sistemul de comandă și conducere al acestor utilaje este de tip master-slave. Acest sistem permite conducerea manipulatorului de către un operator uman. În acest scop, operatorul manevrează o manetă, iar manipulatorul recopiază deplasările manetei la scară cu amplificare de forță.



Fig. 2.9

În funcție de specificul operației de executat manipulatorul sincron poate fi echipat cu diferite capete de forță.

Astfel, manipulatorul din Fig. 2.10 operează cu un cap de demaselotare prevăzut cu disc abraziv de rețezare.

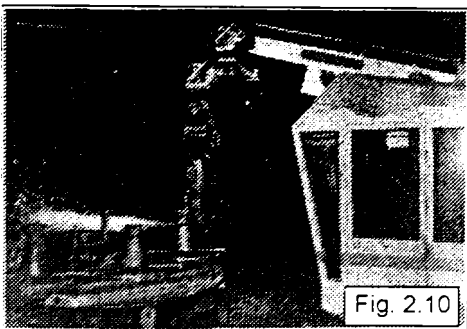


Fig. 2.10

În cazul operației de debavurare capul de forță utilizat este un polizor purtat (Fig. 2.11).

Trecerea de la o operație la alta presupune schimbarea efectorului final. Aceasta revine la depunerea capului vechi într-un raft consacrat și preluarea capului de lucru dorit. Odată cu preschimbarea capetelor de forță se modifică sistemul de acționare al sculei. Pentru comutarea sistemului de comandă de la sistemul de acționare

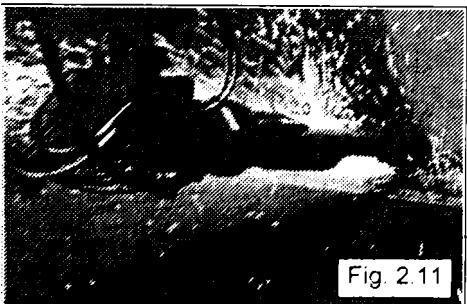


Fig. 2.11

Handwritten signature and date:
 17

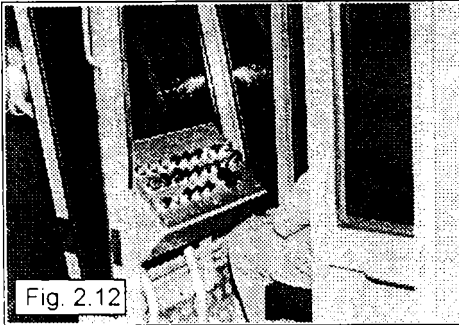


Fig. 2.12

Al capului de lucru vechi la cel nou, operatorul are la îndemână un panou de interfatare (Fig. 2.12). Prin intermediul butoanelor amplasate pe acest panou, operatorul poate selecta calea de comanda al capului de forta instalat.

Pentru izolarea fata de atmosfera poluata, specifica atelierelor de curatire a turnatelor din cauza continutului de particule in suspensie, atat operatorul cat si terminalele input ale sistemului de comanda al manipulatorului, respectiv al dispozitivelor sale periferice se gasesc amplasate intr-o cabina de protectie, in care se insufla aer conditionat. Pentru asigurarea vizibilitatii zonei de lucru, cabina este solidarizata cu elementul condus al modulului care efectueaza rotatia de baza al manipulatorului. In acest mod campul vizual al operatorului se mentine automat pe directia instantanee a efectorului final, usurandu-i munca de conducere [139].

2.2.3 Operatii robotizate in atelierelor de tratament termic si termochimic

In cadrul operatiilor de tratament termic si termochimic robotii sunt utilizati pentru manevrarea pieselor in cuptoare si in baine de racire. In acest sector sunt mai avantajoase robotii electrici. In baza facilitatilor senzoriale acesti roboti pot controla evolutia temperaturilor in cuptoare si in bai, iar programele de conducere asigura un bun control al duratei de mentinere a pieselor in mediile de racire, facilitand trecerea transformarii de faza dorite. Deasemenea, robotii electrici pot fi usor interfatati cu sistemele de actionare ale usilor si capacelor de acces in spatiul utilajelor servite.



Fig. 2.13

Dificultatile privind folosirea robotilor in atelierelor de tratament termic sunt legate de radiatia termica emanata din cuptorul de incalzire la deschiderea usii, de caldura preluata de dispozitivul de prehensiune de la piesa incalzita si de atmosfera coroziva datorita evaporarii chimicalelor.

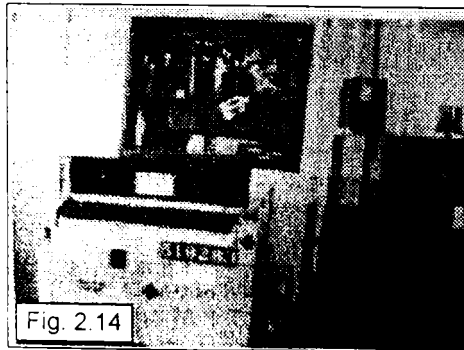


Fig. 2.14

O masura de protectie impotriva caldurii radiate consta in amplasarea oblica a robotului fata de directia fluxului termic maxim (Fig. 2.13). Pentru ingreunarea conductiei termice spre mecanica robotului, programul de conducere se prevede cu secvente de imersare periodica a dispozitivului de prehensiune intr-un vas de racire cu apa recirculata. Dulapul de comanda trebuie sa fie amplasat intr-o camera curata, situata langa incaperea de tratament si cu fereastra spre operator (Fig. 2.14).

2.2.4 Operatii robotizate in forjarii

In atelierele de forjat robotii sunt utilizati pentru servirea ciocanelor de forjare, a preselor de matritat la cald, a preselor pentru tunderea bavurilor si pentru operatiile de manipulare legate de servirea cuptoarelor si a utilajelor de transport.

Dificultatile acestor activitati se datoreaza temperaturilor ridicate existente in vatra cuptoarelor, incandescenței pieselor, greutateilor mari ale obiectelor care trebuie manevrate rapid, socurilor produse de loviturile ciocanului de forjat si adaptabilitatii limitate a dispozitivului de prehensiune la deformatiile pieselor in timpul forjarii. Aceste probleme se solutioneaza diferit in functie de aplicatie, existand preocupari atat pentru integrarea robotilor programabili cat si a manipuloarelor sincrone.

Astfel, in lucrarea [92] este descrisa utilizarea robotului Unimate la un ciocan de forjat (Fig. 2.15). La acest post se executa semifabricate in forma de pogacele prin forjare libera. Pentru controlul tarii loviturilor maiului, levierul de comanda al ciocanului este actionat manual de catre un operator uman. Acest operator lanseaza in executie prin intermediul unui buton de contact si programul de conducere al robotului. Acesta realizeaza apoi in ciclu automat preluarea obiectului incandescent de pe transportor, introducerea lui in ciocanul de forjat, la cererea operatorului reorienteaza piesa in pauzele dintre lovituri, depune piesa forjata pe platforma de racire, imerseaza dispozitivul de prehensiune in vasul de racire si ocupa pozitia de asteptare pana la semnalizarea inceperii unui nou ciclu. Pentru izolarea socurilor, robotul este asezat pe o masa amortizanta, iar dispozitivul de prehensiune este prevazut cu degete compliante.

Celulele de forjare ale obiectelor grele sunt servite de manipuloare sincrone hidraulice. In Fig. 2.16, manipulatorul Andromat al firmei CSEE din Franta asigura pozitionarea taglei in matrita de forjat. Acest obiect

are dimensiunile de 160mm x 160mm x 1800 mm si greutatea de 360 daN. Obiectul soseste la ciocan pe un carucior ghidat pe sine. Deplasarea acestuia este telecomandata de catre conducatorul manipulatorului. Forjorul suspenda capatul incalzit al obiectului pe lantul unui scripete, a carui tastatura de comanda o are la indemana. Capatul mai rece al taglei este apucat de dispozitivul de prehensiune al manipulatorului. Prin cooperare intre forjor si conducatorul manipulatorului, tagla este introdusa in matrita. Forjorul controleaza loviturile ciocanului prin levierul de comanda. Deplasarile obiectului in timpul forjarii sunt corectate prin manipulator. Dupa terminarea operatiei, obiectul se depune pe o platforma de racire. De la tastatura scripetelui forjorul slabeste apoi indeparteaza lantul si se trece la ciclul urmator. Operatorii comanda si supravegheaza. In celula se pot forja si unicate.

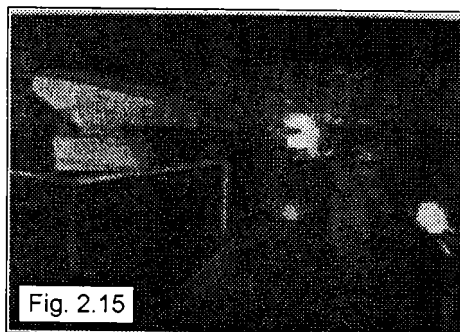


Fig. 2.15

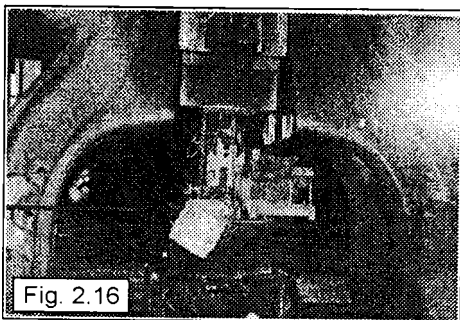


Fig. 2.16

Manipulatorul Andromat reprezentat in Fig. 2.17 opereaza in vatra unui cuptor incalzit cu gaz. La aceasta aplicatie [139], operatorul uman de la conducerea manipulatorului are posibilitatea sa intervina asupra reglajului privind puterea flacarii din cuptor. In acest scop s-au prevazut doua masuri. Prima se refera la masurarea temperaturii din vatra cu ajutorul unui pirometru fotometric amplasat in peretii cuptorului. Pentru citirea temperaturii scala logometrica este amplasata pe panoul de interfata existent in postul de conducere al manipulatorului. A doua masura consta in prevederea pe panoul de interfata a unui buton de la care conducatorul



Fig. 2.17

manipulatorului poate comanda servomotorul de inchidere-deschidere al robinetului de debit pentru combustibil.

Pe acelasi panou se gaseste butonul de comanda al sistemului de actionare al usei cuptorului. Conducatorul manipulatorului va comanda deschiderea usei in vederea scoaterii unui obiect numai dupa incalzirea la temperatura dorita.

Protectia operatorului impotriva efectului de orbire provocat de radiatia din vatra cuptorului se asigura prin intermediul unui ecran transparent cu gradul de grii dependent de intensitatea fluxului luminos.

Pentru accesul in profunzimea vetrei este necesar, ca dispozitivul de prehensiune sa fie prevazut cu un suport lung (Fig. 2.18).

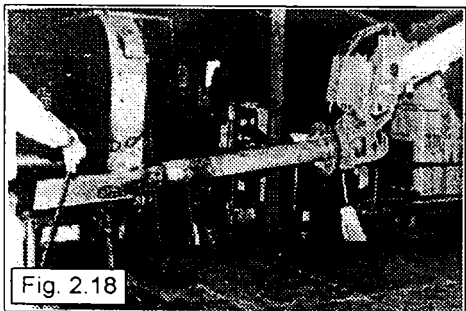


Fig. 2.18

Dupa deplasare si depunerea piesei incandescente la utilajul de prelucrare, dispozitivul de prehensiune si suportul acestuia trebuie racite. In acest scop, operatorul are la dispozitie butonul de comanda al servomotorului unui robinet prin care curge apa necesara.



Fig. 2.19

W. J. Book descrie in [92] o celula flexibila de matritare care a fost implementata la firma Canadian General Electric. La aceasta aplicatie (Fig. 2.19) un manipulator sincron Manmate 1600 manevreaza piese incandescente cu greutatea de 40 daN, din care se excita scuturi de motor...

antiexplosive pentru exploatare miniere. Cu ajutorul manipulatorului se efectueaza scoaterea pieselor din cuptorul cu vatra rotativa, deplasarea lor la o presa hidraulica si incarcarea matritei in care se efectueaza deformarea la cald. Cursa de presare este comandata de conducatorul manipulatorului. Sistemul de comanda interblocheaza presa fata de manipulator in sensul, ca in timpul asezarii piesei in matrita deschisa, operatorul nu poate declansa inchiderea acestuia, decat numai dupa retragerea prehensorului din matrita.

2.3 Consideratii privitoare la efectorii finali utilizati in CFF la cald.

Efectorii finali reprezinta componentele CFF prin intermediul carora utilajele sistemului realizeaza contacte nemijlocite cu obiectul muncii in diferite faze ale procesului de fabricatie precum prelucrarea, manipularea, transportul, masurarea dimensionala, ori depozitarea interfazica controlata.

Efectorii finali pot fi detasati ori instalati dupa nevoie. Conceptia lor este decisiva asupra adecvabilitatii sistemului la sarcinile variabile ale productiei de serie. Se materializeaza in forma de scule, capete de forta sau dispozitive flexibile.

Sculele servesc la prelucrari si nu poseda sisteme de actionare proprii. Deplasarea lor in raport cu obiectul de prelucrat se realizeaza prin intermediul surselor de miscare ale utilajului adoptiv. Spre exemplu, masina de turnat sub presiune deplaseaza pentru deschiderea sculei semicochila mobila. Uneori, scula este fixa si se deplaseaza piesa. Astfel este cazul tunderii pieselor matritate, cand presa impinge piesa prin orificiul unei stante mentinuta in repaus. Scula poate fi manevrata si de catre robot. La robotii de masurare scula este un palpator sau un calibru. La executarea unui orificiu prin forjare semilibera, scula pe care trebuie sa pozitioneze robotul fata de piesa este un dorn rotund sau de sectiune profilata. Loviturile necesare pentru introducerea dornului in corpul obiectului de prelucrat sunt executate de mainul ciocanului.

Neavand sistem propriu de actionare, sculele nu necesita in general interfete directe cu sistemul de comanda, controlul lor fiind asigurat de utilajul adoptiv. Aplicatiile din sectorul cald ofera insa si exceptii de la aceasta regula. Astfel, in cazul operatiei de deformare la cald exista pericolul ca piesa sa ramana blocata in matrita. In aceasta situatie se impune oprirea ciclului automat al presei si al robotului si declansarea alarmei de atentionare a personalului de supraveghere pentru a intervenii in scopul deblocarii manuale. Problema se solutioneaza [58] cu ajutorul unei interfete optoelectronice care sesizeaza prezenta obiectului in alveola matritate. Schema de principiu a montajului este redat in Fig. 2.20.

Planul de masurare este amplasat in placa inferioara a matritei, in centrul alveolei si este situat inferior al obiectului extruct. Datorita pozitiei relative a obiectului fata de senzorii S1 si S2 si fata de sursa de fotoluminiscență LED, starea de iluminare a senzorilor difera in functie de pozitia si gradul de incandescenta al obiectului.

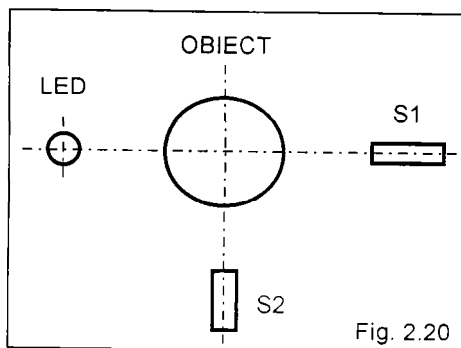


Fig. 2.20

Utilizand pentru starea iluminata a senzorilor cifra 1 iar pentru cea intunecata cifra 0, se disting logic patru stari ale sculei, precizate in Tab. 2.2.

Tab. 2.2

NR. CRT.	STAREA SCULEI	STAREA SENZORILOR	
		S1	S2
1	Libera	1	0
2	Ocupata cu piesa calda	1	1
3	Ocupata cu piesa racita	0	0
4	Defectiune la senzori	0	1

Sistemul de comanda citește și interpretează indicațiile senzorilor după fiecare cursă de deschidere a matritei și emite comanda de continuare a lucrului în ciclu automat numai dacă se confirmă combinația de iluminări pentru starea liberă a sculei. În cazul contrar, sistemul de comanda declanșează alarma.

Capetele de forță sunt destinate tot efectuării unor prelucrări. În acest scop ele utilizează scule proprii și posedă cel puțin sistemul de acționare al mișcării principale. Mișcările de poziționare ale capului de forță în raport cu obiectul de prelucrat și cele referitoare la avansul de lucru intra fie în sarcina utilajului tehnologic, fie al robotului (sau al manipulatorului). Exemple pentru ultimul caz au fost prezentate în Fig. 2.8, Fig. 2.10 și Fig. 2.11. Exemple de utilizare ale capetelor de forță la echiparea utilajelor tehnologice se întâlnesc la centrele de prelucrare.

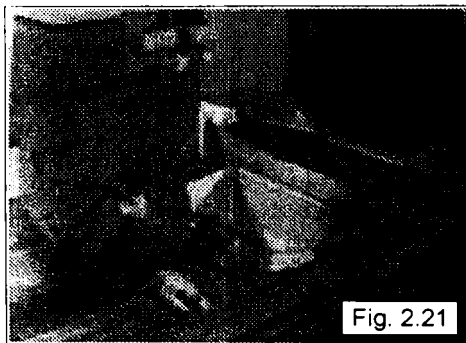


Fig. 2.21

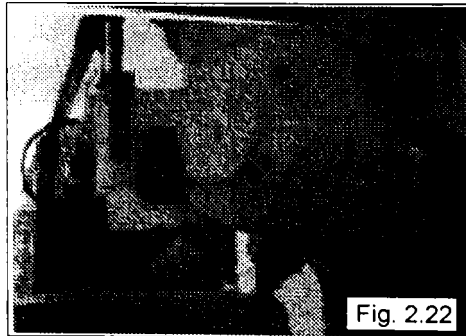


Fig. 2.22

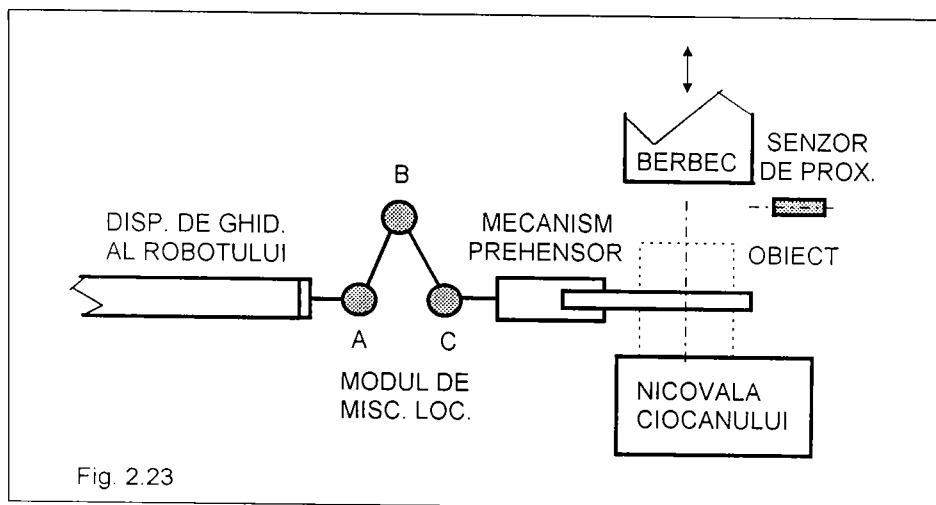
În ultimii 6 ani au fost dezvoltate concepții noi legate de construcția capetelor de forță pentru mașinile de frezat cu cinci axe CNC [46]. Noutatea acestora constă în înzestrarea capului de frezare cu două axe CNC, menite să imprime frezei un avans sferic controlat. Aceste capete sunt în prezent asimilate de firmele Deckel AG și Maho AG. Cele două axe CNC care generează avansul sferic al frezei în colaborare cu celelalte trei axe CNC cu care se generează avansul cartezian la masa mașinii pe care se află instalat obiectul de prelucrat, permit obținerea unor traiectorii de mare complexitate.

Aceste posibilități s-au dovedit extrem de eficiente în cazul prelucrării cavităților curbe ale cochilelor (Fig. 2.21), sau în cazul prelucrării suprafețelor exterioare profilate ale matritelor (Fig. 2.22).

În sectorul cald, capetele de frezare cu avans sferic la scula pot fi utilizate pentru curățirea bavurilor din orificiile profilate ale biștelor turnate.

Dispozitivele flexibile servesc la imobilizarea obiectelor în raport cu elementul condus al utilajelor tehnologice sau al robotului în vederea realizării controlate a fluxului de materiale prin CFF. Ca exemple se amintesc dispozitivele de prehensiune ale robotilor, dispozitivele de lucru ale utilajelor de prelucrare, dispozitivele de fixare rapidă ale sculelor ș.a. Dispozitivele flexibile execută atât mișcări generate de sistemele de acționare proprii (mișcarea de închidere-deschidere ale bacurilor, mișcări de complianță, mișcări de poziționare locală), cât și mișcări de transport în care sunt antrenate datorită utilajelor gazdă.

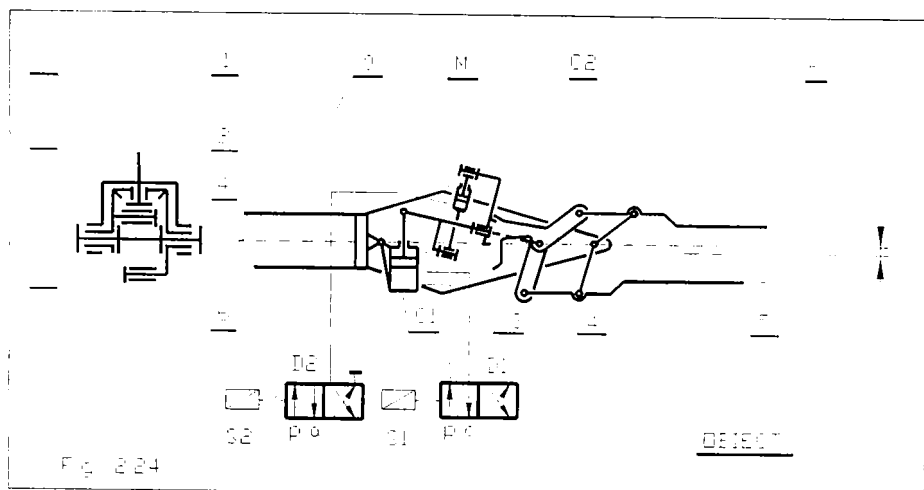
Controlul mișcărilor de transport se realizează prin interfețele utilajelor. Mișcările proprii trebuie controlate prin interfețe directe între dispozitivele în cauză și sistemul de comanda. Spre exemplu [17], pentru izolarea smuciturilor generate în cazul forjării libere, legătura între mecanismul de prehensiune și ultimul element al dispozitivului de ghidare al robotului se realizează cu un modul local. Acesta este un lant cinematic articulată (Fig. 2.23), având cuplaje comandate în articulațiile A, B și C.



Coborarea berbecului pentru efectuarea unei lovituri la ciocanul de forjat este sesizata de catre un senzor de proximitate. Sub influenta semnalului senzorial sistemul de comanda produce decuplarea elementelor in modulul miscarii locale, eliberand mecanismul prehensor de legatura rigida fata de robot si facand posibila urmarirea libera a deformarii obiectului. La revenirea berbecului in pozitia ridicata, modificarea semnalului senzorial declanseaza recuplarea elementelor modulului local. Aceasta stare este impusa pentru manevrarea obiectului de catre robot.

Solutia cu cuplaje prezinta dezavantajul, ca nu poate realinia mecanismul de prehensiune cu ultimul element al dispozitivului de ghidare dupa terminarea operatiei de forjare. Pentru realinierea acestora trebuie luate masuri suplimentare.

Dispozitivul de prehensiune propus in [119] realizeaza miscarea locala cu ajutorul unui mecanism diferential (Fig. 2.24). Elementul conductor pentru apropierea sau indepartarea degetelor 5 si 6 este portsatelitul 1, actionat de cilindrul pneumatic C1. Aceasta miscare se transmite prin sectoarele dintate 3 si 4.

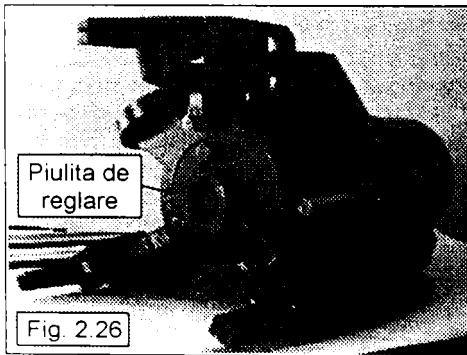


Daca in timpul forjarii obiectului axa mecanismului sufera o deplasare Δ , recentrarea se realizeaza cu ajutorul unui mecanism logic cu punct mort M. Acesta este actionat de cilindrul pneumatic C2, articulata atat de portsatelitul 1 cat si de satelitul 2. Camera superioara a cilindrului comunica permanent cu atmosfera. Camera inferioara este controlata de distribuitorul D2 prin electromagnetul S2. In timpul forjarii, camera inferioara este conectata la atmosfera pentru a permite rotirea satelitelui in timpul deplasarii Δ . In faza de corectare a centrarii se comanda presiune in camera inferioara, ceea ce produce rotirea inversa a satelitelui pana la impingerea ochiului tijei cilindrului C2 in punctul mort M. In aceasta pozitie $\Delta = 0$.



Fig. 2.25

La impingerea si desprinderea cuptoarelor de forjare cu tagle, nu este in general asigurat paralelismul fetelor care trebuie sa fie apucate de prehensorul manipulatorului. In aceste cazuri unul dintre bacurile prehensurului se prevede cu grad de libertate de prisos, care sa faciliteze apucarea adaptiva a obiectului. Solutia este exemplificata in Fig. 2.25, unde bacul inferior este basculant. Rotirea bacului la asezarea sa adaptiva nu trebuie controlata de sistemul de comanda.



Piulita de reglare

Fig. 2.26

Asupra conceptiei dinamice a sistemului flexibil prezinta importanta modul de adaptare al efectorului final la sarcina de efectuat. In cazul loturilor de fabricatie mari si cu repetitivitate mica pot fi eficiente si solutiile manuale de adaptare [66]. La dispozitivele de prehensiune cu mecanism adaptarea manuala se realizeaza prin preschimbarea bacurilor, sau reglarea deschiderii medii a degetelor.

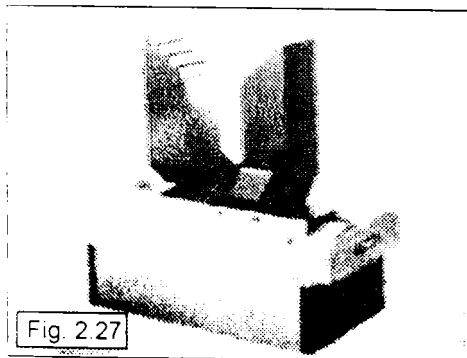


Fig. 2.27

Exemplul din Fig. 2.26 arata dispozitivul de prehensiune al robotului romanesc REMT-2, care permite pentru prehensiunea scuturilor turnate ale unor motoare electrice de diferite gabarite [49]. Pentru adaptarea la gabaritul lansat in lot, trebuie reglata deschiderea medie a degetelor. Elementul de reglare este piulita unei transmisii piulita-surub, care repositionand elementul fix al mecanismului, le indeparteaza sau le apropie degetele.

In cazul loturilor de fabricatie mici si cu repetabilitate mare, reglajul manual este inefficient. In acest caz [111], pentru adaptarea dispozitivului de prehensiune la obiectele cu dimensiuni

diferit, și se rezolvă în soluții bazate în trepte (Fig. 2.27). Aceasta soluție necesită softuri de conducere diferențiate după mărimea obiectului de manevrat, ținând seama de faptul, că la obiectele mici apropierea prezenzorului trebuie să fie mai mare decât la obiectele mari. De asemenea, sistemul de interfațare trebuie prevăzută cu componente pentru recunoașterea mărimii obiectelor și adaptarea configurației de configurare a sistemului de conducere la fiecare schimbare a sarcinii.

Dacă procesul de fabricație este supravegheat de către un operator uman, atunci sarcina recunoașterii mărimii obiectului poate fi preluată de acesta. În cel din urmă caz, sistemul de interfațare trebuie dotat cu tastatură, la care operatorul să înscrie mărimea obiectului direct sau codificat, urmând ca în baza acestei informații sistemul de comandă să se autoconfigureze.

Pentru a creșterea dispozitivelor flexibile la obiectele din flux, având formă cilindrică și forte care acționează asupra lor diferite, prezintă importanță mecanismul de prehensiune utilizat. Acest mecanism trebuie să fie specializat pentru centrarea și strângerea obiectelor.

Prin centrare se urmărește suprapunerea planului, axei, sau punctului de simetrie al obiectului cu planul, axa, sau punctul de referință al prezenzorului. Capacitatea de centrare a mecanismului prezenzor se asigură adoptând corespunzător numărul de degete, forma bacurilor și dispunerea simetrică a acestora în raport cu baza de apucare a obiectului de prezenzat.

Capacitatea de strângere depinde de sistemul de acționare și alegerea punctului de aplicare a forței de echilibrare, mai avantajoasă fiind amplasarea acestui punct pe biela [55].

Analizând un număr de 683 de sisteme prezenzatoare, L. Ștegăbea găsește semnificative caracteristici semnificative în Fig. 2.28-a, b, c, d [111].

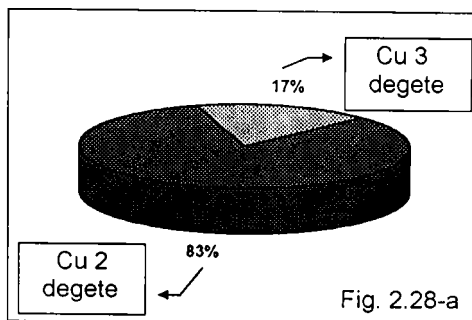


Fig. 2.28-a

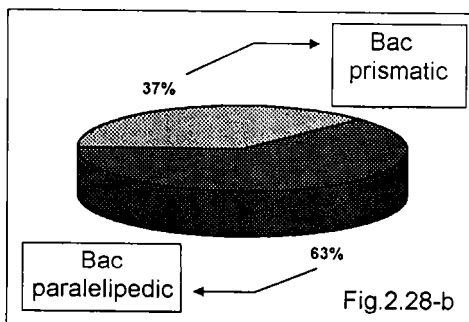


Fig. 2.28-b

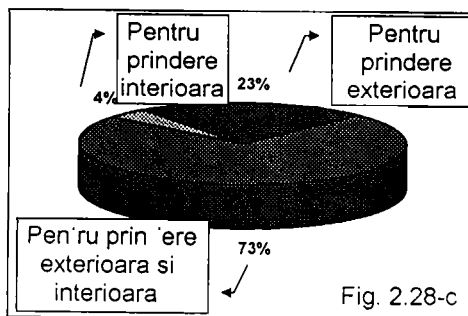


Fig. 2.28-c

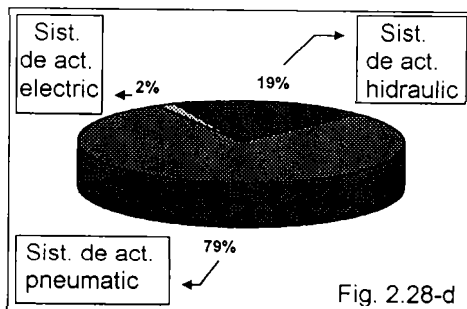


Fig. 2.28-d

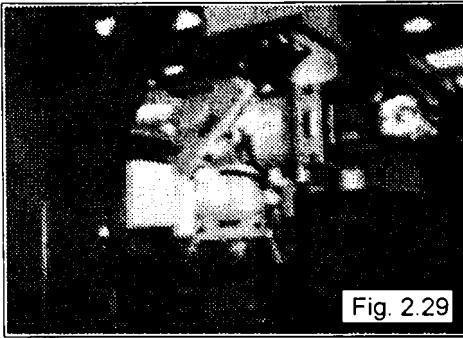


Fig. 2.29

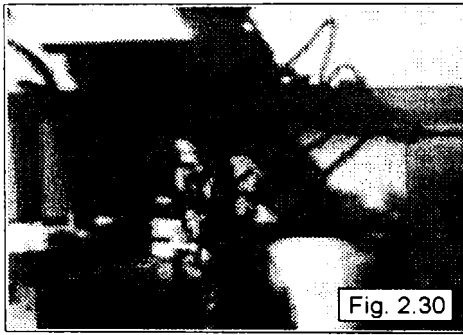


Fig. 2.30

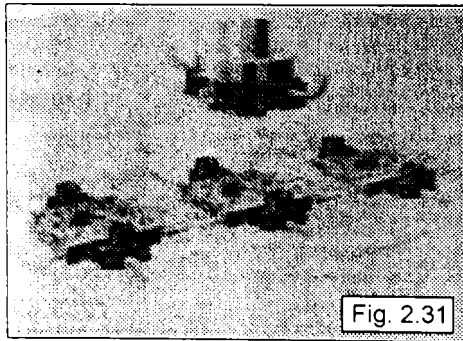


Fig. 2.31

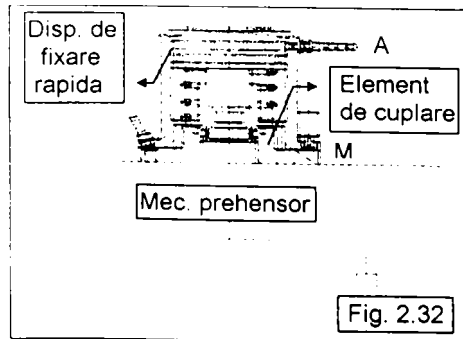


Fig. 2.32

Întru creșterea flexibilității de adaptare a CFF au fost elaborate dispozitivele de prehensiune duble. În construcția acestora intra două mecanisme de prehensiune cu domenii de deschidere diferite (Fig. 2.29). Sistemele de acționare și de comandă ale acestor mecanisme fiind independente, ele pot prehensa simultan sau secvențial obiecte cu dimensiuni diferite. Permutarea celor două mecanisme se realizează fie de către un modul generator de mișcare locală, fie prin intermediul robotului.

Dispozitivele în forma de cap revolver (Fig. 2.30), asigură atât flexibilitate de adaptare, cât și flexibilitate de utilizare maritate. Acestea s-au dovedit eficiente în situațiile în care obiectele de prelucrat necesită mai multe capete de forță diferite, care trebuie preschimbate rapid. Greutatea capului revolver crește cu numărul posturilor sale. Ca urmare, numărul de posturi trebuie să fie limitat după capacitatea de ridicare a robotului.

Soluția pentru obținerea unei flexibilități de utilizare practic nelimitată, utilizează efectori finali cu elemente de cuplare interschimbabile (Fig. 2.31). Efectorii sunt depozitați la adrese predeclarată fie într-un raft fix amplasat în spațiul de lucru al robotului, fie pe paletele unui transportor subordonat sistemului de comandă, care sub controlul programului de conducere aduce efectorul dorit în spațiul de lucru al robotului. Apoi, prin intermediul unui dispozitiv de cuplare de către robot se reînleagă cu ajutorul unui dispozitiv de fixare rapidă, prevăzut cu alezaje pentru depurarea de orientare, cu prize de racordare la sursa de energie și cu conectorii necesari legării efectorului la rețeaua informațională. Principiul constructiv al dispozitivului de fixare rapidă utilizat de firma Fanuc [66] este ilustrat în Fig. 2.32. La așezarea corectă a dispozitivului pe elementul de cuplare, semnalul micro-interruptorului M comută orificiul A la atmosferă, asigurându-se astfel condițiile necesare pentru realizarea procesului de prelucrare.

2.3.1 Problema abaterilor de centrare ale mecanismelor prehensoare cu bare

Prehensoarele cu bare s-au impus prin simplitate. Rationamente legate de centrarea obiectelor de forme uzuale (cu plan, axa sau punct de simetrie), ale caror dimensiuni D sunt între extremele D_{\min} și D_{\max} și variază arbitrar în domeniul:

$$\Delta_D = D_{\max} - D_{\min} \quad (2.1)$$

în jurul valorii medii:

$$D_m = \frac{D_{\min} + D_{\max}}{2} \quad (2.2)$$

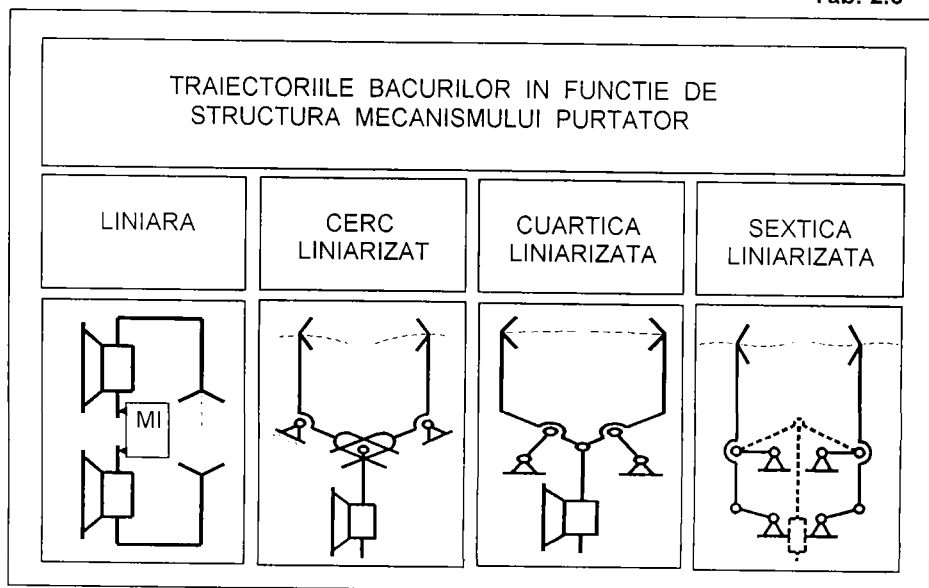
conduc la două concluzii [66]:

1. traiectoriile bacurilor trebuie să fie convergente spre baza de simetrie a obiectului;
2. vitezele de deplasare ale bacurilor trebuie să aibă module egale.

Aceste criterii cer adoptarea structurilor simetrice, generatoare de drepte [118].

Din considerente practice tendințele sunt însă orientate spre prehensoarele cu două degete (Fig. 2.28) și spre mecanismele purtătoare de bac cu cele mai simple structuri. Din analiza făcută în [111] asupra celor 683 de mecanisme prehensoare amintite deja, au reieșit preferențiate structurile specificate în Tab. 2.3.

Tab. 2.3



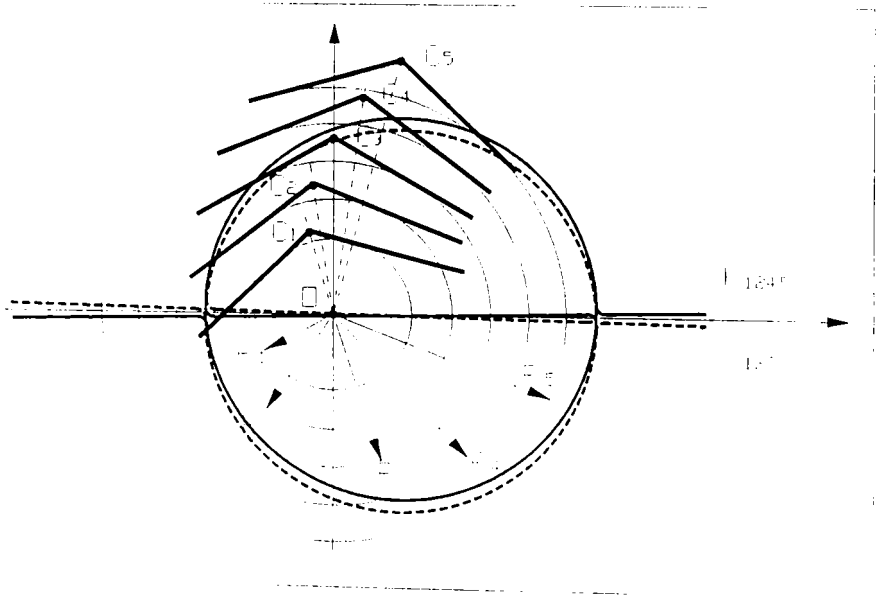
Se remarcă faptul, că numai structura din prima coloană generează drepte exacte. Această structură prehensoarează fără abateri de centrare teoretice (structurale), dar prezintă două dezavantaje: a) necesită un mecanism inversor MI fără jocuri; b) este sensibilă la pericolul autoblocării cupelilor de translație. Soluțiile menite să elimine dezavantajele, conduc la îngreunarea mecanismului prehensoare și

implicit micșorează capacitatea utilă de ridicare a robotului. Din aceste motive, prima structura a găsit utilitate numai la prehensarea obiectelor ușoare.

Pentru obiectele de greutate mijlocie și mare se impun celelalte structuri, dar acestea nu permit decât generarea aproximativă a dreptei pe intervalul Δ_D [94]. Ele prehensează cu abateri structurale. Mărimea acestor abateri depinde de poziția punctului trasor în momentul contactării obiectului de către bac, cât și de componenta de rotație a bacului în jurul acestui punct [112]. Pentru anularea abaterilor de centrare într-un număr finit de poziții, literatura de specialitate recomandă efectuarea calculului geometric al mecanismelor prehensoare după metodele sintezei pozitionale [80], [81]. În acest sens prezintă importanța numărul maxim al pozițiilor de precizie care se pot impune bacului, ori acest număr depinde de structura [61], [97]. Pentru structura care aproximează dreapta prin cerc (coloana a 2-a în Tab. 2.3) numărul maxim al pozițiilor de precizie este doi, pentru cea care aproximează dreapta prin cuartica (coloana a 3-a în Tab. 2.3) numărul maxim al pozițiilor de precizie este patru, iar pentru structura care aproximează dreapta prin sextică (a 4-a coloană în Tab. 2.3) pot fi impuse bacului maximum 5 poziții.

Studiile întreprinse în domeniul sintezei pozitionale a mecanismelor prehensoare au evidențiat rezultate remarcabile.

Astfel, în lucrarea [59] se arată pentru prima dată faptul, că sinteza cinci pozitională a mecanismului articulată nu poate fi aplicată în cazul mecanismului prehensiv, deoarece punctele Burmester rezultă în zona ocupată de către obiectele de prehensat (Fig. 2.33).



Tendința asimptotelor celor două curbe ale centrelor K_{1234} și K_{1245} (determinate pentru pozițiile asociate ale bacului cu cuartetele de obiecte 1234 respectiv 1245) de a se apropia de axa Ox , a condus însă la simplificarea sintezei patru pozitionale a mecanismului patrulater articulată prehensiv. Ideea este dezvoltată în lucrarea [81] și publicată în [82]. Ea constă în alegerea articulațiilor fixe A_0 și B_0 ale balansierelor nu pe ramurile asimptotice ale curbei centrelor, ci direct pe axa Ox ,

la distante suficient de indepartate in raport cu zona obiectelor (Fig. 2.34). Considerand miscarea inversa se stabilesc coordonatele punctelor de biela A si B, care permit apoi calculul lungimilor l_{AA_0} , l_{BB_0} , l_{AB} , l_{AC} , l_{BC} si $l_{A_0B_0}$, fara nevoia determinarii explicite a curbei centrelor, ca in sinteza patrupozitionala clasica.

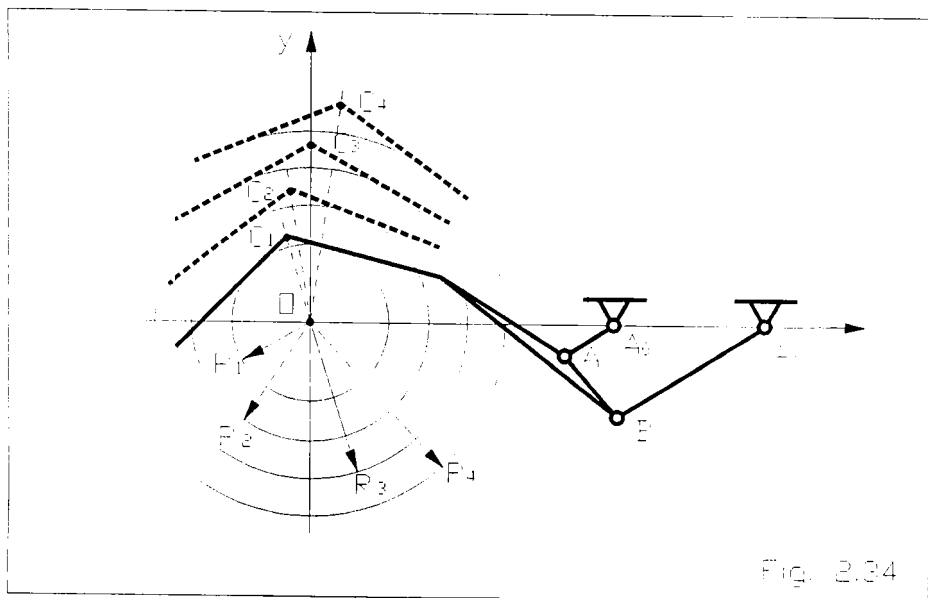


Fig. 2.34

Desigur, ca mecanismul obtinut centreaza fara abateri structurale doar cele 4 obiecte avand razele alese fara abateri structurale doar cele 4 obiecte avand razele alese R_i ($i = 1, 2, 3, 4$). Pentru obiectele cu $R \neq R_i$, care nu pot fi excluse din fluxul tehnologic al sistemului flexibil, problema abaterilor de centrare structurale reapare. Ultimele doua lucrari citate evidentiaza, ca prin spatierea Cebasev a razelor R_i si a unghiurilor de panta a mediatoarei bacului prismatic, abaterile respective pot fi reduce teoretic la ordinul zecimilor de milimetru pentru un prehensor cu $D_m = 37.5$ mm si $\Delta_D = 65$ mm. Aceasta precizie este inasa mult diminuata datorita executiei elementelor cu abateri dimensionale. Astfel, executia in clasa de precizie 11 cauzeaza abateri de centrare absolute pe directia axei Ox pana la 2 mm.

Desii exista tehnici consacrate pentru marirea preciziei sistemelor flexibile de fabricatie (module de complianta pasive sau active [30], [89], [92]; structuri adaptive cu cuple cinematice elastice [52], [53], [54], ori cu elemente rigide [8], [39]; tehnici de instruire "teach-in" [24]; sau sisteme de conducere bazate pe vedere artificiala [18]), datorita costurilor acestora, problema identificarii mecanismelor prehensoare care sa produca abateri de centrare cat mai mici, ramane in continuare de prima importanta si constituie obiectul a numeroase lucrari [36], [113].

In acest sens se mentioneaza propunerea facuta in [60], de a amplasa punctul trasor C al mecanismului prehensor in punctul Ball al bielei acestuia. Dupa cum se cunoaste [77], punctul Ball descrie o curba de biela cu punct de inflexiune. Impunand, intre tangenta in inflexiune si curba de biela un contact de ordinul patru, traiectoria lui C in vecinatatea inflexiunii va fi aproape liniara pe o portiune lunga (Fig. 2.35). De obicei, distanta intre punctul Ball si articulatia A_0 rezulta mare, deci degetul va fi lung, solutia fiind avantajoasa in cazul aplicatiilor din sectorul cald.

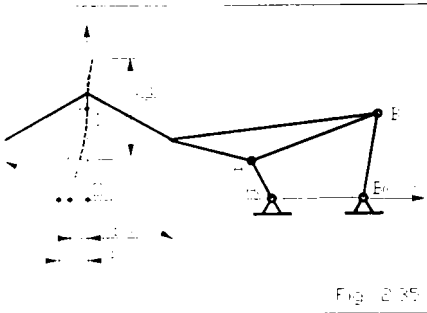


Fig. 2.35

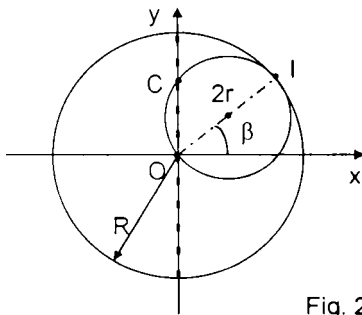


Fig. 2.36

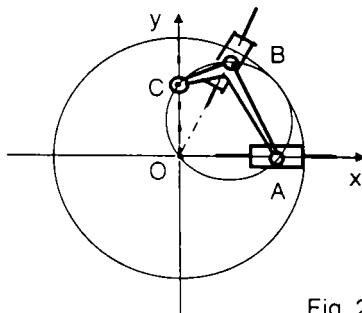


Fig. 2.37

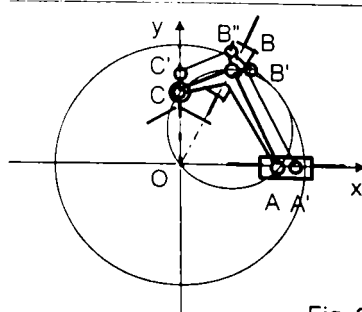


Fig. 2.38

Se poate constata, ca daca tangenta in punctul de inflexiune a curbei de biela se suprapune cu axa Oy , atunci abaterea de centrare maxima apare pentru cea mai mare dimensiune a obiectului. Aceasta proprietate ar putea fi utilizata pentru limitarea abaterilor, fie prescriind convenabil D_{max} , fie asimetrizand lungimea utila $\Delta_D/2$ in raport cu punctul de inflexiune, fie rotind intregul mecanism in jurul punctului I. In ultimul caz ar rezulta o traiectorie cu 3 puncte de precizie.

In vederea suprimarii abaterilor de centrare pe intreaga cursa a punctului C, au fost initiate studii vizand valorificarea in constructia prehensoarelor a hipocicloidelor drepte ale lui Cardano (Fig. 2.36). Dupa cum se stie [88], punctul C al cercului de raza r , prin rostogolirea sa fara alunecare pe baza circulara fixa de raza R , descrie dreapta diagonala a bazei, daca $R = 2r$.

In lucrarea [103], cercurile lui Cardano rezulta in urma aplicarii sintezei cincipozitionale la mecanisme cu conice suport degenerate in drepte. Aceste mecanisme sunt de tip dublu-piston, sau dublu-culisa (Fig. 2.37). Pentru ca rotatia bielei ABC sa nu influenteze calitatea centrarii, bacul din C trebuie admis cilindric, ori sferic. Pe langa exactitate, prehenzorul descris prezinta si avantajul unui domeniu de lucru ridicat, care tinde spre valoarea $\Delta_D = 2R$ daca se neglijeaza raza bacului.

In cazul bacurilor prismatice, izolarea componentei de rotatie a bielei ABC necesita includerea fiecarui bac ca biela secundara intr-un mecanism pantograf (Fig. 2.38), cu laturile $AB=A'B'$, $BC=B'C'$, $AA'=BB'$, si $BB''=CC'$.

Cresterea preciziei sistemelor flexibile de fabricatie impune studiul sistematizat al structurilor care sa prehenseze cu abateri de centrare nule sau convenabil limitate. Rezolvarea acestui obiectiv presupune dezvoltarea unei metodologii de sinteza geometrica adecvata, ceea ce constituie unul din obiectivele principale ale lucrarii.

2.3.2 Adecvarea prehensoarelor la varietatea de sarcini. Forta de strangere.

Forta F_B la bacurile prehenzorului este limitata inferior si superior. Limita inferioara F_{Bmin} a acestei forte trebuie sa asigure mentinerea obiectului in stare prehensata indiferent de valoarea si directia rezultantei fortelor care tind sa smulga obiectul din prehenzor luand in considerare intreaga durata a manipularii. Stabilirea acestei limite presupune analiza diferentiata a fiecarui traseu de parcurs in parte, avand in vedere greutatea obiectului prehensat, acceleratia punctului caracteristic, fortele tehnologice care lucreaza in timpul manipularii, forma zonelor de contact dintre bacuri si obiect, respectiv coeficientul de frecare intre aceste piese. Literatura de specialitate prezinta in acest sens numeroase studii de caz [111], [112], [107].


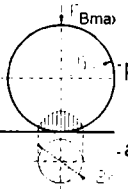

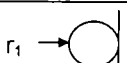

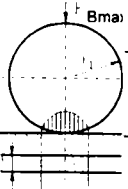

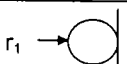
In exemplul din Tab. 2.4, unul dintre bacurile prehenzorului este paralelipedic iar celalalt prismatic [40]. Obiectul de sectiune rotunda are greutatea G_0 si suporta in timpul deplasarii o forta de acceleratie $F = G_0$ de directie variabila. Pentru a rezista cazului trei de incarcare, forta minima la bac trebuie sa aiba valoarea $F_{Bmin} \sim 3,1 G_0$.

Tab. 2.4

NR. CAZ	SCHEMA DE INCARCARE	RELATII DE CALCUL ALE FORTELOR PE BAC	
		Pt. μ si β oarecari	Pt. $\mu = 0.3$; $\beta = 30^\circ$
1		$N \geq 2 \cdot G_0$ $N_1 = N_2 = \frac{N - 2 \cdot G_0}{2 \cdot \cos \beta}$	$N \geq 2 \cdot G_0$ $N_1 = N_2 \geq 0$
2		$N \geq \frac{1 + \mu / \cos \beta}{\mu \cdot (1 + \mu / \cos \beta)} \cdot G_0$ $N_1 = N_2 = \frac{N - G_0}{2 \cdot \cos \beta}$	$N \geq 2.083 \cdot G_0$ $N_1 = N_2 \geq 0.625 \cdot G_0$
3		$N \geq \frac{2}{\mu \cdot (1 + 1 \cos \beta)} \cdot G_0$ $N_1 = N_2 \geq \frac{N}{2 \cdot \cos \beta}$	$N \geq 3.094 \cdot G_0$ $N_1 = N_2 \geq 1.786 \cdot G_0$

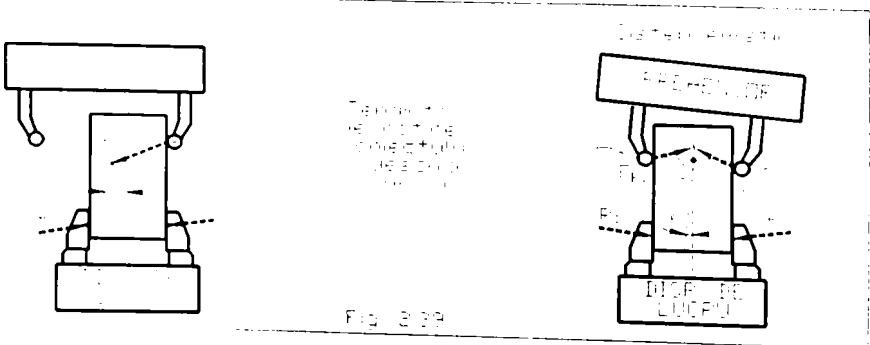
La limita superioara, forta F_{Bmax} nu trebuie sa ampreteze bacurile in obiect si invers. Aceasta limita se stabileste din conditia rezistentei la solicitarea de contact hertzian. Relatiile de calcul ale presiunii de contact pentru formele uzuale ale corpurilor bac-obiect sunt specificate in Tab. 2.5. Impunand $p_{max} = p_{adm}$ rezultau F_{Bmax} .

Tab. 2.5

NR	FORMA CORPURILOR IN CONTACT		MARIMEA R	PRESIUNEA MAXIMA IN PATA DE CONTACT
1	Sfera	Sfera ext.	 $R = r_2$	 $R_{max} = 15 \frac{F_{Bmax}}{\pi a^2}$ $a = \sqrt[3]{\frac{15(1-\nu^2) \cdot F_{Bmax} \cdot r}{E}}$
2	Sfera	Sfera int.	 $R = -r_2$	
3	Sfera	Plan	 $R = \infty$	
4	Cilindru	Cilindru ext.	 $R = r_2$	 $\frac{1}{r} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{R}$ $E = \frac{2 \cdot E_1 \cdot E_2}{E_1 + E_2}$ $R_{max} = \frac{2F_{Bmax}}{\pi b l}$ $b = \sqrt[3]{\frac{8F_{Bmax} \cdot r \cdot (1-\nu^2)}{\pi E l}}$
5	Cilindru	Cilindru int.	 $R = -r_2$	
6	Cilindru	Plan	 $R = \infty$	

Adecvarea prehensorului la varietatea sarcinilor de executat cere trecerea caracteristicii sale mecanice prin conturul dreptunghiular marginit de fortele extreme F_{Bmin} si F_{Bmax} , respectiv de dimensiunile extreme D_{min} si D_{max} , astfel ca arcul caracteristicii sa intersecteze laturile aferente limitelor de dimensiuni (Tab. 2.6).

Potrivirea caracteristicii constituie obiectul fazei de sinteza a sistemului de actionare [55], [112]. De regula nu se tine seama de abaterile de centrare cauzate de mecanismul prehensor sau de alte componente ale sistemului flexibil (imprecizia de pozitionare a robotului, a masinilor unelte, a instalatiilor aducatoare sau de evacuare, etc.). Datorita simplificarii de mai sus, tranzitia din dispozitivul de lucru in



Tab. 2.6

NR.	SCHEMA	FORTA LA BAC	CARACTERISTICA MECANICA
1		$F_B = \frac{M}{d \cdot \operatorname{tg}(\beta + \phi)}$ $\phi = \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu}{\cos(\alpha/2)} \right)$ <p>β - unghiul elicei α - unghiul intre flancuri</p>	
2		$F_B = F \cdot \frac{1}{L} \cdot \sin \phi$	
3		$F = \frac{F}{2} \left[\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} \right] - \operatorname{tg} \phi$ $\beta = \operatorname{arcsin} \left(\mu \cdot \frac{D_1}{l} \right)$	
4		$F = \frac{F}{2} \left[\frac{1}{\operatorname{tg}(\alpha + \beta)} \right] - \operatorname{tg} \phi$ $\beta = \operatorname{arcsin} \left(\mu \cdot \frac{D_1}{l} \right)$	

prehensor (sau invers) se produce cu doua efecte nedorite:

1. se pierde controlul asupra situarii obiectului;
2. caracteristica mecanica se deplaseaza, putand parasii fereastra utila.

Simpla modificare a rigiditatii structurii de manipulare nu solutioneaza dificultatile mentionate (Fig. 2.39), fiind necesara adoptarea strategiei de conducere in complianta activa. Adecvarea prehensorului la aceasta strategie presupune

inclusiunea abaterii de centrare cumulata maxima admisa in metodologia de sinteza a acestuia. Formularea unitara a algoritmului necesar este al doilea obiectiv al lucrarii.

2.4 Probleme legate de programabilitatea sistemelor robotizate

Programabilitatea unui sistem robotizat depinde de structura de comanda. In practica industriala se prefera structurile de comanda usor programabile [24]. Se prezinta spre exemplificare trei modalitati de programare uzuale:

1. programare prin instruire (teach in);
2. programare pe traiectorie continua (continuous path);
3. conducere cu lant cinematic aservit (master-slave).

Metoda de instruire se implementeaza on-line si consta in deplasarea punctului caracteristic al robotului (Fig. 2.40-a), prin comenzi manuale, succesiv in punctele de precizie (P_1, P_2, P_3, P_4) ale sistemului flexibil de fabricatie si in mai multe puncte intermediare ($P_0, P_{10}, P_{20}, P_{00}, P_{00}, P_{30}, P_{40}, P_0$) ale spatiului de lucru (coordonate operationale), memorand semnalele traductoarelor de pozitie/forta (coordonate robot generalizate) in fiecare punct. Pentru generarea unei traiectorii de lucru sistemul de comanda trebuie sa interpoleze traseul prin puncte, ceea ce conduce la un traseu fragmentat (de exemplu $P_1 - P_{10} - P_0 - P_{00} - P_{00} - P_0 - P_{30} - P_3$). In faza de instruire se declara toate traseele, ordinea executarii lor si vitezele medii pe intervale, in corelatie cu celelalte actiuni ale robotului (adapteaza efortorul final, apuca/elibereaza obiectul, asteapta un semnal de sincronizare, comanda un utilaj, etc.). Instruirea se efectueaza pentru fiecare tipodimensiune de produs care trebuie executat in sistemul flexibil. Programele se salveaza in memorii hard, de unde pot fi incarcate automat daca se repeta tipodimensiunea produsului. Programarea prin instruire este multumitoare in cazul loturilor de fabricatie stabile, dar reprogramarea sistemului necesita oprirea productiei.

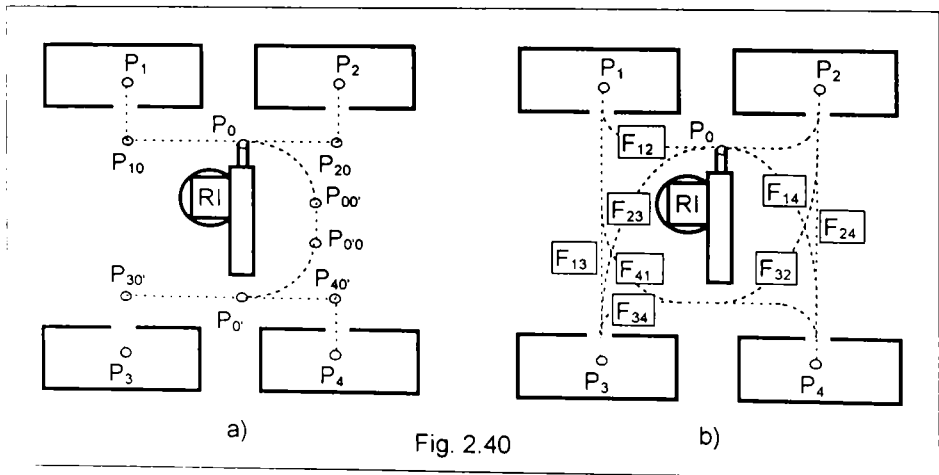


Fig. 2.40

Programarea pe traiectorie continua se poate efectua off-line, ceea ce elimina necesitatea opririi sistemului pe durata programarii. Metoda presupune cunoasterea pozitiilor de precizie ($P_1 - P_2 - P_3 - P_4$), iar traseele dintre aceste puncte (Fig. 2. 40-b) se determina din modele matematice bazate pe functii spline ($F_{12}, F_{13}, F_{14}, F_{23}, F_{24}, F_{32}, F_{34}$). Prin discretizarea densa a acestor functii si asociind legi de miscare convenabile, se poate impune robotului sa parcurga distantele dintre punctele start-

tinta din aproape in aproape, cu precizie. Posibilitatea simulării si a corectării formei înainte de încărcării programului în sistem, permite sinteza optimă a traiectoriilor. Acest mod de programare este avantajos atât la roboții de manipulare care trebuie să ocolească obstacole previzibile, cât și la roboții de lucru care trebuie să prelucreze contururi definite. Unul din obiectivele propuse în această lucrare urmărește sinteza traseelor de manipulare cu lungimi minime, care să asigure roboților o capacitate de manipulare maximă.

Metodele de conducere bazate pe instruire sau pe sintetizarea traiectoriilor continue sunt specializate pentru nevoile producției în loturi repetitive. Dacă repetitivitatea nu poate fi asigurată (situație obișnuită în sectorul cald), se justifică adoptarea metodei de conducere cu lanț cinematic aservit, ca la manipuloarele sincrone. Structura de comandă necesară trebuie să asigure reproducerea precisă a acțiunilor operatorului și fără întârzieri. După W. J. Book [92], schema de principiu a acestei structuri trebuie să conțină componente de tipul celor specificate în Fig. 2.41.

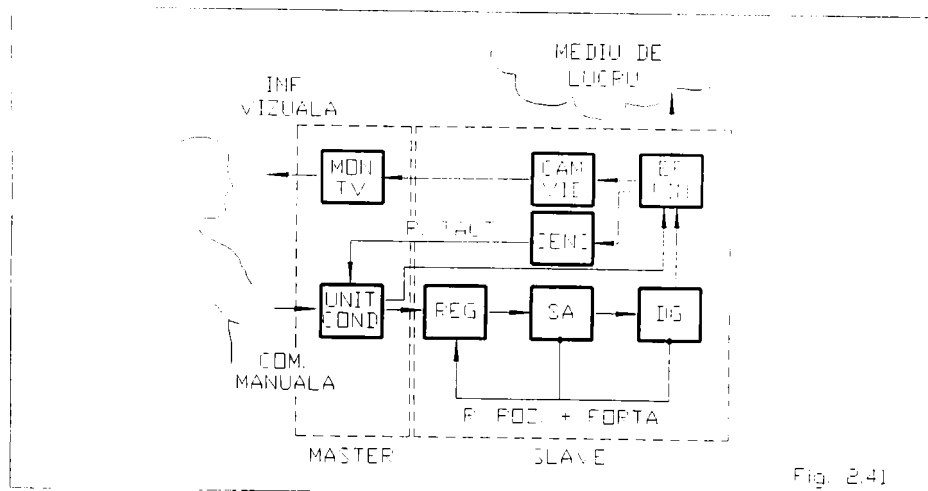
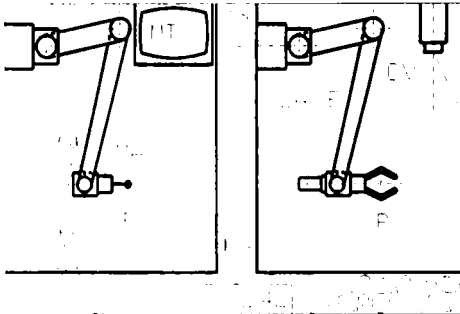


Fig. 2.41

Lanțul cinematic condus este dispozitivul de ghidare DG al manipulatorului. Mișcările sale se datoresc sistemului de acționare SA, comandat în regim de urmărire de către regulatorul REG pe baza a două grupe de semnale. Semnalul direct (funcția de comandă) este preparat de unitatea de conducere, prin deplasarea manuală de către operator a manetei. Din punct de vedere fizic semnalul direct constă din tensiuni proporționale cu coordonatele generalizate ale locului în care trebuie trimis manipulatorul. Semnalul de reacție, prelevat de traductoare, este alcătuit din tensiuni proporționale cu coordonatele generalizate ale locului curent.

Operatorul poate urmări deplasarea efectorului final, fie prin observare directă, fie prin intermediul unei camere de luat vederi și monitor TV montate în circuit închis. Forțele de interacțiune ale efectorului cu mediul de lucru se detectează senzorial, iar semnalul aferent se remite la unitatea de conducere ca purtător al reacției tactile. Informația vizuală și simțul tactil la maneta, permit operatorului să conducă instalația master-slave cu precizie milimetrică (v. Fig. 1.4).

Sistemul master-slave a cunoscut diferite variante de implementare. Spre exemplu, la instalația de teleoperare pentru manevrarea materialelor radioactive (Fig. 2.42), lanțul cinematic master și lanțul cinematic slave au structuri și dimensiuni identice, fiind instalate în încăperi separate pentru a proteja operatorul de radiații.



Controlul vizual necesita in acest caz echipament de monitorizare.

Daca greutatea obiectelor de manipulat este mica, legatura dintre lantul master si lantul slave poate fi o simpla transmisie mecanica (Fig. 2.43). In acest caz, operatorul efectueaza atat comanda cat si actionarea, iar transmisia remite reactia tactila.

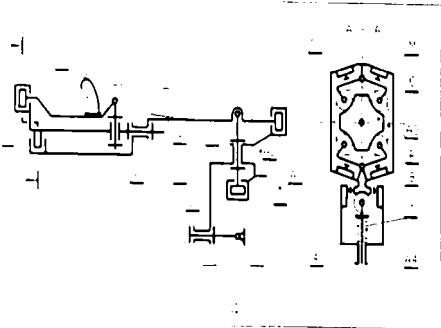
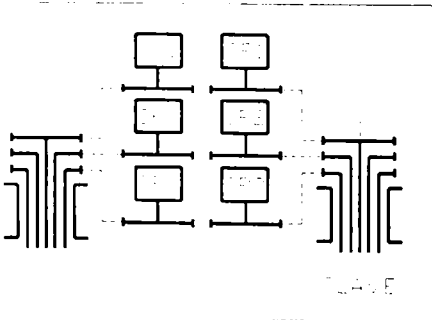
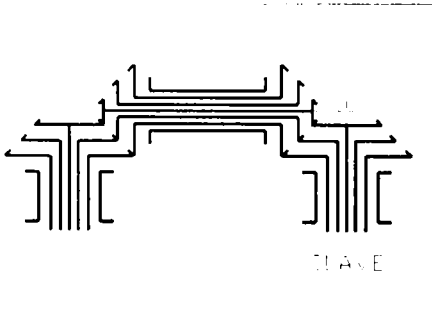
La greutati mai mari sistemul de actionare trebuie sa fie materializat efectiv, iar pentru sistemul de comanda se practica mai multe solutii.

Solutia descrisa in lucrarea [66] se bazeaza pe echiparea lantului master cu selsine emitatoare SE, iar a lantului slave cu selsine receptoare SR. Semnalul intre aceste componente se propaga prin unde electromagnetice de radiofrecventa (Fig. 2.44).

In lucrarea [67] se descrie un lant cinematic master pentru controlarea miscarii pe sapte grade de mobilitate (Fig. 2.45). La aceasta varianta, curentii de comanda sunt stabiliti de microintreruptoarele M in momentul actionarii acestora de catre tchetii 8, in functie de pozitiile relative ale elementelor, respectiv ale camelor C.

La manipuloarele sincrone destinate manevrarii unor obiecte de greutati foarte mari (de ordinul a $10^2 - 10^3$ daN) se recurge la actionari hidraulice. Pentru comanda master-slave a acestora, adecvate s-au dovedit servovalvele proportionale pilotate in curent [25], [140], de la lantul master. In acest caz amplificarea de forta se obtine de la servovalve, ceea ce permite micșorarea dimensiunilor master in raport cu dimensiunile slave cu conditia ierarhizării u ei proporționaitat, denumit factor de sclav [55]. In lucrarea [68] sunt mentionate doua variante pentru implementarea sistemului master-slave hidraulic, fiecare controland cate doua grade de mobilitate.

La prima varianta (Fig. 2. 46), lanturile sunt materializate sub forma de pantografe Scheiner [35]. Pantograful slave are articulatia fixa in A. Articulatia



omoloaga a pantografului master este amplasata in punctul H al slave-ului. In starea de repaus, datorita arcului GG' maneta de conducere C' se aliniaza cu punctul caracteristic C. Deplasarea manuala a punctului C' desincronizeaza bratul HD' fata de AB, cat si antebrazul D'C' fata de BC. Semnalul de desincronizare masurat in H piloteaza servovalva SV1, iar cel masurat in D' piloteaza servovalva SV2. Ca urmare, debitele Q1 si Q2 stabilite prin servovalve vor alimenta cilindrii hidraulici C1 si C2 pana la restabilirea sincronismului pozitional al sistemului. Amplasarea punctului C' in apropierea obiectului manevrat permite o buna observare a mediului de lucru, usurand conducerea precisa a manipulatorului. Aceasta varianta este implementata in schema de conducere a manipuloarelor Concobalancer [14].

La aplicatiile din sectorul cald, unele se lucreaza cu obiecte incandescente, lantul master trebuie sa fie detasat de lantul slave, pentru a permite indepartarea operatorului de sursa de radiatii. Adecvarea sistemului de conducere master-slave cu aceste cerinte se poate realiza dupa schema din Fig. 2.47, in care semnalul de comanda ale servovalvelor se obtin, convertind in tensiuni electrice unghiurile de rotire in jurul articulatiilor A" si B" ale elementelor 4' si 3' din master.

Dupa principiul de mai sus lucreaza sistemul de conducere al manipulatorului Andromadi Fig. 2.9. Schema de control al axei bratului [139] este redata in Fig. 2.48. Modificarea pozitiei bratului master fata de bratul slave, defazeaza semnalul direct fata de cel de reactie, ceea ce declanseaza miscarea pana la reegalarea fazelor, cand lantul slave ajunge cu master in sincronism pozitional.

Literatura nu ofera informatii privitoare la ordinul de marime al defazajului dintre semnalul direct si cel de reactie, care sa asigure urmarirea cu precizie a traiectoriilor curbilinii. Deasemenea lipsesc informatiile legate de echilibrarea lantului master in pozitii variabile. Aceste aspecte constituie obiective de solutionat.

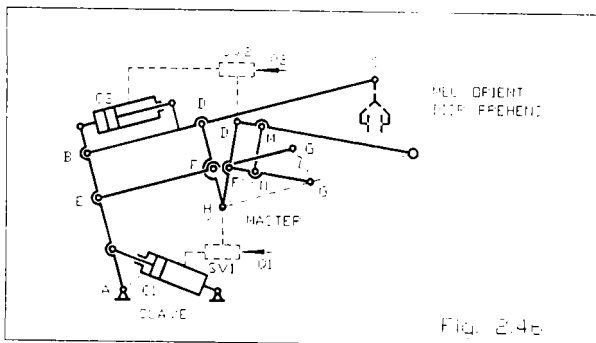


Fig. 2.46

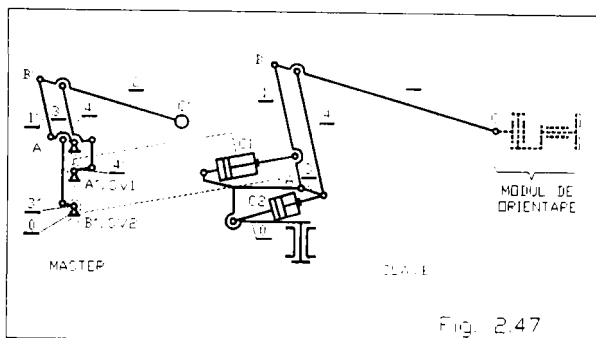


Fig. 2.47

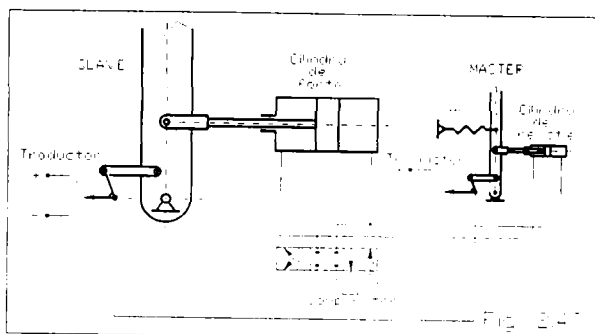


Fig. 2.48

3. OBIECTIVELE LUCRARI

Constituirea optimala a celulelor flexibile de fabricatie robotizate in acord cu criteriile de integrabilitate, adaptabilitate, adecvabilitate si conceptia dinamica a sistemului, depinde de aplicatie. Acest fapt impune proiectantului de sistem sa examineze in prealabil ansamblul problemelor de organizare, reglare, manipulare, prelucrare, control si de automatizare necesare in aplicatia respectiva si sa formuleze corelarile de rigoare pentru fiecare componenta a sistemului flexibil si pentru fiecare secventa a procesului de fabricatie in parte. Rezultatele analizei trebuie sa constituie baza temelor de proiectare ale tuturor componentelor, pentru ca cerintele optimalitatii globale sa fie transmise acestora corespunzator.

Conform capitolului precedent, la nivel mondial exista in stadiul actual numeroase realizari remarcabile privind utilizarea celulelor flexibile de fabricatie in activitati specifice sectorului cald. Meritul aplicarii practice a acestor realizari apartine insa statelor avansate industrial. In tarile central si est europene robotizarea sectorului cald, ca si a industriei in general, este mult ramasa in urma.

Obiectivul principal al prezentei lucrari vizeaza aducerea unor contributii menite sa ajute industria indigena in reducerea decalajului amintit.

Pentru o cat mai buna acoperire a temei si pentru a completa lipsurile semnalate in paragrafele 2.3.1, 2.3.2, 2.4 privind cunostintele din stadiul actual, obiectivele partiale au fost orientate pe mai multe directii, precum:

- dezvoltarea unor metode de sinteza-analiza-simulare ale componentelor flexibile generale (efectori finali, utilaje de manipulare, utilaje de prelucrare);
- sinteza traiectoriilor din conditia maximizarii capacitatii de manipulare a robotilor;
- sinteza traiectoriilor de lucru pentru capete flexibile de debavurare;
- organizarea unor celule si sisteme flexibile mai complexe din sectorul cald;
- planificarea optimala a fluxurilor de materiale in sistemele flexibile.

Atentie deosebita s-a acordat stabilirii structurilor si unitarizarii metodelor de sinteza a dispozitivelor flexibile, care sa permita prehensarea obiectelor cu abateri de centrare nule, sau adecvate strategiei de conducere in complianta activa.

Un obiectiv major se refera la studiul implementarii principiului de comanda master-slave in constructia unor manipuloare sincrone de fabricatie indigena, care sa permita urmarirea precisa a traiectoriilor curbilinii si sa asigure mentinerea lantului master in stare echilibrata in orice pozitie a spatiului de comanda.

Un obiectiv important al lucrarii vizeaza elaborarea in premiera a unor capete de forta flexibile multiax, pentru debavurarea jentilor turnate ale autoturismelor.

In capitolul final se prezinta mai multe aplicatii industriale dezvoltate pe baza rezultatelor muncii de cercetare din aceasta lucrare.

4. CONTRIBUTII LA SINTEZA GEOMETRICA OPTIMALA A MECANISMELOR GENERATOARE DE DREAPTA CU APLICATII IN CONSTRUCTIA DISPOZITIVELOR FLEXIBILE

4.1 Introducere

Fabricarea produselor in sisteme flexibile, presupune diversificarea dispozitivelor flexibile necesare interfatarii fluxului de materiale cu sistemul.

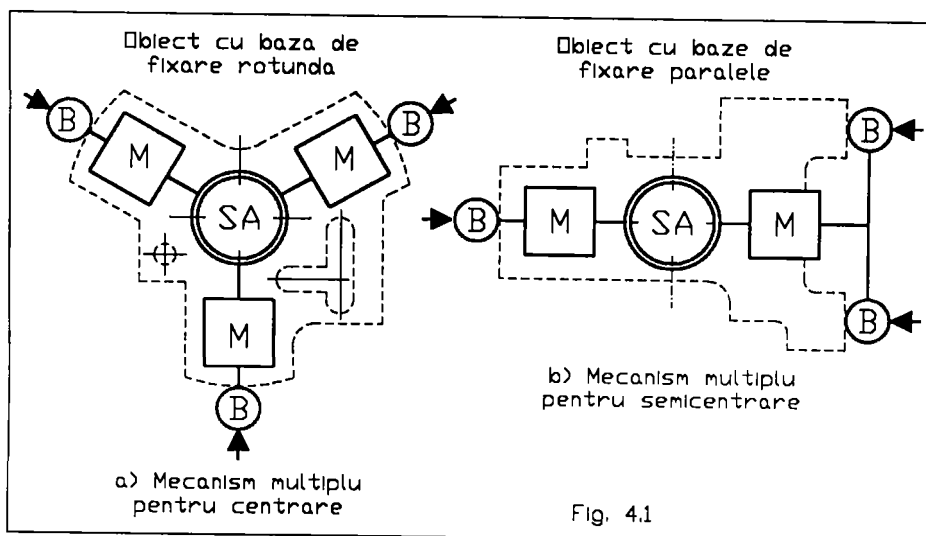
Astfel, pentru fixarea pieselor pe masinile unelte se utilizeaza dispozitive de lucru, intoarcerea pieselor se realizeaza cu dispozitive de orientare, pentru montarea sculelor in capete de forta se utilizeaza dispozitive de fixare rapida, magaziiile automate se doteaza cu dispozitive de depozitare, operatiile de manipulare cu roboti industriali se efectueaza prin intermediul dispozitivelor de prehensiune, etc.

Aceste dispozitive indeplinesc anumite conditii de centrare ceea ce determina numarul bacurilor necesare si simetria dispunerii lor in raport cu planul, axa sau centrul de simetrie al obiectului de fixat.

Dispozitivele flexibile se caracterizeaza prin urmatoarele insusiri:

- - lucreaza intre doua stari, respectiv deschisa si inchisa;
- - trecerea intre stari se executa in gol si rapid;
- - deplasarea bacurilor in raport cu baza de simetrie se efectueaza sincronizat;
- - incarcarea cu sarcina se produce in starea inchisa;
- - se prefera constructiile simple si ieftine, cu intretinere usoara si care sa ofere siguranta la functionarea de lunga durata.

Dezideratele enumerate pot fi indeplinite cu ajutorul mecanismelor generatoare de drepte multiple. Mecanismul multiplu (Fig. 4.1) se alcatuieste din



mai multe mecanisme generatoare de dreapta simple si identice M, sincronizate prin legarea intrarilor la acelasi sistem de actionare SA si avand fiecare, elementul condus solidarizat in punctul trasor cu cate un bac B (Fig. 4.1-a), sau un grup rigid de bacuri (Fig. 4.1-b).

Pentru sinteza rapida a acestor mecanisme cu mijloace CAD, apare nevoia unui algoritm unitar, valabil pentru toate structurile simple capabile de trasarea cat mai precisa a traiectoriei rectiliniiare.

Metodele de sinteza actuale nu indeplinesc simultan cerintele formulate, fie pentru ca sunt bazate pe curbe de biela particulare (conice, cicloide, hipocicloide, lemniscatoide, concoide) depinzind de structura mecanismului, fie pentru ca pornind de la curbe de biela generale (cuartice, sextice), utilizeaza principiul sintezei pozitionale (metoda conturului, metoda conexiunilor, metoda curbelor suport), dar acestea furnizeaza mecanisme care traseaza dreapta cu abateri.

4.2 Sinteza geometrica unitara a mecanismelor de generare exacta a dreptei

Metoda de sinteza dezvoltata in continuare isi propune sa raspunda la doua deziderate esentiale:

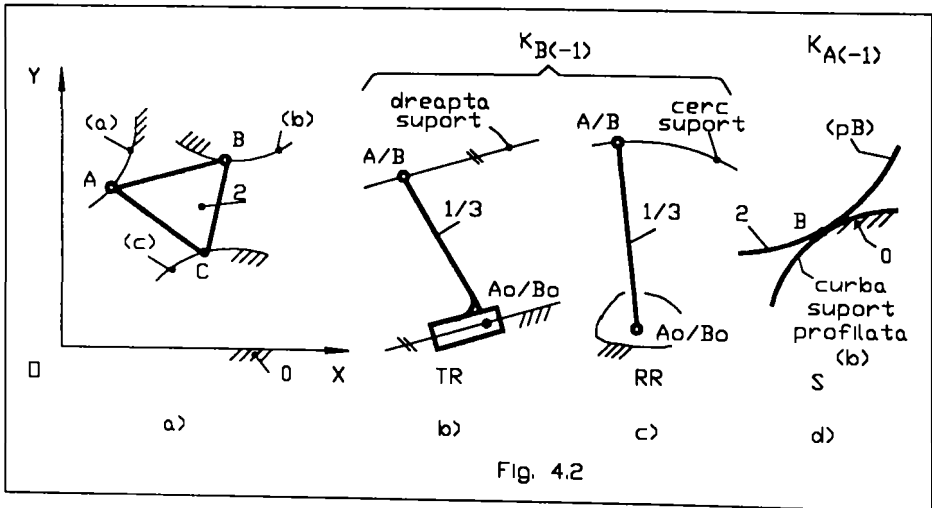
- - sa fie valabila pentru toate structurile desmodrome simple;
- - sa fie compatibila cu problema generarii exacte a dreptei.

4.2.1 Structuri desmodrome simple

Cele mai simple mecanisme generatoare de traiectorie sunt plane. La acestea elementul condus 2 este o biela cu trei puncte semnificative (Fig.4.2-a).

Doua dintre aceste puncte reprezinta punctele de sprijin A si B, iar al treilea constituie punctul trasor C.

Pentru formarea structurilor desmodrome simple, biela se etajeaza fata de elementul fix 0, pe doua conexiuni alese din trei uzuale (Fig.4.2-b,c,d). Conexiunile obliga punctele de sprijin sa urmareasca fiecare cate o curba suport (a) respectiv (b), imprimand bielei o deplasare determinata.



Numarul structurilor care se pot forma este dat de aranjamentul cu repetitie a trei conexiuni repartizate in doua puncte de sprijin, cate una in fiecare, fiind egal cu $N_t = 3^2 = 9$.

Miscarea de intrare este fie de translatie fie de rotatie, deci curba suport corespunzatoare (a) nu poate fi decat dreapta sau cerc. Pentru reproducerea curbei (a) sunt deaceea suficiente variantele TR sau RR ale conexiunii $K_{B(-1)}$.

Eliminarea conexiunii $K_{A(-1)}$ atrage diminuarea lui N_t cu $N_e = 3^1 = 3$ structuri. Deci, numarul structurilor desmodrome distincte ramane $N = N_t - N_e = 9 - 3 = 6$. Aceasta oferta este sistematizata in Tab. 4.1 dupa forma curbelor suport.

Tab. 4.1

Oferta structurilor desmodrome sistematizate dupa forma curbelor suport			
Nr. crt.	(a)	(b)	Simbolul structurii
1	dreapta	dreapta	TRRT
2	dreapta	cerc	TRRR
3	dreapta	curba profilata	TRS
4	cerc	dreapta	RRRT
5	cerc	cerc	RRRR
6	cerc	curba profilata	RRS

4.2.2 Conditia generarii exacte a traiectoriei. Curbe de baza.

Desmodromia este necesara dar insuficienta pentru generarea exacta a unei traiectorii (c). Pentru realizarea generarii exacte este nevoie de inca o conditie care sa asigure amplasarea corelata intr-un reper OXY fix (Fig.4.2-a) a fiecareia dintre curbele suport si a traiectoriei de generat.

Deoarece la deplasarea bielei, configuratia punctelor A, B si C pastreaza geometria constanta la structurile articulate (cu conexiuni $K_{B(-1)}$), sau variaza dupa o lege determinata de forma, dimensiunile si amplasamentul profilelor in contact la structurile in care exista si o cupla cinematica superioara (o conexiune $K_{A(-1)}$), cele trei traiectorii (a), (b) si (c) alcatuiesc impreuna un sistem de curbe dependente.

Solutionarea problemei exactitatii de generare revine atunci la formarea unui triplet de curbe dependente pornind de la alegerea independenta a doua dintre ele, numite curbe de baza si deducerea celei de-a treia curbe din conditia de dependenta propusa.

In grupul curbelor de baza se include inainte de toate dreapta de generat (c) si apoi curba suport (a) cu forma dictata de miscarea de intrare.

Cunoasterea curbelor de baza permite exprimarea ecuatiilor acestora:

$$F_c(X, Y) = 0 \quad (4.1)$$

$$F_a(X, Y) = 0 \quad (4.2)$$

Pentru amplasarea curbei suport (b) trebuie gasita ecuatia ei:

$$F_b(X, Y) = 0 \quad (4.3)$$

Conditia de dependenta:

$$F_b = f(F_c, F_a) \quad (4.4)$$

se formuleaza astfel incat gradul functiei F_b sa corespunda cu gradul curbei (b) pentru structura aleasa din oferta.

Folosirea curbelor de baza (a) si (c) avand gradele cele mai mici din tripletul (a)-(b)-(c), usureaza stabilirea premeditata a conditiei (4.4) pentru sinteza oricarei curbe (b), algebrica sau transcendentă, cu rezerva sa nu existe limite practice de ordin tehnologic la profilarea ei.

Cele de mai sus fundamenteaza abordarea unitara in continuare a sintezei structurilor simple articulate si a celor cu cupla superioara, in ordine, conform ofertei clasificate in Tab.4.1.

4.2.3 Structura TRRT

Daca structura TRRT genereaza o dreapta, toate curbele tripletului (a)-(b)-(c) sunt drepte, iar functiile F_a , F_b si F_c vor fi de gradul unu. Pentru a lasa invariata clasa acestor functii, conditia (4.4) trebuie sa exprime o dependenta liniara de forma:

$$F_b = \lambda_c F_c + \lambda_a F_a \quad (4.5)$$

in care λ_c si λ_a sunt constante arbitrare.

Conditia (4.5) nu depinde de orientarea relativa a dreptelor de baza. Pentru a tine seama de orientarea bazelor in cele ce urmeaza se trateaza separat sinteza structurii TRRT cu baze ortogonale (notate in continuare cu TRRT-O) si a celor cu baze inclinate (notate in continuare cu TRRT-I).

4.2.3.1 Structura TRRT - O

Daca reperul ortogonal OXY se alege cu axa absciselor suprapusa pe dreapta (c), iar dreapta (a) se admite pe axa ordonatei, atunci bazele sunt ortogonale (Fig. 4.3), iar functiile de baza vor avea cele mai simple expresii:

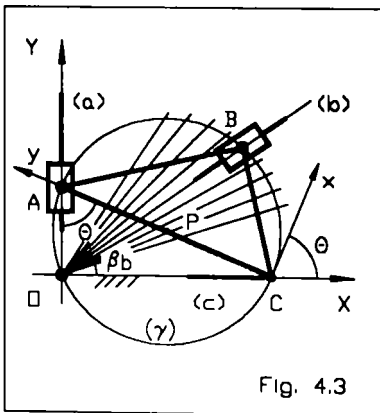


Fig. 4.3

$$F_c = Y \quad (4.6)$$

$$F_a = X \quad (4.7)$$

In acest caz, prin inlocuirea lui (4.6) si (4.7) in (4.5), iar a rezultatului in (4.3) se obtine ecuatia:

$$\lambda_c Y + \lambda_a X = 0 \quad (4.8)$$

avind forma explicita:

$$Y = mX \quad (4.9)$$

unde prin notatia:

$$m = -\lambda_a / \lambda_c = \operatorname{tg} \beta \quad (4.10)$$

s-a introdus coeficientul unghiular al dreptei (4.9) cu unghiul de panta β .

Arbitraritatea constantelor arata ca unghiul β poate avea o infinitate de valori, deci exista tot atatea orientari posibile ale dreptelor liniar dependente. Multimea acestor drepte alcatuieste un fascicul cu virful in O. Oricare dreapta a fasciculului poate fi aleasa ca dreapta suport (b) daca se precizeaza unghiul:

$$\beta = \beta_b \quad (4.11)$$

Punctele de biela care in reperul OXY traseaza dreptele fasciculului, in planul bielei se gasesc distribuite pe locul geometric denumit curba punctelor pe drepte.

Tinand seama de faptul ca dreptele (4.9) sunt concurente in virful fasciculului, curba punctelor pe drepte coincide cu traiectoria virfului in raport cu biela.

Pentru descrierea acestei traiectorii printr-un model matematic se considera un reper Cxy atasat bielei, avind axa ordonatelor orientata prin punctele de baza C si A (Fig. 4.3).

Avand in vedere ca vectorul de pozitie a lui O in raport cu C urmareste traiectoria, se pune problema determinarii acestui vector, stiind deocamdata ca trebuie cautata in forma:

$${}^cO = [x \ y \ 1]^t \quad (4.12)$$

Se cunoaste vectorul de pozitie al punctului O in reperul OXY:

$${}^oO = [0 \ 0 \ 1]^t \quad (4.13)$$

si operatorul de trecere al reperului Cxy in OXY:

$${}^oT_c = \begin{bmatrix} c\theta & -s\theta & X \\ s\theta & c\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

Cum vectorul cO se transforma in oO dupa relatia:

$${}^oO = {}^oT_c * {}^cO \quad (4.15)$$

pentru determinarea lui cO se impune aplicarea transformarii inverse:

$${}^cO = {}^oT_c^{-1} * {}^oO \quad (4.16)$$

Inlocuind (4.12), (4.13) si (4.14) in (4.16) si efectuind calculele se obtine:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -X \cos\theta \\ X \sin\theta \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Notand lungimea constanta a segmentului de biela AC cu:

$$l_{AC} = d \quad (4.18)$$

si observand ca abscisa X a punctului trasor, respectiv unghiul de orientare θ a bielei, sunt legate prin relatia:

$$X = d \sin\theta \quad (4.19)$$

ecuatia matriciala (4.17), dupa inlocuirea lui (4.19) devine:

$$\begin{bmatrix} x \\ y \\ 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -d \sin 2\theta / 2 \\ d(1 - \cos 2\theta) / 2 \\ 1 \end{bmatrix} \quad (4.20)$$

Astfel, componentele vectorului $^{\circ}O$ sunt:

$$\begin{cases} x = -\frac{d}{2} \sin 2\theta \\ y = \frac{d}{2} (1 - \cos 2\theta) \end{cases} \quad (4.21)$$

Ele reprezintă ecuațiile parametrice ale traiectoriei virfului O în reperul Cxy . După relațiile (4.21), această traiectorie este o curbă biciclică, deci la o rotire a bielei cu unghiul $\theta = 2\pi$, virful O parcurge curba de două ori, deplasându-se de fiecare dată în același sens.

Prin eliminarea parametrului θ se obține ecuația carteziană a curbei:

$$x^2 + \left(y - \frac{d}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (4.22)$$

care arată că traiectoria respectivă este un cerc.

Asadar, curba punctelor pe drepte este cercul (γ) , având raza egală cu $d/2$ și centrul P definit în sistemul bielei (Fig. 4.3) prin coordonatele:

$$x_P = 0; \quad y_P = \frac{d}{2} \quad (4.23)$$

Segmentul AC reprezintă astfel diametrul cercului. Din cele de mai sus rezultă, că cercul punctelor pe drepte poate fi definit prin intermediul a trei puncte O , A și C , întrucât toate acestea îi aparțin.

În scopul valorificării rezultatului de mai sus în practica de proiectare, se recomandă precizarea pentru starea deschisă a dispozitivului flexibil abscisa X_1 a punctului C , iar în funcție de poziția sursei de mișcare, ordonata Y_1 a punctului A . Ori atunci, din triunghiul dreptunghic OAC rezultă:

$$d = \sqrt{X_1^2 + Y_1^2} \quad (4.24)$$

astfel că cercul punctelor pe drepte devine complet determinat fără să implice multe calcule.

Sinteza geometrică a structurii discutate presupune în continuare amplasarea punctului de sprijin B , care în raport cu biela trebuie să fie pe cercul punctelor pe drepte (4.22), iar în raport cu elementul fix pe o dreaptă (4.9) având direcția (4.11). Ținând cont de faptul că biela se deplasează împreună cu cercul punctelor pe drepte, se impune exprimarea ecuației acestui cerc față de reperul OXY .

Cunoscând diametrul și poziția centrului, ecuația cerută se poate exprima direct:

$$\left(X - \frac{d}{2} \sin \theta\right)^2 + \left(Y - \frac{d}{2} \cos \theta\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (4.25)$$

Coordonatele punctului B exprimate in reperul fix corespund solutiilor nebanale ale sistemului format din ecuatiile (4.25) si (4.9), fiind egale cu:

$$\begin{cases} X_B = [(\sin\theta + m \cos\theta) / (1+m^2)]d \\ Y_B = [m(\sin\theta + m \cos\theta) / (1+m^2)]d \end{cases} \quad (4.26)$$

Distanța $OB = r_B$ este atunci:

$$r_B = [(\sin\theta + m \cos\theta) / \sqrt{1+m^2}]d \quad (4.27)$$

si se modifica in functie de orientarea bieiei. Valoarea maxima a acestei distante este egala cu d , fiind atinsa numai daca unghiul β_b al dreptei suport alese este egalat de unghiul variabil dat de relatia:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \theta \quad (4.28)$$

obtinuta ca solutie a conditiei de extrema $dr_B / d\theta = 0$.

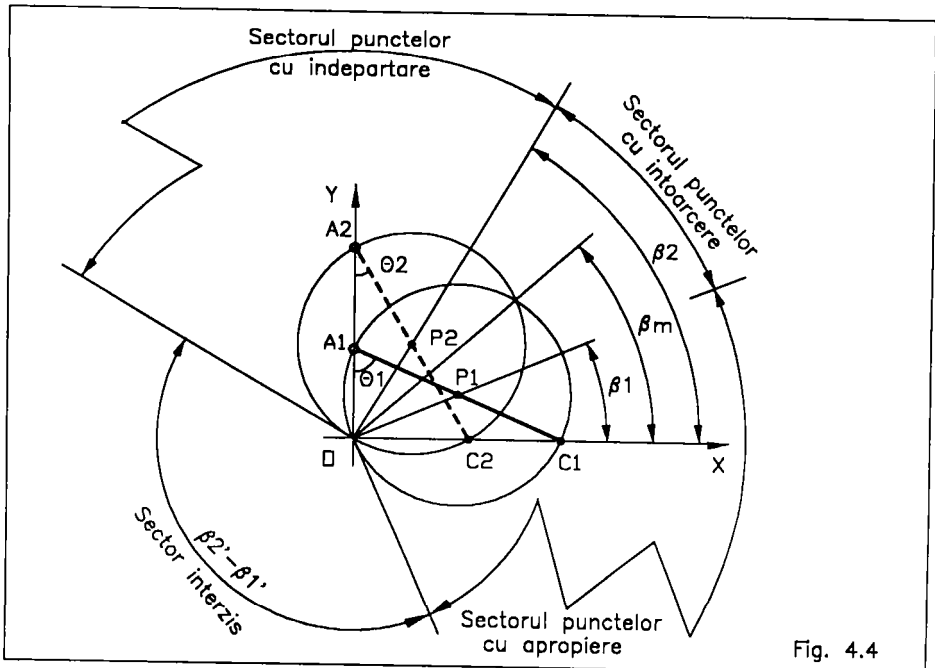


Fig. 4.4

Daca pentru trasarea segmentului C_1C_2 bieia lucreaza intre orientarile θ_1 si θ_2 (Fig. 4.4), atunci exista doua directii limita date de relatiile:

$$\beta_1 = \frac{\pi}{2} - \theta_1 \quad \text{si} \quad \beta_2 = \frac{\pi}{2} - \theta_2 \quad (4.29)$$

Cele doua directii limita si perpendicularele lor in origine delimiteaza patru sectoare in care daca se amplaseaza puncte de sprijin, ele se comporta diferit.

Astfel, daca directia β_b a dreptei suport se alege:

$$\beta_1 < \beta_b < \beta_2 \quad (4.30)$$

atunci punctul de sprijin se deplaseaza cu intoarcere.

In sectoarele pentru care:

$$\beta_2' = \beta_2 + \pi/2 > \beta_b \geq \beta_2 \quad (4.31)$$

$$\beta_1' = \beta_1 + 3\pi/2 < \beta_b \leq \beta_1 \quad (4.32)$$

punctul de sprijin se deplaseaza unisens (indepartand sau apropiind de O).

In sectorul:

$$\beta_2 + \pi/2 \leq \beta_b \leq \beta_1 + 3\pi/2 \quad (4.33)$$

cercul punctelor pe drepte nu are arc, deci aici nu pot fi amplasate drepte suport.

Orientarile limita ale bieiei se determina dupa (4.19) din:

$$\theta_1 = \arcsin(X_1/d) \quad \text{si} \quad \theta_2 = \arcsin(X_2/d) \quad (4.34)$$

cunoscand din tema abscisele X_1 si X_2 ale punctului trasor in cele doua pozitii limita C_1 respectiv C_2 , pe care le ocupa cand dispozitivul flexibil este deschis, respectiv inchis.

Pentru fiecare orientare limita a bieiei din relatia (4.27) rezulta cate o distanta r_{B1} respectiv r_{B2} . Lungimea ghidajului necesar pentru materializarea dreptei suport (b) va fi atunci:

$$s_B = r_{B2} - r_{B1} \quad (4.35)$$

daca β_b apartine intervalului (4.31) sau (4.32) si:

$$s_B = d - \min(r_{B1}, r_{B2}) \quad (4.36)$$

daca β_b apartine intervalului (4.30).

Lungimea activa a ghidajului pentru dreapta de baza (a) se calculeaza cu relatia:

$$s_A = Y_2 - Y_1 \quad (4.37)$$

unde:

$$Y_2 = d \cos \theta_2 \quad (4.38)$$

Coordonatele punctului B exprimate in planul bieiei se obtin cu relatiile de transformare punctuala in plan:

$$\begin{cases} x_B = Y_{B1} \sin \theta_1 + (X_{B1} - X_1) \cos \theta_1 \\ y_B = Y_{B1} \cos \theta_1 - (X_{B1} - X_1) \sin \theta_1 \end{cases} \quad (4.39)$$

unde X_{B1} si Y_{B1} pot fi calculate din (4.26) intrand cu θ_1 , sau mai simplu din:

$$\begin{cases} X_{B1} = r_{B1} \cos \beta \\ Y_{B1} = r_{B1} \sin \beta \end{cases} \quad (4.40)$$

Dimensiunile bieiei coincid cu lungimile laturilor triunghiului dreptunghic ABC (Fig. 4.3), in care lungimea ipotenuzei este stabilita deja prin relatia (4.18), iar lungimile catetelor sunt:

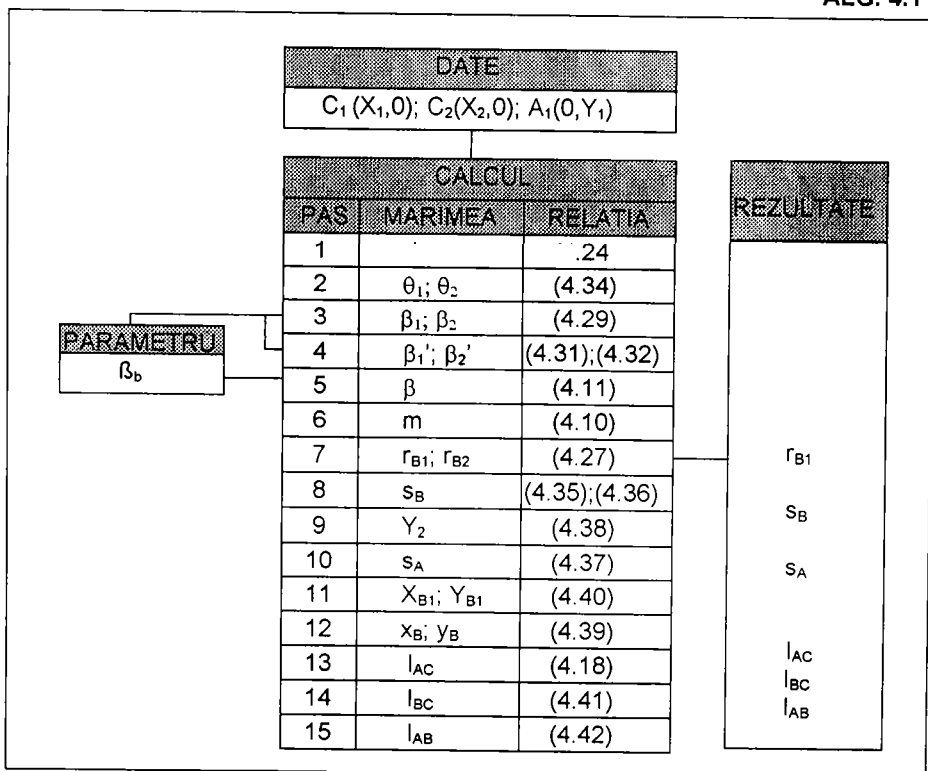
$$l_{BC} = \sqrt{x_B^2 + y_B^2} \quad (4.41)$$

respectiv:

$$l_{AB} = \sqrt{d^2 - l_{BC}^2} \quad (4.42)$$

Aplicarea in proiectare a teoriei descrise mai sus devine pragmatica daca calculele se organizeaza dupa algoritmul ALG. 4.1.

ALG. 4.1



Intrarea in algoritm pretinde cunoasterea coordonatelor punctului trasor in cele doua stari ale dispozitivului flexibil, cat si coordonatele punctului de sprijin conducator in starea deschisa. Cu cele sase coordonate de intrare algoritmul

genereaza tot sase marimi de iesire care reprezinta dimensiunile sintetizate ale structurii TRRT-O.

Valorile dimensiunilor elementelor depind de un singur parametru (unghiul de panta al dreptei suport (b)), asa incat, sinteza structurii TRRT - O generatoare exacta a dreptei, admite o simpla infinitate de solutii. Cunoasterea rezultatelor de la pasii 3 si 4, permite alegerea parametrului in afara sectorului interzis.

Trebuie remarcat, ca prin alegerea bazelor ortogonale suprapuse cu axele de coordonate, trei din cele sase coordonate de intrare in algoritmul de sinteza sunt nule. Lipsa acestor coordonate din formulele algoritmului este benefica prin faptul, ca minimizeaza numarul operatiilor de calcul necesar in vederea sintezei geometrice a structurii TRRT-O.

4.2.3.2 Structura TRRT - I

La aceasta structura dreptele de baza (c) si (a*) sunt inclinate una fata de alta cu un unghi oarecare $\beta_a \neq \pi/2$ (Fig. 4.5). Reperul ortogonal OXY fix se alege ca si la structura cu baze ortogonale, avand axa absciselor suprapusa pe dreapta (c) si originea confundata cu punctul de concurenta al dreptelor de baza.

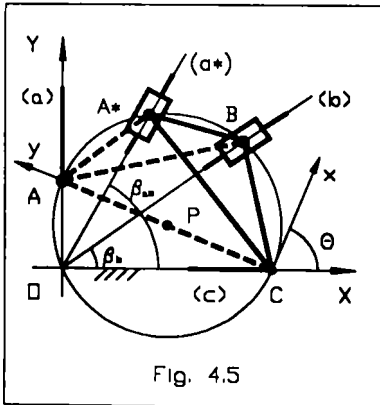


Fig. 4.5

Datele inițiale exprimate în acest reper sunt coordonatele punctelor de baza $A_1^*(X_1^*, Y_1^*)$ si $C_1(X_1, 0)$ pentru starea deschisa a dispozitivului flexibil, respectiv coordonatele punctului trasor $C_2(X_2, 0)$ din starea inchisa.

Problema sintezei consta si in acest caz in amplasarea dreptei suport (b) fata de reperul fix, respectiv al punctului de sprijin B fata de biela astfel, ca punctul C sa traseze fara abateri segmentul de dreapta $C_1C_2 \in (c)$. Trasarea exacta a segmentului drept C_1C_2 este posibila numai daca punctele de biela A^* , B si C se deplaseaza pe traiectorii (a*), (b) si (c) linear dependente. Ori, aceasta conditie este indeplinita numai daca cele trei puncte apartin in-

planul bielei cercului punctelor pe drepte. Ecuația acestui cerc poate fi exprimata, deoarece se cunosc trei puncte A_1^* , C_1 si O care ii apartin:

$$\begin{vmatrix} X^2 + Y^2 & X & Y & 1 \\ X_1^{*2} + Y_1^{*2} & X_1^* & Y_1^* & 1 \\ X_1^2 & X_1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 0 \quad (4.43)$$

Cercul punctelor pe drepte intersecteaza axa ordonatei in punctul $A_1(0, Y_1)$. Ordonata Y_1 rezulta din conditia de apartanenta a punctului A_1 de cerc. Operand aceasta conditie in (4.43) si reducand rangul determinantului se obtine:

$$\begin{vmatrix} Y_1^2 & 0 & Y_1 \\ X_1^{*2} + Y_1^{*2} & X_1^* & Y_1^* \\ X_1^2 & X_1 & 0 \end{vmatrix} = 0 \quad (4.44)$$

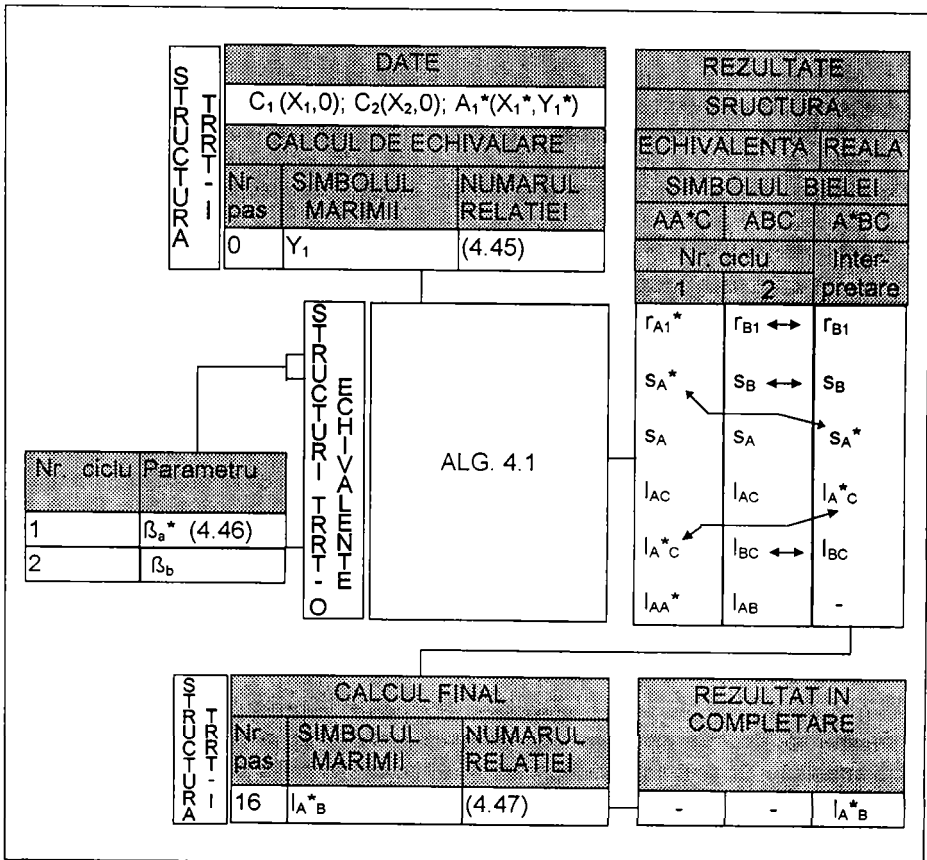
Solutia nenula a ecuatiei precedente reprezinta ordonata cautata:

$$Y_1 = \frac{X_1'^2 + Y_1'^2 - X_1 X_1'}{Y_1'} \quad (4.45)$$

Cunoasterea punctului A_1 permite definirea a doua structuri TRRT - O fictive (trasate cu linii intrerupte in Fig. 4.5), cu bazele (a) si (c) comune, dar cu punctele de sprijin conduse amplasate diferit, in $A_1 \in (a')$ la prima, respectiv in $B_1 \in (b)$ la a doua. Cele doua structuri TRRT - O sunt echivalente structurii TRRT - I considerata initial, deoarece au baza (c) comuna, care apartine aceluasi fascicol de drepte linear dependente ca si dreptele de sprijin (a), (a') respectiv (b).

In baza proprietatii descrise, sinteza geometrica a structurii TRRT - I avand biela $A_1^*B_1C_1$, este reducibila la sinteza consecutiva a celor doua structuri TRRT - O echivalente, avand bielele $A_1A_1^*C_1$, respectiv $A_1B_1C_1$. Sinteza dedublata se executa conform algoritmului ALG. 4.2 si are avantajul ca reutilizeaza algoritmul ALG. 4.1 de la structura cu baze ortogonale.

ALG.4.2



Dupa intrarea in algoritm cu datele precizate in tema, se trece la inlocuirea structurii TRRT - I prin structurile TRRT - O echivalente.

Partea reutilizata a algoritmului se parcurge in doua cicluri, avand ca parametrii unghiurile de orientare ale dreptelor suport aferente structurii cu baze inclinate. Unghiul:

$$\beta_a^* = \arctg \frac{Y_1^*}{X_1^*} \quad (4.46)$$

depinde de datele de intrare, de aceea trebuie verificat (in baza rezultatelor obtinute la pasii 3 si 4 din algoritmul reutilizat), ca dreapta suport (a^*) sa fie in afara sectorului interzis. Unghiul β_b se alege.

Din fiecare ciclu rezulta o coloana de rezultate, semnificand dimensiunile elementelor celor doua structuri TRRT - O echivalente. Cinci din totalul de sase perechi de dimensiuni obtinute prin ciclare, au corespondent la elementele structurii TRRT - I, fiind marcate cu sageti in tronsonul de rezultate al algoritmului. A sasea dimensiune, reprezinta lungimea segmentului de biela A*B si se poate calcula (pasul de calcul nr. 16) cu relatia:

$$l_{A^*B} = \sqrt{(r_{A1}^* \sin \beta_{a^*} - r_{B1} \sin \beta_b)^2 + (r_{A1}^* \cos \beta_{a^*} - r_{B1} \cos \beta_b)^2} \quad (4.47)$$

lungimile din membrul doi fiind stabilite in prima linie a fisierului de rezultate.

Deoarece dimensiunile elementelor depind de un singur parametru β_b (unghiul β_{a^*} fiind precizat prin date initiale), sinteza geometrica a structurii TRRT - I servind pentru generarea exacta a dreptei, admite o simpla infinitate de solutii.

4.2.4 Structura TRRR

La aceasta structura curbele de baza (a) si (c) sunt drepte, deci punctele de biela A si C care le traseaza trebuie sa apartina cercului punctelor pe drepte. Curba suport (b) este insa cerc si atunci conditia (4.4) trebuie sa asigure o corespondenta patratica in raport cu dreptele de baza (a) si (c).

Daca exista puncte B care sa descrie cercuri fata de elementul fix, locul lor geometric reprezinta in planul bielei curba punctelor pe cercuri.

Pentru ca structura TRRR sa traseze exact dreapta de generat (c), conexiunea RR cu care se reproduce cercul (b), trebuie amplasata fata de biela intr-un punct al curbei punctelor pe cercuri, iar in raport cu elementul fix in centrul cercului.

Deoarece o structura cu baze inclinate este reductibila la o pereche de structuri cu baze ortogonale echivalente, curba punctelor pe cercuri se va deduce pentru cazul structurii TRRR - O.

4.2.4.1 Structura TRRR - O

Problema amplasarii conexiunii RR pentru reproducerea cercului suport (b), revine la gasirea punctelor B din planul bielei si al punctelor B_0 din planul elementului fix astfel ca ele sa ramina echidistante cand punctele A si C urmaresc dreptele de baza exact (Fig. 4.6).

Cunoscandu-le din datele temei coordonatele punctelor A si C pentru starea deschisa a dispozitivului flexibil (cat si coordonatele lui C pentru starea inchisa), amplasarea cercului punctelor pe drepte fata de reperul OXY fix este univoc

determinata de punctele O, A si C. Ca urmare, situarea bielei este determinata de catre reperul Cxy atasat acesteia cu axa Cy orientata pe directia CA.

Fie:

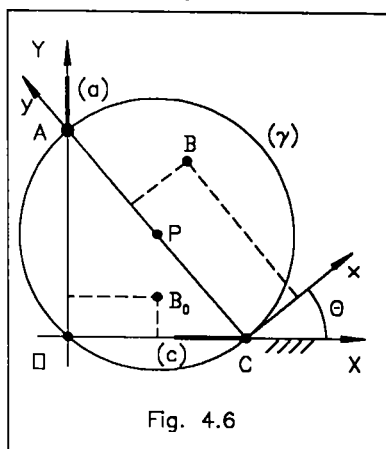


Fig. 4.6

$${}^c B = [x \ y \ 1]^t \quad (4.48)$$

vectorul de pozitie al unui punct curent de biela B, exprimat fata de reperul Cxy, apoi:

$${}^o B = [X_B \ Y_B \ 1]^t \quad (4.49)$$

vectorul de pozitie al aceluasi punct, dar exprimat fata de reperul OXY si in fine:

$${}^o B_0 = [X_0 \ Y_0 \ 1]^t \quad (4.50)$$

vectorul de pozitie al unui punct curent B₀ al elementului fix, exprimat in raport cu reperul OXY.

Intrucit ${}^c B$ se transforma in ${}^o B$ dupa o relatie analoaga cu (4.15) se poate scrie:

$${}^o B = {}^o T_c * {}^c B \quad (4.51)$$

Vectorul de pozitie al punctului B in raport cu punctul B₀, exprimat in reperul OXY, dupa notiile (4.49) si (4.50) este:

$${}^{B_0} B = {}^o B - {}^o B_0 \quad (4.52)$$

care, dupa inlocuirea lui (4.51) devine:

$${}^{B_0} B = {}^o T_c * {}^c B - {}^o B_0 \quad (4.53)$$

Deoarece relatiile (4.52) si (4.53) exprima acelasi vector, se poate scrie:

$${}^o B - {}^{B_0} B = {}^o T_c * {}^c B - {}^o B_0 \quad (4.54)$$

Tinind cont de notiile (4.48), (4.14), (4.49), (4.50) si de relatia (4.19), forma dezvoltata a relatiei (4.54) este:

$$\begin{bmatrix} X_B - X_0 \\ Y_B - Y_0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} x \cos \theta + (d - y) \sin \theta - X_0 \\ x \sin \theta + y \cos \theta - Y_0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (4.55)$$

Pentru ca punctele B si B₀ sa-si pastreze distanta intre ele constanta, vectorul ${}^{B_0} B$ trebuie sa aibe modulul constant. Aceasta conditie se exprima prin:

$$(X_B - X_0)^2 + (Y_B - Y_0)^2 = \text{const} \quad (4.56)$$

Inlocuind termenii din membrul stang al acestei relatii prin elementele ecuatiei matriciale (4.55) si efectuand ridicarile la putere se obtine ecuatie:

$$F(\theta) = \text{const} \quad (4.57)$$

unde cu $F(\theta)$ s-a notat functia:

$$F(\theta) = d^2 \sin^2 \theta + (2d \sin \theta - X_0)(x \cos \theta - y \sin \theta) - 2Y_0(x \sin \theta + y \cos \theta) - 2X_0 d \sin \theta + X_0^2 + Y_0^2 + x^2 + y^2 \quad (4.58)$$

Pentru ca aceasta functie sa se reduca la o constanta asa cum o cere (4.57), trebuie indeplinita conditia:

$$\frac{dF(\theta)}{d\theta} = 0 \quad (4.59)$$

de unde rezulta:

$$2dx \cos 2\theta + d(d - 2y) \sin 2\theta + (X_0 x + 2Y_0 y) \sin \theta + (X_0 y - 2Y_0 x - 2X_0 d) \cos \theta = 0 \quad (4.60)$$

Aceasta egalitate este indeplinita pentru orice θ numai daca coeficientii sunt nuli:

$$\begin{cases} 2dx = 0 \\ d(d - 2y) = 0 \\ X_0 x + 2Y_0 y = 0 \\ X_0 y - 2Y_0 x - 2X_0 d = 0 \end{cases} \quad (4.61)$$

Solutiile acestui sistem de patru ecuatii cu patru necunoscute x , y , X_0 si Y_0 sunt:

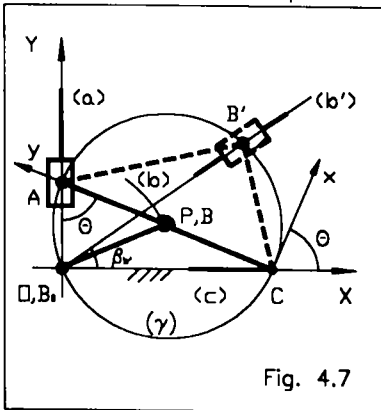


Fig. 4.7

$$\begin{cases} x = 0 \\ y = \frac{d}{2} \end{cases} \quad (4.62)$$

respectiv:

$$\begin{cases} X_0 = 0 \\ Y_0 = 0 \end{cases} \quad (4.63)$$

Asadar, punctul $B(x, y)$ din reperul Cxy si punctul $B_0(X_0, Y_0)$ din reperul OXY , pastreaza echidistanta relativa cand punctele A si C urmaresc dreptele de baza, numai daca primul are coordonatele (4.62), iar al doilea coordonatele (4.63). Ori in acest caz, curba punctelor pe cercuri are un singur punct B , confundat cu centrul P al curbei punctelor pe drepte. Acest punct traseaza un

cerc suport (b) unic, avand centrul B_0 amplasat in punctul de concurenta O al dreptelor de baza (Fig. 4.7).

Lungimea elementului conexiunii RR necesara pentru reproducerea cercului (b) este egala evident cu raza cercului punctelor pe drepte, deci poate fi calculata cu relatia:

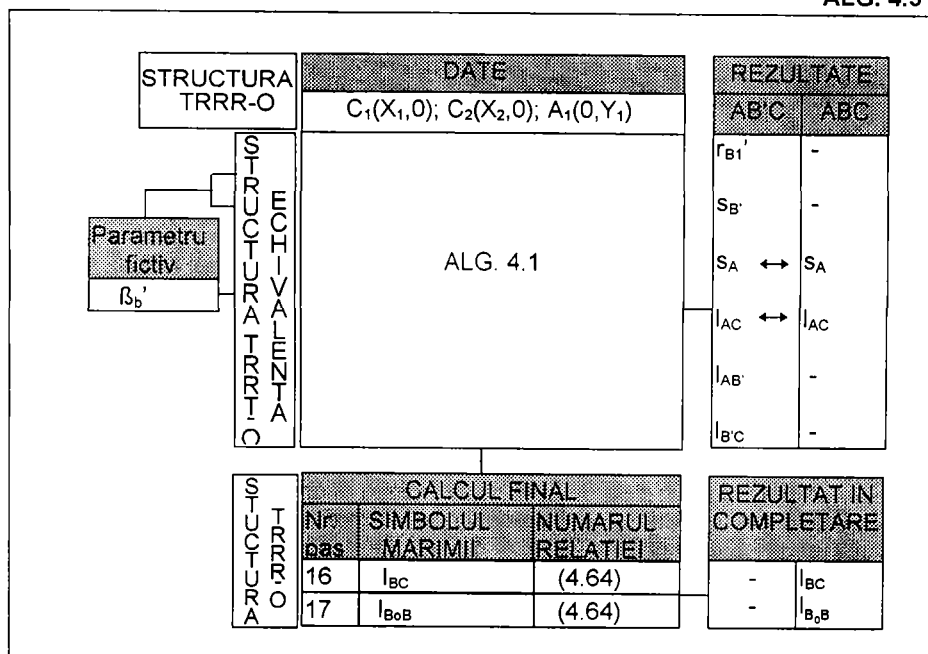
$$l_{B_0B} = \frac{d}{2} = l_{BC} \quad (4.64)$$

Din cele descrise mai sus rezulta ca, prin intrarea succesiva cu datele initiale precizate la inceputul paragrafului, in relatii (4.24), (4.62), (4.63) si (4.64), se pot obtine dimensiunile tuturor elementelor aferente structurii TRRR - O destinata generarii exacte a dreptei. Desi implica un numar redus de pasi de calcul, aceasta abordare a sintezei geometrice prezinta dezavantajul specializarii excesive a metodei pe structura discutata.

Pentru unitarizarea sintezei geometrice a structurii TRRR - O cu cea elaborata pentru structura TRRT - O, se considera o structura fictiva de ultimul tip, echivalenta structurii de primul tip. Echivalenta se asigura prin impunerea la cele doua structuri a acelorasi puncte de baza A respectiv C , pentru a urmasii la randul lor aceleasi drepte de baza (a) respectiv (c). Conditia de mai sus, presupune amplasarea punctului de sprijin condus B' al structurii echivalente, pe cercul punctelor pe drepte (evident, ca acest cerc este acelasi la cele doua structuri pentru ca punctele O , A si C sunt aceleasi). Directia $\beta_{b'}$ a dreptei suport (b') poate fi aleasa arbitrar cu mentiunea sa nu orienteze dreapta suport in sectorul interzis (Fig. 4.4).

Sinteza geometrica unitarizata a structurii TRRR - O initiale si a structurii TRRT - O echivalente este redata in algoritmul ALG. 4.3.

ALG. 4.3



Intrarea in algoritm se efectueaza cu datele initiale ale structurii TRRR - O, acestea reprezentand date initiale si pentru structura TRRT - O echivalenta. In continuare calculele se efectueaza conform algoritmului ALG. 4.1 reutilizat (cu 15 pasi de calcul).

Dintre cele sase marimi dimensionale aferente structurii TRRT - O echivalente, cele doua marimi marcate in tronsonul de rezultate cu sageti, sunt marimi dimensionale si pentru structura TRRR - O. Lungimea segmentului de biela BC si a elementului conexiunii conduse B₀B se determina conform tronsonului de calcul final (pasii 16 si 17).

Din cauza coliniaritatii punctelor A, B si C, respectiv din cauza egalitatii dintre lungimile segmentelor de biela AB si BC (doua conditii), numarul dimensiunilor de sinteza la structura TRRR - O se reduce in comparatie cu structura TRRT - O, de la sase la patru.

Deoarece punctele B si B₀ sunt univoc determinate prin relatiile (4.62) si (4.63), sinteza geometrica a structurii TRRR - O efectuata in baza conditiei de generare exacta a dreptei, admite o singura solutie pentru un set impus de date initiale (parametrul in algoritmul ALG. 4.3 este fictiv, referindu-se la structura echivalenta si nu la cea sintetizata).

4.2.4.2 Structura TRRR - I

Fata de structura TRRR - O, la structura TRRR - I, unghiul dintre dreptele de baza $\beta_a^* \neq \pi / 2$ (Fig. 4.8).

Ca date initiale pentru sinteza se precizeaza coordonatele punctului conducator A* si al punctului trasor C pentru starea deschisa a dispozitivului flexibil si coordonatele punctului C in starea inchisa. Toate coordonatele se precizeaza fata de reperul fix OXY. Se cer dimensiunile de sinteza.

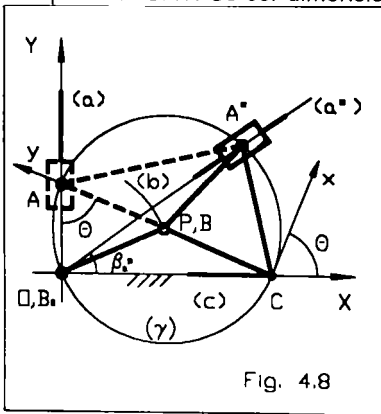


Fig. 4.8

Deoarece punctele C si A* trebuie sa urmareasca dreptele (a) si (c) exact, ele apartin cercului punctelor pe drepte (gamma). Cercul (gamma) este univoc determinat prin punctele cunoscute O, C si A*, ori atunci se poate scrie:

$$l_{B_0B} = l_{BC} = l_{BA^*} = \frac{d}{2} \tag{4.65}$$

Cercul (gamma) intersecteaza axa OY in punctul A, care conform paragrafului 4.2.3.2 este diametral opusul lui C.

Conturul OBA reprezinta o structura TRRR - O, echivalenta cu structura TRRR - I iscusita a a, cu conditia ca cele doua structuri sa

posede acelasi punct trasor C. Desigur, in acest caz, dreptele (a), (a*) si (c) vor alcatui un triplet de drepte linear dependente.

Pentru unitarizarea procesului de sinteza geometrica a structurii TRRR - I cu structurile de tip TRRT, se impune in continuare inlocuirea structurii TRRR - O reprezentata prin conturul OBA si avind punctul trasor in C, cu o structura TRRT - O echivalenta. Conform paragrafului anterior, aceasta echivalare presupune impunerea la structura inlocuitoare a acelasii puncte de baza A respectiv C, ca si la structura inlocuita si alegerea punctului de sprijin condus la structura noua pe

Cercul suport (b) fiind univoc determinat din datele initiale impuse rezulta, ca sinteza geometrica a structurii TRRR - I admite o singura solutie.

4.2.5 Structura TRS

La structura TRS generatoare exacta a dreptei, curbele de baza (a) si (c) sunt drepte, ori atunci punctele A si C care le traseaza in reperul OXY fix, apartin in planul bieiei, cercului punctelor pe drepte.

Curba suport (b) reprezinta un profil al elementului fix reciproc infasurat cu profilul (p_B) al bieiei, constituind in punctul lor de contact o cupla superioara (Fig.4.2-d). Cele doua profile reciproc infasurate pot fi descrise teoretic prin curbe algebrice sau transcendente de orice fel, motiv pentru care structurile TRS admit numeroase variante. Limitarea practica impusa acestor curbe este sa fie usor conturabile tehnologic. Din acest punct de vedere sunt preferate dreptele si cercurile. In functie de forma adoptata pentru curba suport a punctului de sprijin condus se deosebesc in consecinta doua variante ale structurii TRS:

- TRSD - la care curba suport a punctului de sprijin condus este o dreapta;
- TRSC - la care curba suport a punctului de sprijin condus este un cerc.

In cadrul sintezei geometrice a structurilor TRS avand curbele de baza drepte, se pune aceasi problema de determinare a dimensiunilor principale ale elementului fix si bieiei, pornind de la pozitiile impuse punctului trasor in starile deschisa si inchisa ale dispozitivului flexibil, si pozitia punctului de sprijin conductor in prima stare.

4.2.5.1 Structura TRSD

Aceste structuri reprezinta transformatele structurale izocinetice ale structurilor TRRT. Prin transformarea respectiva, conexiunea $K_{(B,1)}$ condusa de tip TR a structurii vechi, este inlocuita cu o conexiune $K_{(A,1)}$ de tip S a structurii noi (Fig. 4.2-b,d). Pentru asigurarea caracterului izocinetic al transformarii, dreapta suport (b^*) a sturcturii TRSD noi trebuie orientata paralel cu dreapta suport (b) a structurii TRRT vechi (Fig. 4.9, Fig. 4.10, Fig. 4. 11, Fig.4. 12).

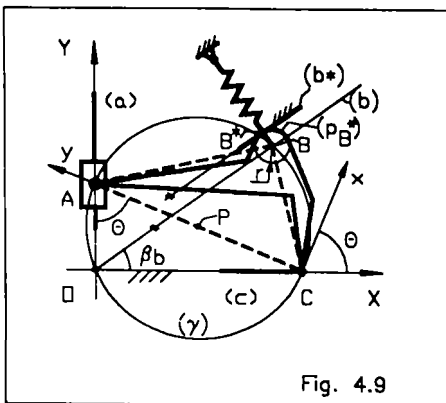


Fig. 4.9

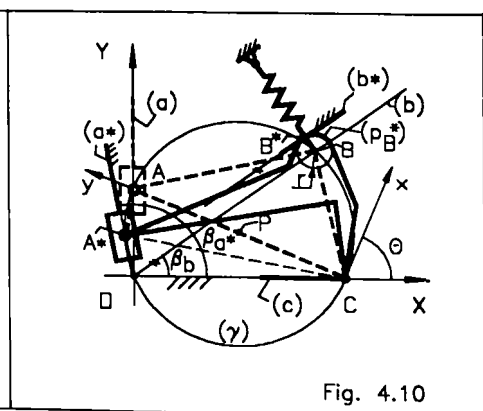


Fig. 4.10

Daca distanta dintre dreptele (b) si (b^*) este r , atunci profilul (p_{B^*}) al bieiei, reciproc infasurat dreptei (b^*), este cercul de raza r , avand centrul in punctul de sprijin condus B al structurii TRRT initiale. Marimea razei r depinde de conditiile

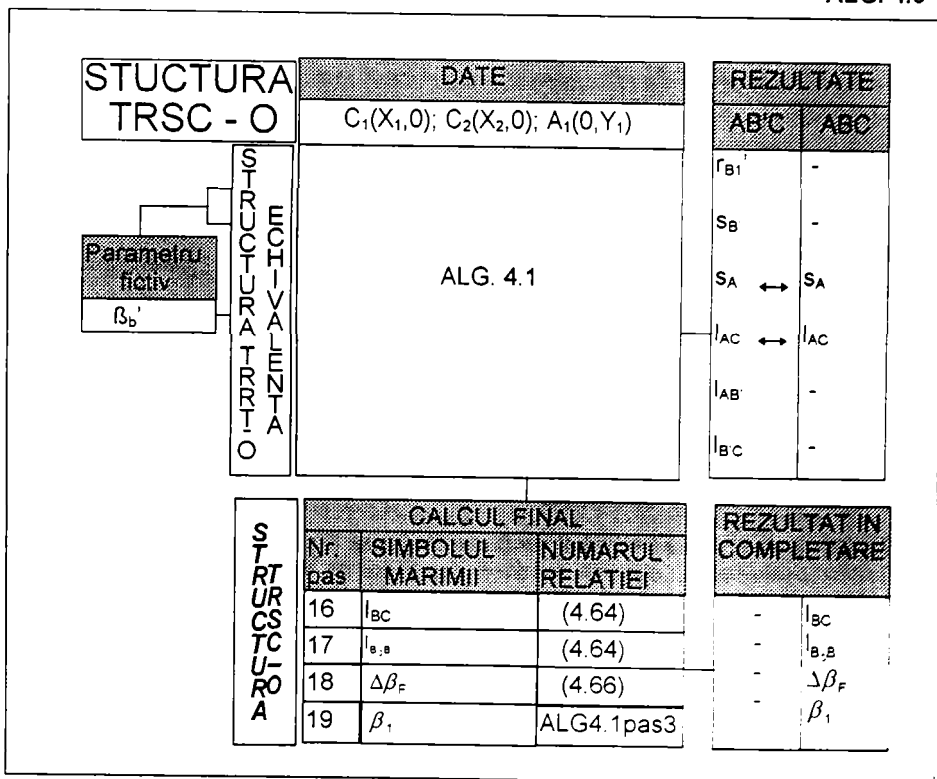
In consecinta, sinteza geometrica a structurilor TRSC - O poate fi dezvoltata din algoritmul ALG. 4.3, iar sinteza geometrica a structurilor TRSC - I, din algoritmul ALG. 4.4. Modificarea necesara in algoritmeele citate este minimala si vizeaza stabilirea unghiului la centrul B_0 al ghidajului circular, folosit pentru materializarea cercurilor suport (b^*). Acest unghi este dat de relatia:

$$\Delta\beta_F = \beta_2 - \beta_1 \quad (4.66)$$

unde unghiurile limita β_1 si β_2 sunt cunoscute din pasul trei al algoritmului reutilizat ALG. 4.1. Pentru pozitionarea ghidajului se impune deasemenea preluarea separata de la pasul amintit a unghiului β_1 .

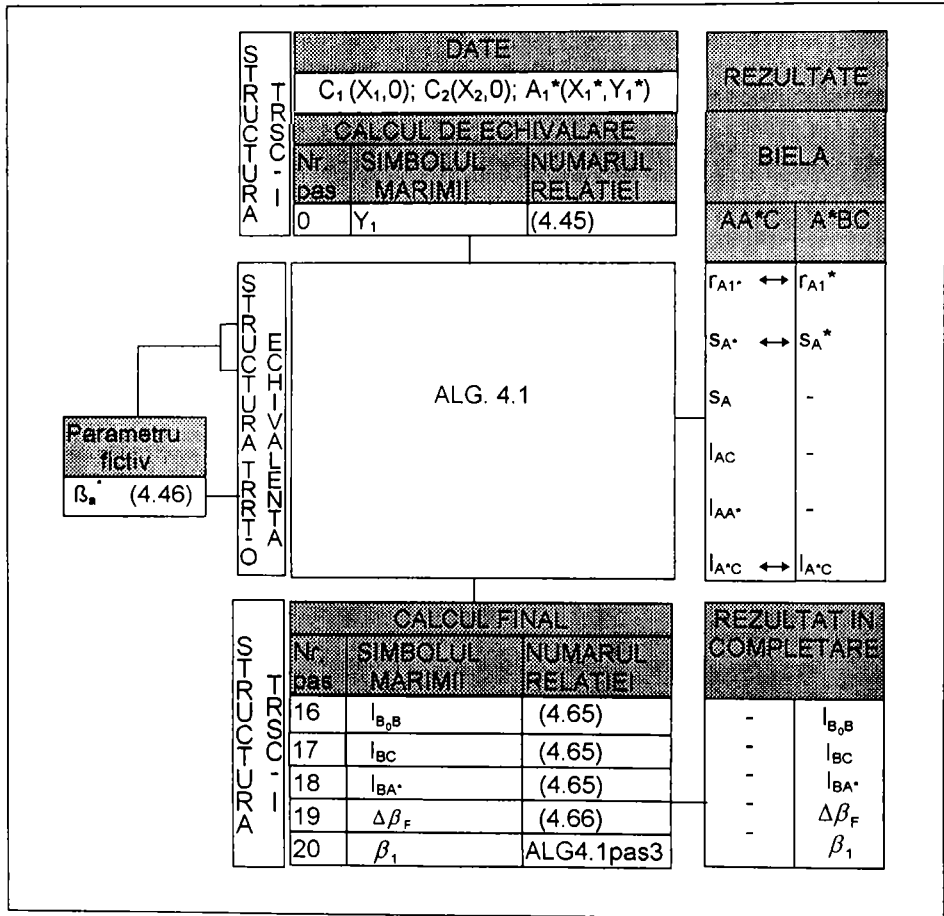
Algoritmul de sinteza geometrica pentru structura TRSC - O generatoare exacta de dreapta, este redat in ALG. 4.5. Cele doua completari indicate mai sus sunt trecute la pasul de calcul de la liniile 18 si 19.

ALG. 4.5



Deasemenea, in ALG. 4.6 se prezinta algoritmul de sinteza geometrica pentru structura TRSC - I generatoare exacta de dreapta. Completari necesare in raport cu sinteza structurii TRRR - I sunt trecute la pasii de calcul de la liniile 18 si 19.

Caracterul unitar al procedurii de sinteza descrisa, rezulta din modul de aplicare in cascada a reducerii structurilor TRSC sintetizate, la structuri echivalente.



Astfel, daca in prima treapta a cascadei structura TRSC se inlocuieste cu o structura TRRR echivalenta, stabilita conform descrierii de mai sus, in a doua treapta se inlocuieste si aceasta structura din urma cu o structura TRRT - O echivalenta, corespunzatoare. Cea de a doua echivalare este continuta in tehnica de alcatuire a algoritmilor apelate, asa cum reiese din descrierile facute in paragrafele 4.2.4.1 si 4.2.4.2, de unde au fost preluate si aplicate la intocmirea algoritmilor ALG. 4.5, respectiv ALG. 4.6.

Avand in vedere ca, potrivit ultimelor doua algoritme, procedura de sinteza utilizeaza de fiecare data cate un parametru fictiv, se poate conchide ca, problema sintezei geometrice a structurilor TRSC generatoare exacta de dreapta, admite pentru fiecare set al datelor de intrare, cate o solutie unica.

Avantajul principal al structurilor TRS este ca, necesita numarul minim de elemente posibil intr-un contur inchis desmodrom.

Dezavantajul acestor structuri consta in prezenta alunecarii profilelor reciproc infasurate, ceea ce in cazul dispozitivelor flexibile, datorita fortelor de contact

ridicate care apar la inchidere si a fortelor de frecare generate tocmai in aceasta faza cand, conditiile de ungere sunt cele mai dificile, produce in timp degradarea cuplei superioare si pierderea preciziei.

Pentru diminuarea dezavantajului de mai sus, exista solutii constructive clasice. Astfel, forta de frecare se poate diminua prin inlocuirea frecarii de alunecare cu frecarea de rostogolire, materializand de exemplu profilul (p_B^*) pe o rola articulata fata de biela in punctul B. Evident ca aceasta solutie desfiinteaza avantajul structurii de a mai avea numarul minim de elemente.

Nici solutia aplicata pentru cresterea rezistentei la solicitarea de contact bazata pe cresterea latimii de contact nu poate fi totdeauna agreata, intrucat pe de o parte ingreuneaza, iar pe de alta, scumpeste dispozitivul flexibil.

Pentru eliminarea dezavantajelor amintite si pastrarea avantajului de a avea minimul de elemente, se prezinta in cele ce urmeaza sinteza unei structuri necuprinse in paleta ofertelor din Tab. 4.1. Aceasta structura se noteaza in continuare cu TRIC, deoarece poseda o conexiune condusa de tip $K_{A(-2)}$ in care cupla este inferioara, iar curba suport ramane in forma de cerc.

4.2.6 Structura TRIC

Dezavantajul structurilor TRS privind alunecarea relativa a profilelor reciproc infasurate (b^*), respectiv (p_B^*), se datoreaza pozitiei nefavorabile a punctului de sprijin B^* , care se stabileste la contactul acestor profile in cazul general. Alunecarea dispare insa, daca punctul de contact B^* se amplaseaza in centrul instantaneu de rotatie al biellei.

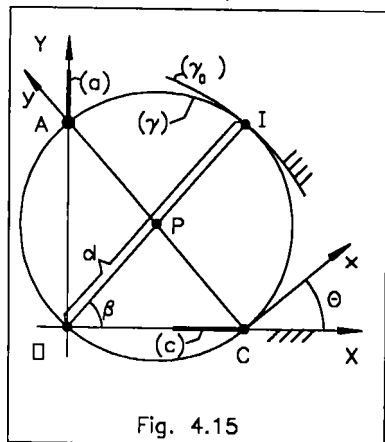


Fig. 4.15

Aceasta conditie poate fi indeplinita in baza proprietatii descrise in paragraful 4.2.3.1, a structurilor TRRT - O generatoare exacta a dreptei, conform careia punctul de intoarcere al oricarui punct de sprijin fixat de cercul (γ), se gaseste pe o directie β rotativa, descrisa de relatia (4.28). Distanța punctului de intoarcere I fata de originea reperului OXY fix (Fig. 4.15), este constanta si egala cu diametrul d al cercului (γ):

$$l_{OI} = d \quad (4.67)$$

Asadar punctul I este opusul diametral pe cercul (γ) al punctului O. In timp ce punctul O genereaza fata de biela, curba punctelor pe cercuri, centrul instantaneu de rotatie I genereaza, suprapus cu (γ) dar defazat, centroida mobila. Din cauza suprapunerii semnalate, centroida mobila este tot biciclica.

Modificarea unghiului β atrage dupa sine rotirea segmentului OI in jurul lui O, descriind cu capatul I cercul (γ_0), care reprezinta astfel centroida fixa. Raportul razelor celor doua cercuri (γ) si (γ_0) este $1/2$, ceea ce arata ca, ele reprezinta cercuri cardanice. Aceste cercuri fiind reciproc infasurate, pot fi alese curbe profil, dand nastere unei structuri cu bare rulante, care este un TRIC cu cerc suport centroidal.

Si aceasta structura admite varianta TRIC - O, avand bazele ortogonale (Fig. 4.16), si TRIC - I, avand bazele inclinate (Fig. 4.17). La ambele variante, cercul suport (b^*) materializeaza un arc al centroidei fixe (γ_0). Acest arc este amplasat pe directia β_1 in raport cu baza (c) si are in centrul O unghiul $\Delta\beta_F$, dat de relatia (4.66).

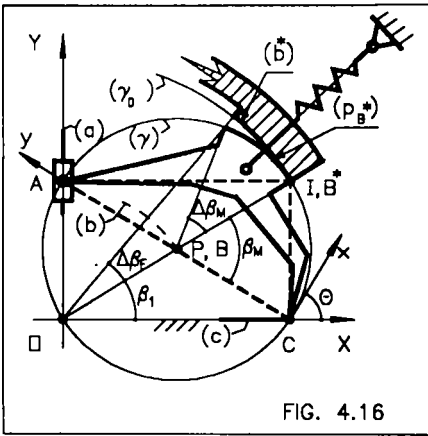


FIG. 4.16

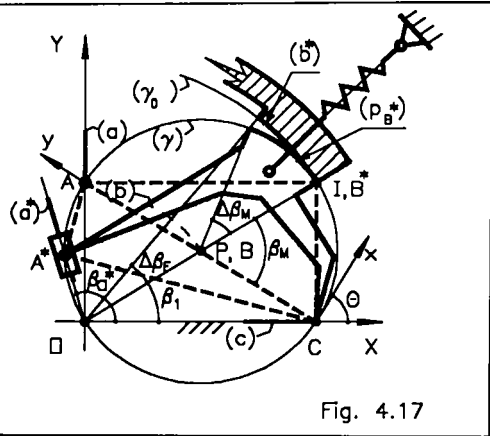


Fig. 4.17

Curba profil (p_B^*) materializeaza un arc al centroidei mobile (γ) , avand unghiuri in centrul P, egal cu dublul lui $\Delta\beta_F$:

$$\Delta\beta_M = 2\Delta\beta_F \tag{4.68}$$

Acest arc este amplasat in planul bielei, rotit in raport cu directia PC, cu unghiul:

$$\beta_M = 2\beta_1 \tag{4.69}$$

Cele doua variante ale structurii TRIC, redatate in Fig. 4.16 si Fig. 4.17, reprezinta transformatele izocinetice ale structurilor TRSC corespondente din Fig. 4.13 respectiv Fig. 4.14. Transformarea izocinetica se realizeaza prin "umflarea", respectiv "desumflarea" cu $r = d/2$, (facute simetric fata de cercul (b)), a fiecarui cerc suport (b^*) din structurile TRSC initiale. La terminarea procesului, cercul (b^*) exterior, aferent structurii supuse transformarii, devine tangent cercului (γ) , identificandu-se cu centroida fixa (γ_0) , iar cercul (b^*) interior, se contracta in

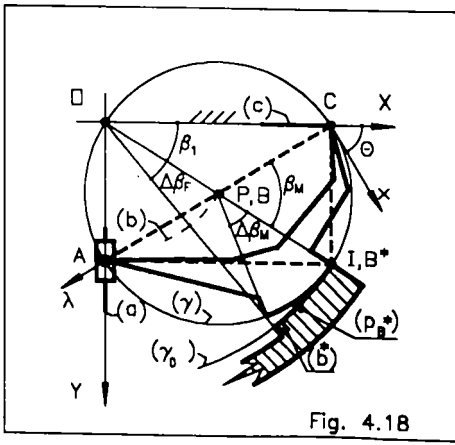


Fig. 4.18

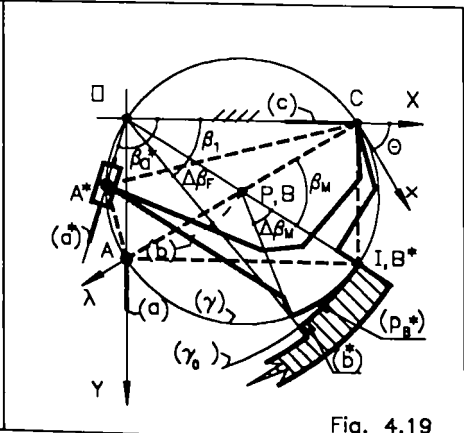


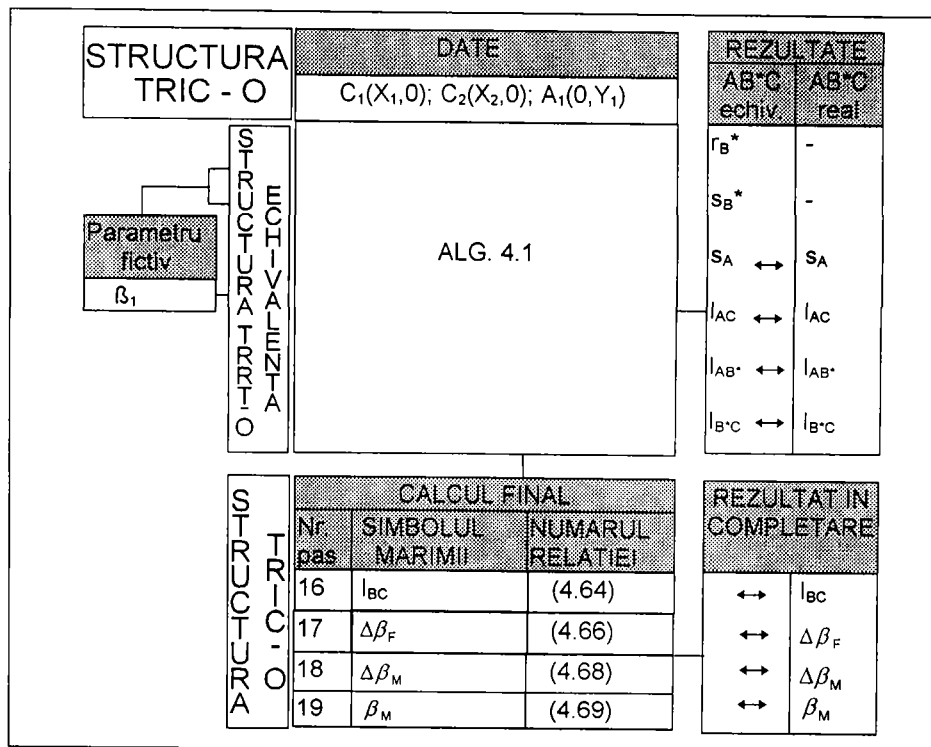
Fig. 4.19

originea O, pierzand contactul prin forma cu (p_B^*), pe care l-a avut inainte. Ca urmare, la structura TRIC nou creata, mentinerea contactului intre profilele centroidale trebuie sa fie asigurata obligatoriu prin forta.

Daca structura TRIC este utilizata in constructia unui dispozitiv flexibil care modifica orientarea obiectului fixat, forta de contact in cupla centroidala se asigura cu arcuri, ca in Fig. 4.16 si Fig. 4.17. Dimpotriva, daca obiectul se fixeaza intre bacuri amplasate in plan orizontal si nu se impune schimbarea situarii lui, sau se modifica numai pozitia, fara reorientarea obiectului, atunci forta de contact in cupla centroidala poate fi asigurata pe seama greutatii proprii a bielei, ca in Fig. 4.18 si Fig. 4.19.

Transformarea izocinetica descrisa este de tip structural, intrucat in urma aplicarii ei, cupla superioara a structurii TRSC initiale, prin trecerea pe centroide, devine inferioara. Cresterea de clasa a cuplei discutate de la 4 la 5, cauzeaza transformarea conexiunii $K_{A(-1)}$ a structurii TRSC vechi, in conexiunea $K_{A(-2)}$ a structurii TRIC noi. Gradul de libertate suprimat in plus de catre conexiunea $K_{A(-2)}$, nu afecteaza mobilitatea structurii TRIC in raport cu structura TRSC initiala, deoarece cresterea acestui grad se datoreaza legaturii pasive, prezenta in conexiunea nou creata, datorita excluderii prin definitie a alunecarii centroidelor, desi posibilitatea acestei miscari este suprimata apriori de catre conexiunea $K_{B(-1)}$, folosita pentru ghidarea punctului de sprijin conductor A.

ALG. 4.7



Transformarea descrisa se exprima simbolic, prin formula structurala:

$$K_{A(-1)} - K_{P(-1)} \rightarrow K_{A(-2)} \quad (4.70)$$

in care cu $K_{P(+1)}$ s-a notat simbolul conexiunii pasive, generata in momentul stabilirii contactului centroidal.

La sinteza geometrica a structurii TRIC generatoare exacta a dreptei, prezinta interes transformarea inversa, menita sa reduca conexiunea centroidala $K_{A(-2)}$ la o conexiune superioara $K_{A(-1)}$. Transformarea inversa se descrie simbolic prin formula:

$$K_{A(-2)} + K_{P(-1)} \rightarrow K_{A(-1)} \quad (4.71)$$

si arata ca, reducerea propusa impune eliminarea din conexiunea centroidala a conexiunii pasive.

Transformarea inversa permite inlocuirea structurii TRIC de sintetizat, cu o structura TRSC echivalenta, avand aceleasi baze si aceleasi curbe profil (b^*) si (p_b^*), dar eliberata de ipoteza legaturii centroidale. Cu aceasta conventie, punctul de contact ramane in I, insa fara legatura pasiva.

Inlocuirea structurii TRIC cu structura TRSC echivalenta, creaza premiza aplicarii in cascada a unei succesiuni de echivalari structurale, conform prezentarii din paragraful 4.2.5.2, facuta in vederea unitarizarii sintezei geometrice a structurii initiale, cu cea a structurii TRRT - O rezultata.

Cascada echivalarilor necesare in acest caz, se realizeaza in patru trepte redate in schema:

$$\text{TRIC} \rightarrow \text{TRSC} \rightarrow \text{TRRR} \rightarrow \text{TRRT} - \text{O} \quad (4.72)$$

In mod obisnuit, structura TRRT - O rezultata din cascada de echivalari, are biela deformabila deoarece punctul de sprijin I al structurii de sintetizat se deplaseaza. Pentru simplificarea sintezei geometrice, se recurge la prelungirea cascadei cu inca un pas. In cadrul acestuia se urmareste inlocuirea structurii cu biela deformabila, cu alta de aceasi tip, aleasa convenabil din infinitatea de solutii disponibile in problema sintezei geometrice a structurii TRRT - O, a carei biela sa aibe punctul de sprijin B^* fixat de cercul (γ). Astfel, in cinci pasi ai cascadei se poate defini biela structurii TRRT - O echivalente oricarei structurii TRIC - O de sintetizat.

Amplasarea pe cercul (γ) a punctului de sprijin B^* aferent structurii TRRT - O echivalenta va fi favorabila, daca se impune ca in starea deschisa a dispozitivului flexibil, punctul B^* sa fie in suprapunere cu I. Bielele echivalente AB^*C astfel introduse, sunt reprezentate in Fig. 4.16, Fig. 4.17, Fig. 4.18 si Fig. 4.19 cu linii intrerupte.

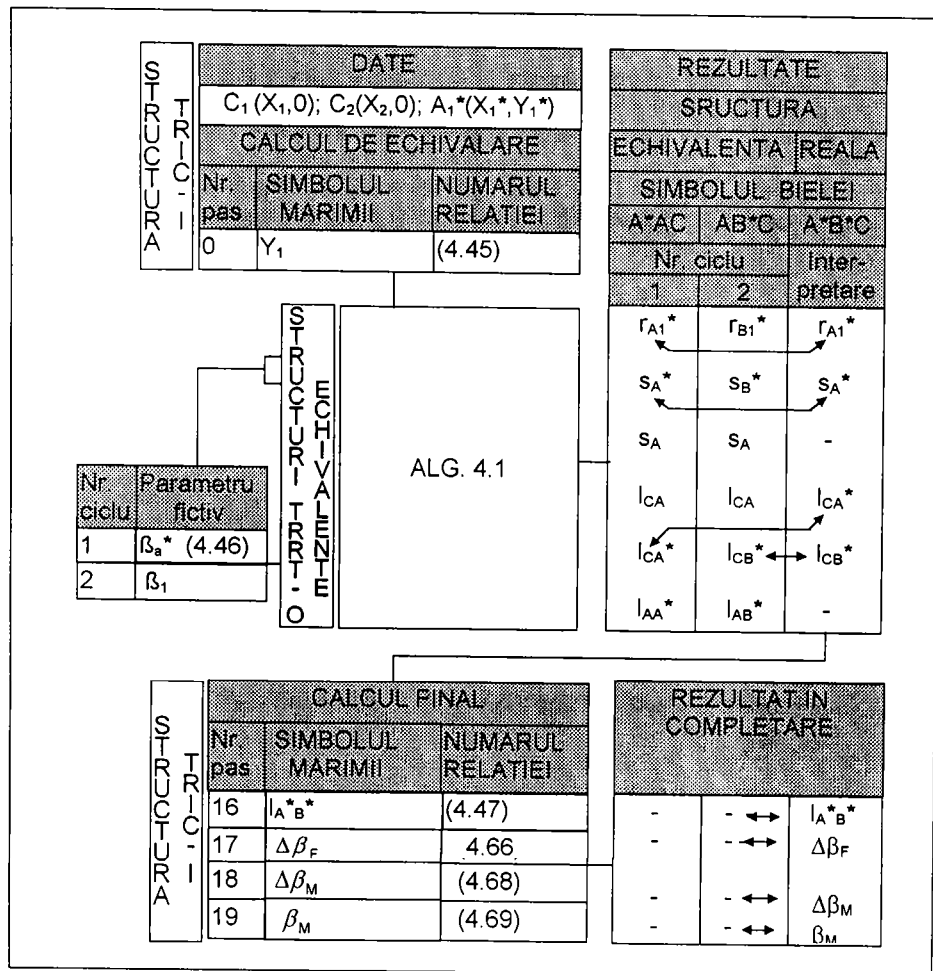
Sucesiunea calculelor de sinteza geometrica necesara in cazul structurii TRIC - O generatoare exacta de dreapta este prezentata in ALG. 4.7.

In cazul variantei structurale TRIC - I este necesara prelungirea cascadei de echivalare cu al saselea pas. In acesta se defineste a doua structura TRRT - O echivalenta cu structura de sintetizat, la care punctul de sprijin al bielei este in A^* . A doua biela echivalenta A^*AC este reprezentata in Fig. 4.17 si Fig. 4.19 deasemenea cu linii intrerupte.

Sucesiunea calculelor de sinteza geometrica a structurii TRIC - I generatoare exacta de dreapta este sistematizata in ALG. 4.8.

In ambele algoritme, liniile 17, 18 si 19 din tronsonul de calcul final se refera la determinarea unghiurilor la centru ale celor doua arcuri de contact centroidale si la stabilirea unghiurilor de pozitionare a arcurilor respective.

ALG. 4.8



Trebuie observat ca, in cazul structurilor TRIC, algoritmele de sinteza geometrica stabilesc prin lungimea l_{AC} , raza arcului suport (b^*), iar prin jumatatea acestea si raza arcului (p_B^*), in mod univoc. Astfel, spre deosebire de structurile TRSC, la structurile TRIC problema rezistentei la solicitarea de contact devine o chestiune de verificare ulterioara.

Deoarece, la ambele variante TRIC (-O/I) generatoare exacta a dreptei, parametri considerati sunt fictivi, numarul solutiilor problemei de sinteza geometrica este unic pentru un sextet de date initiale precizat.

Lipsa alunecarii, permite functionarea uscata a conexiunii centroidale, motiv pentru care structurile TRIC sunt recomandabile in constructia dispozitivelor flexibile

destinate sectoarelor calde. La aceste aplicatii, in favoarea structurilor TRIC este si aspectul deschis al cuplei centroidale, care nu ridica probleme de blocare termica in cazul dispozitivelor supuse contactului cu obiecte incandescente.

4.2.7 Structura RRRT

La aceasta structura, curba suport (a*) aferent punctului de sprijin conductor A*, este un cerc, iar traiectoria de generat (c) si curba suport (b) al punctului de sprijin condus sunt ambele drepte (Fig. 4.20). In acest caz, dreptele de baza ar putea fi construite in ... (c), cu conditia cunoasterii pentru starea deschisa a dispozitivului flexibil a coordonatelor lui B. In aceasta situatie, se poate considera in vederea efectuarii sintezei geometrice a structurii RRRT generatoare exacta a dreptei, cazul structurii RRRT inversat, care reprezinta de fapt o structura TRRR.

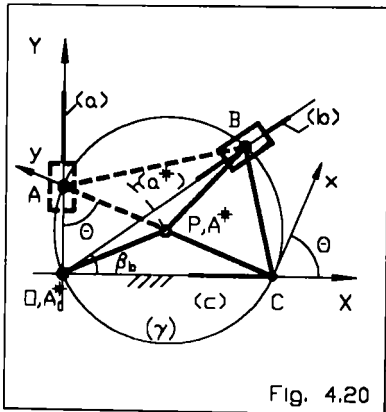


Fig. 4.20

In problemele de sinteza se precizeaza insa obisnuit, nu coordonatele punctului de sprijin condus, ci coordonatele punctului trasor in cele doua stari limita ale dispozitivului flexibil C1(X1,0), respectiv C2(X2,0) si ale punctului de sprijin conductor A1*(X1*,Y1*), din starea deschisa. Punctul A1* este necesitatea amplasarii punctului A1* in centrul P1 al cercului punctelor pe drepte (gamma), se poate determina ordonata punctului A1(0,Y1), diametral opusul lui C1 pe cercul (gamma). Punctul A (pozitionat in A1 in starea deschisa a dispozitivului flexibil), indeplineste conform figurii rolul punctului de sprijin conductor al unei structuri TRRT - O, cu biela ABC, echivalenta cu structura RRRT de sintetizat, a carei biela este A*BC.

In problemele de sinteza se precizeaza insa obisnuit, nu coordonatele punctului de sprijin condus, ci coordonatele punctului trasor in cele doua stari limita ale dispozitivului flexibil C1(X1,0), respectiv C2(X2,0) si ale punctului de sprijin conductor A1*(X1*,Y1*), din starea deschisa. Punctul A1* este necesitatea amplasarii punctului A1* in centrul P1 al cercului punctelor pe drepte (gamma), se poate determina ordonata punctului A1(0,Y1), diametral opusul lui C1 pe cercul (gamma). Punctul A (pozitionat in A1 in starea deschisa a dispozitivului flexibil), indeplineste conform figurii rolul punctului de sprijin conductor al unei structuri TRRT - O, cu biela ABC, echivalenta cu structura RRRT de sintetizat, a carei biela este A*BC.

Ordonata Y1 se determina din conditia de coliniaritate a punctelor A1,A1* si C1:

$$\begin{vmatrix} 0 & Y_1 & 1 \\ X_1^* & Y_1^* & 1 \\ X_1 & 0 & 1 \end{vmatrix} = 0 \tag{4.73}$$

astfel, ca:

$$Y_1 = \frac{X_1}{X_1 - X_1^*} Y_1^* \tag{4.74}$$

Cum P este centrul cercului (gamma), relatiile (4.64) obliga conditia:

$$X_1 = \frac{X_1}{2} \tag{4.75}$$

care introdusa in (4.74), conduce la urmatoarea relatie simpla de echivalare a structurilor:

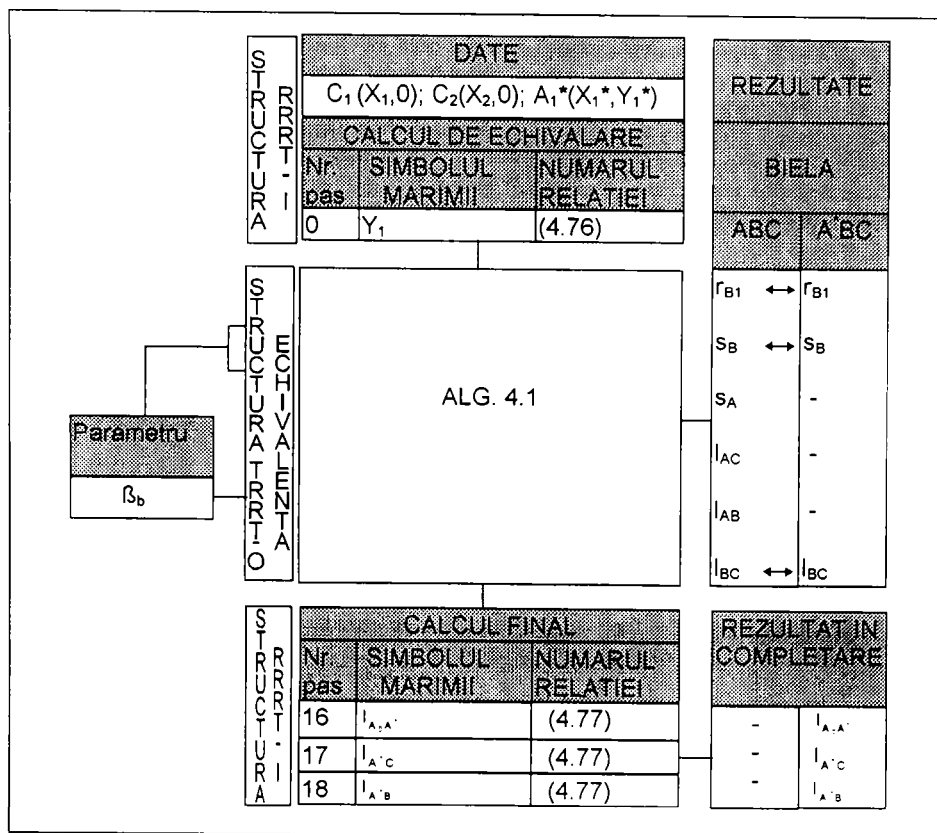
$$Y_1 = 2Y_1^* \tag{4.76}$$

Aceasta relatie permite deci, reducerea problemei de sinteza geometrica a structurii RRRT generatoare exacta de dreapta, la cea a structurii TRRT - O echivalenta, cu dreptele de baza (a) si (c).

Desi structura RRRT nu permite definirea directa a bazelor, in cele ce urmeaza se admite impropriu, drept varianta structurala RRRT - I aceea, la care structura inversata este TRRR - I. In mod similar, se considera ca variantei RRRT - O, ii corespunde o structura inversata de varianta TRRR - O.

La varianta structurala RRRT - I calculele de sinteza geometrica se ordoneaza dupa algoritmul ALG. 4.9, redat in continuare.

ALG. 4.9



Prin compararea acestui algoritmul cu ALG. 4.4 (afert sintezei geometrica a structurii TRRR - I), se remarca trei deosebiri.

Prima deosebire consta in relatia de echivalare utilizata la pasul zero.

A doua deosebire este legata de modul de trecere de la structura inversata la cea directa, prin permutarea conexiunii conductoare cu conexiunea condusa. Datorita permutarii, relatiile (4.66), pentru cazul structurii RRRT, devin:

$$I_{A_1 A_1'} = I_{A_1 C} = I_{A_1 B} = \frac{d}{2} \quad (4.77)$$

forma in care s-au utilizat in tronsonul de calcul final (liniile 16, 17 si 18 in ALG. 4.9).

A treia deosebire consta in valoarea arbitrara a parametrului β_b , de unde reiese concluzia ca, sinteza geometrica a structurii RRRT - I generatoare exacta de dreapta, ofera o infinitate de solutii.

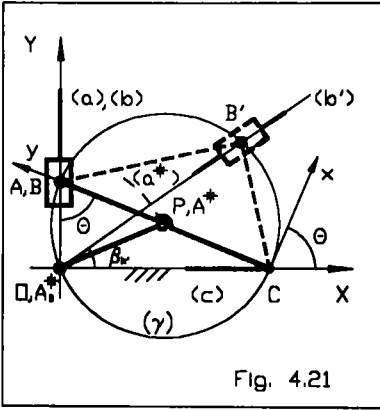
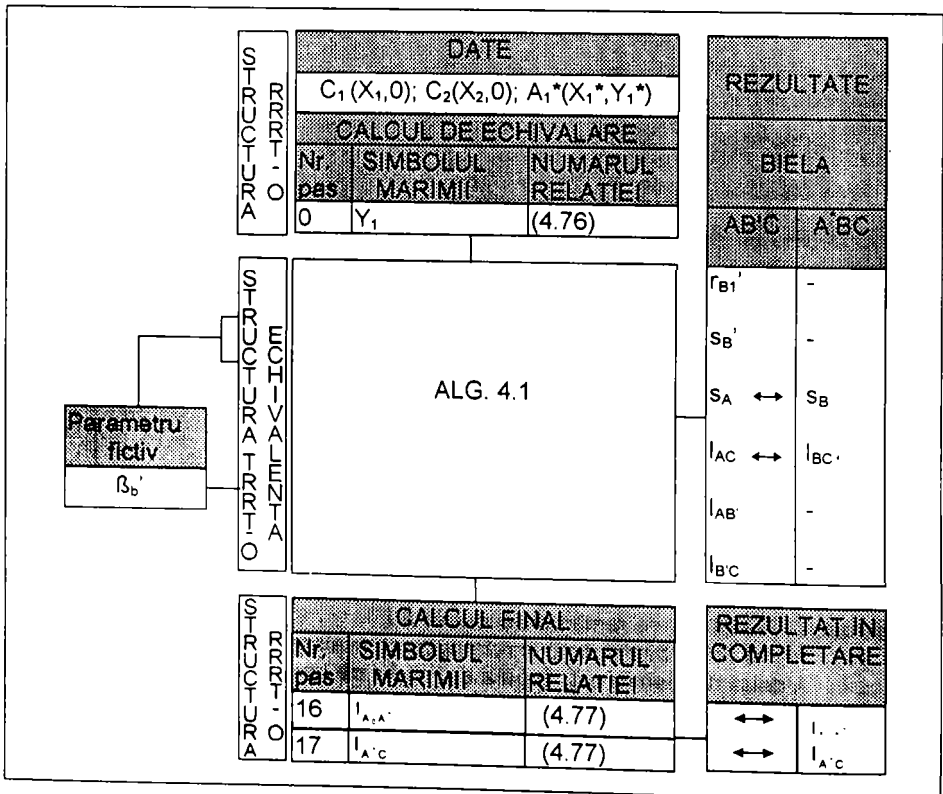


Fig. 4.21

La varianta structurala RRRT - O algoritmul ALG. 4.9 nu mai functioneaza, deoarece in acest caz unghiul $\beta_b = 90^\circ$ si atunci B se suprapune cu A, degenerand biela structurii TRRT - O echivalente (Fig. 4.21). In aceasta situatie, in locul bielei A'BC a structurii RRRT - O initiale, se recurge la introducerea unei structuri TRRT -O false, dar echivalenta cu structura de sintetizat prin faptul ca, i se impun aceleasi baze (a), respectiv (c), insa punctul de sprijin condus B' al bielei se alege pe cercul punctelor pe drepte intr-o directie fictiva β_b' .

Artificiul efectuat permite reutilizarea in procesul de sinteza geometrica a variantei structurale RRRT-O a algoritmului ALG.4.1, calculand de fapt dimensiunile structurii

ALG. 4.10



false, cu biela AB'C, dar selectarea rezultatelor se realizeaza apoi pentru structura initiala, asa cum este prezentata in ALG. 4.10.

Parametrul folosit fiind unul fictiv rezulta ca, problema sintezei geometrice a structurii RRRT - O generatoare exacta a dreptei, pentru un set al datelor initiale precizat, admite o solutie unica.

4.2.8 Structura fara solutii

La structura RRRR, atat curba suport (a) cat si (b), sunt cercuri, iar traiectoria de generat (c) ar trebui sa fie dreapta.

Conform rezultatului obtinut in paragraful 4.2.4.1, la structurile generatoare exacta a dreptei, curba punctelor pe cercuri se contracta intr-un punct unic, situat in centrul cercului punctelor pe drepte. In aceasta situatie devine imposibila amplasarea in pozitii distincte ale celor doua puncte de sprijin (A si B in Fig. 4.2-a), pe care le necesita mecanismul patruleter articulata.

Ca urmare, structura RRRR nu ofera nici o solutie in problema generarii exacte a dreptei.

4.2.9 Structura RRS

La structurile RRS generatoare exacta a dreptei, curba de sprijin (a) este cerc, traiectoria generata (c) o dreapta, iar curbele profil reciproc infasurate ale conexiunii conduse pot fi alese algebrice sau transcendente, cu limitarea practica de a fi usor conturabile tehnologic.

In functie de forma adoptata pentru curba suport a punctului de sprijin condus, se deosebesc in continuare doua variante ale structurii RRS si anume:

- RRSD - la care curba suport a punctului de sprijin condus este o dreapta;
- RRSE - la care curba suport a punctului de sprijin condus este evolventica.

In cadrul sintezei geometrice a structurilor RRS, se pune aceasi problema de determinare a dimensiunilor principale ale elementului fix si bielei, pornind de la pozitiiile impuse punctului trasor in starea deschisa si inchisa ale dispozitivului flexibil, si pozitia punctului de sprijin conducator in prima stare.

4.2.9.1 Structura RRSD

Aceste structuri reprezinta transformatele structurale izocinetice ale structurilor RRRT. Prin transformarile respective, conexiunea $K_{(B,1)}$ condusa de tip TR a structurii vechi, este inlocuita cu o conexiune $K_{(A,1)}$ de tip S a structurii noi (Fig. 4.2-b,d). Pentru asigurarea caracterului izocinetic al transformarii, dreapta suport (b*) a structurii RRSD noi trebuie orientata paralel cu dreapta suport (b) a structurii RRRT vechi (Fig. 4.22, Fig. 4.23, Fig. 4.24, Fig. 4.25).

Daca distanta dintre dreptele (b) si (b*) este r, atunci profilul (p_B^*) al bielei, reciproc infasurat dreptei (b*), este cercul de raza r, avand centrul in punctul de sprijin condus B al structurii RRRT initiale. Marimea razei r depinde de conditiile cinetostatice care se stabilesc in starea inchisa a dispozitivului flexibil, putand fi determinata din conditia de rezistenta la solicitarea de contact dintre profilele (b*) si (p_B^*).

Daca cupla superioara a conexiunii conduse din structura RRSD se lasa deschisa, inchiderea ei trebuie asigurata prin forta (Fig. 4.22 si Fig. 4.23). In cazul inchiderii cuplei superioare prin forta, dreptele suport de tip (b*) se materializeaza in perechi paralele, pentru incadrarea diametrala a profilului circular conjugat (p_B^*) al bielei (Fig. 4.24 si Fig. 4.25).

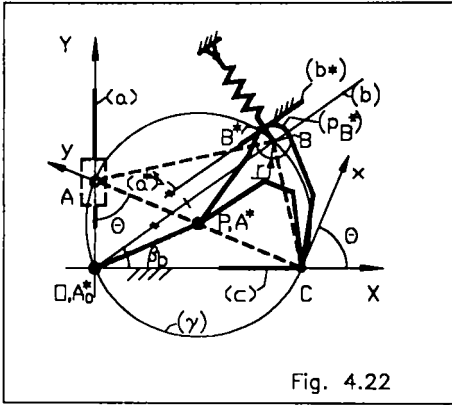


Fig. 4.22

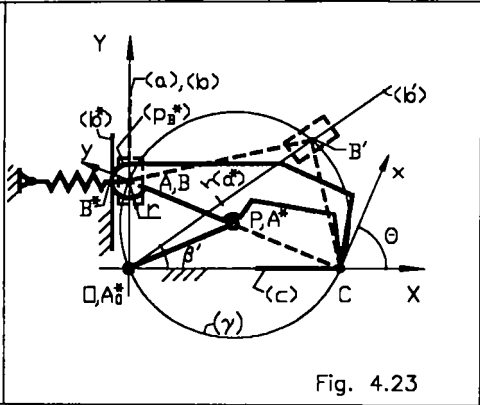


Fig. 4.23

Conditia pentru ca o structura RRSD sa fie generatoare exacta de dreapta este evident aceea ca, structura RRRT din care provine (datorita transformarii structurale izocinetice), sa fie deasemenea generatoare exacta de dreapta. Daca dreptele generate de cele doua structuri coincid, ele reprezinta structuri echivalente, avand aceleasi drepte de baza si acelaasi cerc al punctelor pe drepte. Cele de mai sus fundamenteaza abordarea unitara a sintezei geometrice a structurilor RRSD generatoare exacta a dreptei si a structurilor RRRT echivalente, cat si a structurilor TRRT - O echivalabile cu structurile anterioare conform paragrafului 4.2.7.

La alegerea algoritmului de sinteza, trebuie diferentiata situatia bazelor ortogonale (Fig. 4.23 si Fig. 4.25), cand la o structura RRSD - O inversata, structura echivalenta corespunzatoare este de tip RRRT - O si situatia bazelor inclinate (Fig.4.22 si Fig. 4.24), cand structuri RRSD - I inversate, ii corespunde o structura echivalenta de tip RRRT - I.

In consecinta, pentru sinteza geometrica a structurilor RRSD - O va fi folosit algoritmul ALG. 4.10, iar pentru sinteza geometrica a structurilor RRSD - I se va utiliza algoritmul ALG. 4.9. Dimensiunile ce se obtin in acest caz in coloanele de rezultate ale algoritmilor specificate, vor fi aferente structurilor echivalente reduse pina la tipul TRRT - O, dar evident valabile si la structurile RRSD sintetizate.

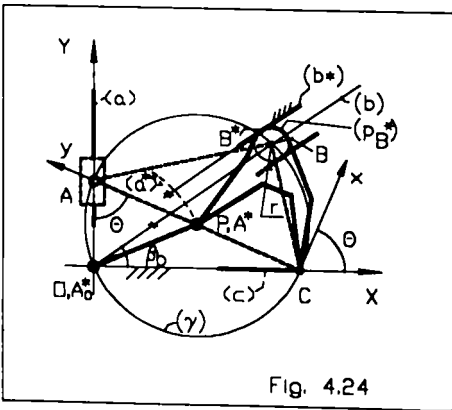


Fig. 4.24

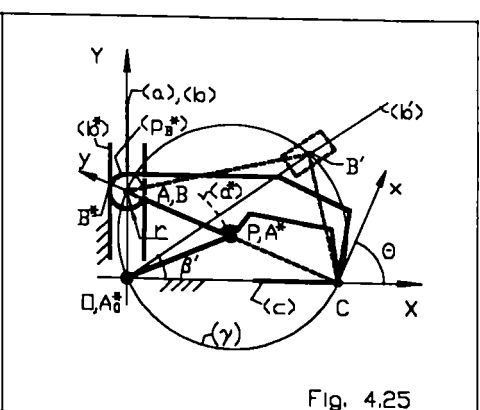
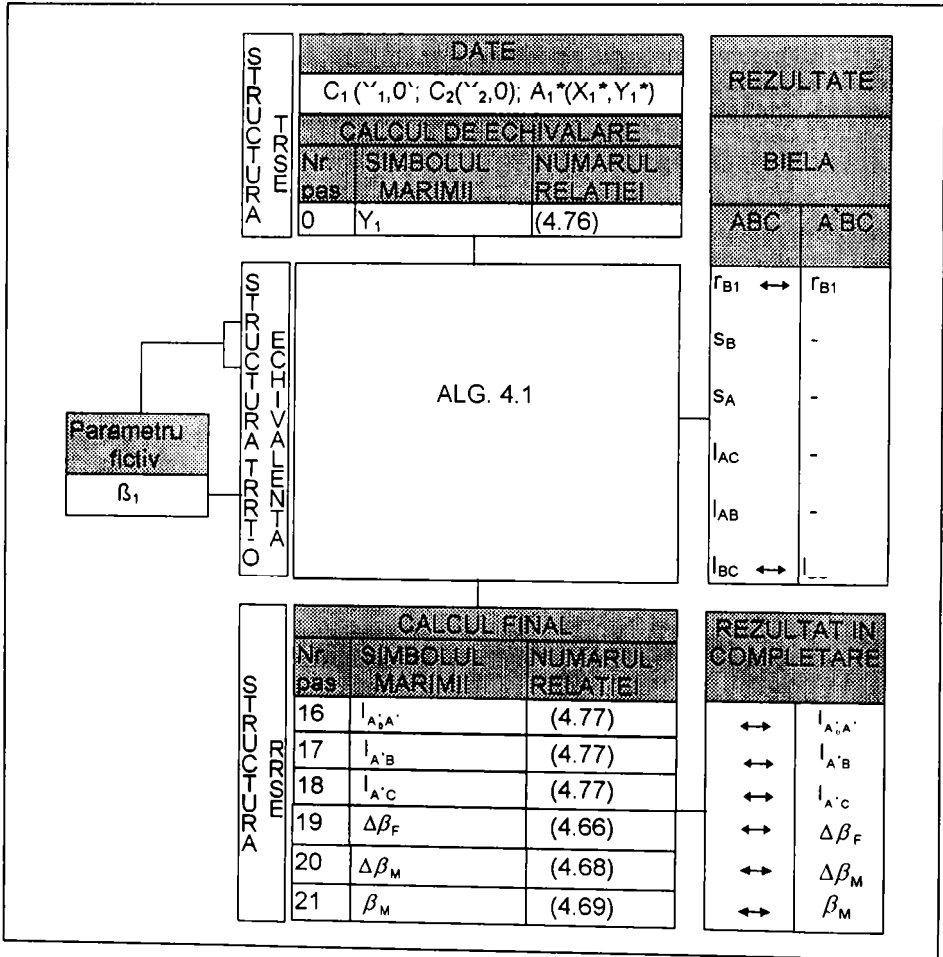


Fig. 4.25



elementul conexiunii conductoare indeplineste rolul portsatelitului. Cum algoritmul stabileste lungimea acestui element (pasul de calcul nr. 16), este necesar ca in a doua faza de sinteza, angrenajul planetar cu sectoare dintate sa fie considerat ca unul cu distanta intre axe impusa.

Se mentioneaza deasemenea, ca liniile 19, 20 si 21 din tronsonul de calcul final servesc la determinarea unghiurilor la centru ale sectoarelor dintate active, si la stabilirea unghiului de pozitionare a danturii bielei. Unghiul de pozitionare al sectorului dintat fix nu trebuie calculat separat, fiind stabilit pe linia trei a algoritmului reutilizat, si refolosit apoi ca parametru fictiv.

In legatura cu prima faza de sinteza se poate conchide, ca pentru un set precizat de date de intrare, structura RRSE generatoare exacta de dreapta admite o singura solutie.

4.2.10 Sinteza geometrica unificata a structurilor generatoare exacta a drepte

Conform celor prezentate in acest capitol, introducerea conceptului privitor la "dreptele de baza" in metodologia sintezei geometrice a structurilor generatoare exacta a drepte, conduce la diversificarea variantelor structurale in raport cu cele evidentiabile prin combinarea diferitelor forme ale curbelor suport. Diversitatea variantelor structurale rezultate din considerarea simultana a formei admise pentru curbele suport si pentru orientarea relativa a bazelor, este sistematizata recapitulativ in Tab. 4.2.

Tab. 4. 2

Oferta de variante structurale pentru generarea exacta a drepte			
Nr. crt.	Varianta structurala	Orientarea relativa a dreptelor de baza	Nr. sol. posib. in probl. sint. geom.
1	TRRT - O	Ortogonale	∞
2	TRRT - I	Inclinate	∞
3	TRRR - O	Ortogonale	1
4	TRRR - I	Inclinate	1
5	TRSD - O	Ortogonale	∞
6	TRSD - I	Inclinate	∞
7	TRSC - O	Ortogonale	1
8	TRSC - I	Inclinate	1
9	TRIC - O	Ortogonale	1
10	TRIC - I	Inclinate	1
11	RRRT - O	Ortogonale	1
12	RRRT - I	Inclinate	∞
13	RRSD - O	Ortogonale	1
14	RRSD - I	Inclinate	∞
15	RRSE	-	1

Numarul ridicat al variantelor structurale pe de o parte, iar pe de alta parte numarul si mai ridicat al solutiilor posibile in problema sintezei geometrice a lor, motiveaza necesitatea unificarii metodologiei de sinteza. Acest deziderat este acum posibil, deoarece toate algoritmele elaborate anterior au la baza acelasi artificiu de inlocuire a structurii de sintetizat prin structuri TRRT - O echivalente. In consecinta acestui artificiu, toate algoritmele de sinteza geometrica ale diferitelor variante structurale, reutilizeaza fara exceptie acelasi trunchi comun definit prin ALG. 4.1.

Acest rezultat permite reordonarea algoritmilor de sinteza geometrica anterioare intr-unul unificat, prezentat in ALG. 4.12.

In vederea efectuarii sintezei geometrice a unei structuri concrete se impune parcurgerea algoritmului unificat in ordinea numerotarii fazelor, asa cum s-a redat in capul de linii al acestuia.

- Prima faza se refera la alegerea variantei structurale dorita.
- In a doua faza se defineste numarul de parametrii de care depinde problema de sinteza a variantei structurale alese si care reprezinta totodata numarul ciclurilor de parcurgere a calculelor din trunchiul comun.
- A treia faza este destinata introducerii datelor initiale.
- In faza a patra se reduce structura aleasa la structura TRRT - O echivalenta.

1	TRRT	TRRT	TRRR	TRRR	TRSD	TRSD	TRSC	TRSC	TRIC	TRIC	RRRT	RRRT	RRSD	RRSD	RRSE
1	TRRT 0	TRRT -1	TRRR -0	TRRR -1	TRSD 0	TRSD -1	TRSC 0	TRSC 1	TRIC 0	TRIC 1	RRRT -0	RRRT -1	RRSD -0	RRSD 1	RRSE
2	1	2	1	1	1	2	1	1	1	2	1	1	1	1	1
3	X_{11}, X_{21} $Y_1, -$	X_{11}, X_{21} X_{11}^*, Y_1^*	X_{11}, X_{21} $Y_1, -$	X_{11}, X_{21} X_{11}^*, Y_1^*	X_{11}, X_{21} $Y_1, -$	X_{11}, X_{21} X_{11}^*, Y_1^*	X_{11}, X_{21} $Y_1, -$	X_{11}, X_{21} X_{11}^*, Y_1^*	X_{11}, X_{21} $Y_1, -$	X_{11}, X_{21} X_{11}^*, Y_1^*	X_{11}, X_{21} $Y_1^*, -$	X_{11}, X_{21} $Y_1^*, -$	X_{11}, X_{21} $Y_1^*, -$	X_{11}, X_{21} $Y_1^*, -$	X_{11}, X_{21} $Y_1^*, -$
4	-	$Y_1 (44)$	-	$Y_1 (44)$	-	$Y_1 (44)$	-	$Y_1 (44)$	-	$Y_1 (44)$	$Y_1 (76)$	$Y_1 (76)$	$Y_1 (76)$	$Y_1 (76)$	$Y_1 (76)$
5	ALG. 4.1														
6	Grile de selectare a rezultatelor si calculi finali conform ALG. 4.1 - ALG. 4.11														
7	f_{B1} S _B S _A I _{AC} I _{BC} I _{AB}	f_{B1} S _B S _A I _{AC} I _{BC} I _{A'B}	S _A I _{AC} I _{BC} I _{BoB} -	f_{A1} S _A I _{AC} I _{BC} I _{BoB}	f_{B1} S _B S _A I _{AC} I _{BC} I _{AB}	f_{A1} S _A I _{AC} I _{BC} I _{BoB}	S _A I _{AC} I _{BC} I _{BoB} $\Delta\beta_f$ -	$f_{A1}, S_{A'}$ I _{CA'}} I _{BA'}} I _{BC}} I _{BoB} $\Delta\beta_f$	S _{A}, I_{AC}} I_{AB'}}, I_{CB'}} I_{BC}} $\Delta\beta_f$ $\Delta\beta_w$ β_w}	$f_{A1}, S_{A'}$ I _{CA'}} , I _{CB'}} I _{A'B'}} , I _{BC}} $\Delta\beta_f$ $\Delta\beta_w$ β_w	f_{B1} S _B I _{BC}} I _{CA'}} I _{BoA'}} -	f_{B1} S _B I _{BC}} I _{BA'}} I _{CA'}} I _{BoA'}}	f_{B1} S _B I _{BC}} I _{CA'}} I _{BoA'}} -	f_{B1} S _B I _{BC}} I _{BA'}} I _{CA'}} I _{BoA'}}	f_{B1}, I_{BC} I _{BA'}} , I _{CA'}} I _{BoA'}} $\Delta\beta_f$ $\Delta\beta_w$ β_w

ALG. 4.12

- Faza a cincea reprezinta trunchiul comun. Aceasta faza a algoritmului se parcurge pentru fiecare structura TRRT - O echivalenta odata, intreruperea calculului fiind impusa numai in vederea precizarii valorii numerice a parametrului independent. Daca in sinteza geometrica a structurii alese intervin numai parametri fictivi, atunci desfasurarea calculului poate fi executata fara intrerupere, deoarece valorile lor se stabilesc din datele initiale.
- Faza a sasea este consacrata selectarii rezultatelor si efectuarii calculului final in functie de varianta structurata aleasa in prima faza.
- In faza a saptea se consemneaza dimensiunile elementelor structurii sintetizate.

Algoritmul unificat prezinta avantaje importante, dintre care aici se subliniaza in mod special urmatoarele:

- asigura sinteza exacta;
- unitarizeaza procedura de sinteza pentru toate variantele structurale compatibile cu generarea exacta a drepte;
- descrie analitic procedura de sinteza, folosind in acest scop formule "elaborate", avand forme algebrice simple;
- fundamenteaza din punct de vedere teoretic modul de organizare al programului expert propus pentru sinteza geometrica CAD a structurilor generatoare exacta a drepte.

Avantajele enumerate au fost valorificate prin redactarea programului PROG. 4.1-1, respectand structurizarea descrisa pentru ALG.4.12.

PROG. 4.1-1

```

10 REM PROG.4.1-1:Sintza geometrica a structurilor simple
   generatoare exacta
   a drepte.
20 PRINT "Alege varianta structurala:": PRINT : PRINT " -TRRT-
O -----
---(1)": PRINT " -TRRT-I -----(2)": PRINT " -TRRR-O ---
---(3)": PRINT " -TRRR-I -----(4)": PRINT " -TRSD-O ----
---(5)": PRINT " -TRSD-I -----(6)": PRINT " -TRSC-O ----
---(7)": PRINT " -TRSC-I -----(8)": PRINT " -TRIC-O ----
---(9)":
PRINT " -TRIC-I -----(10)": PRINT " -RRRT-O -----
---(11)": P
RINT " -RRRT-I -----(12)": PRINT " -RRSD-O -----
---(13)": PR
NT " -RRSD-I -----(14)": PRINT " -RRSE -----
(15)": INPUT
"Nr. var. (0):v: C1.S
30 IF v=1 THEN LET v$="TRRT-O ": LET im=1
40 IF v=2 THEN LET v$="TRRT-I ": LET im=2
50 IF v=3 THEN LET v$="TRRR-O ": LET im=1
60 IF v=4 THEN LET v$="TRRR-I ": LET im=1
70 IF v=5 THEN LET v$="TRSD-O ": LET im=1
80 IF v=6 THEN LET v$="TRSD-I ": LET im=2
90 IF v=7 THEN LET v$="TRSC-O ": LET im=1
100 IF v=8 THEN LET v$="TRSC-I ": LET im=1
110 IF v=9 THEN LET v$="TRIC-O ": LET im=1
120 IF v=10 THEN LET v$="TRIC-I ": LET im=2
130 IF v=11 THEN LET v$="RRRT-O ": LET im=1
140 IF v=12 THEN LET v$="RRRT-I ": LET im=1
150 IF v=13 THEN LET v$="RRSD-O ": LET im=1
160 IF v=14 THEN LET v$="RRSD-I ": LET im=1
170 IF v=15 THEN LET v$="RRSE ": LET im=1
180 DIM D(im,6): PRINT : PRINT "Introduce datele
structurii:":v$:v$
190 IF v=1 OR v=3 OR v=5 OR v=7 OR v=9 THEN INPUT
"XC1=":X1:"XC2=":X2:"YA1=":Y1
: LET XA1=0: PRINT : PRINT "XC1=":X1: PRINT "XC2=":X2:
PRINT "YA1=":Y1
200 IF v=2 OR v=4 OR v=6 OR v=8 OR v=10 THEN INPUT
"XC1=":X1:"XC2=":X2:"XA1*=":
XA1:"YA1*=":YA1: LET Y1=(XA1*XA1+YA1*YA1-
X1*X1)/YA1: PRINT : PRINT "XC1=":X1: P
RINT "XC2=":X2: PRINT "XA1*=":XA1: PRINT "YA1*=":YA1
210 IF v=11 OR v=12 OR v=13 OR v=14 OR v=15 THEN INPUT
"XC1=":X1:"XC2=":X2:"YA1
*=":YA1: LET XA1=X1/2: LET Y1=2*YA1: PRINT : PRINT
"XC1=":X1: PRINT "XC2=":X2: P
RINT "XA1*=":XA1: PRINT "YA1*=":YA1
220 LET d=SQR (X1^2+Y1^2): LET T1=ASN (X1/d): LET
T2=ASN (X2/d): LET Y2=d*COS T
2: LET sA=Y2-Y1: PRINT : PRINT "Directii caracteristice:": LET
B1=PI/2-T1: LET B
2=PI/2-T2: LET Bm=(B1+B2)/2: LET DBF=B2-B1: LET
DBM=2*DBF: PRINT : PRINT "B1=":B
1*180/PI: PRINT "B2=":B2*180/PI: PRINT
"B2=":(B2+PI/2)*180/PI: PRINT "B1=":(3*
PI/2+B1)*180/PI
230 IF v=2 OR v=4 OR v=6 OR v=8 OR v=10 THEN LET
D(1,1)=ATN (YA1 XA1)
240 IF XA1<0 THEN LET D(1,1)=PI-D(1,1)
250 IF v=3 OR v=7 OR v=9 OR v=10 OR v=11 OR v=13 OR v=15
THEN LET D(im,1)=B1
260 PRINT : IF v=1 OR v=2 OR v=5 OR v=6 OR v=12 OR v=14
THEN PRINT "Alege direc
tia suportului (b)": INPUT "Bb=":Bb: PRINT : PRINT "Bb=":Bb:
LET D(im,1)=Bb*PI
180
270 FOR i=1 TO im: LET m=TAN D(i,1): LET D(i,2)=ABS (SIN
T1+m*COS T1) SQR (1+m*
m)^d: LET D(i,3)=ABS (SIN T2-m*COS T2) SQR (1+m*m)^d:
LET XB1=D(i,2)*COS D(i,1):
LET YB1=D(i,2)*SIN D(i,1): LET D(i,4)=SQR (XB1*XB1+(YB1-
Y1)*(YB1-Y1)): LET D(i
5)=SQR (d^2-D(i,4)^2)
280 IF D(i,1)*Bm AND D(i,1)>=B1 THEN LET D(i,6)=D(i,3)-d
290 IF D(i,1)>=Bm AND D(i,1)<=B2 THEN LET D(i,6)=d-D(i,2)
300 IF D(i,1)<=B2 AND D(i,1)<PI/2+B2 THEN LET D(i,6)=D(i,3)-
D(i,2)
310 IF D(i,1)<=B1 OR D(i,1)>3*PI/2+B2 THEN LET

```

```

D(i,6)-D(i,3)-D(i,2)
320 NENT I
330 PRINT : PRINT "Dimensiunile pt. "v$:"": PRINT : DIM
T(15)
340 LET T(1)=350: LET T(2)=360: LET T(3)=370: LET
T(4)=380: LET T(5)=390: LET T
(6)=360: LET T(7)=390: LET T(8)=400: LET T(9)=410: LET
T(10)=420: LET T(11)=430:
LET T(12)=440: LET T(13)=430: LET T(14)=440: LET
T(15)=450: GO TO T(v)
350 PRINT "rB1=";D(1,2): PRINT "sB=";D(1,6): PRINT
"sA=";sA: PRINT "ICA"=";d
PRINT "IBC"=";D(1,5): PRINT "IBA"=";D(1,4): PRINT
"XB1"=";XB1: PRINT "YB1"=";YB1: P
RINT "XB"=";YB1*SIN T1-(XB1-X1)*COS T1: PRINT
"YB"=";YB1*COS T1-(XB1-X1)*SIN T1:
GO TO 460
360 PRINT "Ba"=";D(1,1)*180 PI: PRINT "rA1"=";D(1,2):
PRINT "sA"=";D(1,6): PRIN
T "rB1"=";D(2,2): PRINT "sB"=";D(2,6): PRINT "ICA"=";D(1,5):
PRINT "IBC"=";D(2,5):
PRINT "IBA"=";SQR ((ABS (D(1,2)*COS D(1,1)-D(2,2)*COS
D(2,1)))2+ (ABS (D(1,2)*SI
N D(1,1)-D(2,2)*SIN D(2,1)))2): PRINT "XB1"=";XB1: PRINT
"YB1"=";YB1: LET Te=SGN
NA1*ATN (D(1,4)/D(1,5)): LET T=T1-Te: PRINT
"XB"=";YB1*SIN T+(XB1-X1)*COS T: PR
INT "YB"=";YB1*COS T-(XB1-X1)*SIN T: GO TO 460
370 PRINT "sA"=";sA: PRINT "ICA"=";d: PRINT "IBA"=";d 2:
PRINT "IBBo"=";d 2: PR
INT "XBBo"=";0: PRINT "YBo"=";0: PRINT "XB"=";0: PRINT
"YB"=";d 2: GO TO 460
380 PRINT "Ba"=";D(1,1)*180 PI: PRINT "rA1"=";D(1,2):
PRINT "sA"=";D(1,6): PRIN
T "ICA"=";D(1,5): PRINT "IBBo"=";d 2: PRINT "IBC"=";d 2:
PRINT "IBA"=";d 2: LET Te
=SGN NA1*ATN (D(1,4)/D(1,5)): PRINT "XBBo"=";0: PRINT
"YBo"=";0: LET T=T1-Te: PRINT
"XB"=";(Y1*SIN T-X1)*COS T 2: PRINT "YB"=";(Y1)*COS
T-X1*SIN T 2: GO TO 460
390 PRINT "sA"=";sA: PRINT "ICA"=";d: PRINT "IBC"=";d 2:
PRINT "IBBo"=";d 2: PRIN
T "DBF"=";DBF*180 PI: PRINT "XBBo"=";0: PRINT "YBo"=";0:
PRINT "XB"=";0: PRINT "YB"
=";d 2: GO TO 460
400 PRINT "Ba"=";D(1,1)*180 PI: PRINT "rA1"=";D(1,2):
PRINT "sA"=";D(1,6): PRIN
T "ICA"=";D(1,5): PRINT "IBBo"=";d 2: PRINT "IBA"=";d 2:
PRINT "IBBo"=";d 2: PRINT
"DBF"=";DBF*180 PI: LET Te=SGN NA1*ATN (D(1,4)/D(1,5)):
PRINT "XBBo"=";0: PRINT "YBo"=";0: PRINT "XB"=";(Y1)*COS
T-X1*SIN T 2: GO TO 460
410 PRINT "sA"=";sA: PRINT "ICA"=";d: PRINT "IBBo"=";d: PRINT
"IA*B"=";D(1,4): PRINT "ICB"=";D(1,
5): PRINT "IBC"=";d 2: PRINT "IBoB"=";d: PRINT
"DBF"=";DBF*180 PI: PRINT "DBM"=";DB
M*180 PI: PRINT "BM"=";2*B1*180 PI: PRINT "XBBo"=";0: PRINT
"YBo"=";0: PRINT "XB"=";0:
PRINT "YB"=";d 2: GO TO 460
420 PRINT "Ba"=";D(1,1)*180 PI: PRINT "rA1"=";D(1,2):
PRINT "sA"=";D(1,6): PRIN
T "ICA"=";D(1,5): PRINT "ICB"=";D(2,5): PRINT
"IA*B"=";SQR ((ABS (D(1,2)*COS D(1
,1)-D(2,2)*COS D(2,1)))2+ (ABS (D(1,2)*SIN D(1,1)-D(2,2)*SIN
D(2,1)))2): PRINT
"IBCo"=";d 2: PRINT "IBoB"=";d: PRINT "DBF"=";DBF*180 PI:
PRINT "DBM"=";DBM*180 PI:
PRINT "BM"=";2*B1*180 PI: PRINT "XBBo"=";0: PRINT
"YBo"=";0: LET Te=SGN NA1*ATN (D(1
,4)/D(1,5)): LET T=T1-Te: PRINT "XB"=";(Y1*SIN T-X1)*COS
T 2: PRINT "YB"=";(Y1)*C
OS T-X1*SIN T 2: GO TO 460
430 PRINT "rB1"=";Y1: PRINT "sB"=";sA: PRINT "IBC"=";d:
PRINT "IBA"=";d 2: PRINT "
IAoA"=";d 2: PRINT "XB1"=";0: PRINT "YB1"=";Y1: PRINT
"XAo"=";0: PRINT "YAo"=";0: PR
INT "XA"=";0: PRINT "YA"=";d 2: GO TO 460
440 PRINT "rB1"=";D(1,2): PRINT "sB"=";D(1,6): PRINT
"IBC"=";D(1,5): PRINT "IBA"="
;d 2: PRINT "ICA"=";d 2: PRINT "IAoA"=";d 2: PRINT
"XB1"=";XB1: PRINT "YB1"=";YB1:
LET Te=SGN XB1*ATN (D(1,4)/D(1,5)): LET T=T1-Te:
PRINT "XAo"=";0: PRINT "YAo"=";0:
PRINT "XA"=";(Y1*SIN T-X1)*COS T 2: PRINT
"YA"=";(Y1)*COS T+X1*SIN T 2: GO TO
460
450 PRINT "rB1"=";D(1,2): PRINT "IBC"=";D(1,5): PRINT
"IBA"=";d 2: PRINT "ICA"="
;d 2: PRINT "IAoA"=";d 2: PRINT "DBF"=";DBF*180 PI: PRINT
"DBM"=";DBM*180 PI: PRIN
T "BM"=";2*B1*180 PI: PRINT "XAo"=";0: PRINT "YAo"=";0:
PRINT "XA"=";0: PRINT "YA
"=";d 2: STOP
460 PRINT PRINT "Instaleazn PROG.4.1-2. apoi
CONT+ENTER":

```

In program, un rol important revine fisierului de rezultate $D(i,6)$, avand numarul de linii autodefinit la eticheta 180, pentru a corespunde cu numarul structurilor TRRT - O echivalente, implicate in procedura de sinteza a structurii aiese.

Grilele de selectare ale rezultatelor (etichetele 350-450) preiau in vederea calculului final si monitorizarii acele dimensiuni din fisierul $D(i,6)$, care in ALG.4.1 - ALG.4.11 corespund traseelor marcate cu sageti. Apelarea grilei potrivite se asigura cu matricea de triere $T(15)$ definita la etichetele 330 - 340. Aceste dimensiuni corespund listei indicate pe linia 7 din ALG. 4.12. Ele determina univoc geometria elementelor pentru fiecare structura sintetizata, fiind utile la intocmirea desenelor de ansamblu, dar nu permit totdeauna definirea favorabila a bazelor de cotare, necesare la intocmirea desenului de executie a bielei, respectiv a bazelor de masurare, necesare la verificarea acestei piese dupa executie.

Pentru suprimarea acestui neajuns se asociaza bielei un sistem $Cx'y'$ nou, orientat cu axa Cy' spre punctul de sprijin mai indepartat de C ca in Fig. 4.27, Fig. 4.28 si Fig. 4.29. In acest mod, axa Cy' defineste pentru biela univoc o baza de cotare avantajoasa.

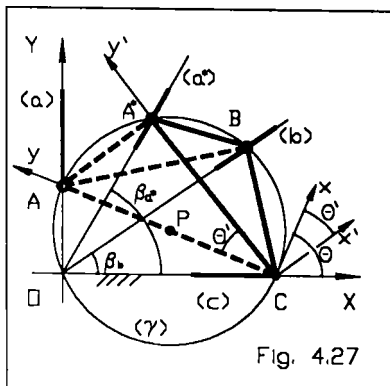


Fig. 4.27

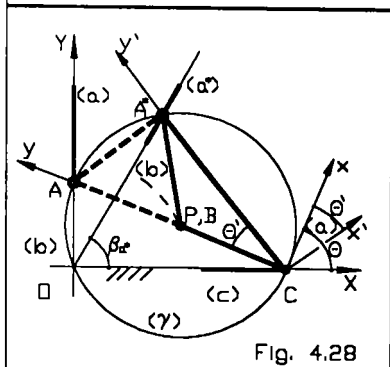


Fig. 4.28

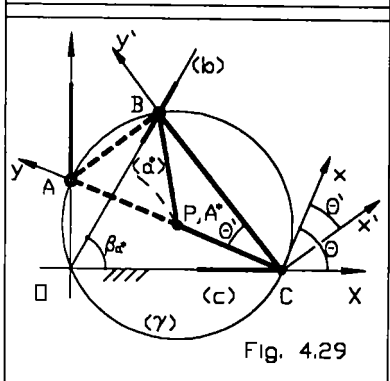


Fig. 4.29

Dorind ca PROG. 4.1-1 sa asigure calculul si monitorizarea coordonatelor in $Cx'y'$ al punctului de sprijin nesituat pe axa Cy' , in grilele lui s-au in scris relatiile necesare. Aceste relatii se deosebesc dupa pozitiile punctelor de sprijin in raport cu cercul punctelor pe drepte si de orientarea relativa a dreptelor de baza, fiind sistematizabile in trei perechi de cazuri, dupa cum urmeaza.

- 1) Ambele puncte de sprijin se afla pe cercul (γ) iar bazele sunt inclinate (Fig. 4.27).

Din aceasta categorie fac parte structurile TRRT - I (Fig. 4.5) si TRSD - I (Fig. 4.10 si Fig. 4.12). Pornind de la observatia ca punctul B reprezinta sprijinul condus al structurii TRRT-O echivalente avand biela ABC, coordonatele sale X_{B1} si Y_{B1} pentru starea deschisa a dispozitivului, rezulta din program la parcurgerea lui in al doilea ciclu. Se poate forma vectorul:

$${}^0B = [X_{B1}, Y_{B1}, 1]^T \quad (4.78)$$

cu componentele cunoscute in aceasta faza. Determinarea vectorului:

$${}^cB = [x'_B, y'_B, 1]^T \quad (4.79)$$

revine, la trecerea lui (4.78) in sistemul nou, conform relatiei:

$${}^cB = {}^cT_O * {}^0B \quad (4.80)$$

Avand in vedere ca in starea deschisa a dispozitivului flexibil, sistemul $Cx'y'$ este traslatat fata de OXY cu distanta X_1 si rotit in jurul lui C cu unghiul:

$$\Delta\theta = \theta_1 - \theta \quad (4.81)$$

rezulta ca, operatorul de trecere folosit in (4.80)

are forma:

$${}^cT_O = {}^0T_C^{-1} = \begin{bmatrix} c\Delta\theta & -s\Delta\theta & X_1 \\ s\Delta\theta & c\Delta\theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4.82)$$

Inlocuind (4.78), (4.79) si (4.82) in (4.80), si identificand elementele matricilor egalitatii obtinute dupa efectuarea calculelor, relatiile de transformare a coordonatelor cautate se obtin in forma:

$$\begin{cases} X_B = Y_B \sin \Delta\theta + (X_{B_1} - X_1) \cos \Delta\theta \\ Y_B = Y_B \cos \Delta\theta - (X_{B_1} - X_1) \sin \Delta\theta \end{cases} \quad (4.83)$$

Se observa deasemenea, ca θ' reprezinta unghiul in C al triunghiului AA*C (biela primei structuri TRRT-O echivalente), avand dimensiunile sintetizate in primul ciclu de parcurgere al programului si memorate in fisierul D(i_m,6). Ori atunci se poate scrie:

$$\theta' = \operatorname{sgn} X_{A_1} \cdot \arctg \frac{l_{AA^*}}{l_{CA^*}} \quad (4.84)$$

Relatiile (4.83) si (4.84) completeaza criteriile de definire ale grilei inscrisa la eticheta 360 a programului.

Structurile cu baze ortogonale TRRT - O (Fig. 4.3) si TRSD - O (Fig. 4.9 si Fig. 4.11), reprezinta cazuri particulare ale anteroarelor, fiind caracterizate prin suprapunerea sistemelor Cx'y' si Cxy. Ori daca $\theta' = 0$, relatiile (4.83) primesc forma (4.39). Sub ultima forma au fost trecute in criteriile de definire ale grilei de la eticheta 350 a programului.

• 2) Punctul de sprijin conductor se afla pe cercul (γ), cel condus in centrul cercului, iar bazele sunt inclinate (Fig. 4.28).

In aceasta categorie intra structurile TRRR - I (Fig. 4.8), TRSC - I (Fig. 4.14) si TRIC - I (Fig. 4.17 si Fig. 4.19). Comparand Fig. 4.27 cu Fig. 4.28 se observa, ca legea de transformare a coordonatelor la trecerea din OXY in Cx'y' ramane aceasi cu cea descrisa pentru primul caz. La structurile din grupa discutata insa, coordonatele lui B pentru starea deschisa a dispozitivului flexibil sunt:

$$\begin{cases} X_{B_1} = X_1/2 \\ Y_{B_1} = Y_1/2 \end{cases} \quad (4.85)$$

Cu aceste valori, (4.83) devine:

$$\begin{cases} x'_B = (Y_1 \sin \Delta\theta - X_1 \cos \Delta\theta)/2 \\ y'_B = (Y_1 \cos \Delta\theta + X_1 \sin \Delta\theta)/2 \end{cases} \quad (4.86)$$

Relatiile (4.84) si (4.86) completeaza definirea grilelor inscrise in program la etichetele 380, 400 si 420.

Structurile cu baze ortogonale TRRR - O (Fig. 4.7), TRSC - O (Fig. 4.13) si TRIC - O (Fig. 4.16 si Fig. 4.18), reprezinta cazuri particulare ale anteroarelor, avand sistemele Cx'y' si Cxy suprapuse. Ori daca $\theta' = 0$, virfurile bielei se aliniaza, iar coordonatele lui B se exprima prin relatiile (4.62). Sub aceasta forma au fost trecute in criteriile de definire ale grilelor de la etichetele 370, 390 si 410 din program.

• 3) Punctul de sprijin conductor se afla pe cercul (γ), cel conductor in centrul cercului, iar bazele sunt inclinate (Fig. 4.29).

In aceasta categorie intra structurile RRRT - I (Fig. 4.20) si RRSD - I (Fig. 4.22 si Fig. 4.24). Comparand figurile Fig. 4.28 si Fig. 4.29 se observa, ca la aceasta grupa

de structuri pozitiile punctelor de sprijin se permuta fata de grupa structurilor de la cazul anterior. Prin permutare, coordonatele punctului B se schimba cu ale lui A*, iar relatiile (4.84), (4.85) si (4.86) se transforma in:

$$\theta' = \operatorname{sgn} X_{B_1} * \operatorname{arctg} \frac{l_{AB}}{l_{CB}} \quad (4.87)$$

respectiv:

$$\begin{cases} X_{A_1} = X_1/2 \\ Y_{A_1} = Y_1/2 \end{cases} \quad (4.88)$$

si in fine:

$$\begin{cases} x'_{A_1} = (Y_1 \sin \Delta\theta - X_1 \cos \Delta\theta)/2 \\ y'_{A_1} = (Y_1 \cos \Delta\theta + X_1 \sin \Delta\theta)/2 \end{cases} \quad (4.89)$$

Sub aceasta forma au fost folosite la redactarea grilei de program etichetata cu 440.

Structurile cu baze ortogonale RRRT - O (Fig. 4.21), respectiv RRSD - O (Fig. 4.23 si Fig. 4.25) si tot aici poate fi inclusa structura RRSE (Fig. 4.26), sunt cazuri particulare ale structurilor anterioare, avand sistemele $Cx'y'$ si Cxy suprapuse. Ori daca $\theta' = 0$, virfurile bielei se aliniaza, iar coordonatele lui A* se exprima prin relatiile (4.62). Sub aceasta forma au fost considerate la definirea grilelor de la etichetele 430, si 450 din program.

In finalul paragrafului se amintesc urmatoarele performante tehnice ale PROG.4.1-1:

- lungimea..... 7011 bytes;
- durata de calcul/structura (la sinteza in doua cicluri)..... 3 sec.;
- durata totala de sinteza/structura (inclusiv dialogare)..... ~ 60 sec.;
- este acceptat si de catre echipamente cu mica capacitate de calcul cum ar

fi cele de tipul ZX Spectrum sau Tim-S.

4.2.11 Analiza automatizata a preciziei de generare a dreptei in cazul mecanismelor generatoare afectate de abateri dimensionale

Sinteza automatizata a mecanismelor prin intermediul mijloacelor CAD, furnizeaza pentru elementele structurii alese dimensiuni, cu precizii superioare celor accesibile tehnologic la executarea acestora. Precizia teoretica ridicata se datoreaza exactitatii metodei de sinteza implementata in programul PROG. 4.1-1 si capacitatii echipamentului de calcul de a monitoriza rezultatele cu opt cifre semnificative.

Astfel, dimensiunile de ordinul sutelor de mm se obtin cu cinci zecimale, iar cele de ordinul zecilor de mm se obtin cu sase zecimale precizie. Abaterile de la aceasta precizie, deplaseaza curbele suport si odata cu ele traiectoria generata, care este dependenta de ele.

In aceste conditii, proiectantul dispozitivului flexibil trebuie sa decida asupra numarului de zecimale cu care sa le inscrie in desenele pieselor cotele nominale (cu una, doua sau trei zecimale) si abaterile admise acestora, urmarind pe de o parte necesitatea asigurarii preciziei de generare a traiectoriei in corelatie cu aplicatia concreta a dispozitivului conceput, iar pe de alta parte urmarind lansarea in executie a pieselor respective intr-un atelier ieftin, avand implicit o dotare tehnica mai modesta si posibilitati mai reduse de executare a lucrarilor la inalta precizie.

definite in paragraful precedent. La fiecare grupa, desenele pieselor admit același sistem de cotare.

Spre exemplu, la variantele structurale de la cazul 1 (TRRT - O, TRRT - I, TRSD - O și TRSD - I), sistemul de cotare pentru elementul fix și bielă este redat în Fig. 4.30.

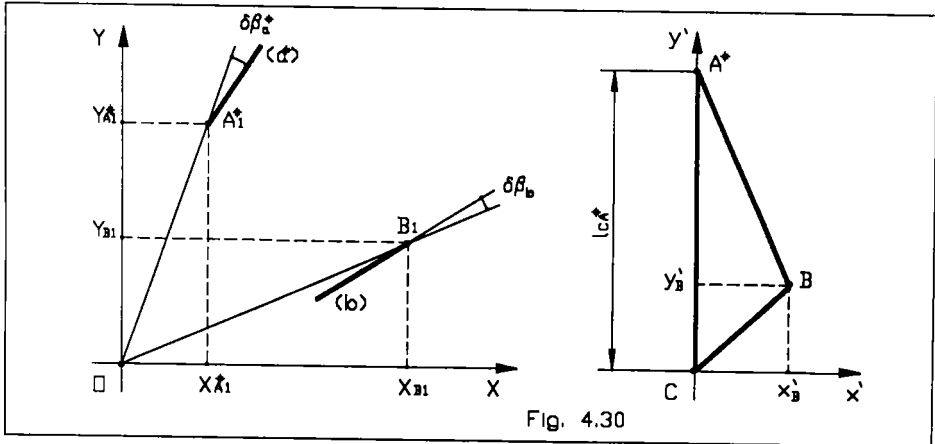


Fig. 4.30

Coordonatele reprezentate fiind considerate efective, toate celelalte dimensiuni cu interes în problema pozițiilor rezulta de asemenea efective:

$$l_{BA^*} = \sqrt{x_{B'}^2 + (y_{B'} - l_{CA^*})^2} \quad (4.91)$$

$$l_{BC} = \sqrt{x_{B'}^2 + y_{B'}^2} \quad (4.92)$$

$$\beta_{a^*} = \arctg\left(\frac{Y_{A_1}}{X_{A_1}}\right) + \delta\beta_{a^*} \quad (4.93)$$

$$\beta_b = \arctg\left(\frac{Y_{B_1}}{X_{B_1}}\right) + \delta\beta_b \quad (4.94)$$

Ca urmare, coordonatele succesive ale punctului A^* pot fi stabilite din ecuația dreptei suport efective (a^*):

$$Y_{A^*} = Y_{A_1} + m_{a^*}(X_{A^*} - X_{A_1}) \quad (4.95)$$

impunând o lege de ciclare pentru X_{A^*} în intervalul $X_{A^*} \in [X_{A_1}, X_{A_1} + s_{A^*} \cos \beta_{a^*}]$.

Coordonatele succesive ale punctului B se stabilesc apoi, intersectând dreapta suport efectivă (b) cu cercul efectiv ($c[A^*, l_{BA^*}]$), de centru în A^* și raza egală cu l_{BA^*} :

$$\begin{cases} Y = Y_{B_1} + m_b(X - X_{B_1}) \\ (Y - Y_{A^*})^2 + (X - X_{A^*})^2 = l_{BA^*}^2 \end{cases} \quad (4.96)$$

Cu notatiile:

$$a = 1 + m_b^2 \quad (4.97')$$

$$b = X_{A^*} + m_b Y_{A^*} - m_b (Y_{B_1} - m_b X_{B_1}) \quad (4.97'')$$

$$c = (Y_{B_1} - m_b X_{B_1})^2 - 2Y_{A^*} (Y_{B_1} - m_b X_{B_1}) + Y_{A^*}^2 + X_{A^*}^2 - l_{BA}^2 \quad (4.97''')$$

solutia (selectata) a lui (4.96) este:

$$\begin{cases} X_B = \frac{b}{a} + \sqrt{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - \frac{c}{a}} \\ Y_B = Y_{B_1} + m_b (X_B - X_{B_1}) \end{cases} \quad (4.98)$$

Coordonatele succesive ale punctului C rezulta din intersectarea cercurilor efective ($c[A^*, l_{CA^*}]$), cu centrul in A^* si raza egala cu l_{CA^*} , respectiv ($c[B, l_{BC}]$), cu centrul in B si raza egala cu l_{BC} :

$$\begin{cases} (X - X_{A^*})^2 + (Y - Y_{A^*})^2 = l_{CA^*}^2 \\ (X - X_B)^2 + (Y - Y_B)^2 = l_{BC}^2 \end{cases} \quad (4.99)$$

Folosind notatiile:

$$c_0 = (Y_B^2 - Y_{A^*}^2) - (X_B - X_{A^*})^2 + l_{CA^*}^2 - l_{BC}^2 \quad (4.100')$$

$$n = (Y_B - Y_{A^*})^2 + (X_B - X_{A^*})^2 \quad (4.100'')$$

$$s = \left[2Y_B (X_B - X_{A^*})^2 + (Y_B - Y_{A^*}) c_0 \right] / n \quad (4.100''')$$

$$p = \left[(c_0 - 2)^2 - (X_B - X_{A^*})^2 (l_{BC}^2 - Y_B^2) \right] / n \quad (4.100''''')$$

solutia (selectata) a lui (4.99) este:

$$\begin{cases} Y_C = \frac{s}{2} - \sqrt{\left(\frac{s}{2}\right)^2 - p} \\ X_C = X_{A^*} + \sqrt{l_{CA^*}^2 - (Y_C - Y_{A^*})^2} \end{cases} \quad (4.101)$$

Deoarece axa OX a sistemului de referinta coincide cu baza (c) admisa in faza de sinteza, ordonata Y_C reprezinta tocmai abaterea de generare a traiectoriei. Deaceea succesiunea relatiilor (4.90)-(4.95), (4.97)-(4.98) si (4.100)-(4.101), defineste modelul de analiza a preciziei de generare a dreptei, fiind in scris pe liniile etichetate cu 490 si 530-630 ale PROG. 4.1-2.

Structurile de la cazul 2 cuprind variantele TRRR-O, TRRR-I, TRSC-O, TRSC-I, TRIC-O si TRIC-I. La acestea, cotele determinante in desenele pieselor sunt cele evidentiate in Fig. 4.31. Toate cotele fiind efective, celelalte dimensiuni semnificative in problema pozitiilor, anume l_{BA^*} , l_{BC} si β_{A^*} rezulta conform relatiilor (4.91), (4.92) si (4.93) in functie de ele, tot ca efective.

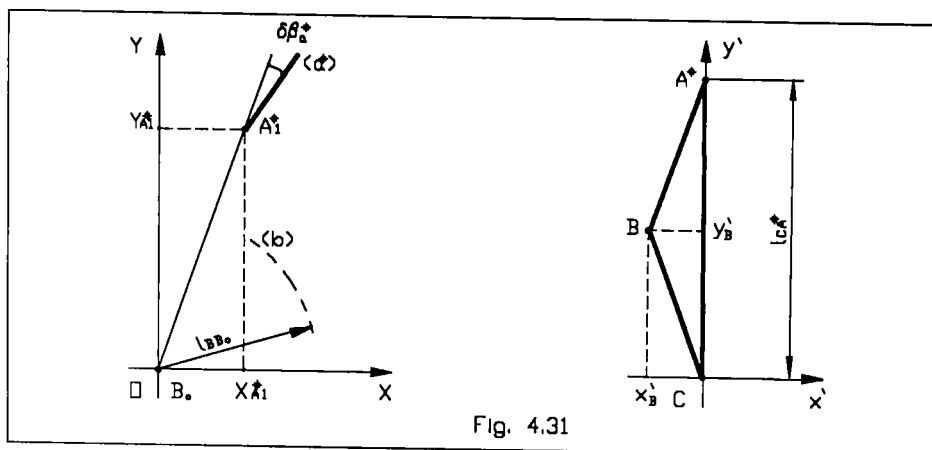


Fig. 4.31

Sucesiunea pozitiilor prin care trece punctul A^* pe durata generarii drepte se determina la fel, la aceasta grupa de structuri ca si la grupa de la cazul 1, folosind relatia (4.95). Deosebirea apare la stabilirea succesiunii de pozitii ale punctului B. Acest punct se gaseste in cazul de fata la intersectia cercurilor efective ($c[A^*, l_{BA^*}]$) si ($c[B_0, l_{BB_0}]$):

$$\begin{cases} (X - X_{A^*})^2 + (Y - Y_{A^*})^2 = l_{BA^*}^2 \\ (X - X_{B_0})^2 + (Y - Y_{B_0})^2 = l_{BB_0}^2 \end{cases} \quad (4.102)$$

Cu notatiile:

$$c_0 = X_{A^*}^2 - X_{B_0}^2 - (Y_{A^*} - Y_{B_0})^2 + l_{BB_0}^2 - l_{BA^*}^2 \quad (4.103')$$

$$a = (X_{B_0} - X_{A^*})^2 + (Y_{B_0} - Y_{A^*})^2 \quad (4.103'')$$

$$b = (Y_{B_0} - Y_{A^*})^2 X_{A^*} - (X_{B_0} - X_{A^*}) c_0 / 2 \quad (4.103''')$$

$$c = (c_0 / 2)^2 - (Y_{B_0} - Y_{A^*})^2 (l_{BA^*}^2 - X_{A^*}^2) \quad (4.103''')$$

solutiile selectate ale lui (102) sunt:

$$\begin{cases} X_B = b/a + \sqrt{(b/a)^2 - c/a} \\ Y_B = Y_{A^*} - \sqrt{l_{BA^*}^2 - (X_B - X_{A^*})^2} \end{cases} \quad (4.104)$$

Sucesiunea coordonatelor prin care trece punctul trasor C aferent structurilor cu baze inclinate se determina ca si anterior cu relatiile (4.101). Modelul matematic descris aici este implementat in PROG. 4.1-2 la etichetele 500, 640, 670-730, 750-760, 780-790.

La structurile cu baze ortogonale, punctele de biela A^* , B si C sunt aliniate si atunci, pentru determinarea coordonatelor lui C este utila observatia, ca segmentul AC are aceeasi orientare ca si dreapta determinata de pozitiiile efective ale punctelor A^* si B. Coeficientul unghiular al acestei drepte este:

$$m = (Y_{A^*} - Y_B) / (X_{A^*} - X_B) \quad (4.105)$$

si atunci coordonatele lui C rezulta in forma:

$$\begin{cases} X_C = X_{A^*} + l_{CA^*} \cdot \cos[\arctg(m)] \\ Y_C = Y_{A^*} + l_{CA^*} \cdot \sin[\arctg(m)] \end{cases} \quad (4.106)$$

Relatiile (4.105) si (4.106) sunt inscrise in program pe linia 770.

Modelul descris aici pentru problema pozitiiilor ramane valabil si la structurile TRIC cu conditia, ca definirea valorii efective a razei cercului suport (b), fictiv de aceasta data (Fig. 4.16 - Fig. 4.19), sa se faca cu considerarea razelor efective ale centroidelor conform relatiei:

$$l_{BB_0} = l_{B_0B^*} - l_{BB^*} \quad (4.107)$$

asa cum s-a in scris in program la linia 740.

Pentru structurile de la cazul 3 (RRRT-I, RRRT-O, RRSD-I, RRSD-O), cotele determinante din desenele pieselor sunt cele evidentiate in Fig. 4.32.

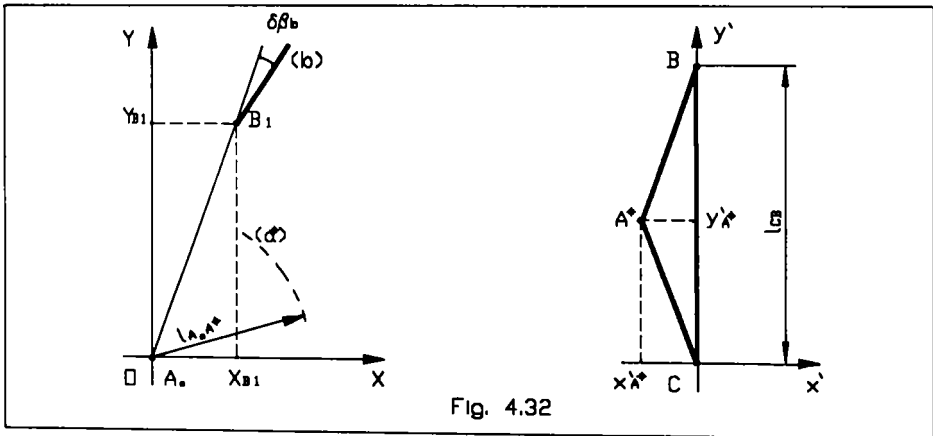


Fig. 4.32

Comparand Fig. 4.31 cu Fig. 4.32 se constata, ca deosebirea structurilor de la cazul 2 fata de cele considerate la cazul 3, consta in permutarea punctelor de sprijin. Aceasta proprietate permite reutilizarea modelului matematic al problemei pozitiiilor descris pentru cazul anterior si pentru structurile din cazul 3, cu conditia declararii permutarii amintite, asa cum s-a procedat la linia 660 a programului.

Rezultatele problemei de analiza a preciziei sunt incarcate in fisierul R(21,6), definit la linia 480 a PROG. 4.1-2 urmand ca in final sa fie monitorizate in mod numeric si grafic, permitand proiectantului optimizarea rapida a dispozitivului flexibil dupa criteriul precizie-cost.

Dintre performantele tehnice ale PROG. 4.1-2 se evidentiaza urmatoarele:

- lungimea..... 5275 bytes;
- durata de calcul a analizei/structura.....35 sec.;
- durata totala de lucru/structura (inclusiv dialogare)..... ~ 120 sec.;
- accepta asamblarea cu..... PROG. 4.1-1;

Rezultatele obtinute cu PROG. 4.1 asamblat, pentru diferite structuri cu abateri dimensionale destinate generarii aceluia segment, se prezinta in listele urmatoare:

LISTA 4.1

Introduce datele structurii:
TRRT-0

XCO1= 120
XCO2= 60
YDPI1*= 152

Directia caracteristice:

B1= 51.709837
B2= 71.951468
B3= 161.951468
B1'= 321.70984

Alege directia suportului (b):

Bb= 50

Dimensiunile pt. TRRT-0 :

rB1= 193.57337
sB1= -13.89330
sB2= 102.13083
rB3= 140.36809
rB4= 148.38097
rB5= 124.48019
XCO1= 124.48019
YCO1= 148.38097
XCO2= 60.00000
YCO2= 113.35544

amax=.014352024 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax=.00078664092 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - zero

amax=.015932679 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax=.057215869 [mm]

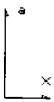


D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax=0.53861535 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - minus
2 unitati
la prima
zecimala;



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - plus
2 unitati
la prima
zecimala;

LISTA 4.2

Introduce datele structurii:
TRRT-I

XC1= 120
XC2= 600
XR1*= -221.5
YR1*= 127.5

Directii caracteristice:

B01= 51.592347
B02= 71.903025
B03= 161.903033
B01*= 321.592335

Alege directia suportului (b):

Bb= 50

Dimensiunile pt. TRRT-I :

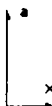
Ba*= 99.571596
r01*= 129.390004
r02*= 411.770004
r03*= 193.770004
s01*= -13.000033
s02*= 130.400010
s03*= 147.98775
t01*= 147.035208
t02*= 124.111765
Y01= 147.911002
X02= 112.633006
X03= 98.000000

amax=.012109507 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimala

amax=.0010069509 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimle;
 δD - zero

amax=.010705531 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimala

amax=.049355605 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimala

amax=.042231679 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimala

amax=0.49304364 [mm]



D - exprimat cu
1zecimala;
 δD - minus
2 unitati
la prima
zecimala

amax=0.43719292 [mm]



D - exprimat cu
1zecimala;
 δD - plus
2 unitati
la prima
zecimala

LISTA 4.3

Introduce datele structurii:

```

TRRR-O
X C 1 = 100
Y C 1 = 100
Z C 1 = 100
Directii caracteristice:
M B 1 = 51.789837
M B 2 = 71.951488
M B 3 = 161.951488
M B 4 = 321.709747
Dimensiunile pt. TRRR-O :
S P 1 = 0.130389
S P 2 = 0.085949
S P 3 = 0.085949
S P 4 = 0.085949
S P 5 = 0.085949
S P 6 = 0.085949
S P 7 = 0.085949
S P 8 = 0.085949
S P 9 = 0.085949
S P 10 = 0.085949

```

amax = .00048905611 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - zero;

amax = .018405199 [mm]



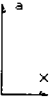
D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax = .017430425 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax = .076522529 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax = .066795349 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax = 0.71355253 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - minus
2 unitati
la prima
zecimala;

amax = 0.71894825 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - plus
2 unitati
la prima
zecimala;

LISTA 4.4

Introduce datele structurii:
TRRR-I

amax = .00046076655 [mm]

XC1 = 100
XC2 = 600
XR1 = -101.5
YR1 = 107.5



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - zero;

Directiile caracteristice:

BB1 = 51.892347
BB2 = 71.903028
BB3 = 161.903033
BB4 = 321.592358

Dimensiunile pt. TRRR-I :

BA = 9.571596
RA1 = 109.300004
RA2 = 40.770022
LCA = 19.46918
LBB0 = 10.6579096
LBC = 0.000000
LBA = 0.5790996
XBO = 0
YBO = 0
X'B = 10.059164
Y'B = 95.234579

amax = .011894695 [mm]

amax = .012365145 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax = .04276561 [mm]

amax = .054344907 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax = 0.47066333 [mm]

amax = 0.49966745 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - minus
2 unitati
la prima
zecimala;



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - plus
2 unitati
la prima
zecimala;

LISTA 4.5

Introduce datele structurii:
TRIC-O

```

XXC1      152
YYC1      152
ZZC1      152
Directii caracteristice:
MM1      51.709837
MM2      71.951488
MM3      101.951488
MM4      321.70984
    
```

Dimensiunile pt. TRIC-O

```

a      3
b      11000.130389
c      11000.65949
d      16000.000
e      9000.8029747
f      3000.55949
g      241851
h      400.463302
i      100.3.41967
j      0
k      0
l      0
m      95.829747
    
```

amax = .00094258785 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
δD - zero;

amax = .010762274 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax = .012332857 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax = .038331628 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax = .054044902 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax = 0.46073335 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
δD - minus
2 unitati
la prima
zecimala;

amax = 0.46229535 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
δD - plus
2 unitati
la prima
zecimala;

Introduce datele structurii:
TRIC-I

XC1= 1.000
XC2= 1.000
XR1+= 1.000
YR1+= 1.000

Directii caracteristice:

B1= 51.5592347
B2= 71.9992000
B1'= 81.9992000
B1''= 81.9992000

Dimensiunile pt. TRIC-I :

Ba+= 99.571595
BR1+= 129.300004
SR1+= 141.7700004
L1CB+= 150.4891000
L1CB++= 151.3897000
L1BCC+= 144.3314976
L1BCC++= 146.3619000
D1BF+= 20.3105100
D1BF++= 40.6213500
B1MM+= 3.1046600
XB0= 0.0000000
YB0= 0.0000000
XB= 16.059164
YB= 9.234579

amax=.0010498688 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - zero;

amax=.0026681423 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax=.0046370998 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax=.0079449713 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax=.030614309 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax=.052519359 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - minus
2 unitati
la prima
zecimala;

amax=0.25505552 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - plus
2 unitati
la prima
zecimala;

LISTA 4.7

Introduce datele structurii:
RRRT-O

XO1= 120
XO0= 600
XO1*= 600
XO1*= 76

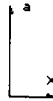
Directii caracteristice:

mm01= 51.709837
mm01'= 71.951468
mm01''= 181.981490
mm01'''= 321.708140

Dimensiunile pt. RRRT-O

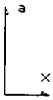
l= 115
l0= 103
l00= 93.1330389
l000= 83.6803949
l0000= 66.8009747
l00000= 52
l000000= 152
l0000000= 8000
l00000000= 8
l000000000= 6.829747

amax = .00048905611 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - zero;

amax = .016405199 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimale;

amax = .017430425 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
 δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimale;

amax = .076522529 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimale;

amax = .066795349 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
 δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimale;

amax = 0.71355253 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - minus
2 unitati
la prima
zecimale;

amax = 0.71894825 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
 δD - plus
2 unitati
la prima
zecimale;

LISTA 4.8

Introduce datele structurii:
RRRT-I

XC1= 120
XC2= 60
XA1= 60
YA1= 76

Directii caracteristice:

B1= 51.709837
B2= 71.981488
B3= 151.95149
B1'= 321.70984

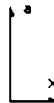
Alege directia suportului (b):

Bb= 50

Dimensiunile pt. RRRT-I :

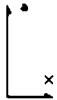
rB1= 193.57327
sB1= -13.953051
lB0= 140.035178
lB2= 98.8009747
lB3= 98.8009747
lB0R= 98.8009747
XB1= 124.42855
YB1= 140.035178
XAD= 60
YAD= 76
X'D= -62.240962
Y'D= 74.17589

amax=.0032651424 [mm]



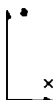
D - exprimat cu
3 zecimale;
δD - zero;

amax=.012053527 [mm]



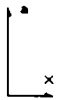
D - exprimat cu
3 zecimale;
δD - minus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax=.012213663 [mm]



D - exprimat cu
3 zecimale;
δD - plus
5 unitati
la a 3-a
zecimala;

amax=.04893177 [mm]



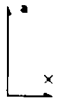
D - exprimat cu
2 zecimale;
δD - minus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax=.048141144 [mm]



D - exprimat cu
2 zecimale;
δD - plus
2 unitati
la a 2-a
zecimala;

amax=0.33719409 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
δD - minus
2 unitati
la prima
zecimala;

amax=0.63423698 [mm]



D - exprimat cu
1 zecimala;
δD - plus
2 unitati
la prima
zecimala;

Listele se deosebesc în funcție de structura mecanismului. Ele sunt organizate pe 4 linii cu câte 2 coloane, care definesc 8 "ferestre". În fiecare fereastră este salvată câte o imagine de monitor cuprinzând informații aferente structurii sintetizate. În prima fereastră se găsesc datele inițiale și dimensiunile rezultate din sinteza, pentru generarea exactă a traiectoriei drepte. Ferestrele următoare reprezintă graficul la scară al dreptei ideale și a celei generabile efectiv, cu indicarea abaterii maxime dintre ele, pentru diferite precizii de prescriere a cotelor nominale și pentru diferite abateri.

Graficele redată în Lista 4.1 - Lista 4.8 evidențiază următoarele proprietăți:

- Traiectoriile efective sunt afectate de abateri de formă și de situație în comparație cu dreapta ideală, dar aceste abateri pot fi micșorate prin creșterea preciziei dimensionale ale elementelor.
- Abaterile de situație depășesc abaterile de formă cu cel puțin un ordin de mărime.
- Ordinul de mărime al abaterii de situație nu depinde de structura mecanismului.
- Panta traiectoriei efective păstrează semnul pe toată lungimea ei.
- Panta traiectoriei efective modifică semnul dacă se schimbă semnul algebric al abaterilor dimensionale ale elementelor.
- Sensul deplasării traiectoriei efective se schimbă la inversarea semnului abaterilor dimensionale ale elementelor.
- Abaterile de situație se micșorează prin trecerea de la baze ortogonale la baze înclinate, dacă această trecere distanțează punctele de sprijin.
- Inversarea structurii nu influențează abaterile traiectoriei efective (v. Lista 4.3 și Lista 4.7).

Din aceste proprietăți se desprind următoarele recomandări pentru proiectarea precisă a dispozitivelor flexibile:

- Cotele nominale trebuie înscrise cât mai precis, cu două sau trei zecimale.
- Abaterile dimensionale, fie ca se admit mai mici sau mai mari (în funcție de dotarea tehnică a atelierului în care se lansează execuția), ele trebuie alese cu semn algebric alternant, unele pozitive, altele negative, urmărind compensarea abaterilor de traiectorie probabile.
- Se recomandă utilizarea bazelor înclinate, deoarece pe lângă creșterea preciziei ele favorizează fixarea prin formă. În ultimul caz, dispozitivul flexibil poate fi echipat în plus cu niste cepuri de așezare fixe.
- La alcatuirea mecanismului multiplu se recomandă utilizarea structurilor simple de același tip, care să genereze traiectorii efective cu aceeași pantă. În acest mod se reduce pericolul de pierdere al orientării obiectelor în fazele de realizare a contactului cu bacurile dispozitivului.
- Pentru ameliorarea fenomenelor de contact se recomandă utilizarea unor bacuri de tip rola înzestrate cu grad de libertate de prisos.
- La proiectarea dispozitivelor flexibile se impune, ca sinteza geometrică să fie urmată obligatoriu de simularea problemei pozițiilor, motiv pentru care se recomandă folosirea programelor PROG. 4.1 - 1 și PROG. 4.1 - 2 asamblate.
- Alegerea structurii depinde de aplicația concretă a dispozitivului flexibil și de sistemul de acționare disponibil. În orice caz oferta este suficient de largă.
- Pentru aplicațiile în sectoare calde se recomandă structurile TRIC, deoarece așa cum s-a arătat, în cupla centroidală elementele se deplasează teoretic fără alunecare, iar dacă din diverse motive cum ar fi abaterile dimensionale ale elementelor, deformațiile lor sub starea de eforturi sau dilatațiile termice, tendința de alunecare totuși apare, ea este mică în raport cu alte structuri. De aceea, cupla respectivă poate lipsi de ungere, deziderat esențial în mediul cald.

- La avantajul anterior al structurilor TRIC se adauga si solicitarea redusa la contact a elementelor in cupla centroidala, ceea ce permite utilizarea acestor structuri la sarcini ridicate, specifice deasemenea activitatilor legate de miscarea materialelor in sectoare calde.

4.3 Sinteza structurilor pentru generarea aproximativa a dreptei dezvoltate din structuri generatoare exacte

In anii precedenti a devenit aproape obisnuita exclusiva tendinta echiparii dispozitivelor flexibile cu structuri generatoare de traiectorie aproximative. Aceasta tendinta a aparut din confluenta de interese a fabricantilor de dispozitive si a utilizatorilor, care urmarind realizarea unor considerente economice si practice, prefera structurile mai bogate in cuple de rotatie (la structurile aproximatoare sunt mai frecvente conexiunile RR in comparatie cu conexiunile TR decat la structurile exacte). Pentru ameliorarea efectelor de contact nedorite, cauzate de deplasarea aproximativa a bacurilor dispozitivului, se utilizeaza in mod curent sisteme de complianta pasive sau active, sperand ca in viitor aceste probleme sa gaseasca rezolvarea in dezvoltarea simtului senzorial si in cresterea gradului de inteligenta artificiala implementata in sistem.

Pentru proiectantul sistemului mecanic al dispozitivelor flexibile este important ca metoda de sinteza folosita la conceptia geometrica a mecanismului generator aproximativ al dreptei, sa-i permita prevederea din start a limitei de precizie maxima de care sa fie capabila structura pe care va alege.

Cercetarea intreprinsa in legatura cu structurile generatoare aproximativa a dreptei, vizeaza solutionarea problemei formulate la urma. In acest cadru, s-au propus spre rezolvare urmatoarele obiective:

- -definirea transformarii pozitional izoprecisa a conexiunilor;
- -stabilirea ofertei de structuri aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise;
- -formularea metodelor de maximizare a preciziei de generare;
- -includerea sintezei geometrice a structurilor aproximatoare de dreapta in algoritmul de sinteza al structurilor exacte asociate;
- -intocmirea programului expert pentru sinteza geometrica si analiza preciziei de generare pe mijloace CAD, a structurilor aproximatoare de dreapta.

4.3.1 Transformarea pozitional izoprecisa a conexiunilor. Structuri aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise.

Preferinta practica fata de cuplele cinematice de rotatie in defavoarea celor de translatie, poate fi satisfacuta daca in structurile generatoare exacta a dreptei conexiunile conduse TR se inlocuiesc cu conexiuni RR. La conexiunile conducatoare se evita in general inlocuirea de mai sus, intrucit implica modificarea sursei de miscare. Dupa teorema conexiunilor, transformarea:

$$TR \rightarrow RR \quad (4.108)$$

nu afecteaza desmodromia structurii noi, dar ii degradeaza pecizia de generare a traiectoriei in raport cu structura veche, deoarece cercul suport trasat de conexiunea RR nu poate fi suprapus in totalitate pe dreapta suport, trasata anterior de conexiunea TR.

Pentru ca transformarea (4.108) sa produca la structura aproximatoare a dreptei abateri de generare mici, amplasarea conexiunii RR trebuie corelata cu amplasamentul conexiunii de inlocuit TR. Corelarea se poate exprima, impunand ca

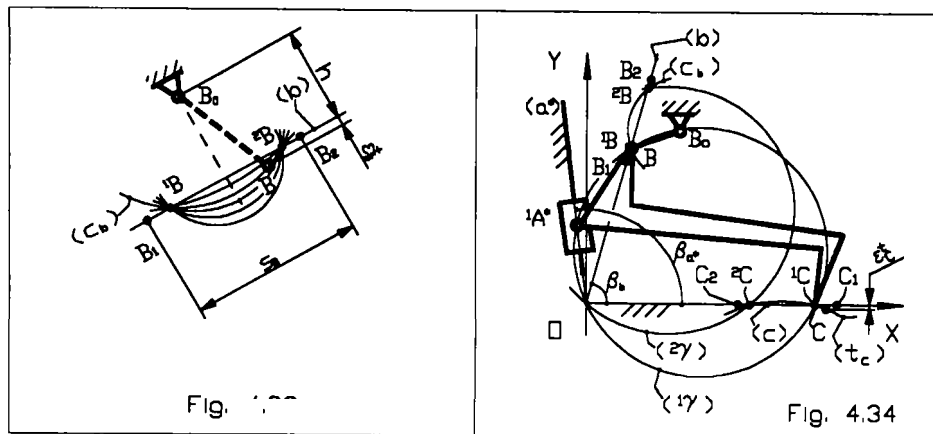
cercul suport nou (c_b) si dreapta suport veche (b) sa admita pe lungimea activa s_B a dreptei vechi maximul, adica doua puncte de intersectie reale si distincte. In cele ce urmeaza, punctele de intersectie se noteaza cu ${}^k B$ ($k=1,2$). Cum aceste puncte apartin simultan atat suportului (b) al structurii generatoare exacta, cat si suportului (c_b) al structurii transformate, ele indeplinesc rolul unor puncte de precizie pe cercul aproximativ (c_b).

Se intelege, ca daca transformarea (4.108) se aplica in conditiile descrise mai sus, atunci conexiunea RR noua introdusa va suprapune sprijinul condus B al structurii noi peste punctele de precizie ${}^k B$ numai in anumite pozitii. In aceste pozitii conexiunea RR este pozitional izoprecisa cu conexiunea TR inlocuita.

Exista evident o infinitate de cercuri (c_b), care trec prin aceleasi doua puncte ${}^k B$ ale unui segment $s_B \in (b)$ dat. Centrele acestor cercuri sunt insirate pe mediatoarea segmentului dintre punctele ${}^k B$. Oricare punct al mediatoarei punctelor ${}^k B$ poate fi admis ca articulatie fixa B_0 a conexiunii noi (Fig. 4.33), cu conditia ca lungimea elementului conexiunii:

$$l_{BB_0} = l_{{}^k B B_0} \quad (4.109)$$

sa nu intreaca limitele admise de gabarit. Desigur ca intr-un gabarit dat, lungimea elementului conexiunii ofera posibilitati largi pentru diminuarea erorii locale ε_B^1 cu care aproximeaza cercul (c_b) o dreapta (b), dealungul segmentului de lungime s_B si orientare β_b cunoscute.



Dimensiunile elementelor structurii vechi, determinate din algoritmul aferent de sinteza geometrica exacta, fiind preluate in structura transformata fara abateri. la trecerea sprijinului B prin punctele de precizie ${}^k B \in (c_b)$, biela structurii aproximatoare se situeaza identic la fel ca si biela structurii generatoare exacta a dreptei, de la care s-a pornit (Fig. 4.34). In pozitii de egala situare k , punctul trasor C al structurii aproximatoare se suprapune cu omologul lui din structura exacta. in acele puncte ${}^k C$ ale sistemului OXY fix, in care se intersecteaza in pozitii k cercul punctelor pe dreapta (${}^k y$) al structurii exacte, cu dreapta ideala de generat (c). In afara pozitiiilor de egala situare, biela structurii aproximatoare sprijinita fiind pe suportul (c_b), este obligata sa scoata punctul trasor de pe dreapta (c), conducandu-l pe

traiectoria aproximativa (t_c) cu o eroare de traiectorie locala ε_c^l . In sinteza pozitionala a mecanismelor punctele kC constituie punctele de precizie ale traiectoriei (t_c).

Se poate spune, ca transformarea pozitional izoprecisa a unei structuri care genereaza dreapta exact, furnizeaza o structura aproximatoare a dreptei respective, pozitional izoprecisa cu prima. Pornind de la varietatea structurilor capabile sa genereze dreapta exact (Tab. 4.2), se deduce ca fiecareia din ele avand in componenta o conexiune TR, ii corespunde o structura aproximatoare pozitional izoprecisa.

Pentru simbolizarea structurilor aproximatoare pozitional izoprecise se convine, ca in locul grupului de litere TR folosit pentru marcarea conexiunii inlocuite, sa fie utilizata litera B, deoarece elementul conexiunii RR inlocuitoare este un "balansier". Aceasta conventie elimina aparitia confuziilor in privinta simbolurilor utilizate si permite totodata identificarea rapida a variantei structurale exacte din care provine structura aproximatoare. Spre exemplu, structura din Fig. 4.34 avand simbolul TRB-I, reprezinta transformata pozitional izoprecisa a structurii exacte TRRT-I (sau a echivalentului acesteia TRSD-I).

Tab. 4.3

Oferta de variante structurale pentru generarea aproximativa a dreptei

Nr. crt.	Varianta structurala exacta	Varianta structurala aproximatoare
1	TRRT-O, TRSD-O	TRB-O
2	TRRT-I, TRSD-I	TRB-I
3	RRRT-O, RRDS-O	RRB-O
4	RRRT-I, RRDS-I	RRB-I
5	TRRT-O, TRSD-O	BB-O
6	TRRT-I, TRSD-I	BB-I

Oferta variantelor structurale aproximatoare de dreapta este specificata in Tab. 4.3, fiind enumerate si structurile exacte din care provin. Variantele din primele patru linii ale tabelului posedea un singur balansier, corespunzator transformarii pozitional izoprecise numai a conexiunii TR conduse. Aceste structuri cu o singura aproximare, sunt favorabile in cazul dispozitivelor flexibile actionate cu motoare liniare (cazul cel mai frecvent). In ultimele doua linii ale tabelului sunt mentionate variantele BB cu doua balansiere, care apar prin transformarea pozitional izoprecisa a ambelor conexiuni TR din componenta structurilor TRRT (sau echivalentul lor TRSD). Aceste structuri cu doua aproximari, presupun insa fie o actionare cu motor rotativ, fie incadrarea lor in structuri compuse in care sa existe la intrare un mecanism pentru transformarea miscarii de translatie (a motorului liniar), in rotatie.

4.3.2 Erori de traiectorie si erori de suport. Vectori de deplasare.

Precizia de generare a dreptei cu structuri transformate pozitional izoprecise este structural dependenta. Analiza ei trebuie deci abordata diferentiat.

Pentru inceput se considera structura TRB, avand biela $A^*B^*C^*$ reprezentata in Fig.4.35 cu linii continue si alaturi, biela A^*BC a structurii TRRT din care s-a obtinut prin transformare pozitional izoprecisa, fiind reprezentata cu linii intrerupte.

Indicatorul folosit pentru aprecierea preciziei cu care genereaza dreapta o structura aproximatoare, este denumit uzual eroare sau abatere de traiectorie.

Pentru claritatea prezentarii se precizeaza, ca din punct de vedere geometric, eroarea de traiectorie ε_c^l reprezinta componenta transversala (perpendiculara pe

dreapta de generat) a vectorului de pozitie ${}^{\circ}C$, aferent punctului trasor C al structurii aproximatoare, in raport cu punctul trasor C al structurii exacte din care provine, cand punctul de sprijin conductor A^* al celor doua structuri ocupa aceasi pozitie. Componenta longitudinala a vectorului ${}^{\circ}C$ fata de dreapta ideala de generat, reprezinta eroarea normala de generare ε_C^n . Prin modul in care s-a introdus, vectorul ${}^{\circ}C$ descrie deplasarea locala a traiectoriei generate efectiv (t_c), in raport cu dreapta ideala (c) pe care ar genera structura exacta, motiv pentru care se denumeste vector de deplasare al traiectoriei.

Deplasarea ${}^{\circ}C$ se datoreaza (asa cum s-a explicat in paragraful precedent) deplasarii ${}^B B'$ a sprijinului B aferent structurii aproximatoare a dreptei, fata de sprijinul B al structurii exacte, daca cele doua structuri sunt conduse din acelasi

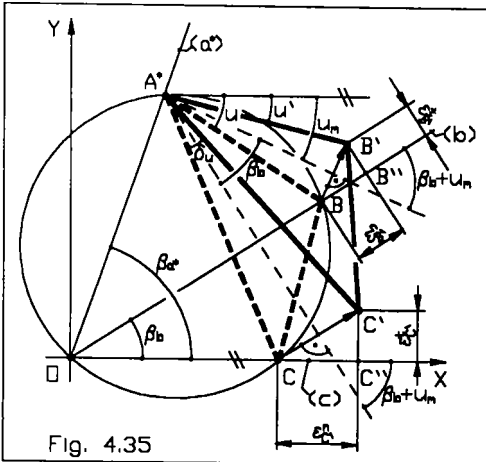


Fig. 4.35

punct de sprijin conductor A^* . Componenta transversala a vectorului ${}^B B'$ in raport cu dreapta suport inlocuita, defineste eroarea de suport ε_B^t , iar componenta paralela cu suportul respectiv, constituie eroarea normala de urmarire ε_B^n . Vectorul ${}^B B'$ descrie indepartarea locala a arcului de cerc suport (c_b) al transformarii pozitional izoprecise, in raport cu dreapta suport inlocuita (b), motiv pentru care in continuare se denumeste drept vector al deplasarii de suport.

Cum deplasarea de traiectorie ${}^{\circ}C$ si deplasarea de suport ${}^B B'$ se datoreaza rigiditatii a bieie in uru

aceluiasi centru A^* , ele sunt corelate. Pentru deducerea relatiei dintre cei doi vectori de deplasare, se admit cunoscute la un moment dat coordonatele punctelor $A^*(X_{A^*}, Y_{A^*})$, $B(X_B, Y_B)$ si $B'(X_{B'}, Y_{B'})$. Cu aceste coordonate, pentru unghiul de orientare u al segmentului de sprijin A^*B aferent structurii exacte si pentru unghiul de orientare u' al segmentului de sprijin A^*B' aferent transformatei pozitional izoprecise a primei structuri, pot fi scrise relatiile:

$$u = \operatorname{arctg} \frac{Y_B - Y_{A^*}}{X_B - X_{A^*}} \quad (4.110)$$

$$u' = \operatorname{arctg} \frac{Y_{B'} - Y_{A^*}}{X_{B'} - X_{A^*}} \quad (4.111)$$

Cu diferenta si media acestor unghiuri:

$$\delta_u = u - u' \quad (4.112)$$

$$u_m = \frac{u + u'}{2} \quad (4.113)$$

se poate scrie:

$$|{}^B B'| = 2 * l_{BA} * \sin(\delta_u / 2) \quad (4.114)$$

$$|{}^C C'| = 2 * l_{CA} * \sin(\delta_u / 2) \quad (4.115)$$

Prin eliminarea factorului trigonometric din ultimele doua relatii se obtine:

$$|{}^C C'| = \frac{l_{CA}}{l_{BA}} * |{}^B B'| \quad (4.116)$$

Acest rezultat arata, ca prin trecerea de la structura exacta la structura pozitional izoprecisa, modulele vectorilor de deplasare se transforma prin omotetie, cu centrul in A* si raportul:

$$\lambda_A = \frac{l_{CA}}{l_{BA}} \quad (4.117)$$

depinzind exclusiv de dimensiunile bielei.
Observand din Fig. 4.35 egalitatile unghiulare:

$$B\hat{B}B'' = C\hat{C}C'' = \beta_b + u_m \quad (4.118)$$

si tinand seama de definirea erorilor, se poate scrie:

$$\begin{cases} \varepsilon_C^t = |{}^C C'| * \cos(\beta_b + u_m) \\ \varepsilon_C^n = |{}^C C'| * \sin(\beta_b + u_m) \end{cases} \quad (4.119)$$

respectiv:

$$\begin{cases} \varepsilon_B^t = |{}^B B'| * \cos(\beta_b + u_m) \\ \varepsilon_B^n = |{}^B B'| * \sin(\beta_b + u_m) \end{cases} \quad (4.120)$$

Introducand de aici, modulele deplasarii in (4.116) si folosind de notatia (4.117), se deduc urmatoarele relatii de dependenta dintre erori:

$$\begin{cases} \varepsilon_C^t = \lambda_A * \varepsilon_B^t \\ \varepsilon_C^n = \lambda_A * \varepsilon_B^n \end{cases} \quad (4.121)$$

Conform acestui rezultat, structura TRB recopiaza erorile de suport pe traiectoria efectiv generata, la o scara egala cu raportul de omotetie.

Pentru structura RRB, avand biela A*B'C' reprezentata cu linii continue in Fig.4.36, comparativ cu structura exacta RRRT din care provine si a carei biela A*BC este desenata cu linii intrerupte, relatia intre deplasari (4.116) devine:

$$|{}^C C'| = |{}^B B'| \quad (4.122)$$

deoarece dupa (4.77), lungimile de biela l_{CA} si l_{BA} sunt egale.
La aceasta structura, datorita egalitatilor unghiulare:

$$\hat{B}\hat{B}'' = \beta_b - u_m \quad (4.123)$$

$$\hat{C}\hat{C}'' = 2\beta_b - u_m \quad (4.124)$$

erorile transversale si normale pot fi exprimate in forma:

$$\begin{cases} \varepsilon_C^t = |{}^C C| * \cos(2\beta_b - u_m) \\ \varepsilon_C^n = |{}^C C| * \sin(2\beta_b - u_m) \end{cases} \quad (4.125)$$

respectiv:

$$\begin{cases} \varepsilon_B^t = |{}^B B| * \cos(\beta_b - u_m) \\ \varepsilon_B^n = |{}^B B| * \sin(\beta_b - u_m) \end{cases} \quad (4.126)$$

Exprimand de aici modulele deplasarilor si introducind pe rand in (4.122) se obtin urmatoarele relatii de dependenta intre erori:

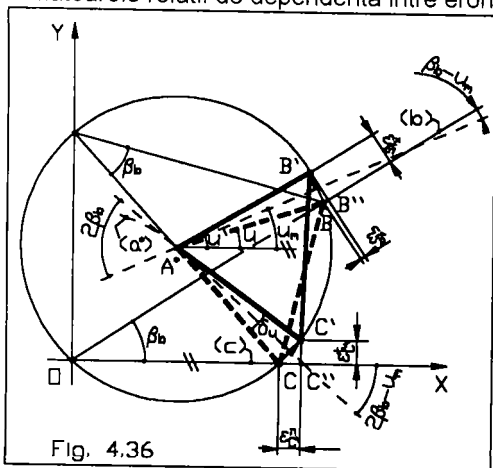


Fig. 4.36

$$\begin{cases} \varepsilon_C^t = \lambda^t * \varepsilon_B^t \\ \varepsilon_C^n = \lambda^n * \varepsilon_B^n \end{cases} \quad (4.127)$$

in care s-au notat:

$$\begin{cases} \lambda^t = \frac{\cos(2\beta_b - u_m)}{\cos(\beta_b - u_m)} \\ \lambda^n = \frac{\sin(2\beta_b - u_m)}{\sin(\beta_b - u_m)} \end{cases} \quad (4.128)$$

Din (4.127) se vede, ca structura RRB recopiaza erorile de suport pe traiectoria generata, dar spre deosebire de structura TRB, aici

scarile (4.128) sunt variabile cu orientarea medie u_m a bielei.

Pentru examinarea preciziei de generare a dreptei de catre structura BB, trebuie avuta in vedere faptul, ca aceasta structura este rezultatul transformarii pozitional izoprecise a ambelor conexiuni ale structurii TRRT initiale. Datorita celor doua transformari, atat punctul de sprijin A^* cat si punctul B, sunt deplasate de pe dreptele suport vechi (a^*) respectiv (b), in pozitiile noi A' si B' , caracterizate prin vectorii de deplasare locala ${}^A A'$ respectiv ${}^B B'$ (Fig. 4.37).

Deoarece cele doua transformari sunt independente, ele pot fi aplicate consecutiv, urmand ca efectele lor, care reprezinta niste deplasari, sa se insumeze. Astfel, presupunand prima transformare efectuata asupra suportului (b), se obtine structura intermediara TRB, avand biela reprezentata in figura cu linie-punct. Legatura dintre erorile de suport si cele de traiectorie pentru structura TRB intermediara a fost descrisa prin relatiile (4.121) si se pastreaza valabile pentru structura BB. Cea de a doua transformare vizeaza inlocuirea suportului (a^*), obligand reorientarea bielei in jurul sprijinului B' .

Presupunand cunoscute coordonatele punctelor $A^*(X_{A^*}, Y_{A^*})$, $A'(X_{A'}, Y_{A'})$ si $B'(X_{B'}, Y_{B'})$, schimbarea de orientare poate fi descrisa prin intermediul unghiurilor:

$$v = \arctg \frac{Y_{A^*} - Y_{B'}}{X_{A^*} - X_{B'}} \quad (4.129)$$

$$v' = \arctg \frac{Y_{A'} - Y_{B'}}{X_{A'} - X_{B'}} \quad (4.130)$$

Cu diferenta si media acestor unghiuri:

$$\delta_v = v - v' \quad (4.131)$$

$$v_m = \frac{v + v'}{2} \quad (4.132)$$

se poate scrie:

$$|A^*A'| = 2 * l_{BA^*} * \sin \frac{\delta_v}{2} \quad (4.133)$$

$$|C^*C''| = 2 * l_{BC} * \sin \frac{\delta_v}{2} \quad (4.134)$$

Prin eliminarea factorului $\sin \frac{\delta_v}{2}$ din ultimele doua relatii, se obtine:

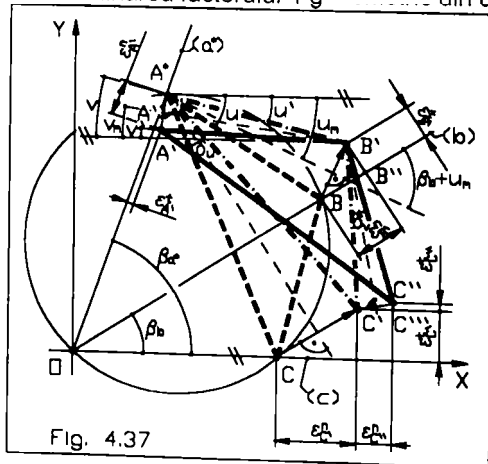


Fig. 4.37

$$|C^*C''| = \frac{l_{BC}}{l_{BA^*}} * |A^*A'| \quad (4.135)$$

Acest rezultat este similar cu cel descris prin relatia (4.116). Astfel, prin trecerea de la structura intermediara de tip TRB (cu biela $A^*B^*C^*$), la structura finala de tip BB (cu biela A^*B^*C''), modulele vectorilor de deplasare se transforma tot prin omotetie, dar cu centrul in B^* si raportul:

$$\lambda_B = \frac{l_{BC}}{l_{BA^*}} \quad (4.136)$$

Observand egalitatile unghiulare:

$$A^* \hat{A}^* A'' = C^* \hat{C}^* C'' = \beta_{a^*} + v_m \quad (4.137)$$

se deduc componentele erorilor fata de traiectorie:

$$\begin{cases} \varepsilon_C^t = |C^*C''| * \cos(\beta_{a^*} + v_m) \\ \varepsilon_C^n = |C^*C''| * \sin(\beta_{a^*} + v_m) \end{cases} \quad (4.138)$$

si respectiv, componentele erorilor fata de suportul (a^*):

$$\begin{cases} \varepsilon_A^i = |A^* A^*| \cdot \cos(\beta_{a^*} + v_m) \\ \varepsilon_A^n = |A^* A^*| \cdot \sin(\beta_{a^*} + v_m) \end{cases} \quad (4.139)$$

Introducand pe rand din ultimele doua grupe de relatii modulele deplasarilor in (4.135) se obtin urmatoarele relatii de dependenta intre erori:

$$\begin{cases} \varepsilon_C^i = \lambda_B^i \cdot \varepsilon_A^i \\ \varepsilon_C^n = \lambda_B^n \cdot \varepsilon_A^n \end{cases} \quad (4.140)$$

Intrucit la structura BB deplasarea de traiectorie apare in consecinta efectului cumulat al deplasarilor de suport, in baza relatiilor (4.121) si (4.140) componentele erorii de generare a dreptei se exprima in forma:

$$\begin{cases} \varepsilon_C^i = \varepsilon_C^i + \varepsilon_C^i = \lambda_A^i \cdot \varepsilon_B^i + \lambda_B^i \cdot \varepsilon_A^i \\ \varepsilon_C^n = \varepsilon_C^n + \varepsilon_C^n = \lambda_A^n \cdot \varepsilon_B^n + \lambda_B^n \cdot \varepsilon_A^n \end{cases} \quad (4.141)$$

Asadar, erorile de generare ale structurii BB sunt combinatii liniare ale erorilor de suport. Raporturile de omotetie fiind prin (4.117) si (4.136) pozitiv definite, pentru reducerea erorilor de generare se impune compensarea erorilor de suport. Realizarea practica a acestei cerinte presupune amplasarea conexiunilor in consens astfel, ca rotirea bielei datorata cercurilor suport sa fie cat mai mica. Aceste structuri se denumesc in continuare "structuri BB cu suporturi deplasate in consens".

Se va spune, ca un suport este pozitiv sau P deplasat, daca pe intervalul cuprins intre punctele de sprijin $^k B$, sensul rotirii bielei in jurul centrului de omotetie este sinistrorsum (Fig. 4.38-b). In mod similar se defineste suportul negativ sau N deplasat acela, la care intre punctele de precizie $^k B$, rotirea bielei in jurul centrului de omotetie se produce in sensul dextrorsum (Fig. 4.38-a). Structurile BB admit patru combinari de suport: PP, NN, PN si NP, primele doua fiind cu deplasari in consens.

Relatiile (4.121), (4.127) si (4.141) evidentiaza, ca precizia structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise creste prin reducerea erorilor de suport. Este evident, ca pentru atingerea limitei de precizie maxima, eroarea de suport trebuie minimizata. In acest scop se descriu in continuare trei metode:

- metoda egalizarii abaterii de suport;
- metoda cresterii frecventei pozitilor de egala situatie;
- metoda suporturilor deplasate in consens.

Aplicarea consecutiva a primelor doua metode maximalizeaza precizia structurilor obtinute cu o singura transformare pozitional izoprecisa, adica a structurilor TRB si RRB. Cea de a treia metoda presupune existenta a doua suporturi introduse prin transformari pozitional izoprecise, fiind astfel specializata pe cresterea preciziei structurilor BB.

4.3.2.1 Metoda egalizarii abaterilor de suport

Aceasta metoda este inspirata din observatia, ca la suprapunerea punctelor de precizie $^k B$ ($k=1, 2$) ale cercului suport (c_b) cu capetele B_1 si B_2 ale segmentului suport activ de pe dreapta (b), abaterea suport atinge cea mai mare valoare $\varepsilon_{B_{max}}^i$ la jumatatea cursei de sprijin s_B (Fig. 4.38).

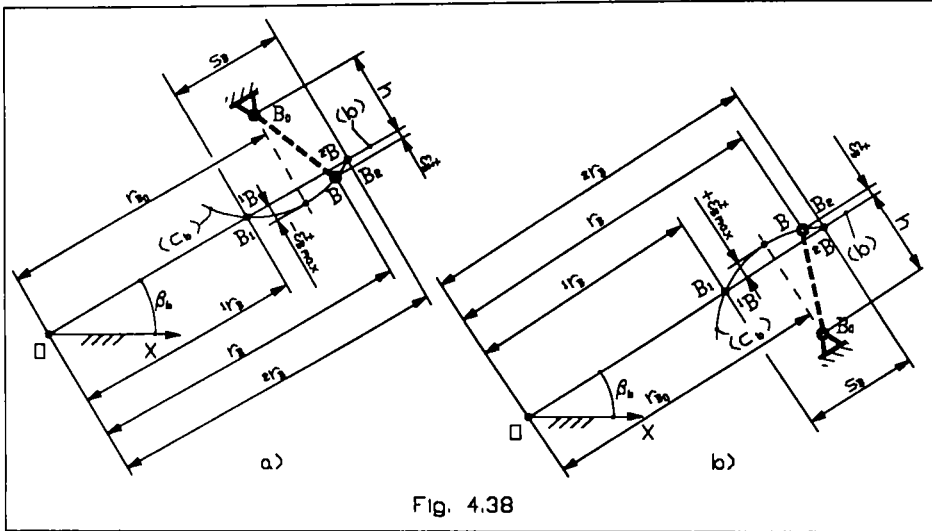


Fig. 4.38

Lungimea l_{BB_0} a balansierului fiind constanta, amplasarea articulatiei fixe B_0 a conexiunii deoparte sau alta a dreptei (b), nu modifica valoarea, ci numai semnul erorii mediane. Se poate atunci scrie:

$$\varepsilon'_{B_{\max}} = i * (l_{BB_0} - h) = i * l_{BB_0} \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{S_B}{2 * l_{BB_0}} \right)^2} \right] \quad (4.142)$$

unde factorul de semn se considera $i = +1$ la amplasarea lui B_0 spre dreapta lui (b) si $i = -1$ la amplasarea lui B_0 spre stanga lui (b). In primul caz cercul suport (c_0) ramane pe intreaga sa lungime P deplasat, iar in al doilea caz N deplasat.

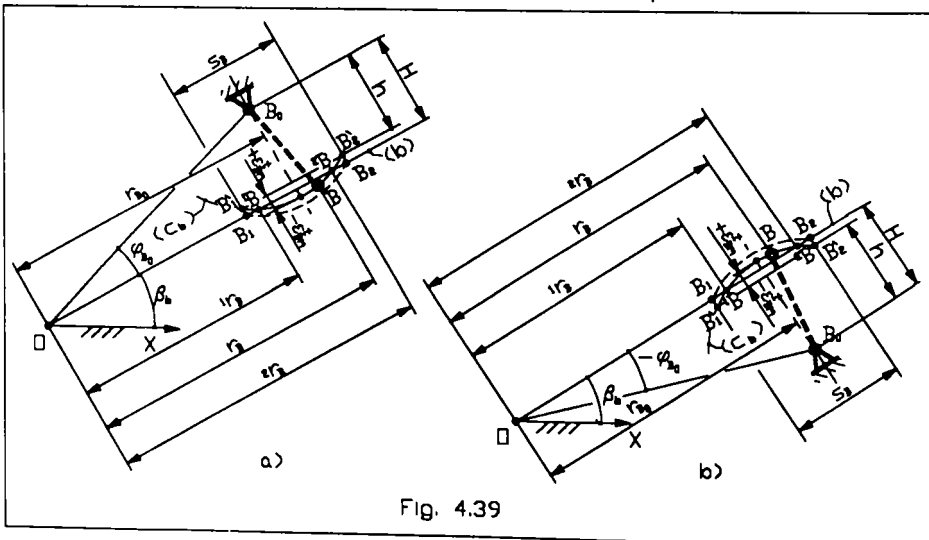


Fig. 4.39

Reducerea erorii de suport mediane impune deplasarea cercului suport in directia mediatoarei segmentului B_1B_2 , astfel ca distanta dintre punctul median al arcului (c_b) si dreapta (b) sa se micsozeze. Eroarea mediana oportuna realizabila prin aceasta deplasare este:

$$\varepsilon_{Bm}^t = \frac{|\varepsilon_{Bmax}^t|}{2} \quad (4.143)$$

si corespunde acelei situari a arcului (c_b), in care distantele fata de (b) a capetelor de arc, adica B_1B_1' si B_2B_2' se egalizeaza cu distanta mediana (Fig. 4.39). In acest amplasament arcul suport se denumeste "suport cu abateri egalizate".

Sinteza geometrica a suportului cu abateri egalizate presupune solutionarea a doua obiective. In primul se determina lungimea l_{BB_0} a elementului conexiunii necesare reproducerii suportului in cauza (lungime echivalenta cu raza suportului), iar in al doilea se stabilesc coordonatele articulatiei fixe B_0 (echivalente cu coordonatele centrului cercului suport).

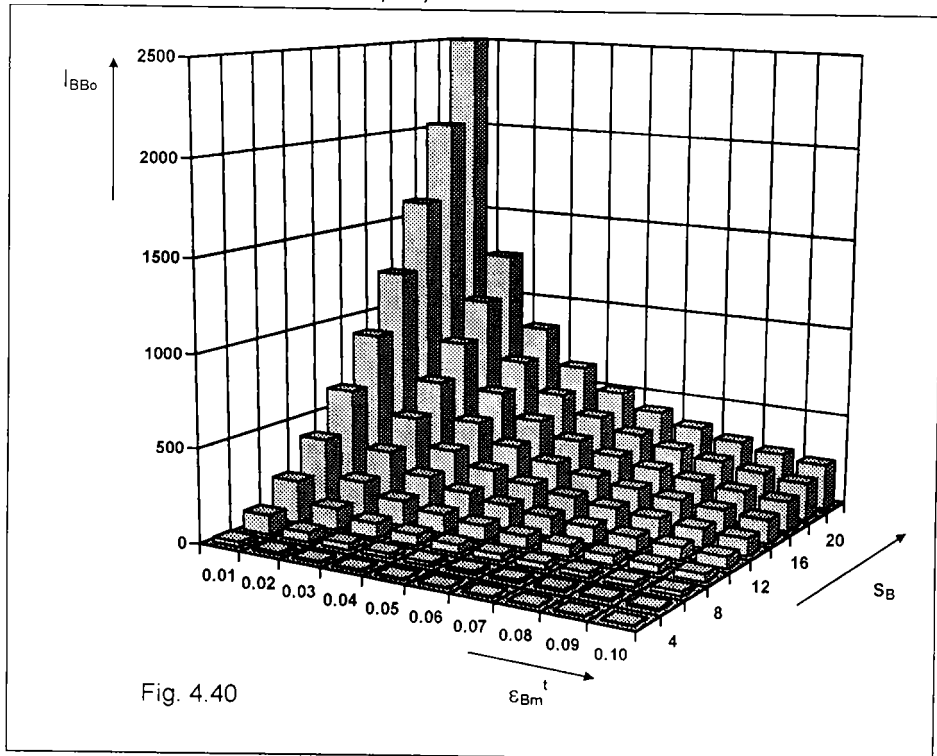


Fig. 4.40

Pentru rezolvarea primului obiectiv, se inlocuieste in conditia egalizarii abaterilor (4.143), relatia (4.142):

$$\varepsilon_{Bm}^t = \frac{l_{BB_0}}{2} * \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{S_B}{2 * l_{BB_0}} \right)^2} \right] \quad (4.144)$$

de unde se poate explicita apoi lungimea cautata:

$$l_{BB_0} = \varepsilon_{Bm}^1 + \frac{\left(\frac{s_B}{4}\right)^2}{\varepsilon_{Bm}^1} \quad (4.145)$$

Dependenta acestei lungimi de variabilele ε_{Bm}^1 si s_B este ilustrata in Fig. 4.40. Se observa, ca spre curse de sprijin mari si abateri de suport mici, lungimea conexiunii necesare in structura pozitional izoprecisa creste nelimitat. In acest domeniu, sunt mai avantajoase structurile care genereaza dreapta exact. In acelasi timp se constata, ca in domeniul curselor de sprijin mici exista numeroase conexiuni cu lungimi medii sau scurte chiar, care pastreaza abaterile de suport in limite rezonabile. Cu aceste conexiuni trebuie alcatuite structurile aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise avand suportul deplasat in pozitia abaterilor egalizate.

Al doilea obiectiv al sintezei suportului cu abateri egalizate, vizeaza dupa cum s-a aratat, stabilirea in sistemul de referinta fix a coordonatelor punctului B_0 . Pentru solutionarea acestui deziderat se observa (Fig.4.39), ca distanta H a articulatiei B_0 fata de dreapta suport (b) a structurii exacte asociate este:

$$H = h + |\varepsilon_{Bm}^1| = \frac{l_{BB_0}}{2} * \left[1 + \sqrt{1 - \left(\frac{s_B}{2 * l_{BB_0}}\right)^2} \right] \quad (4.146)$$

Aceasta distanta fiind pe mediatoarea segmentului B_1B_2 , pentru coordonatele lui B_0 pot fi scrise expresiile:

$$\begin{cases} X_{B_0} = r_{B_0} * \cos \beta_b + i * H * \sin \beta_b \\ Y_{B_0} = r_{B_0} * \sin \beta_b - i * H * \cos \beta_b \end{cases} \quad (4.147)$$

in care distanta la origine a mediatoarei este:

$$r_{B_0} = r_{B_1} + \frac{s_B}{2} = \frac{r_{B_1} + r_{B_2}}{2} \quad (4.148)$$

daca sprijinul B s-a ales in sectorul deplasarilor unisens, sau:

$$r_{B_0} = \min(r_{B_1}, r_{B_2}) + \frac{s_B}{2} = \frac{d + \min(r_{B_1}, r_{B_2})}{2} \quad (4.149)$$

daca sprijinul B s-a ales in sectorul deplasarilor cu intoarcere. Se precizeaza, ca pentru trecerea la forma finala a relatiei (4.148), cursa s_B s-a considerat exprimata in forma (4.35), iar pentru trecerea la forma finala a relatiei (4.149), cursa s_B s-a considerat exprimata in forma (4.36).

Din grupul relatiilor (4.145 - 4.149) si (4.27) reiese, ca cele trei necunoscute ($l_{BB_0}, X_{B_0}, Y_{B_0}$) ale problemei de sinteza a suportului cu abateri egalizate, depind in ultima instanta de trei marimi independente ($d, \beta_b, \varepsilon_{Bm}^1$). Primele doua dintre ele si anume diametrul d al cercului punctelor pe drepte, respectiv unghiul de orientare β_b

al suportului exact (b), sunt preluate de catre structura pozitional izoprecisa, de la structura exacta asociata, odata cu celelalte dimensiuni ale acesteia din urma. Eroarea $\varepsilon_{B,m}^1$ este insa introdusa in premiera, fiind necesara la definirea suportului cu abateri egalizate. Acest fapt, in baza proprietatii structurilor transformate pozitional izoprecis, de a recopia erorile de suport pe traiectorie dupa transformarile prin omotetie (4.121), (4.127), sau (4.141), conduce la doua consecinte majore:

- Metoda egalizarii abaterilor de suport, repartizeaza traiectoria efectiva simetric fata de dreapta ideala de generat, asigurand reducerea valorilor absolute ale erorilor de traiectorie pozitive si negative, pana la egalizare.
- Sinteza suportului cu abateri egalizate, include eroarea de traiectorie maxima admisa in datele initiale. Astfel, sinteza se efectueaza pornind de la indicatorul de precizie cel mai important.

4.3.2.2 Aplicarea metodei egalizarii abaterii de suport la alegerea unei structuri cu eroare de traiectorie impusa

Pentru stabilirea rapida a conexiunii care sa mentina eroarea de traiectorie in limitele propuse, in Tab. 4.4 se prezinta 100 de solutii numerice ale ecuatiei (4.145), determinate pe intervalul abaterilor de suport $\varepsilon_{B,m}^1 \in [0.01, 0.10]$ mm si pe intervalul curselor de sprijin $s_B \in [20, 2]$ mm. Cu linia franta s-au delimitat lungimile l_{BB_0} de acelasi ordin si cele inferioare dimensiunilor sintetizate pentru structurile exacte din Listele 4.1-4.8. Lungimilor inscrise sub linia franta ii corespund structuri aproximatoare de dreapta, avand gabarite comparabile cu cele aferente structurilor exacte asociate.

Tab. 4.4

Oferta de conexiuni pentru transformari pozitional izoprecise cu erori limitate										
$s_B \backslash \varepsilon_{B,m}^1$	20	18	16	14	12	10	8	6	4	2
0.01	2500	2025	1600	1225	900	625	400	225	100	25
0.02	1250	1012	800	612	450	312	200	112	50	12.5
0.03	833	675	533	408	300	208	133	75	33	8.3
0.04	625	506	400	306	225	156	100	56	25	6.3
0.05	500	405	320	245	180	125	80	45	20	5
0.06	416	337	266	204	150	104	66	37	16	4.2
0.07	357	289	228	175	128	89	57	32	14	3.6
0.08	312	253	200	153	112	78	50	28	12	3.2
0.09	277	225	177	136	100	69	44	25	11	2.8
0.10	250	202	160	122	90	62	40	22	10	2.6

Utilizarea tabelii se prezinta prin intermediul a doua probleme de decizie, frecvent intalnite in practica de proiectare, cand pentru o aplicatie concreta trebuie aleasa structura aproximatoare, ale carei performante de precizie in faza anterioara proiectarii si a analizei, inca nu se cunosc.

- Prima problema se considera cu urmatorul enunt: pot fi indeplinite cerintele de sinteza prevazute in Lista 4.1 de catre o structura TRB-O, daca eroarea de traiectorie trebuie limitata la valoarea $\varepsilon_{C,m}^1 \leq 0.12$ mm?

Dimensiunile structurii TRRT-O din care se obtine structura TRB-O fiind dupa Lista 4.1 cunoscute, se poate trece conform relatiei (4.117) la calculul factorului de

omotetie $\lambda_A = l_{CA} / l_{BA} = 193.65949 / 124.48192 = 1.5557238$. După relația (4.121) eroarea de suport va fi egală cu $\varepsilon_{Bm}^I = \varepsilon_{Cm}^I / \lambda_A = 0.12 / 1.5557238 = 0.077134513$ mm. Intrând în Tab. 4.4 pe linia $\varepsilon_{Bm}^I = 0.07$ mm și pe coloana $s_B = 14$ mm (în Lista 4.1 $s_B = 13$ mm), se deduce lungimea aproximativă a conexiunii necesare ca fiind $l_{BB_0} \approx 175$ mm. Această lungime se încadrează în gabaritul structurii exacte asociate, putând fi acceptată. Răspunsul la prima problemă este deci afirmativ. Lungimea exactă a conexiunii trebuie stabilită evident cu relația (4.145) în faza efectuării sintezei.

- A doua problemă se presupune următoarea: poate fi înlocuită structura TRB-O de la prima problemă, cu o structură RRB-I, presupunând sursa de mișcare asigurată?

Conform Tab. 4.3, structura RRB-I reprezintă transformata pozițional izoprecisă a structurii exacte RRRT-I. Dimensiunile structurii din urmă sunt sintetizate în Lista 4.8 pentru aceleși traiectorii ca și cea considerată la sinteza geometrică a structurii TRRT-O din Lista 4.1. Întrucât transformarea pozițional izoprecisă nu afectează lungimea traiectoriei generate, se ajunge la concluzia că din acest punct de vedere structurile TRB-O și RRB-I pot fi interschimbate. Rămâne de analizat precizia de generare a structurii RRB-I. Factorul de omotetie pentru această structură, se determină cu relația (4.128). Admitând $u_m \sim \beta_b = 50^\circ$, se poate scrie $\lambda^I = \cos(50^\circ) = 0.64278761$. Eroarea de suport este după relația (4.127), egală cu $\varepsilon_{Bm}^I = \varepsilon_{Cm}^I / \lambda^I = 0.12 / 0.64278761 = 0.18668686$ mm. Pentru $\varepsilon_{Bm}^I = 0.1$ mm și $s_B = 14$ mm, din Tab. 4.4 rezultă o conexiune cu lungimea $l_{BB_0} = 122$ mm. Calculul exact ar conduce la o conexiune și mai scurtă (de numai 65.373636 mm). Faptul că la aceeași precizie, conexiunea condusă a structurii RRB-I este mai scurtă decât conexiunea similară a structurii TRB-O, pune în avantaj prima structură. Desigur, că la același gabarit structura RRB-I realizează precizie superioară față de structura TRB-O. În concluzie se poate spune că înlocuirea solicitată în problemă este posibilă și recomandată sub aspectul preciziei.

4.3.2.3 Metoda creșterii frecvenței pozițiilor de egală situație

Precizia de generare maximă posibilă de atins în baza metodei egalizării abaterilor de suport este limitată, după cum s-a arătat, de egalizarea valorilor absolute ale erorilor de traiectorie pozitive și negative. Metoda din titlu permite depășirea acestei limite. Ea s-a dezvoltat în baza relației (4.144), din care se vede, că pentru o conexiune de lungime l_{BB_0} dată, eroarea maximă ε_{Bm}^I a suportului cu abateri egalizate se reduce dacă lungimea de sprijin s_B se micșorează. Maximizarea preciziei impune deci minimizarea lui s_B .

Pentru soluționarea mai ușoară a acestui deziderat convine, ca în expresiile (4.35) și (4.36) ale lui s_B să fie explicitat pe de o parte unghiul de orientare β_b al suportului exact (b), iar pe de altă parte limitele unghiulare β_1 respectiv β_2 ale intervalului de lucru al bielei (vezi paragraful 4.2.3.1). Urmărind scopul, se observă mai întâi, că în baza notațiilor (4.10) și (4.11) se pot scrie:

$$\begin{aligned} \frac{1}{\sqrt{1+m^2}} &= \cos \beta_b \\ \frac{m}{\sqrt{1+m^2}} &= \sin \beta_b \end{aligned} \quad (4.150)$$

Tinand cont apoi de relatia (4.28) exprimata in forma:

$$\theta = \frac{\pi}{2} - \beta \quad (4.151)$$

se pot scrie egalitatile:

$$\begin{aligned} \sin \theta &= \cos \beta \\ \cos \theta &= \sin \beta \end{aligned} \quad (4.152)$$

Introducand expresiile (4.150) si (4.152) in (4.27), raza polara a sprijinului B devine:

$$r_B = d * \cos(\beta - \beta_b) \quad (4.153)$$

in care se reaminteste, ca d reprezinta diametrul cercului punctelor pe drepte, iar β este unghiul polar al directiei pe care se afla la un moment dat centrul acestui cerc (si centrul instantaneu de rotatie I al bielei). Bineinteles, ca in fiecare stare limita a dispozitivului flexibil (deschisa/inchisa), relatia (4.153) primeste o forma particulara:

$$\begin{aligned} r_{B1} &= d * \cos(\beta_1 - \beta_b) \\ r_{B2} &= d * \cos(\beta_2 - \beta_b) \end{aligned} \quad (4.154)$$

in care, cele doua unghiuri limita β_1 respectiv β_2 se cunosc, fiind determinate prin relatiile (4.29) din datele temei. Daca relatiile (4.154) se inlocuiesc in (4.35), lungimea de sprijin se exprima in forma:

$$s_B = 2 * d * \sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2} - \beta_b\right) * \sin\left(\frac{\beta_1 - \beta_2}{2}\right) \quad (4.155)$$

cu valabilitate in sectorul suportilor strabatuti in sens unic (cand $\beta_b \in (\beta_1, 2\pi + \beta_1]$ sau cand $\beta_b \in [\beta_2, \beta_2)$). Daca aceleasi relatii (4.154) se inlocuiesc in (4.36), atunci lungimea de sprijin primeste una din formele:

$$s_B = \begin{cases} d * [1 - \cos(\beta_1 - \beta_b)] & \text{daca } \beta_b \in (\beta_1, \beta_m] \\ d * [1 - \cos(\beta_2 - \beta_b)] & \text{daca } \beta_b \in [\beta_m, \beta_2) \end{cases} \quad (4.156)$$

valabile conform intervalelor specificate, in sectorul suportilor strabatuti cu intoarcere. La definirea intervalelor de valabilitate ale relatiilor (4.156), prin unghiul:

$$\beta_m = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} \quad (4.157)$$

s-a notat directia bisectoarei sectorului in care se gasesc suportii, dealungul carora punctele de sprijin posibile se deplaseaza cu intoarcere.

Relatiile (4.155) si (4.156) evidentiaza variatia polara a lungimii de sprijin s_B in functie de directia β_b a suportului ales. In Fig. 4.41 s-a reprezentat aceasta variatie. Se observa, ca pe directia lungimii de sprijin minime, raza polara a punctului de pe

cercul (γ_1) se egaleaza cu raza polara a punctului de pe cercul (γ_2). Egalitatea $r_{B_1} = r_{B_2}$, este echivalenta dupa relatiile (4.154) cu ecuatia trigonometrica:

$$\cos(\beta_1 - \beta_b) = \cos(\beta_2 - \beta_b) \tag{4.158}$$

Solutia acestei ecuatii in raport cu necunoscuta β_b este:

$$\beta_b = \frac{\beta_1 + \beta_2}{2} = \beta_m \tag{4.159}$$

si reprezinta unghiul polar al suportului de cea mai mica lungime. Dupa cum se vede, acest unghi coincide cu unghiul bisectoarei sectorului cu inversiuni. Avand in vedere ca pe aceasta directie se obtine cea mai mare precizie teoretica de catre structurile aproximatoare de dreapta de tipul TRB si RRB, dreapta bisectoare se denumeste axa de maxima precizie.

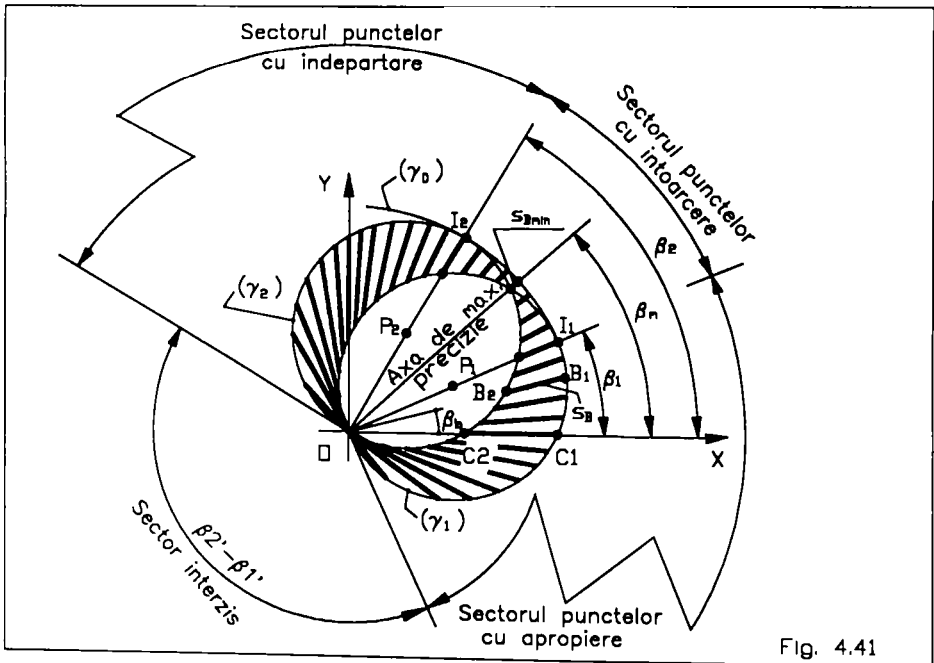


Fig. 4.41

Pe axa de maxima precizie, sprijinul B al bieii trece pe durata inchiderii dispozitivului flexibil de doua ori prin fiecare dintre punctele de precizie ale suportului cu abateri egalizate. Prima trecere o realizeaza deplasandu-se cu indepartare, iar cea de a doua dupa intoarcere, cand se deplaseaza apropiindu-se de originea O. In acest caz este avantajoasa conventia notarii unui punct de precizie al suportului pozitional izoprecis cu doi indici. Potrivit acestei conventii punctul de precizie ${}^k B$ ($k=1,2; l=1,2$) reprezinta punctul de intersectie numarul k al suportului cu abateri egalizate fata de dreapta suport inlocuita, la atingerea numarul l. La fiecare trecere a sprijinului B printr-un punct ${}^k B$, biea structurii TRB sau RRB ajunge intr-o pozitie de egala situatie, numarul acestor pozitii fiind egal evident cu patru.

Din cele prezentate rezulta, ca structurile TRB si RRB avand suportul cu abateri egalizate amplasat pe axa de maxima precizie, genereaza dreapta cu patru puncte de precizie ${}^{kl}C$ ($k=1,2; l=1,2$), acest numar fiind maximul posibil. Corespondenta dintre punctele ${}^{kl}B$ si ${}^{kl}C$ este redata in Fig. 4.42 prin intermediul cercurilor (${}^{kl}\gamma$), reprezentate in cele patru pozitii de egala situatie ale bielei.

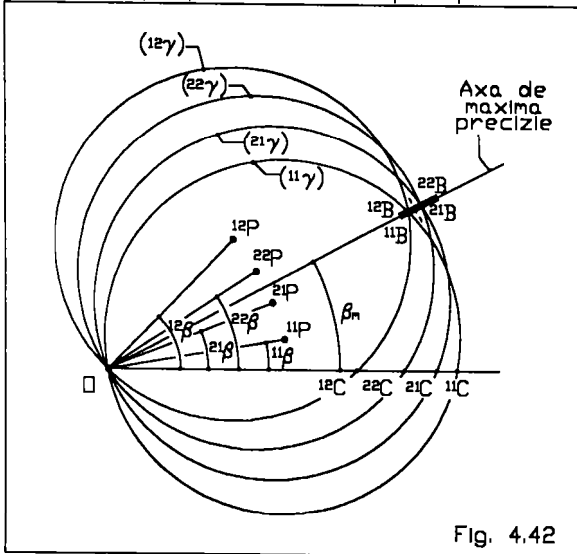


Fig. 4.42

Se observa, ca la atingerile consecutive ale aceluasi punct de precizie al suportului, centrele ${}^{kl}P$ ale cercurilor (${}^{kl}\gamma$) sunt partizate simetric in raport cu axa de maxima precizie. Descrierea simetriei implica doua relatii:

$$\begin{aligned} {}^{12}\beta - \beta_m &= \beta_m - {}^{11}\beta \\ {}^{22}\beta - \beta_m &= \beta_m - {}^{21}\beta \end{aligned} \quad (4.160)$$

din care se pot exprima unghiurile de pozitie ${}^{12}\beta$, respectiv ${}^{22}\beta$, pentru care bielea atinge punctele de precizie ale suportului a doua oara, in functie de unghiurile ${}^{11}\beta$, respectiv ${}^{21}\beta$, de la prima

atingere:

$$\begin{aligned} {}^{12}\beta &= 2\beta_m - {}^{11}\beta \\ {}^{22}\beta &= 2\beta_m - {}^{21}\beta \end{aligned} \quad (4.161)$$

Conform figurii, punctele de precizie ale traiectoriei sunt ordonate intr-un spectru cu repartitie cosinusoidala, avand abscisele date de:

$${}^{kl}X = d * \cos({}^{kl}\beta) \quad (k = 1,2; l = 1,2) \quad (4.162)$$

Intrucat dupa relatiile (4.161) cele patru unghiuri ${}^{kl}\beta$ formeaza perechi dependente, pentru calculul concret al absciselor ${}^{kl}X$ este suficient determinarea numai a doua unghiuri polare ${}^{11}\beta$ si ${}^{21}\beta$, care descriu pozitiile bielei la prima atingere a punctelor de precizie ale suportului aproximativ. Aceste unghiuri pot fi exprimate din relatia (4.153), tinand cont si de (4.159), sub forma condensata:

$${}^{k1}\beta = \beta_m - \arccos\left(\frac{{}^{k1}r_B}{d}\right) \quad (k = 1,2) \quad (4.163)$$

Razele polare ${}^{k1}r_B$ ale sprijinului B in cele doua pozitii de precizie ${}^{k1}B$ pot fi exprimate dupa Fig. 4.43, condensat in urmatoarea forma:

$${}^{k1}r_B = r_{B_0} + (-1)^k * l_{BB_0} * \cos({}^{11}\psi) \quad (k = 1,2) \quad (4.164)$$

unde cu ${}^{11}\psi$ s-a notat unghiul de orientare al balansierului fata de suportul exact (b)

in prima pozitia de precizie si la prima atingere a acesteia. Din Fig. 4.43 se vede ca:

$$\sin({}^{11}\psi) = \frac{H}{l_{BB_0}} \quad (4.165)$$

si atunci se poate scrie:

$$\cos({}^{11}\psi) = \sqrt{1 - \left(\frac{H}{l_{BB_0}}\right)^2} \quad (4.166)$$

Inlocuind aici distanta H din (4.146), in final se obtine:

$$\cos({}^{11}\psi) = \sqrt{1 - \frac{1}{4} * \left[1 + \sqrt{1 - \left(\frac{s_B}{2 * l_{BB_0}}\right)^2} \right]^2} \quad (4.167)$$

Acest rezultat evidentiaza, ca prin intermediul razei l_{BB_0} , unghiul ${}^{11}\psi$ depinde de eroarea de suport ε_{Bm}^I , deci si de eroarea de traiectorie egalizata admisa ε_{Cm}^I .

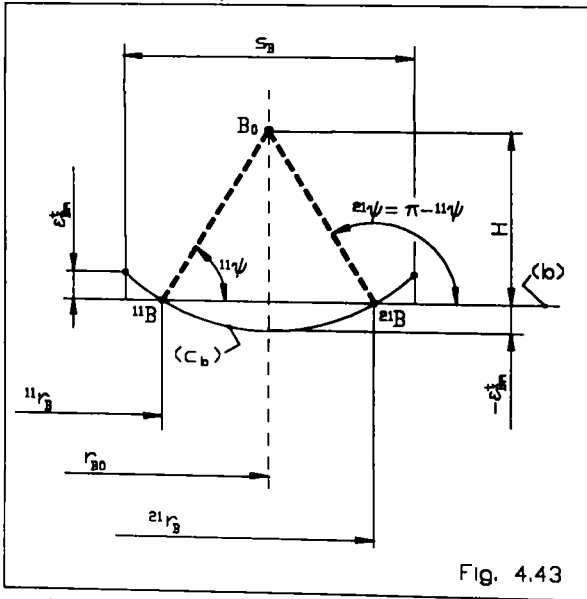


Fig. 4.43

Sucesiunea relatiilor (4.167), (4.164), (4.163), (4.161) si 4.162 arata, ca influenta erorii ε_{Cm}^I se resimte inclusiv in repartitia punctelor de precizie ale traiectoriei generate.

Pentru mentinerea ecuatiei (4.167) in domeniul real, raza suportului (c_b) trebuie limitata inferior la valoarea:

$$l_{BB_0 \min} = \frac{s_B}{2} \quad (4.168)$$

Este evident, ca un suport cu raza mai mica, nu mai acopera lungimea de sprijin s_B , provocand blocarea geometrica a mecanismului inainte ca dispozitivul flexibil

sa ajunga in starea complet deschisa sau complet inchisa.

Mai trebuie observat, ca suportul cu abateri egalizate avand raza minima data de (4.168), introduce cea mai mare eroare de suport:

$$\varepsilon_{Bm \max}^I = \frac{s_B}{4} \quad (4.169)$$

Pe axa de maxima precizie, aceasta eroare este de ordin milimetric dar creste

odata cu lungimea de sprijin s_B . Din acest motiv conexiunile cu lungimi apropiate de limita (4.168) nu sunt recomandate. In schimb, dupa relatiile (4.168) si (4.144) este usor de apreciat, ca pentru o valoare $s_B = 4\text{mm}$ (uzuala pe axa de maxima precizie) si admitand o lungime $l_{BB_0} = 5 * l_{BB_0 \text{ min}} = 5 * 4 = 20\text{ mm}$, abaterea de suport rezulta numai de $\varepsilon_{Bm}^1 = 0.1\text{ mm}$, iar pentru o lungime $l_{BB_0} = 10 * l_{BB_0 \text{ min}} = 10 * 4 = 40\text{ mm}$, abaterea de suport rezulta si mai mica, de numai $\varepsilon_{Bm}^1 = 0.05\text{ mm}$. Comparand aceste rezultate cu cele obtinute la problemele rezolvate in paragraful anterior, se poate concluda, ca lungimea minima recomandata a conexiunii necesare la reproducerea suportului cu abateri egalizate pe axa de maxima precizie este:

$$l_{BB_0} \cong (5 \dots 10) * l_{BB_0 \text{ min}} \quad (4.170)$$

Desigur, ca la lungimi mai mari precizia creste. La o problema de sinteza concreta lungimea conexiunii necesare trebuie corelata cu eroarea admisa pe traiectorie.

Se mentioneaza, ca amplasarea suportului cu abateri egalizate in vecinatatea axei de maxima precizie conduce la pierderea unei pozitii de egala situatie.

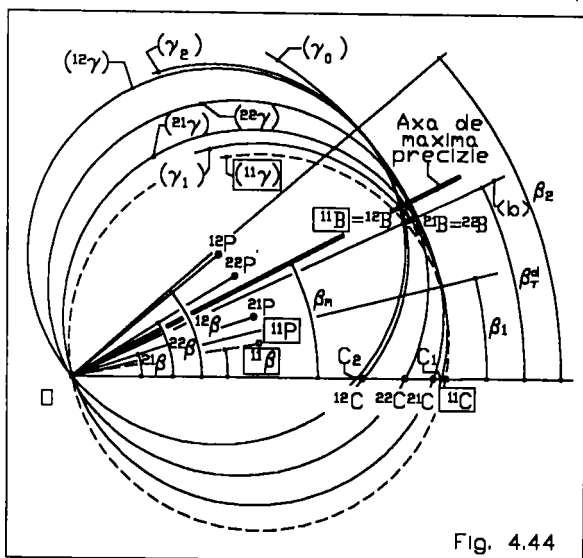


Fig. 4.44

In Fig. 4 este exemplificata constructia spectrului a trei puncte de precizie $\{^{21}C, ^{22}C, ^{12}C\}$ apartinatoare traiectoriei generate pe intervalul $[C_1, C_2]$. Suportul cu abateri egalizate s-a considerat introdus pe directia $\beta_b = \beta_r^d$ stabilita din conditia:

$$r_{B1} = \frac{r_{B2} + d}{2} \quad (4.171)$$

Aceasta conditie elimina posibilitatea atingerii pe suport a punctului de precizie ^{11}B , iar pe traiectorie, a punctului ^{11}C . Introducand in (4.171) relatiile (4.154), rezulta ecuatia trigonometrica

$$2 * \cos(\beta_1 - \beta_b) - \cos(\beta_2 - \beta_b) - 1 = 0 \quad (4.172)$$

Solutia ei in raport cu β_b defineste directia β_r^d amintita:

$$\beta_r^d = 2 * \arctg \left[\frac{b}{1+a} + \sqrt{\left(\frac{b}{1+a}\right)^2 - \frac{1-a}{1+a}} \right] \quad (4.173)$$

in care s-au folosit notatiile:

$$\begin{aligned} a &= 2 * \cos \beta_1 - \cos \beta_2 \\ b &= 2 * \sin \beta_1 - \sin \beta_2 \end{aligned} \quad (4.174)$$

Se observa, ca centrele ^{kl}P ale cercurilor ($^{kl}\gamma$) se repartizeaza si acum simetric in raport cu suportul exact (b), dar, din cauza rotirii acestuia cu unghiul $\beta_m - \beta_r^d$ in raport cu axa de maxima precizie in sensul dextrorsum, intregul spectru al punctelor de precizie ^{kl}C este deplasat spre dreapta. Astfel punctul de precizie ^{11}C paraseste intervalul de lucru $[C_1, C_2]$ al dispozitivului flexibil. In conditiile de mai sus, pentru calculul repartitiei punctelor de precizie in spectru, succesiunea relatiilor (4.167), (4.164), (4.163), (4.161) si (4.162) isi pastreaza valabilitatea, cu deosebirea ca in expresiile (4.163) si (4.161) in locul unghiului β_m se va utiliza β_r^d . Din spectrul rezultat trebuie apoi suprimat punctul ^{11}C .

Din cauza simetriei lungimii de sprijin s_b in raport cu axa de maxima precizie (Fig. 4.41), cu un rationament similar celui de mai sus se poate arata, ca suportul cu abateri egalizate amplasat pe directia:

$$\beta_r^s = 2\beta_m - \beta_r^d \tag{4.175}$$

roteste biela cu unghiul $\beta_r^s - \beta_m = \beta_m - \beta_r^d$ in sens sinistrorsum. Traectoria efectiva

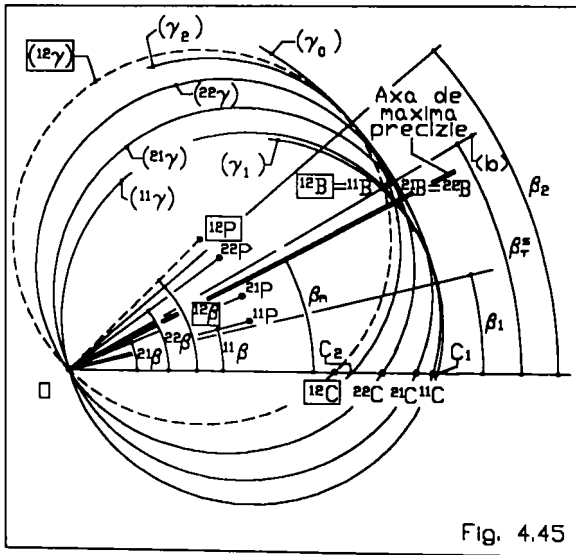


Fig. 4.45

o' cu 'rei puncte de precizie se genereaza (Fig. 4.45), dar cu spectrul deplasat spre stanga. In acest caz dispozitivul flexibil se inchide inainte de atingerea punctului de precizie ^{12}C . Deci, in domeniul de lucru $[C_1, C_2]$ ramane acum spectrul $\{^{11}C, ^{21}C, ^{22}C\}$.

Succesiunea relatiilor indicate pentru calculul repartitiei punctelor de precizie pe traectorie ramane valabila, cu observatia ca in (4.163) si (4.161) in locul unghiului β_m trebuie folosit β_r^s , iar din spectrul rezultat trebuie eliminat punctul ^{12}C .

Se mentioneaza, ca

prin indepartarea suportului cu abateri egalizate fata de axa de maxima precizie in domeniul directiilor:

$$\beta_b < \beta_r^d \tag{4.176}$$

sau in domeniul:

$$\beta_b > \beta_r^s \tag{4.177}$$

punctele de precizie ale traectoriei se redistribuie formand un spectru cu numai doua puncte continute in intervalul de lucru. Desigur ca odata cu reducerea frecventei pozitior de egala situatie, lungimea de sprijin a suportului creste in detrimentul preciziei celor doua structuri la care s-a referit, respectiv TRB si RRB.

În baza rezultatelor de mai sus, în Fig. 4.146 s-au sistematizat domeniile unghiulare, în care amplasarea suportului cu abateri egalizate conduce pe intervalul $[C_1, C_2]$, la generarea aproximativă a dreptei cu 2, 3 sau 4 puncte de precizie. Întrucât direcțiile limita ale acestor domenii pot fi determinate cu relațiile (4.29), (4.157), (4.173)-(4.174) și (4.175) din datele inițiale ale temei de sinteză, realizarea unei traiectorii cu numărul punctelor de precizie dorit revine la alegerea direcției suportului în intervalul unghiular adecvat. Desigur, ca precizia cea mai mare corespunde amplasării suportului pe axa de maxima precizie.

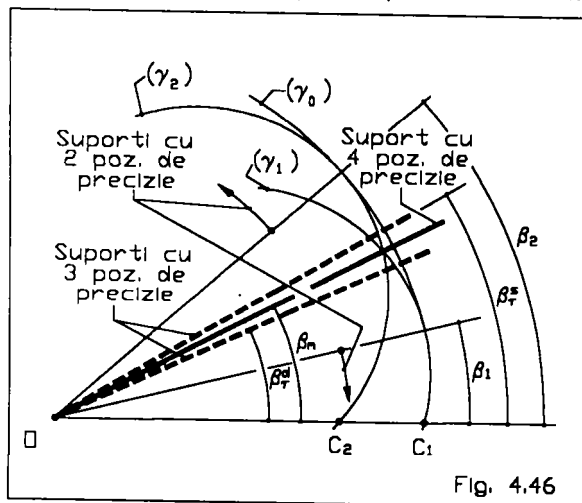


Fig. 4.46

Faptul, că în algoritmele de sinteză geometrică a structurilor exacte asociate (ALG.4.1; ALG.4.2; ALG.4.9), unghiul β_b îndeplinește rol de parametru, se schimbă după cum se vede favorabil cu problema de maximalizare a preciziei de generare a structurilor aproximatoare, tocmai pe seama acestui parametru.

Stabilirea unghiului β_b din condiția maximizării preciziei structurilor TRB și RRB, este o fază de sinteză geometrică a structurilor exacte asociate lor, la o

problema univoc determinată, în care valoarea parametrului este bine precizată.

A doua fază de sinteză a structurilor aproximatoare de dreapta amintite, are ca obiectiv stabilirea lungimii conexiunii necesare pentru realizarea transformării pozitional izoprecise a structurilor exacte inițiale. Aceasta fază se soluționează așa cum s-a indicat în paragraful 4.3.2.1 prin prescrierea erorii de traiectorie maximă admisă, care pentru $\beta_b = \beta_m$ poate fi acceptată considerabil de mică (de ordinul a $10^{-2} - 10^{-3}$ mm).

4.3.2.4 Aplicarea metodei de creștere a frecvenței pozițiilor de egală situație la maximalizarea preciziei unei structuri TRB-O

În acest paragraf se propune exemplificarea numerică a rezultatelor teoretice obținute în paragraful precedent. În acest scop se rediscută prima problemă prezentată în paragraful 4.3.2.2, dar acum în alt context.

- Enunțul problemei se consideră următoarea: Fie structura TRB-O care trebuie să reproducă datele de sinteză precizate în Lista 4.1. Balansierul se admite cu lungimea $l_{BB_0} = 175$ mm. Se cere stabilirea erorii de traiectorie maxime și determinarea spectrului punctelor de precizie.

Conform Listei 4.1, la generarea dreptei cuprinsă între punctul cu abscisa $X_1 = 120$ mm și punctul cu abscisa $X_2 = 60$ mm, direcția centrului cercului punctelor pe dreapta aferent structurii exacte TRRT-O, se modifică între unghiurile $\beta_1 = 51.709837^\circ$ și respectiv $\beta_2 = 71.951488^\circ$. Pentru maximalizarea preciziei, structura TRB-O trebuie să aibă după relația (4.159), suportul amplasat pe direcția $\beta_b = (51.709837 + 71.951488)/2 = 61.830662^\circ$. Pentru această direcție, din PROG.4.1-1 rezultă: $s_B = 3.0134631$ mm; $l_{CA^*} = 193.65949$ mm; $l_{BA^*} = 91.422594$ mm și $r_{B1} =$

190.64603 mm, iar $d = l_{CA}$. Dupa relatia (4.144) abaterea egalizata de suport va fi:

$$\varepsilon_{Bm}^I = \frac{175}{2} * \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{3.0134631}{2*175} \right)^2} \right] = 0.0032432494 \text{ mm. Cu dimensiunile stabilite}$$

pentru biela, factorul de omotetie se determina din (4.117): $\lambda_A = 193.65949/91.422594 = 2.1182892$. Dupa (4.121), eroarea de traiectorie egalizata maxima va fi: $\varepsilon_{Cm}^I = 2.1182892 * 0.0032432494 = 0.0068701402$ mm. Se observa deci, ca prin cresterea cu $\sim 11.8^\circ$ a unghiului β_0 (fata de valoarea de 50° , admisa la punctul 4.3.2.2), precizia structurii se inbunatateste de $0.12/0.0068701402 = 17.4$ ori. Aceasta precizie este intr-adevar remarcabila pentru o structura aproximatoare de dreapta, avand in vedere ca eroarea de traiectorie a structurii exacte din Lista 4.1 depaseste valoarea de 0.014 mm, desi dimensiunile nominale ale elementelor ei s-au considerat exprimate cu trei zecimale, iar abaterile dimensionale s-au limitat la 0.005mm. Desigur, ca si elementele structurii TRB-O se executa practic cu abateri dimensionale, si acestea le diminueaza precizia.

Calculul privitor la determinarea spectrului punctelor de precizie ale traiectoriei incepe cu aplicarea relatiei (4.167). Pentru valorile lui s_B si l_{B0} precizate mai sus, rezulta:

$$\cos({}^{11}\psi) = \sqrt{1 - \frac{1}{4} * \left[1 + \sqrt{1 - \left(\frac{3.013463}{2*175} \right)^2} \right]^2} = 0.006088123.$$

Din (4.149) se determina:

$$r_{B0} = 190.64603 + 3.013463/2 = 192.15276 \text{ mm.}$$

Folosind relatia (4.164) se obtine:

$${}^{11}r_B = 192.15276 - 175 * 0.006088123 = 191.08734 \text{ mm.}$$

$${}^{21}r_B = 192.15276 + 175 * 0.006088123 = 193.21818 \text{ mm.}$$

Aplicand acum relatiile (4.163) si apoi (4.161), se determina spectrul de unghiuri:

$${}^{11}\beta = 61.830662 - \arccos(191.08734/193.65949) = 52.482026^\circ$$

$${}^{21}\beta = 61.830662 - \arccos(193.21818/193.65949) = 57.961894^\circ$$

$${}^{22}\beta = 2 * 61.830662 - 57.961894 = 65.699430^\circ$$

$${}^{12}\beta = 2 * 61.830662 - 52.482026 = 71.179298^\circ$$

In final, folosind relatia (4.162), se deduce spectrul punctelor de precizie propus:

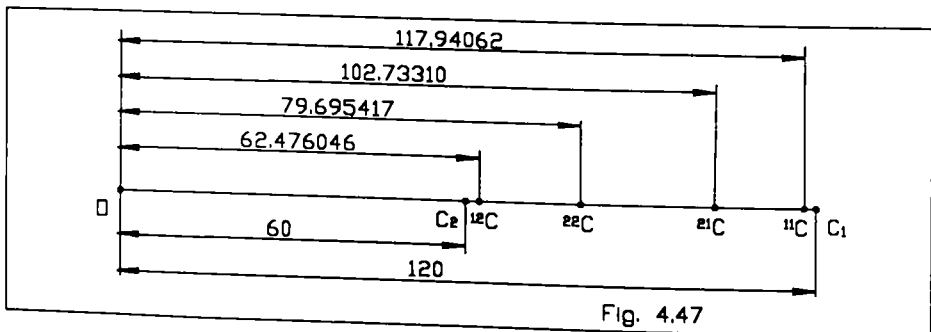
$${}^{11}X = 193.65949 * \cos 52.482026^\circ = 117.94062 \text{ mm;}$$

$${}^{21}X = 193.65949 * \cos 57.961894^\circ = 102.73310 \text{ mm;}$$

$${}^{22}X = 193.65949 * \cos 65.699430^\circ = 79.695417 \text{ mm;}$$

$${}^{12}X = 193.65949 * \cos 71.179298^\circ = 62.476046 \text{ mm.}$$

Spectrul acestor puncte a fost reprezentat in Fig.4.47 la scara.



Este evident, ca traiectoria efectiva traverseaza cele patru puncte de precizie si serpuind pe intervalele cuprinse intre ele cu o eroare de numai 0.0068701402 mm, practic se confunda cu dreapta ideala. In aceste conditii este pe deplin justificata utilizarea structurii aproximatoare de dreapta, considerata aici de tip TRB-O, in locul structurii exacte asociate, de tipul TRRT-O.

4.3.2.5 Metoda suporturilor deplasate in consens

Asa cum s-a aratat in paragraful 4.3.2, metoda suporturilor deplasate in consens este consacrata reducerii erorii de traiectorie a structurilor BB. Prin aceasta metoda se combina doua suporturi N-deplasate ori P-deplasate cu scopul de a devia punctele de sprijin in acelasi sens. Rotirile bieiei datorate devierilor punctelor de sprijin in sensuri egale se compenseaza partial, reducand eroarea de traiectorie. In Fig. 4.48 este ilustrata structura BB-I, cu suporturile (c_a) si (c_b) N-deplasate.

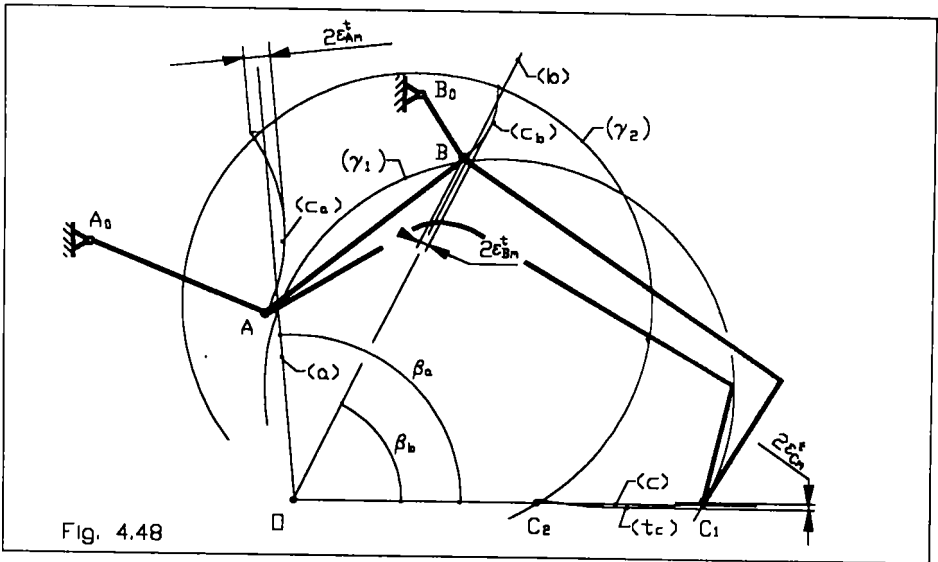


Fig. 4.48

Sinteza geometrica ale celor doua conexiuni balansiere se efectueaza, urmarind repartizarea simetrica a erorii de traiectorie ϵ_{Cm}^t . In acest scop se impune ca fiecare cerc suport (c_a), respectiv (c_b), sa fie cu abaterile ϵ_{Am}^t , respectiv ϵ_{Bm}^t , egalizate. Daca abaterile de suport se admit proportionale cu lungimile de sprijin aferente, adica cu s_A si respectiv cu s_B , atunci se poate scrie:

$$\frac{\epsilon_{Bm}^t}{\epsilon_{Am}^t} = \frac{s_B}{s_A} \quad (4.178)$$

Adaugand conditiei de proportionalitate, conditia combinarii liniare ale erorilor, descrisa de relatia (4.141), se obtine sistemul liniar de ecuatii:

$$\begin{cases} \lambda_A * \epsilon_{Bm}^t + \lambda_B * \epsilon_{Am}^t = \epsilon_{Cm}^t \\ \epsilon_{Bm}^t - \frac{s_B}{s_A} * \epsilon_{Am}^t = 0 \end{cases} \quad (4.179)$$

ale carei solutii in raport cu necunoscutele ε_{Am}^i si ε_{Bm}^i sunt:

$$\varepsilon_{Am}^i = \frac{S_A}{\lambda_A * S_B + \lambda_B * S_A} * \varepsilon_{Cm}^i \quad (4.180)$$

$$\varepsilon_{Bm}^i = \frac{S_B}{\lambda_A * S_B + \lambda_B * S_A} * \varepsilon_{Cm}^i$$

Aceste relatii asigura repartizarea erorii de traiectorie pe cele doua suporturi, in functie de dimensiunile geometrice ale structurii exacte asociata, dimensiuni care in faza transformarilor pozitional izoprecise implicate se presupun cunoscute.

Cele de mai sus permit efectuarea favorabila a sintezei structurilor BB, pornind de la adoptarea unei erori de traiectorie convenabila pentru aplicatia dorita a dispozitivului flexibil. Cu relatiile (4.180) se determina intai erorile de suport, urmand, ca pentru sinteza conexiunii BB₀ sa fie parcursa succesiunea relatiilor (4.145), (4.146), (4.148)/(4.149) si (4.147), iar pentru sinteza conexiunii AA₀ sa fie parcursa o succesiune de relatii similare, ale caror forma adaptata este redata mai jos:

$$l_{AA_0} = \varepsilon_{Am}^i + \frac{\left(\frac{S_A}{4}\right)^2}{\varepsilon_{Am}^i} \quad (4.181)$$

$$H_A = \frac{l_{AA_0}}{2} * \left[1 + \sqrt{1 - \left(\frac{S_A}{2 * l_{AA_0}}\right)^2} \right] \quad (4.182)$$

$$\begin{cases} r_{A_0} = r_{A_1} + \frac{S_B}{2} & \text{daca } \beta_1 \geq \beta_a \geq \beta_2 \\ r_{A_0} = \frac{d + \min(r_{A_1}, r_{A_2})}{2} & \text{daca } \beta_1 < \beta_a < \beta_2 \end{cases} \quad (4.183)$$

$$\begin{cases} X_{A_0} = r_{A_0} * \cos \beta_a + j * H_A * \sin \beta_a \\ Y_{A_0} = r_{A_0} * \sin \beta_a - j * H_A * \cos \beta_a \end{cases} \quad (4.184)$$

La asezarea in consens a conexiunilor, factorul de semn din ultimul grup de relatii este:

$$j = i \quad (4.185)$$

in care i reprezinta factorul de semn aferent modului de asezare a conexiunii BB₀. Desigur, ca relatiile de mai sus pastreaza valabilitatea si la amplasarea suporturilor in opozitie (PN sau NP), dar atunci factorul de semn devine:

$$j = -i \quad (4.186)$$

In ultimul caz insa eroarea de traiectorie creste, motiv pentru care combinarea suporturilor in opozitie trebuie in general evitata.

In problemele de sinteza ale structurilor BB axa de maxima precizie pierde din importanta cunoscuta de la sinteza structurilor TRB ori RRB. Diferenta care apare

devine evidenta, daca se are in vedere ca abaterea de suport fata de axa de maxima precizie este minimizata, ori atunci nu poate fi compensata prin abaterea de suport al celui de al doilea sprijin, care obligatoriu lucreaza pe o directie diferita si poseda valori esential mai mari. Pentru evitarea acestui neajuns se impune amplasarea suporturilor structurii BB pe directii simetrice in raport cu axa de maxima precizie, stiut fiind, ca lungimile de sprijin variaza tot simetric fata de axa respectiva si atunci abaterile de suport vor avea ordine de marime comparabile, conditie esentiala pentru a se compensa. Este evident ca suportul sprijinului conducator trebuie sa apartina unui sector cu deplasare unisens. Daca acest suport se admite in sectorul punctelor cu indepartare, din motive de simetrie suportul sprijinului condus trebuie amplasat in sectorul punctelor cu apropiere. Concluziile de mai sus influenteaza nefavorabil atat gabaritul structurilor BB (cresterea lungimilor de sprijin conduce la cresterea lungimii conexiunilor), cat si precizia lor (suportii din sectoarele de deplasare unisens nu admit mai mult de doua pozitii de precizie).

Analiza pe calculator a traiectoriilor efectiv generate de diferite structuri BB, evidentiaza (vezi Lista 4.12), ca eroarea de traiectorie atinge in cazul gabaritelor tehnice uzuale, valori de ordinul mai multor zecimi de mm. La deplasarea in consens a suporturilor, eroarea de traiectorie se injumatateste in raport cu asezarea lor in contrasens, daca se pastreaza in structura aceasi biela si aceleasi conexiuni. Se vede, ca performantele de precizie ale structurii BB raman inferioare acelor care se pot obtine cu structurile TRB sau RRB. Din acest motiv folosirea structurilor BB in constructia dispozitivelor flexibile precise nu este recomandata. Cu toate acestea, in sectoarele de productie la cald, exista numeroase operatii de manipulare fara pretentii de precizie ridicate, la care utilizarea structurilor BB ramane justificata.

4.3.2.6 Sinteza geometrica unificata a structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise

La elaborarea metodologiei pentru sinteza geometrica unificata a structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise s-au urmarit trei obiective:

- Reutilizarea din ALG.4.12 a traseelor de sinteza aferente structurilor exacte asociate (TRRT-O, TRRT-I si RRRT-I) in scopul sintezei structurilor aproximatoare de dreapta (TRB-O, TRB-I, RRB-I si BB-I);
- Usurarea accesului la directiile de suport favorabile pentru maximalizarea preciziei structurilor aproximatoare de dreapta, in conditiile asigurarii unui gabarit limitat;
- Includerea in procedura de sinteza unificata a algoritmului de sinteza pentru conexiunea sau conexiunile necesare efectuarii transformarilor pozitional izoprecise implicate.

Pentru ca directiile de suport cu trei sau patru puncte de precizie sa poate fi apelate in momentul introducerii parametrului β_b , se impune completarea algoritmului ALG.4.1, intre liniile 3 si 4, cu calculele precizate alaturat.

Completare la ALG.4.1		
PAS	MARIMEA	RELATIA
3'	β_m	(4.157)
3''	a; b	(4.174)
3'''	β_r^d	(4.173)
3''''	β_r^s	(4.175)

Sinteza conexiunii la structurile TRB-O, TRB-I si RRB-I (la care exista o singura transformare pozitional izoprecisa), sau a conexiunilor in cazul structurii BB-I (cu doua transformari pozitional izoprecise) se efectueaza dupa terminarea sintezei structurilor exacte asociate, dupa algoritmul ALG.4.13 redat in continuare. Intrarea in algoritmul presupune includerea in categoria

datelor initiale a erorii de traiectorie egalizate admisa si a deplasarii dorite a suportului, respectiv a suporturilor aproximatoare (P-deplasat, sau N-deplasat).

ALG. 4.13

DATE				
ε_{Cm}^l deplasarea suportului/suporturilor				
CALCUL				
PAS	MARIMEA	RELATIA		
		TRB	RRB	BB
21	$\lambda_A, \lambda_B, \lambda^l$	(4.117)	(4.128)	(4.136)
22	$\varepsilon_{Am}^l, \varepsilon_{Bm}^l$	(4.121)	(4.127)	(4.180)
23	l_{AA_0}, l_{BB_0}	(4.145)	(4.145)	(4.181)
24	H_A, H	(4.146)	(4.146)	(4.182)
25	r_{A_0}, r_{B_0}	(4.148) (4.149)	(4.148) (4.149)	(4.183) (4.184)
26	i, j	(4.185)-(4.186)		
27	$X_{A_0}, Y_{A_0}, X_{B_0}, Y_{B_0}$	(4.147)	(4.147)	(4.184)

REZULTATE	
TRB si RRB	BB
l_{BB_0}	l_{AA_0}
X_{B_0}	X_{A_0}
Y_{B_0}	Y_{A_0}
	l_{BB_0}
	X_{B_0}
	Y_{B_0}

Parcurea pas cu pas a tronsonului de calcul al algoritmului, permite determinarea lungimii conexiunii sau a conexiunilor, in functie de structura sintetizata si a coordonatelor articulatiei sau a articulatiilor fixe, dupa caz.

Deoarece dimensiunile conexiunilor depind de doi parametri (ε_{Cm}^l si β_b), rezulta ca in cazul general exista doua infinitati de solutii pentru fiecare structura pozitional izoprecisa, destinata generarii aproximative a aceleasi drepte. Daca insa parametrul β_b este consumat in scopul maximalizarii preciziei, atunci in functie de valoarea admisa pentru eroarea de traiectorie ε_{Cm}^l , numarul solutiilor se reduce la o simpla infinitate. Aceste structuri se deosebesc numai prin marimea conexiunii sau a conexiunilor necesare.

Sinteza unificata a structurilor aproximatoare de dreapta este prezentata in ALG.4.14. Acest algoritm reuneste traseele de sinteza aferente structurilor exacte asociate din ALG.4.12 (primele 7 linii), cu sinteza conexiunilor, prezentata anterior in ALG.4.13 (ultimele 3 linii). Cele 10 faze numerotate in capul de linie al algoritmului unificat se parcurg in ordinea numerotarii:

- In prima faza se alege varianta structurala aproximatoare de dreapta dorita.
- In a doua faza se defineste numarul de cicluri necesar efectuarii sintezei structurii exacte asociata.
- In a treia faza se introduc datele initiale, care in cazul stucturilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise formeaza doua grupe. Prima grupa de date (abscisele punctului trasor in starea deschisa, respectiv in starea inchisa a dispozitivului flexibil si coordonatele sprijinului conducator in starea deschisa a dispozitivului), serveste in procesul sintezei geometrice a structurii exacte asociate. A doua grupa de date (eroarea de traiectorie admisa si sensul deplasarii de suport) intervine in procesul sintezei conexiunii (sau a conexiunilor) necesare

pentru constituirea structurii pozitional izoprecise alese.

- In faza a patra, structura exacta asociata se reduce la structura, sau la structurile TRRT-O echivalente, dupa caz.

ALG. 4.14

1	TRB-O	TRB-I	RRB-I	BB-I
2	1	2	1	2
3	X_1, X_2 $Y_1 -$ ε_{Cm}^t D_b	X_1, X_2 X_1^*, Y_1^* ε_{Cm}^t D_b	X_1, X_2 $Y_1^* -$ ε_{Cm}^t D_b	X_1, X_2 X_1^*, Y_1^* ε_{Cm}^t D_a, D_b
4	-	Y_1 (4.44)	Y_1 (4.76)	Y_1 (4.44)
5	Sint. geom. a str. exacte asoc. dupa ALG.4.1 + compl.			
6	Select. rezult. si calcul final conf. ALG.4.1, ALG.4.2 si ALG.4.9			
7	r_{B1} S_B S_A I_{AC} I_{BC} I_{AB}	r_{B1} S_B S_A^* I_{A^*C} I_{BC} I_{A^*B}	r_{B1} S_B I_{BC} I_{BA^*} I_{CA^*} $I_{A_0A^*}$	r_{B1} S_B S_A^* I_{A^*C} I_{BC} I_{A^*B}
8	Sint. geom. a conexiunii (-lor) dupa ALG.4.13			
9	Select. rezult. conf. ALG.4.13			
10	I_{BB_0} X_{B_0} Y_{B_0}	I_{BB_0} X_{B_0} Y_{B_0}	I_{BB_0} X_{B_0} Y_{B_0}	I_{AA_0} X_{AA_0} Y_{AA_0} I_{BB_0} X_{B_0} Y_{B_0}

- A cincea faza este consacrata efectuării sin'ezii propriu z'se a structurii exacte asociate. Aceasta faza se parcurge ciclic, pentru fiecare structura TRRT-O echivalenta odata. Calculele necesare sunt ordonate conform ALG.4.1, in care se considera insa efectuata completarea descrisa in prezentul paragraf. In acest fel, directia axei de maxima precizie (cu patru puncte de precizie), respectiv directiile axelor cu trei sau cu numai doua puncte de precizie, rezulta determinate anterior momentului in care trebuie precizata directia suportului condus, informatie importanta dupa cum s-a aratat, in procesul de sinteza al structurilor pozitional izoprecise cu precizie maximizata.
- Faza a sasea este destinata selectarii rezultatelor si efectuării calculului final, asa cum au fost precizate in algoritmele de sinteza ale structurilor exacte asociate, citate.
- In faza a saptea se consemneaza dimensiunile sintetizate ale structurii exacte asociate.
- Sinteza suportului sau a celor doua suporturi aproximatoare corespunzatoare structurii alese, se efectueaza abia in faza a opta a algoritmului unificat. Intrucat in aceasta faza relatiile de calcul sun preuate din ALG.4.13, suporturile sintetizate rezulta cu

abateri egalizate. In acest mod se concretizeaza dezideratul urmarit de a repartiza simetric eroarea de traiectorie fata de dreapta ideala de generat.

- In a noua faza a ALG.4.14, se selecteaza dimensiunile sintetizate ale conexiunilor, iar in faza a zecea se consemneaza rezultatele.

Datorita bazelor teoretice noi legate de transformarea pozitional izoprecisa a conexiunilor, folosite la alcatuirea algoritmului de sinteza unificat descris, acesta introduce o serie de avantaje, care se considera premiere in domeniul sintezei mecanismelor .

Dintre aceste avantaje, se retin in mod deosebit urmatoarele:

- Unitarizeaza procedura sintezei geometrice a structurilor asociate care genereaza dreapta exact, cu procedura de sinteza geometrica a structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise cu primele.
- Unitarizeaza sinteza structurilor izoprecise, indiferent de numarul punctelor de precizie ale traiectoriei aproximative, pana la maximum posibil teoretic.
- Implementeaza in sinteza structurilor aproximatoare de dreapta, ca data initiala, eroarea de traiectorie maxima admisa.
- Asigura repartizarea simetrica a traiectoriei efective in raport cu dreapta ideala de generat.
- Permite corelarea usoara a preciziei de generare a traiectoriei, cu gabaritul structurii.
- Foloseste o procedura de sinteza analitica, caracterizata prin formule "elaborate", exprimate in forme algebrice simple si usor aplicabile.
- Fundamenteaza din punct de vedere teoretic modul de organizare al programului expert, propus pentru automatizarea sintezei geometrice a structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise, prin intermediul mijloacelor CAD.

Pentru valorificarea avantajelor enumerate s-a intocmit programul de sinteza expert amintit, denumit PROG. 4.2-1. Acest program respecta structurizarea descrisa pentru ALG.4.14, fiind listat alaturat. Deoarece in PROG. 4.2-1 se reutilizeaza traseele de sinteza ale structurilor TRRT-O, TRRT-I si RRRT-I, care au fost descrise cu ocazia comentarii PROG. 4.1-1, in urmatoarele se rezuma la prezentarea celei de a doua parti a programului, in care se efectueaza sinteza conexiunilor implicate in constituirea structurilor pozitional izoprecise.

Aceasta a doua parte a programului, abordeaza separat sinteza conexiunii necesare la structurile cu o singura transformare pozitional izoprecisa (TRB-O, TRB-I, RRB-I), si separat sinteza celor doua conexiuni folosite la structura BB-I.

Astfel, in cazul primului grup de structuri, dupa definirea la etichetele 320-330 a factorului de semn necesar in vederea deosebirii suportului P-deplasat de suportul N-deplasat, respectiv dupa calculul factorilor de omotetie de la etichetele 340-360 care depind de structura, sinteza propriu zisa se efectueaza unificat la etichetele 370-410. Afisarea rezultatelor se realizeaza apoi diferentiat dupa structura si anume, la eticheta 250 pentru TRB-O, la eticheta 290 pentru TRB-I si la eticheta 310 pentru structura RRB-O.

La structura BB-I sinteza conexiunilor incepe la eticheta 420, prin calculul factorilor de omotetie si repartizarea erorii de traiectorie pe cei doi suporti. In cadrul ciclului definit intre etichetele 430-510 se determina apoi, lungimile si amplasarile ambelor conexiuni. Rezultatele se depoziteaza in matricea $K(2,4)$, urmand a fi monitorizate prin intermediul instructiunilor cuprinse la eticheta 520.

Cele doua liste de rezultate, dintre care prima se refera la dimensiunile reutilizate de la structura exacta asociata, iar a doua la dimensiunile conexiunii, respectiv ale conexiunilor structurii pozitional izoprecise, in final rezulta monitorizate pe o singura imagine de ecran.

Se amintesc in incheiere, urmatoarele caracteristici tehnice ale PROG. 4.2-1:

- lungimea..... 5652 bytes;
- durata de calcul/structura (la sinteza in doua cicluri)..... 3.5 sec;
- durata totala de sinteza/structura (inclusiv dialogare)..... ~ 60 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele de mica putere (bazate pe procesorul Z-80);
- in varianta implementata pe calculatoare PC, cu procesor 486 si memorie RAM de 8 MB, lucrând la frecventa de 66 MHz, durata de calcul se reduce de 5.6 ori.

PROG. 4.2-1

```

10 REM PROG.4.2-1:Sinteza geometrica a structurilor
aproximatoare de drenpa p
ozitional izopreice.
20 PRINT "Alege varianta structurala:": PRINT : PRINT " -
TRB-O -----
---(1)----- " -TRB-I -----(2)": PRINT " -RRB-I ----
---(3)----- " -BB-I -----(4)": INPUT "Nr. var. ()":v:
CLS
30 IF v=1 THEN LET v$="TRB-O": LET im=1
40 IF v=2 THEN LET v$="TRB-I": LET im=2
50 IF v=3 THEN LET v$="RRB-I": LET im=1
60 IF v=4 THEN LET v$="BB-I": LET im=2
70 DIM D(im,6): PRINT : PRINT "Introduce datele
structurii":.....v$
80 IF v=1 THEN INPUT
"XC1=":X1:"XC2=":X2:"YA1=":Y1:"eCt=":eCt: LET XA1=0:
PRIN
T: PRINT "XC1=":X1: PRINT "XC2=":X2: PRINT "YA1=":Y1:
PRINT "eCt=":eCt
90 IF v=2 OR v=4 THEN INPUT
"XC1=":X1:"XC2=":X2:"XA1=":XA1:"YA1=":YA1:"eCt=":
eCt: LET Y1=(XA1*XA1+YA1*YA1-X1*XA1)/YA1: PRINT :
PRINT "XC1=":X1: PRINT "XC2=":
X2: PRINT "XA1=":XA1: PRINT "YA1=":YA1: PRINT
"eCt=":eCt
100 IF v=3 THEN INPUT
"XC1=":X1:"XC2=":X2:"YA1=":YA1:"eCt=":eCt: LET
XA1=X1/2:
LET Y1=2*YA1: PRINT : PRINT "XC1=":X1: PRINT
"XC2=":X2: PRINT "XA1=":XA1: PRIN
T "YA1=":YA1: PRINT "eCt=":eCt
110 LET d=SQR (X1^2+Y1^2): LET T1=ASN (X1/d): LET
T2=ASN (X2/d): LET Y2=d*COS T
2:1: LET sA=Y2-Y1: PRINT : PRINT "Directii caracteristice:": LET
B1=PI/2-T1: LET B
2=PI/2-T2: LET Bm=(B1+B2)/2: LET a=2*COS B1-COS B2:
LET b=2*SIN B1-SIN B2: LET B
td=2*ATN (b/(1+a)+SQR (b/(1+a)*b/(1+a)-(1+a)/(1+a))): LET
Bts=2*Bm-Btd: PRINT :
PRINT "B1=":B1*180/PI: PRINT "B2=":B2*180/PI: PRINT
"Bm=":Bm*180/PI: PRINT "Btd="
:Btd*180/PI: PRINT "Bts=":Bts*180/PI: PRINT
"B2=":(B2+PI/2)*180/PI: PRINT "B1"
=":(3*PI/2+B1)*180/PI
120 IF v=2 OR v=4 THEN LET D(1,1)=ATN (YA1/XA1)
130 IF XA1=0 THEN LET D(1,1)=PI+D(1,1)
140 IF v=4 THEN PRINT : PRINT "Alege depl. sup. (a)----
(P,N)":INPUT "da=":a$:
PRINT : PRINT "Suport (a) "":a$:"-deplasat"
150 PRINT : PRINT "Alege directia suportului (b)": INPUT
"Bb=":Bb: PRINT : PRI
NT "Bb=":Bb: LET D(im,1)=Bb*PI/180: PRINT : PRINT "Alege
depl. sup. (b)----(P,N)
": INPUT "db=":b$: PRINT : PRINT "Suport (b) "":b$:"-deplasat"
160 FOR i=1 TO im: LET m=TAN D(i,1): LET D(i,2)=d*COS
(B1-D(i,1)): LET D(i,3)=d
*COS (B2-D(i,1)): LET XB1=D(i,2)*COS D(i,1): LET
YB1=D(i,2)*SIN D(i,1): LET D(i
4): SQR (XB1*XB1+(YB1-Y1)*(YB1-Y1)): LET D(i,5)=SQR
(d 2-D(i,4) 2)
170 IF D(i,1)>B2 AND D(i,1)<=B1 THEN LET D(i,6)=D(i,3)-D(i,2)
180 IF D(i,1)=Bm AND D(i,1)<=B2 THEN LET D(i,6)=d-
D(i,2)
190 IF D(i,1)>B2 AND D(i,1)<PI/2+B2 THEN LET
D(i,6)=D(i,3)-D(i,2)
200 IF D(i,1) B1 OR D(i,1)>3*PI/2+B1 THEN LET
D(i,6)=D(i,3)-D(i,2)
210 NEXT i
220 PRINT : PRINT "Dimensiunile pt. "":v$:"": PRINT : DIM
T(4)
230 LET T(1)=240: LET T(2)=260: LET T(3)=300: LET
T(4)=260: GO TO T(v)
240 PRINT "rB1=":D(1,2): PRINT "sB=":D(1,6): PRINT
"sA=":sA: PRINT "iCA=":d:
PRINT "iBC=":D(1,5): PRINT "iBA=":D(1,4): PRINT
"sB=":YB1*SIN T1+(XB1-X1)*COS
T1: PRINT "yB=":YB1*COS T1-(XB1-X1)*SIN T1: GO SUB
320
250 PRINT "iBB0=":iBB0: PRINT "XB0=":XB0: PRINT
"YB0=":YB0: GO TO 530
260 PRINT "Ba=":D(1,1)*180/PI: PRINT "rA1=":D(1,2): PRINT
"sA=":D(1,6): PRINT
"rB1=":D(2,2): PRINT "sB=":D(2,6): PRINT "iCA=":D(1,5):
PRINT "iBC=":D(2,5): L
ET iBA=SQR ((ABS (D(1,2)*COS D(1,1)-D(2,2)*COS
D(2,1))) 2+(ABS (D(1,2)*SIN D(1,1)
)-D(2,2)*SIN D(2,1)) 2): PRINT "iBA=":iBA: LET Te=SGN
XA1*ATN (D(1,4)/D(1,5)):
LET T=T1-Te: PRINT "sB=":YB1*SIN T+(XB1-X1)*COS T:
PRINT "yB=":YB1*COS T-(XB1
-X1)*SIN T
270 IF v=2 THEN GO SUB 320
280 IF v=4 THEN DIM K(2,4): GO TO 420
290 PRINT "iBB0=":iBB0: PRINT "XB0=":XB0: PRINT
"YB0=":YB0: GO TO 530
300 PRINT "rB1=":D(1,2): PRINT "sB=":D(1,6): PRINT
"iBC=":D(1,5): PRINT "iBA=":
d/2: PRINT "iCA=":d/2: PRINT "iA0A=":d/2: PRINT
"XB1=":XB1: PRINT "YB1=":YB1:
LET Te=SGN XB1*ATN (D(1,4)/D(1,5)): LET T=T1-Te:
"XAO=":0: PRINT "YAO=":0
: PRINT "xA=":(Y1*SIN T-X1*COS T)/2: PRINT
"yA=":(Y1*COS T+X1*SIN T)/2: GO S
UB 320
310 PRINT "iBB0=":iBB0: PRINT "XB0=":XB0: PRINT
"YB0=":YB0: GO TO 530
320 IF b$="P" THEN LET j=1
330 IF b$="N" THEN LET j=-1
340 IF v=1 THEN LET IA=d/D(1,4)
350 IF v=2 THEN LET IA=D(1,5)/BA
360 IF v=3 THEN LET IA=COS D(1,1)
370 LET eBt=eCt/IA: LET iBB0=eBt+D(im,6)*D(im,6)/(16*eBt):
LET H=iBB0/2*(1-SQR
(1-D(im,6)*D(im,6)/(2*iBB0 2))
380 IF D(im,1)>=B2 OR D(im,1)<=B1 THEN LET
r0=D(im,2)+D(im,6)/2
390 IF D(im,1) B1 AND D(im,1)<=Bm THEN LET
r0=d+D(im,6)/2
400 IF D(im,1)>Bm AND D(im,1)<=B2 THEN LET r0=d-
D(im,6)/2
410 LET XB0=r0*COS D(im,1)+j*H*SIN D(im,1): LET
YB0=r0*SIN D(im,1)+j*H*COS D(im
,1): RETURN
420 LET IA=D(1,5)/iBA: LET IB=D(2,5)/iBA: LET K(1,1)=ABS
D(1,6) (iA*ABS D(2,6)+
iB*ABS D(1,6))*eCt: LET K(2,1)=ABS D(2,6) (iA*ABS
D(2,6)-iB*ABS D(1,6))*eCt
430 FOR i=1 TO 2: LET K(i,2)=K(i,1)+D(i,6)*D(i,6) (16*K(i,1)):
LET H=K(i,2)*2*(
1-SQR (1-D(i,6)*D(i,6) (2*K(i,2) 2))
440 IF D(i,1)=B2 OR D(i,1)=B1 THEN LET
r0=D(i,2)+D(i,6) 2
450 IF D(i,1) B1 AND D(i,1)=Bm THEN LET r0=d+D(i,6) 2
460 IF D(i,1) Bm AND D(i,1) B2 THEN LET r0=d-D(i,6) 2
470 IF i=1 AND a$="P" THEN LET j=1
480 IF i=1 AND a$="N" THEN LET j=-1
490 IF i=2 AND b$="P" THEN LET j=1
500 IF i=2 AND b$="N" THEN LET j=-1
510 LET K(i,3)=r0*COS D(i,1)+j*H*SIN D(i,1): LET
K(i,4)=r0*SIN D(i,1)+j*H*COS D
(i,1): NEXT i
520 PRINT "iA0A=":K(1,2): PRINT "XAO=":K(1,3): PRINT
"YAO=":K(1,4): PRINT "iBB
o=":K(2,2): PRINT "XB0=":K(2,3): PRINT "YB0=":K(2,4)
530 PRINT : PRINT "Instaleaza PROG.4.2-2, apoi
CONT-ENTER":STOP

```

4.3.2.7 Analiza automatizata a preciziei structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise

In cazul mecanismelor aproximatoare de dreapta, precizia de generare se degradeaza din doua motive. Prima cauza se datoreaza abaterilor dimensionale ale elementelor, care produc erori de traiectorie similare cu cele intalnite la analiza structurilor exacte asociate. A doua cauza se datoreaza transformarilor pozitional izoprecise utilizate care, asa cum s-a aratat, intre pozitiiile de egala situatie indeparteaza punctul trasor al bielei structurii transformate de la dreapta ideala de generat. Cele doua tipuri de erori se cumuleaza deoarece se produc simultan, dar pot fi diferentiate usor daca se are in vedere, ca eroarea datorata transformarii pozitional izoprecisa afecteaza traiectoria numai intre punctele sale de precizie, iar eroarea cauzata de abaterile dimensionale afecteaza si punctele de precizie.

Programul de analiza elaborat cu denumirea PROG. 4.2-2 si listat mai jos, permite evidentierea diferentiata a erorii cumulate, apoi a erorii de transformare, iar prin diferenta si a erorii datorata abaterilor dimensionale ale elementelor aferente structurii pozitional izoprecise.

PROG. 4.2-2

```

540 REM PROG 4.2-2 "Analiza preciziei". Acest program lucreaza
asmbat cu PROG 4.2-1
550 DIM R(21,6): PRINT : PRINT "Introduce dimensiunile
nominale:"
560 IF v=1 OR v=2 THEN GO TO 590
570 IF v=3 THEN GO TO 750
580 IF v=4 THEN GO TO 790
590 INPUT "XA1*=";XA1,"YA1*=";YA1,
"XB0*=";XB0,"YB0*=";
YB0,"XB*=";XB,"YB*=";YB,"ICA*=";IAC,"IBB0*=";IBB0,"sA*=";sA
600 PRINT : PRINT "Introduce abaterile:"; INPUT
"dXA1*=";dXA1,"dYA1*=";dYA1,"dXB0*=";dXB0,"dYB0*=";dYB0,
"dXB*=";dXB,"dYB*=";dYB,"dICA*=";dIAC,"dIBB0*=";dIBB0,"dBa
*=";dBa
610 LET XA1=XA1+dXA1: LET YA1=YA1+dYA1: LET
rA1=SQR(XA1^2+YA1^2): LET XB0=XB0+dXB0: LET
YB0=YB0+dYB0: LET IBB0=IBB0+dIBB0: LET XB=XB+dXB:
LET YB=YB+dYB: LET IAC=IAC+dIAC: LET IBC=SQR
(sB^2+YB^2): LET IAB=SQR(sB^2+(YB-IAC)^2): LET IAC=SQR
(rA1^2+0) THEN LET Ba=PI/2-dBa*PI/180
630 IF XA1=0 THEN LET Ba=PI+ATN
(YA1/XA1)-dBa*PI/180
640 IF XA1=0 THEN LET Ba=ATN(YA1/XA1)+dBa*PI/180
650 IF Bb=90 AND kS="N" THEN LET k=-1
660 IF Bb=90 AND kS="P" THEN LET k=1
670 IF Bb=90 AND kS="N" THEN LET k=1
680 IF Bb=90 AND kS="P" THEN LET k=-1
690 IF v=3 OR v=4 THEN GO TO 720
700 FOR r=1 TO 1: SA=1 STEP SA/20: IF r=rA1 THEN
LET i=1
710 LET R(i,1)=r^*COS Bb: LET R(i,2)=r^*SIN Bb
720 LET c0=YB0-YB0-R(i,2)*R(i,2)/(XB0-R(i,1))
-IAB-2*IBB0/2: LET n=(YB0-R(i,2))*(YB0-R(i,2))/(XB0-
R(i,1))*(XB0-R(i,1)): LET s=(2*YB0*(XB0-R(i,1))*(XB0-
R(i,1))-(YB0-R(i,2))^2*c0)/n: LET p=(c0^2+4*(XB0-R(i,1))*(XB0-
R(i,1))*IBB0/2
-YB0*YB0)/n: IF s^2+4*p THEN PRINT "Blocare in pozitia
XC=";R(i,1,5): GO TO 850
730 LET R(i,4)=s/2+k^*SQR(s^2+4*p): LET R(i,3)=R(i,1)+j^*SQR
(IAB-2*(R(i,4)-R(i,2))*R(i,3)-R(i,4)-R(i,2)): LET c0=R(i,4)*R(i,4)-
R(i,2)*R(i,2)-(R(i,3)-R(i,1))^2*(R(i,3)-R(i,1)): LET
n=(R(i,4)-R(i,2))*R(i,3)-R(i,1)): LET p=(c0^2+4*(R(i,4)-
R(i,2))*R(i,2))*R(i,3)-R(i,1)): LET R(i,5)=n/2+SQR(n^2+4*p):
LET R(i,6)=R(i,1)+SQR(IAC^2-(R(i,6)-R(i,2))*R(i,6)-R(i,2))
740 LET i=i+1: NEXT r: GO TO 850
750 INPUT "XAO=";XAO,"YAO=";YAO,"XA*=";XA,"YA*=";YA,
"XB0*=";XB0,"YB0*=";YB0,"IBC*=";IBC,"IAO*=";IAO,"IBB0*=";I
BB0: PRINT : PRINT "Introduce abaterile:"; INPUT
"dXAO=";dXAO,"dYAO=";dYAO,"dXB0*=";dXB0,"dYB0*=";dYB0,
"dXA*=";dXA,"dYA*=";dYA,"dIBC*=";dIBC,"dIAO*=";dIAO,"dI
BB0*=";dIBB0
760 LET XAO=XAO+dXAO: LET YAO=YAO+dYAO: LET
XB0=XB0+dXB0: LET YB0=YB0+dYB0: LET XA=XA+dXA: LET
YA=YA+dYA: LET IBC=IBC+dIBC: LET IAC=SQR
(XA^2+YA^2): LET IAB=SQR(XA^2+(YB-YA)^2): LET IBB0=IBB0+dIBB0
770 FOR r=B1 TO B2+1e-3 STEP (B2-B1)/20: IF r=B1 THEN
LET i=1
780 LET R(i,1)=IAO^*COS r: LET R(i,2)=IAO^*SIN r: GO TO
650
790 INPUT "XAO=";XAO,"YAO=";YAO,"XB*=";XB,"YB*=";YB,
"XB0*=";XB0,"YB0*=";YB0,"ICA*=";ICA,"IAO*=";IAO,"IBB0*=";I
BB0: PRINT : PRINT "Introduce abaterile:"; INPUT
"dXAO=";dXAO,"dYAO=";dYAO,"dXB0*=";dXB0,"dYB0*=";dYB0,
"dXB*=";dXB,"dYB*=";dYB,"dICA*=";dICA,"dIAO*=";dIAO,"dIBB
0*=";dIBB0
800 LET XAO=XAO+dXAO: LET YAO=YAO+dYAO: LET
XB0=XB0+dXB0: LET YB0=YB0+dYB0: LET XB=XB+dXB: LET
YB=YB+dYB: LET IAC=ICA+dICA: LET IBC=SQR
(XB^2+YB^2): LET IAB=SQR(XB^2+(YB-IAC)^2): LET IBB0=IBB0+dIBB0: LET rA1=D(1,2): LET m=
1/TAND(1,1)
810 IF aS="P" THEN LET i=i-1
820 IF aS="N" THEN LET i=1
830 FOR r=rA1 TO rA1+SA+1 STEP SA/20: IF r=rA1 THEN LET
i=1
840 LET a=1+m*m: LET X0=r^*COS D(1,1): LET Y0=r^*SIN
D(1,1): LET b=m*m*X0+u*(Y0-K(1,4))+K(1,3): LET
c=m*m*X0-N0-2*m*X0*(Y0-K(1,4))+Y0-K(1,4))+
K(1,3)*K(1,3)-IAO^2: LET R(1,1)=b+a/2*SQR((b+a)^2-(b-a)^2):
LET R(1,2)=Y0+m*(R(1,1)-X0): GO TO 650
850 CLS : FOR i=1 TO 21: PRINT "XC=";R(i,5),"YC=";R(i,6)
NEXT i
860 FOR i=1 TO 21: IF i=1 THEN LET q=ABS R(1,6)
870 IF ABS R(i,6) < q THEN LET q=ABS R(i,6)
880 NEXT i: PRINT "CONT+ENTER": STOP : CLS : PLOT
25,80: DRAW 0,2: DRAW 5,-2: DRAW -30,0: DRAW 0,60:
DRAW 2,-5: DRAW -2,0: LET sc=q/40: PRINT "amax=";q
;[mm]: PRINT AT 4,1;"A" AT 10,3;"N": FOR i=1 TO 21: PLOT
R(i,5),80:PLOT(R(i,5),80+R(i,6)/sc:NEXT:STOP

```

Pentru solutionarea dezideratelor formulate, s-a recurs la imlementarea in PROG. 4.2-2 a problemei pozitior, dezvoltata aici pentru structurile pozitional izoprecise TRB, RRB si BB, cu ajutorul metodei intersectiilor. Aceasta abordare a permis reutilizarea din PROG. 4.1-2 a unei parti importante din traseele de analiza ale structurilor asociate capabile de generarea exacta a dreptei. Ca urmare, deosebirile PROG. 4.2-2 fata de PROG. 4.1-2 sunt legate numai de inlocuirea suportului exact cu cercul suport aproximativ. Dependenta analizei de structura pozitional izoprecisa in parte.

Pentru structura TRB, dimensiunile semnificative ale elementelor sunt redate in Fig. 4.49. Se subintelege, ca in problema analizei, dimensiunile cotate se admit ca efective. Valorile nominale ale acestor dimensiuni exprimate cu numarul dorit de zecimale, se presupun in faza analizei cunoscute, fiind stabilite prin intermediul programului PROG. 4.2-1.

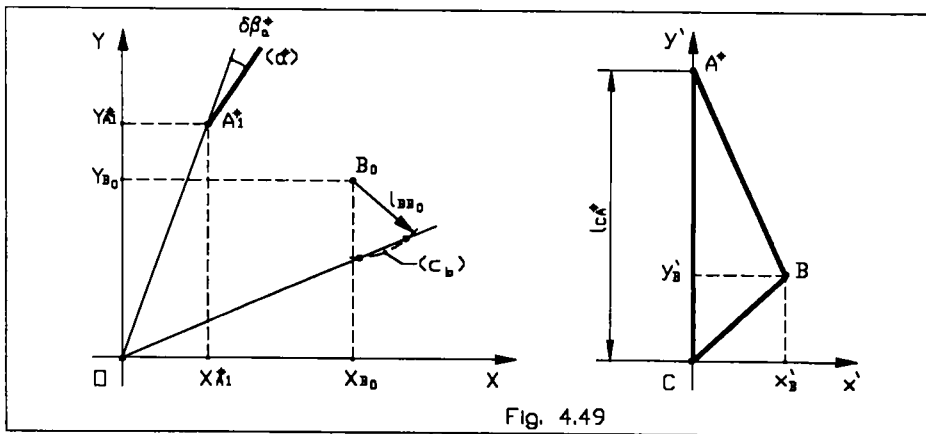


Fig. 4.49

Se vede ca pentru positionarea suportului (c_b) se utilizeaza coordonatele X_{B_0} si Y_{B_0} ale centrului B_0 si raza l_{BB_0} a cercului. Aceste dimensiuni le deosebesc structura TRB de structura exacta TRRT (Fig. 4.30), asociata ei. Pentru operarea in programul de analiza a diferentei, s-a impus exprimarea pozitior succesive ale sprijinului B pe suportul nou. Exprimarea matematica a acestei chestiuni revine la intersectarea cercului efectiv ($c[B_0, l_{BB_0}]$) cu cercul efectiv ($c[A^*, l_{BA^*}]$):

$$\begin{cases} (Y - Y_{B_0})^2 + (X - X_{B_0})^2 = l_{BB_0}^2 \\ (Y - Y_{A^*})^2 + (X - X_{A^*})^2 = l_{BA^*}^2 \end{cases} \quad (4.187)$$

Cu notiatiile:

$$c_0 = (Y_{B_0}^2 - Y_{A^*}^2) - (X_{B_0} - X_{A^*})^2 + l_{BA^*}^2 - l_{BB_0}^2 \quad (4.188')$$

$$n = (Y_{B_0} - Y_{A^*})^2 + (X_{B_0} - X_{A^*})^2 \quad (4.188'')$$

$$s = [2Y_{B_0}(X_{B_0} - X_{A^*})^2 + (Y_{B_0} - Y_{A^*})c_0] / n \quad (4.188''')$$

$$p = [(c_0/2)^2 - (X_{B_0} - X_{A^*})^2(l_{BB_0}^2 - Y_{B_0}^2)] / n \quad (4.188''''')$$

solutiile selectate ale sistemului (4.187) se obtin in forma:

$$\begin{cases} Y_B = \frac{s}{2} + j^* \sqrt{\left(\frac{s}{2}\right)^2 - p} \\ X_B = X_{A^*} + \sqrt{l_{BA^*}^2 - (Y_B - Y_{A^*})^2} \end{cases} \quad (4.189)$$

Grupul relatiilor (4.188')-(4.188''') si (4.189) definesc instructiunile inscrise in PROG. 4.2-2 la eticheta 720 si primele doua instructiuni de la eticheta 730. Celelalte relatii din traseul de analiza al structurilor TRB sunt reutilizari de la analiza structurilor exacte asociate de tipul TRRT.

La structura RRB dimensiunile semnificative ale elementelor corespund celor specificate in Fig. 4.50.

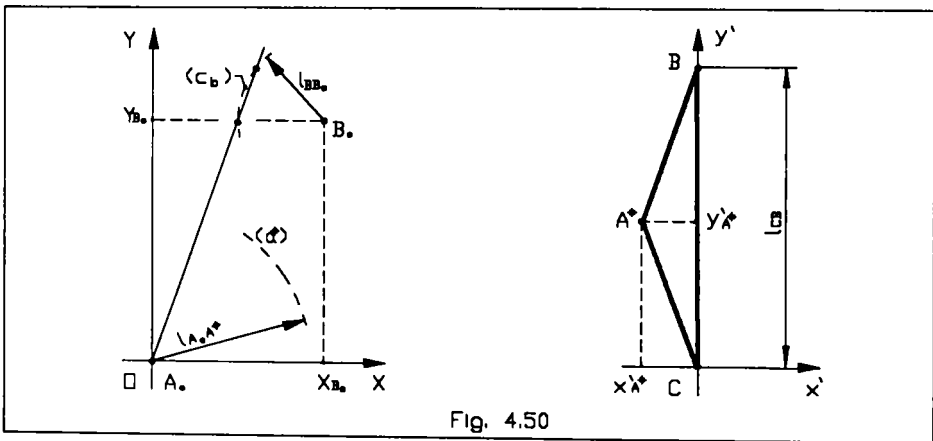


Fig. 4.50

Si la aceasta structura aproximatoare de dreapta se remarca, in comparatie cu structura exacta asociata ei de tipul RRRT (Fig. 4.32), ca deosebirea apare datorita cotelor (presupuse efective), prin intermediul carora se pozitioneaza cercul suport c_b . Avand in vedere, ca aceasta pozitionare este similara celei intrebuintate la structura TRB, grupul relatiilor (4.188')-(4.188''') si (4.189) raman valabile si in acest caz. Aceasta remarca a permis trimiterea executiei PROG. 4.2-2, de pe traseul de analiza al structurii RRB, incepand de la eticheta 780 inapoi la eticheta 720, spre a conduce sprijinul B pe suportul (c_b), conform relatiilor amintite. In privinta conducerii sprijinului A^* pe suportul (a^*) si apoi, pentru conducerea punctului trasor C pe traiectorie, in PROG. 4.2-2 s-a reutilizat traseul de analiza de la structura RRRT.

Pentru analiza structurii BB au fost necesare mai multe modificari in raport cu structura exacta asociata ei, de tipul TRRT (Fig. 4.30), deoarece structura BB posedea doua suporturi aproximatoare, respectiv (c_a) si (c_b). Pozitionarea acestor suporturi si celelalte dimensiuni semnificative ale structurii BB sunt evidentiate in desenul din Fig. 4.51.

In vederea exprimarii coordonatelor succesive ale sprijinului A^* de pe suportul aproximator (c_a), se considera o dreapta auxiliara, perpendiculara in punctul $A_0(X_0, Y_0)$ pe suportul exact (a^*) inlocuit, a carei distanta la origine se presupune variabila prin intermediul unei legi de ciclare impus pe intervalul $r \in [r_{A_0}, r_{A_1} + s_{A_0}]$.

Coefficientul unghiular al dreptei auxiliare fiind legat de coeficientul unghiular al suportului exact (a^*) prin relația:

$$m = -\frac{1}{m_{a^*}} \quad (4.190)$$

ecuația dreptei respective este:

$$Y = Y_0 + m(X - X_0) \quad (4.191)$$

în care, coordonatele lui A_0 sunt date de relațiile:

$$\begin{cases} X_0 = r \cdot \cos \beta_{a^*} \\ Y_0 = r \cdot \sin \beta_{a^*} \end{cases} \quad (4.192)$$

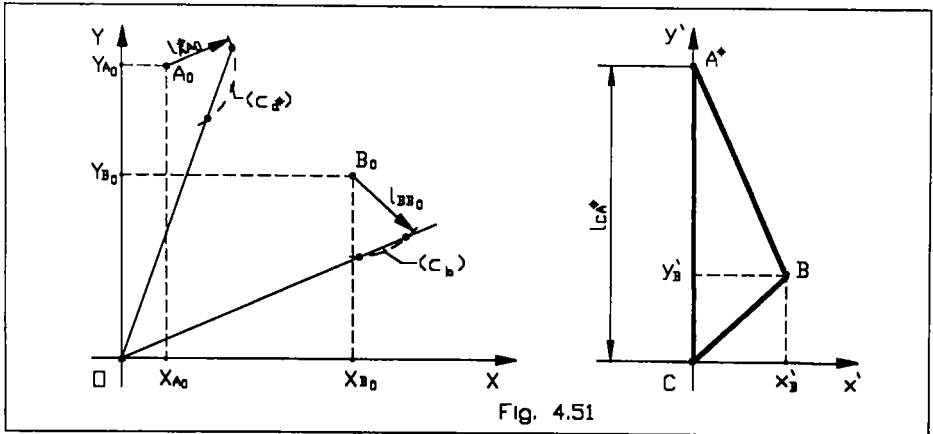


Fig. 4.51

Punctele de intersecție ale cercului (C_{a^*}): $(C[A_0, l_{A^*A_0}])$ cu dreapta auxiliara (4.191), corespunzătoare diferitelor distanțe r cuprinse în intervalul de ciclare admis, definesc o succesiune de poziții posibile ale sprijinului A^* pe suportul transformat. Problema urmărită revine deci la soluționarea sistemului de ecuații:

$$\begin{cases} (Y - Y_{A_0})^2 + (X - X_{A_0})^2 = l_{A^*A_0}^2 \\ Y = Y_0 + m(X - X_0) \end{cases} \quad (4.193)$$

În baza notațiilor:

$$a = 1 + m^2 \quad (4.194')$$

$$b = m^2 X_0 - m(Y_0 - Y_{A_0}) + X_{A_0} \quad (4.194'')$$

$$c = m^2 X_0^2 - 2m X_0 (Y_0 - Y_{A_0}) + (Y_0 - Y_{A_0})^2 + X_{A_0}^2 - l_{A^*A_0}^2 \quad (4.194''')$$

soluțiile selectate ale sistemului (4.193) se obțin în forma:

$$\begin{cases} X_{A.} = \frac{b}{a} + i \cdot \sqrt{\left(\frac{b}{a}\right)^2 - \frac{c}{a}} \\ Y_{A.} = Y_0 + m(X_{A.} - X_0) \end{cases} \quad (4.195)$$

Relatia (4.190) este inscrisa in rutina de analiza a structurii BB din PROG. 4.2-2 la eticheta 800, iar grupele de relatii (4.192), (4.194')-(4.194'') si (4.195) definesc sirul instructiunilor de la eticheta 840. Dupa terminarea calculelor de mai sus, executia programului este trimisa inapoi la eticheta 720, la care sunt dupa cum s-a aratat, amplasate instructiunile pentru conducerea sprijinului B pe suportul (c_b), conform relatiilor (4.188')-(4.188'') si (4.189). In continuarea programului PROG.4.2-2, executia trece la eticheta 730, in care se reutilizeaza din traseul de analiza a structurii TRRT, succesiunea instructiunilor necesare pentru conducerea punctului trasor pe traiectorie.

Programul de analiza prezentat asigura depozitarea rezultatelor referitoare la precizia structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise, folosind fisierul R(21,6), definit la eticheta 550. Citirea rezultatelor este apoi posibila datorita instructiunilor de la etichetele 850-880 in modul numeric si grafic, permitand proiectantului optimizarea rapida a dispozitivului flexibil, cu luarea in considerare a trei criterii importante, reprezentate prin precizie - gabarit - cost.

Dintre performantele tehnice ale PROG. 4.2-2 se evidentiaza urmatoarele:

- lungimea.....4291 bytes;
- durata de calcul a analizei/structura.....35 sec.;
- durata totala de lucru/structura (inclusiv dialogare).....~ 120 sec.;
- accepta asamblarea cu.....PROG. 4.2-1;
- caracteristicile enumerate se refera la rularea programului pe un calculator cu procesorul Z-80;

-in varianta implementata pe calculatorul PC-486 (8 MB in RAM / 66 MHZ) durata calculelor se reduce de 5.6 ori.

Rezultatele obtinute cu ajutorul programului PROG. 4.2 asamblat, sunt ilustrate prin intermediul celor opt liste numerotate de la LISTA 4.9-1 la LISTA 4.12-2. In fiecare lista este prezentata cate o structura aproximatoare de dreapta pozitional izoprecisa (Tab.4.5), pentru care s-au precizat: datele de sinteza (coordonatele punctului trasor in starea deschisa a dispozitivului flexibil, coordonatele sprijinului conductor in starea deschisa si eroarea de traiectorie impusa), directiile si deplasarile suporturilor alese in functie de limita de eroare, apoi tabela cu dimensiunile geometrice sintetizate, urmata de rezultatul analizei, redata grafic prin traiectoria efectiv generata de structura considerata.

Intrucat componenta erorii de traiectorie care se datoreaza abaterilor dimensionale ale elementelor a fost analizata odata cu structurile generatoare de dreapta exacte (vezi listele LISTA 4.1 - LISTA 4.8), la analiza preciziei structurilor aproximatoare s-a limitat la evidentierea acelei componente a erorii de traiectorie care apare in urma transformarii pozitional izoprecise. In acest scop, dimensiunile elementelor, sintetizate in prima parte a programului (adica in PROG. 4.2-1), au fost preluate de cea de a doua parte (adica de PROG. 4.2-2), fara rotunjiri si cu abateri nule. In acest mod, punctele de precizie ale traiectoriilor efective reprezentate in liste, au ramas neafectate de transformarile pozitional izoprecise, fiind insirate pe dreapta ideala de generat.

Pentru usurarea alegerii directiei de suport in corelare cu precizia de generare urmarita, in fiecare lista s-a introdus in coltul superior drept, tabela cu directiile caracteristice.

Tab. 4.5

Nr. crt.	Denumirea listei	Simbolul structurii	Depl. suportului si nr. pct. de prec.	Var. recom. pt. prec. ridicata
1	LISTA 4.9-1	TRB-O	P-4, P-3, P-2	P-4, (P-3)
2	LISTA 4.9-2	TRB-O	N-4, N-3, N-2	N-4, (N-3)
3	LISTA 4.10-1	TRB-I	P-4, P-3, P-2	P-4, (P-3)
4	LISTA 4.10-2	TRB-I	N-4, N-3, N-2	N-4, (N-3)
5	LISTA 4.11-1	RRB-I	P-4, P-3, P-2	P-4, (P-3)
6	LISTA 4.11-2	RRB-I	N-4, N-3, N-2	N-4, (N-3)
7	LISTA 4.12-1	BB-I	NP-2, PN-2, NN-2	-
8	LISTA 4.12-2	BB-I	NP-2, PP-2, NN-2	PP-2, NN-2

Informatiile consemnate in listele de rezultate, confirma previziunile facute atat in legatura cu precizia structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise, cat si cele legate de gabaritul acestor structuri. Astfel, se pot evidentia urmatoarele:

- Structurile cu o singura transformare pozitional izoprecisa (primele sase linii ale Tab. 4.5), realizeaza cele mai ridicate precizii daca sprijinul condus se alege in sectorul punctelor cu inversiuni.
- Precizia maxima corespunde suportului orientat dupa axa de maxima precizie, cu directia $\beta_b = \beta_m$, numarul punctelor de precizie al traiectoriei efective fiind in acest caz patru. Pe aceasta directie, lungimea l_{BB_0} a conexiunii conduse este minima.
- Pentru suportul orientat pe directia $\beta_b = \beta_r^d$, traiectoria efectiva traverseaza trei puncte de precizie, cu o eroare aproximativ dubla fata de cazul anterior, iar l_{BB_0} manifesta o tendinta de crestere.
- Suportul orientat pe directia $\beta_b = \beta_1$ (sau pe directia simetrica β_2), reprezinta solutia limita recomandabila pentru aplicarea transformarii pozitional izoprecisa a structurilor cu o singura transformare, deoarece eroarea de traiectorie sufera o crestere aproximativa de zece ori fata de eroarea corespunzatoare axei de maxima precizie, numarul punctelor de precizie scade la doi, iar lungimea conexiunii creste cu ~50%.
- Compararea rezultatelor pentru aceasi eroare de traiectorie, arata o tendinta de scadere a lungimii l_{BB_0} , care la trecerea de la structura TRB-O la TRB-I este mai mica (fiind dependent de cresterea lungimii de sprijin a bielei), dar devine semnificativa la trecerea de la structurile anterioare la RRB-I. Desigur, ca la pastrarea aceleasi lungimi a conexiunii transformate pozitional izocinetic, structura RRB asigura generarea mai precisa a traiectoriei, decat structurile TRB.
- Suportul fiind admis cu abateri egalizate, eroarea de traiectorie se repartizeaza simetric in raport cu dreapta aproximata.
- Inversarea deplasarii suportului aproximator (trecerea de la suportul P-deplasat la suportul N-deplasat) roteste traiectoria efectiva in situarea simetrica fata de dreapta ideala, pe care o aproximeaza fara sa influenteze marimea erorii.
- Transformarea pozitional izoprecisa afecteaza numai forma traiectoriei efective, nu si situarea ei in raport cu dreapta ideala de generat. Forma traiectoriei efective depinde de numarul punctelor de precizie. In ordinea descresterii acestui numar, la suportul P-deplasat, traiectoria modifica forma de la M la N si pe urma in A. Dimpotriva, la suportul N-deplasat, traiectoria primeste formele W, n si V.
- La structura RRB, eroarea de traiectorie se micsoreaza pe masura inchiderii dispozitivului. Se poate deci spune, ca la aceasta structura precizia creste prin inchidere.

LISTA 4.9-1

Introduce datele structurii:
TRB-0

XC1= 120
XC2= 600
YA1*= 102
eCt = .012

Directii caracteristice:

BB1 = 351.7099637
BB2 = 893510000
BB3 = 661.0030000
BB4 = 100.0000000
BB5 = 100.0000000
BB6 = 100.0000000
BB7 = 100.0000000
BB8 = 100.0000000
BB9 = 100.0000000
BB10 = 100.0000000

Alege directia suportului (b):

Bb= 61.830662

Alege depl. sup. (b) --- (P/N)

amax=.012592971 [mm]

Support (b) P-deplasat

Dimensiunile pt. TRB-0 :

RB1= 190.646003
RB2= -3.0134031
RB3= 302.1303009
LCA**= 193.655949
LBC**= 170.422173
LBA**= 101.0419454
X'D**= 60.0594155
Y'D**= 150.5500000
X'BB0**= 100.1000000
Y'BB0**= 170.0000000
X'BO**= 100.0000000
Y'BO**= 170.0000000



Introduce datele structurii:

eCt = 102
Alege directia suportului (b)
Bb= 60.089608

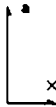
Alege depl. sup. (b) --- (P/N)

amax=.021280706 [mm]

Support (b) P-deplasat

Dimensiunile pt. TRB-0 :

RB1= 191.591088
RB2= -4.1358273
RB3= 302.1303009
LCA**= 193.655949
LBC**= 167.866351
LBA**= 96.586746
X'D**= 60.0594155
Y'D**= 148.550727
X'BB0**= 107.1700000
Y'BB0**= 180.4300000
X'BO**= 112.63438
Y'BO**= 180.4300000



Introduce datele structurii:

eCt = 0.1
Alege directia suportului (b):
Bb= 51.709837

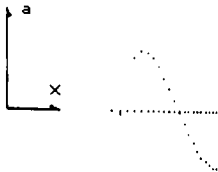
Alege depl. sup. (b) --- (P/N)

amax=0.11495614 [mm]

Support (b) P-deplasat

Dimensiunile pt. TRB-0 :

RB1= 193.655949
RB2= -11.1306000
RB3= 303.0130000
LCA**= 110.0000000
LBC**= 110.0000000
LBA**= 100.0000000
X'D**= 04.1830893
Y'D**= 110.0000000
X'BB0**= 124.4300000
Y'BB0**= 170.0000000
X'BO**= 170.0000000
Y'BO**= 170.0000000



LISTA 4.10-1

Introduce datele structurii:

```

TRB-I
XC1=      1
XC2=      0
YC1=      0
YC2=      0
eCt=      .02

```

Directii caracteristice:

```

000001 == 000000
000002 == 000000
000003 == 000000
000004 == 000000
000005 == 000000
000006 == 000000
000007 == 000000
000008 == 000000
000009 == 000000
000010 == 000000

```

Alege directia suportului (b):

Bb= 61.747667

Alege depl. sup. (b)----(P/N)

Suport (b) P-deplasat

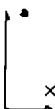
amax=.012473524 [mm]

Dimensiunile pt. TRB-I :

```

Ba=      99.571596
rA1*=    129.300004
sA1*=    41.770000
rB1=    -19.770000
sB1=    -19.770000
LCA**=    3.026143
LBC**=    190.46916
LBD**=    178.14767
LBD**=    110.44577
x'B**=    104.34074
y'B**=    104.34074
XB0=    106.70014
YB0=    106.70014

```



Introduce datele structurii:

eCt= .02

Alege directia suportului (b):

Bb= 60.000000

Alege depl. sup. (b)----(P/N)

Suport (b) P-deplasat

amax=.021003425 [mm]

Dimensiunile pt. TRB-I :

```

Ba=      99.571596
rA1*=    129.300004
sA1*=    41.770000
rB1=    -19.770000
sB1=    -19.770000
LCA**=    3.026143
LBC**=    190.46916
LBD**=    178.14767
LBD**=    103.00000
x'B**=    106.70014
y'B**=    106.70014
XB0=    103.40017
YB0=    103.40017

```



Introduce datele structurii:

eCt= 0.1

Alege directia suportului (b):

Bb= 51.592347

Alege depl. sup. (b)----(P/N)

Suport (b) P-deplasat

amax=0.1107648 [mm]

Dimensiunile pt. TRB-I :

```

Ba=      99.571596
rA1*=    129.300004
sA1*=    41.770000
rB1=    -19.770000
sB1=    -19.770000
LCA**=    3.026143
LBC**=    190.46916
LBD**=    178.14767
LBD**=    143.44000
x'B**=    110.44577
y'B**=    101.32000
XB0=    119.72000
YB0=    121.00176

```



LISTA 4.10-2

Introduce datele structurii:

```

TRB-I
eCt = 1.00
rA1 = 120.0
sA1 = 41.77
rB1 = 191.0
sB1 = 3.00
lC0 = 100.0
lB0 = 170.0
lB1 = 18.45
x'B = 104.33
y'B = 134.30
XB0 = 220.0
YB0 = 200.0

```

Directii caracteristice:

```

Bb = 51.592347
Bb1 = 51.000000
Bb2 = 51.747687
Bb3 = 50.000000
Bb4 = 50.448685
Bb5 = 50.100000
Bb6 = 50.030000

```

Alege directia suportului (b)
Bb = 51.747687

Alege depl. sup. (b)----(P/N)

Suport (b) N-deplasat

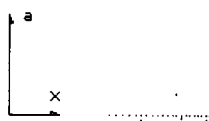
Dimensiunile pt. TRB-I :

```

Ba = 99.571596
rA1 = 120.300004
sA1 = 41.770000
rB1 = 191.000000
sB1 = 3.000000
lC0 = 100.460916
lB0 = 170.149177
lB1 = 18.4517
x'B = 104.334074
y'B = 134.300943
XB0 = 220.700142
YB0 = 200.150000

```

amax = .012292266 [mm]



Introduce datele structurii:

```

eCt = .02

```

Alege directia suportului (b):

Bb = 50.000000

Alege depl. sup. (b)----(P/N)

Suport (b) N-deplasat

Dimensiunile pt. TRB-I :

```

Ba = 99.571596
rA1 = 120.300004
sA1 = 41.770000
rB1 = 191.000000
sB1 = -4.150000
lC0 = 100.460916
lB0 = 170.728136
lB1 = 18.4517
x'B = 100.000000
y'B = 130.000000
XB0 = 220.000000
YB0 = 200.000000

```

amax = .020446181 [mm]



Introduce datele structurii:

```

eCt = 0.1

```

Alege directia suportului (b):

Bb = 51.592347

Alege depl. sup. (b)----(P/N)

Suport (b) N-deplasat

Dimensiunile pt. TRB-I :

```

Ba = 99.571596
rA1 = 120.300004
sA1 = 41.770000
rB1 = 191.000000
sB1 = 3.000000
lC0 = 100.460916
lB0 = 151.000000
lB1 = 143.497000
lB2 = 112.4629
x'B = 101.320000
y'B = 110.720000
XB0 = 220.500000
YB0 = 200.990000

```

amax = 0.10475314 [mm]



LISTA 4.11-1

Introduce datele structurii:
RRB-I

XC1= 10
XC2= 600
XA1**= 60
YA1**= 70
eCt= .01

Directii caracteristice:

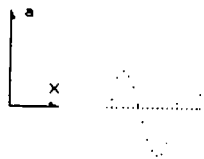
B1= 51.7099837
B2= 71.9988448
B3= 61.9988448
B4= 60.9988448
B5= 63.9988448
B6= 161.9988448
B7= 321.7099837

Alege directia suportului (b):
Bb= 61.9988448
Alege depl. sup. (b)----(P/N)
Support (b) P-deplasat

amax=.013196617 [mm]

Dimensiunile pt. RRB-I :

rB1= 190.646031
sB= -30.0134831
LBC= 170.0
LBR**= 0.0000747
LCR**= 0.0000747
LBR**= 0.0000747
XBB1= 0.000001
YBB1= 0.000001
XBO= 0
YBO= 0
X.P**= 0
Y.P**= 0
XBB0= -4.5711297
YBB0= 0.3660000
XBO= 14.33111
YBO= 155.74401

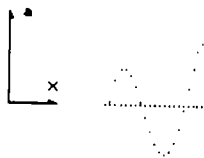


Introduce datele structurii:
eCt= .02
Alege directia suportului (b):
Bb= 60.9999999
Alege depl. sup. (b)----(P/N)
Support (b) P-deplasat

amax=.025131479 [mm]

Dimensiunile pt. RRB-I :

rB1= 191.559186
sB= -14.7133873
LBC= 170.0
LBR**= 0.0000747
LCR**= 0.0000747
LBR**= 0.0000747
XBB1= 0.000001
YBB1= 0.000001
XBO= 0
YBO= 0
X.P**= 0
Y.P**= 0
XBB0= 20.4000000
YBB0= 16.6000000
XBO= 14.33111
YBO= 155.74401



Introduce datele structurii:
eCt= 0.1
Alege directia suportului (b):
Bb= 51.7099837
Alege depl. sup. (b)----(P/N)
Support (b) P-deplasat

amax=.099882349 [mm]

Dimensiunile pt. RRB-I

rB1= 193.65949
sB= -11.9500000
LBC= 152.0
LBR**= 0.0000747
LCR**= 0.0000747
LBR**= 0.0000747
XBB1= 0.000001
YBB1= 0.000001
XBO= 0
YBO= 0
X.P**= 0
Y.P**= 0
XBB0= 55.6500000
YBB0= 159.7750001
XBO= 112.9790000



LISTA 4.12-1

Introduce datele structurii:

BB-I
 XC1= 100
 XC2= 00
 XA11= 1001
 YA11= 100
 ECT= 0.5

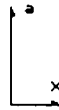
Directii caracteristice:

B01= 51.70090
 B02= 71.95000
 B03= 01.83000
 B04= 00.00000
 B05= 10.57140
 B06= 161.00514
 B07= 321.70000

Alege depl. sup. (a) ---- (P/N)
 Support (a) N-deplasat
 Alege directia suportului (b):
 Bb= 01.03000
 Alege depl. sup. (b) ---- (P/N)
 Support (b) P-deplasat
 Dimensiunile pt. BB-I :

Ba= 09.999023
 rA11= 100.000000
 sA11= 100.130131
 rB11= 100.004544
 sB11= 100.013477
 lCA11= 170.721000
 lCB11= 170.721000
 lDB11= 170.721000
 XA00= 100.000000
 YA00= 100.000000
 XB00= 100.000000
 YB00= 100.000000
 XA01= 100.000000
 YA01= 100.000000
 XB01= 100.000000
 YB01= 100.000000

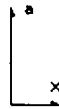
amax=0.70501339 [mm]



Alege depl. sup. (a) ---- (P/N)
 Support (a) P-deplasat
 Alege directia suportului (b):
 Bb= 01.03000
 Alege depl. sup. (b) ---- (P/N)
 Support (b) N-deplasat
 Dimensiunile pt. BB-I :

Ba= 09.999023
 rA11= 100.000000
 sA11= 100.130131
 rB11= 100.004544
 sB11= 100.013477
 lCA11= 170.721000
 lCB11= 170.721000
 lDB11= 170.721000
 XA00= 100.000000
 YA00= 100.000000
 XB00= 100.000000
 YB00= 100.000000
 XA01= 100.000000
 YA01= 100.000000
 XB01= 100.000000
 YB01= 100.000000

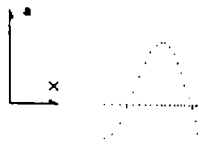
amax=0.46332097 [mm]



Alege depl. sup. (a) ---- (P/N)
 Support (a) N-deplasat
 Alege directia suportului (b):
 Bb= 01.03000
 Alege depl. sup. (b) ---- (P/N)
 Support (b) N-deplasat
 Dimensiunile pt. BB-I :

Ba= 09.999023
 rA11= 100.000000
 sA11= 100.130131
 rB11= 100.004544
 sB11= 100.013477
 lCA11= 170.721000
 lCB11= 170.721000
 lDB11= 170.721000
 XA00= 100.000000
 YA00= 100.000000
 XB00= 100.000000
 YB00= 100.000000
 XA01= 100.000000
 YA01= 100.000000
 XB01= 100.000000
 YB01= 100.000000

amax=0.56213079 [mm]



LISTA 4.12-2

Introduce datele structurii:

```

BB-I
XVC01= 1.0000
XVC11= 0.0000
XVC21= 0.0001
XVC31= 0.0000

```

Directii caracteristice:

```

BB1= 0.0000
BB2= 0.0000
BB3= 0.0000
BB4= 0.0000
BB5= 0.0000
BB6= 0.0000
BB7= 0.0000
BB8= 0.0000
BB9= 0.0000
BB10= 0.0000

```

```

Alege depl. sup. (a) ---- (P/N)
Support (a) N-deplasat
Alege directia suportului (b):
BB= 33
Alege depl. sup. (b) ---- (P/N)
Support (b) P-deplasat
Dimensiunile pt. BB-I :

```

amax=0.66667348 [mm]

```

Ba= 0.9999623
ra1= 0.0000
ra2= 0.0000
ra3= 0.0000
ra4= 0.0000
ra5= 0.0000
ra6= 0.0000
ra7= 0.0000
ra8= 0.0000
ra9= 0.0000
ra10= 0.0000
ra11= 0.0000
ra12= 0.0000
ra13= 0.0000
ra14= 0.0000
ra15= 0.0000
ra16= 0.0000
ra17= 0.0000
ra18= 0.0000
ra19= 0.0000
ra20= 0.0000
ra21= 0.0000
ra22= 0.0000
ra23= 0.0000
ra24= 0.0000
ra25= 0.0000
ra26= 0.0000
ra27= 0.0000
ra28= 0.0000
ra29= 0.0000
ra30= 0.0000
ra31= 0.0000
ra32= 0.0000
ra33= 0.0000
ra34= 0.0000
ra35= 0.0000
ra36= 0.0000
ra37= 0.0000
ra38= 0.0000
ra39= 0.0000
ra40= 0.0000
ra41= 0.0000
ra42= 0.0000
ra43= 0.0000
ra44= 0.0000
ra45= 0.0000
ra46= 0.0000
ra47= 0.0000
ra48= 0.0000
ra49= 0.0000
ra50= 0.0000
ra51= 0.0000
ra52= 0.0000
ra53= 0.0000
ra54= 0.0000
ra55= 0.0000
ra56= 0.0000
ra57= 0.0000
ra58= 0.0000
ra59= 0.0000
ra60= 0.0000
ra61= 0.0000
ra62= 0.0000
ra63= 0.0000
ra64= 0.0000
ra65= 0.0000
ra66= 0.0000
ra67= 0.0000
ra68= 0.0000
ra69= 0.0000
ra70= 0.0000
ra71= 0.0000
ra72= 0.0000
ra73= 0.0000
ra74= 0.0000
ra75= 0.0000
ra76= 0.0000
ra77= 0.0000
ra78= 0.0000
ra79= 0.0000
ra80= 0.0000
ra81= 0.0000
ra82= 0.0000
ra83= 0.0000
ra84= 0.0000
ra85= 0.0000
ra86= 0.0000
ra87= 0.0000
ra88= 0.0000
ra89= 0.0000
ra90= 0.0000
ra91= 0.0000
ra92= 0.0000
ra93= 0.0000
ra94= 0.0000
ra95= 0.0000
ra96= 0.0000
ra97= 0.0000
ra98= 0.0000
ra99= 0.0000
ra100= 0.0000

```



```

Alege depl. sup. (a) ---- (P/N)
Support (a) P-deplasat
Alege directia suportului (b):
BB= 33
Alege depl. sup. (b) ---- (P/N)
Support (b) P-deplasat
Dimensiunile pt. BB-I :

```

amax=0.21362451 [mm]

```

Ba= 0.9999623
ra1= 0.0000
ra2= 0.0000
ra3= 0.0000
ra4= 0.0000
ra5= 0.0000
ra6= 0.0000
ra7= 0.0000
ra8= 0.0000
ra9= 0.0000
ra10= 0.0000
ra11= 0.0000
ra12= 0.0000
ra13= 0.0000
ra14= 0.0000
ra15= 0.0000
ra16= 0.0000
ra17= 0.0000
ra18= 0.0000
ra19= 0.0000
ra20= 0.0000
ra21= 0.0000
ra22= 0.0000
ra23= 0.0000
ra24= 0.0000
ra25= 0.0000
ra26= 0.0000
ra27= 0.0000
ra28= 0.0000
ra29= 0.0000
ra30= 0.0000
ra31= 0.0000
ra32= 0.0000
ra33= 0.0000
ra34= 0.0000
ra35= 0.0000
ra36= 0.0000
ra37= 0.0000
ra38= 0.0000
ra39= 0.0000
ra40= 0.0000
ra41= 0.0000
ra42= 0.0000
ra43= 0.0000
ra44= 0.0000
ra45= 0.0000
ra46= 0.0000
ra47= 0.0000
ra48= 0.0000
ra49= 0.0000
ra50= 0.0000
ra51= 0.0000
ra52= 0.0000
ra53= 0.0000
ra54= 0.0000
ra55= 0.0000
ra56= 0.0000
ra57= 0.0000
ra58= 0.0000
ra59= 0.0000
ra60= 0.0000
ra61= 0.0000
ra62= 0.0000
ra63= 0.0000
ra64= 0.0000
ra65= 0.0000
ra66= 0.0000
ra67= 0.0000
ra68= 0.0000
ra69= 0.0000
ra70= 0.0000
ra71= 0.0000
ra72= 0.0000
ra73= 0.0000
ra74= 0.0000
ra75= 0.0000
ra76= 0.0000
ra77= 0.0000
ra78= 0.0000
ra79= 0.0000
ra80= 0.0000
ra81= 0.0000
ra82= 0.0000
ra83= 0.0000
ra84= 0.0000
ra85= 0.0000
ra86= 0.0000
ra87= 0.0000
ra88= 0.0000
ra89= 0.0000
ra90= 0.0000
ra91= 0.0000
ra92= 0.0000
ra93= 0.0000
ra94= 0.0000
ra95= 0.0000
ra96= 0.0000
ra97= 0.0000
ra98= 0.0000
ra99= 0.0000
ra100= 0.0000

```



```

Alege depl. sup. (a) ---- (P/N)
Support (a) N-deplasat
Alege directia suportului (b):
BB= 33
Alege depl. sup. (b) ---- (P/N)
Support (b) N-deplasat
Dimensiunile pt. BB-I :

```

amax=0.20440772 [mm]

```

Ba= 0.9999623
ra1= 0.0000
ra2= 0.0000
ra3= 0.0000
ra4= 0.0000
ra5= 0.0000
ra6= 0.0000
ra7= 0.0000
ra8= 0.0000
ra9= 0.0000
ra10= 0.0000
ra11= 0.0000
ra12= 0.0000
ra13= 0.0000
ra14= 0.0000
ra15= 0.0000
ra16= 0.0000
ra17= 0.0000
ra18= 0.0000
ra19= 0.0000
ra20= 0.0000
ra21= 0.0000
ra22= 0.0000
ra23= 0.0000
ra24= 0.0000
ra25= 0.0000
ra26= 0.0000
ra27= 0.0000
ra28= 0.0000
ra29= 0.0000
ra30= 0.0000
ra31= 0.0000
ra32= 0.0000
ra33= 0.0000
ra34= 0.0000
ra35= 0.0000
ra36= 0.0000
ra37= 0.0000
ra38= 0.0000
ra39= 0.0000
ra40= 0.0000
ra41= 0.0000
ra42= 0.0000
ra43= 0.0000
ra44= 0.0000
ra45= 0.0000
ra46= 0.0000
ra47= 0.0000
ra48= 0.0000
ra49= 0.0000
ra50= 0.0000
ra51= 0.0000
ra52= 0.0000
ra53= 0.0000
ra54= 0.0000
ra55= 0.0000
ra56= 0.0000
ra57= 0.0000
ra58= 0.0000
ra59= 0.0000
ra60= 0.0000
ra61= 0.0000
ra62= 0.0000
ra63= 0.0000
ra64= 0.0000
ra65= 0.0000
ra66= 0.0000
ra67= 0.0000
ra68= 0.0000
ra69= 0.0000
ra70= 0.0000
ra71= 0.0000
ra72= 0.0000
ra73= 0.0000
ra74= 0.0000
ra75= 0.0000
ra76= 0.0000
ra77= 0.0000
ra78= 0.0000
ra79= 0.0000
ra80= 0.0000
ra81= 0.0000
ra82= 0.0000
ra83= 0.0000
ra84= 0.0000
ra85= 0.0000
ra86= 0.0000
ra87= 0.0000
ra88= 0.0000
ra89= 0.0000
ra90= 0.0000
ra91= 0.0000
ra92= 0.0000
ra93= 0.0000
ra94= 0.0000
ra95= 0.0000
ra96= 0.0000
ra97= 0.0000
ra98= 0.0000
ra99= 0.0000
ra100= 0.0000

```



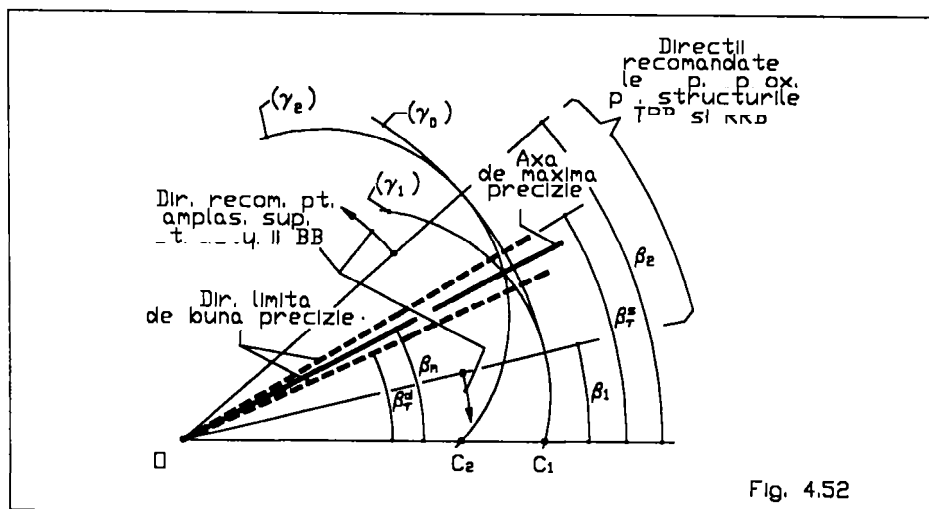
- Ordinea de marime a abaterii de traiectorie la traiectoriile efective cu 4 sau 3 puncte de precizie este comparabila cu abaterea de situatie intalnita la structurile exacte, pentru care dimensiunile elementelor se considera exprimate foarte precis si anume cu trei zecimale.
- Abaterea de traiectorie in cazul traiectoriilor cu doua puncte de precizie, este comparabila cu abaterea de situatie aferenta structurii exacte asociata, avand dimensiunile exprimate cu o singura zecimala.
- La structura BB (ultimele doua linii ale Tab.4.5), ambele suporturi aproximatoare contribuie la degradarea preciziei. Din acest motiv eroarea de traiectorie trebuie admisa mai mare decat in cazul structurilor cu o singura transformare pozitional izoprecisa, altfel lungimile conexiunilor pot creste exagerat.
- Deoarece suportul sprijinului conductor, se amplaseaza obligatoriu intr-una din sectoarele cu deplasare unisens (in care se stie ca lungimea de sprijin s_A este mare), structurile BB nu permit realizarea decat numai a doua puncte de precizie. Ca urmare, traiectoriile generate au fie forma A, fie forma V, indiferent de orientarea admisa pentru suportul condus.
- Prin amplasarea suportului condus in sectorul cu inversiuni nu se imbunatatesc precizia structurii BB (vezi LISTA 4.12-1).
- Daca suportii se aleg in pozitii aproape simetrice in raport cu bisectoarea sectorului cu inversiuni (vezi ultimele doua cazuri din LISTA 4.12-2) si se dispun in consens (PP sau NN), atunci eroarea de traiectorie a structurii BB se micsoareaza considerabil (de peste doua ori) in raport cu dispunerea NP (primul caz in LISTA 4.12-2). Se subliniaza ca aceasta crestere de precizie are loc in conditii de gabarit acceptabile, punand in avantaj structura BB fata de structurile TRB sau RRB, la care pentru aceasi abatere de traiectorie de 0.2 mm si aceasi orientare a suportului condus de 33° , lungimea l_{BB} ar depasi 400 mm.

Proprietatile enumerate permit formularea urmatoarelor recomandari privitoare la alegerea dupa criteriile precizie-gabarit-cost a structurilor aproximatoare de dreapta pozitional izoprecise, in scopul alcatuirii optime a dispozitivelor flexibile:

- Daca eroarea de traiectorie a bacurilor dispozitivului este limitata sever (~ 0.01 mm), se recomanda folosirea structurii TRB pentru obiecte care se preteaza la fixarea din exterior, sau a structurii RRB pentru obiecte care se preteaza la fixarea din interior. Suportul sprijinului condus a acestor structuri se va alege pe axa de maxima precizie.
- Daca eroarea de traiectorie a bacurilor poate fi acceptata mai mare, de 0.02 - 0.03 mm, problema poate fi solutionata cu structurile anterioare, avand suporturile orientate pe directiile β_r^s sau β_r^d .
- In cazul erorilor de traiectorie admisibile pana la 0.1mm, tot structurile anterioare sunt recomandate, dar suportul sprijinului condus poate fi orientata pe orice directie cuprinsa intre β_1 si β_2 .
- Daca eroarea de traiectorie poate fi admisa mai mare, de 0.2-0.3 mm, mai avantajoasa este folosirea structurilor BB, avand suporturile amplasate in sectoarele de deplasare unisens, cu situari simetrice in raport cu axa de maxima precizie si deplasate in consens, fie in combinatia PP, fie in combinatia NN.
- Pentru realizarea fixarii prin forma a obiectelor se recomanda utilizarea structurii TRB-I.

Recomandarile facute sunt cuprinse sintetic in reprezentarea grafica din Fig. 4.52. Desigur, ca in toate cazurile se impune corelarea componentei erorii de traiectorie datorata suportului transformat pozitional izoprecis, cu componenta care se datoreaza abaterilor dimensionale ale elementelor. In acest sens se recomanda, ca

rotunjirea introdusa in cotele nominale sa nu produca erori de traiectorie mai mari decat aproximarea de suport. PROG. 4.2 asigura potrivirea rapida a cotelor nominale necesare in concordanta cu dezideratul sus amintit.



În final trebuie remarcat, ca spre deosebire de problema generării exacte a dreptei, pentru care mecanismul patrulater articulat (structura RRRR) nu ofera nici o soluție (vezi paragraful 4.2.8), în problema generării aproximative a dreptei, mecanismul patrulater articulat este pus la dispoziția proiectantului prin intermediul a două structuri pozitional izoprecise, respectiv RRB și BB. Aceste structuri ofera câte o paletă infinită de soluții pentru fiecare element balansier continuu.

4.4 Structuri aproximatoare de dreapta cu conexiuni elastice.

Interesul pentru dezvoltarea structurilor aproximatoare de dreapta cu conexiuni elastice a apărut din necesitatea înzestrării unor dispozitive de prehensiune cu calități compliante. Aceasta proprietate este dorită în următoarele circumstanțe:

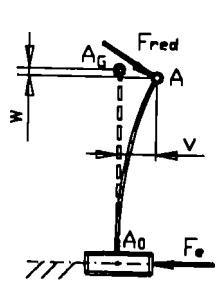
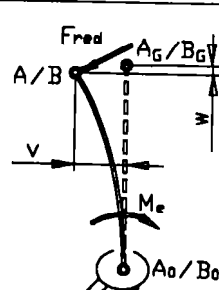
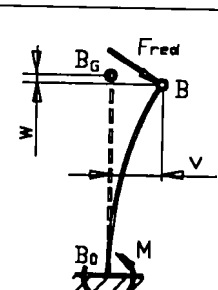
- Trebuie ușurat transferul obiectului dintr-un dispozitiv flexibil în altul, când între dispozitive există abateri de situație, care prin intermediul sistemului de comandă nu pot fi corectate. Se menționează că acest deziderat apare la orice operație de manipulare efectuată cu roboți, fiind mai pregnant la operațiile de asamblare robotizate. Adaptarea la abaterile de situație relative dintre dispozitive se ușurează dacă dispozitivul de prehensiune este compliant.
- Obiectul, în timpul manipulării sale de către robot, este supus la socuri sau la vibrații ale căror propagare spre lanțul cinematic de manipulare trebuie izolat. Aceasta situație este frecventă în sectoare calde. Spre exemplu, la spargerea dopului din gura furnalului cu ajutorul vibratorului pneumatic manevrat de un manipulator, se pune problema izolării vibrațiilor de recul. Un alt exemplu apare la operația de forjare semilibera într-o matrită deschisă a capatului de arbore cald, când capatul rece este susținut pentru asigurarea situației corecte de către un manipulator sincron. Pentru izolarea socurilor create de loviturile ciocanului pneumatic se impune folosirea unui dispozitiv de prehensiune compliant.

Se precizeaza faptul, ca in mod curent, asigurarea complianței sistemelor de manipulare se realizeaza prin intermediul unui modul de complianța specializat. Acest modul se intercaleaza intre dispozitivul de ghidare al robotului si dispozitivul de prehensiune. Soluția prezinta dezavantaje, intrucat lungeste constructia si intarzie raspunsul dinamic al sistemului.

Cercetarea intreprinsa in vederea eliminarii dezavantajelor amintite a condus la elaborarea structurilor din titlu. Bielele acestora sunt sprijinite pe conexiuni elastice. Daca acestea se introduc in structura mecanismului generator de dreapta prin procedeul transformarii pozitional izoprecise, structura nou creata pastreaza capacitatea de a conduce bacurile pe drepte cu erori de traiectorie mici, dar in plus, datorita deformabilitatii sub sarcina a elementelor elastice, ea dobandeste mobilitati excedentare, care permit suprimarea din constructie a modulului de complianța traditional.

La constituirea structurilor compliante plane intervin practic trei tipuri de conexiuni elastice. Ele sunt prezentate in Tab. 4.6.

Tab. 4.6

Conexiuni elastice pentru alcatuirea structurilor compliante			
SCHEMA			
NOTAREA LANTULUI CINEMATIC	$(TR)^E$	$(RR)^E$	$(R)^E$
FORMULA STRUCT.	$K_{B_i(0)}^E = K_{B_i(-1)} + K_{(-1)}^D$ in sarcina $K_{B_i(-1)}^E = K_{B_i(-1)}$ in gol		$K_{B_i(-1)}^E = K_{A_i(-2)} + K_{1+1}^D$ $K_{B_i(-2)}^E = K_{A_i(-2)}$
DENUMIREA SI SIMBOLUL	Culisa elastica C^E	Manivela elastica M^E	Consola elastica E

Formulele structurale din linia trei a tabelului evidentiaza comportarea diferita a conexiunilor elastice la mersul in sarcina fata de mersul in gol. Se vede, ca sarcina mareste gradul de libertate al conexiunii elastice fata de conexiunea geometrica similara cu element rigid. Culisa elastica si manivela elastica sunt destinate inlocuirii conexiunilor conducatoare, iar consola elastica pentru inlocuirea conexiunii conduse. Pentru asigurarea dezmodromiei pe durata inchiderii dispozitivului flexibil, cand forta redusa la sprijin este mica, culisa elastica si manivela elastica trebuie sa poseze rigiditati la incovoiere suficient de mari pentru a nu se deforma in aceasta faza. Deaceea, comportarea acestor conexiuni la mersul in gol este similara cu a conexiunilor cu element rigid pe care le inlocuiesc.

Dimpotriva, functionalitatea unei conexiuni de tipul consolei elastice impune folosirea unui element de rigiditate mica, capabila de deformare chiar daca F_{red} este mica. Astfel, pe durata inchiderii dispozitivului flexibil, pentru culisa si manivela elastica este valabila formula structurala data pentru mersul in gol, iar pentru consola elastica trebuie considerata formula structurala aferenta mersului in sarcina. In conditiile descrise, trecerea de la o structura aproximatoare de dreapta cu elemente rigide la o structura cu conexiuni elastice se realizeaza prin transformari de forma:

$$K_{B(-1)} \rightarrow K_{B(-1)}^E \quad (4.196)$$

Pentru simbolizarea structurilor cu conexiuni elastice se convine, ca in locul conexiunii geometrice inlocuite in structura aproximatoare de dreapta initiala, sa fie introdusa notatia conexiunii elastice noi, conform specificatiei facute in ultima linie a Tab. 4.6. Potrivit acestei conventii, prin inlocuirea in structura TRB-O a balansierului B cu consola elastica E, rezulta o structura TRE-O. Desigur, ca fiecare structura articulata pozitional izoprecisa din cele enumerate in Tab 4.3, furnizeaza in urma transformarii (4.196) una sau mai multe structuri compliante, in functie de numarul conexiunilor inlocuite si de tipul conexiunii noi. Oferta din Tab. 4.7 prezinta structurile aproximatoare de dreapta cu conexiuni elastice, care se obtin din structurile cu elemente rigide trecute in capul de linie.

Tab. 4.7

Oferta de structuri cu conexiuni elastice pt. generarea aproximativa a dreptei			
STRUCT. INITIALA	STRUCTURI TRANSFORMATE		
	O SINGURA DATA		DE DOUA ORI
TRB - O	TRE - O	$C^E B - O$	$C^E E - O$
TRB - I	TRE - I	$C^E B - I$	$C^E E - I$
RRB - I	RRE - I	$M^E B - I$	$M^E E - I$
BB - I	BE - I	-	-

Folosirea consolei elastice este recomandata pentru generarea suportului condus amplasat in vecinatatea axei de maxima precizie, unde se stie, ca lungimea de sprijin necesara este mica. Spre exemplu, pentru cazurile de sinteza rezolvate in paragraful precedent (LISTA 4.9 - 4.12), aceasta lungime are valoarea $s_B = 4.1352733$ mm pe directiile $\beta_b = \beta_r^d = 60.089808^\circ$ si $\beta_b = \beta_r^s = 63.571517^\circ$ si valoarea minima egala cu $s_B = 3.0134631$ mm, pe directia $\beta_b = \beta_m = 61.830662^\circ$.

Mobilitatea sprijinului B pe suport fiind asigurata de elasticitatea elementului, aceasta conexiune prezinta in raport cu conexiunea RR (utilizata ca balansier) avantajul, ca inlocuieste organologia de articulare de la capatul fix B_0 , cu o simpla incastrare. De aici decurg o serie de avantaje noi in favoarea consolei elastice, cum ar fi: simplitatea constructiva si tehnologica, anihilarea jocurilor, intretinere minimala (incastarea nu necesita ungere), rezistenta la vibratii si socuri, absenta uzurii, conservarea preciziei in timp, siguranta de functionare si durata de viata ridicata.

Consola elastica prezinta pericolul de instabilitate la sarcini axiale mari, care pot apare in starea inchisa a dispozitivului flexibil. Acest dezavantaj poate fi evitat prin impiedicarea deformarii excesive a elementului elastic comprimat cu ajutorul unui tampon mecanic, sau prin montarea orientata a conexiunii astfel, ca sarcina sa produca intinderea fibrei medii deformate.

Daca suportul condus are lungimea mare, se recomanda pastrarea balansierului rigid. Complianta se realizeaza, inlocuind numai conexiunea conducatoare cu o culisa elastica sau cu o manivela elastica, in functie de tipul conexiunii inlocuite, respectiv TR sau RR. La mersul in gol, datorita rigiditatii mai mari, aceste conexiuni reproduc exact dreapta respectiv cercul suport, deformandu-se abia in starea inchisa a dispozitivul flexibil, pe masura strangerii obiectului.

Curbele suport datorate deformarii conexiunilor elastice nu sunt circulare. Acest fapt a impus orientarea cercetarii spre solutionarea urmatoarelor obiective:

- Stabilirea structurii algebrice a suportului necircular.
- Formularea particularitatilor de sinteza ale consolei elastice.
- Particularitatile de sinteza ale culisei si ale manivelei elastice. Descompunerea in cupla si consola elastica.
- Sinteza structurilor cu elemente elastice in cazul lungimii de complianta impusa.
- Intocmirea algoritmului si a programului de calculator pentru sinteza structurilor compliante.

4.4.1 Structura algebrica a suportului necircular

Introducerea conexiunilor elastice in structura aproximatoare de dreapta prin procedeul transformarii pozitional izoprecise, ridica problema stabilirii structurii

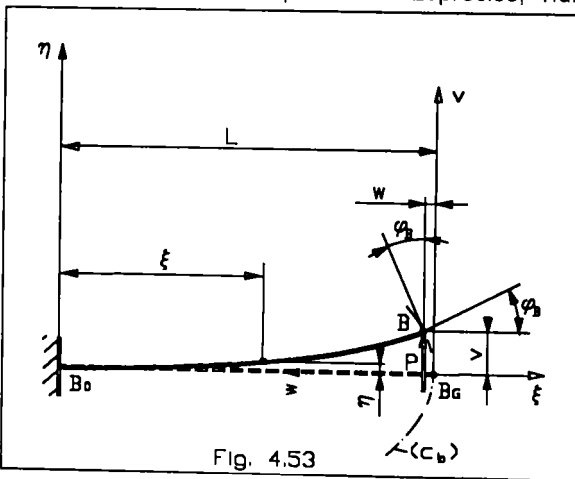


Fig. 4.53

libere a suportului necircular. In acest scop se considera consola elastica (Fig. 4. 53). Elementul acestuia se considera fizic si geometric omogen pe intreaga lungime \$L\$. Se admite, ca deformarea elementului este mica si se datoreaza in exclusivitate incovoierii produse in planul miscarii sub actiunea componentei \$P\$ a fortei \$F_{red}\$, presupusa perpendiculara pe axa medie nedeformata. Suportul necircular propus a se defini, reprezinta

traiectoria \$(c_b)\$ pe care se deplaseaza extremitatea \$B\$ in timpul deformarii elementului. Pentru schema de incastrare si de incarcare admisa, ecuatia diferentiala (simplificata) a fibrei elastice medii este:

$$\frac{d^2 \eta}{d\xi^2} = \frac{P}{EI}(L - \xi) \quad (4.197)$$

in care \$EI\$ reprezinta rigiditatea la incovoiere a elementului elastic. Integralele succesive ale ecuatiei (4.197), care satisfac conditiile de limita:

$$\xi = 0; \quad d\eta/d\xi = 0; \quad \eta = 0 \quad (4.198)$$

necesare in capatul incastrat \$B_0\$, sunt:

$$\begin{cases} \frac{d\eta}{d\xi} = \frac{P}{EI} \left(L\xi - \frac{\xi^2}{2} \right) \\ \eta = \frac{P}{EI} \left(L\frac{\xi^2}{2} - \frac{\xi^3}{6} \right) \end{cases} \quad (4.199)$$

Din cauza invariantei lungimii L , in extremitatea B a elementului deformat apare o sageata transversala v si o sageata axiala w . In domeniul deformatiilor mici cele doua sageti se gasesc in relatia:

$$\left. \frac{d\eta}{d\xi} \right|_B = \operatorname{tg} \varphi_B = \frac{w}{v} \quad (4.200)$$

Cum punctul B apartine fibrei elastice medii, coordonatele sale $\xi_B = L - w$ si $\eta_B = v$, verifica ecuatiile (4.199). Tinand seama de (4.200), conditia anterioara se scrie:

$$\begin{cases} \frac{w}{v} = \frac{P}{2EI} [2L(L-w) - (L-w)^2] \\ v = \frac{P}{6EI} [3L(L-w)^2 - (L-w)^3] \end{cases} \quad (4.201)$$

Eliminand din aceste relatii factorul P/EI , se obtine:

$$3v^2 = w * \frac{L-w}{L+w} * (2L+w) \quad (4.202)$$

Cum $L \gg w$ (deosebirea este de ordinul $\sim 10^4$), se introduc aproximariile:

$$\frac{L-w}{L+w} \approx 1 \quad \text{si} \quad 2L+w \approx 2L \quad (4.203)$$

astfel, ca (4.202) devine:

$$w = \frac{3}{2L} * v^2 \quad (4.204)$$

Conform acestui rezultat, suportul necircular este o parabola. In sistemul de referinta B_0vw , cu originea fixata in extremitatea consolei nedeformate si axa ordonatelor orientata spre capatul incastrat B_0 , varful parabolei se gaseste in B_0 , iar ramurile sale sunt simetrice fata de axa B_0w . Parabola suport nu depinde de marimea fortei deformatoare si nici de rigiditatea elementului, ci numai de lungimea consolei. Aceste insusiri inlesnesc sinteza consolei elastice.

4.4.2 Particularitatile sintezei geometrice ale consolei elastice

Consola elastica intervine la constituirea structurilor aproximatoare de dreapta din prima si a treia coloana a Tab. 4.7. In problema sintezei acestei conexiuni intervin trei necunoscute scalare si anume: lungimea L a elementului elastic, respectiv, coordonatele X_{B_0} si Y_{B_0} ale punctului de incastrare. Pentru limitarea erorii de traiectorie, necunoscutele sintezei se determina din conditia

amplasarii parabolei in pozitia suportului cu abateri egalizate. Acest amplasament este reprezentat in Fig. 4.54 pentru cazul, cand parabola suport (c_b) aproximeaza o lungime de sprijin s_B pe axa de maxima precizie.

Intrucat, fibra medie nedeformata a elementului conexiunii se amplaseaza pe mediatoarea segmentului de sprijin $B_1 l = B_2 l$, la atingerea punctelor extreme ale arcu'ii e parabola (c_b), consola este maxim deformata. In aceasta stare, conform cu Fig. 4.54, sagetile in punctul B sunt:

$$\begin{cases} v_{\max} = \pm s_B / 2 \\ w_{\max} = 2 * \varepsilon_{Bm}^1 \end{cases} \quad (4.205)$$

Inlocuind aceste valori in (4.204), se deduce:

$$L = 3 * \frac{\left(\frac{s_B}{4}\right)^2}{\varepsilon_{Bm}^1} \quad (4.206)$$

Formula obtinuta este operanta la determinarea lungimii consolei, deoarece lungimea s_B se cunoaste din faza de sinteza - s' uc'urii exacte asociata

structurii aproximatoare de dreapta in care se doreste implementarea consolei, iar abaterea de suport ε_{Bm}^1 este determinabila in baza relatiilor (4.121), (4.127) sau (4.181), daca in prealabil se adopta valoarea erorii admisibile de traiectorie ε_{Cm}^1 .

Coordonatele capatului incastrat, se determina cu relatiile (4.147), in care, distanta punctului B_0 fata de suportul exact (b) este:

$$H = L - \varepsilon_{Bm}^1 \quad (4.207)$$

iar distanta r_{B_0} a axei medii nedeformate fata de origine, se calculeaza cu (4.149).

Comparand relatia (4.206) cu (4.145) se deduce, ca pentru reproducerea aceleasi abateri de suport cu consola elastica, ca si cu conexiunea RR avand balansierul rigid, este necesara indeplinirea conditiei:

$$L \approx 3 * l_{B_0} \quad (4.208)$$

Asadar, gabaritul structurii cu consola elastica creste in raport cu structura articulata avand numai elemente rigide, daca se admite, ca ele aproximeaza aceasi dreapta si cu aceasi precizie. Pentru reducerea gabaritului structurii cu consola elastica pot fi urmarite doua cai:

- Prima cale consta in derogarea preciziei de ~ 3 ori.
- A doua cale afecteaza constructia consolei, fiind bazata pe dedublarea elementului elastic.

Derogarea preciziei conduce in cazul transformarii pozitional izoprecise efectuata pe axa de maxima precizie (v. LISTELE 4.9 - 4.12), la cresterea erorii de traiectorie in raport cu structurile cu toate elementele rigide, de la valoarea de 0.012 mm la 0.036 mm in cazul structurilor TRE-O si TRE-I, sau de la 0.01 mm la 0.03 mm

in cazul structurii RRE-I. Aceste valori in multe aplicatii pot fi acceptate. La structura BE-I, eroarea de traiectorie creste de la 0.7 mm la 2.1 mm, deci aceasta structura este total imprecisa, nefiind recomandata in aplicatiile uzuale.

Pentru solutia bazata pe dedublarea elementului elastic, se prezinta in continuare doua variante:

- varianta cu elemente elastice incastrate la un capat si articulate la celalalt;
- varianta cu elemente elastice incastrate la ambele capete.

Schema constructiva a consolei in prima varianta este redata in Fig. 4.55-a. Extremitatea inferioara a lamelelor elastice 1 este incastrata in placa de baza 2 (elementul fix), iar cea superioara este articulata in punctele B' si B'' de traversa 3. Rigiditatea in incastrare este asigurata de contraplacile 4. Corpul lagarului este solidar cu traversa, iar articularea in raport cu biela mecanismului se realizeaza prin buca 5. Corpul lagarului este prevazut in partea inferioara cu un profil tampon. Rezemarea acestuia pe placa de baza impiedica flambarea lamelelor, daca componenta axiala N a fortei reduse devine prea mare. Schema evidentiaza si locul favorabil de amplasament al senzorului 6, necesar pentru controlul inteligent al unui proces de complianta activa.

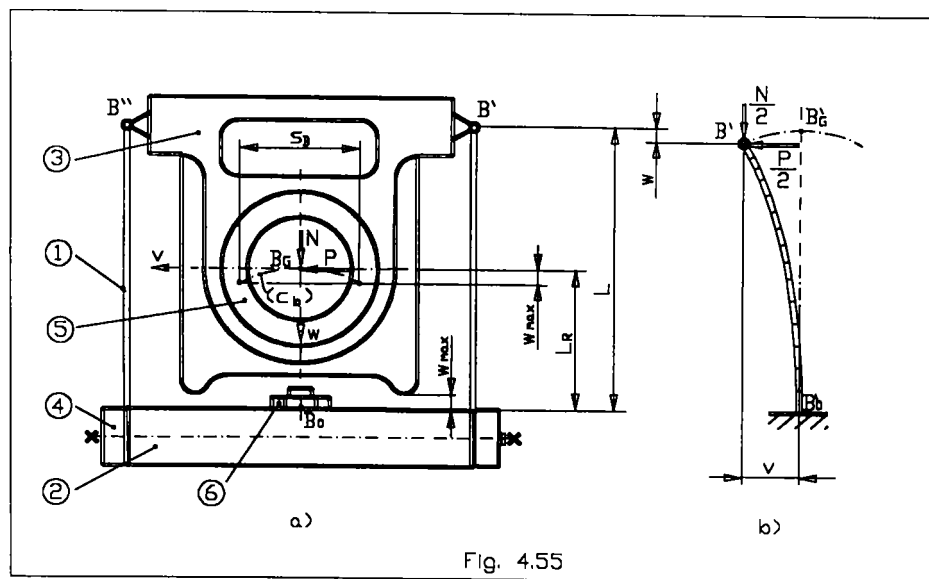


Fig. 4.55

Datorita legaturilor in doua articulatii, miscarea posibila a traversei este o translatie parabolica. Pe aceasta proprietate se bazeaza posibilitatea reducerii gabariturii. Se vede, ca prin alegerea lungimii reduse B_0B_G la valoarea:

$$L_R = L/2 \quad (4.209)$$

gabariul consolei cu elemente elastice dedublate devine jumatate din gabariul consolei simple.

Existenta celor doua articulatii B' si B'' reprezinta un dezavantaj, care se elimina la varianta de consola cu elementele elastice incastrate la ambele capete. Schema constructiva folosita la aceasta varianta este redata in Fig. 4.56-a. Solutia

este asemanatoare celei prezentate anterior, cu deosebirea, ca legaturile lamelor fata de traversa sunt inlocuite aici cu incastrari. Amplasarea senzorilor 6 in corpul traversei se preteaza la un montaj diferential. In acest caz sensibilitatea lor creste, permitand controlul mai fin al fortei de strangere. Acest comportament se impune dispozitivelor de prehensiune implicate in operatii de manipulare delicate.

Alura deformatiei elementului dublu incastrat este reprezentata in Fig. 4.56-b. Datorita continuitatii fibrei medii deformate in punctul de inflexiune B de la mijlocul lamei, partea superioara a ei prezinta acelasi unghi de panta φ_B , ca si partea inferioara. Aceasta proprietate permite, ca pentru studiul suportului, elementul dublu incastrat sa fie inlocuit cu doua elemente simplu incastrate identice, de lungime L_R si osculatoare in punctul B.

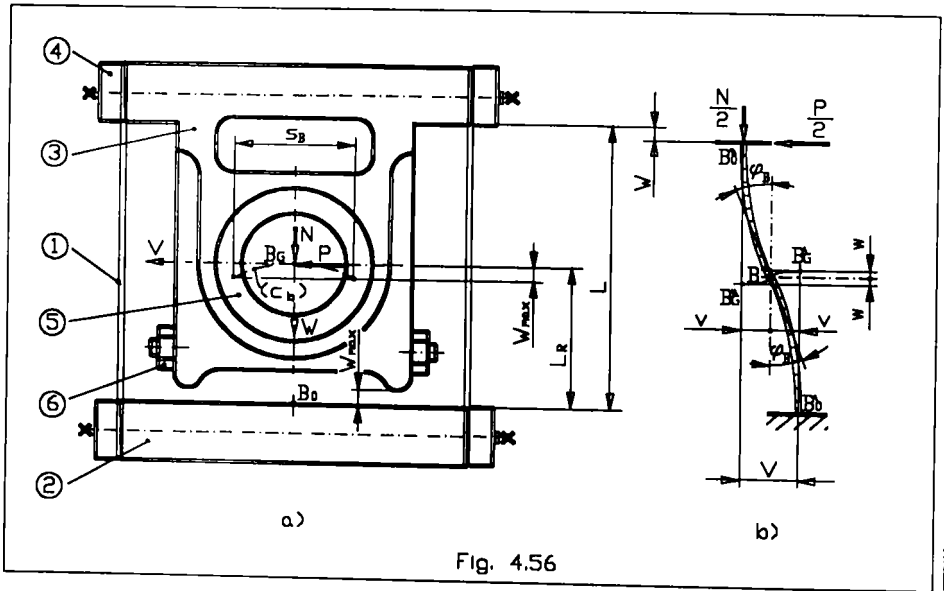


Fig. 4.56

Sagetile jumatatilor simplu incastrate, sunt legate de sagetile elementului dublu incastrat, prin relatiile:

$$\begin{aligned} v &= V/2 \\ w &= W/2 \end{aligned} \tag{4.210}$$

Introducand aceste marimi in (4.204), si tinand seama de expresia (4.209) a lungimii reduce se obtine:

$$W = \frac{3}{2L} * V^2 \tag{4.211}$$

Aceasta relatie este identica cu (4.204). De aici concluzia, ca schimbarea modului de rezemare a elementelor elastice nu modifica legea deplasarii traversei. Ea pastreaza translatia parabolica. Pentru parabola suport cu abateri egalizate se impun conditiile:

$$\begin{cases} V_{\max} = \pm s_B / 2 \\ W_{\max} = 2 * \varepsilon_{Bm}^I \end{cases} \quad (4.212)$$

Înlocuind aceste sageti în (4.211), se regăsește relația (4.206). Așadar, pentru aproximarea aceluiași segment de sprijin cu aceeași precizie, lungimea elementelor elastice încastrate la ambele capete rămâne aceeași ca și la consola elastică simplă. Castigul de gabarit al consolei cu elemente dublu încastrate se datorează utilizării sale la lungimea redusă L_R , care fiind precizată prin (4.209), reprezintă jumătate din lungimea elementului elastic al consolei simple.

Pentru determinarea coordonatelor punctului B_0 , relațiile (4.147) rămân valabile, cu condiția ca distanța H să fie exprimată în funcție de L_R :

$$H = L_R - \varepsilon_{Bm}^I \quad (4.213)$$

Sucesiunea calculelor de sinteză ale consolei cu elemente elastice dedublate dublu încastrate, este sistematizată în ALG. 4.15. Întrucât repartizarea erorii de traiectorie pe suporturi este structural dependentă, primele două linii ale algoritmului trebuie parcurse diferențiat, în funcție de structura sintetizată. De la linia următoare, calculele se desfășoară unitar. Se menționează, ca algoritmul prezentat se aplică și structurilor din ultima coloană a Tab 4.7. În cazul structurilor $C^E E$, pentru sinteza consolei elastice trebuie urmărită ordinea precizată în coloana TRE, iar în cazul structurii $M^E E$, ordinea din coloana RRE.

ALG. 4.15

DATE				
ε_{Cm}^I , deplasarea suportului/suporturilor				
CALCUL				
PAS	MARIMEA	RELATIA		
		TRE	RRE	BE
21	$\lambda_A, \lambda_B, \lambda^I$	(4.117)	(4.128)	(4.136)
22	ε_{Bm}^I	(4.121)	(4.127)	(4.180)
23	L	(4.206)		
24	L_R	(4.209)		
25	H	(4.213)		
26	r_{B_0}	(4.149)		
27	X_{B_0}, Y_{B_0}	(4.147)		

REZULTATE

L_R
 X_{B_0}
 Y_{B_0}

Prin aplicarea combinată a derogării preciziei cu dedublarea elementului elastic, gabaritul consolei poate deveni mai mic decât al unei conexiuni cu balansier rigid. Așadar, consola cu elemente elastice dublu încastrate, reunește numeroase avantaje precum:

- economisirea organologiei de articulare din legăturile elementelor elastice;
- lipsa jocurilor;

- predestinarea consolei pentru formarea structurilor precise (cu 4 sau 3 puncte de precizie pe traiectorie);
- stabilitatea marita la sarcini axiale;
- protectia elementelor la suprasarcina;
- gabaritul mic si compactitatea ridicata a solutiei;
- simplitatea constructiva si tehnologica;
- siguranta de functionare in conditiile unei intretineri minimale;
- facilitatea echiparii cu senzori;

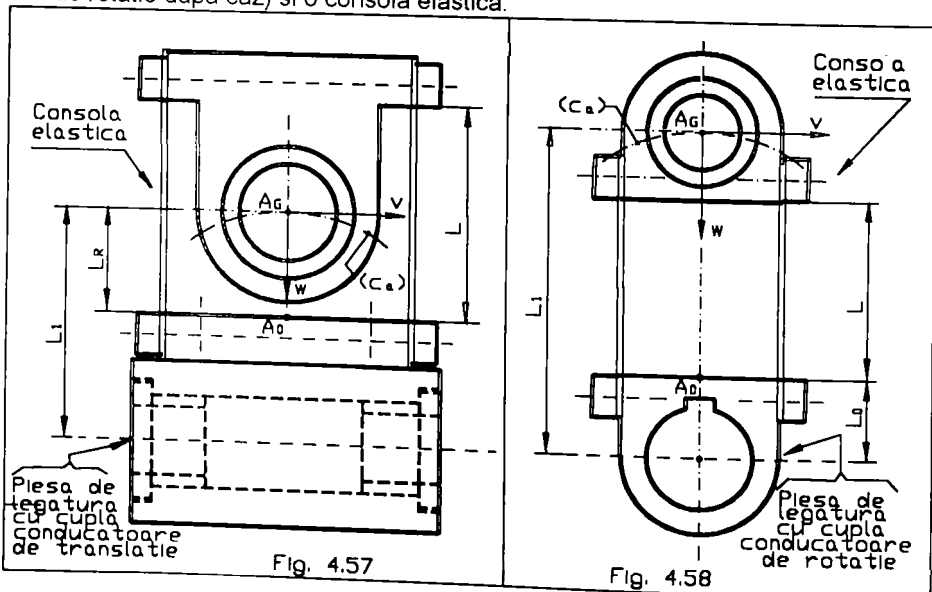
Cele enumerate justifica necesitatea asimilarii industriale a acestei componente in serii tipizate, spre a fi utilizate in constructia modularizata a unor dispozitive flexibile inteligente.

4.4.3 Particularitatile sintezei in cazul culisei si al manivelei elastice. Descompunerea conexiunilor C^E si M^E in cupla si consola elastica.

Culisa si manivela elastica intervin la constituirea structurilor din a doua si a treia coloana a Tab. 4.7, indeplinind rolul conexiunilor conducatoare. Avand o rigiditate superioara consolei elastice conduse, elementul lor nu se deformeaza la mersul in gol al dispozitivului flexibil, ci numai in sarcina. Acest comportament presupune abordarea sintezei geometrice a conexiunilor C^E si M^E in doua faze.

In faza mersului in gol, conexiunile C^E si M^E reproduc suporturile exact, ca si conexiunile TR sau RR din structurile initiale (v. capul de linie al Tab. 4.7). Stiind, ca pentru reproducerea unui suport exact intereseaza amplasarea conexiunii, sinteza in prima faza nu se deosebeste de cea cunoscuta de la conexiunile cu element rigid, putand fi abordata dupa algoritmul ALG. 4.14.

Cu dimensiunile obtinute se trece la a doua faza, corespunzatoare strangerii obiectului. In aceasta faza se efectueaza sinteza elementului elastic al conexiunii, urmarind asigurarea lungimii de complianta impusa la bac in conditia realizarii fortei de strangere necesare. Pentru solutionarea acestor obiective se observa, ca orice conexiune C^E sau M^E , poate fi descompusa intr-o cupla conducatoare (de translatie sau de rotatie dupa caz) si o consola elastica.



Etajarea consolei pe piesa de legatura la cupla conducatoare, este ilustrata pentru conexiunea C^E in Fig. 4.57, iar pentru conexiunea M^E in Fig. 4.58. Datorita rigiditatii piesei de legatura, miscarea de intrare se transmite instantaneu la extremitatea A_0 a consolei, insa datorita deformarii elementelor elastice, ajunge cu intarziere la extremitatea opusa. Deplasarea intarziata a punctului de sprijin are loc pe parabola suport (c_a). Se stie, ca parabola poate fi descrisa prin ecuatia sa (4.204) fata de sistemul de referinta A_Gwv , iar acest sistem este univoc positionat prin lungimea cunoscuta L , a consolei si orientarea axei A_Gw in lungul fibrei medii nedeformate. Pe cele de mai sus se bazeaza modelul geometric al sintezei structurilor compliante descrisa in continuare pentru tipurile C^EB si M^EB .

4.4.3.1 A doua faza de sinteza la structura C^EB .

Pentru concretizarea ideilor se considera dispozitivul de prehensiune din Fig.4.59, ale carui mecanisme generatoare de dreapta sunt de tipul C^EB-O . Dimensiunile structurii initiale TRB-O se admit cunoscute din prima faza a sintezei. Deasemenea, se presupune cunoscuta distanta D_0 dintre dreptele de baza OY .

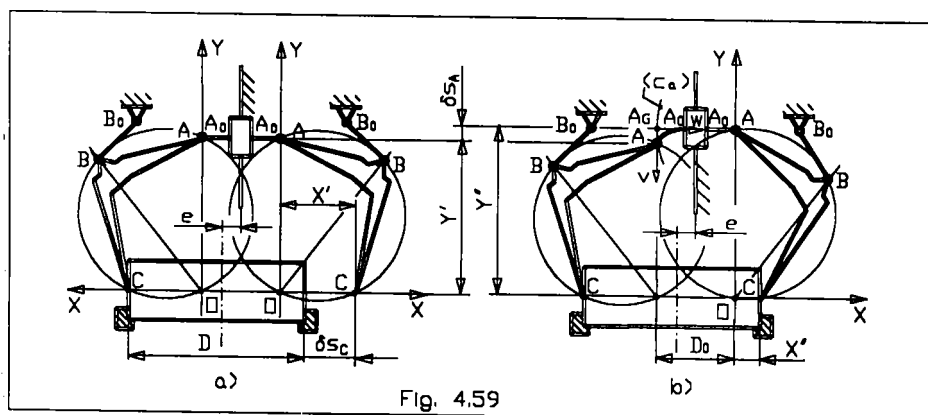


Fig. 4.59

La preluarea obiectului cu dimensiunea D si cu abaterea de situatie e , bacurile dispozitivului ating succesiv piesa. La prima atingere (Fig. 4.59-a), abscisa punctului trasor este:

$$X' = \frac{D - D_0}{2} + e \quad (4.214)$$

Dispozitivul se inchide abia la a doua atingere (Fig.4.59-b), abscisa necesara fiind:

$$X'' = \frac{D - D_0}{2} - e \quad (4.215)$$

Lungimea de complianta la bac este data de diferenta:

$$\delta s_c = X' - X'' = 2e \quad (4.216)$$

Pentru parcurgerea acestei lungimi, cupla conducatoare trece de la ordonata:

$$Y' = \sqrt{d^2 - X'^2} \quad (4.217)$$

la:

$$Y'' = \sqrt{d^2 - X'^2} \quad (4.218)$$

modificand pozitia cu distanta:

$$\delta s_A = Y'' - Y' = \left\{ \sqrt{1 - \left[\frac{D - (D_0 + \delta s_C)}{2 \cdot d} \right]^2} - \sqrt{1 - \left[\frac{D - (D_0 - \delta s_C)}{2 \cdot d} \right]^2} \right\} \cdot d \quad (4.219)$$

Biela structurii din stanga dispozitivului fiind blocata in pozitia avuta la prima atingere a obiectului, deplasarea δs_A se acumuleaza in sageata transversala a culisei elastice aferente:

$$v_A = \delta s_A \quad (4.220)$$

Deplasarea sprijinului A pe parabola suport (c_a), produce concomitent o sageata axiala w_A . Aceasta reprezinta abaterea de suport la complianta:

$$w_A = \varepsilon_{Acompl}^I \quad (4.221)$$

Introducand notatiile (4.220) si (4.221), in ecuatia (4.204) a parabolei, se deduce lungimea elementului elastic necesar pentru asigurarea lungimii de complianta dorite la bacul dispozitivului:

$$L = \frac{3}{2 \cdot \varepsilon_{Acompl}^I} \cdot (\delta s_A)^2 \quad (4.222)$$

Desigur, ca unei abateri ε_{Acompl}^I ii corespunde dupa relatia (4.140) o abatere de traiectorie ε_{Ccompl}^I . Aceasta corespondenta permite determinarea rationala a lungimii L, daca pentru calculul abaterii ε_{Acompl}^I se limiteaza favorabil valoarea abaterii de traiectorie ε_{Ccompl}^I . Micșorarea abaterilor produce evident cresterea lui L. Pentru diminuarea gabariturii culisei elastice, consola ei trebuie utilizata la lungimea redusa L_R , conform relatiei (4.209).

Dimensiunile sectiunii transversale a elementului elastic depind de forta de strangere necesara. Determinarea acestor dimensiuni se bazeaza pe considerente cinetoelastostatice. Sageata transversala a lamelei incastrata la unul din capete, este data de a doua relatie (4.201), care pentru $L \gg w$ devine:

$$v = \frac{PL^3}{3EI} \quad (4.223)$$

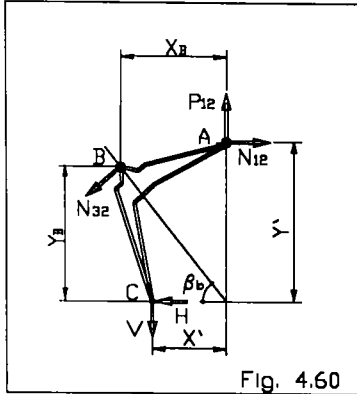
In cazul culisei cu elementele elastice dedublate si incastrate la ambele capete (Fig.4.57), relatia (4.223) ramane valabila pentru jumatatea inferioara a lamelei deformate, situata sub punctul de inflexiune B (Fig.4.56-b). Pe aceasta portiune de lungime L_R , fiecare lamela preia jumatate din sarcina pe conexiune:

$$P_1 = P/2 \quad (4.224)$$

In conditiile aratate, sageata in B se exprima succesiv in formele:

$$v_B = \frac{P_1 L_R^3}{3EI} = \frac{P}{2} * \frac{L^3}{24EI} = \frac{v_A}{2} = \frac{\delta s_A}{2} \quad (4.225)$$

de unde rezulta momentul de inertie al sectiunii necesare:



$$I = \frac{PL^3}{24E\delta s_A} \quad (4.226)$$

Pentru sectiunea dreptunghiulara de latime b si grosime g se poate scrie:

$$I = \frac{bg^3}{12} \quad (4.227)$$

Egaland ultimele doua relatii se deduce expresia de calcul a latimii minime:

$$b \geq \frac{P}{2E\delta s_A} * \left(\frac{L}{g}\right)^3 \quad (4.228)$$

La aplicarea relatiei de mai sus, grosimea g se alege, iar forta P se determina din conditia solicitarii celei mai defavorabile. Aceasta solicitare se produce la inceputul tranzitiei obiectului, cand dispozitivul de prehensiune este maxim compliat. In aceasta stare, fluxul de forte strabate numai structura cu culisa incovoata. Daca forta de strangere este suficient de mare pentru ca in continuare obiectul sa ramana prehensat, echilibrul bielei se stabileste sub actiunea urmatoarelor forte (Fig. 4.60):

1. H si V -componentele actiunii obiectului, considerate cunoscute;
2. P₁₂ si N₁₂ -componentele reactiunii din partea culisei conductoare;
3. N₃₂ -reactiunea axiala a balansierului condus.

Admitand, ca reactiunea N₃₂ lucreaza perpendicular pe suportul exact, ecuatiile de echilibru ale bielei se exprima in forma:

$$\begin{cases} N_{32} [(Y' - Y_B) \sin \beta_b - X_B \cos \beta_b] + HY' - VX' = 0 \\ N_{12} - N_{32} \sin \beta_b - H = 0 \\ P_{12} - N_{32} \cos \beta_b - V = 0 \end{cases} \quad (4.229)$$

Componentele reactiunilor sunt solutiile acestui sistem:

$$\begin{cases} N_{32} = \frac{Y'}{X_B \cos \beta_b - (Y' - Y_B) \sin \beta_b} * H - \frac{X'}{X_B \cos \beta_b - (Y' - Y_B) \sin \beta_b} * V \\ N_{12} = \left[1 + \frac{Y' \sin \beta_b}{X_B \cos \beta_b - (Y' - Y_B) \sin \beta_b} \right] * H - \frac{X' \sin \beta_b}{X_B \cos \beta_b - (Y' - Y_B) \sin \beta_b} * V \\ P_{12} = \frac{Y' \cos \beta_b}{X_B \cos \beta_b - (Y' - Y_B) \sin \beta_b} * H + \left[1 - \frac{X' \cos \beta_b}{X_B \cos \beta_b - (Y' - Y_B) \sin \beta_b} \right] * V \end{cases} \quad (4.230)$$

iar forta elastica inmagazinata in consola culisei, este:

$$P = P_{12} \quad (4.231)$$

Aceasta valoare trebuie sa aiba si forta de echilibrare F_0 a cuplei conducatoare (v. prima figura din Tab. 4.6). Se vede, ca in procesul de calcul al fortei P_{12} dupa relatia (4.230-3), intervin coordonatele sprijinului condus B. Ele se determina cu relatiile (4.188' - 4.188''') si (4.189), dupa ce in prealabil se pune $X_{A'} = -w_A$ stabilit din (4.221) si $Y_{A'} = Y'$ stabilit din (4.217).

4.4.3.2 A doua faza de sinteza la structura $M^E B$

Structurile $M^E B$ -I intervin in constructia dispozitivelor de prehensiune destinate prinderii din interior ale obiectelor tubulare. Configuratia elementelor la prima si la cea de a doua atingere ale obiectului este reprezentata in Fig. 4.61.

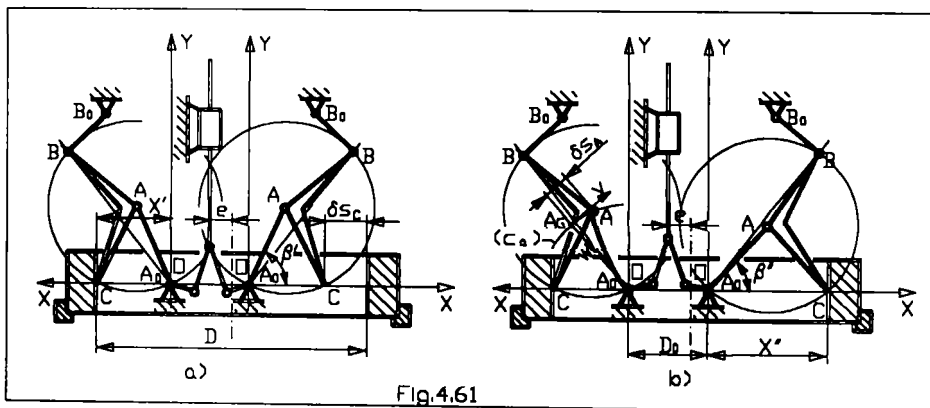


Fig.4.61

La prima atingere (Fig. 4.61-a), abscisa punctului trasor este:

$$X' = \frac{D - D_0}{2} - e = d^* \cos \beta' \quad (4.232)$$

iar la a doua (Fig. 4.61-b), este:

$$X'' = \frac{D - D_0}{2} + e = d^* \cos \beta'' \quad (4.233)$$

Deplasarea fiind efectuata dinspre interior, lungimea de complianta la bac va fi:

$$\delta s_c = X'' - X' = 2e \quad (4.234)$$

Pentru parcurgerea acestei lungimi, cupla conducatoare trece de la orientarea:

$$\beta'' = \arccos \frac{D - (D_0 + \delta s_c)}{2d} \quad (4.235)$$

la:

$$\beta'' = \arccos \frac{D - (D_0 - \delta s_c)}{2d} \quad (4.236)$$

rotindu-se cu unghiul:

$$\delta\beta_A = \beta' - \beta'' \quad (4.237)$$

In functie de acest unghi se exprima sageata transversala a manivelei elastice:

$$v_A = \delta s_A = \frac{d}{2} * \operatorname{tg}(\delta\beta_A) \quad (4.238)$$

si apoi, din ecuatia parabolei suport (4.204), sageata axiala corespunzatoare:

$$w_A = \frac{3}{2L} * (\delta s_A)^2 \quad (4.239)$$

La structura M^EB-I, abaterea de suport datorata compliantei ε_{Acompl} , reprezinta distanta masurata pe dreapta (4.238) dintre cercul suport exact (a) si parabola suport (c_a), fiind determinabila dupa Fig. 4.62 din relatia :

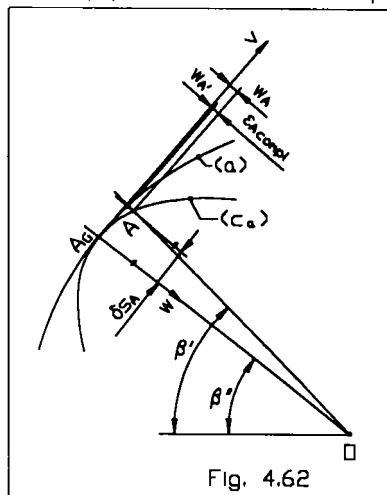


Fig. 4.62

$$\varepsilon_{Acompl} = w_A - w_{A'} \quad (4.240)$$

Ordonata minima $w_{A'}$ a punctului de intersecție dintre cercul (a), de ecuație:

$$v^2 + \left(w - \frac{d}{2}\right)^2 = \left(\frac{d}{2}\right)^2 \quad (4.241)$$

si dreapta (4.238) este:

$$w_{A'} = \frac{d}{2} * \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2\delta s_A}{d}\right)^2} \right] \quad (4.242)$$

Introducand aceasta valoare in (4.240), se deduce:

$$w_A = \varepsilon_{Acompl} + \frac{d}{2} * \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2\delta s_A}{d}\right)^2} \right] \quad (4.243)$$

Din egalitatea expresiilor (4.239) si (4.243) rezulta lungimea elementului elastic necesar:

$$L = \frac{3}{2} * \frac{(\delta s_A)^2}{\varepsilon_{Acompl} + \frac{d}{2} * \left[1 - \sqrt{1 - \left(\frac{2\delta s_A}{d}\right)^2} \right]} \quad (4.244)$$

Comparand relatia obtinuta cu (4.222), se poate trage concluzia, ca pentru aceasi sageata transversala δs_A si aceasi abatere de suport ε_{Acompl} , lungimea elementului elastic în configurație de manevră elastică, este mai mică decât cea necesară în cazul culisei elastice. Se poate spune de asemenea, ca pentru aceeași lungime L și aceeași săgeată δs_A , precizia structurii $M^E B-I$ este superioară preciziei de care este capabilă structura $C^E B-O$.

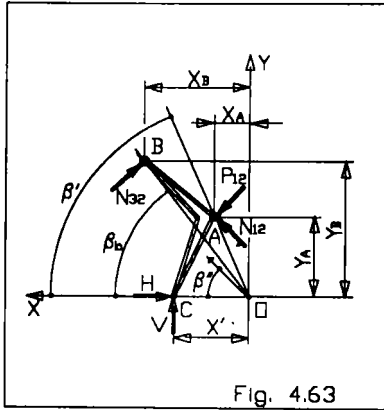


Fig. 4.63

Latimea elementului elastic al conexiunii M^E se determină la fel ca și în cazul conexiunii C^E , folosind relația (4.228). Diferă numai determinarea forței elastice P . În cazul structurii $M^E B-I$ compliată la maximum, echilibrul bieii se stabilește sub acțiunea forțelor reprezentate în Fig. 4.63. Ecuațiile de echilibru ale bieii în acest caz sunt:

$$\begin{cases} N_{32}[(Y_B - Y_A) \sin \beta_b + (X_B - X_A) \cos \beta_b - HY_A - VX'] = 0 \\ N_{12} \cos \beta'' + P_{12} \sin \beta'' - N_{32} \sin \beta_b - H = 0 \\ N_{12} \sin \beta'' - P_{12} \cos \beta'' + N_{32} \cos \beta_b - V = 0 \end{cases} \quad (4.245)$$

având soluțiile:

$$\begin{cases} N_{32} = \frac{1}{(Y_B - Y_A) \sin \beta_b + (X_B - X_A) \cos \beta_b} * (Y_A H + X' V) \\ N_{12} = N_{32} \sin(\beta_b - \beta'') + H \cos \beta'' - V \sin \beta'' \\ P_{12} = N_{32} \cos(\beta_b - \beta'') + H \sin \beta'' - V \cos \beta'' \end{cases} \quad (4.246)$$

Forța elastică P se calculează cu relația (4.231), dar cu P_{12} rezultată din (4.246). Se amintește cu această ocazie, că forța P_{12} permite determinarea momentului de echilibrare M_e a cuplei conducătoare (v. a doua figură din Tab. 4.6), conform relației:

$$M_e = P_{12} * L_1 \quad (4.247)$$

în care lungimea L_1 a conexiunii nedeformate se cunoaște din prima fază de sinteză. Coordonatele punctelor de sprijin care intervin în relațiile (4.246), se referă evident la starea maxim compliată a structurii. În această stare, coordonatele lui A sunt:

$$\begin{cases} X_A = \left(\frac{d}{2} - w_A\right) \cos \beta' \\ Y_A = \left(\frac{d}{2} - w_A\right) \sin \beta' \end{cases} \quad (4.248)$$

în care w_A și β' se obțin din (4.243) și (4.235), iar d se cunoaște din prima fază de sinteză. Coordonatele lui B pot fi calculate după relațiile (4.188'-4.188'') și (4.189), în care pentru potrivirea notațiilor, trebuie considerate $X_A = X_A$ și $Y_A = Y_A$.

4.4.3.3 Algoritm si program pentru sinteza si analiza conexiunilor C^E si M^E .

Sucesiunea calculului necesare pentru sinteza conexiunilor C^E si M^E este prezentata in ALG. 4.16. Relatiile de calcul depind de structura sintetizata. Pentru perechile de structuri $C^E B/C^E E$, respectiv $M^E B/M^E E$ avand structuri initiale identice (v. Tab. 4.7), este posibila abordarea unitara a calculului.

ALG. 4.16

DATE			
Dimensiunile structurii articulate initiale: $\beta_b, X_{B_0}, Y_{B_0}, l_{BB_0}, l_{BC}, l_{BA}, d$ Marimi alese: $D, D_0, e, \varepsilon_{Acompl}, H, V, E, g$			
CALCUL			
PAS	MARIMEA	RELATIA	
		$C^E B-O/C^E E-O$	$M^E B-I/M^E E-I$
28	X'	(4.214)	(4.232)
29	X''	(4.215)	(4.233)
30	δs_C	(4.216)	(4.234)
31	Y'	(4.217)	-
32	Y''	(4.218)	-
33	β'	-	(4.235)
34	β''	-	(4.236)
35	$\delta \beta_A$	-	(4.237)
36	δs_A	(4.219)	(4.238)
37	L	(4.222)	(4.244)
38	L_R	(4.209)	-
39	w_A	(4.221)	-
40	X_{A^*}	$-w_A$	(4.248-1)
41	Y_{A^*}	Y'	(4.248-2)
42	c_0	(4.188')	
43	n	(4.188'')	
44	s	(4.188''')	
45	p	(4.188''''')	
46	X_B	(4.189-1)	
47	Y_B	(4.189-2)	
48	N_{32}	(4.230-1)	(4.246-1)
49	N_{12}	(4.230-2)	(4.246-2)
50	P_{12}	(4.230-3)	(4.246-3)
51	P	(4.231)	
52	b	(4.228)	

Intrarea in algoritm presupune cunoasterea a doua grupe de date. Prima grupa se refera la dimensiunile geometrice ale structurii aproximatoare de dreapta initiale, avand toate elementele rigide. Aceste dimensiuni pot fi obtinute usor in baza programului PROG.4.2. A doua grupa de date contine marimi variabile in functie de aplicatie, cum sunt: dimensiunea si abaterea de situare maxima a piesei de prehensat, fortele care lucreaza asupra piesei, distanta de montaj intre dreptele de baza OY ale structurilor utilizate, abaterea de suport admisa la complianta si tot aici se introduce grosimea dorita a lamelei elastice, respectiv modulul de elasticitate longitudinal al materialului lamelei.

Sinteza propriu zisa a celor doua tipuri de conexiuni, C^E respectiv M^E , consta in efectuarea calculelor indicate in algoritm, in ordinea numerotarii liniilor, urmarind determinarea lungimii L si a latimea b a lamelelor elastice, iar in cazul culisei elastice si a lungimii reduse L_R .

Fortele calculate pe liniile 48-49, determina incarcările axiale ale conexiunilor:

$$\begin{cases} N_{23} = -N_{32} \\ N_{21} = -N_{12} \end{cases} \quad (4.249)$$

fiind necesare ulterior, la verificarea stabilitatii echilibrului curbiliniu al fibrelor elastice deformat. Programul de sinteza listat alaturat cu numele PROG. 4.3 respecta structura algoritmului descris, cu deosebirea, ca latimea elementelor elastice se efectueaza in ciclu (linia 400), grosimea lamelei fiind parametru. In acest mod utilizatorul programului are posibilitatea alegerii sectiunii celei mai convenabile gabaritic dintr-un sir de sectiuni cu momentul de inertie egal.

Daca domeniul de lucru al dispozitivului flexibil compliant este:

$$\Delta_D = D_{\max} - D_{\min} \quad (4.250)$$

unde D_{\max} si D_{\min} reprezinta dimensiunea prehensata cea mai mare, respectiv cea mai mica, calculul de sinteza al conexiunii elastice poate fi efectuata pentru dimensiunea medie a obiectului:

$$D_m = (D_{\max} + D_{\min})/2 \quad (4.251)$$

cu conditia, ca utilizarea dispozitivului in diverse aplicatii sa fie hotarata in acord cu caracteristica sa mecanica. La stabilirea caracteristicii trebuie avut in vedere, ca forta de strangere la bac depinde atat de dimensiunea obiectului, cat si de lungimea de complianta consumata la bac in faza de apucare, ambele fiind marimi aleatorii. In conditiile de mai sus, caracteristica depinde de strategia de conducere. La strategia specifica compliantei pasive se considera drept sageata maxima f_{\max} cea produsa in conexiunea elastica a structurii in care se realizeaza prima atingere a obiectului presupus cu dimensiunea $D=D_m$ si cu abaterea de situare maxima admisa, in momentul cand cealalta structura realizeaza a doua atingere. Prin sesizarea senzoriala a acestui moment se declanseaza oprirea miscarii de inchidere a dispozitivului flexibil, urmata de eliberarea obiectului din dispozitivul anterior, spre a face posibila tranzitia.

In cazul obiectelor cu dimensiuni $D \neq D_m$ si cu diferite abateri de situare se disting doua situatii. La prima, deformarea uneia dintre conexiuni ajunge la limita f_{\max} , inainte de inchiderea completa a dispozitivului. In aceasta situatie obiectul nu poate fi preluat, deci aparitia ei trebuie eliminat organizatoric.

PROG. 4.3

```

10 REM PROG.4.3"SinTEza structurilor compliante. Faza a
2-a." Prima faza const
a in sinteza structurii asociate, conform PROG.4.2
20 PRINT "Alege structura:"
30 PRINT " -CEB-O.....(1)": PRINT " -MEB-
1.....(
2)": INPUT "Nr. var. ( )": I: PRINT
40 IF i=1 THEN LET v$="CEB-O": LET a$="TRB-O"
50 IF i=2 THEN LET v$="MEB-I": LET a$="RRB-I"
60 PRINT "Introduce dimensiunile str. asociate ": a$:
PRINT AT 5,11:"conf. PRO
G.4.1": INPUT
"Bb=";Bb;"XB0=";XB0;"YB0=";YB0;"IBB0=";IBB0;"IBC=";IBC
;"IBA=";IBA
A."d=";d: PRINT
"Bb=";Bb;"XB0=";XB0;"YB0=";YB0;"IBB0=";IBB0;"IBC=";IBC
;"IBA=";IBA
BA."d=";d: LET Bb=Bb*PI/180: PRINT
70 PRINT "Alege marimile": INPUT
"Dp=";Dp;"D0=";D0;"e=";ep;"eAcomp1=";eAcomp1
;"H=";H;"V=";V;"g0=";g0;"E=";E: PRINT "Dp=";Dp;"D0=";D0:
PRINT "e=";ep;"eAcomp1="
;"eAcomp1: PRINT "H=";H;"V=";V: CLS : PRINT
80 IF i=1 THEN GO TO 100
90 IF i=2 THEN GO TO 200
100 LET Xp=(Dp-D0)/2+ep: LET Xs=(Dp-D0)/2-ep: LET
dsc=2*ep: LET Yp=SQR (d^2-Xp^
2): LET Ys=SQR (d^2-Xs^2): LET dsA=Ys-Yp: LET
L=3*(dsA)^2/(2*eAcomp1): LET Lr=L/
2: LET XA=-eAcomp1: LET YA=Yp: PRINT "Rezultate pt.
str. ";v$: PRINT "L=";L;"Lr=
";Lr: GO SUB 300
110 LET nu=XB*COS Bb-(Yp-YB)*SIN Bb: LET
N32=1/nu*(Yp*H-Xp*V): LET N12=(1+Yp*S
N Bb/nu)*H-Xp*SIN Bb/nu*V: LET P12=Yp*COS
Bb/nu*H+(1-Xp*COS Bb/nu)*V: LET eCcomp
1=YB-SQR (d^2-(Xp-XA)^2): LET ALFA=ATN
(eCcomp1/Dp): GO TO 400
200 LET Xp=(Dp-D0)/2-ep: LET Xs=(Dp-D0)/2+ep: LET
dsC=2*ep: LET Bp=ACS ((Dp-(D0
+dsC))/(2*d)): LET Bs=ACS ((Dp-(D0-dsC))/(2*d)): LET
dBA=Bp-Bs: LET dsA=d/2*TAN
dBA: LET wA=eAcomp1+d/2*(1-SQR (1-(2*dsA/d)^2)): LET
L=3/2*dsA^2/wA: LET XA=(d/2
-wA)*COS Bp: LET YA=(d/2-wA)*SIN Bp: PRINT
"Rezultate pt. str. ";v$: PRINT "L=";L: GO SUB 300
210 LET nu=(YB-YA)*SIN Bb+(XB-XA)*COS Bb: LET
N32=(YA*H+Xp*V)/nu: LET N12=N32*S
IN (Bb-Bs)+H*COS Bs-V*SIN Bs: LET P12=N32*COS
(Bb-Bs)+H*SIN Bs-V*COS Bs: LET eC
comp1=YA-SQR ((d/2)^2-(Xp-XA)^2): GO TO 400
300 LET c0=YB0^2-YA^2-(XB0-XA)^2+IBA^2-IBB0^2: LET
n=(YB0-YA)*(YB0-YA)+(XB0-XA
)^2: LET s=(2*YB0*(XB0-XA)^2+(YB0-YA)*c0)/n: LET
p=(c0*c0/4-(XB0-XA)*(XB0-XA))*(IB
B0^2-YB0^2)/n: LET YB=s/2+SQR (s*s/4-p): LET
XB=XA+SQR (IBA^2-(YB-YA)*(YB-YA)):
RETURN
400 PRINT "eCcomp1=";eCcomp1;"N32=";N32;"N12=";N12,
"P12=";P12: FOR g=0 TO g0+1
STEP 1: LET b=P12*L^3/(2*E*g^3*dsA): PRINT
"g=";g;"b=";b: NEXT g: PRINT "Pt. repetate
(r)+ENTER": PRINT "Pt. alegerea dimens. (a)+ENTER":
INPUT "Alege calea.":c$: IF c$="r" THEN GO TO 70
410 IF c$="a" THEN INPUT
"g=";g;"b=";b;"L=";L:"Dmin=";Dmin;"Dmax=";Dmax: PRINT
"Dimensiuni rotunjite": PRINT "g=";g;"b=";b;"L=";L: LET
R0=2*E*b*(g/L)^3: LET f
max=dsA: DIM H(13,11)
420 IF i=1 THEN GO TO 440
430 IF i=2 THEN GO TO 500
440 FOR j=Dmin TO Dmax STEP 10: IF j=Dmin THEN
LET q=1
450 FOR k=0 TO 6 STEP 5: IF k=0 THEN LET i=1
460 LET dsA=(SQR (1-(j-(D0+k))/(2*d))^2-SQR (1-(j-
(D0+k))/(2*d))^2)/2: IF d
sA>fmax THEN GO TO 490
470 LET fs=fmax-dsA: LET fm=(fmax+fs)/2: LET
Pc=R0*fm: LET Xm=(j-D0)/2: LET Ym=
SQR (d^2-Xm^2): LET XA=-3*fm^2/(2*L): LET YA=Ym
480 LET c0=YB0*YB0-YA^2-(XB0-XA)*(XB0-XA)+IBA^2-
IBB0^2: LET n=(YB0-YA)*(YB0-YA
)+(XB0-XA)*(XB0-XA): LET s=(2*YB0*(XB0-XA)*(XB0-
XA)+(YB0-YA)*c0)/n: LET p=(c0*c0/
4-(XB0-XA)*(XB0-XA))*(IBB0^2-YB0*YB0)/n: LET
YB=s/2+SQR (s*s/4-p): LET XB=XA+SQR
(IBA^2-(YB-YA)*(YB-YA)): LET nu=XB*COS Bb-(Ym-
YB)*SIN Bb: LET H(i,q)=(Pc-(1-Xm
COS Bb/nu)*V)/nu*(Ym*COS Bb): LET i=i+1: NEXT k
490 LET q=q+1: NEXT j: GO TO 600
500 FOR j=Dmin TO Dmax STEP 10: IF j=Dmin THEN
LET q=1
510 FOR k=0 TO 6 STEP 5: IF k=0 THEN LET i=1
520 LET dBA=ACS ((j-(D0+k))/(2*d))-ACS ((j-(D0-
k))/(2*d)): LET dsA=d/2*TAN dBA:
IF dsA>fmax THEN GO TO 550
530 LET fs=fmax-dsA: LET fm=(fmax+fs)/2: LET
Pc=R0*fm: LET Bp=ACS ((j-(D0+k))/(
2*d)): LET Bm=Bp-ATN (2*fm/d): LET wAm=3/(2*L)*fm^2:
LET XA=(d/2-wAm)*COS Bm: LET
YA=(d/2-wAm)*SIN Bm
540 LET c0=YB0*YB0-YA^2-(XB0-XA)*(XB0-XA)+IBA^2-
IBB0^2: LET n=(YB0-YA)*(YB0-YA
)+(XB0-XA)*(XB0-XA): LET s=(2*YB0*(XB0-XA)*(XB0-
XA)+(YB0-YA)*c0)/n: LET p=(c0*c0/
4-(XB0-XA)*(XB0-XA))*(IBB0^2-YB0*YB0)/n: LET
YB=s/2+SQR (s*s/4-p): LET XB=XA+SQR
(IBA^2-(YB-YA)*(YB-YA)): LET nu=XB*COS Bb+(XB-
YA)*SIN Bm: LET Xm=(j-D0)/2: LET c2=Xm/nu*COS
(Bb-Bm)-COS Bm: LET H(i,q)=(P
c-c^2*V)/c1: LET i=i+1: NEXT k
550 LET q=q+1: NEXT j
600 CLS : STOP : FOR q=1 TO 11: PRINT "q=";q: FOR
i=1 TO 13: PRINT "H";i;"=";H(
i,q): NEXT i: STOP : CLS : NEXT q: STOP

```

A doua situatie se caracterizeaza prin aceea, ca in momentul inchiderii dispozitivului sageata structurii deformate are o valoare $\delta_{sA} < f_{max}$. In acest caz se mentine comanda de inchidere pana la deformarea sistemului cu o suprasageata:

$$f_s = f_{max} - \delta_{sA} \quad (4.252)$$

Sesizarea senzoriala a sageatii f_{max} la conexiunea cea mai deformata declanseaza succesivitatea comenzilor necesare pentru tranzitarea obiectului. In timpul tranzitiei

starea de eforturi se egalizeaza intre structuri, iar obiectul se centreaza. La dispozitivul echilibrat sagetile se stabilizeaza la aceasi valoare medie:

$$f_m = (f_{\max} + f_s)/2 \quad (4.253)$$

careia corespunde o forta elastica medie pe conexiune, data de relatia:

$$P_K = R_K * f_m \quad (4.254)$$

unde:

$$R_K = 2 * E * b * \left(\frac{g}{L}\right)^3 \quad (4.255)$$

reprezinta rigiditatea conexiunii elastice. Sinteza fiind efectuata, rigiditatea poate fi considerata cunoscuta, facand posibila determinarea fortei P_K pentru diferite dimensiuni cuprinse in domeniul de lucru si pentru diferite abateri de situatie. Forta de stangere la bac se determina apoi diferentiat in functie de structura dispozitivului compliant. Pentru structura $C^E B-O$, forta la bac rezulta din (4.230) in forma:

$$H = k_1 * (P_K - k_2 * V) \quad (4.256)$$

iar pentru structura $M^E B-I$, forta la bac se deduce din (4.246) in forma:

$$H = k_3 * (P_K - k_4 * V) \quad (4.257)$$

In ultimele doua relatii se deosebesc numai coeficientii:

$$k_1 = \frac{X_B \cos \beta_b - (Y_m - Y_B) \sin \beta_b}{Y_m \cos \beta_b} \quad (4.258)$$

$$k_2 = 1 - \frac{X_m \cos \beta_b}{X_B \cos \beta_b - (Y_m - Y_B) \sin \beta_b} \quad (4.259)$$

$$k_3 = \left[\frac{Y_A \cos(\beta_b - \beta_m)}{(Y_B - Y_A) \sin \beta_b + (X_B - X_A) \cos \beta_b} + \sin \beta_m \right]^{-1} \quad (4.260)$$

$$k_4 = \frac{X_m \cos(\beta_b - \beta_m)}{(Y_B - Y_A) \sin \beta_b + (X_B - X_A) \cos \beta_b} - \cos \beta_m \quad (4.261)$$

Prin X_m s-a notat abscisa punctului trasor in starea echilibrata a dispozitivului compliant:

$$X_m = (D - D_0)/2 \quad (4.262)$$

Y_m reprezinta ordonata punctului conductor al structurii $C^E B-O$ in starea echilibrata:

$$Y_m = \sqrt{d^2 - X_m^2} \quad (4.263)$$

iar β_m este unghiul manivelei structurii M^{EB} -I corespunzator starii echilibrate:

$$\beta_m = \beta' - \arctg\left(\frac{2 \cdot f_m}{d}\right) \quad (4.264)$$

Conform relatiilor (4.256) si (4.257) forta de strangere la bac, la ambele structuri compliante considerate mai sus, se diminueaza daca asupra obiectului lucreaza o forta axiala V . Acest comportament motiveaza inca odata necesitatea prelungirii sintezei structurilor compliante, cu faza de analiza. In PROG.4.3 secventa pentru stabilirea caracteristicii mecanice a dispozitivului compliant sintetizat este inscrisa intre liniile etichetate de la 420 la 550 inclusiv. Forta disponibila la bac in starea echilibrata a dispozitivului, se depune in matricea de rezultate H(13,11), in care liniile se deosebesc prin valoarea lungimii de complianta consumata la preluarea obiectului, iar coloanele prin valoarea dimensiunii prehensate. Citirea rezultatelor se realizeaza prin intermediul liniei 600 a programului, care permite afisarea pe monitor a coloanelor lui H in mod succesiv.

Se mentioneaza urmatoarele performante tehnice ale PROG.4.3:

-lungimea.....6089 bytes;
 -durata de calcul la sinteza.....2 sec;
 -durata totala a sintezei (inclusiv dialogare).....~60 sec;
 -durata de calcul la analiza.....280 sec;
 -durata totala de lucru/structura (inclusiv consemnarea rezultatelor).....~600 sec;
 -caracteristicile enumerate se refera la rularea programului pe un calculator avand procesor Z-80;

-in varianta implementata pe calculatorul PC-486 (8 MB in RAM / 66 MHZ), viteza de calcul creste de 5.6 ori.

Rezultatele obtinute cu ajutorul PROG.4.3, sunt ilustrate prin intermediul a doua liste (LISTA 4.13 si LISTA 4.14). In fiecare dintre ele s-au reprodus rezultatele sintezei si ale analizei a cate unui dispozitiv de prehensiune compliant. Dispozitivul din LISTA 4.13 utilizeaza structura C^{EB} -O, pentru care dimensiunile structurii initiale TRB-O sunt preluate din LISTA 4.9-1, iar cel din LISTA 4.14 utilizeaza structura M^{EB} -I, avand structura initiala RRB-I cu dimensiunile preluate din LISTA 4.11-1.

Pentru datele de intrare specificate in partea superioara a fiecărei liste, s-au determinat dimensiunile elementelor elastice ale conexiunilor: L, b, g. Analiza s-a efectuat cu valorile rotunjite ale acestor dimensiuni conform celor indicate in liste. Rezultatele analizei sunt redade numeric si grafic. Din examinarea caracteristicilor mecanice reies urmatoarele concluzii:

- La structura C^{EB} , influenta dimensiunii obiectului asupra fortei de strangere a structurii echilibrate este mai pronuntata decat la structura M^{EB} .
- Pentru $D > D_m$ forta H este mai mare la structura C^{EB} , iar pentru $D < D_m$ forta H este mai mare la structura M^{EB} .
- Lungimea de complianta δs_c consumata la preluarea obiectului, micsoreaza semnificativ forta de strangere la ambele structuri examinate.
- Cresterea lui δs_c micsoreaza constant forta H indiferent de dimensiunea D a obiectului in cazul structurii M^{EB} , spre deosebire de structura C^{EB} la care aceasta dependenta este mai mare spre dimensiuni D mari.
- Disparitia fortei H spre valori δs_c mari arata, ca la dispozitivul respectiv nu se produce inchiderea completa desi la una din structurile componente sageata atinge valoarea f_{max} . Conform celor relatate anterior in aceasta situatie obiectul nu poate fi preluat.

```

Aleg structura:
-HEB I.....(1)
-HEB I.....(2)

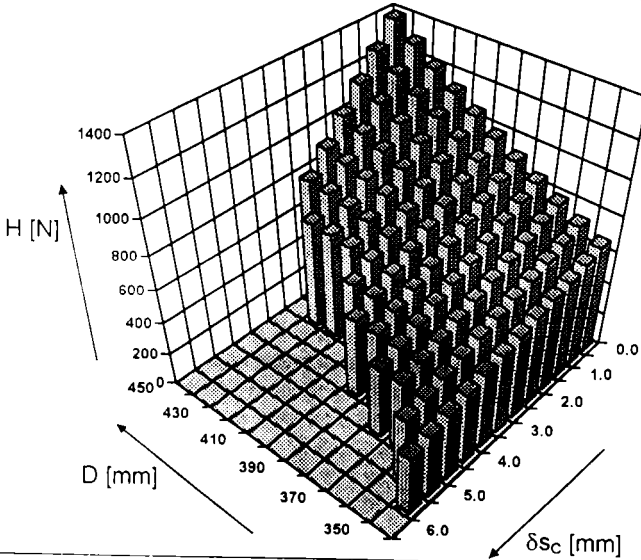
Introd dimensiunile str. asoc
D=350 L=6.000
b=100 h=17.4
YB=1.000
d=100
Aleg marimile:
DP=220
H=1000
eRC=0.1
U=100

Rezultate:
L=6.000
N2000=40249
N1000=373
N=4430.465
n=1861.843
n=1861.8468

PP. repetare (r)+ENTER
eRC=alegare (a)+ENTER
n=nsiuni (n)+ENTER
r=19.7
    
```

Caracteristica H(D,δsc) pt. DP cu structuri C¹⁵B-O

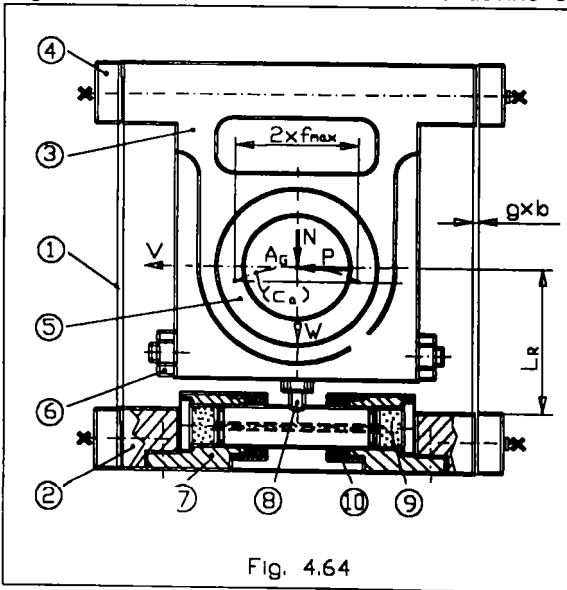
D \ δsc	350	360	370	380	390	400	410	420	430	440	450
0.0	663	723	784	847	913	981	1053	1128	1208	1293	1383
0.5	635	690	745	802	860	920	983	1048	1116	1187	1262
1.0	608	657	706	756	807	859	913	967	1023	1081	1141
1.5	580	624	667	711	755	798	842	887	931	975	1019
2.0	552	591	628	665	702	737	772	806	838	869	898
2.5	524	558	589	620	649	676	702	725	745	763	777
3.0	496	524	550	574	596	615	631	644	653	657	-
3.5	468	491	511	529	543	553	560	-	-	-	-
4.0	440	458	472	483	490	492	-	-	-	-	-
4.5	412	424	433	437	-	-	-	-	-	-	-
5.0	384	391	-	-	-	-	-	-	-	-	-
5.5	356	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
6.0	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-



- La ambele structuri analizate, cele mai mari valori ale forței de strângere se obțin la preluarea obiectului din poziție centrată, când lungimea de compleanță necesară devine nula. În situația de mai sus, la apucarea obiectului toate conexiunile elastice ale dispozitivului se deformează cu săgeata maximă și aceasta rămâne săgeata medie în structura echilibrată.

În aplicațiile practice forța de strângere este esențială pentru prehensiunea sigură a obiectelor. Dezvoltarea forței H la valoarea maximă, presupune conform celor arătate, corectarea prealabilă a abaterii de situație la preluarea obiectului. Aceasta devine posibilă prin intermediul strategiei de conducere specifice complianței active. În cazul acestei strategii se păstrează controlul mișcării de intrare ca și la complianța pasivă, fiind necesar pentru protejarea conexiunilor elastice la deformări excesive, dar în plus, primește importanța și diferența semnalelor senzoriale culese de la fiecare conexiune elastică în parte, fiind necesară pentru corectarea abaterii de situație din mers. Desigur, ca această corecție poate fi efectuată prin implicarea robotului sau a componentei din sistem, pe care se găsește dispozitivul din care trebuie preluat obiectul. Este rațional să se aleagă calea de corecție mai scurtă, dar aceasta depinde și de gradul de implementare al strategiei la care s-a referit aici.

Pentru creșterea forței de strângere la bacul dispozitivului de prehensiune în condițiile complianței pasive (care are avantajul simplității sistemului de conducere în raport cu cea activă), se poate adopta soluția de compromis, bazată pe repornirea mișcării de intrare după preluarea obiectului și menținerea stării pornite până ce săgeata medie f_m a conexiunilor elastice devine egală cu săgeata maximă f_{max} .



Pentru împiedicarea vibrațiilor care se pot genera în conexiunea elastică la eliberarea obiectului, sau la repornirea mișcării de intrare, ca și în orice altă situație care generează oscilații în timpul manipulării obiectului, se recomandă implementarea în placa de bază 2 a consolei elastice componente a unui amortizor 7, a cărui plunjer preia energia de disipat de la traversa 3, prin intermediul capului de antrenare 8 (Fig. 4.64). Masa obiectului preluat modifică frecvența proprie a dispozitivului compliant. Pentru menținerea sistemului în regimul amortizării critice, se impune

corelarea rezistenței hidraulice a amortizorului, cu mărimea obiectului de manevrat. Acest deziderat devine posibil datorită lichidului magnetic 9, al cărui vascozitate poate fi adusă la valoarea necesară, prin modificarea curentului de alimentare al bobinelor 10. Desigur, ca la implementarea practică a ideilor schitate mai sus, un rol decisiv revine inteligenței artificiale, dominată de prezenta calculatorului electronic. Trebuie remarcat în încheiere, că rolul interfetei fizice dintre inteligența artificială și structura mecanică a dispozitivelor compliante îl pot prelua cu prisosință conexiunile elastice, sintetizate în acest capitol.

5. CONTRIBUTII LA SINTEZA SI ANALIZA CAD A UNOR MANIPULATOARE SINCRONE CU SISTEM DE COMANDA MASTER-SLAVE INDIGEN

5.1 Introducere

Deosebirea principala dintre manipuloarele sincrone si robotii industriali consta in sistemul lor de comanda principal diferit.

La roboti, locul central in sistemul de comanda il ocupa calculatorul. Functionarea sistemului robotizat presupune configurarea calculatorului cu un soft corespunzator, elaborat de specialisti inalt calificati, care il testeaza in prealabil si il corecteaza daca este necesar. Un soft bine elaborat mentine functionalitatea sistemului, pe durate de timp mari, fara pericole de deteriorare. Softul depinde insa de itinerariul tehnologic de parcurs cu fiecare tipodimensiune al obiectului de lucru. Costul ridicat al softului, limiteaza eficienta celulei de fabricatie flexibila in functie de marimea seriei de productie. Catre seriile mici nerepetitive sau de unicate, sistemul de fabricatie robotizat tinde spre nerentabilitate.

La manipuloarele sincrone, locul central in sistemul de comanda il indeplineste operatorul uman, avand doar o calificare medie. Sesizand si recunoscand schimbarile survenite pe durata procesului tehnologic in celula flexibila, fie ca ele apar organizat sau aleator, operatorul adapteaza starea lantului slave la sarcina curenta, prin deplasarea manuala a manetei de conducere si prin deplasarea cu piciorul a pedalelor prevazute pe lantul master. In acest mod, sistemul de comanda master-slave elimina atat softul de conducere, cat si dispozitivele de memorare, gestionare, citire si rulare a acestuia. Miscarea de intrare in sistemul de comanda poate fi asemanata cu un program volatil. Ea nu este elaborata stiintific, ci intuita si apoi lansata in executie pe loc, prin reflexele operatorului. Aceasta conducere deosebit de flexibila, permite utilizarea rentabila a manipuloarelor sincrone la servirea proceselor tehnologice cu operatii nerepetitive. Prin dimensionarea corespunzatoare a lantului slave, cu ajutorul manipuloarelor sincrone pot fi executate cele mai dificile munci, inclusiv acelea din sectoarele calde.

Dispozitivul de ghidare al lantului slave manevreaza uzual obiecte mult mai grele decat in cazul robotilor. Greutatile ajung la mai multe sute pana la peste o mie de daN, iar viteza de manipulare poate atinge 0.7-1 m/s. Realizarea acestor performante prin miscari de comanda intuite si executate din reflex, supune structura portanta a dispozitivului de ghidare la solicitari dinamice dure. In aceste conditii, obtinerea caracteristicilor amintite este conditionata de existenta simultana la mansa de comanda a reactiilor de pozitie si tactile. Efectuarea sintezei acestui sistem complex trebuie facuta in stransa legatura cu analiza si simularea sistemului, pentru ca la nevoie sa se revina la sinteza, in vederea operarii corectiilor adecvate. In acest capitol se prezinta contributiile aduse la elaborarea unei familii de manipuloare sincrone indigene prevazute cu comanda master-slave si la sinteza si analiza lor asistata de calculator.

5.2 Structura manipuloarelor sincrone indigene cu comanda master-slave

Schema structurala propusa pentru manipuloarele sincrone indigene este redata in Fig.5.1-a. Schema valorifica cunostintele din stadiul actual, dar tine seama si de criteriul decisiv impus la adoptarea ei, de a nu reclama componente din import. Respectarea acestui criteriu a condus la elaborarea a numeroase contributi tehnice originale, care s-au implementat in diferite puncte ale instalatiei.

Figura evidentiaza gruparea componentelor pe subsistemele principale, respectiv subsistemul MASTER si subsistemul SLAVE. Subsistemele sunt legate

printr-o rețea informațională multiplă, cu o cale directă și mai multe cai inverse, de reacție, organizate după modelul sistemelor de urmărire cu reglare în cascada.

Calea directă servește transmiterii comenzilor. Prima componentă pe calea directă o reprezintă mecanismul de pilotare (MP). Pe acest mecanism se găsesc elementele de intrare, respectiv o manșă și două pedale, permițând introducerea mișcărilor de comandă efectuate de către operatorul uman (OU) cu brațul, cu antebrațul, cu degetele mâinii, respectiv cu picioarele. Toate mișcările se convertesc în tensiuni electrice. Tensiunile aferente mișcării brațului, antebrațului și picioarelor sunt proporționale cu deplasările. Ele se transmit prin comparatorul de semnale (C) regulatorului PID de joasă putere (Rp). Regulatorul, convertește tensiunile de comandă în curenți de servocomandă, care alimentează apoi convertorul de putere (CP) din subsistemul slave. Convertorul cuantifică și livrează spre motoarele sistemului de acționare (SA), debitele hidraulice necesare deplasării dispozitivului de ghidare (DG), pe traiectoriile și cu legile de mișcare dorite. La baza convertorului de putere stau servovalve electro-hidraulice proporționale, comandate în curent.

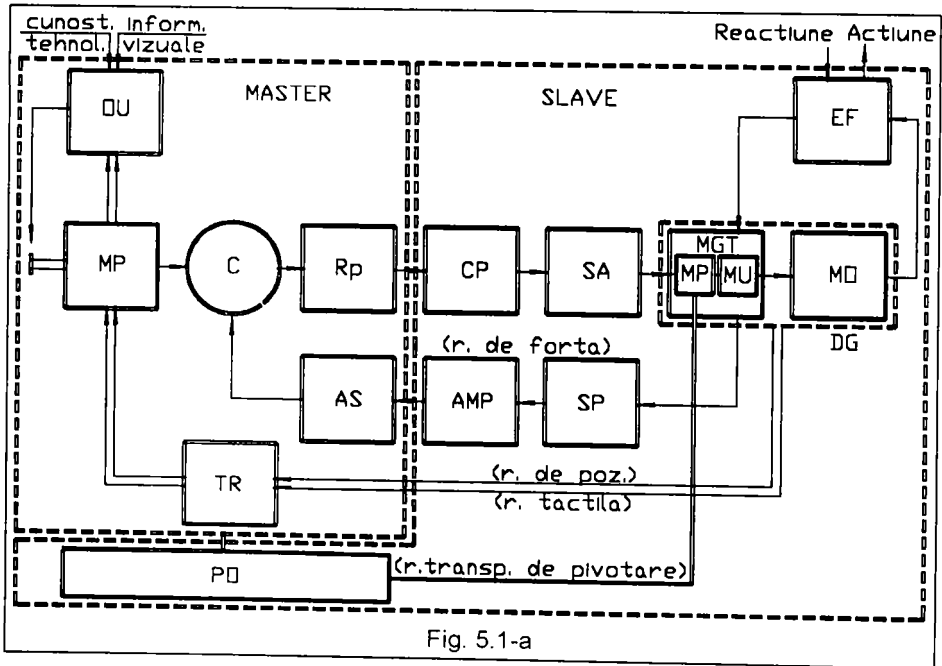


Fig. 5.1-a

Dispozitivul de ghidare al manipulatorului sincron seamănă cu dispozitivul de ghidare al unui robot. El se compune din mecanismul generator de traiectorie (MGT), și mecanismul de orientare (MO). Structura mecanismului generator de traiectorie evidențiază cele două subsansamble componente, comandate din locuri diferite. Modulul de pivotare (MP), este comandat de la pedale, iar mecanismul de urmărire (MU), are mișcarea comandată de la manșa manșei.

O cerință esențială, ridicată în legătură cu aplicațiile din sectoarele calde ale manipulatorului sincron, constă în necesitatea deplasării efectorului final (EF) astfel, încât dreapta caracteristică verticală să păstreze orientarea. Această cerință obligă înzestrarea mecanismului de orientare cu o structură potrivită pentru decuplarea influenței mecanismului de urmărire asupra axei de flexie-extensie. În această

structura minimala, mecanismul de orientare nu necesita sistem de actionare si de comanda proprie, functiile lor fiind preluate de catre sistemele aferente mecanismului de urmarire.

Semnalele transmise pe caile buclelor de reactie au importanta prioritara in asigurarea sincronismului. Ele trebuie sa urmareasca permanent evolutia dispozitivului de ghidare si sa introduca in calea de comanda directa corectiile necesare anularii rapide a diferentelor de stare intre elementele mecanismului de pilotare si cele ale dispozitivului de ghidare. Pornind de la aceste cerinte, pe trei dintre bucele de reactie s-au implementat componente de ordinul zero, caracterizate prin timp de raspuns nul.

Astfel, pe calea de reactie a transportului de pivotare s-a prevazut platforma operatorului (PO). Legatura rigida a acestei componente cu elementul condus al modulului de pivotare, asigura orientarea instantanee a operatorului pe directia curenta a efortului final, facand posibila observarea din fata a procesului de lucru. Pentru ca reactia de pivotare sa nu influenteze amplasamentul ergonomic existent intre operator si mecanismul de pilotare, schema prevede etajarea intregului subsistem master pe aceasi platforma.

Componentele incluse pe caile reactiei de pozitie si ale simtului tactil sunt deasemenea de ordinul zero fiind materializate prin transmisiile (TR), cu raport de transmitere unitar. Evitarea timpilor morti obliga utilizarea transmisiilor sincrone.

Un rol deosebit indeplineste in realizarea rapida a sincronismului, bucla reactiei de forta. Semnalele in aceasta bucla urmaresc variatiile starii de efort ale elementelor portante din structura mecanismului de urmarire, generate prin interactiunea efortului final cu exteriorul, in timpul procesului de lucru. Eforturile se modifica in limite mari, in functie de aplicatia sevita. Adaptarea rapida a sistemului de comanda la variatiile momentane ale starii de efort, presupune excluderea operatorului din bucla de reactie a fortei. Deaceia, aceasta bucla este implementata in cascada, intre punctele input definite pe elementele portante ale mecanismului de urmarire si punctele output definite pe comparatorul de semnale din calea directa. Componentele buclei de reactie a fortei sunt senzorii piezoelectrici (SP), blocul de amplificare (AMP) si adaptorul de semnale (AS). Senzorii sunt componente de ordinul zero, iar amplificatorul si adaptorul de semnale fiind electronice, posedea constante de timp neglijabile, ceea ce permite asimilarea lor tot ca si componente de ordinul zero.

Schema evidentiaza si fluxul de informatii la care este supus operatorul uman in calitatea sa de componenta integrata in sistemul master. De la inceput se presupune, ca operatorul este inzestrat din exterior cu cunostintele tehnologice necesare efectuarii operatiilor cu manipulatorul si cu cunostintele necesare pentru conducerea lui. In cadrul sistemului, operatorul recepteaza din exterior informatia vizuala, care ii permite sa urmareasca evolutia procesului de lucru servit. Din interiorul sistemului, datorita manetei de la mansa de comanda si ale pedalelor, operatorul simte reactiile de pozitie si cele tactile provenite de pe fiecare grad de mobilitate controlat al dispozitivului de ghidare. Se precizeaza, ca in structura manipulatorului sincron, reactiile de pozitie instiinteaza operatorul despre realizarea sincronismelor pozitionale realizate intre mecanismul generator de traiectorie si mecanismul de pilotare, diferentiat pe fiecare grad de mobilitate. In mod similar, reactiile tactile informeaza despre desincronizarile provocate intre cele doua structuri, la modificarea comenzii sau a sarcinii. In posesia acestor informatii, operatorul efectueaza comenzile instinctual, componenta fizica si oboseala aferenta fiind practic eliminate. Pe aceasta proprietate se bazeaza propunerea de asimilare a manipuloarelor sincrone, spre a servi munca dificila din sectoarele calde.

Pentru elucidarea ideilor legate de integrarea structurii de comanda in sistemul manipulatorului sincron, in graful din Fig. 5.1-b s-a redat in detaliu organizarea structurii mecanice a acestuia. Schema evidentiaza componentele principale ale fiecarui subsistem, respectiv SLAVE si MASTER in parte.

Astfel, in alcatuirea subsistemului SLAVE se disting ca si componente, DISPOZITIVUL DE GHIDARE si EFECTORUL FINAL. Dispozitivul de ghidare se compune la randul lui din mecanismul generator de traiectorie (MGT) cu 3 grade de mobilitate si un mecanism de orientare (MO) cu 1, 2, sau 3 grade de mobilitate, interschimbabile dupa nevoile aplicatiei. Se mentioneaza, ca la unele aplicatii mecanismul de orientare poate lipsi, caz in care capacitatea de ridicare utila a manipulatorului creste. Efectorul final este la alegere un dispozitiv de prehensiune sau un cap de forta, in functie de aplicatia concreta a manipulatorului.

Se precizeaza, ca sistemul de comanda master-slave controleaza numai miscarile mecanismului generator de traiectorie. Din acest motiv in graf s-a defalcat in continuare numai structura acestui mecanism, indicand cele doua componente ale sale, respectiv mecanismul de pivotare (MP) si mecanismul de urmarire plan (MU).

Mecanismul de pivotare este constituit din lantul cinematic minimal (LCM1) cu un grad de mobilitate si sistemul de actionare periferic al pivotului (SAPP). Elementul condus al lantului LCM1 constituie platforma operatorului (PO).

Mecanismul de urmarire plan are ca si componente un lant cinematic minimal cu doua grade de libertate (LCM2), doua sisteme de actionare umerales (SAUB) si (SAUA) si un mecanism de transport paralel (MTRp). Lantul LCM2 are doua elemente conduse si anume bratul (B) si antebratul (A).

Atat mecanismul de urmarire MU cat si intregul subsistem MASTER sunt amplasate etajat pe platforma PO.

Subsistemul MASTER are la randul lui ca elemente de intrare, operatorul uman (OU), pedala (P) si mansa (M).

Mecanismul de pilotare cu pedala (MPP), preia miscarea de intrare de la pedala si o converteste in functia de comanda a sistemului de actionare SAPP.

Mecanismul de pilotare cu mansa (MPM), preia miscarea de intrare a mansei, le descompune pe componentele ei in plan si apoi le converteste fiecare componenta in cate o functie de comanda, una pentru sistemul de actionare SAUB al bratului, iar cealalta pentru sistemul de actionare SAUA al antebratului. Caile de propagare ale functiilor de comanda sunt reprezentate in graf cu linii intrerupte, avand sagetile orientate spre sistemele de actionare amintite.

Miscarile elementelor conduse finale ale mecanismului generator de traiectorie, se retrimite la mecanismele de pilotare aferente. Miscarea bratului B se returneaza cu transmisia TRB, a antebratului A cu transmisia TRA, iar a platformei PO cu transmisia TRP.

La manipolatoarele indigene, miscarile returnate indeplinesc doua functii:

1. asigura reactiile de pozitie pentru implementarea sistemului de urmarire, lucru impus de necesitatea comenzii sincronismului direct (de la master la slave) ;
2. asigura controlul sincronismului invers (de la slave la master), pentru a mentine elementele conduse ale mecanismelor de pilotare in pozitii instantaneu similare cu elementele conduse ale mecanismului generator de traiectorie.

Pentru diferentierea celei de a doua functii de prima, legile miscarilor de reactie aferente s-au denumit in cele ce urmeaza FUNCTII DE PSEUDOCOMANDA.

Caile de propagare ale functiilor de pseudocomanda sunt reprezentate in graf cu linii intrerupte avand sageti orientate spre mecanismele de pilotare corespunzatoare.

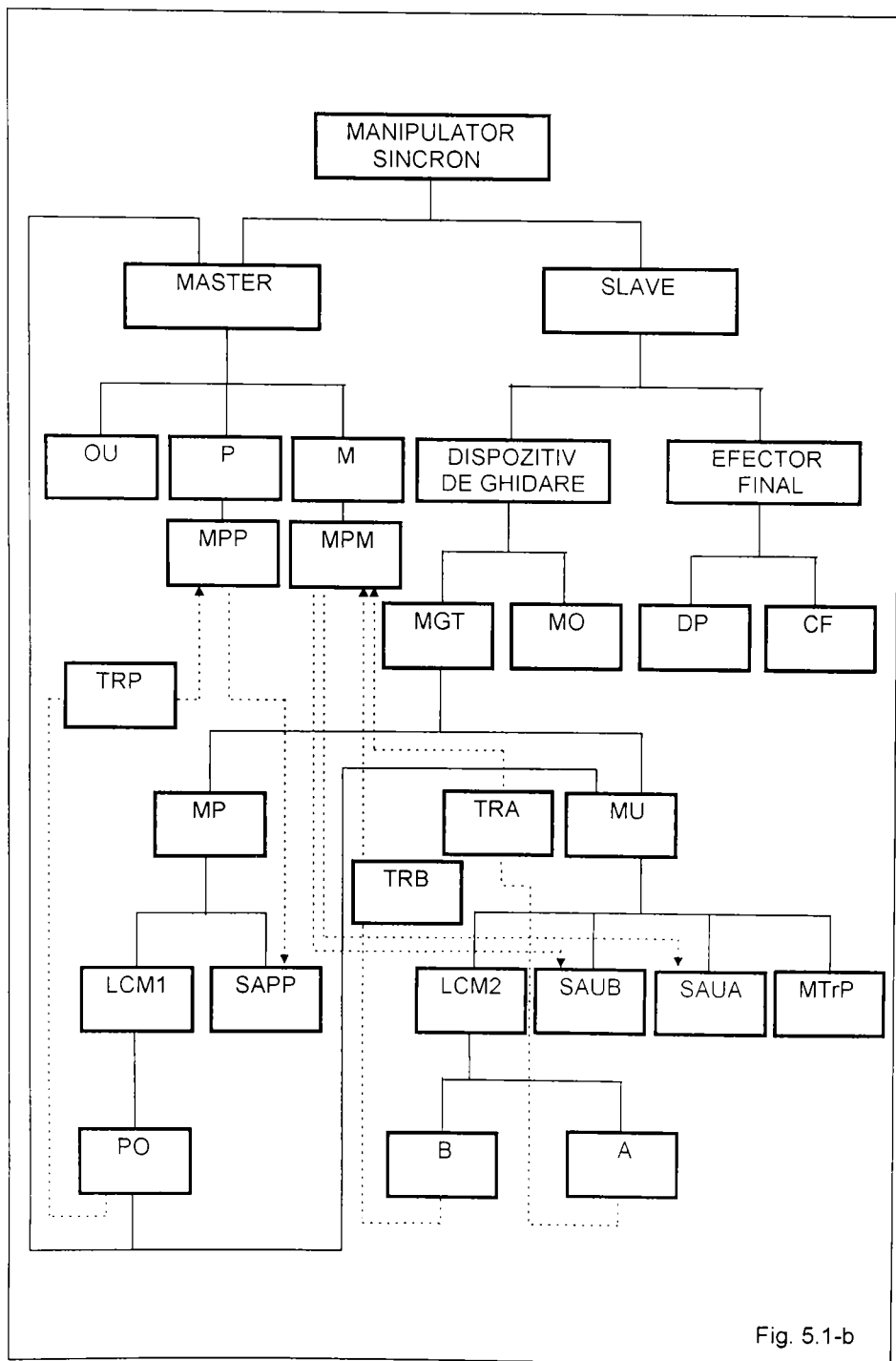


Fig. 5.1-b

5.3 Sinteza mecanismului generator de traiectorie

Sinteza mecanismului generator de traiectorie comporta doua faze: sinteza structurala si sinteza geometrica. Cele doua faze urmaresc obiective distincte ale caror solutionare presupune o abordare etapizata.

Sinteza structurala urmareste la inceput definirea mecanismului generator de traiectorie printr-un lant cinematic minimal (cu numar minim de elemente si de cuple cinematice), care sa asigure realizarea formei spatiului de lucru dorit. Prin sinteza geometrica se determina apoi lungimile elementelor structurii minimale si cursele relative dintre elementele cuplelor cinematice conducatoare astfel, ca mecanismul sa asigure obtinerea dimensiunilor spatiului de lucru.

Etapa de sinteza a lantului cinematic minimal, solutioneaza problemele geometrice propuse in legatura cu mecanismul generator de traiectorie, fara a satisface criteriile cinematice, cineto-dinamice, sau cele legate de implementarea sistemului de comanda impus. Astfel de exemplu, rezolvarea problemei transportului paralel, potrivirea caracteristicilor mecanice ale motoarelor cu caracteristicile mecanice rezistente reduse la cuplele conducatoare, sau implementarea terminalelor input ale buclelor de reactie, conduc in general la suplimentarea structurii initiale.

Se precizeaza, ca dezvoltarile structurale trebuie sa asigure conservarea gradului de mobilitate al lantului cinematic minimal. De aici decurge regula potrivit careia structurile suplimentare trebuie alcatuite numai din conexiuni $K_{C(0)}$, respectiv $K_{B(0)}$. Numarul structurilor suplimentare este egal cu numarul obiectivelor urmarite, iar implementarea lor se realizeaza in etape succesive.

5.3.1 Formulele structurale ale lantului cinematic minimal

Cele mai simple mecanisme generatoare de traiectorie sunt alcatuite numai dintr-un lant cinematic minimal deschis. Sistemele de actionare utilizate sunt fie liniare fie rotative. Cuplele cinematice conducatoare fiind adaptate sistemelor de actionare, au clase corespunzatoare:

$$i = 5 \quad (5.1)$$

Pornind de la formula structurala generala a mecanismelor [61]:

$$M = 6(n - 1) - \sum_1^5 i \cdot c_i - \sum L_p - \sum L_{id} \quad (5.2)$$

unde M este gradul de mobilitate, n - numarul de elemente, c_i - numarul cuplelor de clasa i , $\sum L_p$ - gradul de libertate al legaturilor pasive, iar $\sum L_{id}$ - gradul de libertate de prisos, si tinand seama de faptul ca intr-un lant cinematic deschis si dezmodrom:

$$\sum L_p = \sum L_{id} = 0 \quad \text{si} \quad c_5 = M \quad (5.3)$$

Inlocuind relatiile (5.1) si (5.3) in (5.2) se obtine:

$$n = M + 1 \quad (5.4)$$

Ultima relatie (5.3) impreuna cu relatia (5.4), definesc din punct de vedere structural lantul minimal. Grupul acestor relatii:

$$\begin{cases} c_5 = M \\ n = M + 1 \end{cases} \quad (5.5)$$

reprezinta formulele structurale ale lantului cinematic minimal. Ele evidentiaza proprietatea principala a acestui lant si anume, ca oricare ar fi gradul lui de mobilitate, numarul cuplelor continute este cu unul mai putin decat numarul elementelor. Lantul minimal deschis are la unul din capete elementul fix sau baza (batiul), iar la capatul mobil elementul condus final, de care apartine si punctul caracteristic al mecanismului generator de traiectorie.

5.3.2 Sinteza structurala optima a lantului cinematic minimal

Pentru spatiul de lucru tridimensional al manipulatorului, gradul de mobilitate trebuie luat $M=3$. In acest caz, dupa relatiile (5.5) lantul minimal trebuie alcatuit dintr-un numar de $c_5 = 3$ cuple si un numar de $n = 4$ elemente (Fig. 5.2).

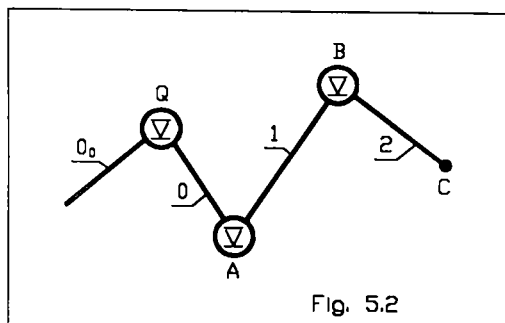


Fig. 5.2

Forma spatiului de lucru depinde de tipul cuplelor utilizate si de orientarea relativa a axelor lor. Asa cum se arata in [37], prin ordonarea in grupe de cate trei a cuplelor cinematice de rotatie (R) si de translataie (T), avand axele orientate fie paralel (\parallel), fie ortogonal (\perp), se definesc 20 de structuri distincte, capabile sa genereze spatii de lucru cu trei dimensiuni. Aceste structuri sunt sistematizate in

Tab.5.1, dupa forma spatiului generabil in patru clase reprezentative: sferic (S), cilindric (C), paralepipedic (P) si alte forme (A) derivate din primele.

Tab. 5.1

Oferta structurala a lanturilor cinematice minimale cu $M=3$, sistematizata dupa forma spatiului de lucru					
Nr. crt.	Simbolul structurii	Forma spatiului	Nr. crt.	Simbolul structurii	Forma spatiului
1	$R \perp R \parallel R$	(S)	11	$R \parallel T \parallel R$	(C)
2	$R \perp R \perp R$	(S)	12	$T \parallel R \parallel R$	(C)
3	$R \perp R \perp T$	(S)	13	$T \parallel R \perp T$	(C)
4	$R \parallel R \perp R$	(A)	14	$R \parallel T \perp T$	(C)
5	$R \perp R \parallel T$	(A)	15	$R \perp T \perp T$	(C)
6	$R \perp T \parallel R$	(A)	16	$T \perp R \perp R$	(A)
7	$R \perp T \perp R$	(A)	17	$T \perp T \perp R$	(A)
8	$R \parallel T \perp R$	(A)	18	$T \perp T \parallel R$	(A)
9	$T \parallel R \perp R$	(A)	19	$T \perp R \parallel T$	(A)
10	$R \parallel R \parallel T$	(C)	20	$T \perp T \perp T$	(P)

Se vede, ca pentru generarea formei corespunzatoare unei clase date, exista posibilitatea utilizarii a mai multor structuri (exceptand forma paralepipedica pentru care exista o structura unica). Selectarea rationala a uneia din structurile disponibile

impune urmarirea unui program de optimalitate. In cazul manipuloarelor sincrone, la baza acestui program s-au admis urmatoarele criterii:

- maximizarea volumului de lucru cuprins in arie constanta;
- corelarea tipurilor de cuple cinematice din structura lantului minimal cu gradul de asimilare in productia de serie a organologiei necesare materializarii lor;
- minimizarea numarului de baze tehnologice necesare la prelucrarea elementelor.

Primul criteriu permite reducerea masei specifice a utilajului (masa manipulatorului raportata la volumul spatiului de lucru), cand sarcina utila se pastreaza aceasi.

Al doilea criteriu duce la cresterea fiabilitatii produsului, in conditiile reducerii costurilor de achizitie ale organelor tipizate necesare la materializarea cuplelor.

Al treilea criteriu influenteaza favorabil precizia de prelucrabilitate, reducand in acelasi timp cheltuielile legate de manopera.

Aplicarea primului criteriu conduce la alegerea spatiului de lucru sferic, stiut fiind faptul, ca dintre toate suprafetele inchise de arii egale, sfera poseda volumul maxim. Acest rationament elimina din oferta specificata in Tab. 5.1, un numar de 17 structuri, lasand in competitie primele trei.

Aplicarea celui de al doilea criteriu are la baza constatarea, ca industria indigena a asimilat deocamdata in serii tipizate, numai organologie pentru cuple de rotatie. Acest considerent elimina structura $R \perp R \parallel T$.

Departajarea structurilor ramase in selectie (primele doua linii ale Tab. 5.1), se efectueaza in baza ultimului criteriu. Conform acestuia, mai avantajoasa este structura $R \perp R \parallel R$, deoarece prelucrarea alezajelor care intervin la materializarea

cuplelor succesive cu axele paralele, este posibilă cu o singura baza tehnologica.

Asadar, lantul minimal optim rezulta sub forma cunoscutei structuri antropomorfe, cu schema cinematica redată in Fig. 5.3.

Dupa pozitiile ocupate in aceasta structura, elementele si cuplele cinematice se denumesc in continuare astfel:

- O_0 -baza generala;
- Q -articulatia pivotului;
- O -element pivotant;
- A -articulatia bratului;
- 1 -brat;
- B -articulatia antebratului;
- 2 -antebrat.

Extremitatea C a antebratului reprezinta punctul caracteristic al lantului minimal.

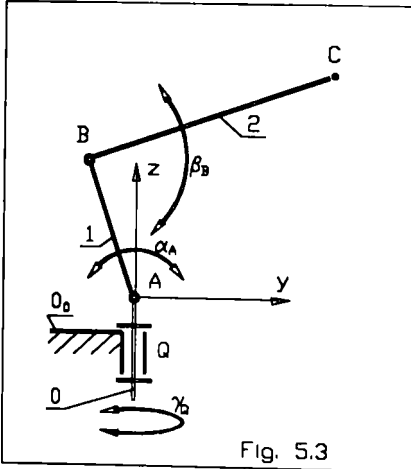


Fig. 5.3

5.3.3 Sinteza geometrica a lantului cinematic minimal.

Metoda parametrilor de pozitie ale spatiului de lucru.

Problema sintezei geometrice a lantului minimal introduce cinci necunoscute: r_1 -lungimea bratului, r_2 -lungimea antebratului, α_A -cursa unghiulara necesara in articulatia bratului, β_B -cursa unghiulara necesara in articulatia antebratului si γ_O - cursa unghiulara necesara in articulatia pivotului.

Determinarea univoca a acestor necunoscute presupune pozitionarea spatiului de lucru printr-un numar de cinci conditii. Manipulatorul trebuie sa reproduca efectiv din spatiul sferic, numai sectorul inelar al unei zonei sferice asa

cum s-a reprezentat in Fig. 5.4. Pentru pozitionarea acestui spatiu trunchiat, pot fi alese urmatoorii parametri: γ_s -unghiul de serviciu, e_{min} -distanța minima a secțiunii meridiane, e_{max} -distanța maxima a secțiunii meridiane, h_{min} -inaltimea minima a secțiunii meridiane, h_{max} -inaltimea maxima a secțiunii meridiane. Parametri de pozitionare se exprima fata de axele sistemului de referinta fix $Ox_0Y_0Z_0$, considerat cu planul Ox_0Y_0 asezat pe fundatie (nivelul zero al halei de productie) si cu axa OZ_0 orientata dealungul axei de simetrie a inelului.

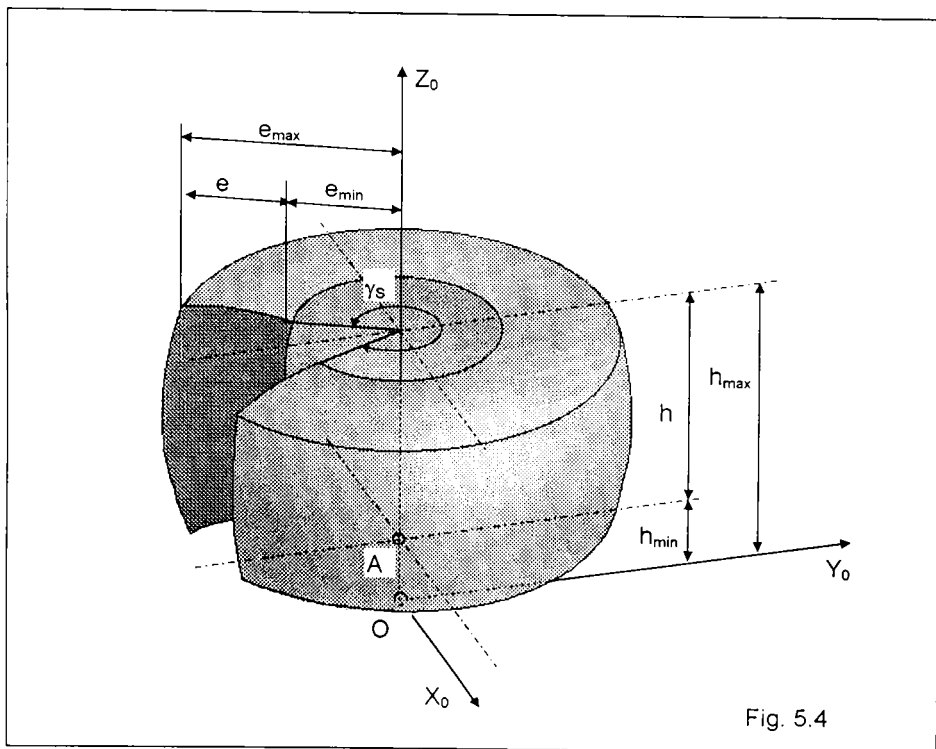


Fig. 5.4

La generarea spațiului trunchiat, axa cuplei de pivotare a lantului cinematic minimal este suprapusa cu axa de referinta OZ_0 , iar articulatia bratului (punctul A) se gaseste pe planul tangent inferior al spatiului. In situarea relativa descrisa, generarea secțiunii meridiane se datoreaza in exclusivitate substructurii $0 \cup A \cup 1 \cup B \cup 2$ (partea plana a lantului minimal). Efectul spatial se obtine apoi, datorita substructurii $0_0 \cup Q \cup 0$ (Fig.5.3). Asadar, in problema pozitiiilor cele doua substructuri indeplinesc roluri independente. Aceasta proprietate permite descompunerea mecanismului generator de traiectorie in mecanismul de urmarire (partea plana) si modulul de pivotare (partea generatoare a efectului spatial).

Adoptarea descompunerii prezentate mai sus conduce la multiple avantaje:

- simplifica sinteza, permitand abordarea ei decuplata pe substructuri;
- fundamenteaza conceptia modulara a mecanismului generator de traiectorie si creaza totodata premisele pentru modularizarea mecanismului de pilotare aferent;
- asigura amplasarea favorabila a operatorului intre module (modulul de pivotare se aseaza sub platforma operatorului pentru a fi mai avantajoasa conducerea cu

pedale, iar mecanismul de urmarire se amplaseaza deasupra platformei pentru a fi mai avantajoasa conducerea cu mansa).

Pentru definirea sintezei geometrice a lantului minimal din substructura mecanismului de urmarire, se ataseaza planului meridian un sistem de referinta Ayz, avand originea fixata in cupla bratului si axa Az verticala. Situarea relativa dintre lantul considerat si sectiunea meridiana a spatiului de lucru este redata in Fig. 5.5-a.

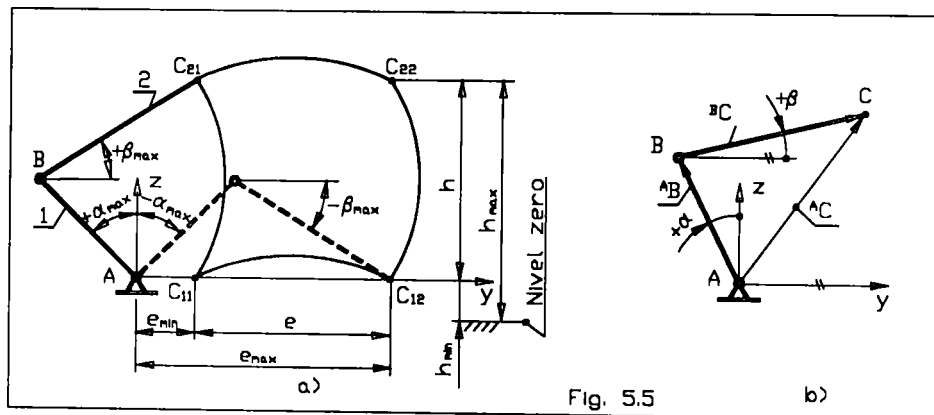


Fig. 5.5

b)

Latimea si inaltimea acestei sectiuni sunt determinate prin relatiile:

$$\begin{cases} e = e_{\max} - e_{\min} \\ h = h_{\max} - h_{\min} \end{cases} \quad (5.6)$$

in functie de datele impuse prin tema. Precizand directia instantanee a bratului prin unghiul α si cea a antebratului prin unghiul β , presupuse pozitive daca elementele sunt rotite in sens antiorar fata de axa Az respectiv Ay (Fig. 5.5-b), se poate scrie:

$$\begin{cases} e = 2 * r_1 * \sin \alpha_{\max} \\ h = 2 * r_2 * \sin \beta_{\max} \end{cases} \quad (5.7)$$

De aici rezulta directiile unghiulare maxime ale elementelor, necesare pentru ca mecanismul de urmarire sa atinga punctele extreme ale sectiunii:

$$\begin{cases} \alpha_{\max} = \arcsin \left(\frac{e}{2r_1} \right) \\ \beta_{\max} = \arcsin \left(\frac{h}{2r_2} \right) \end{cases} \quad (5.8)$$

Aplicarea acestor relatii presupune cunoasterea lungimii elementelor. Pentru determinarea lor, se asociaza lantului minimal un contur de vectori ca in Fig. 5.5-b. Conditia de inchidere a conturului este:

$${}^A C = {}^A B + {}^B C \quad (5.9)$$

Legea de compunere (5.9) obliga, ca intre modulele vectorilor:

$$r = |^A C|; \quad r_1 = |^A B|; \quad r_2 = |^B C| \quad (5.10)$$

sa existe relatia:

$$r = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2*r_1*r_2*\sin(\alpha + \beta)} \quad (5.11)$$

Pentru r_1 si r_2 constanti, r variaza cu argumentul $(\alpha + \beta)$. Notand:

$$\varphi = |\alpha + \beta|_{\max} \quad (5.12)$$

extremele lui r pot fi exprimate in forma:

$$\begin{cases} r_{\max} = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 + 2*r_1*r_2*\sin \varphi} \\ r_{\min} = \sqrt{r_1^2 + r_2^2 - 2*r_1*r_2*\sin \varphi} \end{cases} \quad (5.13)$$

Daca $r=r_{\min}$ punctul C se suprapune cu C_{11} , iar daca $r=r_{\max}$ el se suprapune cu C_{22} (Fig. 5.5-a). Conform figurii se poate scrie:

$$r_{\min} = e_{\min}; \quad r_{\max} = \sqrt{h^2 + e_{\max}^2} \quad (5.14)$$

deci extremele sunt determinate prin datele initiale. In aceste conditii, relatiile (5.13) alcatuiesc un sistem de doua ecuatii neliniare cu coeficienti constanti, in care necunoscutele sunt r_1 si r_2 . Cele doua perechi de solutii ale sistemului sunt:

$$\begin{cases} r_{11} = \frac{1}{2} * \sqrt{(r_{\max}^2 + r_{\min}^2) * (1 - p)} \\ r_{21} = \frac{1}{2} * \sqrt{(r_{\max}^2 + r_{\min}^2) * (1 + p)} \end{cases} \quad (5.15')$$

si:

$$\begin{cases} r_{12} = \frac{1}{2} * \sqrt{(r_{\max}^2 + r_{\min}^2) * (1 + p)} \\ r_{22} = \frac{1}{2} * \sqrt{(r_{\max}^2 + r_{\min}^2) * (1 - p)} \end{cases} \quad (5.15'')$$

Pentru a le distinge in discutia care urmeaza, s-a introdus al doilea indice. Cu parametrul $0 \leq p \leq 1$ s-a notat:

$$p = \sqrt{1 - \left(\frac{\sin \varphi_0}{\sin \varphi} \right)^2} \quad (5.16)$$

unde:

$$\sin \varphi_0 = \frac{r_{\max}^2 - r_{\min}^2}{r_{\max}^2 + r_{\min}^2} \quad (5.17)$$

Solutiile (5.15', 5.15'') satisfac relatia de ordine $r_{11} = r_{22} < r_{12} = r_{21}$. Exista deci doua lanturi minimale plane distincte, care dintr-un punct dat A permit generarea aceleasi sectiuni meridiane, cu aceleasi puncte de discontinuitate $C_{11} - C_{12} - C_{22} - C_{21}$. In schema din Fig. 5.6, elementele acestor lanturi alcatuiesc perechile alaturate ale unui paralelogram. In cazul manipulatorului cu baza jos, mai favorabil se comporta in sarcina lantul pentru care $r_1 < r_2$, deoarece in aceasta conditie bratul (elementul mai rigid), la aceeasi sectiune rezulta mai mic (mai rigid). Pe acest considerent convine alegerea primei solutii, care dupa omiterea celui de al doilea indice, se scrie:

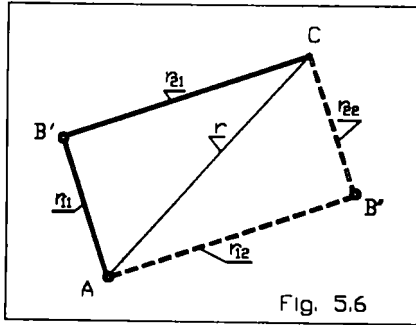


Fig. 5.6

$$\begin{cases} r_1 = \frac{1}{2} * \sqrt{(r_{\max}^2 + r_{\min}^2) * (1 - p)} \\ r_2 = \frac{1}{2} * \sqrt{(r_{\max}^2 + r_{\min}^2) * (1 + p)} \end{cases} \quad (5.18)$$

Pentru aplicarea acestor relatii in sinteza geometrica, convine exprimarea parametrului p in functie de factorul de forma al sectiunii de generat, definit prin:

$$f = \frac{h}{e} \quad (5.19)$$

Folosind (5.7), relatia (5.19) devine:

$$f = \frac{r_2}{r_1} * \frac{\sin \beta_{\max}}{\sin \alpha_{\max}} \quad (5.20)$$

Pentru usurarea tipizarii cuplelor conducatoare se impune conditia:

$$\alpha_{\max} = \beta_{\max} \quad (5.21)$$

Combinand acum relatiile (5.21), (5.20) si (5.18), se deduce expresia:

$$f = \sqrt{\frac{1+p}{1-p}} \quad (5.22)$$

de unde rezulta apoi relatia finala:

$$p = \frac{f^2 - 1}{f^2 + 1} \quad (5.23)$$

Se poate constata, ca toate necunoscutele problemei de sinteza au fost exprimate in functie de coordonatele de pozitionare ale spatiului de lucru.

Metoda de sinteza propusa se abordeaza in urmatoarea ordine. Cunoscand e_{\min} , e_{\max} , h_{\min} si h_{\max} , din egalitatile (5.6) se determina e si h . Apoi din (5.19) se determina factorul de forma f , iar din (5.23) parametrul p . In continuare, folosind (5.14) se calculeaza r_{\min} si r_{\max} , iar cu relatiile (5.18) se obtin lungimile r_1 si r_2 .

Cursele unghiulare ale elementelor fiind simetrice in raport cu drepte de referinta considerate (axele sistemului Ayz), ele pot fi determinate cu relatiile:

$$\begin{cases} \alpha_A = 2 * \alpha_{\max} \\ \beta_B = 2 * \beta_{\max} \end{cases} \quad (5.24)$$

Datorita conditiei (5.21), valorile unghiurilor α_{\max} , respectiv β_{\max} sunt egale si pot fi calculate dupa oricare din relatiile (5.8). Calculul de sinteza al lantului minimal de umarinar prezentat a fost valorificat la intocmirea programului de mai jos.

PROG. 5.1

```

10 REM Program 5.1
20 PRINT AT 2.5: "Sinteza geometrica MU"
30 REM "Programul utilizeaza metoda pozitionarii spatului de lucru"
40 PRINT AT 5.1: "Se introduce coordonatele sectiunii meridiane:"
50 PRINT AT 7.6: "emin-extensia minima": PRINT AT 8.6: "emax-extensia maxima": PRINT AT 9.6: "hmin-inaltimea minima": PRINT AT 10.6: "hmax-inaltimea maxima"
60 INPUT "emin,emax,hmin,hmax"
70 INK 7: PRINT AT 7.10: "-extensia minima": PRINT AT 8.10: "-extensia maxima": PRINT AT 9.10: "-inaltimea minima": PRINT AT 10.10: "-inaltimea maxima": INK 0: PRINT AT 7.10: "=":emin: PRINT AT 8.10: "=":emax: PRINT AT 9.10: "=":hmin: PRINT AT 10.10: "=":hmax
80 LET e=emax-emin: LET h=hmax-hmin
90 LET f=h:e: LET p=(f^2+1):(f^2+1)
100 LET mm=emin: LET mmx=SQR (h^2+emax^2)
110 LET r1c=.5*SQR ((mmx^2+mmn^2)*(1-p)): LET r2c=.5*SQR ((mmx^2+mmn^2)*(1+p))
120 PRINT AT 12.1: "Lungimea bratului (r1) respec -tiv a antebraului (r2), rezul -nta din calcul este": PRINT AT 15.6: "r1=":r1c: PRINT AT 16.6: "r2=":r2c
130 PAUSE: PRINT AT 18.1: "Se introduce rotunjirile:"
140 INPUT r1,r2
150 PRINT : PRINT : PRINT AT 20.6: "r1=":r1: PRINT AT 21.6: "r2=":r2
160 FOR n=1 TO 17: PRINT : NEXT n
170 LET Amax=ASN (e/(2*r1)): LET Bmax=ASN (h/(2*r2))
180 PRINT AT 6.1: "Pozitia extrema a bratului fatade verticaln (Amax) si a antebraului fata de orizontala (Bmax),rezulta egla cu:"
PRINT AT 11.6: "Amax=":Amax*180/PI: PRINT AT 11.21: "grade": PRINT AT 12.6: "Bmax=":Bmax*180/PI: PRINT AT 12.21: "grade"
190 PRINT AT 18.1: "Apararea oricarei taste lansa-zn in executie subrutina grafica": PAUSE 0
200 DATA 45,24,1,5,1,2,.,75,22
210 READ yA,zA,r,dy,dz,k
220 CLS : INK 4: PLOT yA+emax,k,zA: DRAW -e,k,0: DRAW 0,h,k: DRAW e,k,0: DRAW 0,h,k: INK 0: REM Trasare contur asociat
230 PRINT AT 20.11:emin: PRINT AT 20.21:emax: PRINT AT 2.25:jmax: PRINT AT 18.25:jmin
240 PLOT 190,0: DRAW -145,0: DRAW 0,175: PAUSE 0: FOR n=1 TO 24: PLOT 45,n: DRAW 145,0: INK 7: PLOT 45,n-1: DRAW 145,0: INK 0: NEXT n
250 PRINT AT 20.11:emin: PRINT AT 20.21:emax: PRINT AT 2.25:jmax-500: PRINT AT 18.25:jmin-500: PRINT AT 21.6: "-" :500"
260 LET i=PI/90: LET g=1+INT (2*Amax)
270 DIM P(g,3): DIM Q(g,3): DIM R(g,3): DIM S(g,3)
280 FOR c=1 TO 4: IF c=1 THEN GO TO 290: IF c=2 THEN GO TO 300: IF c=3 THEN GO TO 310: IF c=4 THEN GO TO 320
290 FOR A=PI/2-Amax TO PI/2+Amax STEP i: LET yA=yA+(r1*COS A+r2*COS Bmax)/k: LET zA=zA+(r1*SIN A+r2*SIN (B-Bmax))/k: LET n=1+(A-(PI/2-Amax))/i: GO SUB 340: NEXT A: NEXT c
300 FOR B=-Bmax TO Bmax STEP i: LET yA=yA+(r1*COS (PI/2-Amax)+r2*COS B)/k: LET zA=zA+(r1*SIN (PI/2+Amax)+r2*SIN (B+Bmax))/k: GO SUB 350: NEXT B: NEXT c
310 FOR A=PI/2+Amax TO PI/2-Amax STEP -i: LET yA=yA+(r1*COS A+r2*COS Bmax)/k: LET zA=zA+(r1*SIN A+r2*SIN (B-Bmax))/k: LET n=1+(PI/2+Amax-A)/i: GO SUB 360: NEXT A: NEXT c
320 FOR B=Bmax TO -Bmax STEP -i: LET yA=yA+(r1*COS (PI/2-Amax)+r2*COS B)/k: LET zA=zA+(r1*SIN (PI/2+Amax)+r2*SIN (B+Bmax))/k: GO SUB 370: NEXT B: NEXT c
330 CLS : INK 4: PLOT yA+emax,k,zA: DRAW -e,k,0: DRAW 0,h,k: DRAW e,k,0: DRAW 0,h,k: INK 0: PRINT AT 20.11:emin: PRINT AT 20.21:emax: PRINT AT 18.25:jmax-500: PRINT AT 21.13: "-" :500": GO SUB 380
340 LET P(n,1)=A: LET P(n,2)=y: LET P(n,3)=z: RETURN
350 LET Q(n,1)=B: LET Q(n,2)=y: LET Q(n,3)=z: RETURN
360 LET R(n,1)=A: LET R(n,2)=y: LET R(n,3)=z: RETURN
370 LET S(n,1)=B: LET S(n,2)=y: LET S(n,3)=z: RETURN
380 REM "Trasarea conturilor meridian al spatului de lucru real"
390 FOR c=1 TO 4: IF c=1 THEN GO TO 400: IF c=2 THEN GO TO 410: IF c=3 THEN GO TO 420: IF c=4 THEN GO TO 430
400 FOR n=1 TO g: PLOT P(n,2),P(n,3): NEXT n: NEXT c
410 FOR n=1 TO g: PLOT Q(n,2),Q(n,3): NEXT n: NEXT c
420 FOR n=1 TO g: PLOT R(n,2),R(n,3): NEXT n: NEXT c
430 FOR n=1 TO g: PLOT S(n,2),S(n,3): NEXT n: NEXT c: PAUSE 0
440 CLS : PRINT AT 2.2: "Configurati LCF pentru etajulplan se obtine in functiede pozitia punctului caracteristic C.Pentru reprezentare se introduce parametrul de pozitie p. Daca:": PRINT AT 10.5: "p=1, C este in stanga jos:": PRINT AT 11.5: "p=2, C este in stanga sus:": PRINT AT 12.5: "p=3, C este in dreapta sus:": PRINT AT 13.5: "p=4, C este in dreapta jos:"
450 INPUT p: CLS
460 FOR n=1 TO g: PLOT P(n,2),P(n,3): NEXT n: NEXT c
470 FOR n=1 TO g: PLOT Q(n,2),Q(n,3): NEXT n: NEXT c
480 FOR n=1 TO g: PLOT R(n,2),R(n,3): NEXT n: NEXT c
490 FOR n=1 TO g: PLOT S(n,2),S(n,3): NEXT n: NEXT c
500 PRINT AT 20.11:emin: PRINT AT 20.21:emax: PRINT AT 1.25:jmax-500: PRINT AT 18.25:jmin-500: PRINT AT 21.4: "-" :500"
510 CIRCLE yA,zA,r: PLOT yA,zA,r: DRAW -10,-10: PLOT yA,zA,-r: DRAW 10,-10: PLOT 31,12.5: DRAW 28,0: REM Trasarea cuplei A
530 IF p=1 THEN GO TO 570
540 IF p=2 THEN GO TO 580
550 IF p=3 THEN GO TO 590
560 IF p=4 THEN GO TO 600
570 LET i=-1: LET j=-1: GO TO 610
580 LET i=-1: LET j=1: GO TO 610
590 LET i=1: LET j=-1: GO TO 610
600 LET i=1: LET j=1: REM Instructiunile dela linia 610 in continuare asigura trasarea LCM
610 LET yBA=r1*SIN Amax: LET zBA=r1*COS Amax: LET yCB=r2*COS Bmax: LET zCB=r2*SIN Bmax: LET yB=yA+i*yBA:k: LET zB=zA-zBA:k: LET yC=yB+yCB/k: LET zC=zB+zCB/k
620 PLOT yA+i*dy,zA-dz: DRAW i*yBA-k*2*j*dy,zBA-k*2*dz: CIRCLE yB,zB,r: PLOT yB-dy,zB-j*dz: DRAW yC/B-k*2*dy,j*zCB-k*2*j*dz: CIRCLE yC,zC,r: PAUSE 0: GO TO 440
630 STOP

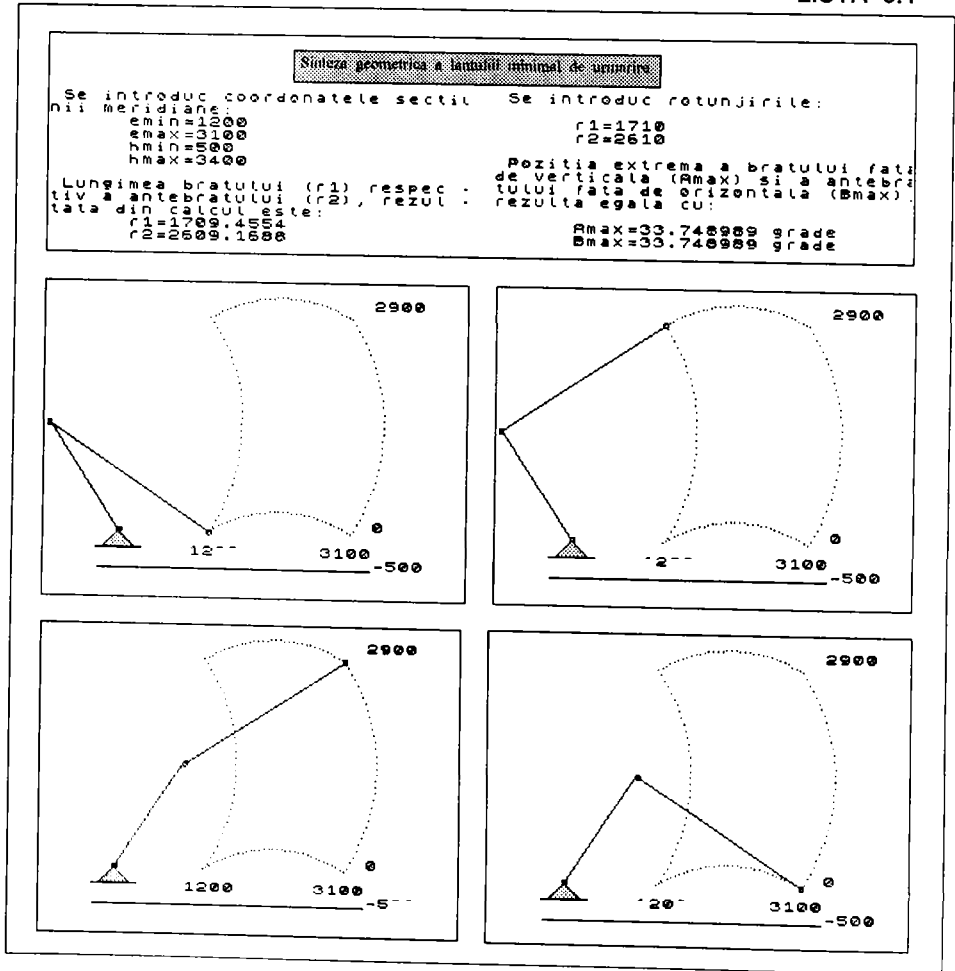
```

Se mentioneaza urmatoarele caracteristici ale PROG. 5.1:

- lungimea.....10.436 bytes;
- durata de calcul/structura.....5 sec;
- durata totala de lucru/structura (cu dialogare).....90 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele.....TIM-S si PC-486.

In LISTA 5.1 se prezinta datele de sinteza si rezultatele obtinute cu PROG. 5.1 pentru lantul minimal de urmarire al manipuloarelor sincrone indigene. Partea grafica a listei evidentiaza, ca rotunjirile acceptate pentru lungimile elementelor nu influenteaza semnificativ asupra posibilitatii de atingere a colturilor sectiunii de lucru.

LISTA 5.1



Efectuarea sintezei geometrice a substructurii din lantul minimal care defineste modulul de pivotare se reduce la stabilirea unei singure necunoscute, reprezentata de cursa unghiulara in articulatia pivotului. Aceasta cursa rezulta nemijlocit, stiind ca trebuie sa fie egala cu unghiul de serviciu impus in tema:

$$\gamma_a = \gamma_s \quad (5.25)$$

Includerea parametrilor de pozitie ale spatiului de lucru ca date in sinteza geometrica a lantului minimal, este o cerinta naturala si reprezinta principalul avantaj al metodei prezentate.

5.3.4 Sinteza structurala geometrica a mecanismului generator de traiectorie in a doua etapa

S-a precizat deja, ca aplicatiile preconizate ale manipuloarelor sincrone in servirea operatiilor din sectoarele calde, presupune efectuarea unor suplimentari structurale bazate pe folosirea conexiunilor $K_{C(0)}$ si $K_{B(0)}$. Suplimentarile operate in structura mecanismului generator de traiectorie, au urmarit doua obiective:

- adaptarea lantului minimal la transportul paralel al dreptei caracteristice verticale;
- adaptarea structurii pentru actionarea umerala.

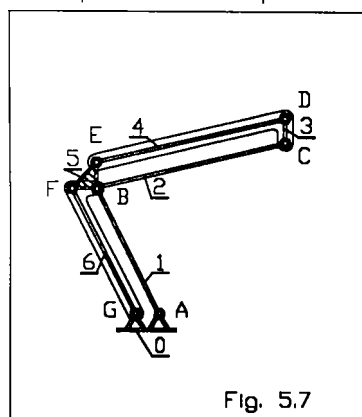


Fig. 5.7

Pentru obiectivul vizat, mecanismul de urmarire si poate fi solutionat cu doua grupe structurale de clasa II, ordinul 2, aspectul 1 (conexiuni $K_{C(0)}$ cu 2 elemente si trei cuple cinematice de rotatie). Conexiunile se introduc astfel, ca fiecare din ele sa incadreze un element al lantului minimal intr-un contur paralelogram. Conform notatiilor din Fig.5.7, bratul s-a inclus in conturul $A \cup 1 \cup B \cup 5 \cup F \cup 6 \cup G \cup 0$, iar antebrazul in conturul $B \cup 2 \cup C \cup 3 \cup D \cup 4 \cup E \cup 5$. Elementul ternar comun 5 uneste cele doua contururi intr-un mecanism pantograf, care mentine apoi elementul condus 3 pe directia DC verticala. Lungimile elementelor lantului minimal fiind cunoscute, dimensiunile l_{FG} si l_{DE} rezultă in mod unic:

$$l_{FG} = r_1 \quad \text{respectiv} \quad l_{DE} = r_2 \quad (5.26)$$

Celelalte dimensiuni pot fi admise constructiv, respectand inasa conditiile:

$$l_{AG} = l_{BF} \quad \text{respectiv} \quad l_{BE} = l_{CD} \quad (5.27)$$

Adoptarea structurii pantograf confera mecanismului de urmarire al manipulatorului un rol dublu. El ramane un generator de traiectorie plan, dar preia si o functie de orientare prin faptul, ca genereaza miscarea de flexie-extensie pentru transportul paralel. Numarul cuplelor conducatoare al pantografului este acelasi cu cel existent in lantul minimal implicat. Ca urmare, functia de orientare nu reclama sisteme de actionare (si de comanda) suplimentare, fiind suficiente cele existente in generatorul de traiectorie. In conditiile aratate, mecanismul de urmarire dobandeste o suplete avansata, cu masa proprie redusa, adaptat deci manevrarii obiectelor grele.

In Fig. 5.8 se prezinta solutia adoptata pentru actionarea umerala a bratului. Conexiunea $K_{C(0)}$ folosita aici este dupa cum se vede o grupa structurala de clasa II, ordinul 2, aspectul 2, amplasata intre bratul 1 si baza 0. Alegand cupla conducatoare a conturului $0 \cup A \cup 1 \cup M \cup 11 \cup N \cup 12 \cup 0$ in N, fiind favorabila pentru implementarea actionarii hidraulice cu un cilindru linear, cupla din A devine condusa. Preschimbarea cuplelor lantului minimal din conducatoare in conduse, se

denumeste in continuare "delegarea cuplelor conducatoare". Adoptand ca cilindru al motorului elementul 12, cu tija pistonului 11, lungimea l_{AM} se determina cu relatia:

$$l_{AM} = \frac{M_A}{F_N * \cos(\alpha_{max} + u_A)} \tag{5.28}$$

unde s-au notat: M_A -momentul rezistent redus in A, F_N -forta la tija pistonului, iar unghiurile sunt cele din figura.

Pentru actionarea umerala a antebratului se introduc doua conexiuni $K_{C(0)}$, amplasate conform Fig. 5.9. Cu prima conexiune (H0701080A), se asigura

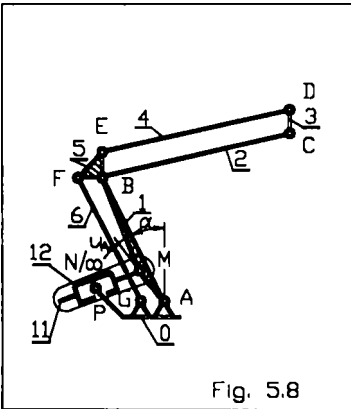


Fig. 5.8

delearea unei conditii de B a antebratului 2, in punctul A al bazei. Pentru a nu modifica caracteristicile miscarii, aceasta conexiune trebuie sa includa bratul si antebratul in conturul paralelogram $A010B020H0701080A$. Ca urmare, lungimea elementului 7 trebuie sa fie:

$$l_{7H} = r_1 \tag{5.29}$$

iar lungimile l_{BH} si l_{AI} pot fi admise constructiv, respectand inasa conditia:

$$l_{BH} = l_{AI} \tag{5.30}$$

Cea de-a doua conexiune in $H0701080A$ cuplu conducatoare de rotatie creata in A cu cupla de translatie introdusa in K, facand posibila implementarea actionarii antebratului tot cu un motor hidraulic liniar. Adoptand ca cilindru al motorului elementul 10, avand tija pistonului 9, lungimea l_{AJ} se determina cu relatia:

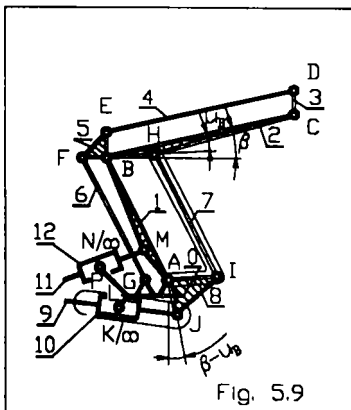


Fig. 5.9

$$l_{AJ} = \frac{M_B}{F_K * \cos(\beta_{max} - u_B)} \tag{5.31}$$

unde: M_B este momentul rezistent redus la B, F_K este forta la tija 9, iar unghiurile sunt cele cotate in figura.

Printr-o noua dezvoltare structurala s-a urmarit, ca actionarea cuplei de pivotare Q sa fie facuta de pe aceasi baza 0 ca si cea utilizata la mecanismul de urmarire. Realizarea acestui deziderat a impus folosirea a doua conexiuni $K_{B(0)}$ cu structurile $R0140S$, respectiv $T0130U$ (Fig.5.10). Elementele $R0140S$ sunt

rotile satelit ale unui reductor planetar, in care baza 0 joaca rol de portsatelit, iar baza generala 0_0 constituie elementul fix. Cupla conducatoare s-a admis in U, pentru a fi actionata cu un motor hidraulic orbital. Prin aceasta dezvoltare structurala actionarea pivotului devine periferica, ceea ce in cazul modulului de pivotare este avantajos.

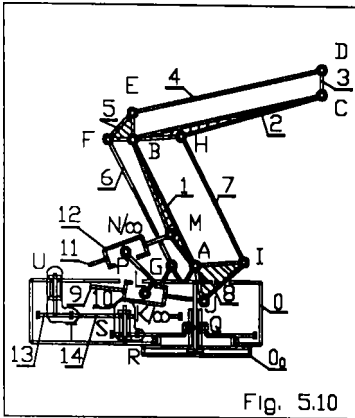


Fig. 5.10

Se precizează, ca raportul de transmitere al reductorului:

$$i_{13-0} = 1 - \frac{Z_{14S} * Z_{00}}{Z_{13} Z_{14J}} \quad (5.32)$$

trebuie să rezulte din condiția:

$$i_{13-0} \geq \frac{M_Q}{\eta * M_U} \quad (5.33)$$

unde M_Q este momentul rezistent redus în Q, M_U este momentul motor aplicat în U, iar η este randamentul reductorului.

Relațiile (5.28), ..., 1, ..., n, ..., n, ..., n, ...

sinteza, necunoscute dinamice. Ca urmare, această etapă de sinteză trebuie soluționată în trasa legătură cu analiza fluxului de forțe care străbate ansamblul structurii în sarcină. Desigur, că fluxul de forțe depinde de aplicarea manipulatorului, variind în timp și cu poziția punctului caracteristic. Pentru soluționarea acestor probleme s-au întocmit modele și programe de analiză, redată în continuare.

5.4 Analiza cinematică a mecanismului generator de traiectorie

În cazul mecanismului generator de traiectorie al manipulatorului, legile de mișcare ale elementelor conducătoare (funcțiile de comandă) nu sunt inițial cunoscute. Se poate impune însă legea de mișcare dorită a punctului caracteristic și atunci analiza trebuie abordată în contrasens, ca și la roboți.

La analiza manipulatorului apare totuși o particularitate, determinată de tendința operatorului de a conduce utilajul prin acționarea manșei și a pedalelor în secvențe de timp succesive. În acest fel, mișcarea de urmărire se decuplează de mișcarea de pivotare, ușurând controlul vizual al deplasărilor.

Pentru includerea decuplării mișcărilor în model matematic, se consideră relația de trecere a vectorului de poziție al punctului caracteristic C (Fig. 5.11), din planul meridian Ayz în sistemul fix $Ox_0y_0z_0$:

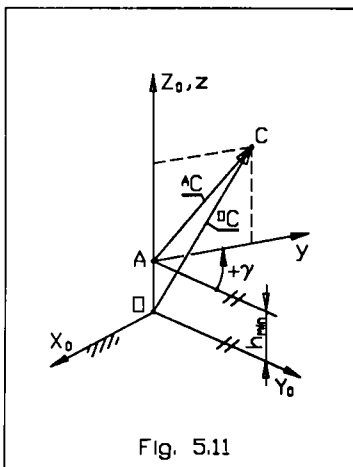


Fig. 5.11

$${}^0C = {}^0T_A * {}^AC \quad (5.34)$$

în care matricea de trecere este:

$${}^0T_A = \begin{bmatrix} c\gamma & -s\gamma & 0 & 0 \\ s\gamma & c\gamma & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & h_{\min} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5.35)$$

iar vectorul supus transformării este:

$${}^AC = [0 \quad y \quad z \quad 1]^T \quad (5.36)$$

În cazul mișcărilor succesive, cel puțin una dintre derivatele ${}^0\dot{T}_A$ sau ${}^A\dot{C}$ devine nul.

Astfel, daca:

$${}^0\dot{T}_A = [0]_{4 \times 4} \quad (5.37)$$

poate exista numai miscarea datorata mecanismului de urmarire, iar daca:

$${}^A\dot{C} = [0]_{1 \times 4} \quad (5.38)$$

atunci poate exista numai miscarea datorata mecanismului de pivotare.

Cele de mai sus simplifica analiza mecanismului generator de traiectorie, permitand abordarea ei separata pe module.

Prin analiza cinematica se urmaresc doua obiective. Primul vizeaza sinteza functiilor de comanda. Cunoasterea acestor functii se impune in vederea implementarii sistemului de actionare si de comanda necesar. Al doilea obiectiv consta in sinteza legilor de miscare ale centrelor de masa, cunoasterea lor fiind necesara la determinarea torsorilor fortelor masice in faza analizei cinetostatice.

5.4.1 Analiza cinematica a mecanismului de urmarire

Tinand seama de structura mecanismului de urmarire (Fig. 5.9), alcatuita din lantul minimal $0 \cup A \cup 1 \cup B \cup 2$ (presupus la inceput conducator) si un numar de cinci grupe cinematice -I: $C \cup 3 \cup D \cup 4 \cup E$; -II: $B \cup 5 \cup F \cup 6 \cup G$; -III: $M \cup 11 \cup N \cup 12 \cup P$; -IV: $H \cup 7 \cup I \cup 8 \cup A$ si -V: $J \cup 9 \cup K \cup 10 \cup L$, pentru analiza cinematica se stabileste urmatoarea ordine:

- Exprimarea functiilor de pozitie, de viteza si de acceleratie ale punctului caracteristic printr-o lege de miscare;
- Stabilirea functiilor de pseudocomanda de ordinul 0, 1 si 2 (legile de miscare ale elementelor conduse din cuplele A si B), determinabile prin analiza lantului minimal;
- Stabilirea functiilor de comanda de ordinul 0 si 1 (legile de miscare ale elementelor conduse din cuplele conducatoare reale, delegate in N si K), determinabile prin analiza grupelor III, IV si V;
- Determinarea functiilor de pozitie, viteza si acceleratie ale centrelor de masa, incluzand in analiza si grupele I, respectiv II.

5.4.1.1 Exprimarea functiilor de pozitie, de viteza si de acceleratie prin lege de miscare

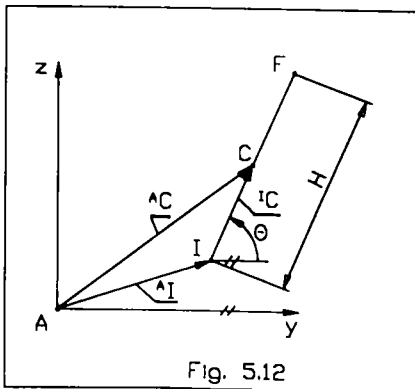


Fig. 5.12

Se considera deplasarea punctului caracteristic $C(x,y)$, pe traiectoria rectiliniara delimitata de punctul start $I(x_1,y_1)$ si punctul tinta $F(x_F,y_F)$ cunoscuti. Ecuația vectorială a traiectoriei în planul meridian (Fig.5.12) este:

$${}^A C = {}^A I + {}^I C \quad (5.39)$$

Introducand componentele, se deduc mai intai functiile de pozitie:

$$\begin{cases} y = y_1 + s(t) \cdot \cos \theta \\ z = z_1 + s(t) \cdot \sin \theta \end{cases} \quad (5.40)$$

iar apoi, functiile de viteza:

$$\begin{cases} \dot{y} = \dot{s}(t) \cdot \cos \theta \\ \dot{z} = \dot{s}(t) \cdot \sin \theta \end{cases} \quad (5.41)$$

si functiile de acceleratie:

$$\begin{cases} \ddot{y} = \ddot{s}(t) \cdot \cos \theta \\ \ddot{z} = \ddot{s}(t) \cdot \sin \theta \end{cases} \quad (5.42)$$

In relatiile de mai sus, cu:

$$s(t) = |C| \quad (5.43)$$

s-a notat legea de miscare intrinseca a punctului caracteristic si cu:

$$\theta = \arctg \frac{z_F - z_I}{y_F - y_I} \quad (5.44)$$

unghiul de panta al traiectoriei. Se adopta o lege de miscare cu palier de viteza (Fig. 5.13), avand o durata de impulsionare t_a pe durata de timp T :

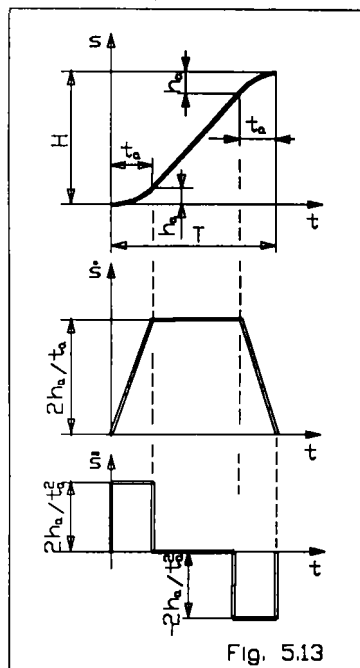


Fig. 5.13

$$t_a = \frac{1-k}{2} * T \quad (5.45)$$

acceleratie constanta, pentru ca dupa start sa asigure demararea miscarii, iar inaintea tintei incetinirea ei, pe o lungime egala de fiecare data cu:

$$h_a = \frac{1}{2} * \frac{1-k}{1+k} * H \quad (5.46)$$

unde:

$$H = \sqrt{(y_F - y_I)^2 + (z_F - z_I)^2} \quad (5.47)$$

este distanta IF , apoi:

$$T = H/v_m \quad (5.48)$$

este durata totala a miscarii cu viteza medie v_m impusa, iar:

$$k = \frac{T - 2*t_a}{T} \quad (5.49)$$

este ponderea duratei miscarii stabilizate din durata totala. Cu notatiile introduse, legile de miscare intrinseci (a spatiului, a vitezei si a acceleratiei pe traiectorie) au expresiile specificate in Tab.5.2.

Folosind aceste legi, se pot calcula numeric functiile (5.40), (5.41) si (5.42) pentru orice moment $t: [0, T]$.

Tab. 5.2

FAZA	t	s	\dot{s}	\ddot{s}
ACCELERATA	$[0, t_a]$	$(h_a/t_a^2) * t^2$	$(2 * h_a/t_a^2) * t$	$2 * h_a/t_a^2$
STABILIZATA	$[t_a, T - t_a]$	$h_a + (2 * h_a/t_a) * (t - t_a)$	$2 * h_a/t_a$	0
INCETINITA	$[T - t_a, T]$	$H - (h_a/t_a^2) * (T - t)^2$	$(2 * h_a/t_a^2) * (T - t)$	$-2 * h_a/t_a^2$

5.4.1.2 Stabilirea functiilor de pseudocomanda

Funcțiile de pseudocomanda de ordinul 0, 1 și 2 reprezintă funcțiile de poziție, de viteză și de accelerație (aici unghiulare) ale elementelor lanțului cinematic minimal având cuplele conducătoare delegate, atunci când punctul caracteristic parcurge traiectoria dorită cu legea de mișcare aleasă. Cunoașterea funcțiilor de pseudocomanda este necesară pentru determinarea stării de mișcare a celorlalte elemente din structura dezvoltată a mecanismului de urmărire (Fig. 5.9).

În Fig. 5.5-b funcțiile de pseudocomanda de ordinul 0 sunt reprezentate prin unghiurile α și β . Exprimând vectorii din ecuația de contur (5.9) prin componente, se pot scrie:

$$\begin{cases} y = -r_1 * \sin \alpha + r_2 * \cos \beta \\ z = r_1 * \cos \alpha + r_2 * \sin \beta \end{cases} \quad (5.50)$$

Acest sistem de două ecuații trigonometrice este compatibil în raport cu necunoscutele α și β . Pentru soluționarea sistemului (5.50), în ecuațiile sale se introduc întâi substituțiile:

$$\begin{cases} \cos \alpha = 1 - \sin^2 \alpha \\ \cos \beta = 1 - \sin^2 \beta \end{cases} \quad (5.51)$$

apoi se ridică la pătrat și se ordonează în forma:

$$\begin{cases} r_1^2 * \sin^2 \alpha + r_2^2 * \sin^2 \beta = r_2^2 - y^2 - 2 * y * r_1 * \sin \alpha \\ r_1^2 * \sin^2 \alpha + r_2^2 * \sin^2 \beta = r_1^2 - z^2 + 2 * z * r_2 * \sin \beta \end{cases} \quad (5.52)$$

În fine, introducând schimbarea de variabile:

$$\begin{cases} u = r_1 * \sin \alpha \\ v = r_2 * \sin \beta \end{cases} \quad (5.53)$$

se obține:

$$\begin{cases} u^2 + v^2 + 2 * y * u + y^2 - r_2^2 = 0 \\ u^2 + v^2 - 2 * z * v + z^2 - r_1^2 = 0 \end{cases} \quad (5.54)$$

Acest sistem de două ecuații, fiecare de gradul doi în u și v , are două perechi de soluții:

$$\begin{cases} v_1 = b/a - \sqrt{b^2/a^2 - c/a} \\ u_1 = -(z/y) * v_1 + (z^2 - y^2 + r_2^2 - r_1^2)/(2 * y) \end{cases} \quad (5.55')$$

și:

$$\begin{cases} v_2 = b/a + \sqrt{b^2/a^2 - c/a} \\ u_2 = -(z/y) * v_2 + (z^2 - y^2 + r_2^2 - r_1^2)/(2 * y) \end{cases} \quad (5.55'')$$

in care s-au notat:

$$a = 1 + z^2/y^2 \quad (5.56')$$

$$b = z * [1 + (z^2 - y^2 + r_2^2 - r_1^2)/(2 * y^2)] \quad (5.56'')$$

$$c = [(z^2 - y^2 + r_2^2 - r_1^2)/(2 * y)]^2 + z^2 - r_1^2 \quad (5.56''')$$

Fiecarei perechi de valori $(v_i, u_i)_{i=1, 2}$, ii corespunde dupa (5.53) cate un dublet de unghiuri:

$$\begin{cases} \alpha_1 = \arcsin(u_1/r_1) \\ \beta_1 = \arcsin(v_1/r_2) \end{cases} \quad (5.57')$$

respectiv:

$$\begin{cases} \alpha_2 = \arcsin(u_2/r_1) \\ \beta_2 = \arcsin(v_2/r_2) \end{cases} \quad (5.57'')$$

care sunt solutiile sistemului (5.50). In planul meridian Ayz, celor doua dublete de unghiuri le corespund pozitii simetrice ale elementelor fata de linia AC (Fig.5.14)

si $bs = rv$, ca modulele unghiurilor satisfac relatiile de ordine:

$$|\alpha_1| < |\alpha_2| \quad \text{si} \quad |\beta_1| < |\beta_2| \quad (5.58)$$

Solutiile tehnic favorabile corespund valorilor mai mici in valoare absoluta. Deaceia, drept functii de pseudocomanda de ordinul 0 se retin solutiile (5.57'), care prin omiterea indicilor devin:

$$\begin{cases} \alpha = \arcsin(u_1/r_1) \\ \beta = \arcsin(v_1/r_2) \end{cases} \quad (5.59)$$

Vitezele unghiular $\dot{\alpha}$ si $\dot{\beta}$ (functiile de pseudocomanda de ordinul 1) se determina din derivatele in raport cu timpul ale ecuatiilor (5.50):

$$\begin{cases} \dot{y} = -r_1 * \dot{\alpha} * \cos \alpha - r_2 * \dot{\beta} * \sin \beta \\ \dot{z} = -r_1 * \dot{\alpha} * \sin \alpha + r_2 * \dot{\beta} * \cos \beta \end{cases} \quad (5.60)$$

Intrucat \dot{y} si \dot{z} respectiv α si β sunt determinate prin (5.41) si (5.59) si la un moment dat au valori constante, ecuatiile (5.60) constituie un sistem Cramer cu doua necunoscute $\dot{\alpha}$ si $\dot{\beta}$, compatibil. Solutiile sistemului sunt:

$$\dot{\alpha} = -\frac{\dot{y} * \cos \beta + \dot{z} * \sin \beta}{r_1 * \cos(\alpha - \beta)} \quad \text{si} \quad \dot{\beta} = \frac{\dot{y} * \sin \alpha + \dot{z} * \cos \alpha}{r_2 * \cos(\alpha - \beta)} \quad (5.61)$$

La fel pot fi determinate si acceleratiile unghiulare $\ddot{\alpha}$ si $\ddot{\beta}$ (functiile de pseudocomanda de ordinul 2), derivand inca odata functiile (5.60):

$$\begin{cases} \ddot{y} = r_1 \cdot \ddot{\alpha}^2 \cdot \sin \alpha - r_2 \cdot \ddot{\beta}^2 \cdot \cos \beta - r_1 \cdot \dot{\alpha} \cdot \dot{\alpha} \cdot \cos \alpha - r_2 \cdot \dot{\beta} \cdot \dot{\beta} \cdot \sin \beta \\ \ddot{z} = -r_1 \cdot \ddot{\alpha}^2 \cdot \cos \alpha - r_2 \cdot \ddot{\beta}^2 \cdot \sin \beta - r_1 \cdot \dot{\alpha} \cdot \dot{\alpha} \cdot \sin \alpha + r_2 \cdot \dot{\beta} \cdot \dot{\beta} \cdot \cos \beta \end{cases} \quad (5.62)$$

si solutionand pentru noile necunoscute:

$$\begin{aligned} \ddot{\alpha} &= -\frac{\ddot{y} \cdot \cos \beta + \ddot{z} \cdot \sin \beta - r_1 \cdot \dot{\alpha}^2 \cdot \sin(\alpha - \beta) + r_2 \cdot \dot{\beta}^2}{r_1 \cdot \cos(\alpha - \beta)} \\ \ddot{\beta} &= -\frac{\ddot{z} \cdot \cos \alpha - \ddot{y} \cdot \sin \alpha - r_2 \cdot \dot{\beta}^2 \cdot \sin(\alpha - \beta) + r_1 \cdot \dot{\alpha}^2}{r_2 \cdot \cos(\alpha - \beta)} \end{aligned} \quad (5.63)$$

La calculul numeric al functiilor de pseudocomanda, cele prezentate se abordeaza in urmatoarea succesiune. Se pune timpul $t: [0, T]$ pentru care se cer valorile functiilor amintite. Cu relatiile din Tab. 5.2 se determina s , \dot{s} si \ddot{s} , apoi din (5.44) se calculeaza unghiul θ . Pe baza acestor valori cu relatiile (5.40) se determina coordonatele y si z , apoi cu relatiile (5.41) componentele vitezei \dot{y} si \dot{z} , iar cu relatiile (5.42) componentele \ddot{y} si \ddot{z} ale acceleratiei punctului caracteristic. In continuare, folosind (5.56'-5.56'') se calculeaza constantele instantanee a , b si c , iar apoi din (5.55') se gasesc valorile lui u_1 si v_1 . In final, din relatiile (5.59) se stabilesc unghiurile α si β , din relatiile (5.61) vitezele unghiulare $\dot{\alpha}$ si $\dot{\beta}$, iar din (5.63) se determina acceleratiile unghiulare $\ddot{\alpha}$ si $\ddot{\beta}$.

La calculul functiilor de pseudocomanda intr-o succesiune de pozitii ale punctului caracteristic, cele de mai sus se repeta iterativ, dand timpului t crestere pe intervalul de definitie cu pasul dorit.

5.4.1.3 Stabilirea functiilor de comanda

Functiile de comanda de ordinul 0 si 1 reprezinta functiile de pozitie si de viteza ale elementelor conduse din cuplele conducatoare reale, atunci cand punctul caracteristic parcurge traiectoria sa cu legea de miscare adoptata. Aceste functii intervin la sinteza echipamentului de comanda prin master. Determinarea functiilor de comanda presupune efectuarea analizei cinematice a acelor conexiuni interpusse elementelor lantului minimal, in care s-au i...

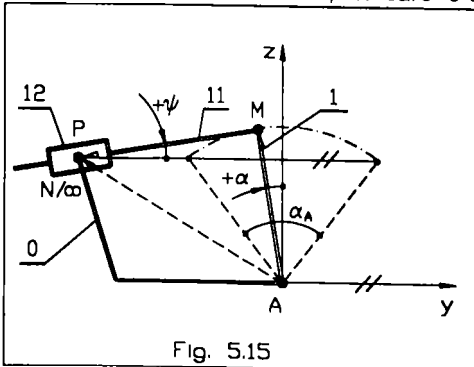


Fig. 5.15

Da' e' e intrare la aceasta faza sunt functiile de pseudocomanda si dimensiunile schemei cinematice.

Pentru mecanismul de actiune al brațului 1, in care se gaseste inclusa grupa III cu cupla conducatoare N (Fig.5.15), ecuatiile de inchidere a conturului AMP este:

$$^A P = ^A M + ^M P \quad (5.64)$$

Exprimand vectorii prin componentele lor pe axele planului meridian, din

conditia de mai sus rezulta urmatoarul sistem de ecuatii scalare:

$$\begin{cases} y_P = l_{AM} * \sin \alpha + l_{PM} * \cos \psi \\ z_P = l_{AM} * \cos \alpha - l_{PM} * \sin \psi = l_{AM} * \cos \alpha_{max} \end{cases} \quad (5.65)$$

Necunoscutele acestui sistem sunt lungimea variabila $l_{PM} = c_{11}$ (extensia instantanee a pistonului 11) si directia ψ a tijei pistonului, deci tocmai functiile de comanda de ordinul 0 cautate. Solutionand sistemul se gaseste:

$$\operatorname{tg} \psi = l_{AM} * \frac{\cos \alpha - \cos \alpha_{max}}{y_P - l_{AM} * \sin \alpha} \quad (5.66')$$

respectiv:

$$c_{11} = l_{AM} * \frac{\cos \alpha - \cos \alpha_{max}}{\sin \psi} \quad (5.66'')$$

Functiile de comanda de ordinul 1 rezulta apoi prin derivarea relatiilor de mai sus in raport cu timpul:

$$\dot{\psi} = -\dot{\alpha} * \frac{l_{AM} * \cos^2 \psi * \cos \alpha}{y_P - l_{AM} * \sin \alpha} * (\operatorname{tg} \alpha - \operatorname{tg} \psi) \quad (5.67')$$

respectiv:

$$\dot{c}_{11} = -\dot{\alpha} * l_{AM} * \frac{\sin \alpha}{\sin \psi} - \dot{\psi} * c_{11} * \operatorname{ctg} \psi \quad (5.67'')$$

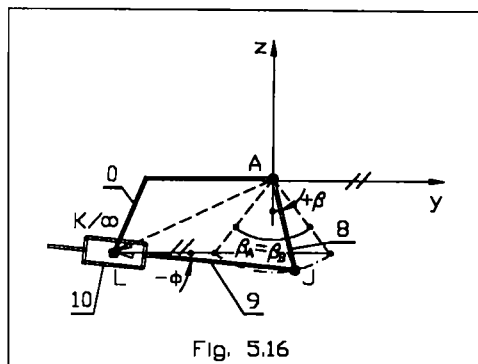


Fig. 5.16

Pentru mecanismul de actionare al antebraului prin lantul cinematic, in care se gaseste inclusa grupa V cu cupla conducatoare K (Fig.5.16), ecuatia de inchidere a conturului AJL este:

$${}^A L = {}^A J + {}^J L \quad (5.68)$$

Exprimand vectorii prin componentele lor pe axele planului meridian, din conditia de mai sus rezulta urmatoarul sistem de ecuatii scalare:

$$\begin{cases} y_L = l_{JL} * \cos \phi - l_{AJ} * \sin \beta \\ z_L = l_{JL} * \sin \phi + l_{AJ} * \cos \beta = l_{AJ} * \cos \beta_{max} \end{cases} \quad (5.69)$$

Necunoscutele acestui sistem sunt lungimea variabila $l_{JL} = c_9$ (extensia instantanee a pistonului 9) si directia ϕ a tijei pistonului, deci tocmai functiile de comanda de ordinul 0 corespunzatoare. Solutionand sistemul se gaseste:

$$\operatorname{tg} \phi = l_{AJ} * \frac{\cos \beta_{max} - \cos \beta}{y_L - l_{AJ} * \sin \beta} \quad (5.70')$$

respectiv:

$$c_9 = l_{AJ} * \frac{\cos \beta_{max} - \cos \beta}{\sin \phi} \quad (5.70'')$$

Funcțiile de comanda de ordinul 1 rezulta apoi, derivand relatiile de mai sus in raport cu timpul:

$$\dot{\phi} = \dot{\beta} * \frac{l_{AJ} * \cos^2 \phi * \cos \beta}{y_L - l_{AJ} * \sin \beta} * (\operatorname{tg} \beta - \operatorname{tg} \phi) \quad (5.71')$$

respectiv:

$$\dot{c}_9 = \dot{\beta} * l_{AJ} * \frac{\sin \beta}{\sin \phi} - \dot{\phi} * c_9 * \operatorname{ctg} \phi \quad (5.71'')$$

Unghiurile α_{\max} si β_{\max} cat si lungimile, fiind cunoscute din sinteza dimensionala, functiile de comanda pot fi stabilite in urmatoarea succesiune. Mai intai, cu relatiile (5.66') si (5.70') se calculeaza unghiurile ψ si ϕ , apoi cu relatiile (5.67') si (5.71') se determina vitezele unghiulare $\dot{\psi}$ si $\dot{\phi}$. In final, utilizand (5.66''), (5.70''), (5.67'') si (5.71''), se determina pe rand extensiile celor doi cilindri c_{11} si c_9 si vitezele de extensie \dot{c}_{11} respectiv \dot{c}_9 .

5.4.1.4 Determinarea functiilor de pozitie, de viteza si de acceleratie ale centrelor de masa

Cunoscand functiile de pseudocomanda si dimensiunile schemei cinematice, se determina in continuare functiile de pozitie, de viteza si de acceleratie pentru centrele de masa ale elementelor. Ele se calculeaza mai intai pentru elementele lantului minimal si apoi pentru cele apartinatoare conexiunilor III, IV si I.

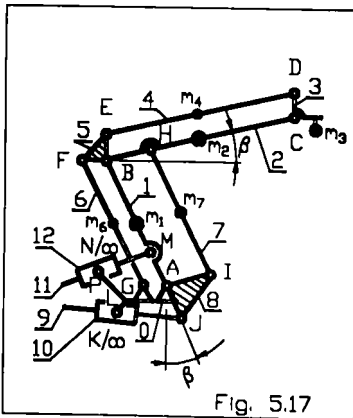


Fig. 5.17

Utilizand relatiile din Fig. 5.17, unde s-a marcat si centrul de masa m_3 al sistemului rigid format din elementul condus 3, dispozitivul de prehensiune si obiectul manipulat, se pot scrie urmatoarele ecuatii de contur:

$${}^A m_1 = {}^A B / 2 \quad (5.72)$$

$${}^A m_2 = {}^A B + {}^B m_2 \quad (5.73)$$

$${}^A m_3 = {}^A C + {}^C m_3 \quad (5.74)$$

S-a admis, ca elementele lantului minimal poseda sectiuni constante si in consecinta centrele lor de masa coincid cu mijlocul lungimilor. Trecand in ecuatiile de mai sus, la exprimarea componentelor acestoril se obtin pe rand:

- pentru elementul 1:

$$y_{m1} = -(r_1 * \sin \alpha) / 2 \quad (5.75')$$

$$\dot{y}_{m1} = -(r_1 * \dot{\alpha} * \cos \alpha) / 2 \quad (5.75'')$$

$$\ddot{y}_{m1} = r_1 * (\dot{\alpha}^2 * \sin \alpha - \ddot{\alpha} * \cos \alpha) / 2 \quad (5.75''')$$

$$z_{m1} = (r_1 * \cos \alpha) / 2 \quad (5.75''''')$$

$$\dot{z}_{m1} = -(r_1 * \dot{\alpha} * \sin \alpha) / 2 \quad (5.75''''')$$

$$\ddot{z}_{m1} = -r_1 * (\dot{\alpha}^2 * \cos \alpha + \ddot{\alpha} * \sin \alpha) / 2 \quad (5.75''''''')$$

- pentru elementul 2:

$$y_{m2} = -r_1 \sin \alpha + (r_2 \cos \beta) / 2 \quad (5.76')$$

$$\dot{y}_{m2} = -r_1 \dot{\alpha} \cos \alpha - (r_2 \dot{\beta} \sin \beta) / 2 \quad (5.76'')$$

$$\ddot{y}_{m2} = r_1 (\dot{\alpha}^2 \sin \alpha - \ddot{\alpha} \cos \alpha) - r_2 (\dot{\beta}^2 \cos \beta + \ddot{\beta} \sin \beta) / 2 \quad (5.76''')$$

$$z_{m2} = r_1 \cos \alpha + (r_2 \sin \beta) / 2 \quad (5.76''')$$

$$\dot{z}_{m2} = -r_1 \dot{\alpha} \sin \alpha + (r_2 \dot{\beta} \cos \beta) / 2 \quad (5.76''''')$$

$$\ddot{z}_{m2} = -r_1 (\dot{\alpha}^2 \cos \alpha + \ddot{\alpha} \sin \alpha) + r_2 (-\dot{\beta}^2 \sin \beta + \ddot{\beta} \cos \beta) / 2 \quad (5.76''''')$$

- pentru elementul 3:

$$y_{m3} = y + \ell_y \quad (5.77')$$

$$\dot{y}_{m3} = \dot{y} \quad (5.77'')$$

$$\ddot{y}_{m3} = \ddot{y} \quad (5.77''')$$

$$z_{m3} = z - \ell_z \quad (5.77''''')$$

$$\dot{z}_{m3} = \dot{z} \quad (5.77''''''')$$

$$\ddot{z}_{m3} = \ddot{z} \quad (5.77''''''''')$$

In ultimul grup de relatii ℓ_y si ℓ_z reprezinta distantele constante ale punctului m_3 fata de punctul caracteristic C, pe directiile axelor Ay respectiv Az .

Prin intermediul functiilor de mai sus se exprima functiile de pozitie, de viteza si de acceleratie ale centrelor de masa aferente elementelor celorlalte conexiuni. Astfel, se pot scrie:

- pentru elementul 6:

$$y_{m6} = y_{m1} - \ell_{AG} \quad (5.78')$$

$$\dot{y}_{m6} = \dot{y}_{m1} \quad (5.78'')$$

$$\ddot{y}_{m6} = \ddot{y}_{m1} \quad (5.78''')$$

$$z_{m6} = z_{m1} \quad (5.78''''')$$

$$\dot{z}_{m6} = \dot{z}_{m1} \quad (5.78''''''')$$

$$\ddot{z}_{m6} = \ddot{z}_{m1} \quad (5.78''''''''')$$

- pentru elementul 7:

$$y_{m7} = y_{m1} + l_{A1} \cos \beta \quad (5.79')$$

$$\dot{y}_{m7} = \dot{y}_{m1} - l_{A1} \dot{\beta} \sin \beta \quad (5.79'')$$

$$\ddot{y}_{m7} = \ddot{y}_{m1} - l_{A1} (\dot{\beta}^2 \cos \beta + \ddot{\beta} \sin \beta) \quad (5.79''')$$

$$z_{m7} = z_{m1} + l_{A1} \sin \beta \quad (5.79''''')$$

$$\dot{z}_{m7} = \dot{z}_{m1} + l_{A1} \dot{\beta} \cos \beta \quad (5.79''''''')$$

$$\ddot{z}_{m7} = \ddot{z}_{m1} + l_{A1} (-\dot{\beta}^2 \sin \beta + \ddot{\beta} \cos \beta) \quad (5.79''''''''')$$

- pentru elementul 4:

$$y_{m4} = y_{m2} \quad (5.80')$$

$$\dot{y}_{m4} = \dot{y}_{m2} \quad (5.80'')$$

$$\ddot{Y}_{m4} = \ddot{Y}_{m2} \quad (5.80''')$$

$$Z_{m4} = Z_{m2} + l_{BE} \quad (5.80''''')$$

$$\dot{Z}_{m4} = \dot{Z}_{m2} \quad (5.80''''')$$

$$\ddot{Z}_{m4} = \ddot{Z}_{m2} \quad (5.80''''''')$$

La calculul numeric, grupele de relatii (5.75) - (5.80) se aplica in ordinea scrisa.

5.4.1.5 Program pentru analiza cinematica a mecanismului de urmarire.

Rezultatele analizei si consecinte asupra sistemului de comanda.

Modelul matematic prezentat pentru analiza cinematica a mecanismului de urmarire s-a valorificat prin intocmirea programului PROG. 5.2 redat in continuare.

PROG. 5.2

```

10 REM Prog. 5.2
20 PRINT AT 3.6:"ANALIZA CINEMATICA MU"
30 DATA 1710,2610,1200,3100,500,3400
40 READ r1,r2,e1,e2,b1,b2
50 DATA 200,400,400,510,475,286,89464,363,44732
60 READ lp,ks,IBH,yP,yI,lc1,lc2
70 DATA 250,250,583,-0.5404195
80 READ IBF,IBE,IC,C3
90 LET Am=.59168864: LET Bm=.59168864
100 PRINT AT 5.1:"Coordonatele punctelor START si TINTA se
introduc dela consola:"
110 PRINT AT 8.6:"yI": PRINT AT 8.24:"zI": PRINT AT
9.6:"yF": PRINT AT 9.24:"zF"
120 INPUT yI,zI,yF,zF
130 PRINT AT 8.8:"yI": PRINT AT 8.26:"zI": PRINT AT
9.8:"yF": PRINT AT 9.26:"zF"
140 REM "Incarcarea trasului de transfer in cadran"
150 LET dy=yF-yI: LET dz=zF-zI
160 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=0
170 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=PI
180 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=PI/2
190 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=PI/2
200 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=ATN (dz/dy)
210 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=PI+ATN (dz/dy)
220 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=3*PI/2
230 IF dz=0 .AND dy=0 THEN LET TE=2*PI+ATN (dz/dy)
240 DATA 700,.5
250 READ vm,k
260 LET h=SQR (dy*dy+dz*dz): LET Tl=h/vm: LET ha=.5*(1-
k)*(1+k)*h: LET ta=.5*(1-k)*Tl
270 PRINT AT 11.1:"Caracteristicile trasului": PRINT AT
13.7:"TE":TE*180 PI:PRINT AT 13.22:"Grada": PRINT AT
14.7:"Tl":Tl: PRINT AT 14.22:"Sec": PRINT AT 15.7:"ta":ta:
PRINT AT 15.22:"Sec": PRINT AT 16.7:"h":h: PRINT AT
16.22:"mm": PRINT AT 17.7:"ha":ha: PRINT AT 17.22:"mm":
PRINT AT 19.1:"URMEAZA TRASAREA CONTURULUI ME-
RIDIAN AL SPATIULUI DE LUCRU SIA TRASEULUI
PROGRAMAT"
280 REM Trasarea conturului sectiunii meridiane a spatiului de
lucru real.
290 DATA 45,24,22,1.5
300 READ yA,zA,sc,r
310 LET p=PI/90: LET q=1-INT (2*Am p)
320 DIM D(q,3): DIM E(q,3): DIM F(q,4): DIM G(q,3)
330 FOR c=1 TO 4: IF c=1 THEN GO SUB 340: IF c=2 THEN
GO SUB 350: IF c=3 THEN GO SUB 360: IF c=4 THEN GO
SUB 370
340 FOR i=PI-2*Am TO PI-2*Am STEP -p: LET yC=yA+(r1*COs
i+r2*COs Bm)sc: LET zC=
zA+(r1*SIN i+r2*SIN (-Bm))sc: LET n=1+(i-(PI-2*Am))/p: GO
SUB 390: NENT i: NENT c
350 FOR i=-Bm TO Bm STEP p: LET yC=yA+(r1*COs
(PI+2*Am)+r2*COs i)sc: LET zC=zA+(r1*SIN (PI/2+Am)+r2*SIN
i)sc: LET n=1+(i-Bm)p: GO SUB 400: NENT i: NENT c
360 FOR i=PI+2*Am TO PI/2-2*Am STEP -p: LET yC=yA+(r1*COs
i+r2*COs Bm)sc: LET zC=zA+(r1*SIN i+r2*SIN Bm)sc: LET
n=1+(PI/2+Am-i)p: GO SUB 410: NENT i: NENT c
370 FOR i=Bm TO -Bm STEP -p: LET yC=yA+(r1*COs (PI-2*
Am)+r2*COs i)sc: LET zC=zA+(r1*SIN (PI-2*Am)+r2*SIN i)sc:
LET n=1+(Bm-i)p: GO SUB 420: NENT i: NENT c
380 GO TO 430
390 LET D(n,1)=i: LET D(n,2)=yC: LET D(n,3)=zC: RETURN
400 LET E(n,1)=i: LET E(n,2)=yC: LET E(n,3)=zC: RETURN
410 LET F(n,1)=i: LET F(n,2)=yC: LET F(n,3)=zC: RETURN
420 LET G(n,1)=i: LET G(n,2)=yC: LET G(n,3)=zC: RETURN
430 GO SUB 1070
440 PLOT yA+yI/sc,zA+zI/sc: DRAW dy/sc,dz/sc
450 PRINT AT 1.1:"Se intro-": PRINT AT 2.1:"duce pa -": PRINT
AT 3.2:"sul de": PRINT AT 4.1:"cielare": INPUT I: INK 7: PRINT
AT 1.1:"Se intro-": PRINT AT 2.1:"duce pa -": PRINT AT 3.2:"sul
de": INK 0: PRINT AT 3.2:"Pas de": PRINT AT 5.2:"I=": PRINT
AT 6.3:"Sec."
460 LET x=3+INT (Tl/I): REM Alocare de memorie pentru
depozitarea parametrilor pozitionali si cinematici
470 PRINT AT 14.2:"Temp": PRINT AT 15.3:"de": PRINT AT
16.1:"calcul": LET tc=3(19*5.6)/(Tl+3): PRINT AT 17.3:1e-
2*INT (1e2*tc): PRINT AT 18.2:"Min."
480 DIM O(x,13): DIM R(x,13)
490 FOR t=0 TO ta STEP I
500 LET s=ha/ta*2*t^2: LET s1=2*ha/ta*2*t: LET s2=2*ha/ta*2:
LET n=t/I: GO SUB 590
510 NENT t
520 FOR t=ta TO Tl-ta STEP I
530 LET s=ha+2*ha/ta*(t-ta): LET s1=2*ha/ta: LET s2=0: LET
n=t/I+2: GO SUB 590
540 NENT t
550 FOR t=Tl-ta TO Tl STEP I
560 LET s=h-ha/ta*2*(t-ta)2: LET s1=2*ha/ta*2*(t-ta): LET s2=
2*ha/ta2: LET n=t/I+3: GO SUB 590
570 NENT t
580 GO TO 720
590 LET y=yI+s*COs TE: LET z=zI+s*SIN TE: LET v1=s1*COs
TE: LET z1=s1*SIN TE: LET v2=s2*COs TE: LET z2=s2*SIN TE
600 REM "Sinteza functiilor de pseudocomanda"
610 LET k1=1+(z/y)*(z/y): LET k2=z*(1+(z/y-2+r2-2-
r1)2)/(2*y2): LET k3=(z*z-y-2+r2-2-r1)2/(2*y)*(z*z-y-2+r2-2-
r1)2/(2*y)-z*z-r12
620 LET v1=k2 k1-SQR ((k2*k2)(k1*k1)-k3 k1): LET u1+=
z*y*v1-(z*y-2+r2-2-r1)2/(2*y)
630 REM "A=Alfa,B=Beta"
640 LET A=ASN (u1/r1): LET B=ASN (v1/r2): LET A1=
(y1*COs B+z1*SIN B)/(r1*COs (A-B)): LET B1=-x1*SIN A-
z1*COs A/(r2*COs (A-B)): LET A2=(y2*COs B+z2*SIN B-r1
*A1)*A1*SIN (A-B)+r2*B1*B1/(r1*COs (A-B)): LET
B2=(z2*COs A-y2*SIN A-r2*B1*B1*SIN (A-B)+r1*A1*A1
)/(r2*COs (A-B))
650 REM "Sinteza functiilor de comanda"

```

```

660 LET PSI=ATN (Is*(COS A-COS Am)/(yP-ls*SIN A)): LET
F1 ATN (lp*(COS Bm-COS B)/(yL-lp*SIN B)): LET PSI1=-
A1*Is*(COS PSI*(COS PSI*(COS A*(TAN A-TAN PSI)/(yP-ls*S
IN A): LET F11=B1*lp*(COS F1*(COS F1*(COS B*(TAN B-TAN
F1)/(yL-lp*SIN B)
670 LET c11=lk*(COS A-COS Am)/SIN PSI: LET c9=lp*(COS
Bm-COS B)/SIN F1: LET cN=c11-lc1: LET ck=c9-lc2: LET
cN1=-A1*Is*SIN A/SIN PSI-PSI1*c11/TAN PSI: LET
cK1=B1*lp *SIN B/SIN F1-F11*c9/TAN F1
680 LET yBA=-r1*ISIN A: LET zBA=r1*ICOS A: LET
yCB=r2*ICOS B: LET zCB=r2*SIN B
690 LET O(n,1)=t: LET O(n,2)=s: LET O(n,3)=s1: LET
O(n,4)=s2: LET O(n,5)=y: LET O(n,6)=z: LET O(n,7)=A: LET
O(n,8)=B: LET O(n,9)=A1: LET O(n,10)=B1: LET O(n,11)=A2:
LET O(n,12)=B2: LET O(n,13)=PSI
700 LET R(n,1)=F1: LET R(n,2)=PSI1: LET R(n,3)=F11: LET
R(n,4)=c11: LET R(n,5)=c9: LET R(n,6)=cN: LET R(n,7)=cK:
LET R(n,8)=cN1: LET R(n,9)=cK1: LET R(n,10)=yBA: LET
R(n,11)=zBA: LET R(n,12)=yCB: LET R(n,13)=zCB
710 RETURN
720 DIM PS(13,3): DIM QS(13,3)
730 LET PS(1,1)="t": LET PS(2,1)="s": LET PS(3,1 TO 2)="s1":
LET PS(4,1 TO 2)="s2": LET PS(5,1)="y": LET PS(6,1)="z":
LET PS(7,1)="A": LET PS(8,1)="B": LET PS(9,1 TO 2)="A1":
LET PS(10,1 TO 2)="B1": LET PS(11,1 TO 2)="A2": LET
PS(12,1 TO 2)="B2": LET PS(13,1 TO 3)="PSI"
740 LET QS(1,1 TO 2)="F1": LET QS(2,1 TO 3)="PSI1": LET
QS(3,1 TO 3)="F11": LET QS(4,1 TO 3)="c11": LET QS(5,1 TO
2)="c9": LET QS(6,1 TO 2)="cN": LET QS(7,1 TO 2)="cK":
LET QS(8,1 TO 3)="cN1": LET QS(9,1 TO 3)="cK1": LET
QS(10,1 TO 3)="yBA": LET QS(11,1 TO 3)="zBA": LET
QS(12,1 TO 3)="yCB": LET QS(13,1 TO 3)="zCB"
750 REM "CITIREA REZULTATOR"
760 CLS : PRINT AT 6.1:"OPTARE PENTRU MODUL DE
REDARE A REZULTATELOR. PENTRU":PRINT AT
8.3:"W=1 SE AFISEAZA NUMERIC": PRINT AT 9.3:"W=2 SE
TRASEAZA LCM"
770 INPUT W: IF W=1 THEN GO TO 810
780 IF W=2 THEN GO TO 790
790 GO SUB 1070
800 GO TO 1000
810 PRINT AT 12.1:"INTRODUCEREA ADRESEI DE
STOCARE": PRINT AT 13.6:"J -SEMNIFICA MATRICEA":
PRINT AT 14.6:"m -COLOANA MATRICEI": PRINT AT
16.7:"SCHEMA DEPOZITULUI"
820 FOR i=1 TO 15: PRINT i: NEXT i
830 PRINT AT 7.5:"m": PRINT AT 7.14:"J=1": PRINT AT
7.25:"J=2": PRINT AT 8.4:"_____
840 FOR i=1 TO 13
850 PRINT AT 8-i,5: PRINT AT 8-i,14:QS(i,1 TO 3): PRINT
AT 8-i,25:QS(i,1 TO 3)
860 NEXT i: INPUT J:m
870 CLS
880 IF J=1 THEN GO TO 900
890 IF J=2 THEN GO TO 950
900 PRINT TAB (5):PS(1,1 TO 3):TAB (21):PS(m,1 TO 3)
910 PRINT AT 1.4:"_____
920 FOR n=1 TO x
930 PRINT TAB (5):O(n,1):TAB (18):O(n,m)
940 NEXT n: STOP : GO TO 750
950 PRINT TAB (5):PS(1,1 TO 3):TAB (18):QS(m,1 TO 3)
960 PRINT AT 1.4:"_____
970 FOR n=1 TO x
980 PRINT TAB (5):O(n,1):TAB (18):INT R(n,m)
990 NEXT n: STOP : GO TO 750
1000 REM Trasare MGT
1010 CIRCLE yA,zA:r: PLOT yA,zA:r: DRAW -10,-10: PLOT
yA,zA:r: DRAW 10,-10: PLOT 31,12.5: DRAW 28,0: PLOT 31,0:
DRAW 200,0: PRINT AT 21,25,-h1
1020 FOR i=1 TO x-1: PLOT yA,zA: DRAW OVER
1:r(i,10)/sc,R(i,11)/sc:CIRCLEOVER 1:yA+R(i,10)/sc,zA +
R(i,11) /sc:r: PLOT OVER 1:yA+R(i,10)/sc,zA+R(i,11)/sc:
DRAW OVER 1:r(i,12)/sc,R(i,13)/sc: CIRCLE
yA+O(i,5)/sc,zA+O(i,6)/sc,r
1030 PAUSE 100
1040 PLOT OVER 1:yA+R(i,10)/sc,zA+R(i,11)/sc: DRAW
OVER 1:r(i,12)/sc,R(i,13)/sc:CIRCLE OVER 1:yA+R(i,10)/sc,
zA+R(i,11)/sc:r: PLOT yA,zA: DRAW OVER 1:r(i,10)/sc,R(i,11)
/sc: CIRCLE yA+O(i,5) sc,zA+O(i,6) sc:r: NEXT i
1050 PLOT yA,zA: DRAW R(x,10)/sc,R(x,11)/sc: CIRCLE
yA+R(x,10)/sc,zA+R(x,11)/sc:r: PLOT yA+R(x,10)/sc,zA
+R(x,11)/sc: DRAW R(x,12)/sc,R(x,13)/sc: CIRCLE yA+O(x,5
)/sc,zA+O(x,6)/sc,r
1060 STOP : GO TO 750
1070 REM Trasarea conturului meridian al spatiului de lucru
1080 CLS : FOR n=1 TO q: PLOT D(n,2),D(n,3): NEXT n: FOR
n=1 TO q: PLOT E(n,2),E(n,3): NEXT n: FOR n=1 TO q: PLOT
F(n,2),F(n,3): NEXT n: FOR n=1 TO q: PLOT G(n,2),G(n,3):
NEXT n
1090 PRINT AT 20,10:e1: PRINT AT 20,22:e2: PRINT AT
18,25:h1-h1: PRINT AT 1,25,h2-h1: RETURN
1100 STOP

```

Programul are urmatoarele caracteristici:

- lungimea..... 10024 bytes;
- durata de calcul..... 45 sec;
- durata de lucru inclusiv dialogarea..... 80 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele..... TIM-S si PC-486.

Datele de intrare in program sunt coordonatele punctelor de start si de tinta, care pot fi alese arbitrar in planul meridian al spatiului de lucru. S-a admis, ca intre aceste limite traiectoria punctului caracteristic sa fie rectiliniara si sa fie parcursa cu legea de miscare combinata considerata in Fig.5.13. Viteza medie s-a considerat $v_m=700$ mm/s, iar factorul de pondere al duratei de miscare stabilizate in raport cu durata totala s-a admis $k=1/2$.

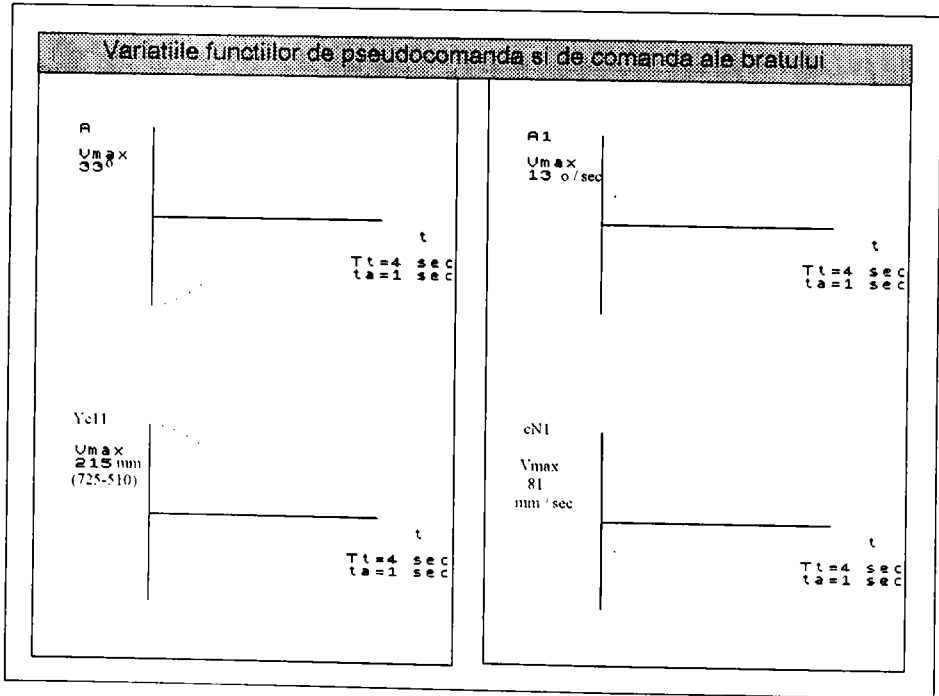
Pornind de la dimensiunile sintetizate in LISTA 5.1 si admitand $l_{BF} = 250$ mm, $l_{AI} = 400$ mm, $l_{AM} = 400$ mm, $l_{AJ} = 200$ mm, $l_{BE} = 250$ mm, $y_P = -510$ mm, $y_L = -475$ mm, rezultatele analizei se prezinta in continuare prin intermediul a doua perechi de liste. In perechea formata din LISTA 5.2-1 si LISTA 5.2-2 s-au redat legile de variatie necesare ale functiilor de pseudocomanda respectiv de comanda pentru generarea unei traiectorii verticale, iar in perechea alcatuita din LISTA 5.3-1 si LISTA 5.3-2 cele necesare la generarea unei traiectorii orizontale.

Diferențele între notatiile folosite în descrierea teoriei de analiză și cele implementate în PROG. 5.2 (intipărite în listele anterioare), se datoresc sintaxei de programare. În vederea interpretării corecte a rezultatelor se precizează, că pentru funcțiile α , $\dot{\alpha}$ și $\ddot{\alpha}$, respectiv β , $\dot{\beta}$ și $\ddot{\beta}$, notatiile din liste sunt A, A1 și A2 respectiv B, B1 și B2. De asemenea, pentru \dot{c}_9 și \dot{c}_{11} , în liste s-au utilizat notatiile cK1 și cN1. Unitățile de măsură ale marimilor tabelate sunt exprimate în [mm] pentru lungimi, în [radiani] pentru unghiuri și în [s] pentru timp.

Rezultatele evidențiază, că între funcțiile de pseudocomandă respectiv de comandă pe de o parte și legile de mișcare ale punctului caracteristic pe de alta parte, există dependente neliniare care diferă după traiectorie și după axa condusă a mecanismului. Din această cauză mecanismul de pilotare trebuie să fie geometric omotetic cu mecanismul de urmărire.

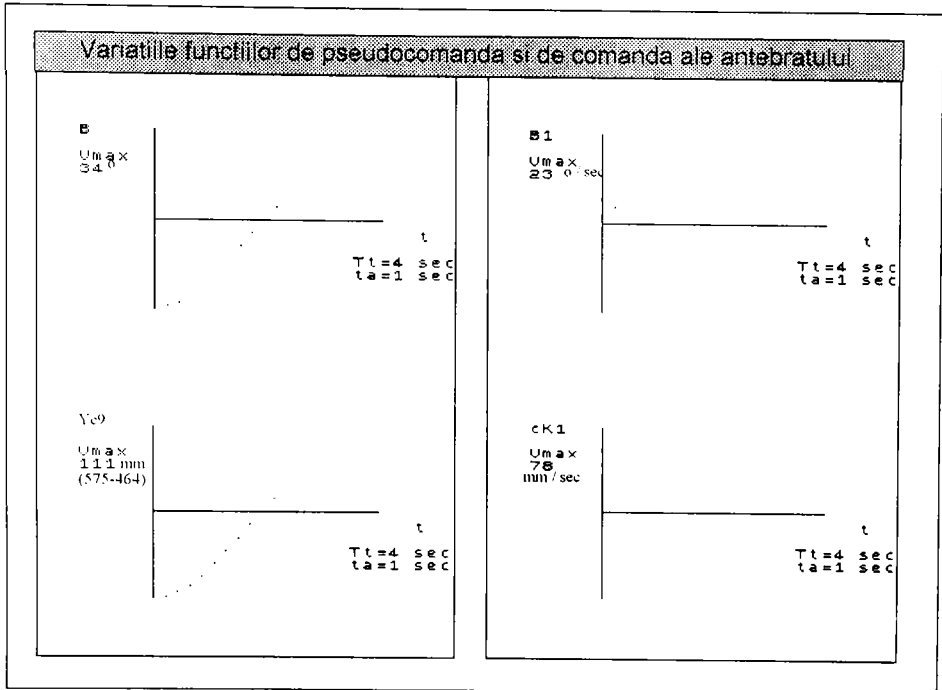
Se mai constată, că variațiile funcțiilor de pseudocomandă și a celor de comandă nu se deosebesc decât prin factori de scară. Această proprietate este ilustrată pentru cazul traiectoriei verticale prin intermediul graficelor din LISTA 5.4 și cele din LISTA 5.5.

LISTA 5.4



În sistemul de comandă master-slave "proportionalitățile" funcțiilor α cu c_{11} și $\dot{\alpha}$ cu \dot{c}_{11} , respectiv β cu c_9 și $\dot{\beta}$ cu \dot{c}_9 sunt esențiale, deoarece datorită lor este posibilă conducerea motoarelor liniare ale mecanismului de urmărire, folosind semnale de comandă generate în articulațiile mecanismului de pilotare. Pentru asigurarea proporționalităților de mai sus, articulațiile cilindrilor de acționare (punctul P în Fig. 5.15 și punctul L în Fig. 5.16) s-au amplasat pe drepte poziționale izoprecise în raport cu cercurile suport ale punctelor de sprijin M, respectiv J.

LISTA 5.5



În sistemul de comandă elaborat pentru manipuloarele sincrone indigene, proportionalitatea funcțiilor sus amintite a constituit baza concepției buclor de reacție. Principiul acestui sistem pentru comanda brațului este ilustrat în Fig. 5.18.

Transmisia sincronă TR readuce pe calea de comandă directă nu extensia instantaneei c_{11} a cilindrului de acționare, ci unghiul de poziție curent α al brațului, ceea ce este posibil tocmai datorită proportionalității acestor mărimi.

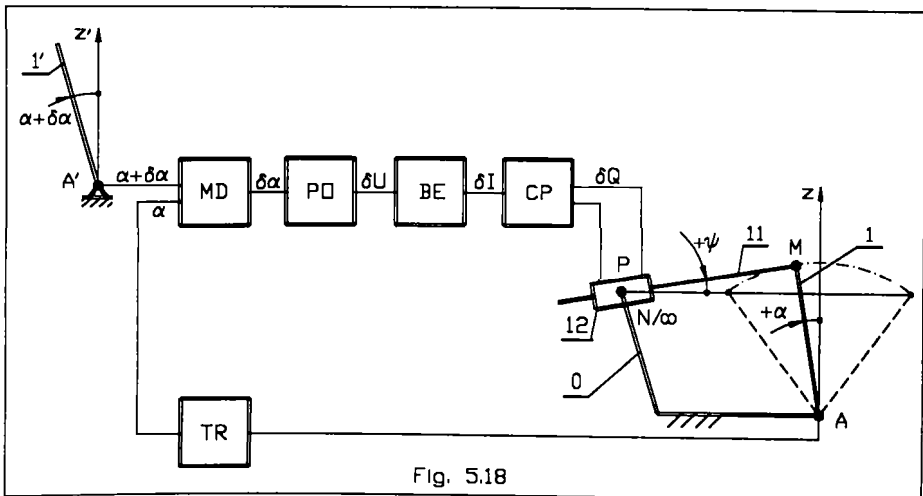


Fig. 5.18

Unghiul de reactie ($r=\alpha$) este livrat la una din intrarile mecanismului diferential MD. A doua intrare preia unghiul prescris ($i=\alpha+\delta\alpha$) in articulatia mecanismului de pilotare.

Mecanismul diferential compara intrarile ($i - r = \delta\alpha$) si trimite pe calea de comanda unghiul de actionare rezultat $\delta\alpha$. Acesta este convertit apoi prin potentiometrul PO in variatia de tensiune δU , prin blocul electronic BE in variatia curentului de servocomanda δI si in final, prin convertorul de putere PC cu servovalva proportionala in cuanta de debit hidraulic δQ necesar modificarii extensiei cu δc_{11} , a cilindrului de actionare pana la anularea lui $\delta\alpha$.

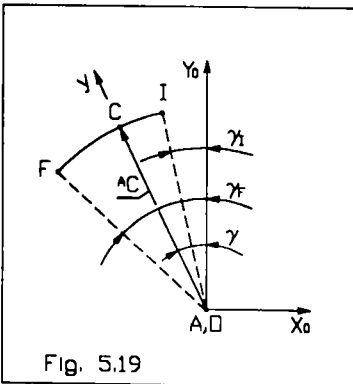
Pentru comanda antebratului se utilizeaza un sistem similar cu cel descris mai sus, cu deosebirea ca la acesta din urma se controleaza variatia unghiului β .

Elaborarea functiilor de comanda din functiile de pseudocomanda provenite de pe caile tur si retur, a permis la sistemul de comanda indigen compararea semnalului direct cu cel de reactie cu ajutorul mecanismului diferential. Aceasta solutionare pur mecanica a facut posibilă pana la urma suprimarea importurilor si a creat premisele pentru asimilarea manipuloarelor sincrone indigene.

5.4.2 Particularitatile analizei cinematice a mecanismului de pivotare

Prin contributia mecanismului de pivotare se asigura modificarea unghiului γ (Fig.5.11) care intervine in matricea (5.35), la descrierea trecerii vectorului \vec{AC} din sistemul de referinta atasat mecanismului de urmarire in sistemul de referinta al mecanismului generator de traiectorie.

Pe durata pivotarii punctul caracteristic C se deplaseaza de la punctul start I la punctul tinta F pe o traiectorie in arc de cerc (Fig. 5.19).



Daca startul se gaseste pe directia γ_I iar tinta pe directia γ_F , atunci lungimea traiectoriei este proportionala cu cursa unghiulara:

$$\Gamma = \gamma_F - \gamma_I \tag{5.81}$$

Se admite ca in domeniul Γ , directia curenta γ a punctului caracteristic se modifica dupa legea de miscare cu palier de viteza reprezentata in Fig. 5.20. In acest caz, durata totala a deplasarii este:

$$T = \Gamma / \dot{\gamma}_m \tag{5.82}$$

unde $\dot{\gamma}_m$ reprezinta viteza unghiulara de pivotare medie impusa. Introducand factorul de pondere k al duratei miscarii stabilizate din durata totala, cu relatia (5.45) se poate calcula timpul de accelerare t_a necesar pentru demarare dupa start, respectiv pentru incetinirea miscarii inainte de tinta.

Tab 5.3

FAZA	t	γ	$\dot{\gamma}$	$\ddot{\gamma}$
ACCELERATA	$[0, t_a]$	$(\gamma_a/t_a^2)*t^2$	$(2*\gamma_a/t_a^2)*t$	$2*\gamma_a/t_a^2$
STABILIZATA	$[t_a, T - t_a]$	$\gamma_a + (2*\gamma_a/t_a)*(t - t_a)$	$2*\gamma_a/t_a$	0
INCETINITA	$[T - t_a, T]$	$\Gamma - (\gamma_a/t_a^2)*(T - t)$	$(2*\gamma_a/t_a^2)*(T - t)$	$-2*\gamma_a/t_a^2$

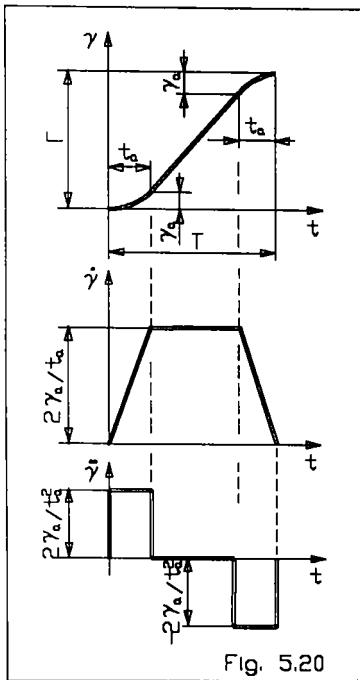


Fig. 5.20

Ca culul unghiului γ (functia de pseudocomanda de ordinul zero) si ale derivatelor sale (functiile de pseudocomanda de ordinul unu respectiv doi), difera dupa natura miscarii (accelerata, stabilizata sau incetinita). Relatiile necesare sunt specificate in Tab. 5.3, unde notatia:

$$\gamma_a = \frac{1}{2} \frac{1-k}{1+k} * \Gamma \quad (5.83)$$

reprezinta unghiul de accelerare.

In cazul mecanismului de pivotare, cupla conducatoare este delegata din Q in U (Fig. 5.10). Intre aceste puncte se gaseste transmisia cu raportul de transmitere constant i_{13-0} precizat de relatia (5.32). Ori, in acest caz toate functiile de comanda σ , $\dot{\sigma}$, si $\ddot{\sigma}$ sunt strict proportionale cu functiile de pseudocomanda corespunzatoare, respectiv cu γ , $\dot{\gamma}$ si $\ddot{\gamma}$, conform relatiilor:

$$\sigma = i_{13-0} * \gamma \quad (5.84)$$

$$\dot{\sigma} = i_{13-0} * \dot{\gamma} \quad (5.85)$$

$$\ddot{\sigma} = i_{13-0} * \ddot{\gamma} \quad (5.86)$$

Rezultatele de mai sus inlesnesc controlul actionarii modului de pivotare prin functiile de pseudocomanda. La manipuloarele sincrone indigene, rezultatele anterioare au permis elaborarea schemei de comanda prezentata in Fig. 5.21.

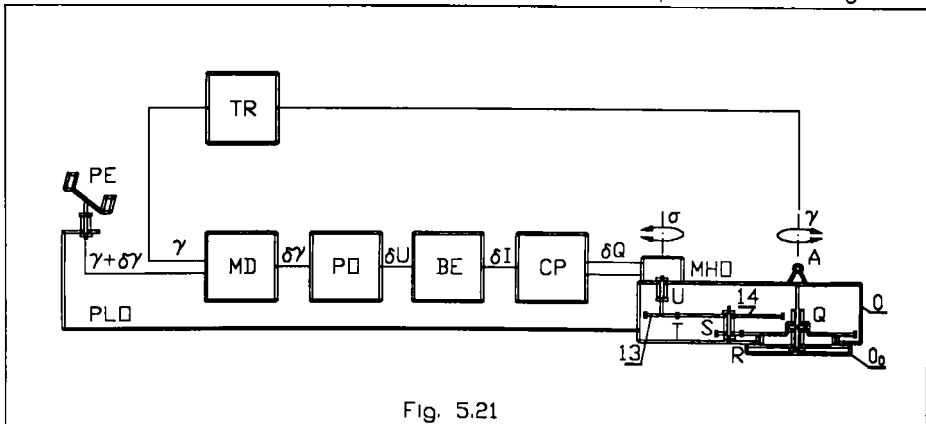


Fig. 5.21

Schema este adaptata pentru conducerea motorului hidraulic orbital MHO dupa semnalul de comanda prescris de la mecanismul de pilotare cu pedale PE. Mecanismul diferential MD, asigura compararea semnalului prescris $\gamma + \delta\gamma$ cu semnalul de reactie γ . Faptul, ca aceasta componenta compara unghiuri ca si componentele similare din schema de comanda a mecanismului de urmarire, a creat posibilitatea unificarii constructive a diferentialului pentru toate caile de comanda ale mecanismului generator de traiectorie. Prin solutionarea acestei probleme toate celelalte componente de comanda incluse pe calea directa au putut fi unificate.

5.5 Studiul cinetostatic al mecanismului generator de traiectorie.

Pentru alegerea operativa a organologiei de articulare din structura mecanismului generator de traiectorie, s-a elaborat o metoda rapida de stabilire a reactiunilor in functie de pozitia punctului caracteristic. Metoda presupune solutiunata problema pozitiilor si recurge la inlocuirea instantanee a mecanismului de analizat cu o grinda cu zabilele static echivalenta.

5.5.1 Principiul inlocuirii unui mecanism cu ferme instantaneu echivalente.

Se stie, ca desmodromia unui mecanism cu M grade de mobilitate, se asigura prin intermediul unui numar de:

$$p_m = M \quad (5.87)$$

cuple conducatoare, fiecare echilibrand cate un element de intrare. Sub actiunea fortelor exterioare, de legatura si de echilibrare se stabileste in general un echilibru dinamic. Pentru studiul fortelor cu pozitia mecanismului se poate considera limita echilibrului static in pozitia dorita. In starea de repaus, fortele suprima gradele de mobilitate.

Acelasi efect se obtine prin inlocuirea instantanee a cuplelor conducatoare cu conexiuni $K_{B(-1)}$. Un numar de conexiuni egal cu:

$$p_k = p_m \quad (5.88)$$

suprima mecanismului acelasi numar de grade de mobilitate ca si cuplele conducatoare inlocuite.

Structura mecanica obtinuta prin introducerea conexiunilor $K_{B(-1)}$ va fi cinetostatic echivalenta aceleia echilibrata cu motoare, daca amplasarea lor intre elementele lantului minimal se realizeaza intre punctele de aplicatie ale fortelor de echilibrare si cele ale reactiunilor corespunzatoare.

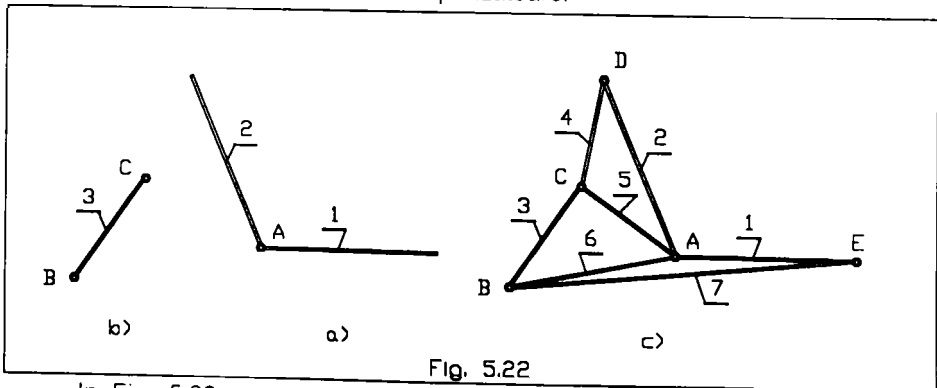


Fig. 5.22

In Fig. 5.22 este ilustrata echilibrarea unui lant minimal cu $M=1$. Lantul neechilibrat (Fig. 5.22-a) consta din doua elemente (1 si 2) legate printr-o cupla (A). Adaugarea la structura initiala a conexiunii $K_{B(-1)}$ din Fig. 5.22-b, presupune asa cum s-a redat in Fig. 5.22-c, solidarizarea cuplei B cu planul elementului 1 si a cuplei C cu planul elementului 2. Prin procedeul descris, elementele lantului minimal cresc in rang cu doua unitati. Ele devin astfel triunghiulare (1 \rightarrow ABE, iar 2 \rightarrow ACD). Elementul conexiunii inchide cel de al treilea contur triunghiular (3 \rightarrow ABC).

Structura finala fiind alcatuita numai din triunghiuri este nedeformabila si reprezinta practic o ferma. Conditia ca ferma sa fie static determinata (sa constituie o grinda cu zabrele fara bare supraabundente) se exprima prin relatia:

$$n_B = 2 \cdot n_N - 3 \quad (5.89)$$

in care n_B reprezinta numarul de bare, iar n_N numarul nodurilor continute. Interpretand laturile triunghiurilor ca bare si virfurile ca noduri, pentru structura din Fig. 5.22-c se gaseste $n_B = 7$, respectiv $n_N = 5$. Aceste valori verifica relatia (5.89), deci ferma este determinata static. La structura transformata rolul fortei de echilibrare este preluat de efortul din bara 3 (elementul conexiunii $K_{B(-1)}$ introduse).

Structurile articulate complexe contin in afara lantului cinematic minimal o combinatie oarecare de grupe structurale cu grad de libertate nul. Legarea combinatiei de grupe intre elementele lantului minimal se realizeaza prin intermediul cuplelor potentiale. Daca numarul acestora este doi (ca la grupele RRR), ele pot fi amplasate (considerand exemplul din Fig. 5.22-c) in punctele D si E. Daca numarul cuplelor potentiale este superior lui doi (exista mai multe grupe de clasa doi, sau si grupe de clasa superioara), atunci cuplele potentiale suplimentare se imobilizeaza pe rand, in noduri create pe elementele lantului minimal, crescand in continuare rangul acestora. Cresterea rangului unui element cu unitatea, reclama introducerea a doua bare si a unui nod, iar la cresterea cu m unitati se introduc $2m$ bare si m noduri, ceea ce nu modifica conditia structurala de determinare statica (5.89). Astfel, oricat de complex ar fi mecanismul, echilibrarea sa cu conexiunea $K_{B(-1)}$ genereaza totdeauna o ferma static determinata.

Este evident, ca pentru inlocuirea cu o ferma determinata static a unui mecanism cu M grade de mobilitate sunt necesare M conexiuni $K_{B(-1)}$, care se introduc succesiv in structuri triunghiulare pana la imobilizarea tuturor elementelor mobile din lantul minimal.

Inlocuirea mecanismului considerat intr-o pozitie oarecare cu ferma instantanee static echivalenta, reduce analiza lui cinetostatica la aplicarea unei metode operative din teoria grinzilor cu zabrele. Pentru intocmirea softului de analiza pe calculator se poate aplica metoda echilibrului nodurilor, care se solutioneaza apoi cu algoritmul matricial al lui Cayley.

Problema de analiza pusa la o ferma este determinarea fortelor de legatura si a eforturilor din bare. La analiza unui mecanism se cere determinarea reactiunilor in cuple. Presupunand solutionata problema eforturilor, reactiunile se determina in baza principiului egalitatii dintre actiune si reactiune. Astfel, daca intr-un nod concura n_0 bare dintre care n_k apartin elementului k , n_ℓ elementului ℓ si restul de $n_m = n_0 - n_k - n_\ell$ bare elementului m , reactiunea elementului k pe m va fi:

$$\bar{R}_{km} = \sum_{i=1}^k \bar{S}_i \quad (5.90)$$

iar a elementului ℓ pe m :

$$\bar{R}_{\ell m} = \sum_{i=1}^{\ell} \bar{S}_i \quad (5.91)$$

unde cu \bar{S}_i s-a notat efortul in bara i .

5.5.2 Ferma instantaneu echivalenta a mecanismului generator de traiectorie.

La alcatuirea fermei instantaneu echivalente se porneste de la schema cinematica cunoscuta a mecanismului de inlocuit. In aceasta schema se includ si legaturile mecanismului la baza. In cazul de fata aceste legaturi se gasesc in articulatiile Q ale pivotului (Fig. 5.23-a).

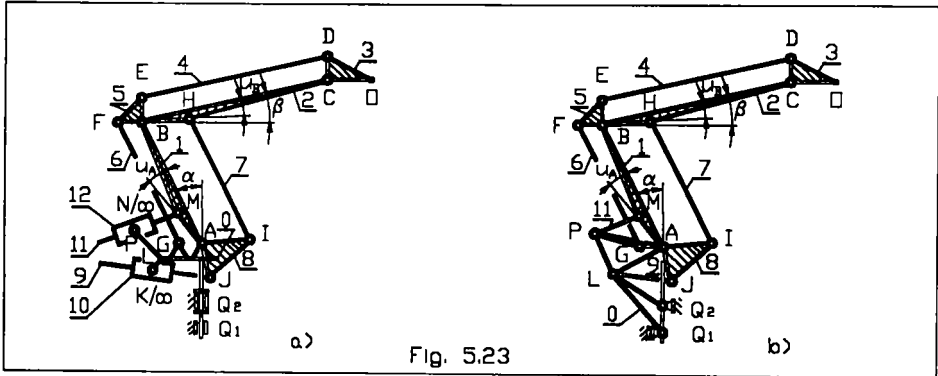


Fig. 5.23

Ținând din schema cinematica grupele de acționare $J \cup 9 \cup K \cup 10 \cup L$, respectiv $M \cup 11 \cup N \cup 12 \cup P$ si introducând in locul lor conexiunile $J \cup 9 \cup L$, respectiv $M \cup 11 \cup P$, se formează doua triunghiuri AJL , respectiv AMP legate între ele prin al treilea APL . Toate împreună au ca efect anularea gradelor de libertate ale mecanismului plan. Incluzerea in triunghiuri a legaturilor la baza conduce la încă doua triunghiuri ALQ_1 si LQ_1Q_2 . Ferma rezultată este reprezentată in Fig. 5.23-b. Ea contine un număr de $n_B = 29$ de bare si un număr de $n_N = 16$ noduri, deci conform relatiei (5.89) este determinată static. Dacă lungimea l_{JL} se admite egală cu c_9 (extensia la un moment dat a tijeii cilindricului 10) iar lungimea l_{MP} se admite egală cu c_{11} (extensia in acelasi moment a tijeii cilindricului 12), mecanismului analizat in fiecare moment va corespunde o alta ferma instantaneu echivalentă. Este evident, ca aceste ferme pozitioneaza punctul caracteristic in locuri diferite.

La analiza cinetostatica, corespondența dintre ferma instantanee si pozitia punctului caracteristic se aplica in ordine inversă:

- se prescrie pozitia dorita a punctului caracteristic;
- se efectueaza sinteza functiilor de comanda;
- se defineste ferma instantaneu echivalentă;
- in final se intra in algoritmul de analiza propriu zis, descris in continuare.

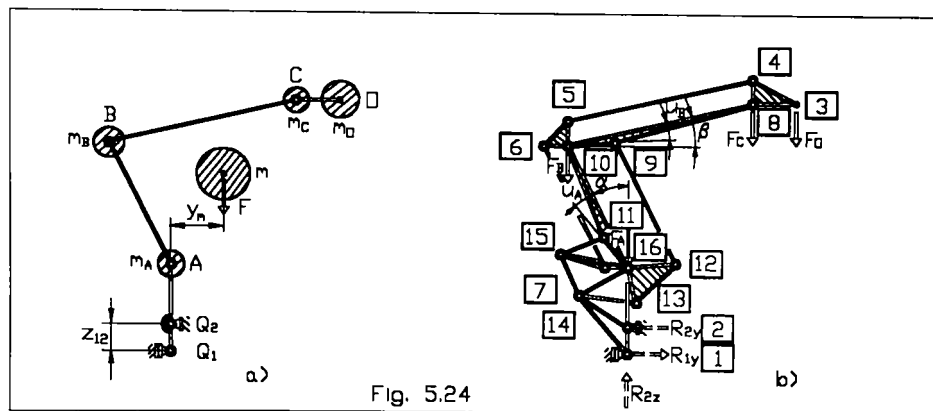
5.5.3 Algoritm bazat pe principiul echilibrului nodurilor.

In vederea analizei cinetostatice se admit conditiile de rigiditate, care sa asigure predimensionarea bratului si a antebrațului (elemente portante ale structurii). In acest mod masele acestor elemente m_1 si m_2 devin cunoscute. Se cunoaste masa obiectului de manevrat împreună cu a dispozitivului de prehensiune. Prin concentrarea statica a maselor se admit determinate masele m_A , m_B , m_C , si m_O din punctele A, B, C si O ale fermei. Celelalte elemente se presupun de masa neglijabila. Se mai admite determinată masa totală m si abscisa centrului de masa y_m (Fig. 5.24-a). Sistemul forțelor exterioare care încarcă ferma static este dat de greutățile maselor de mai sus si notate in continuare cu F_A , F_B , F_C si F_O (Fig. 5.24-b). Rezultanta F a acestor forte este greutatea totală a fermei.

Forțele de legatură la care este supusă ferma sunt reacțiunile în cele două noduri de reazam Q_1 respectiv Q_2 . Ele se determină din condițiile de echilibru ale fermei în raport cu reazemele respective. Forma matricială a acestor condiții este:

$$\begin{bmatrix} z_{12}/y_m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -z_{12}/y_m & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} R_{1y} \\ R_{1z} \\ R_{2y} \\ R_{2z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F \\ 0 \\ F \\ F \end{bmatrix} \quad (5.92)$$

Cele patru necunoscute R ale sistemului (5.92), reprezintă componentele orizontale (indicele y) și verticale (indicele z) ale forțelor de legatură aplicate în nodurile 1 și 2.



Exprimând în continuare pe rând, condițiile de echilibru pentru barele fiecărui nod, în ordinea numerotată în Fig. 5.24-b, se obțin sisteme de patru ecuații liniare cu patru necunoscute determinabile, reprezentând componentele orizontale și verticale ale eforturilor din două bare ale nodului respectiv. În schemele de încărcare redată în Tab. 5.4, un efort de forma S_{ij} reprezintă acțiunea transmisă prin bara de către nodul i pe nodul j . Ecuațiile matriciale de echilibru sunt:

-Nodul 1:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{141} & -y_{141} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{21y} \\ S_{21z} \\ S_{141y} \\ S_{141z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} -R_{1y} \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.93)$$

-Nodul 2:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ z_{142} & -y_{142} & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{142y} \\ S_{142z} \\ S_{162y} \\ S_{162z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{21y} - R_{2y} \\ S_{21z} - R_{2z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.94)$$

Tab. 5.4

<p>Nodul 1</p> <p>Free body diagram of Nodul 1. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{21y}. A horizontal arrow points right from the center labeled R_{1y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{141z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{21z}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{141y}.</p>	<p>Nodul 2</p> <p>Free body diagram of Nodul 2. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{162y} and a circle on the right labeled S_{12y}. A horizontal arrow points right from the center labeled R_{2y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{12z}. A vertical arrow points down from the center labeled R_{2z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{142z}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{162x}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{142y}.</p>	<p>Nodul 3</p> <p>Free body diagram of Nodul 3. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{83y} and a circle on the right labeled S_{43y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{43z}. A vertical arrow points down from the center labeled F_0. A vertical arrow points down from the center labeled S_{83z}.</p>
<p>Nodul 4</p> <p>Free body diagram of Nodul 4. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{84y} and a circle on the right labeled S_{54y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{34y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{54z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{34z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{84z}.</p>	<p>Nodul 5</p> <p>Free body diagram of Nodul 5. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{105y} and a circle on the right labeled S_{65y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{45y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{45z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{65z}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{105z}.</p>	<p>Nodul 6</p> <p>Free body diagram of Nodul 6. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{106y} and a circle on the right labeled S_{76y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{56y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{56z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{76z}. A circle is located below the center labeled S_{106z}.</p>
<p>Nodul 7</p> <p>Free body diagram of Nodul 7. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{157y} and a circle on the right labeled S_{167y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{67y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{67z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{157z}. A circle is located below the center labeled S_{167z}.</p>	<p>Nodul 8</p> <p>Free body diagram of Nodul 8. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{98y} and a circle on the right labeled S_{108y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{108z}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{98z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{38z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{48z}. A vertical arrow points down from the center labeled F_c.</p>	<p>Nodul 9</p> <p>Free body diagram of Nodul 9. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{129y} and a circle on the right labeled S_{109y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{89y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{89z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{109z}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{129z}.</p>
<p>Nodul 10</p> <p>Free body diagram of Nodul 10. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{1610y} and a circle on the right labeled S_{510y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{110y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{110z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{910z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{310z}. A vertical arrow points down from the center labeled F_b. A circle is located below the center labeled S_{610z}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{1610z}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{910y}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{610y}.</p>	<p>Nodul 11</p> <p>Free body diagram of Nodul 11. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{1511y} and a circle on the right labeled S_{1611y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{1011y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{1011z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{111z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1511z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1611z}.</p>	<p>Nodul 12</p> <p>Free body diagram of Nodul 12. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{1612y} and a circle on the right labeled S_{312y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{812y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{1612z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{912z}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{129z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1312z}.</p>
<p>Nodul 13</p> <p>Free body diagram of Nodul 13. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{1613y} and a circle on the right labeled S_{1413y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{1213y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{1413z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1213z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1613z}.</p>	<p>Nodul 14</p> <p>Free body diagram of Nodul 14. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{1514y} and a circle on the right labeled S_{1314y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{114y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{1514z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1314z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{214z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1614z}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{1614y}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{114y}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{214y}.</p>	<p>Nodul 15</p> <p>Free body diagram of Nodul 15. A central point is connected to a circle on the left labeled S_{1615y} and a circle on the right labeled S_{1115y}. A horizontal arrow points right from the center labeled S_{715y}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{1615z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{715z}. A vertical arrow points up from the center labeled S_{1115z}. A vertical arrow points down from the center labeled S_{1415z}. A horizontal arrow points left from the center labeled S_{1415y}.</p>

-Nodul 3:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ z_{43} & -y_{43} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{83} & -y_{83} \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_{43y} \\ S_{43z} \\ S_{83y} \\ S_{83z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ -F_o \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.95)$$

-Nodul 4:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{tg}\beta & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_{54y} \\ S_{54z} \\ S_{84y} \\ S_{84z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{43y} \\ S_{43z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.96)$$

-Nodul 5:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ z_{65} & -y_{65} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_{65y} \\ S_{65z} \\ S_{105y} \\ S_{105z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{54y} \\ S_{54z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.97)$$

-Nodul 6:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & \operatorname{tg}\alpha & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_{76y} \\ S_{76z} \\ S_{106y} \\ S_{106z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{65y} \\ S_{65z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.98)$$

-Nodul 7:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ z_{157} & -y_{157} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_{157y} \\ S_{157z} \\ S_{167y} \\ S_{167z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{76y} \\ S_{76z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.99)$$

-Nodul 8:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{tg}(\beta - u_c) & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \operatorname{tg}\beta & -1 \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_{98y} \\ S_{98z} \\ S_{108y} \\ S_{108z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{83y} \\ S_{83z} + S_{84z} - F_c \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.100)$$

-Nodul 9:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{tg}(\beta + u_{B2}) & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \operatorname{tg}\alpha \end{bmatrix} * \begin{bmatrix} S_{109y} \\ S_{109z} \\ S_{129y} \\ S_{129z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{98y} \\ S_{98z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.101)$$

-Nodul 10:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 1 & \operatorname{tg}(\alpha - u_{B1}) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \operatorname{tg}\alpha \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{1110y} \\ S_{1110z} \\ S_{1610y} \\ S_{1610z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{109y} + S_{108y} + S_{106y} \\ S_{109z} + S_{108z} + S_{105z} - F_B \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.102)$$

-Nodul 11:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{tg}\psi & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \operatorname{tg}(\alpha + u_{A1}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{1511y} \\ S_{1511z} \\ S_{1611y} \\ S_{1611z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{1110y} \\ S_{1110z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.103)$$

-Nodul 12:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{tg}(\beta + u_{B2} + u_1) & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \operatorname{tg}(\beta + u_{B2}) & -1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{1312y} \\ S_{1312z} \\ S_{1612y} \\ S_{1612z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{129y} \\ S_{129z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.104)$$

-Nodul 13:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ \operatorname{tg}\phi & -1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \operatorname{tg}\beta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{1413y} \\ S_{1413z} \\ S_{1613y} \\ S_{1613z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{1312y} \\ S_{1312z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.105)$$

-Nodul 14:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ z_{1514} & -y_{1514} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & z_{1614} & -y_{1614} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{1514y} \\ S_{1514z} \\ S_{1614y} \\ S_{1614z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{141y} + S_{142y} + S_{1413y} \\ S_{141z} + S_{142z} + S_{1413z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.106)$$

-Nodul 15:

$$\begin{bmatrix} 1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & z_{1516} & -y_{1516} \\ \operatorname{tg}\psi & -1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} S_{1115y} \\ S_{1115z} \\ S_{1615y} \\ S_{1615z} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} S_{1514y} + S_{157y} \\ S_{1514z} + S_{157z} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (5.107)$$

Componentele eforturilor din barele fermei instantaneu echivalente rezulta ca solutiile ale ecuatiilor (5.92) - (5.107). Desigur, nu toate eforturile prezinta semnificatie pentru starea de tensiuni ale elementelor reale din mecanism, ci numai acelea din elementele binare. Eforturile rezultate in bare permit insa determinarea reactiunilor din cuplele mecanismului, conform relatiilor (5.90) si (5.91).

Dupa algoritmul descris s-a intocmit programul PROG. 5.3 listat in continuare. Specificand coordonatele punctului caracteristic, programul asigura calcularea eforturilor in barele fermei echivalente si apoi a reactiunilor in cuple.

PROG. 5.3

10 REM Program PROG.5.3

20 PRINT AT 1.0:"Determin. react. la MGT prin metoda": PRINT AT 2.12:"fermei"

30 DATA 180,275,500: READ ml,m2,mP: LET mA=ml 2: LET mC=m2 2: LET mB=mA+mC: REM Concentrarea maselor elementelor LCM

40 LET g=9.81: LET FA=-mA*g/10: LET FB=-mB*g/10: LET FC=-mC*g/10: LET FP=-mP*g/10: REM Fortele elastice (in daN) din punctele de concentrare

50 DIM SS(17,30): REM Aria depozitului de eforturi

60 DIM PS(20,30): REM Aria depozitului de reactiuni

70 LET SS(1,1)=""0": LET SS(1,4 TO 7)=""R01y": LET SS(1,11 TO 14)=""R01z": LET SS(1,18 TO 21)=""R02y": LET SS(1,25 TO 28)=""R02z": LET SS(2,1)=""1": LET SS(2,4 TO 7)=""S21y": LET SS(2,11 TO 14)=""S21z": LET SS(2,18 TO 21)=""S141y": LET SS(2,25 TO 29)=""S141z": LET SS(3,1)=""2": LET SS(3,4 TO 8)=""S142y": LET SS(3,11 TO 15)=""S142z": LET SS(3,18 TO 22)=""S162y": LET SS(3,25 TO 29)=""S162z": LET SS(4,1)=""3": LET SS(4,4 TO 7)=""S43y": LET SS(4,11 TO 14)=""S43z": LET SS(4,18 TO 21)=""S83y": LET SS(4,25 TO 28)=""S83z": LET SS(5,1)=""4": LET SS(5,4 TO 7)=""S54y": LET SS(5,11 TO 14)=""S54z": LET SS(5,18 TO 21)=""S84y": LET SS(5,25 TO 28)=""S84z"

80 LET SS(6,1)=""5": LET SS(6,4 TO 7)=""S65y": LET SS(6,11 TO 14)=""S65z": LET SS(6,18 TO 22)=""S105y": LET SS(6,25 TO 29)=""S105z": LET SS(7,1)=""6": LET SS(7,4 TO 7)=""S76y": LET SS(7,11 TO 14)=""S76z": LET SS(7,18 TO 22)=""S106y": LET SS(7,25 TO 29)=""S106z": LET SS(8,1)=""7": LET SS(8,4 TO 8)=""S157y": LET SS(8,11 TO 15)=""S157z": LET SS(8,18 TO 22)=""S167y": LET SS(8,25 TO 29)=""S167z": LET SS(9,1)=""8": LET SS(9,4 TO 7)=""S98y": LET SS(9,11 TO 14)=""S98z": LET SS(9,18 TO 22)=""S108y": LET SS(9,25 TO 29)=""S108z": LET SS(10,1)=""9": LET SS(10,4 TO 8)=""S109y": LET SS(10,11 TO 15)=""S109z": LET SS(10,18 TO 22)=""S129y": LET SS(10,25 TO 29)=""S129z"

90 LET SS(11,1 TO 2)=""10": LET SS(11,4 TO 9)=""S1110y": LET SS(11,11 TO 16)=""S1110z": LET SS(11,18 TO 23)=""S1610y": LET SS(11,25 TO 30)=""S1610z": LET SS(12,1 TO 2)=""11": LET SS(12,4 TO 9)=""S1511y": LET SS(12,11 TO 16)=""S1511z": LET SS(12,18 TO 23)=""S1611y": LET SS(12,25 TO 30)=""S1611z": LET SS(13,1 TO 2)=""12": LET SS(13,4 TO 9)=""S1312y": LET SS(13,11 TO 16)=""S1312z": LET SS(13,18 TO 23)=""S1612y": LET SS(13,25 TO 30)=""S1612z": LET SS(14,1 TO 2)=""13": LET SS(14,4 TO 9)=""S1413y": LET SS(14,11 TO 16)=""S1413z": LET SS(14,18 TO 23)=""S1613y": LET SS(14,25 TO 30)=""S1613z"

100 LET SS(15,1 TO 2)=""14": LET SS(15,4 TO 9)=""S1514y": LET SS(15,11 TO 16)=""S1514z": LET SS(15,18 TO 23)=""S1614y": LET SS(15,25 TO 30)=""S1614z": LET SS(16,1 TO 2)=""15": LET SS(16,4 TO 9)=""S1115y": LET SS(16,11 TO 16)=""S1115z": LET SS(16,18 TO 23)=""S1615y": LET SS(16,25 TO 30)=""S1615z": LET SS(17,1 TO 2)=""16": LET SS(17,4 TO 9)=""S1016y": LET SS(17,11 TO 16)=""S1016z": LET SS(17,18 TO 23)=""S1116y": LET SS(17,25 TO 30)=""S1116z"

110 LET PS(1,1)=""1": LET PS(1,4 TO 8)=""R101y": LET PS(1,12 TO 16)=""R102y": LET PS(1,20 TO 21)=""R1": LET PS(1,26 TO 27)=""F1": LET PS(2,1)=""2": LET PS(2,4 TO 8)=""R102z": LET PS(2,12 TO 16)=""R102z": LET PS(2,20 TO 21)=""R2": LET PS(2,26 TO 27)=""F2": LET PS(3,1)=""3": LET PS(3,4 TO 6)=""R33": LET PS(3,12 TO 14)=""R3z": LET PS(3,20 TO 21)=""R3": LET PS(3,26 TO 27)=""F3": LET PS(4,1)=""4": LET PS(4,4 TO 8)=""R54y4": LET PS(4,12 TO 16)=""R54z4": LET PS(4,20 TO 21)=""R4": LET PS(4,26 TO 27)=""F4": LET PS(5,1)=""5": LET PS(5,4 TO 8)=""R65y5": LET PS(5,12 TO 16)=""R65z5": LET PS(5,20 TO 21)=""R5": LET PS(5,26 TO 27)=""F5"

120 LET PS(6,1)=""6": LET PS(6,4 TO 8)=""R76y6": LET PS(6,12 TO 16)=""R76z6": LET PS(6,20 TO 21)=""R6": LET PS(6,26 TO 27)=""F6": LET PS(7,1)=""7": LET PS(7,4 TO 8)=""R17y7": LET PS(7,12 TO 16)=""R17z7": LET PS(7,20 TO 21)=""R7": LET PS(7,26 TO 27)=""F7": LET PS(8,1)=""8": LET PS(8,4 TO 8)=""R43y8": LET PS(8,12 TO 16)=""R43z8": LET PS(8,20 TO 21)=""R8": LET PS(8,26 TO 27)=""F8": LET PS(9,1)=""9": LET PS(9,4 TO 8)=""R83y9": LET PS(9,12 TO

16)=""R83z9": LET PS(9,20 TO 21)=""R9": LET PS(9,26 TO 27)=""F9": LET PS(10,1 TO 2)=""10": LET PS(10,4 TO 9)=""R62y10": LET PS(10,12 TO 17)=""R62z10": LET PS(10,20 TO 22)=""R10": LET PS(10,26 TO 28)=""F10"

130 LET PS(11,1 TO 2)=""11": LET PS(11,4 TO 10)=""R112y11": LET PS(11,12 TO 17)=""R112z11": LET

PS(11,20 TO 22)=""R11": LET PS(11,26 TO 28)=""F11": LET PS(12,1 TO 2)=""12": LET PS(12,4 TO 9)=""R98y12": LET PS(12,12 TO 17)=""R98z12": LET PS(12,20 TO 22)=""R12": LET PS(12,26 TO 28)=""F12": LET PS(13,1 TO 2)=""13": LET PS(13,4 TO 10)=""R109y13": LET PS(13,12 TO 18)=""R109z13": LET PS(13,20 TO 22)=""R13": LET PS(13,26 TO 28)=""F13": LET PS(14,1 TO 2)=""14": LET PS(14,4 TO 10)=""R101y14": LET PS(14,12 TO 18)=""R101z14": LET PS(14,20 TO 22)=""R14": LET PS(14,26 TO 28)=""F14": LET PS(15,1 TO 2)=""15": LET PS(15,4 TO 10)=""R111y15": LET PS(15,12 TO 18)=""R111z15": LET PS(15,20 TO 22)=""R15": LET PS(15,26 TO 28)=""F15"

140 LET PS(16,1 TO 2)=""16": LET PS(16,4 TO 9)=""R21y16": LET PS(16,12 TO 17)=""R21z16": LET PS(16,20 TO 24)=""R216": LET PS(16,26 TO 30)=""F2116": LET PS(17,1 TO 2)=""17": LET PS(17,4 TO 9)=""R91y16": LET PS(17,12 TO 17)=""R91z16": LET PS(17,20 TO 24)=""R916": LET PS(17,26 TO 30)=""F9116": LET PS(18,1 TO 2)=""18": LET PS(18,4 TO 9)=""R32y10": LET PS(18,12 TO 17)=""R32z10": LET PS(18,20 TO 24)=""R3210": LET PS(18,26 TO 30)=""F3210": LET PS(19,1 TO 2)=""19": LET PS(19,4 TO 8)=""R41y16": LET PS(19,12 TO 16)=""R4z16": LET PS(19,20 TO 23)=""R416": LET PS(19,26 TO 29)=""F416": LET PS(20,1 TO 2)=""20": LET PS(20,4 TO 8)=""RBy10": LET PS(20,12 TO 16)=""RzB10": LET PS(20,20 TO 23)=""RB10": LET PS(20,26 TO 29)=""FB10"

150 PRINT AT 20.0:"Se introduc coordonatele y si z ale punctului caracteristic:"

160 INPUT y,z

170 INK 7: PRINT AT 20.0:"Se introduc coordonatele y si z ale punctului caracteristic:": INK 0

180 DATA 1710,2610: READ r1,r2: LET a0=1+(z/y)^2: LET b0=z*(1+(z^2-y^2+2r2-2r1 2)/(2*y 2)): LET c0=(z^2-y^2+r2-2r1 2)/(2*y^2): LET y1=(z^2-y^2+2r2-2r1 2)/(2*y)+z^2+r1 2: LET y=b0/a0-SQR (b0^2-a0^2-c0*a0): LET u=-z*y^y*(z^2-y^2+2r2-2r1 2)/(2*y): LET A=ASN (u/r1): LET B=ASN (v/r2): REM A si B sint functii de pseudocoanda

190 DATA 280,200,510,475,58954791,60229721: READ IAJ,IAJyN,yk,Am,Bm: LET P=ATN (IAJ*(COS A-COS Am)/(yN-IAJ*SIN A)): LET cN=IAJ*(COS A-COS Am)/SIN P: LET F=ATN (IAJ*(COS Bm-COS A)/(yN-IAJ*SIN B)): LET cK=IAJ*(COS Bm-COS B)/SIN F: REM cN/P si cK/F sint functii de canda

200 DATA 0.0,500,-400: READ ya,Za,yPC,zPC: LET yB=-r1*SIN A: LET yCB=r2*COS B: LET zB=r1*COS A: LET zCB=r2*SIN B: LET yP=y+yPC: LET zP=z+zPC: LET mG=mA+mB+mC+mP: LET yG=(yA*mA+yB*mB+yC*mC+yP*mP)/mG: LET zG=(zA*mA+zB*mB+zC*mC+zP*mP)/mG: LET FG=mG*g/10: REM Coordonatele punctelor de concentrare si ale centrului de masa.Forta in CM.

210 DATA 185,-475,435,-475,350,-500,650,-500,400,-250,-250,-257,224,400,400,-62,389,475,165,-533: 220 READ z21,y141,z141,y142,z142,y43,z43,y83,z83,y65,z65,y17,z157,IBH,IAJ,y154,z154,y164,z164,y1516

230 LET aD2=ASN (30/IBH): LET u8=ATN (30/(r2-IBH*COS aD2)): LET uA1=ASN (30/IAJ): LET uB1=ATN (30/(r1-IAJ*COS uA1)): LET u12=ATN (IAJ/IAJ)

240 DIM S(17,4): REM Matricea eforturilor

250 PRINT AT 4.5:"Depozit de eforturi:"

260 DATA z21,0.0,0.0,1.0,0.0,0.221,0.0,0.0,1.1,yG*FG,0,yG*FG,FG: GO SUB 880

270 FOR j=1 TO 4: LET S(1,j)=R(j,1): NEXT j: PRINT AT 5.1,SS(1,1 TO 30): REM Intruga grinda

280 DATA 1.0,1.0,0.0,1.0,1.0,0.0,0.0,z141,-y141,-S(1,1),0,2,0: GO SUB 880

290 FOR j=1 TO 4: LET S(2,j)=R(j,1): NEXT j: PRINT AT 6.1,SS(2,1 TO 30): REM Nodul 1

300 DATA 1.0,1.0,0.0,1.0,1.0,0.1,0.2,142,-y142,0.0,S(2,1)-S(1,3),S(2,2)-S(1,4),0.0: GO SUB 880

310 FOR j=1 TO 4: LET S(3,j)=R(j,1): NEXT j: PRINT AT 7.1,SS(3,1 TO 30): REM Nodul 2

```

320 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,z43..y43,0.0,0.0,z83..y83,0.-FP,0.0:
GO SUB 880
330 FOR j=1 TO 4: LET S(4,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
8.1:SS(4,1 TO 30): REM Nodul 3
340 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,TANB-1.0,0.0,0.1,0.S(4,1),S(4,2),0.0:
GO SUB 880
350 FOR j=1 TO 4: LET S(5,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
9.1:SS(5,1 TO 30): REM Nodul 4
360 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,z65..y65,0.0,0.0,1.0.S(5,1),S(5,2),0.0:
GO SUB 880
370 FOR j=1 TO 4: LET S(6,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
10.1:SS(6,1 TO 30): REM Nodul 5
380 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,TAN A,0.0,0.0,0.1,S(6,1),S(6,2),0.0:
GO SUB 880
390 FOR j=1 TO 4: LET S(7,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
11.1:SS(7,1 TO 30): REM Nodul 6
400 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,z157..y157,0.0,0.0,0.1,S(7,1),S(7,2),0.0:
GO SUB 880
410 FOR j=1 TO 4: LET S(8,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
12.1:SS(8,1 TO 30): REM Nodul 7
420 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,TAN (B-a8)-1.0,0.0,0.TAN B-
1.S(4,3),S(4,4)+S(5,4)+FC,0.0: GO SUB 880
430 FOR j=1 TO 4: LET S(9,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
13.1:SS(9,1 TO 30): REM Nodul 8
440 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,TAN (B+uB2)-1.0,0.0,0.1,TAN
AS(9,1),S(9,2),0.0: GO SUB 880
450 FOR j=1 TO 4: LET S(10,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
14.1:SS(10,1 TO 30): REM Nodul 9
460 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,1.TAN(AnB1),0.0,0.1,TANA,S(10,1)
+S(9,3)+S(7,3),S(10,2)+S(9,4)+S(6,4)+FB,0.0: GO SUB 880
470 FOR j=1 TO 4: LET S(11,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
15.1:SS(11,1 TO 30): REM Nodul 10
480 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,TAN P,-1.0,0.0,0.1,TAN
(A+uA1),S(11,1),S(11,2),0.0: GO SUB 880
490 FOR j=1 TO 4: LET S(12,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
16.1:SS(12,1 TO 30): REM Nodul 11
500 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,TAN (B+uB2+u12)-1.0,0.0,0.TAN
(B+uB2)-1,S(10,3),S(10,4),0.0: GO SUB 880
510 FOR j=1 TO 4: LET S(13,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
17.1:SS(13,1 TO 30): REM Nodul 12
520 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,TAN F,-1.0,0.0,0.1,TAN
B,S(13,1),S(13,2),0.0: GO SUB 880
530 FOR j=1 TO 4: LET S(14,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
18.1:SS(14,1 TO 30): REM Nodul 13
540 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,z1514..y1514,0.0,0.0,z1614,y1614,S(2,
3)+S(3,1)+S(4,1),S(2,4)+S(3,2)+S(4,2),0.0: GO SUB 880
550 FOR j=1 TO 4: LET S(15,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
19.1:SS(15,1 TO 30): REM Nodul 14
560 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,0.0,z157..y1516,TAN P,-
1.0,0,S(15,1)+S(8,1),S(15,2)+S(8,2),0.0: GO SUB 880
570 FOR j=1 TO 4: LET S(16,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
20.1:SS(16,1 TO 30): REM Nodul 15
580 DATA 1.0,1.0,0.1,0.1,1.TANA,0.0,0.0,1.TAN (A+uA1),
S(8,3)+S(13,3)+S(14,3)+S(15,3)+S(16,3),S(3,4)+S(13,4)+S(14,4)
+S(15,4)+S(16,4)+FA,0.0: GO SUB 880
590 FOR j=1 TO 4: LET S(17,j)=R(j): NEXT j: PRINT AT
21.1:SS(17,1 TO 30): REM Nodul 16
600 STOP
610 CLS : PRINT TAB (0): "Pozitia":TAB (12):"y":y:TAB
(24):"z":z: PRINT AT 1.6: "Eforturi in elemente:"
620 FOR i=1 TO 17: PRINT TAB (1):i:TAB (4):INT
S(i,1):TAB (11):INT S(i,2):TAB (18):INT S(i,3):TAB (25):INT
S(i,4): NEXT i: STOP
630 DIM P(30,4): REM Matricia reactiunilor
640 LET P(1,1)=S(2,1)+S(2,3): LET P(1,2)=S(2,2)+S(2,4): LET
P(1,3)=SQR (P(1,1)*P(1,1)+P(1,2)*P(1,2)): DATA P(1,1),P(1,2):
GO SUB 1120: LET P(1,4)=F: REM Nodul 1
650 LET P(2,1)=S(3,1)+S(3,3)+S(2,1): LET P(2,2)=S(3,2)+S(3,4)-
S(2,2): LET P(2,3)=SQR (P(2,1)*P(2,1)+P(2,2)*P(2,2)): DATA
P(2,1),P(2,2): GO SUB 1120: LET P(2,4)=F: REM Nodul 2
660 LET P(3,1)=S(4,1)+S(4,3): LET P(3,2)=S(4,2)+S(4,4): LET
P(3,3)=SQR (P(3,1)*P(3,1)+P(3,2)*P(3,2)): DATA P(3,1),P(3,2):
GO SUB 1120: LET P(3,4)=F: REM Nodul 3
670 LET P(4,1)=S(5,1): LET P(4,2)=S(5,2): LET P(4,3)=SQR
(P(4,1)*P(4,1)+P(4,2)*P(4,2)): DATA P(4,1),P(4,2): GO SUB
1120: LET P(4,4)=F: REM Nodul 4
680 LET P(5,1)=S(6,1)+S(6,3): LET P(5,2)=S(6,2)+S(6,4): LET
P(5,3)=SQR (P(5,1)*P(5,1)+P(5,2)*P(5,2)): DATA P(5,1),P(5,2):
GO SUB 1120: LET P(5,4)=F: REM Nodul 5
690 LET P(6,1)=S(7,1): LET P(6,2)=S(7,2): LET P(6,3)=SQR
(P(6,1)*P(6,1)+P(6,2)*P(6,2)): DATA P(6,1),P(6,2): GO SUB
1120: LET P(6,4)=F: REM Nodul 6
700 LET P(7,1)=S(8,1)+S(8,3): LET P(7,2)=S(8,2)+S(8,4): LET
P(7,3)=SQR (P(7,1)*P(7,1)+P(7,2)*P(7,2)): DATA P(7,1),P(7,2):
GO SUB 1120: LET P(7,4)=F: REM Nodul 7
710 LET P(8,1)=S(4,3)+S(5,3): LET P(8,2)=S(4,4)+S(5,4): LET
P(8,3)=SQR (P(8,1)*P(8,1)+P(8,2)*P(8,2)): DATA P(8,1),P(8,2):
GO SUB 1120: LET P(8,4)=F: REM Nodul 8
720 LET P(9,1)=S(10,1)+S(9,1): LET P(9,2)=-S(10,2)+S(9,2):
LET P(9,3)=SQR (P(9,1)*P(9,1)+P(9,2)*P(9,2)): DATA
P(9,1),P(9,2): GO SUB 1120: LET P(9,4)=F: REM Nodul 9
730 LET P(10,1)=-S(7,3)+S(6,3): LET P(10,2)=-
S(7,4)+S(6,4): LET P(10,3)=SQR (P(10,1)*P(10,1)+P(10,2)*P(10,
2)): DATA P(10,1),P(10,2): GO SUB 1120: LET P(10,4)=F: REM
Nodul 10 (actiunea lui 6 pe 2)
740 LET P(11,1)=S(12,1): LET P(11,2)=S(12,2): LET
P(11,3)=SQR (P(11,1)*P(11,1)+P(11,2)*P(11,2)): DATA
P(11,1),P(11,2): GO SUB 1120: LET P(11,4)=F: REM Nodul 11
750 LET P(12,1)=S(13,1)+S(13,3): LET P(12,2)=S(13,2)+S(13,4):
LET P(12,3)=SQR (P(12,1)*P(12,1)+P(12,2)*P(12,2)): DATA
P(12,1),P(12,2): GO SUB 1120: LET P(12,4)=F: REM Nodul 12
760 LET P(13,1)=S(14,1): LET P(13,2)=S(14,2): LET
P(13,3)=SQR (P(13,1)*P(13,1)+P(13,2)*P(13,2)): DATA
P(13,1),P(13,2): GO SUB 1120: LET P(13,4)=F: REM Nodul 13
770 LET P(14,1)=S(14,1): LET P(14,2)=-S(14,2): LET
P(14,3)=SQR (P(14,1)*P(14,1)+P(14,2)*P(14,2)): DATA
P(14,1),P(14,2): GO SUB 1120: LET P(14,4)=F: REM Nodul 14
780 LET P(15,1)=-S(15,1)+S(15,3): LET P(15,2)=-
S(15,2)+S(15,4): LET P(15,3)=SQR (P(15,1)*P(15,1)+P(15,2)*
P(15,2)): DATA P(15,1),P(15,2): GO SUB 1120: LET P(15,4)=F:
REM Nodul 15
790 LET P(16,1)=-S(12,3)+S(11,3): LET P(16,2)=-S(12,4)-
S(11,4): LET P(16,3)=SQR (P(16,1)*P(16,1)+P(16,2)*P(16,2)):
DATA P(16,1),P(16,2): GO SUB 1120: LET P(16,4)=F: REM
Nodul 16 (actiunea lui 2 pe 1)
800 LET P(17,1)=-S(13,3)+S(14,3): LET P(17,2)=-S(13,4)-
S(14,4): LET P(17,3)=SQR (P(17,1)*P(17,1)+P(17,2)*P(17,2)):
DATA P(17,1),P(17,2): GO SUB 1120: LET P(17,4)=F: REM
Nodul 16 (actiunea lui 9 pe 1)
810 LET P(18,1)=-S(10,1)+S(9,3): LET P(18,2)=-S(10,2)+S(9,4):
LET P(18,3)=SQR (P(18,1)*P(18,1)+P(18,2)*P(18,2)): DATA
P(18,1),P(18,2): GO SUB 1120: LET P(18,4)=F: REM Nodul 10
(actiunea lui 3 pe 2)
820 LET P(19,1)=P(16,1)+P(17,1): LET P(19,2)=P(16,2)+P(17,2):
LET P(19,3)=SQR (P(19,1)*P(19,1)+P(19,2)*P(19,2)): DATA
P(19,1),P(19,2): GO SUB 1120: LET P(19,4)=F: REM Nodul 16
(actiunea lui 2+9 pe 1)
830 LET P(20,1)=P(10,1)+P(18,1): LET P(20,2)=P(10,2)+P(18,2):
LET P(20,3)=SQR (P(20,1)*P(20,1)+P(20,2)*P(20,2)): DATA
P(20,1),P(20,2): GO SUB 1120: LET P(20,4)=F: REM Nodul 10
(actiunea lui 3+6 pe 2)
840 CLS : PRINT AT 0.6: "Depozit de reactiuni"
850 FOR i=1 TO 20: PRINT P(i,1 TO 30): NEXT i: STOP
860 CLS : PRINT TAB (0): "Pozitia":TAB (12):"y":y:TAB
(22):"z":z: PRINT AT 1.7: "Reactiuni in cuple:"
870 FOR i=1 TO 20: PRINT TAB (1):i:TAB (4):INT P(i,1):TAB
(11):INT P(i,2):TAB (18):INT P(i,3):TAB (25):INT
P(i,4):*180:PI: NEXT i: GO TO 1230
880 REM Subrutina de calcul al eforturilor
890 READA 1.1,a12,a13,a14,a21,a22,a23,a24,a31,a32,a33,a34,a41,a
42,a43,a44,b12,b23,b34: REM Matricia coeficientilor si ale
temperaturilor liberi
900 LET D=n11*(n22*n33*n44+n23*n34*n42+n32*n43*n24-
n42*n33*n24+n43*n34*n22+n32*n23*n44)+n12*(n21*n33*n44-n23*n
34*n41+n31*n43*n24+n41*n33*n24+n43*n34*n21+n31*n23*n44)+n1
3*(n21*n32*n44+n22*n34*n41+n31*n42*n24+n41*n32*n24-
n31*n22*n44+n42*n34*n21+n41*(n21*n32*n43+n22*n33*n41+n31*
n42*n23+n42*n32*n23+n41*n22*n33*n44+n32*n43*n24+n23*n34*n2-
24+n43*n33*n42+n34*n43*n22+n23*n32*n44
920 LET m21=-1*(a12*n33*n44+n32*n43*n14+n13*n34*n42-
a14*n33*n42-n34*n43*n12-n13*n32*n44)

```

```

930 LET m31=n12*a23*a44+a22*a43*a14+a13*a24*a42-
a14*a23*a42-a24*a43*a12-a13*a22*a44
940 LET m41=-1*(a12*a23*a34+a22*a33*a14+a13*a24*a32-
a14*a23*a32-a24*a33*a12-a13*a22*a34)
950 LET m12=-1*(a21*a33*a44+a31*a43*a24+a23*a34*a41-
a24*a33*a41-a34*a43*a21-a23*a31*a44)
960 LET m22=(a11*a33*a44+a13*a34*a41+a31*a43*a14-
a14*a33*a41-a34*a43*a11-a13*a31*a44)
970 LET m32=-1*(a11*a23*a44+a13*a24*a41+a31*a43*a14+a13*a24*a41-
a14*a23*a41-a24*a43*a11-a13*a21*a44)
980 LET m42=(a11*a23*a34+a21*a33*a14+a13*a24*a31-
a14*a23*a31-a24*a33*a11-a13*a21*a34)
990 LET m13=a21*a32*a44+a31*a42*a24+a22*a34*a41-
a24*a32*a41-a34*a42*a21-a22*a31*a44
1000 LET m23=-1*(a11*a32*a44+a31*a42*a14+a12*a34*a41-
a14*a32*a41-a34*a42*a11-a12*a31*a44)
1010 LET m33=(a11*a22*a44+a21*a42*a14+a12*a24*a41-
a14*a22*a41-a24*a42*a11-a12*a21*a44)
1020 LET m43=-1*(a11*a22*a34+a21*a32*a14+a12*a24*a31-
a14*a22*a31-a24*a32*a11-a12*a21*a34)
1030 LET m14=-1*(a21*a32*a43+a31*a42*a23+a22*a33*a41-
a23*a32*a41-a33*a42*a21-a22*a31*a43)
1040 LET m24=(a11*a32*a43+a31*a42*a13+a12*a33*a41-
a13*a32*a41-a33*a42*a11-a12*a31*a43)
1050 LET m34=-1*(a11*a22*a43+a21*a42*a13+a12*a23*a41-
a13*a22*a41-a23*a42*a11-a12*a21*a43)
1060 LET m44=(a11*a22*a33-a21*a32*a13-a12*a23*a31
-a13*a22*a31-a23*a32*a11-a12*a21*a33
-1070 DIM I(4,4): REM Inversa matricii eforturilor
1080 LET I(1,1)=m11 D: LET I(1,2)=m21 D: LET I(1,3)=m31 D:
LET I(1,4)=m41 D: LET I(2,1)=m12 D: LET I(2,2)=m22 D: LET
I(2,3)=m32 D: LET I(2,4)=m42 D: LET I(3,1)=m13 D: LET
I(3,2)=m23 D: LET I(3,3)=m33 D: LET I(3,4)=m43 D: LET
I(4,1)=m14 D: LET I(4,2)=m24 D: LET I(4,3)=m34 D: LET
I(4,4)=m44 D:
1090 DIM R(4,1): REM Matricen solutiiei curente
1100 LET R(1,1)=(I(1,1)*b1-I(1,2)*b2-I(1,3)*b3+(I(1,4)*b4): LET
R(2,1)=I(2,1)*b1+(I(2,2)*b2+(I(2,3)*b3-I(2,4)*b4): LET
R(3,1)=I(3,1)*b1+(I(3,2)*b2+(I(3,3)*b3-I(3,4)*b4):LETR(4,1)=(I(4,1)
*b1+(I(4,2)*b2+(I(4,3)*b3-I(4,4)*b4)
1110 RETURN : REM Trece la formarea depozitului in S(i,j) pe lin-
ia i.
1120 REM Subrutina de incadrare in cadran
1130 READ Ry,Rz
1140 IF Ry=0 AND Rz=0 THEN LET F=0
1150 IF Ry<0 AND Rz=0 THEN LET F=PI
1160 IF Ry>0 AND Rz=0 THEN LET F=0
1170 IF Ry=0 AND Rz > 0 THEN LET F=PI/2
1180 IF Ry>0 AND Rz > 0 THEN LET F=ATN (Rz/Ry)
1190 IF Ry=0 AND Rz > 0 THEN LET F=PI+ATN (Rz/Ry)
1200 IF Ry>0 AND Rz > 0 THEN LET F=3*PI/2
1210 IF Ry<0 AND Rz > 0 THEN LET F=2*PI+ATN (Rz/Ry)
1220 RETURN : REM Trece la formarea depozitului in P(i,j) pe lin-
ia i
1230 STOP
    
```

Se amintesc urmatoarele caracteristici ale programului PROG. 5.3:

- lungimea.....25623 bytes;
- durata de calcul/pozitie.....25 sec;
- durat de lucru cu dialogare.....45 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele.....TIM-S si PC-486.

Rezultatele programului PROG. 5.6 sunt ilustrate in LISTA 5.6. In capul de linie a listei se prezinta organizarea depozitului de eforturi, respectiv a celui de reactiuni.

LISTA 5.6

Pozitia:		Eforturi		Reactiuni	
1	0	1	1	1	1
2	1	1	1	1	1
3	1	1	1	1	1
4	1	1	1	1	1
5	1	1	1	1	1
6	1	1	1	1	1
7	1	1	1	1	1
8	1	1	1	1	1
9	1	1	1	1	1
10	1	1	1	1	1
11	1	1	1	1	1
12	1	1	1	1	1
13	1	1	1	1	1
14	1	1	1	1	1
15	1	1	1	1	1
16	1	1	1	1	1
17	1	1	1	1	1
18	1	1	1	1	1
19	1	1	1	1	1
20	1	1	1	1	1
21	1	1	1	1	1
22	1	1	1	1	1
23	1	1	1	1	1
24	1	1	1	1	1
25	1	1	1	1	1
26	1	1	1	1	1
27	1	1	1	1	1
28	1	1	1	1	1
29	1	1	1	1	1
30	1	1	1	1	1
31	1	1	1	1	1
32	1	1	1	1	1
33	1	1	1	1	1
34	1	1	1	1	1
35	1	1	1	1	1
36	1	1	1	1	1
37	1	1	1	1	1
38	1	1	1	1	1
39	1	1	1	1	1
40	1	1	1	1	1
41	1	1	1	1	1
42	1	1	1	1	1
43	1	1	1	1	1
44	1	1	1	1	1
45	1	1	1	1	1
46	1	1	1	1	1
47	1	1	1	1	1
48	1	1	1	1	1
49	1	1	1	1	1
50	1	1	1	1	1
51	1	1	1	1	1
52	1	1	1	1	1
53	1	1	1	1	1
54	1	1	1	1	1
55	1	1	1	1	1
56	1	1	1	1	1
57	1	1	1	1	1
58	1	1	1	1	1
59	1	1	1	1	1
60	1	1	1	1	1
61	1	1	1	1	1
62	1	1	1	1	1
63	1	1	1	1	1
64	1	1	1	1	1
65	1	1	1	1	1
66	1	1	1	1	1
67	1	1	1	1	1
68	1	1	1	1	1
69	1	1	1	1	1
70	1	1	1	1	1
71	1	1	1	1	1
72	1	1	1	1	1
73	1	1	1	1	1

In a doua coloana a listei, s-au redat valorile numerice ale forțelor respective in [daN], calculate pentru punctul $y = 3100$ mm si $z = 2900$ mm (coltul superior din dreapta a sectiunii meridiane a spatiului de lucru) si considerand masa bratului $m_1 = 180$ [kg], masa antebratului $m_2 = 275$ [kg], iar masa obiectului (cu dispozitivul de prehensiune impreuna) $m_3 = 500$ [kg]. Valorile de mai sus reprezinta date reale pentru cazul manipulatorului sincron MS - 500.

Repetand executia programului pentru diferite pozitii ale punctului caracteristic, se obtin liste de rezultate similare. Compararea listelor permite stabilirea rapida a reactiunilor maxime in fiecare cupla a mecanismului generator de traiectorie, pentru a servi apoi la dimensionarea organologica rationala a articulatiilor.

Pe linia 11 a depozitului de eforturi se obtin componentele efortului in tija cilindrului de echilibrare a bratului (articulat in cupla N), iar pe linia 13 cele aferente tijei cilindrului de echilibrare a antebratului (articulat in cupla K). Valorile maxime ale acestor eforturi permit alegerea rationala a cilindrului hidraulici de actionare.

Se mentioneaza, ca rezultatele obtinute cu PROG. 5.3 au constituit baza de dimensionare pentru mecanismele generatoare de traiectorie ale tuturor manipuloarelor sincrone indigene.

5.6 Studiul forțelor cand punctul caracteristic urmareste o lege de miscare.

Metoda de analiza bazata pe inlocuirea mecanismului echilibrat cu ferma echivalenta static, permite determinarea rapida a forțelor in functie de pozitia punctului caracteristic, dar nu tine seama de variatia acestor forte in timp, cand punctul caracteristic se deplaseaza cu o lege de miscare oarecare. Suprimarea acestui neajuns a impus includerea in modelul de analiza a legilor de miscare.

5.6.1 Includerea forțelor inertiiale in modelul de analiza cinetostatica.

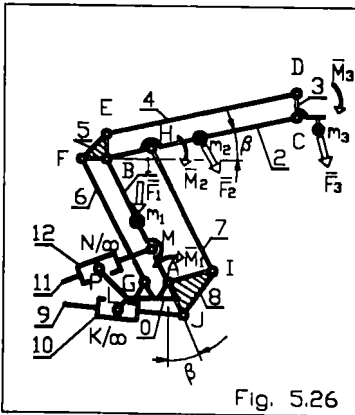


Fig. 5.26

Incarcarea structurii portante a mecanismului in miscare se modifica in timp datorita forțelor si a momentelor inertiiale. Modificarile pot fi descrise, prin reprezentarea forțelor si momentelor pe componente. Considerand portante elementele lantului minimal (Fig. 5.26), componentele forțelor si ale momentelor pe axele sistemului de referinta Axyz (avand planul Ayz suprapus cu planul meridian) se exprima diferentiat pe elemente.

-Pentru elementul 1 componentele sunt:

$$\begin{aligned} \bar{F}_{1y} &= F_{1y} * \bar{j} \\ \bar{F}_{1z} &= F_{1z} * \bar{k} \\ \bar{M}_{1x} &= M_{1x} * \bar{i} \end{aligned} \quad (5.108)$$

unde modulele:

$$\begin{aligned} F_{1y} &= -m_1 * \ddot{y}_{m1} \\ F_{1z} &= -m_1 * (g + \ddot{z}_{m1}) \\ M_{1x} &= -J_{1x} * \ddot{\alpha} \end{aligned} \quad (5.108')$$

depind de acceleratiile \ddot{y}_{m1} si \ddot{z}_{m1} ale masei m_1 , respectiv de acceleratia unghiulara $\ddot{\alpha}$ a bratului, cu momentul de inertie masic J_{1x} .

-Pentru elementul 2 componentele sunt:

$$\begin{aligned}\bar{F}_{2y} &= F_{2y} * \bar{j} \\ \bar{F}_{2z} &= F_{2z} * \bar{k} \\ \bar{M}_{2x} &= M_{2x} * \bar{i}\end{aligned}\quad (5.109)$$

unde modulele:

$$\begin{aligned}F_{2y} &= -m_2 * \ddot{y}_{m2} \\ F_{2z} &= -m_2 * (g + \ddot{z}_{m2}) \\ M_{2x} &= -J_2 * \ddot{\beta}\end{aligned}\quad (5.109')$$

depind de acceleratiile \ddot{y}_{m2} si \ddot{z}_{m2} ale masei m_2 , respectiv de acceleratia unghiulara $\ddot{\beta}$ a antebratului, cu momentul de inertie masic J_2 .

-Pentru elementul 3 componentele sunt:

$$\begin{aligned}\bar{F}_{3y} &= F_{3y} * \bar{j} \\ \bar{F}_{3z} &= F_{3z} * \bar{k} \\ \bar{M}_{3x} &= M_{3x} * \bar{i}\end{aligned}\quad (5.110)$$

iar modulele:

$$\begin{aligned}F_{3y} &= -m_3 * \ddot{y}_{m3} \\ F_{3z} &= -m_3 * (g + \ddot{z}_{m3}) \\ M_{3x} &= 0\end{aligned}\quad (5.110')$$

depind numai de acceleratiile \ddot{y}_{m3} si \ddot{z}_{m3} ale masei m_3 , momentul fiind nul deoarece elementul 3 nu este accelerat unghiular. In relatiile anterioare cu g s-a notat acceleratia gravitacionala.

Intrucat analiza cinematica este solutionata prin intermediul programului PROG. 5.2, fortele si momentele de mai sus se admit cunoscute. In baza acestui sistem de forte si momente exterioare (variabile in timp), reactiunile in cuplele mecanismului rezulta din analiza cinetostatica a grupelor structurale.

5.6.2 Cinetostatica grupelor structurale atasate lantului minimal.

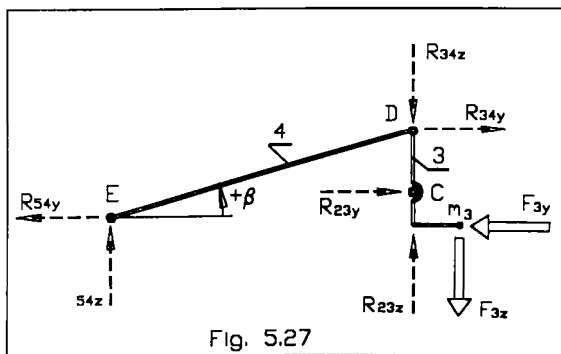


Fig. 5.27

Pentru grupa structurala $C \cup 3 \cup D \cup 4 \cup E$ (Fig. 5.27), scriind și rezolvând în ordine ecuațiile:

- sumei momentelor în raport cu D pentru elementul 3;
- sumei forțelor orizontale pentru elementele 3 și 4;
- sumei momentelor în raport cu D pentru elementul 4;
- sumei forțelor verticale pentru elementele 3 și 4;
- sumei forțelor orizontale

pentru elementul 4;

-si a sumei fortelor verticale pentru elementul 4 se obtin:

$$\begin{cases} R_{23y} = -F_{3y} \cdot l_{bm3z} / bc - F_{3z} \cdot l_{bm3y} / bc \\ R_{54y} = -R_{23y} - F_{3y} \\ R_{54z} = R_{54y} \cdot \operatorname{tg} \beta \\ R_{23z} = -R_{54z} - F_{3z} \\ R_{34y} = -R_{54y} \\ R_{34z} = -R_{54z} \end{cases} \quad (5.111)$$

Pentru cupla E se poate scrie:

$$\begin{cases} R_{45y} = -R_{54y} \\ R_{45z} = -R_{54z} \end{cases} \quad (5.112)$$

Pentru grupa structurala B ∪ 5 ∪ F ∪ 6 ∪ G (Fig. 5.28), scriind si rezolvand in ordine ecuatiile:

- sumei momentelor in raport cu F pentru elementul 5 (admitand $l_{BE} = l_{BF}$);
- sumei fortelor verticale pentru elementele 5 si 6;
- sumei momentelor in raport cu F pentru elementul 6;
- sumei fortelor horizontale pentru elementele 5 si 6;
- si suma fortelor verticale pentru elementul 6, se obtin:

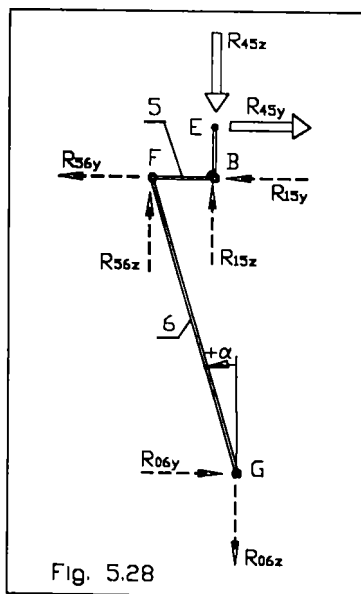


Fig. 5.28

$$\begin{cases} R_{15z} = R_{45y} - R_{45z} \\ R_{06z} = -R_{45z} - R_{15z} \\ R_{06y} = -R_{06z} \cdot \operatorname{tg} \alpha \\ R_{15y} = -R_{06y} - R_{45y} \\ R_{56y} = -R_{06y} \\ R_{56z} = -R_{06z} \end{cases} \quad (5.113)$$

Pentru cuplele C și B se pot scrie:

$$\begin{cases} R_{32y} = -R_{23y} \\ R_{32z} = -R_{23z} \end{cases} \quad (5.114)$$

respectiv:

$$\begin{cases} R_{51y} = -R_{15y} \\ R_{51z} = -R_{15z} \end{cases} \quad (5.115)$$

Pentru antebratul 2 (Fig. 5.29), din ecuatiile:

- sumei momentelor in raport cu B;
- sumei fortelor horizontale;
- si a sumei fortelor verticale, rezulta:

$$\begin{cases} M_{Bx} = [(R_{32y} + F_{2y}/2) * \sin \beta - (R_{32z} + F_{2z}/2) * \cos \beta] * r_2 - M_{2x} \\ R_{12y} = F_{By} \\ R_{12z} = F_{Bz} \end{cases} \quad (5.116)$$

unde M_{Bx} este momentul de echilibrare al antebrațului 2, care ar trebui aplicat în B dacă motorul de acționare ar fi amplasat periferic.

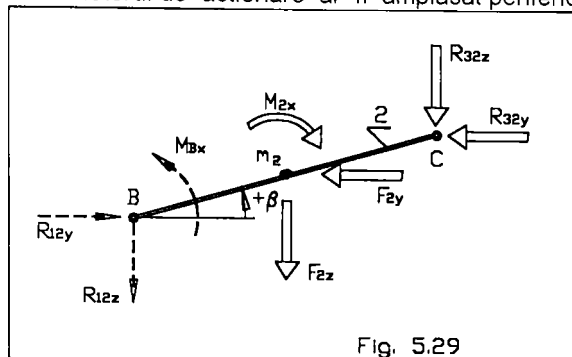


Fig. 5.29

La amplasamentul ural al motorului, momentul M_{Bx} este înlocuit cu cuplul echivalent al forțelor \bar{F}_B și \bar{F}_H aplicate în B respectiv H (Fig. 5.30 și Fig. 5.32), de componente:

$$\begin{cases} F_{By} = -F_{Hy} = -\frac{M_{Bx}}{l_{BH}} * \sin \beta \\ F_{Bz} = -F_{Hz} = -\frac{M_{Bx}}{l_{BH}} * \cos \beta \end{cases} \quad (5.117)$$

Pentru grupa structurală H0701080A (Fig. 5.30), scriind și rezolvând în ordine ecuațiile:

- sumei momentelor în raport cu I pentru elementul 7;
- sumei forțelor orizontale pentru elementele 7 și 8;
- a sumei forțelor verticale pentru elementele 7 și 8;
- a sumei forțelor orizontale pentru elementul 7;
- și a sumei forțelor verticale pentru elementul 7, se obțin:

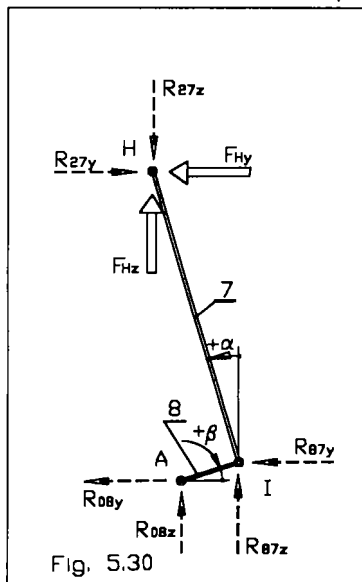


Fig. 5.30

$$\begin{cases} R_{27y} = -F_{Hy} \\ R_{27z} = -F_{Hz} \\ R_{08y} = -R_{27y} \\ R_{08z} = -R_{27z} \\ R_{87y} = -R_{27y} \\ R_{87z} = -R_{27z} \end{cases} \quad (5.118)$$

Pentru cuplele I și J se pot scrie:

$$\begin{cases} R_{78y} = -R_{87y} \\ R_{78z} = -R_{87z} \end{cases} \quad (5.119)$$

respectiv:

$$\begin{cases} R_{98u} = \frac{M_{A2x}}{l_{AJ}} * (\cos \beta - \operatorname{tg} \phi * \sin \beta) \\ R_{98z} = R_{98y} * \operatorname{tg} \phi \end{cases} \quad (5.120)$$

unde: $M_{A2x} = M_{Bx}$ (5.121)

este momentul de echilibrare al antebrațului, delegat în A.

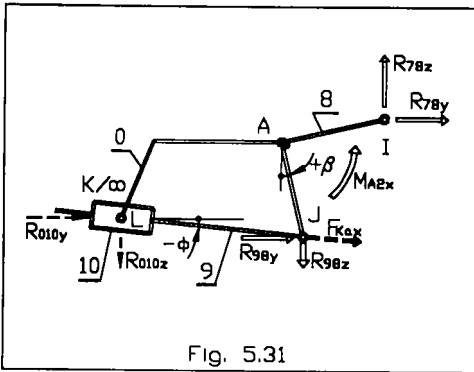


Fig. 5.31

Pentru grupa de acționare a antebrațului JU9UK/∞U10UL (Fig. 5.31), forța de apăsare a tije 9 pe elementul 8 este:

$$F_{Kax} = \sqrt{R_{98y}^2 + R_{98z}^2} \quad (5.122)$$

Aceasta este forța cilindrului 10. Reacțiunile în articulația L sunt:

$$\begin{cases} R_{010y} = -F_{Kax} \cdot \cos \phi \\ R_{010z} = F_{Kax} \cdot \sin \phi \end{cases} \quad (5.123)$$

Forțele din extremitatea B a bratului 1 (Fig. 5.32), sunt:

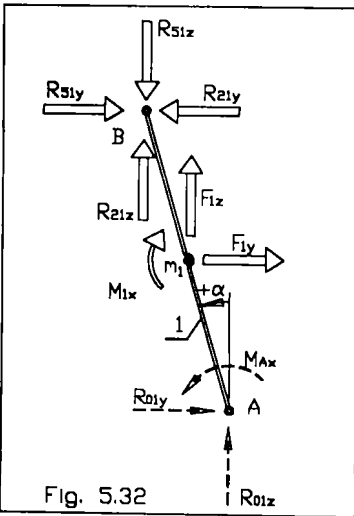


Fig. 5.32

$$\begin{cases} R_{21y} = -R_{12y} \\ R_{21z} = -R_{12z} \\ R_{51y} = -R_{15y} \\ R_{51z} = -R_{15z} \end{cases} \quad (5.124)$$

Din ecuația momentelor în raport cu A se obține momentul de echilibrare al bratului:

$$M_{Ax} = \left[(R_{21z} - R_{51z} + F_{1z}/2) \cdot \cos \alpha + (R_{21y} - R_{51y} - F_{1y}/2) \cdot \sin \alpha \right] \cdot r_1 - M_{1x} \quad (5.125)$$

care ar trebui aplicat la antrenarea din cupla A. Pentru motorul de antrenare umeral, momentul M_{Ax} este înlocuit cu cuplul forțelor \vec{F}_M și \vec{F}_A , aplicate în M respectiv A (Fig. 5.33), în componente:

$$\begin{cases} F_{My} = -F_{Ay} = -\frac{M_{Ax}}{l_{AM} \cdot \cos \alpha} \\ F_{Mz} = -F_{Az} = -\frac{M_{Ax}}{l_{AM} \cdot \sin \alpha} \end{cases} \quad (5.126)$$

Reacțiunea bazei pe brat este:

$$\begin{cases} R_{01y} = F_{Ay} \\ R_{01z} = R_{21z} - R_{51z} + F_{1z} - F_{Az} \end{cases} \quad (5.127)$$

Pentru grupa de antrenare MU11UN/∞U12UP (Fig. 5.33), forța de tragere a tije 11 pe bratul 1 (egala cu forța cilindrului 12) este:

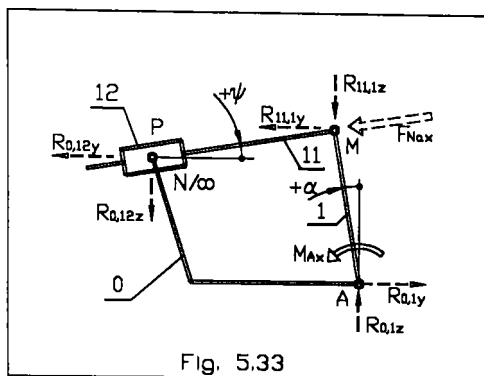


Fig. 5.33

$$F_{Nax} = \sqrt{R_{11,1y}^2 + R_{11,1z}^2} \quad (5.128)$$

componentele reacțiunilor fiind:

$$\begin{cases} R_{11,1y} = F_{My} \\ R_{11,1z} = F_{Mz} \end{cases} \quad (5.129)$$

Reacțiunile în articulația P sunt:

$$\begin{cases} R_{0,12y} = R_{11,1y} \\ R_{0,12z} = R_{11,1z} \end{cases} \quad (5.130)$$

Reacțiunile rezultante în cuplele cinematice se calculează apoi cu relațiile:

$$\left. \begin{aligned} R_{23} &= \sqrt{R_{23y}^2 + R_{23z}^2} \\ R_{34} &= \sqrt{R_{34y}^2 + R_{34z}^2} \\ R_{45} &= \sqrt{R_{45y}^2 + R_{45z}^2} \\ R_{56} &= \sqrt{R_{56y}^2 + R_{56z}^2} \\ R_{06} &= \sqrt{R_{06y}^2 + R_{06z}^2} \\ R_{51} &= \sqrt{R_{51y}^2 + R_{51z}^2} \\ R_{21} &= \sqrt{R_{21y}^2 + R_{21z}^2} \\ R_{27} &= \sqrt{R_{27y}^2 + R_{27z}^2} \\ R_{78} &= \sqrt{R_{78y}^2 + R_{78z}^2} \\ R_{08} &= \sqrt{R_{08y}^2 + R_{08z}^2} \\ R_{98} &= \sqrt{R_{98y}^2 + R_{98z}^2} \\ R_{0,10} &= \sqrt{R_{0,10y}^2 + R_{0,10z}^2} \\ R_{11,1} &= \sqrt{R_{11,1y}^2 + R_{11,1z}^2} \\ R_{0,12} &= \sqrt{R_{0,12y}^2 + R_{0,12z}^2} \end{aligned} \right\} \quad (5.131)$$

5.6.3 Algoritm și program pentru efectuarea analizei cinetostatice în mișcare.

Pentru analiza cinetostatică în baza modelului descris în cadrul ultimelor două paragrafe, s-au presupus cunoscute legile de mișcare ale punctului caracteristic, cât și cele aferente centrelor de masă ale elementelor portante. Aceste deziderate au fost soluționate în cadrul programului PROG. 5.2, ceea ce a simplificat redactarea programului de analiză cinetostatică (PROG. 5.4), prelungind programul anterior cu o rutină de calcul a forțelor.

Rutina respectivă efectuează în ordine următoarele operații:

1. Calculul forțelor și momentelor masice conform relațiilor (5.108'), (5.109'), (5.110)';
2. Calculul componentelor reacțiunilor după relațiile (5.111) - (5.130);
3. Calculul reacțiunilor rezultante conform relațiilor (5.131).

Operațiile de la randul 2 includ și determinarea forțelor de echilibrare F_{Kax} și F_{Nax} .

Se precizează, ca în programul de analiza cinetostatică, structura mecanismului generator de traiectorie se consideră în mișcare. Calculele se repetă iterativ, pentru intervale de timp definite de proiectant, ca fracțiuni din durata totală necesară parcurgerii de către punctul caracteristic a traiectoriei programate. Programul de analiza cinetostatică este listat în continuare.

PROG. 5.4

```

10 REM PROG. 5.4
20 PRINT AT 3.4:"ANALIZA CINETODINAMICA MGT"
30 DATA 1710,2610,1200,1100,500,3400
40 READ r1,r2,e1,e2,h1,h2
50 DATA 200,280,400,510,53,475,224,165
60 READ lp,ls,IB1,yP,yPr,yL,zP,zL
70 DATA 250,250,583,-0.5404195,6.1506*PI/180
80 READ IBF,IBE,r3,C,G,V
90 DATA 180,275,500,9,8,PI,12,1,200,390
100 READ m1,m2,m3,g,upa,tpa,bQ,IQ
110 LET Am:=59168864:LET Bm:=59168864
120 PRINT AT 5.1:"Se introduce dela consola."
130 PRINT AT 7.6:"F": PRINT AT 7.24:"zI": PRINT AT
8.6:"yI": PRINT AT 8.24:"zF"
140 INPUT yL,yE,zF
150 PRINT AT 7.8:"xI": PRINT AT 7.26:"zI": PRINT AT
8.8:"yE": PRINT AT 8.26:"zF"
160 REM "Incarucarea trasului de transfer in cadran"
170 LET dz:=yF-yE:LET dz:=zI-zL
180 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=0
190 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=PI
200 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=0
210 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=PI/2
220 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=ATN(dz/dy)
230 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=PI+ATN(dz/dy)
240 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=3*PI/2
250 IF dz=0 AND dy=0 THEN LET TE=2*PI+ATN(dz/dy)
260 PRINT AT 10.7:"TE":TE/180/PI: PRINT AT
10.22:"Grade"
270 DATA 700,5
280 READ sm,k
290 LET h:=SQR(dy*dy+dz*dz):LET Ti:=h/vm:LET ha:=5*(1-
k)/(1+k)*h:LET ta:=5*(1-k)*Ti
300 PRINT AT 11.7:"Ti":Ti:PRINT AT 11.22:"Sec.":PRINT
AT 12.7:"ha":ha:PRINT AT 12.22:"Sec.":PRINT AT
13.7:"ta":ta:PRINT AT 13.22:"mm":PRINT AT 14.7:"ha":ha:
PRINT AT 14.22:"mm"
310 PAUSE 500:CLS
320 INK 4:PLOT 95,25: DRAW 95,0: DRAW 0,145: DRAW -
95,0: DRAW 0,-145
330 INK 0:PLOT yI,20-35,zI,20-25: DRAW ABS dy*20*SGN
dy,ABS dz*20*SGN dz
340 PRINT AT 20.10:"1200":PRINT AT 20.22:"3100":PRINT
AT 18.25:"0000":PRINT AT 0.25:"2900"
350 PRINT AT 1.1:"Se intors"
360 PRINT AT 2.1:"duce pa"
370 PRINT AT 3.2:"sul de"
380 PRINT AT 4.1:"ciclura"
390 INPUT I
400 PRINT AT 5.2:"I="I
410 PRINT AT 14.4:"Timp"
420 PRINT AT 15.5:"de"
430 PRINT AT 16.3:"ciclului"
440 LET te:=6.19*(11-2)
450 PRINT AT 17.1:te
460 PRINT AT 18.4:"Min."
470 LET x:=3-INT(Ti)
480 DIM P(x,16): DIM O(x,16): DIM R(x,16): DIM U(x,16):
DIM V(x,16): DIM W(x,16)
490 FOR t=0 TO ta STEP I
500 LET s:=h*ta*t^2:LET s1=2*h*ta*t:LET s2=2*h*ta*t:
LET n=t+1:GO SUB 590
510 NEXT t
520 FOR t=ta TO Tt-ta STEP I
530 LET s:=h*ta*(Tt-ta-t)^2:LET s1=2*h*ta*(Tt-ta-t):LET
s2=0:LET n=t+1:GO SUB 590
540 NEXT t
550 FOR t=Tt-ta TO Tt STEP I
560 LET s:=h*ta*(Tt-t)^2:LET s1=2*h*ta*(Tt-t):LET
s2=-2*h*ta*(Tt-t):LET n=t+1:GO SUB 590
570 NEXT t
580 GO TO 960
590 LET y=yI+s*COS TE:LET z=zI+s*SIN TE:LET
yI:=s1*COS TE:LET zI:=s1*SIN TE:LET y2=s2*COS TE:LET
z2=s2*SIN TE
600 REM "Sinteza functiilor de pseudocomanda"
610 LET k1=1+(z/y)*(z/y):LET k2=k2*(1+(z2-y2+r2-2-
r1^2)/(2*y^2)):LET k3=(z2-y2+r2-2-r1^2)/(2*y^2)*(z2-y2+r2-2-
r1^2)/(2*y^2)+z2-r1^2
620 LET v1=k2/k1-SQR((k2*k2)/(k1*k1)-k3/k1):LET u1=-
z/y*v1+(z2-y2+r2-2-r1^2)/(2*y^2)
630 REM "A=Alfa,B=Beta"
640 LET A=ASN(u1/r1):LET B=ASN(v1/r2):LET A1=-
(y1*COS B+z1*SIN B)/(r1*COS(A-B)):LET B1=-y1*SIN A-
z1*COS A)/(r2*COS(A-B)):LET A2=-y2*COS B+z2*SIN B-r1
*A1*A1*SIN(A-B)+r2*B1*B1)/(r1*COS(A-B)):LET
B2=(z2*COS A-y2*SIN A-r2*B1*B1*SIN(A-
B)+r1*A1*A1)/(r2*COS(A-B))
650 REM "Sinteza functiilor de comanda"
660 LET PSI=ATN(d1*s*(COS A-COS Am)/(yP-ls*SIN A)):LET
FI=ATN(lp*(COS Bm-COS B)/(yL+lp*SIN B)):LET PSI1=-
A1*ls*COS PSI+COS PSI*COS A*(TAN A-TAN PSI)/(yP-ls*
SIN A):LET FI1=B1*lp*(COS FI*COS A-COS B)/(yL+lp*SIN B)
670 LET c11=ls*(COS A-COS Am)/SIN PSI:LET c9=lp*(COS
Bm-COS B)/SIN FI:LET c11d=-A1*ls*SIN A*SIN PSI-
PSI1*c11/TAN PSI:LET c9d=B1*lp*SIN B/SIN FI-FI1*c9/TAN
FI:LET cN=c11-yP:LET cN1=c11d:LET cK=c9-yL:LET
cK1=c9d
680 LET yM1=-r1/2*SIN A:LET zM1=r1/2*COS A:LET
yM1d1=-r1*A1/2*COS A:LET zM1d1=-r1*A1/2*SIN A:LET
yM1d2=-r1/2*A2*COS A-A1*A1*SIN A:LET zM1d2=-
r1/2*(A2*SIN A-A1*A1*COS A)
690 LET yM2=r1*SIN A-r/2*COS B:LET zM2=r1*COS
A+r/2*SIN B:LET yM2d1=-r1*A1*COS A-r/2*B1*SIN B:LET
zM2d1=-r1*A1*SIN A+r/2*B1*COS B:LET yM2d2=r1*(-
A2*COS A+A1*A1*SIN A)-r/2*(B2*SIN B+B1*B1*COS B):
LET zM2d2=r1*(A2*SIN A+A1*A1*COS A)+r/2*(B2*COS B-
B1*B1*SIN B)
700 LET yM3=y+r3*COS C:LET zM3=z+r3*SIN C:LET
yM3d1=yI:LET zM3d1=zI:LET yM3d2=y2:LET zM3d2=z2
710 LET TmG=m1+m2+m3:LET TmG=(m1*yM1+m2*yM2+m3*yM3)
mG:LET zG=(m1*zM1+m2*zM2+m3*zM3)mG:LET
yG1=(m1*yM1d1+m2*yM2d1+m3*yM3d1)mG:LET zG1=(m1*z
M1d1+m2*zM2d1+m3*zM3d1)mG:LET yG2=(m1*yM1d2+m2*y
M2d2+m3*yM3d2)mG:LET zG2=(m1*zM1d2+m2*zM2d2+m3*z
M3d2)mG:LET up2=2*upa/tpa
720 REM "TORSORUL FORTELOR MASICE"

```

730 LET J1x=m1*r1/2*12*1E-6; LET J2x=m2*r2/2*12*1E-6;
LET JQ2=yG 2*mG*1E-6

740 LET F3y=-m3*y2*1E-3; LET F3z=-m3*(g+z2*1E-3); LET
M3x=0; LET F2y=-m2*yM1d2*1E-3; LET F2z=-
m2*(g+zM1d2*1E-3); LET M2x=J2x*B2; LET F1y=-
m1*yM1d2*1E-3; LET F1z=-m1*(g+zM1d2*1E-3); LET M1x=-
J1x*A2

750 REM "CINETODINAMICA"

760 LET F2Cz=M2x/2*COS B; LET F2Cy=-F2Cz*TAN B; LET
F2By=-F2Cy; LET F2Bz=-F2Cz; LET F1By=-M1x/r1*COS A;
LET F1Bz=F1By*TAN A; LET F1Ay=-F1By; LET F1Az=-F1Bz;
REM Echivalarea momentelor forțelor de inerție cu cupluri de
forțe

770 LET R23y=-((IBE+z-zM3)*F3y+(yM3-y)*F3z)/IBE; LET
R54y=-R23y-F3y; LET R54z=R54y*TAN B; LET R23z=-R54z-
F3z; LET R34y=-R54y; LET R34z=-R54z; LET R45y=-R54y; L
ET R45z=-R54z; LET R34D=(SQR R34y*R34y+R34z*R34z);
LET R54E=SQR (R54y*R54y+R54z*R54z); REM Grupa 1

780 LET R25z=R45y-R45z; LET R06z=-R45z-R25z; LET
R06y=-R06z*TAN A; LET R25y=-R06y-R45y; LET R56y=-
R06y-LETR56z-R06z-LETR25B+SQR(R25y*R25y+R25z
*R25z); LET R06G=SQR (R06y*R06y+R06z*R06z); LET
R56F=SQR (R56y*R56y+R56z*R56z); REM Grupa 2

790 LET R32y=R23y; LET R32z=R23z; LET R52y=-R25y;
LET R52z=-R25z; LET R60y=-R06y; LET R60z=-R06z; LET
R32C=SQR (R32y*R32y+R32z*R32z)

800 LET MB12=r2*1E-3*(R32y+F2y/2+F2Cy)*SIN B-
(R32z+F2z/2+F2Cz)*COS B; LET R12y=-F2y+R32y+R52y);
LET R12z=-F2z+R32z+R52z); REM Echilibrarea antebrațului
fața de brat

810 LET R21y=-R12y; LET R21z=-R12z; LET MB21=-MB12;
LET FB1y=-MB21/r1*1E3*COS A; LET FB1z=FB1y*TAN A;
LET FA1y=-FB1y; LET FA1z=-FB1z; LET FBy=FB1y+FB1y+
R21y; LET FBz=FB1z+FB1z; LET Fy=FA1y+FA1y+
LET FAz=FA1z+FA1z; LET R01y=(FA1y+FA1y+Fy+FBz);
LET R01z=(FA1z+FA1z+Fz+FBz); LET MA01=r1*1E-
3*(F1z2+F2z)*SIN A+(F1y/2+FBy)*COS A; LET MA10=-
MA01; REM Echilibrarea bratului față de turela pivotului

820 REM Cinetodinamica LCT pentru echilibrarea antebrațului

830 LET F72i=MB12/MBH*1E3; LET R72H=F72i/COS (B-A);
LET R72z=R72H*COS A; LET R72y=-R72H*SIN A; LET
R27y=-R72y; LET R27z=-R72z; LET R18y=-R27y; LET R18z=-
R27z; LET R81y=-R18y; LET R81z=-R18z; LET R87y=-R27y;
LET R87z=-R27z; LET R78y=-R87y; LET R78z=-R87z; LET
R78I=SQR (R78y*R78y+R78z*R78z); LET R81A=SQR
(R81y*R81y+R81z*R81z); LET R18A=R81A; REM Grupa de
transfer

840 LET MA18=Is*1E-3*(R78y*SIN B-R78z*COS B); LET
MA08=MA18; LET MA80=MA08; LET R08y=R18y; LET
R08z=R18z; LET R08A=R18A; LET FKax=MA08/(p*1E-
3*COS (B-A)); LET R98y=FKax*COS FI; LET R98z=FKax*SIN
FI; LET R98I=SQR (R98y*R98y+R98z*R98z); LET RL0y=-
R98y; LET RL0z=-R98z; LET RL0I=SQR (RL0y*RL0y+RL0z
*RL0z); REM Grupa de acționare a antebrațului

850 REM Cinetodinamica LCT pentru echilibrarea bratului

860 LET FNax=-MA01 (Is*1E-3*COS (A-PSI)); LET
RM1y=FNax*COS PSI; LET RM1z=FNax*SIN PSI; LET RP0y=-
RM1y; LET RP0z=-RM1z; LET R120=SQR
(RP0y*RP0y+RP0z*RP0z); REM Grupa de acționare a bratului

870 LET R10y=-R01y; LET R10z=-R01z; LET R08y=-R08y;
LET R80z=-R08z; LET RA0yN=RM1z; LET RA0zN=RM1z;
LETRA0yK=-R08y; LETRA0yZ=-R98z; LETRA0yI=R10y+R08yK
+RA0yN; LETRA0zI=R10z+RA0zK+RA0zN; LETRQ1y=(y*Pr*RP0
z+yL*RL0z+IBE*R60z+(zP+IQ)*RP0y+IQ*(R60y-RA0y)-(IQ
-zL)*RL0y); LETRQ5y=(y*Pr*RP0z+yL*RL0z+IBE*R60z+(zP
+IQ)*RQ1y+IQ*(R60y+RA0y)-(IQ+IQ-zL)*RP0y)*RL0y);
LET RQ0z=-RP0z+RL0z+R60z+RA0z); REM Acțiunea bazei pe
turela pivotului

880 LET FGy=-mG*yG2*1E-3; LET FGz=-mG*(zG2*1E-3+g);
LET FG=SQR (FGy*FGy+FGz*FGz); LET FQz=-FGz;
LET RQI=(IQ-zG)*FGy+G*FGz+(IQ+r1*COS A)*(F1By+F2By)
+r1*SIN A*(F1Bz+F2Bz); y*F2Cz+(IQ+z2)*F2Cz); hQ; LET
RQSG=(y*FGz(IQ+hQ+zG)*FGy+(IQ+r1*COS A+hQ)*(F1By+F
2By)+r1*SIN A*(F1Bz+F2Bz)+y*F2Cz(IQ+z2+hQ)*F2Cz); hQ;
LET MQz=JQz*up2; REM Echilibrarea turelei

890 LET O(n,1)=F1y/10; LET O(n,2)=F2y/10; LET
O(n,3)=F3y/10; LET O(n,4)=R12y/10; LET O(n,5)=R01y/10; LET
O(n,6)=R32y/10; LET O(n,7)=R34y/10; LET O(n,8)=R54y/10;
LET O(n,9)=R25y/10; LET O(n,10)=R56y/10; LET
O(n,11)=R06y/10; LET O(n,12)=R72y/10; LET O(n,13)=R78y/10;
LET O(n,14)=R81y/10; LET O(n,15)=R08y/10; LET
O(n,16)=R98y/10

900 LET R(n,1)=F1z/10; LET R(n,2)=F2z/10; LET
R(n,3)=F3z/10; LET R(n,4)=R12z/10; LET R(n,5)=R01z/10; LET
R(n,6)=R32z/10; LET R(n,7)=R34z/10; LET R(n,8)=R54z/10;
LET R(n,9)=R25z/10; LET R(n,10)=R56z/10; LET
R(n,11)=R06z/10; LET R(n,12)=R72z/10; LET R(n,13)=R78z/10;
LET R(n,14)=R81z/10; LET R(n,15)=R08z/10; LET
R(n,16)=R98z/10

910 LET P(n,1)=M1x/10; LET P(n,2)=M2x/10; LET
P(n,3)=M3x/10; LET P(n,4)=MB12/10; LET P(n,5)=MA01/10;
LET P(n,6)=R32C/10; LET P(n,7)=R34D/10; LET
P(n,8)=R54E/10; LET P(n,9)=R25B/10; LET P(n,10)=R56F/10;
LET P(n,11)=R06G/10; LET P(n,12)=R72I/10; LET
P(n,13)=R78I/10; LET P(n,14)=R81A/10; LET
P(n,15)=MA08/10; LET P(n,16)=FKax/10

920 LET U(n,1)=R10y/10; LET U(n,2)=RM1y/10; LET
U(n,3)=RP0y/10; LET U(n,4)=RQ5y/10; LET U(n,5)=FGy/10;
LET U(n,6)=RQSG/10; LET U(n,7)=zG; LET U(n,8)=yG;
LET U(n,9)=A*180/PI; LET U(n,10)=B*180/PI; LET U(n,11)=z;
LET U(n,12)=cK; LET U(n,13)=cN; LET U(n,14)=yI; LET
U(n,15)=F72I/10; LET U(n,16)=s

930 LET V(n,1)=R10z/10; LET V(n,2)=RM1z/10; LET
V(n,3)=RP0z/10; LET V(n,4)=RQ5z/10; LET V(n,5)=FGz/10; LET
V(n,6)=RQIG/10; LET V(n,7)=zG; LET V(n,8)=yG; LET
V(n,9)=A*180/PI; LET V(n,10)=B*180/PI; LET V(n,11)=zI;
LET V(n,12)=cK; LET V(n,13)=cN; LET V(n,14)=yI; LET
V(n,15)=F98I/10; LET V(n,16)=sI

940 LET W(n,1)=R100/10; LET W(n,2)=FNax/10; LET
W(n,3)=R120/10; LET W(n,4)=RQ0z/10; LET W(n,5)=FG/10;
LET W(n,6)=MQz/10; LET W(n,7)=zG; LET W(n,8)=yG; LET
W(n,9)=A*180/PI; LET W(n,10)=B*180/PI; LET
W(n,11)=z2; LET W(n,12)=F1*180/PI; LET W(n,13)=PSI*180/PI;
LET W(n,14)=y2; LET W(n,15)=c; LET W(n,16)=s2

950 RETURN

960 DIM DS(16,4); DIM ES(16,4); DIM FS(16,4); DIM GS(16,4);
DIM HS(16,4); DIM LS(16,4)

970 LET DS(1,1 TO 3)="F1"; LET DS(2,1 TO 3)="F2"; LET
DS(3,1 TO 3)="F3"; LET DS(4,1 TO 4)="R12"; LET DS(5,1 TO
4)="R01"; LET DS(6,1 TO 4)="R32"; LET DS(7,1 TO
4)="R34"; LET DS(8,1 TO 4)="R54"; LET DS(9,1 TO
4)="R25"; LET DS(10,1 TO 4)="R56"; LET DS(11,1 TO
4)="R06"; LET DS(12,1 TO 4)="R72"; LET DS(13,1 TO
4)="R78"; LET DS(14,1 TO 4)="R81"; LET DS(15,1 TO
4)="R08"; LET DS(16,1 TO 4)="R98"

980 LET ES(1,1 TO 3)="F1"; LET ES(2,1 TO 3)="F2"; LET
ES(3,1 TO 3)="F3"; LET ES(4,1 TO 4)="R12"; LET ES(5,1 TO
4)="R01"; LET ES(6,1 TO 4)="R32"; LET ES(7,1 TO
4)="R34"; LET ES(8,1 TO 4)="R54"; LET ES(9,1 TO
4)="R25"; LET ES(10,1 TO 4)="R56"; LET ES(11,1 TO
4)="R06"; LET ES(12,1 TO 4)="R72"; LET ES(13,1 TO
4)="R78"; LET ES(14,1 TO 4)="R81"; LET ES(15,1 TO
4)="R08"; LET ES(16,1 TO 4)="R98"

990 LET FS(1,1 TO 3)="M1"; LET FS(2,1 TO 3)="M2"; LET
FS(3,1 TO 3)="M3"; LET FS(4,1 TO 4)="MB12"; LET FS(5,1
TO 4)="MA01"; LET FS(6,1 TO 4)="R32C"; LET FS(7,1 TO
4)="R34D"; LET FS(8,1 TO 4)="R54E"; LET FS(9,1 TO
4)="R25B"; LET FS(10,1 TO 4)="R56F"; LET FS(11,1 TO
4)="R06G"; LET FS(12,1 TO 4)="R72I"; LET FS(13,1 TO
4)="R78I"; LET FS(14,1 TO 4)="R81A"; LET FS(15,1 TO
4)="MA08"; LET FS(16,1 TO 4)="FKax"

1000 LET GS(1,1 TO 4)="R10y"; LET GS(2,1 TO 4)="RM1y";
LET GS(3,1 TO 4)="RP0y"; LET GS(4,1 TO 4)="RQ5y"; LET
GS(5,1 TO 4)="FGy"; LET GS(6,1 TO 4)="RQSG"; LET GS(7,1
TO 2)="zG"; LET GS(8,1 TO 2)="yG"; LET GS(9,1)="A"; LET
GS(10,1)="B"; LET GS(11,1)="z"; LET GS(12,1 TO 2)="cK";
LET GS(13,1 TO 2)="cN"; LET GS(14,1)="yI"; LET GS(15,1 TO
4)="F72I"; LET GS(16,1)="s"

1010 LET HS(1,1 TO 4)="R10z"; LET HS(2,1 TO 4)="RM1z";
LET HS(3,1 TO 4)="RP0z"; LET HS(4,1 TO 4)="RQ5z"; LET

```

HS(5,1 TO 3)='FGz': LET HS(6,1 TO 4)='RQIG': LET HS(7,1
TO 3)='zG1': LET HS(8,1 TO 3)='yG1': LET HS(9,1 TO
2)='A1': LET HS(10,1 TO 2)='B1': LET HS(11,1 TO 2)='z1':
LET HS(12,1 TO 3)='k1': LET HS(13,1 TO 3)='eN1': LET
HS(14,1 TO 2)='y1': LET HS(15,1 TO 4)='F98': LET HS(16,1
TO 2)='s1'
1020 LET LS(1,1 TO 4) 'R100': LET LS(2,1 TO 4) 'FNax':
LET LS(3,1 TO 4) 'R120': LET LS(4,1 TO 4)='RQ0z': LET
LS(5,1 TO 2)='FG': LET LS(6,1 TO 3)='MQz': LET LS(7,1 TO
3)='zG2': LET LS(8,1 TO 3)='yG2': LET LS(9,1 TO 2)='A2':
LET LS(10,1 TO 2)='B2': LET LS(11,1 TO 2)='z2': LET
LS(12,1 TO 2)='F1': LET LS(13,1 TO 3)='PSI': LET LS(14,1 TO
2)='y2': LET LS(15,1) '': LET LS(16,1 TO 2)='s2'
1030 CLS: REM Citirea rezultatelor
1040 PRINT AT 1.8:"ADRESE DE STOCARE"
1050 PRINT AT 2.0:"m": PRINT AT 2.3:"J=1": PRINT AT
2.18:"I=2":PRINT AT 3.0:"....."
1060 FOR I=1 TO 16
1070 PRINT AT 3+i,0:G PRINT AT 3+i,3:DS(i,1 TO 4): PRINT
AT 3+i,8:ES(i,1 TO 4):PRINT AT 3+i,13:FS(i,1 TO 4): PRINT
AT 3+i,18:GS(i,1 TO 4): PRINT AT 3+i,23:HS(i,1 TO 4): PRINT
AT 3+i,28:LS(i,1 TO 4)
1080 NEXT I: PRINT AT 21.3:"Se introduc J si m"
1090 INPUT J,m: CLS
1100 IF J=2 THEN GO TO 1360
1120 PRINT AT 0.0:LS(15,1): PRINT AT 0.7:DS(m,1 TO 4):
PRINT AT 0.16:ES(m,1 TO 4): PRINT AT 0.26:FS(m,1 TO 4):
PRINT AT 1.0:"....."
1130 FOR n=1 TO x
1140 PRINT TAB (0)W(n,15):TAB (7):INT O(n,m):TAB
(16):INT R(n,m):TAB (26):INT P(n,m)
1150 NEXT n: STOP: PRINT AT 21.1:"Se introduc valorile
maxime:"
1160 INPUT Vmax1,Vmax2,Vmax3
1170 CLS : PLOT 70,140: DRAW 0,-110: PLOT 210,85: DRAW
-140.0
1180 LET kg1=Vmax1/55: LET kg2=Vmax2/55: LET
kg3=Vmax3/55
1190 PRINT AT 4.3:DS(m,1 TO 4): PRINT AT 12.29:LS(15,1):
PRINT AT 14.24:"T1=":T1: PRINT AT 14.29:"sec": PRINT AT
15.24:"Ia=":Ia: PRINT AT 15.29:"sec"
1200 PRINT AT 6.3:"Vmax": PRINT AT 7.3:Vmax1
1210 FOR n=1 TO x
1220 PLOT 70+W(n,15)*30.85+O(n,m) kg1
1230 NEXT n: STOP
1240 CLS : PLOT 70,140: DRAW 0,-110: PLOT 210,85: DRAW
-140.0
1250 PRINT AT 4.3:ES(m,1 TO 4): PRINT AT 12.29:LS(15,1):
PRINT AT 14.24:"T1=":T1: PRINT AT 14.29:"sec": PRINT AT
15.24:"Ia=":Ia: PRINT AT 15.29:"sec"
1260 PRINT AT 6.3:"Vmax": PRINT AT 7.3:Vmax2
1270 FOR n=1 TO x
1280 PLOT 70+W(n,15)*30.85+R(n,m) kg2
1290 NEXT n: STOP
1300 CLS : PLOT 70,140: DRAW 0,-110: PLOT 210,85: DRAW
-140.0
1310 PRINT AT 4.3:FS(m,1 TO 4): PRINT AT 12.29:LS(15,1):
PRINT AT 14.24:"T1=":T1: PRINT AT 14.29:"sec": PRINT AT
15.24:"Ia=":Ia: PRINT AT 15.29:"sec"
1320 PRINT AT 6.3:"Vmax": PRINT AT 7.3:Vmax3
1330 FOR n=1 TO x
1340 PLOT 70+W(n,15)*30.85+P(n,m) kg3
1350 NEXT n: STOP
1360 PRINT AT 0.0:LS(15,1): PRINT AT 0.7:GS(m,1 TO 4):
PRINT AT 0.16:HS(m,1 TO 4): PRINT AT 0.26:LS(m,1 TO 4):
PRINT AT 1.0:"....."
1370 FOR n=1 TO x
1380 PRINT TAB (0)W(n,15):TAB (7):INT U(n,m):TAB
(16):INT V(n,m):TAB (26):INT W(n,m)
1390 NEXT n: STOP: PRINT AT 21.1:"Se introduc valorile
maxime:"
1400 INPUT Vmax1,Vmax2,Vmax3
1410 CLS : PLOT 70,140: DRAW 0,-110: PLOT 210,85: DRAW
-140.0
1420 LET kg1=Vmax1/55: LET kg2=Vmax2/55: LET
kg3=Vmax3/55
1430 PRINT AT 4.3:GS(m,1 TO 4): PRINT AT 12.29:LS(15,1):
PRINT AT 14.24:"T1=":T1: PRINT AT 14.29:"sec": PRINT AT
15.24:"Ia=":Ia: PRINT AT 15.29:"sec"
1440 PRINT AT 6.3:"Vmax": PRINT AT 7.3:Vmax1
1450 FOR n=1 TO x
1460 PLOT 70+W(n,15)*30.85+U(n,m) kg1
1470 NEXT n: STOP
1480 CLS : PLOT 70,140: DRAW 0,-110: PLOT 210,85: DRAW
-140.0
1490 PRINT AT 4.3:HS(m,1 TO 4): PRINT AT 12.29:LS(15,1):
PRINT AT 14.24:"T1=":T1: PRINT AT 14.29:"sec": PRINT AT
15.24:"Ia=":Ia: PRINT AT 15.29:"sec"
1500 PRINT AT 6.3:"Vmax": PRINT AT 7.3:Vmax2
1510 FOR n=1 TO x
1520 PLOT 70+W(n,15)*30.85+V(n,m)/kg2
1530 NEXT n: STOP
1540 CLS : PLOT 70,140: DRAW 0,-110: PLOT 210,85: DRAW
-140.0
1550 PRINT AT 4.3:LS(m,1 TO 4): PRINT AT 12.29:LS(15,1):
PRINT AT 14.24:"T1=":T1: PRINT AT 14.29:"sec": PRINT AT
15.24:"Ia=":Ia: PRINT AT 15.29:"sec"
1560 PRINT AT 6.3:"Vmax": PRINT AT 7.3:Vmax3
1570 FOR n=1 TO x
1580 PLOT 70+W(n,15)*30.85+W(n,m)/kg3
1590 NEXT n: STOP: GO TO 1030
1600 STOP
    
```

Caracteristicile programului PROG. 5.4 sunt:

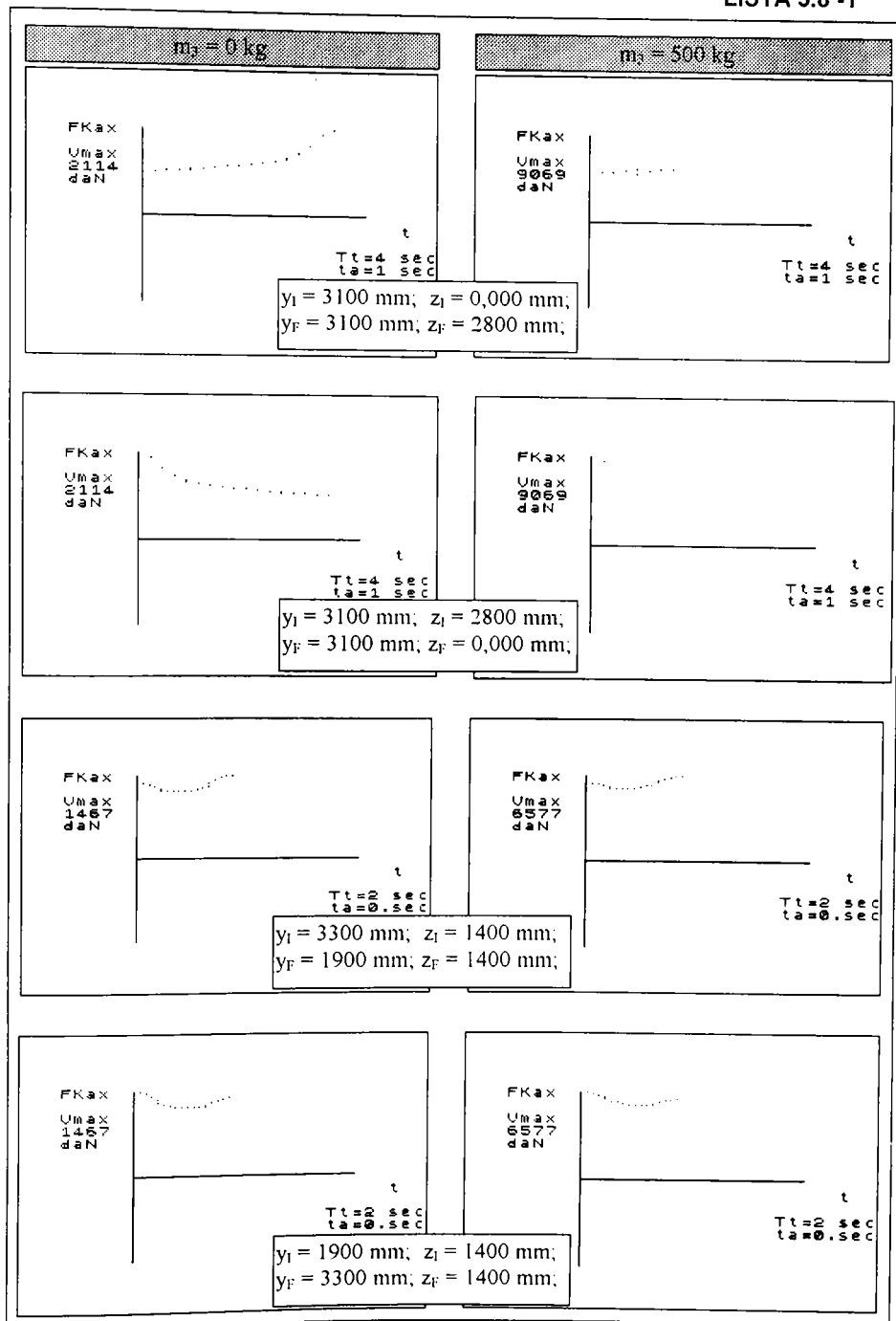
- lungimea.....18824 bytes;
- durata de calcul/traiectorie.....90 sec;
- durata totala de lucru cu dialogare.....50 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele.....TIM-S si PC-486.

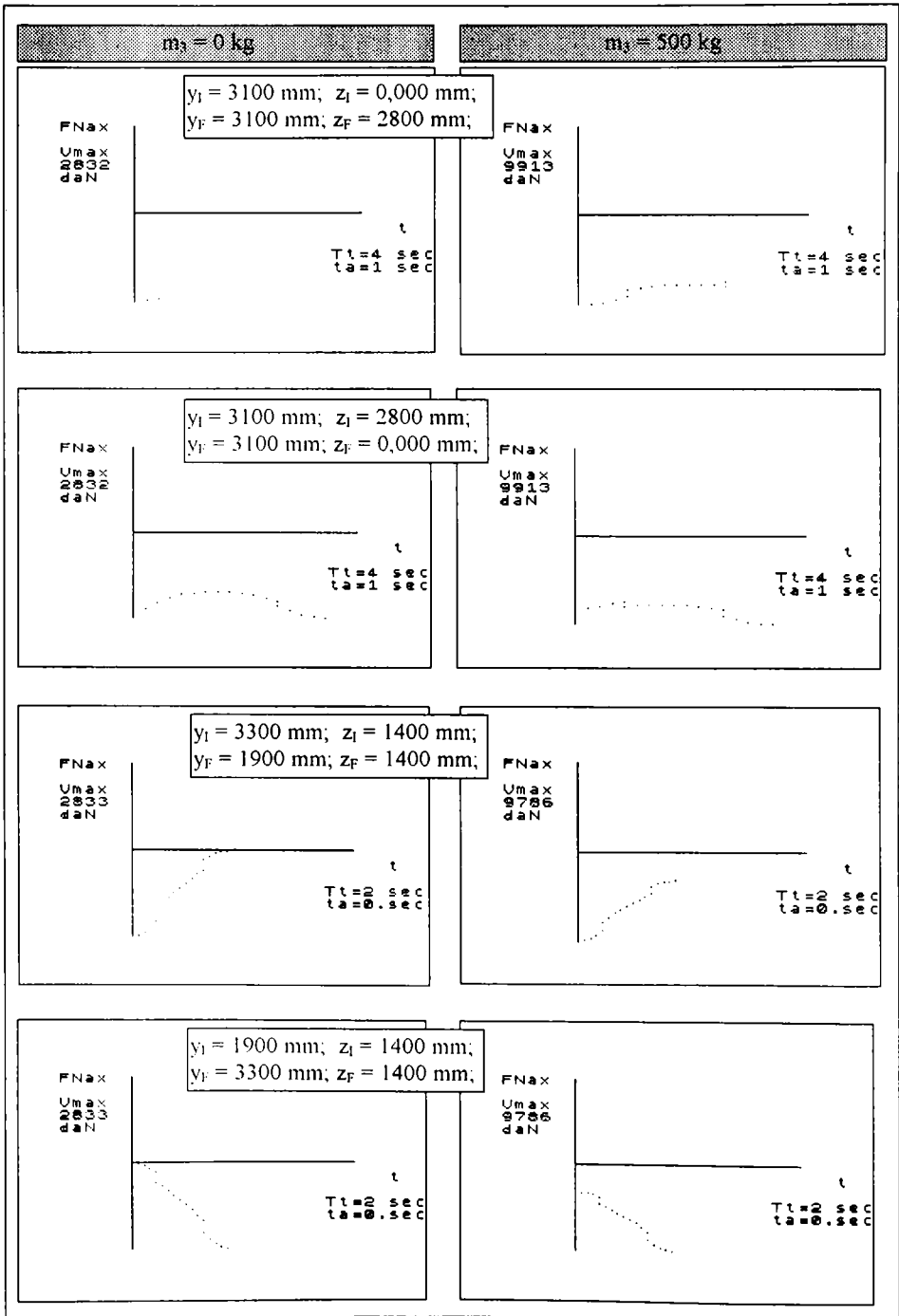
m	J=1	ADRESE DE				STOCARE			
		F	E	S	H	R	L	R	P
		1	2	3	4	5	6	7	8
1000	FF11	F112	H1X	RL0Z	RL0Z	R112	R112	R112	R112
1001	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1002	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1003	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1004	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1005	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1006	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1007	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1008	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1009	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1010	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1011	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1012	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1013	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1014	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1015	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1016	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1017	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1018	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1019	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100
1020	FF00	F100	H0X	RL00	RL00	R100	R100	R100	R100

LISTA 5.7

Rezultatele analizei se obtin depozitate conform tabelii redade in LISTA 5.7. Accesul la valorile numerice, respectiv la graficele de variatie in timpul miscarii, presupune specificarea matricii J si a liniei m pe care se gaseste inscrisa marea analizata. In LISTA 5.8-1 se prezinta graficele de variatie ale fortei F_{Kax} pentru mersul in gol ($m_3 = 0$) si in sarcina ($m_3 = 500$ kg), la parcurgerea unei traiectorii verticale (LISTA 5.2-1) si a alteia orizontale (LISTA 5.3-1).

LISTA 5.8-1





Pentru aceleasi conditii de sarcina si traiectorii s-au reprezentat in LISTA 5.8-2 graficele de variatie ale fortei F_{Nax} . Din examinarea acestor grafice se evidentiaza urmatoarele constatarii:

- Fortele de echilibrare depind puternic de sarcina. Pentru $m_3 = 500$ kg, aceste forte cresc de ~ 4 ori fata de cazul cand $m_3 = 0$.
- La deplasarea cu sarcina constanta, fortele de echilibrare sunt puternic influentate de pozitia curenta a punctului caracteristic pe traiectorie. Astfel, la mersul in sarcina, raportul dintre forta calculata la una din extremitatile traiectoriei si cealalta extremitate poate creste de ~ 3 ori.
- Inversarea sensului de parcurgere al traiectoriei, inverseaza panta de variatie a fortelor de echilibrare, fara a modifica ordinul de marime al acestora, care ramane determinat preponderent de pozitie.
Influenta fortelor de accelerare si de franare asupra fortelor de echilibrare este mai redusa decat cea exercitata de sarcina, sau de pozitie. Se constata in acest sens, ca salturile provocate de fortele de accelerare reprezinta pana la 10 % din valoarea fortei corespunzatoare mersului stabilizat, la aceeasi pozitie a punctului caracteristic si la aceeasi sarcina.
- Cele mai defavorabile salturi ale fortelor de echilibrare se produc la inceputul miscarii sub sarcina si dupa oprire, in momentul descarcarii sarcinii. Amplitudinea acestor salturi corespunde practic cu diferenta dintre valoarea fortei de echilibrare necesara pentru $m_3 \neq 0$ si $m_3 = 0$, daca startul si tinta raman aceleasi. Se vede, ca in unele pozitii valoarea saltului de forta ajunge pana la ~ 7000 daN.

Rezultatele de mai sus au permis definitivarea schemei de comanda a manipuloarelor indigene si abordarea rationala a sintezei mecanismului pilot.

5.6.4 Adaptarea sistemului de comanda la variatiile sarcinii.

Modificarea fortelor la tijele cilindrilor de actionare, produce in camerele hidraulice ale motoarelor variatii de presiune cu aluri similare cu cele ale fortelor. Adaptarea servovalvelor din convertoarele de putere, la variatiile de presiune cauzate de sarcina ori de pozitie, reclama introducerea in schema de comanda a buclelor de reactie in forta. La actionarile hidraulice, senzorul buclei de forta este obisnuit un manometru diferential cu element rezistiv. Pentru eliminarea acestei componente de import, la manipuloarele sincrone indigene, buclele de forta au fost inezstrate cu senzori de deformatie piezoelectricsi.

Amplasarea buclei de forta in schema de comanda a bratului este ilustrata in Fig. 5.34. Sub actiunea fortei de echilibrare F_{Nax} si a fortelor de reactiune R_A respectiv R_B , bratul 1 se deformeaza. Senzorul SP converteste deformatia in tensiune electrica, care prin amplificatorul AMP si adaptorul de semnal AS este retrimis pe calea de comanda directa sub forma tensiunii de reactie $-\delta U_{D1}$. Aceasta tensiune proportionala cu sarcina, se insumeaza in comparatorul C cu tensiunea de comanda δU_c , prescrisa la mecanismul de pilotare de catre operator in vederea conducerii miscarii. Din tensiunea de iesire $\delta U = \delta U_c - \delta U_{D1}$ se prepara apoi in regulatorul R_p curentul de servocomanda δI astfel, ca la iesirea din servovalva, cuanta de debit δQ sa patrunda in camera cilindrului de actionare cu presiunea adaptata sarcinii care deformeaza bratul in acel moment.

Implementarea in cascada a buclei de forta urmareste cresterea vitezei de reactie a motorului la variatiile fortei rezistente la tija si nu crearea unei forte reactive la mansa de comanda, care sa asigure reactia tactila.

La manipuloarele sincrone indigene, dezideratul din urma a fost solutionat prin inezstrarea mecanismului de pilotare cu un convertor unghi-moment CUM.

Principiul acestui convertor se bazează tot pe deformarea bratului încărcat. Așa cum s-a evidențiat în Fig. 5.34, direcția extremității B a bratului deformat este defazată cu unghiul $-\Delta\alpha$ în urma direcției pe care s-ar găsi extremitatea B' în starea nedeformată.

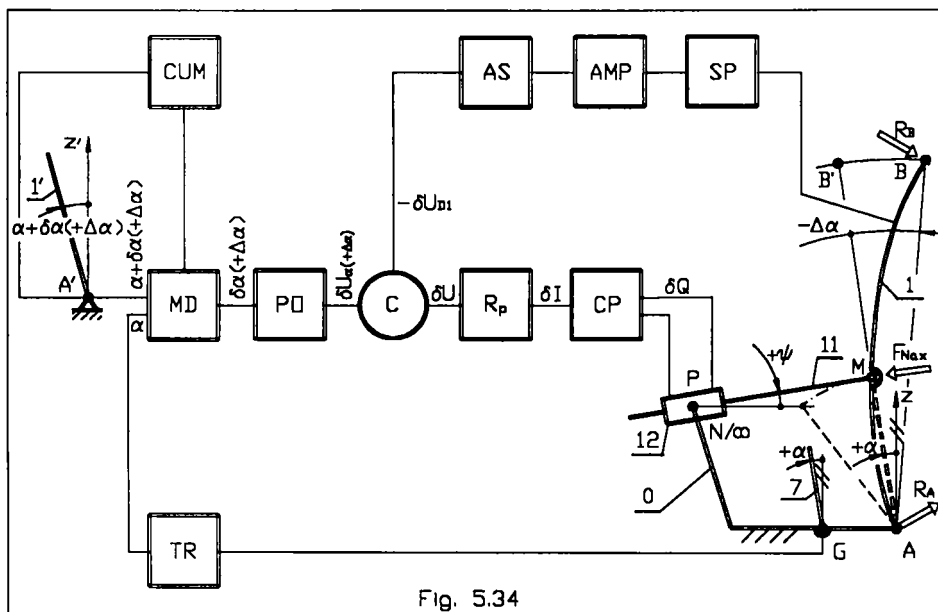


Fig. 5.34

Anularea erorii de poziționare (suprapunerea lui B cu B'), presupune prescrierea la bratul de comandă 1' a unui avans de fază $+\Delta\alpha$. Convertorul îngreunează această suprațire, opunând bratului de comandă un moment elastic antagonist proporțional cu unghiul $+\Delta\alpha$. Momentul antagonist îi corespunde la mână o forță redusă și această crează senzația reacției tactile.

O schema similară se utilizează și în sistemul de comandă al acționării antebratului, dar senzorul de deformare al buclei de forță este amplasat în ultimul caz pe antebrat.

Se menționează în final că, prin trecerea din A în G a punctului input de la transmisia reacției de poziție din schema de comandă a bratului, s-a urmărit eliberarea lui A în scopul implementării aici a punctului input pentru reacția de poziție a antebratului (ținând seama că în A este articulată elementul 8, având același unghi de poziție β (Fig. 5.31) ca și antebratul).

5.7 Sinteza mecanismului de pilotare.

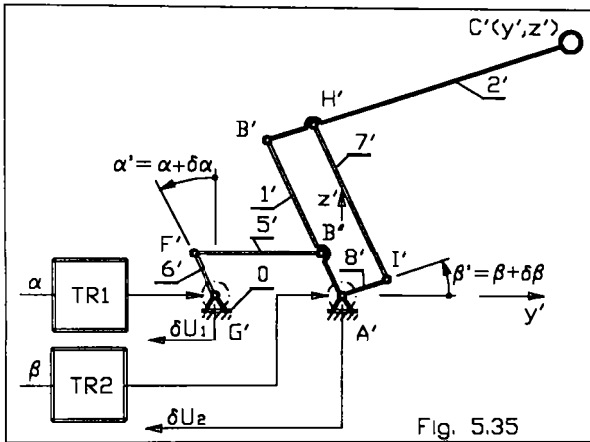
Mecanismul de pilotare al manipuletoarelor sincrone indigene are două subsansamble distincte. Primul, destinat conducerii mecanismului de urmărire, este prevăzut cu o mână. Cel de al doilea, servește la conducerea modulului de pivotare, fiind înzestrat cu pedale. Axele de comandă au fost modularizate. Descrierea lor se prezintă legat de sinteza mecanismului de pilotare cu mână.

Pentru îndeplinirea rolului în sistemul de comandă, acestui mecanism se impun cerințe specifice și anume:

1. să genereze funcțiile de comandă pe două axe, univoc și fără distorsiuni;
2. să deosebească comenzile pentru mersul înainte de acelea pentru mersul înapoi;

3. sa reproduca modificarile de pozitie ale mecanismului de urmarire;
4. sa se autoechilibreze pe pozitie daca se elibereaza mansa;
5. eliberarea mansei sa produca oprirea miscarii de urmarire;
6. reactia tactila proportionala cu sarcina, sa fie adecvata fortei operatorului uman;
7. sa asigure limitarea abaterii de traiectorie;
8. sa asigure protectia mecanismului de urmarire la suprasarcina.

Solutionarea primei cerinte presupune utilizarea concluziei formulate in paragraful 5.4.1.5, conform careia lantul minimal al mecanismului de pilotare trebuie admis omotetic in raport cu correspondentul lui din mecanismul de urmarire.



No an factoru de omotetie cu k_0 , lungimea bratului de pilotare $1'$ si cea a antebratului de pilotare $2'$ (Fig. 5.35), se deduc din relatiile:

$$\begin{aligned} r_1 &= k_0 * r_1 \\ r_2 &= k_0 * r_2 \end{aligned} \quad (5.132)$$

Delegarea la baza a unghiurilor de coma d :

$$\begin{aligned} \alpha' &= \alpha + \delta\alpha \\ \beta' &= \beta + \delta\beta \end{aligned} \quad (5.133)$$

se realizeaza cu ajutorul a doua conexiuni $B''5'6'G'$ si $H'7'8'A'$. Pentru a nu le distorsiona aceste unghiuri, elementele celor doua conexiuni trebuie sa formeze cu elementele lantului minimal, paralelograme. Din paralelogramul $A'1'B'2'H'7'8'A'$, pentru laturile lungi rezulta:

$$l_{1H'} = r_1 \quad (5.134)$$

Lungimile laturilor scurte sunt:

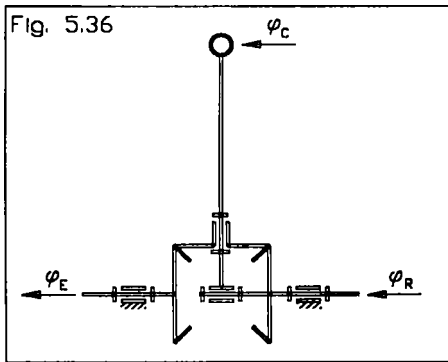
$$l_{A'I'} = l_{B'H'} \quad (5.135)$$

si pot fi admise constructiv. Pentru paralelogramul $A'1'B'5'6'G'8'0'8'A'$ trebuie indeplinite conditiile:

$$\begin{aligned} l_{A'B'} &= l_{G'F'} \\ l_{A'G'} &= l_{B'F'} \end{aligned} \quad (5.136)$$

lungimile putand fi admise constructiv.

Solutionarea celei de a doua si a treia cerinte, devine posibila prin introducerea pe fiecare axa condusa A' respectiv G' , a cate unui modul diferential. Aceste module reproduc modelul diferentialelor cu roti dintate conice (Fig 5.36), cu intrarea de comanda (φ_C) pe portsatelit, cu intrarea de reactie (φ_R) pe o roata centrala si cu iesirea (φ_E) pe a doua roata centrala.



Fiindti de tipul de transmisii diferențiale:

$$\delta\varphi_E = 2 * \delta\varphi_C - \delta\varphi_R \quad (5.137)$$

admite ca solutii stationare:

$$\varphi_E = \varphi_C = \varphi_R = \text{const.} \quad (5.138)$$

Ele exprima stările de echilibru ale sistemului master-slave. Se vede, ca în aceste stări diferențialul rămâne orientat ca un rigid, constant pe direcția $\varphi_C = \varphi_R$.

Acest comportament sta la baza utilizării

diferențialului pentru soluționarea celei de a treia cerințe. Diferențialul rezolvă în același timp distingerea comenzilor pentru mersul înainte de cele pentru mersul înapoi, datorită semnului diferențialei $\delta\varphi_C$. Factorul de amplificarea al diferențialului dublează modificările unghiului de comandă, ceea ce pentru schema de reglare în cascada este de dorit, întrucât conduce la creșterea vitezei de reacție în poziție.

Pentru controlul mișcării bratului, diferențialul din G' (Fig. 5.35) trebuie să aibă portsatelitul solidarizat cu elementul 6', iar roata de reacție solidarizată cu elementul condus al transmisiei TR1. În mod similar, pentru controlul mișcării antebratului, diferențialul din A' trebuie să aibă portsatelitul solidarizat cu elementul 8', iar roata de reacție solidarizată cu elementul condus al transmisiei TR2.

Soluția constructivă adoptată la realizarea axei de comandă A' este redată în Fig. 5.37. Întrucât comenzile $\delta\varphi_C$ prescribibile la portsatelitul 7 trebuie să fie mici, elementul central de reacție 51 și cel de ieșire 35 sunt prevăzute cu câte un singur dinte (bilele 8), iar satelitul 23 are două canale diametrale. Urmărirea modificărilor de poziție $\delta\varphi_E$ și $\delta\varphi_R$ se realizează de către traductoarele potențiometrice 11.

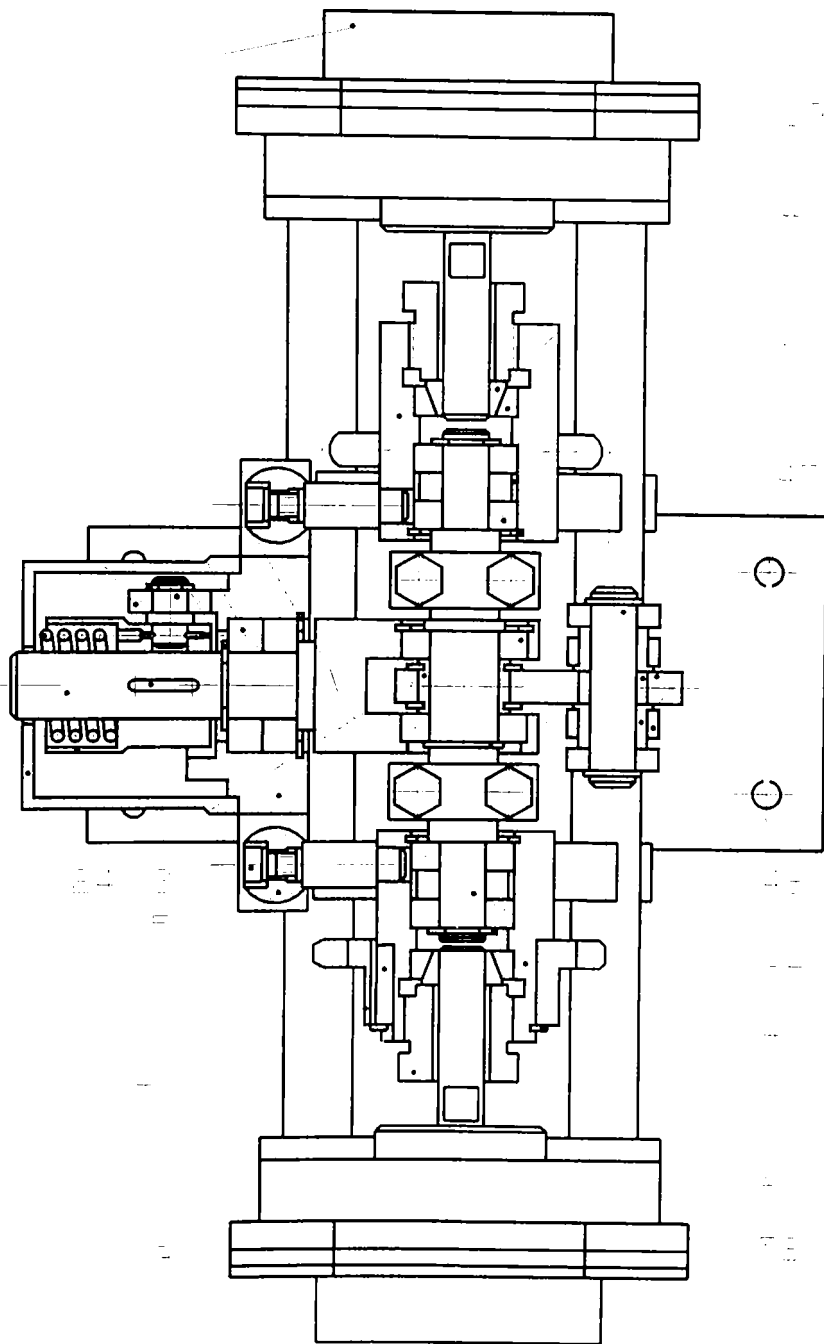
Pentru soluționarea celorlalte cerințe impuse mecanismului de pilotare (numerotate la începutul paragrafului de la 4 la 8), servește mecanismul cu cama din caseta 30. Cama acestui mecanism are profilul în V, fiind materializat în corpul satelitului. Urmărind profilul, rola 29 modifică poziția tachelului 25, stabilind astfel săgeata arcului 26. Forța elastică corespunzătoare generează reacția tactilă la mână și produce autoechilibrarea pe poziție a mecanismului de pilotare dacă se eliberează mână. Desigur, că autoechilibrarea aduce diferențialul peste una din soluțiile (5.138). Atunci rezultă:

$$\delta\varphi_E = 2 * \delta\beta = 0 \quad (5.139)$$

adică tocmai condiția stopării mișcării antebratului, în acord cu cea de a 5-a cerință.

Potrivirea mării reacției tactile la forța operatorului (a 6-a cerință), revine la alegerea adecvată a rigidității arcului 26. La manipuloarele sincrone indigene reacția tactilă maximă s-a admis de 5 daN/axa. Această valoare este de ~2000 de ori mai mică decât cea mai mare forță la tija cilindrului de acționare.

Limitarea abaterii de traiectorie (a 7-a cerință), impune marginirea unghiului de comandă. La manipuloarele indigene s-a adoptat $\delta\varphi_{C_{\max}} = 3^\circ$. La prescrierea acestui unghi, tachelul 25 tamponează fundul casetei 30, împiedicând intensificarea comenzii. În această poziție, unghiul de ieșire din diferențial devine $\delta\varphi_{E_{\max}} = 6^\circ$, valoare pentru care regulatorul R_p (Fig. 5.34), livrează în convertorul CP curentul de servocomandă maxim (100 mA), pentru a corecta cu cea mai mare viteză abaterile.



Protectia manipulatorului la suprasarcina (a 8-a cerinta), impune calibrarea buclei de reactie in forta. Procedeu are la baza efectul sarcinii de a deforma elementele mecanismului de urmarire astfel, ca ele raman in urma elementelor mecanismului de pilotare. In comentariul dat in legatura cu Fig. 5.34 s-a aratat, ca pentru corectarea pozitiei bratului de urmarire deformat, este necesara prescrierea la bratul de pilotare a unui avans de faza $+\Delta\alpha$. Similar se corecteaza pozitia antebratului, prescriind un avans de faza $+\Delta\beta$. Ori, daca unghiul de comanda prescris pe axa A' devine:

$$\delta\varphi_{C\max} = +\Delta\beta_{\text{sup,max}} \quad (5.140)$$

unde $\Delta\beta_{\text{sup,max}}$ este defazajul la limita de suprasarcina, tachtetul 25 se tamponeaza de caseta 30 (Fig. 5.37), facand imposibila ridicarea sarcinii.

Calibrarea practica se efectueaza cu manipulatorul incarcat cu suprasarcina limita (130% din sarcina nominala). Operatia revine la potrivirea factorului de amplificarea al amplificatorului AMP (Fig. 5.34), pentru ca tendinta de ridicare sa produca la limita blocarea mansei.

5.8 Unitate pentru conducerea manipuloarelor sincrone in regim de robot.

Inzestrarea mecanismului de pilotare manual cu o unitate de conducere prin soft invatat, prezinta interes in urmatoarele conditii:

- procesul de lucru servit de manipulator are caracter repetitiv;
- operatorul uman trebuie sa indeplineasca si alte indatoriri decat pilotarea propriu zisa a manipulatorului.

Dezideratul de mai sus presupune completarea sistemului de pilotare cu bucle de invatare-conducere-interfatare, avand principiul prezentat in Fig. 5.38.

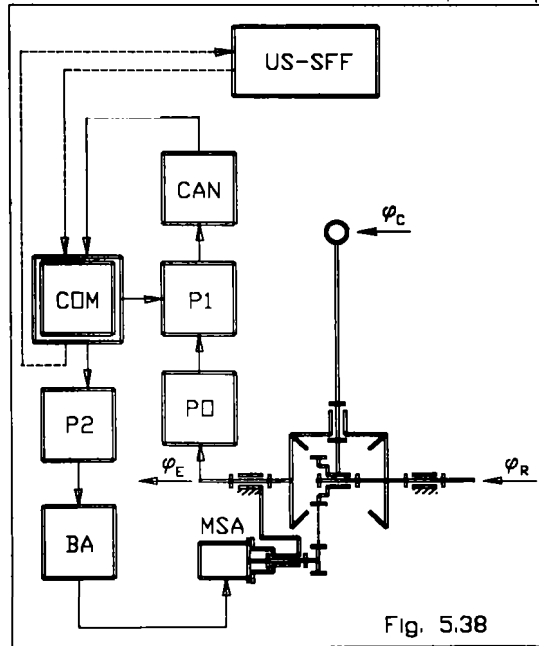


Fig. 5.38

Trecerea pe o anume bucla se declara folosind contactele prevazute pe mansa. In faza de invatare, manipulatorul este condus on-line de catre operator. La semnalele emise periodic de calculatorul COM, se deschide poarta logica P1, iar convertorul analog numeric CAN incarca memoria calculatorului cu informatia citita de pe potentiometrul de iesire PO. In acelasi tact se memoreaza si informatia provenita din bucla de interfatare cu utilajele servite US ale sistemului flexibil SFF. Datele achizitionate asigura ulterior conducerea automata on-line a sistemului. Prin poarta P2, calculatorul preia controlul blocului de alimentare BA al motorului de servoacționare MSA, deci si al portsatelitului de

6. CONTRIBUTII LA SINTEZA OPTIMALA A TRAIECTORIILOR

In cazul celulelor flexibile de fabricatie in care produsele se executa in loturi repetitive este justificata utilizarea robotilor ale caror sistem de comanda permite urmarirea automata a traiectoriei optime, fara prezenta directa a operatorului uman.

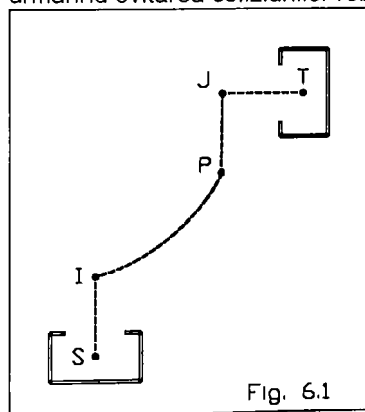
Complexitatea acestor celule depinde de numarul punctelor de precizie. Aceste puncte sunt localizate in incinta dispozitivelor flexibile existente in sistem si definesc pozitiile nominale ale punctului caracteristic al obiectului centrat in ele. Punctele de precizie, impreuna cu acelea in care isi retrage robotul spre asteptare punctul caracteristic al propriului sau dispozitiv de prehensiune, constituie punctele singulare ale sistemului. Trecerea dispozitivului de prehensiune (incarcat sau gol) intre punctele singulare se realizeaza prin secvente de transfer. Traiectoria punctului caracteristic al dispozitivului de prehensiune cuprinsa intre o pereche de puncte singulare start-tinta reprezinta un traseu de transfer. Totalitatea acestor trasee (numarul traseelor intr-o celula ajunge la ordinul zecilor) defineste in spatiul de lucru al robotului o retea spatiala de traiectorii.

Pentru exploatarea eficienta a celulei de fabricatie, traiectoriile rețelei trebuie sa fie optimizate. Acestea se elaboreaza prin programare off-line in exteriorul sistemului pentru care sunt destinate. Pe baza acestei tehnici se alcatuiesc pachete de programe in avans. La utilizare, programele pachetului se instaleaza unul cate unul, in ordinea lansarii lor potrivit itinerarului tehnologic de parcurs.

Criteriile de optimalitate care pot fi impuse la sinteza, difera dupa aplicatie. In acest capitol se prezinta contributiile aduse la sinteza optima asistata de calculator a doua tipuri de traiectorii, respectiv de manipulare, si de lucru (debavurare).

6.1 Criterii de optimalitate la sinteza traiectoriilor de manipulare.

Pentru formularea criteriilor din titlu este necesara o analiza succinta a modului de lucru al unui robot cu invatare. La acesta, conducerea robotului se realizeaza pe baza programelor secventiale. Ele se elaboreaza on-line printr-o programare practica, bazata pe defalcarea fiecarui traseu de transfer in portțiuni, urmarind evitarea coliziunilor robotului cu obstacolele scenei (Fig. 6.1).



La aceasta metoda, accesul la un punct start S sau tinta T se realizeaza simplificat, dealungul unor segmente de acces drepte SI, respectiv JT, dimensionate si amplasate convenabil pe cate o directie fara obstacole. Capetele I si J ale segmentelor de acces scoase din zona de pericol se unesc apoi printr-o succesiune minima de segmente si arce, trasabile prin actionarea secventiala a aceluasi numar de cuple cinemate conducatoare al mecanismului generator de traiectorie. Forma finala a traseului de transfer rezulta din asamblarea portiunilor, fiind in mod firesc fragmentata.

Traiectoria fragmentata nu poate fi trasata cu o lege de miscare uni σ , fiind necesara franarea pana la oprire si reaccelerarea elementelor conduse ale cuplelor cinemate conducatoare la trecerea fiecarui punct de discontinuitate I, P si J. Timpul consumat pentru opriri si reporniri lungeste timpul auxiliar de manipulare, reducand capacitatea de productie a celulei de fabricatie.

Eliminarea dezavantajului amintit presupune introducerea unor criterii de optimalitate de tipul:

- sa functioneze pe orice interval $[S, T]$;
 - forma traiectoriilor sa corespunda unor curbe continue;
 - segmentele de acces si ondulatiile traiectoriilor sa asigure ocolirea obstacolelor;
 - sa permita minimizarea lungimii pentru a fi parcursa in timp minim;
 - sa preteze la abordarea automatizata atat la sinteza cat si la executie.
- Algoritmul construit in paragrafele urmatoare raspunde acestor deziderate.

6.1.1 Sinteza traiectoriilor racordate cu segmente de acces coplanare.

Tehnica de sinteza descrisa in acest paragraf se preteaza la traiectoria plane alcatuite din doua segmente de acces coplanare, racordate cu o curba continua.

Fie:

$$f_i(x, y) = y - m_i x - n_i = 0; \quad (i = 1, 2) \quad (6.1)$$

ecuatiiile dreptelor suport ale celor doua segmente de acces, SI si JT. Ambele drepte pot fi considerate determinate, deoarece coeficientii unghiulari:

$$m_i = \frac{y_{2i} - y_{1i}}{x_{2i} - x_{1i}}; \quad (i = 1, 2) \quad (6.2)$$

si ordonatele punctelor de taietura cu dreapta $x=0$:

$$n_i = y_{1i} - m_i x_{1i}; \quad (i = 1, 2) \quad (6.3)$$

pot fi calculate, folosind coordonatele punctelor S si T impuse:

$$\begin{aligned} x_{11} &= x_S & x_{22} &= x_T \\ y_{11} &= y_S & y_{22} &= y_T \end{aligned} \quad (6.4)$$

si ale punctelor I si J alese:

$$\begin{aligned} x_{21} &= x_I & x_{12} &= x_J \\ y_{21} &= y_I & y_{12} &= y_J \end{aligned} \quad (6.5)$$

in conformitate cu geometria scenei cu amplasament (layout) cunoscut.

Problema de sinteza propusa consta in a determina traiectoria plana, care include segmentele SI respectiv JT si o curba care le racordeaza in punctele I respectiv J, formand impreuna un traseu plan regulat. Pentru completarea portiunii de racordare IJ este avantajoasa utilizarea unei curbe $f(x)$ deschise, stiut fiind faptul, ca ecuatia algebraica a acesteea poate fi cautata in forma explicita.

In conditiile de mai sus, traiectoria asamblata trebuie descrisa printr-un set de trei ecuatii:

$$y(x) = \begin{cases} f_1(x) = m_1 x + n_1 & \text{:[SI]} \\ f(x) = \sum_k a_k x^k & \text{:[IJ]} \\ f_2(x) = m_2 x + n_2 & \text{:[JT]} \end{cases} \quad (6.6)$$

Prima si ultima ecuatie se cunosc. Ele reprezinta formele explicite ale dreptelor (6.1). Pentru determinarea celei de a doua ecuatii, trebuie precizati cei k coeficienti a_k ai termenilor din membrul doi. Acest lucru presupune impunerea a k conditii, astfel ca a doua ecuatie (6.6) sa le satisfaca. Pentru racordarea segmentelor de acces, convine curba osculatoare a lor. In acest caz, cele k conditii trebuie sa precizeze ordinele de contact. Admitand pentru generalitate un contact de ordinul m in I cu dreapta $i=1$ si de ordinul n in J cu dreapta $i=2$, satisfacerea simultana a lor conduce la un sistem de:

$$k = m + n + 2 \quad (6.7)$$

ecuatii liniare in a_k , exprimate prin:

$$\begin{cases} f(x_i) = f_1(x_i); & f(x_j) = f_2(x_j) \\ f'(x_i) = f_1'(x_i); & f'(x_j) = f_2'(x_j) \\ f''(x_i) = f_1''(x_i); & f''(x_j) = f_2''(x_j) \\ \dots \\ f^{(m)}(x_i) = f_1^{(m)}(x_i); & f^{(n)}(x_j) = f_2^{(n)}(x_j) \end{cases} \quad (6.8)$$

Acest sistem este in general compatibil determinat. Solutiile sale precizeaza cei k coeficienti a_k cautati. Astfel, curba osculatoare a celor doua drepte de acces devine determinata. Trasarea traiectoriei asamblate poate fi efectuata dupa relatiile (6.6), daca se recurge la ciclarea parametrului x pe intervalul $[ST]$.

6.1.2 Sinteza traiectoriilor racordate cu segmente de acces oarecari in spatiu.

Segmentele de acces necoplanare se racordeaza cu curbe strambe. O curba stramba dependenta de un parametru poate fi definita univoc prin doua proiectii ortogonale, daca pe dreapta de intersectie a planelor de proiectie se alege axa de variatie a parametrului (Fig. 6.2). Aceasta proprietate permite defalcarea sintezei traiectoriei spatiale in sintezele succesive ale celor doua proiectii plane.

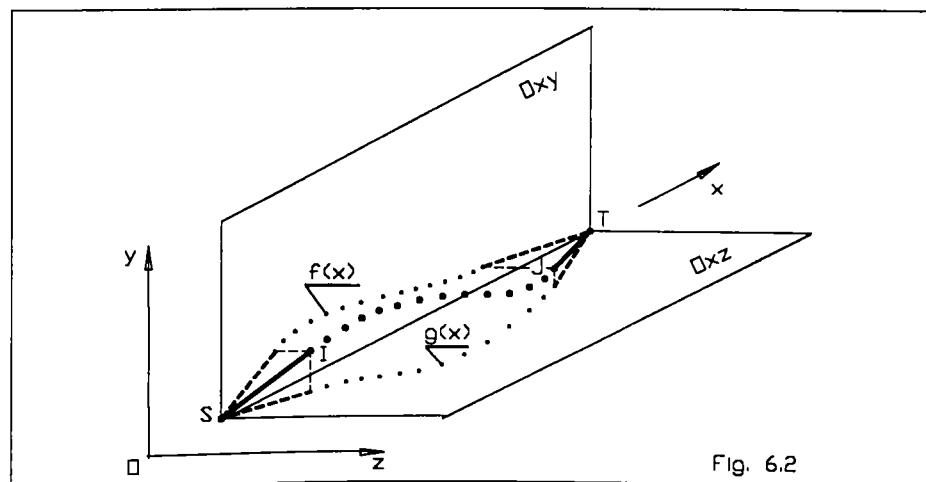


Fig. 6.2

Daca planele de proiectie se admit Oxy si Oxz , iar parametrul curbei se adopta x , atunci dreptele suport ale segmentelor de acces SI respectiv JT trebuie descrise prin cate doua ecuatii:

$$\begin{aligned} f_i(x, y) &= y - m_i x - n_i = 0; \quad (i = 1, 2) \\ g_i(x, z) &= z - p_i x - q_i = 0; \quad (i = 1, 2) \end{aligned} \quad (6.9)$$

Fiecare valoare a indicelui i exprima cate o proiectie a segmentelor respective. Pentru continuitatea traiectoriei strambe, proiectiile sale trebuie racordate. Coeficientii din ecuatiile de proiectie pot fi calculate din relatiile:

$$\begin{aligned} m_i &= \frac{y_{2i} - y_{1i}}{x_{2i} - x_{1i}}; \quad (i = 1, 2) \\ p_i &= \frac{z_{2i} - z_{1i}}{x_{2i} - x_{1i}}; \quad (i = 1, 2) \end{aligned} \quad (6.10)$$

si:

$$\begin{aligned} n_i &= y_{1i} - m_i x_{1i}; \quad (i = 1, 2) \\ q_i &= z_{1i} - p_i x_{1i}; \quad (i = 1, 2) \end{aligned} \quad (6.11)$$

intrucat coordonatele punctelor S si T:

$$\begin{aligned} x_{11} &= x_S; \quad x_{22} = x_T; \\ y_{11} &= y_S; \quad y_{22} = y_T; \\ z_{11} &= z_S; \quad z_{22} = z_T; \end{aligned} \quad (6.12)$$

se cunosc, iar coordonatele punctelor I si J:

$$\begin{aligned} x_{21} &= x_I; \quad x_{12} = x_J; \\ y_{21} &= y_I; \quad y_{12} = y_J; \\ z_{21} &= z_I; \quad z_{12} = z_J; \end{aligned} \quad (6.13)$$

se presupun alese conform cu geometria scenei.

Pentru descrierea curbei de racord IJ prin doua proiectii, trebuie introduse doua functii, respectiv $f(x)$ si $g(x)$, dintre care prima descrie proiectia curbei de racord in planul Oxy , iar a doua cea din planul Oxz . Traiectoria asamblata va fi atunci descrisa prin urmatorul set de sase ecuatii:

$$\begin{aligned} y(x) &= \begin{cases} f_1(x) = m_1 x + n_1 & : [SI]_{xy} \\ f(x) = \sum_k a_k x^k & : [IJ]_{xy} \\ f_2(x) = m_2 x + n_2 & : [JT]_{xy} \end{cases} \\ z(x) &= \begin{cases} g_1(x) = p_1 x + q_1 & : [SI]_{xz} \\ g(x) = \sum_l b_l x^l & : [IJ]_{xz} \\ g_2(x) = p_2 x + q_2 & : [JT]_{xz} \end{cases} \end{aligned} \quad (6.14)$$

Grupul primelor trei ecuatii descrie proiectia traiectoriei spatiale din planul Oxy, iar grupul ultimelor trei ecuatii descrie proiectia din planul Oxz. Perechile de functii $f_1(x)$ cu $g_1(x)$ si $f_2(x)$ cu $g_2(x)$ precizeaza formele explicite ale dreptelor (6.9), deci sunt cunoscute.

Pentru determinarea curbei osculatoare ale celor doua drepte de acces, trebuie stabiliti cei k coeficienti a_k si cei ℓ coeficienti b_i , ai termenilor din membrul doi ale functiilor $f(x)$ si $g(x)$. Admitand un contact de ordinul m pentru proiectia lui I si de ordinul n pentru proiectia lui J pe planul Oxy, respectiv un contact de ordinul p pentru proiectia lui I si de ordinul q pentru proiectia lui J pe planul Oxz, realizarea lor simultana conduce la un sistem de:

$$k = m + n + 2 \quad (6.15')$$

ecuatii liniare in a_k , la care se adauga un sistem de:

$$\ell = p + q + 2 \quad (6.15'')$$

ecuatii liniare in b_i . Primele k ecuatii se exprima prin:

$$\left\{ \begin{array}{l} f(x_I) = f_1(x_I); \quad f(x_J) = f_2(x_J) \\ f'(x_I) = f_1'(x_I); \quad f'(x_J) = f_2'(x_J) \\ f''(x_I) = f_1''(x_I); \quad f''(x_J) = f_2''(x_J) \\ \text{-----} \\ f^{(m)}(x_I) = f_1^{(m)}(x_I); \quad f^{(n)}(x_J) = f_2^{(n)}(x_J) \end{array} \right. \quad (6.16')$$

iar urmatoarele ℓ prin:

$$\left\{ \begin{array}{l} g(x_I) = g_1(x_I); \quad g(x_J) = g_2(x_J) \\ g'(x_I) = g_1'(x_I); \quad g'(x_J) = g_2'(x_J) \\ g''(x_I) = g_1''(x_I); \quad g''(x_J) = g_2''(x_J) \\ \text{-----} \\ g^{(p)}(x_I) = g_1^{(p)}(x_I); \quad g^{(q)}(x_J) = g_2^{(q)}(x_J) \end{array} \right. \quad (6.16'')$$

Ambele sisteme sunt compatibile determinate. Solutiile lor precizeaza valorile numerice ale tuturor coeficientilor a_k respectiv b_i necesari pentru definirea proiectiilor curbei de racordare. Dupa stabilirea coeficientilor, trasarea traiectoriei strambe se efectueaza in baza sistemului (6.14), dand parametrului x cresteri cu pasul dorit, pana la acoperirea intervalului [ST].

Reducerea problemei spatiale la sinteza celor doua proiectii in plan, este avantajoasa pentru calculul automat, deoarece permite efectuarea calculului intr-o singura rutina, care se cicleaza pentru fiecare plan de proiectie odata. Pastrand acelasi pas de ciclare al parametrului x in ambele cicluri, coordonatele punctului curent al curbei spatiale rezulta in triplete $\{x,y,z\}$ ordonate, care implementate in programul de conducere al robotului asigura conducerea punctului caracteristic pe traiectorie.

6.1.3 Algoritm pentru minimizarea lungimii traiectoriilor de manipulare.

Minimizarea lungimii traseelor cuprinse in reseaua de traiectorii a unei celule flexibile, micsoreaza timpul de manipulare si conduce la cresterea capacitatii de productie a celulei de fabricatie respective. Traseul osculator minim dintre doua puncte start-tinta date, trebuie stabilit in doua etape.

In prima etapa se efectueaza sinteza mai multor trasee capabile de ocolirea obstacolelor din scena. Ele formeaza o varietate de curbe osculatoare. Fiecarui set de valori ai parametrilor de sinteza ii corespunde o anumita curba din varietate. Daca problema depinde de p parametri si fiecare admite q valori, atunci numarul curbelor din varietate este dat de aranjamentul cu repetitie a q elemente grupate in p moduri, conform relatiei:

$$N = q^p \quad (6.17)$$

In sinteza varietatii curbelor in plan, intervin ca parametrii lungimile si orientarile segmentelor de acces (patru coordonate de tipul (6.5)), respectiv ordinele de contact in puntele de racordare (inca doi parametri m si n), rezultand in final $p = 6$. Daca fiecare parametru ia un numar de $q = 2$ valori, numarul curbelor din varietate rezulta $N = 64$, crescand rapid cu q . In spatiu, numarul solutiilor se dubleaza.

Din aceasta multime trebuie in a doua etapa selectata curba cea mai scurta. Intrucat traseele osculatoare nu sunt rectificabile, algoritmul de selectare trebuie sa evite calculul propriu zis al lungimilor. Algoritmul prezentat in continuare se bazeaza pe utilizarea functiei conforma, definita prin relatia:

$$K_i = \frac{dF(x, y)}{dB(x, y)} \quad (6.18)$$

unde:

$$F(x, y) = \begin{cases} y - m_1 x - n_1 & : [SI] \\ y - \sum_k a_k x^k & : [IJ] \\ y - m_2 x - n_2 & : [JT] \end{cases} \quad (6.19)$$

este functia forma a unei curbe oarecare din varietate, iar:

$$B(x, y) = y - m_B x - n_B \quad (6.20)$$

este functia forma a bazei varietatii. Baza coincide prin definitie cu segmentul [ST]. Coeficientii din functia de forma a bazei pot fi calculati cu relatiile:

$$\begin{aligned} m_B &= \frac{y_{22} - y_{11}}{x_{22} - x_{11}} \\ n_B &= y_{11} - m_B x_{11} \end{aligned} \quad (6.21)$$

Folosind de relatiile (6.19 - 6.21) si tinand seama de formula de derivare a unei functii in raport cu o alta functie:

$$\frac{dF}{dB} = \bar{r}_0 * \text{grad}F \quad (6.22)$$

cu \bar{r}_0 fiind notat versorul bazei, functia conforma se poate exprima in forma:

$$K_i = \cos \theta \quad (6.23)$$

unde θ este unghiul dintre baza si tangenta la curba intr-un punct curent (Fig. 6.3).

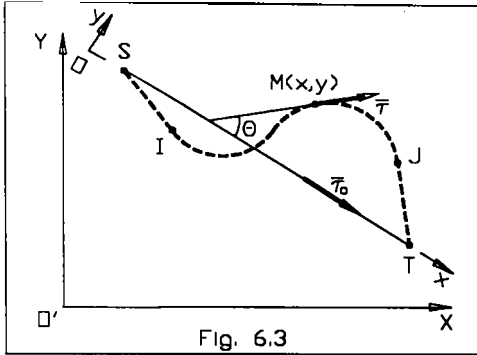


Fig. 6.3

Aceasta interpretare geometrica ofera posibilitatea compararii locale a curbelor varietatii cu baza. In toate punctele unei curbe confundata cu baza $\theta = 0$ iar $K_i = 1$, ceea ce inseamna identitate. Distanța minima dintre punctele S si T fiind masurata pe baza, curba identica este cea mai scurta din varietate.

Curbele osculatoare sunt in general ondulate, avand in cele mai multe puncte $\theta \neq 0$ si $K_i < 1$. In acest caz, conform cu belo. se deduce ca fata de baza, avand totodata si lungimi marite pentru ca acumuleaza in ondulatii.

Pentru aprecierea lungimii acumulate pe traseul intreg se defineste functia conforma globala:

$$K = \frac{1}{r} * \sum_{i=1}^r K_i \quad (6.24)$$

unde r este numarul intervalelor de esantionare al traseului la calculul functiei K_i .

Algoritmul de selectare al traseului minim dintr-o varietate, presupune ordonarea curbelor dupa functia conforma globala si alegerea traseului cu K maxim. In calculul numeric, unghiul θ se determina cu relatia:

$$\theta = \text{arctg}T \quad (6.25)$$

unde T este functia derivata a lui (6.6):

$$T = \frac{dy}{dx} = \begin{cases} m_1 & : [SI] \\ \sum_k k * a_k * x^{k-1} & : [IJ] \\ m_2 & : [JT] \end{cases} \quad (6.26)$$

La traseele spatiale algoritmul descris se aplica separat pentru fiecare proiectie ortogonala in parte si numai dupa selectarea proiectiilor de lungime minima se trece la constituirea traiectoriei in spatiu.

In procesul de optimizare al unei traiectorii un rol deosebit revine alegerii favorabile a segmentelor de acces. Analiza vecinatatii punctelor start-tinta evidentiaza, ca obstacolele prezente in zonele de acces nu delimiteaza in general o directie libera unica, ci exista in majoritatea cazurilor unul sau mai multe fascicole de

directii permise (Fig. 6.4). Daca baza [ST] poate fi cuprinsa in conurile directiilor permise, atunci este rationala alegerea directiilor de acces din conditia [S]||[JT]||[ST] pentru a obtine $K_i = 1$ in fiecare punct al lor. Daca acest lucru este posibil, curba de racord [IJ] va fi o dreapta cu contact de ordin infinit fata de ambele segmente de acces. In acest caz traiectoria asamblata se suprapune in intregime pe baza ($K_i = 1$ peste tot), fiind deci optima ideala.

De obicei traiectoria ideala nu este realizabila. In acest caz trebuie cautata asezarea coplanara a segmentelor de acces in interiorul fasciculelor de directii permise astfel, ca unghiul

determinat de ele fata de baza sa fie cat mai mic si K_i cat mai mare. In exemplul din Fig. 6.4, $K_i(\theta_1) = 0.866$ iar $K_i(\theta_2) = 1$. Intre punctele de contact I si J, variatia unghiului θ depinde de ordinele de contact impuse la sinteza curbei osculatoare. Daca orientarile

segmentelor de acces sunt stabilite

rational asa cum s-a aratat mai sus, este indicata limitarea in punctele curbei a unghiului $\theta(x)$ in intervalul:

$$\theta(x) \leq \max(\theta_1, \theta_2) \quad (6.27)$$

Pentru indeplinirea conditiei (6.27) sunt avantajoase ordine de contact mici. In acest caz ondularile traiectoriei devin mai mici, iar lungimea mai redusa. Trebuie observat deasemenea, ca micșorarea ordinelor de contact aduce un substantial avantaj operational, deoarece reduce dimensiunea sistemului de ecuatii (6.8) si numarul coeficientilor polinomialei (6.6-2) prin care se descrie curba osculatoare.

Daca orientarea conurilor de directii fara obstacole nu permite alegerea coplanara a segmentelor de acces, atunci trebuie acceptate segmente de acces orientate diferit in spatiu. Se va cauta alegerea acestor segmente cat mai aproape de coplanaritate pentru a nu torsiona curba osculatoare aferenta exagerat, spre a nu creste mai mult de necesar lungimea traiectoriei.

6.1.4 Program pentru sinteza automata a traiectoriilor de manipulare optime.

Teoria de sinteza a traseelor de manipulare pe baza curbelor osculatoare optime a fost valorificata in cadrul programului PROG. 6.1, listat alaturat. Programul sintetizeaza traiectorii in plan. In cazul traseelor spatiale, el trebuie parcurs pentru fiecare plan de proiectie odata. In modelul matematic in scris in program, ordinul de contact al curbei osculatoare cu fiecare dintre segmentele de acces s-a admis doi. Astfel, curbele de racordare rezulta cubice cu patru coeficienti, care pot fi determinate prin alegerea a patru parametri. Pornind de la importanta segmentelor de acces pentru ocolirea obstacolelor, drept parametri s-au admis lungimile si orientarile acestora.

Pentru utilizarea programului este necesar, ca dimensiunile liniare extrase din layout (coordonatele punctelor start si tinta, respectiv lungimile segmentelor de acces) sa fie exprimate la scara monitorului, dupa care pot fi introduse prin input. Tot prin input se inscriu si orientarile segmentelor de acces. Unghiul de orientare al segmentului de acces la punctul start este considerat in program ca valoare initiala.

Pe durata executiei programului acest unghi sufera o crestere in sens trigonometric cu 60° in pasi de cate 15° . Pentru fiecare valoare intermediara se sintetizeaza o traiectorie osculatoare si se calculeaza functia conforma globala corespunzatoare. Toate rezultatele sunt monitorizate, pentru ca dupa valoarea functiei K utilizatorul sa poate identifica rapid traiectoria optima.

PROG. 6.1

```

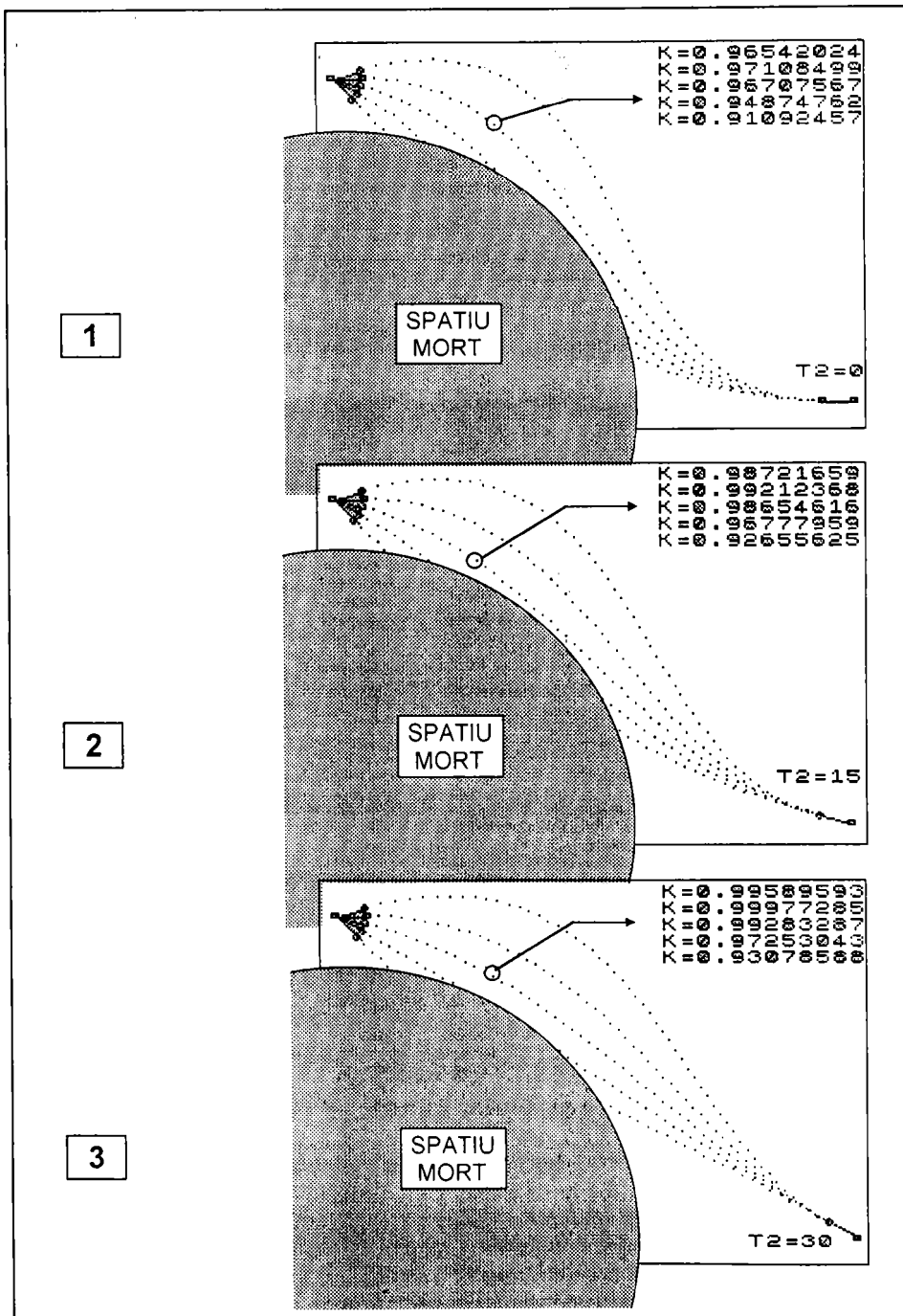
10 REM Program 6.1
20 PRINT AT 2.0:"Sinteza traseului optim dupa functia
CONFORMA GLOBALA"
30 INPUT "X11=?";X11;" Y11=?";Y11;" X22=?";X22;" Y22=?";Y22:
REM Coordonatele punctelor start-tinta
40 INPUT "T1=?";T1;"T2=?";T2;"T1=?";T1;"T2=?";T2:LET T2=T2*
PI/180: REM Lungimile si orientarile segmentelor de acces
50 LET T1=T2-ATN ((Y22-Y11)/(X22-X11))
60 DIM F(5.1): FOR F=T1 TO T1+60 STEP 15:IF F=T1 THEN
LET I=1
65 LET F(I)=F*PI/180: LET I=i+1: NEXT F
70 DIM X(2.2): DIM Y(2.2): CLS : FOR F=1 TO 5
80 GO SUB F30
90 LET a11=1: LET a12=X(1.2): LET a13=X(1.2)*X(1.2): LET
a14=X(1.2)*X(1.2)*X(1.2): LET a21=0: LET a22=1: LET
a23=2*X(2.1): LET a24=3*X(2.1)*X(2.1): LET a31=1: LET
a32=X(2.1)*E:LET a33=X(2.1)*X(2.1):LET a34=X(2.1)*X(2.1)*X(2.
1): LET a41=0: LET a42=1: LET a43=2*X(2.1): LET
a44=3*X(2.1)*X(2.1): LET b1=m1*X(1.2)+n1: LET b2=m1: LET
b3=m2*X(2.1)+n2: LET b4=n2
100 LET D=a11*(a22*a33*a44+a23*a34*a42+n32*a43*n24-
a42*a33*a24-n43*a34*a22-a32*n23*n44)-a12*(a21*a33*a44+
a23*a34*a41+a31*a43*a24-a41*a33*a24-n43*n34*a21-n31*a2
3*a44)+a13*(a21*a32*n44+a22*a34*n41+a31*a42*a24-n41*
a32*a24-a31*a22*n44+n42*a34*n21)n1+1*(a21*a32*n43+n22*
n33*a41+a31*a42*n23-n42*a32*n23-n31*a22*n43+n42*a33*n21)
110 LET m11=a22*n33*n44+a32*n43*n24+a23*n34*n42-
a24*a33*n42-n34*a43*n22-a23*a32*n44
120 LET m21=-1*(a12*a33*a44+n32*a43*n14+a13*a34*n42-
a14*a33*a42-n34*a43*n12-a13*n32*n44)
130 LET m31=n12*n23*a44+n22*a43*n14+a13*a24*a42-
a14*a23*a42-n24*n43*n12-a13*n22*n44
140 LET m41=-1*(a12*n23*a34+n22*a33*n14+a13*n24*n32-
a14*a23*a32-n24*n33*n12-a13*n22*n34)
150 LET m12=-1*(n21*a33*n44+n31*a43*n24+a23*n34*n41-
a24*a33*n41-n34*a43*n21-a23*a31*n44)
160 LET m22=a11*a33*n44+a13*a34*n41+a31*a43*n14-
a14*a33*n41-a34*a43*n11-a13*n31*n44
170 LET m32=-1*(a11*n23*n44+n21*a43*n14+a13*n24*a41-
a14*a23*n41-n24*a43*n11-a13*n21*n44)
180 LET m42=a11*n23*n34+n21*a33*n14+a13*n24*n31-
a14*a23*n31-n24*a33*n11-a13*n21*n34
190 LET m13=n21*n23*n44+n31*n42*n24+n22*n34*n41-
a24*a32*n41-a34*n42*n21-n22*n31*n44
200 LET m23=-1*(a11*a32*n44+a31*n42*n14+a12*n34*n41-
a14*a32*n41-n34*n42*n11-a12*n31*n44)
210 LET m33=a11*n22*n44+n21*n42*n14+a12*n24*n41-
a14*a22*n41-n24*n42*n11-a12*n21*n44
220 LET m43=-1*(a11*n22*n34+n21*a32*n14+a12*n24*n31-
a14*a22*n31-n24*n32*n11-a12*n21*n34)
230 LET m14=-1*(n21*a32*n43+n31*n42*n23+n22*n33*n41-
a23*a32*n41-a33*n42*n21-n22*n31*n43)
240 LET m24=a11*a32*a43-a31*a42*a13+a12*a33*a41-
a13*a32*a41-a33*a42*a11-a12*a31*a43
250 LET m34=-1*(a11*a22*n43+a21*a42*a13+a12*a23*n41-
a13*a22*a41-a23*a42*a11-a12*a21*n43)
260 LET m44=a11*a22*a33+a21*a32*a13+a12*a23*n31-
a13*a22*a31-a23*a32*a11-a12*a21*a33
270 DIM I(4.4): REM Inversa lui A
280 LET I(1.1)=m11/D: LET I(1.2)=m21/D: LET I(1.3)=m31/D:
LET I(1.4)=m41/D: LET I(2.1)=m12/D: LET I(2.2)=m22/D: LET
I(2.3)=m32/D: LET I(2.4)=m42/D: LET I(3.1)=m13/D: LET
I(3.2)=m23/D: LET I(3.3)=m33/D: LET I(3.4)=m43/D: LET
I(4.1)=m14/D: LET I(4.2)=m24/D: LET I(4.3)=m34/D: LET
I(4.4)=m44/D
290 DIM R(4.1)
300 LET R(1.1)=(I(1.1)*b1+I(1.2)*b2+I(1.3)*b3+I(1.4)*b4: LET
R(2.1)=(I(2.1)*b1+I(2.2)*b2+I(2.3)*b3+I(2.4)*b4: LET
R(3.1)=(I(3.1)*b1+I(3.2)*b2+I(3.3)*b3+I(3.4)*b4: LET
R(4.1)=(I(4.1)*b1
+I(4.2)*b2+I(4.3)*b3+I(4.4)*b4
310 DEF FN y(x)=(R(1.1)+R(2.1)*x+R(3.1)*x^2+R(4.1)*x^3
320 DEF FN T(x)=ATN (R(2.1)+2*R(3.1)*x+3*R(4.1)*x^2)
330 LET V=SQRT ((ABS (x21-x12))-2*(ABS (y21-y12))/2)
340 LET dx=5: LET p=INT (V*dx): DIM D(p+2.3)
350 FOR x=0 TO V STEP dx: LET Y=FN y(x): LET Tx=FN T(x):
LET T=T1+221-T122-Tx:
LET D(1+x*dx.1)=x: LET D(1+x*dx.2)=y:
LET D(1+x*dx.3)=COS T: NEXT x: LET D(p+2.1)=V:
LET D(p+2.2)=0: LET D(p+2.3)=COS (T1221-T122-FN T(V))
360 CIRCLE x11,y11.1.5: DRAW (x12-x11),(y12-y11): CIRCLE
x12,y12.1.5: FOR i=1 TO p+2: PLOT x12+D(i.1)*X221-
D(i.2)*SIN T1221,x121+D(i.1)*SIN T1221-D(i.2)*SIN T1221:
NEXT i: CIRCLE x12,y12.1.5: DRAW (x22-x21),(y22-y21):
CIRCLE x22,y22.1.5
370 FOR i=1 TO p+2: IF i=1 THEN GO TO 390
380 IF i>1 THEN GO TO 400
390 LET K=D(1.3): GO TO 410
400 LET K=(K+D(i.3))
410 NEXT i: PRINT AT F-1.18:"K"=:"K (p+2)
420 GO TO 470
430 LET x12=x11+I1*COS F(1): LET y12=y11+I1*SIN
F(1): LET x21=x22+I2*COS F(2): LET y21=y22+I2*SIN F(2):
LET T1221=ATN ((y21-y12)/(x21-x12))
440 LET X(1.1)=(x11-x12)*COS T1221+(y11-y12)*SIN T1221:
LET Y(1.1)=(x11-x12)*SIN T1221-(y11-y12)*COS T1221: LET
X(2.1)=(x21-x12)*COS T1221+(y21-y12)*SIN T1221: LET
Y(2.1)=(x21-x12)*SIN T1221-(y22-y12)*COS T1221: LET
X(2.2)=(x22-x12)*COS T1221+(y22-y12)*SIN T1221: LET
Y(2.2)=(x22-x12)*SIN T1221-(y22-y12)*COS T1221:
450 LET m1=(Y(1.2)-Y(1.1))/(X(1.2)-X(1.1)): LET m2=(Y(2.2)-
Y(2.1))/(X(2.2)-X(2.1)): LET m1=-(Y(1.0)-m1*X(1.1)):
LET n2=Y(2.2)-m2*(X(2.2)
460 RETURN
470 NEXT F: STOP

```

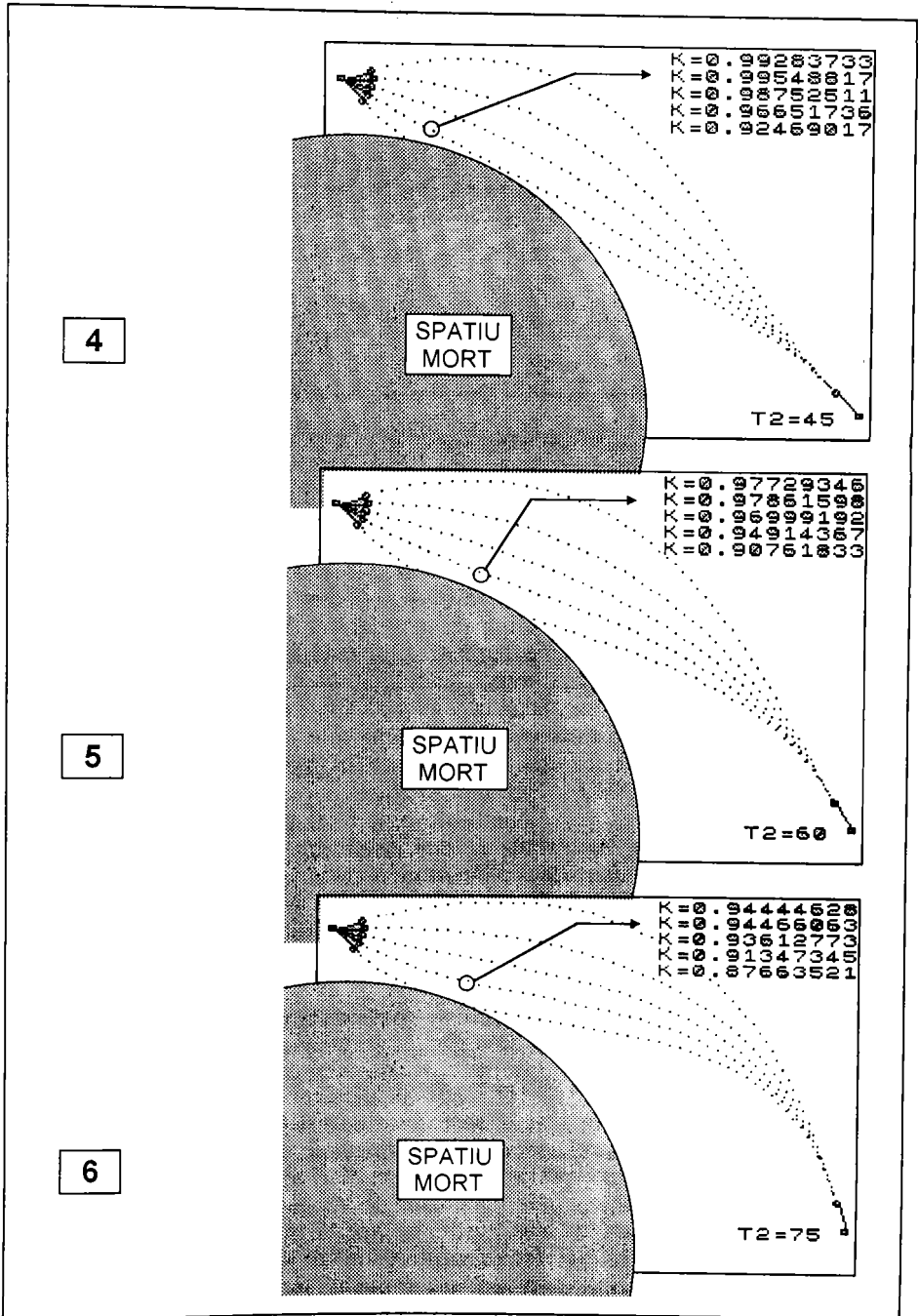
Caracteristicile principale ale programului PROG. 6.1 sunt:

- lungimea.....6875 bytes;
- durata de calcul pentru sinteza unei varietati de 5 traiectorii.....80 sec;
- durata de lucru totala pentru 5 traiectorii (calcul plus dialogare).....110 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele.....TIM-S si PC-486.

In varietatea traiectoriilor sintetizate cu ajutorul PROG. 6.1 si redade in LISTA 6.1-1 si LISTA 6.1-2, toate traseele trec prin aceeasi pereche de puncte start-tinta. La scara monitorului coordonatele s-au considerat egale cu $X_{11} = 5$; $Y_{11} = 160$; $X_{22} = 250$; $Y_{22} = 5$, iar lungimile segmentelor de acces s-au ales $l_1 = l_2 = 15$.



LISTA 6.1-2



Cele 30 de traiectorii sintetizate sunt grupate in sase submultimi de cate cinci. Submultimile se deosebesc prin orientarea segmentului de acces la tinta (valoarea unghiului T_2). Orientarea segmentului de acces la punctul start (T_1) s-a ciclat pe acelasi interval unghiular cuprins intre $[-45^\circ, +15^\circ]$. Dupa valoarea functiei conforma globala drept traiectorie optima la o submultime rezulta aceea, care ocoleste la limita spatiul mort al robotului. Caracteristicile acestor trasee sunt redete in TAB. 6.1.

TAB. 6.1

NR. SUBMULTIMII	T_1^0	T_2^0	K
1	0	0	0.94874762
2	-15	15	0.98654616
3	-15	30	0.99283287
4	-30	45	0.99548817
5	-30	60	0.97861598
6	-30	75	0.94466063

Cea mai mare valoare pentru functia conforma globala rezulta $K_{\max} = 0.99548817$. Traiectoria aferenta apartine submultimii 4 si reprezinta traseul de manipulare optim al varietatii analizate.

Implementarea traseului optim in programul de conducere al robotului, se realizeaza in baza coordonatelor succesive ale punctului curent de pe traseu. Din PROG. 6.1 aceste coordonate rezulta fata de sistemul de referinta atasat celei flexibile, fiind calculate la scara monitorului cu un pas de esantionare de cinci unitati. Ele pot fi extrase, din primele doua coloane ale matricii D, definita pe linia 340 a programului, dupa trecerea pe monitor a traiectoriei in cauza. Este evident, ca pentru intocmirea programului robot, coordonatele respective trebuie transpuse la scara naturala a celei flexibile si apoi prin analiza pozitionala inversa convertite in valori pentru functiile de comanda ale robotului.

Prin modificarea coordonatelor punctelor start tinta, PROG. 6.1 permite minimizarea pe rand a tuturor traseelor existente intr-o retea de manipulare. In acest mod se pot organiza off-line celule flexibile de fabricatie cu capacitate de productie maximalizata. Desigur, ca instalarea unei retele de trasee optimizate reclama un sistem de conducere adecvat. Configuratia minima a acestui sistem aseamana cu cea reprezentata in Fig. 5.38, cu deosebirea ca se poate renunta la bucla de invatare, deoarece programul robot se incarca de pe un suport magnetic extern.

6.2 Sinteza traiectoriilor de lucru pentru debavurarea jentilor de autoturisme.

Dealungul traiectoriilor de lucru se efectueaza operatii tehnologice cu ajutorul unor capete de lucru. Aceste traiectorii se definesc in spatiul obiectului supus operatiei. Deplasarea capului de lucru, respectiv a sculei pe traiectorie se poate realiza fie de catre robot, fie de catre o instalatie tehnologica flexibila. Printre operatiile tehnologice frecvente in sectoarele de productie la cald, la care se pune problema generarii traiectoriilor de lucru se amintesc debavurarea si sablarea.

In acest subcapitol se abordeaza sinteza unor traiectorii de lucru pentru debavurarea jentilor turnate pentru autoturisme. Aceasta problema este legata de un obiectiv industrial recent, de a satisface mai prompt cererea crescuta aparuta pe piata fata de jentile turnate de lux. Prin trecerea de la fabricatia de unicat a produsului in cauza, la fabricatia repetitiva in serii mici a unui numar mare de modele, s-au creat conditii pentru efectuarea operatiei de debavurare in cadrul unui sistem tehnologic flexibil, pentru care traiectoriile de lucru pot fi sintetizate avantajos, off-line.

6.2.1 Descrierea jentilor brute.

Jentile de lux pentru autoturisme se obtin din aliaje de aluminiu prin turnare in cochile metalice. Modelele de jenti produse de firma BORBET (Germania) sunt prevazute in peretele frontal cu fante, care difera prin forma, dimensiuni si numar.

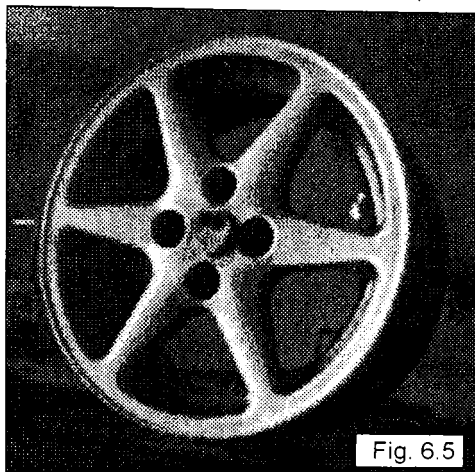


Fig. 6.5

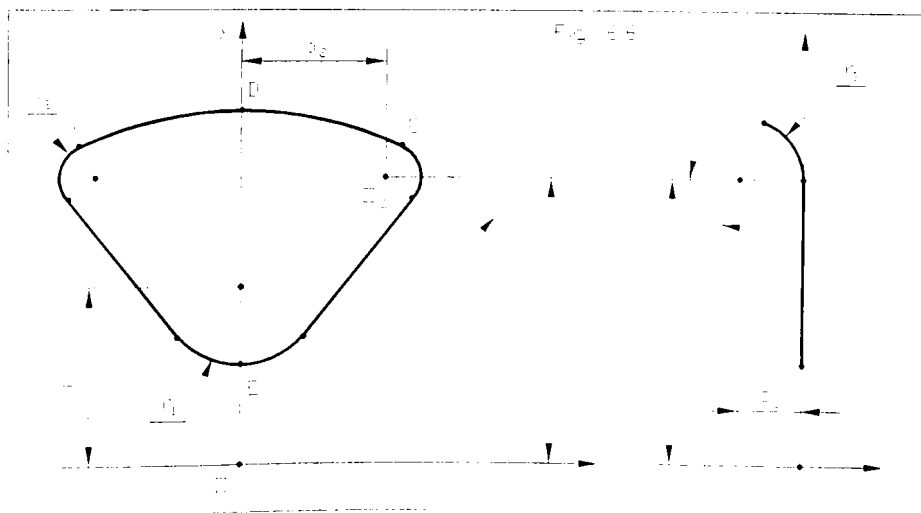
Din considerente de echilibrare fantele se dispun simetric in jurul axei rotii rezultand jenti cu 5, 6, 8 sau 10 grade de simetrie. Pe suprafetele de separatie dintre elementele cochilei, datorita inchiderii imperfecte a acestora, turnatele rezulta cu bavura in fante (Fig. 6.5). Bavura formeaza o foita subtire, cu grosimea de ordinul zecimilor de milimetri si orientata spre interiorul fantelor pe o latime variabila, putand la limita sa obtureze complet fanta, asemanator unei membrane.

Debavurarea rentabila a fantelor in conditiile de existenta a unei varietati de modele dimensionale numeroasa si

g...-s... int-o c...ti.ua diversificare, cere implementarea unei tehnologii flexibile. La elaborarea acestei tehnologii intervin doua faze importante. Prima o constituie sinteza flexibila off-line a muchiei purtatoare de bavura. Cea de a doua faza priveste implementarea unui sistem de urmarire adecvat.

6.2.2 Sinteza muchiei port bavura.

Muchia port bavura are forma unei curbe inchise, stramba in spatiu. Pentru determinarea geometrica a muchiei, in desenele jentilor se utilizeaza doua vederi, o proiectie frontala si una axiala cotate conform Fig. 6.6.



Cele doua proiectii evidentiaza compunerea conturului din mai multe arce de cerc si segmente de dreapta racordate. Astfel, dealungul segmentelor [AB] si [B'A'] din proiectia frontala, respectiv dealungul segmentelor [EF] si [F'E] din proiectia axiala, conturul este rectiliniar. Profilele circulare sunt inscise pe intervalele [BC], [CC'], [C'B'] si [A'A] in proiectia frontala, respectiv [FD] si [DF'] in proiectia axiala.

Pentru exprimarea modelului matematic al conturului se ataseaza jentii un sistem de referinta Oxyz, cu planul Oxy suprapus pe planul proiectiei frontale, cu axa Oz suprapusa cu axa rotii si avand planul Oyz in planul de simetrie al uneia din fante. Datorita simetriei este suficienta scrierea ecuatiilor segmentelor si arcelor componente pe intervalele continute in semispatiul $x>0$:

$$F(x,y,z) = \begin{cases} x^2 + (y - b_1)^2 - r_1^2 = 0 & \text{:[EA]} \\ y - mx - n = 0 & \text{:[AB]} \\ (x - a_2)^2 + (y - b_2)^2 - r_2^2 = 0 & \text{:[BC]} \\ x^2 + y^2 - r^2 = 0 & \text{:[CD]} \\ z = 0 & \text{:[EF]} \\ (z - c_3)^2 + (y - b_3)^2 - r_3^2 = 0 & \text{:[FD]} \end{cases} \quad (6.28)$$

Constantele in acest model sunt dimensiuni cunoscute sau combinatii de dimensiuni, care pot fi determinate din cotele trecute in desen. Pentru generarea punct cu punct a conturului (trajectoria de lucru la debavurare), se impune stabilirea coordonatelor capetelor fiecarui interval. Coordonatele punctelor E si D pot fi exprimate imediat:

$$\begin{cases} x_E = 0 \\ y_E = b_1 - r_1 \end{cases} \quad \begin{cases} x_D = 0 \\ y_D = r \end{cases} \quad (6.29)$$

Coordonatele lui A se determina ca solutii ale sistemului format din primele doua ecuatii ale lui (6.28), impunand arcului EA si segmentului AB conditia de tangenta:

$$\begin{cases} x_A = \frac{-m*(n - b_1)}{1 + m^2} \\ y_A = m*x_A + n \end{cases} \quad (6.30)$$

Similar se deduc coordonatele lui B, ca solutii ale sistemului format din a doua si a treia ecuatie (6.28), impunand arcului BC si segmentului AB conditia de tangenta:

$$\begin{cases} x_B = \frac{-[m*(n - b_2) - a_2]}{1 + m^2} \\ y_B = x_B + n \end{cases} \quad (6.31)$$

Constantele m si n se deduc din conditiile de unicitate ale solutiilor (6.30)-(6.31). Scriind mai intai aceasta conditie pentru punctul A:

$$m_A = \sqrt{(n - b_1)^2 / r_1^2 - 1} \quad (6.32)$$

iar apoi pentru punctul B:

$$m_B = \left\{ (n - b_2) \cdot a_2 + \sqrt{r_2^2 \cdot [a_2^2 - r_2^2 + (n - b_2)^2]} \right\} / (r_2^2 - a_2^2) \quad (6.33)$$

problema poate fi rezolvata numeric. Solutia corespunde acelei valori data lui n in intervalul $[0, r]$, pentru care se realizeaza egalitatea:

$$m_A = m_B = m \quad (6.34)$$

Coordonatele punctului C se determina din relatiile:

$$\begin{cases} x_C = a_2 + r_2 \cdot \sin \alpha \\ y_C = b_2 + r_2 \cdot \cos \alpha \end{cases} \quad (6.35)$$

unde unghiul $\alpha = \widehat{C\hat{O}D}$ rezulta din:

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{a_2}{b_2} \quad (6.36)$$

Acum toti coeficientii din (6.28) si toate coordonatele punctelor de racordare la capetele de interval se cunosc si se poate trece la generarea punct cu punct a traiectoriei de debavurare. In acest scop, se recurge la esantionarea muchiei port bavura. Pentru asigurarea esantionarii cat mai uniforme, convine exprimarea ecuatiilor (6.28) in forma parametrizata.

Limitele intervalelor in care structura algebrica a muchiei port bavura sufera modificari, se exprima in functie de unghiul $\varphi_1 = \widehat{O\hat{O}_1A}$, dat de relatia:

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg} \frac{x_A}{b_1 - y_A} \quad (6.37)$$

si de unghiul φ_2 dintre dreapta OC si axa Ox, dat de relatia:

$$\varphi_2 = \frac{\pi}{2} - \alpha \quad (6.38)$$

In baza acestor notatii, ecuatiile parametrice ale portiunii de arc [EA] au forma:

$$\begin{cases} x = r_1 \cdot \sin t \\ y = b_1 - r_1 \cdot \cos t \end{cases} \quad t \in [0, \varphi_1] \quad (6.39)$$

ale segmentului de dreapta [AB], forma:

$$y = m \cdot t + n \quad t \in [x_A, x_B] \quad (6.40)$$

ale arcului [BC], forma:

$$\begin{cases} x = a_2 + r_2 \cdot \cos t \\ y = b_2 + r_2 \cdot \sin t \end{cases} \quad t \in \left[-\left(\frac{\pi}{2} - \varphi_1\right), \varphi_2 \right] \quad (6.41)$$

ale arcului [CD], forma:

$$\begin{cases} x = r \cdot \cos t \\ y = r \cdot \sin t \end{cases} \quad t \in \left[\varphi_2, \frac{\pi}{2} \right] \quad (6.42)$$

Pe intervalul [EF] sunt indeplinite in mod constant conditiile:

$$\begin{cases} y \leq b_3 \\ z = 0 \end{cases} \quad (6.43)$$

In final, modelul parametric al muchiei portavura pe arcul [FD] este:

$$\begin{cases} y > b_3 \\ z = (\cos t - 1) \cdot r_3 \\ z = (\cos \varphi_3 - 1) \cdot r_3 \end{cases} \quad \begin{matrix} t \in [0, \varphi_3] \\ t > \varphi_3 \end{matrix} \quad (6.44)$$

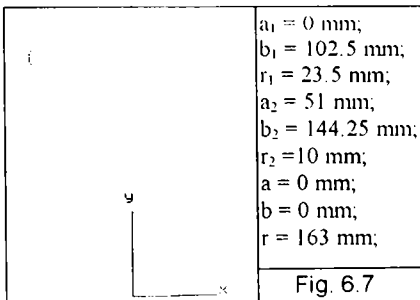
In modelul parametrizat, parcurgerea punct cu punct a muchiei revine la ciclarea parametrului t in intervalele de definitie precizate, cu pasul de esantionare adoptat. Programul de generare intocmit dupa modelul descris este listat mai jos.

PROG. 6.2

```

1 REM "PROG.6.2: Sinteza muchiei purtatoare de bavura la jentile
BORBET"
10 INPUT "a1=":a1,"b1=":b1,"r1=":r1,"a2=":a2,"b2=":b2,"r2=":r2,"
a3=":a3,"b3=":b3,"r3=":r3
20 LET x0=125
30 INPUT "ni=":ni,"ns=":ns
40 DIM M(20,3)
50 FOR i=1 TO 20
60 LET M(i,1)=ni-i*(ns-ni)/20
70 LET M(i,2)=SQR((b1-M(i,1))^2+r1^2-1)
80 LET M(i,3)=(M(i,1)-b2)*a2+r2*SQR((a2^2+r2^2+(b2-
M(i,1))^2)-2*(a2-b2)*M(i,1))
90 IF ABS(M(i,2)-M(i,3)) < 1e-8 THEN GO TO 130
100 IF M(i,2) < M(i,3) THEN GO TO 120
110 NEXT i
120 LET ni=M(i,1):LET ns=M(i,1):GO TO 50
130 LET n=M(i,1):LET m=M(i,2)
140 LET xA=(m*(1-m)^2*(n-b1)):LET yA=m*xA+n:LET xB=
m*(1-m)^2*(n-b2)+1*(1-m)^2*a2:LET yB=m*xB+n:LET
xC=a2+r2*SIN ATN(a2/b2):LET yC=b2+r2*COS ATN(a2/b2)
150 LET F1=ATN(xA/(b1-yA))
160 LET F2=PI/2-ATN(a2/b2)
170 FOR t=0 TO F1 STEP 6*PI/180
180 LET x=r1*SIN t:LET y=b1-r1*COS t:GO SUB 290
190 NEXT t
200 FOR x=xA TO xB STEP 2
210 LET y=m*x+n:GO SUB 290
220 NEXT x
230 FOR t=-(PI-2-F1) TO F2 STEP 12*PI/180
240 LET x=a2+r2*COS t:LET y=b2+r2*SIN t:GO SUB 290
250 NEXT t
260 FOR t=PI-2-ATN(a2/b2) TO PI-2 STEP PI/180
270 LET x=r3*COS t:LET y=r3*SIN t:GO SUB 290
280 NEXT t:GO TO 300
290 PLOT x0+x,y:PLOT x0-x,y:RETURN
300 PLOT x0,0:DRAW 175-x0,0:PLOT x0,0:DRAW 0,50
PRINT AT 21,22;"x":PRINT AT 14,15;"y"
310 STOP

```



Caracteristicile programului sunt:

- lungimea.....6226 bytes;
- durata de calcul/fanta.....15 sec;
- durata totala de lucru/fanta.....60 sec;
- compatibilitate cu calculatorul.....PC-486.

Fig. 6.7 reprezinta traiectoria generata pentru datele listate alaturat. In capitolul urmat se va prezenta un cap de forta flexibil multiax, elaborat pentru debavurarea jentilor prin frezare, la care softul de conducere al sculelor pe traiectorii are la baza modelul de sinteza descris.

7. CONTRIBUTII LA IMPLEMENTAREA UNOR SISTEME FLEXIBILE

In acest capitol se prezinta contributiile avute prin activitate contractuala in privinta asimilarii industriale a unor sisteme tehnice flexibile. Aceasta activitate s-a desfasurat dupa temele beneficiarilor si cuprinde atat proiectarea unor dispozitive, capete de forta, scule, senzori si utilaje flexibile noi, cat si organizarea unor celule de fabricatie flexibile complete in care componentele anterioare conlucreaza cu utilaje traditionale folosind sisteme de interfatare corespunzatoare. Toate aplicatiile au fost dezvoltate in stransa legatura cu munca de cercetare expusa anterior pe parcursul capitolelor 4, 5 si 6.

7.1 Familia de manipuloare sincrone MS-200 / MS-500 / MS-1000

Printre preocuparile avute dealungul a patru ani (86-89) in cadrul colectivului multidisciplinar de roboti industriali se numara activitatea legata de studiu, cercetarea si proiectarea unor utilaje, care sa asigure mecanizarea avansata si automatizarea flexibila a proceselor de productie specifice sectoarelor calde.

Din analiza dotarilor tehnice existente, a organizarii muncii in sectoarele respective si a tehnologiilor practicate curent in ele, a reiesit ca recomandabila pentru scopul urmarit, asimilarea unor utilaje de tipul manipuloarelor sincrone.

Varietatea mare a obiectelor si a capetelor de forta care trebuie manevrate in sectoarele calde, a determinat fructificarea cercetarilor intreprinse in acest domeniu [150], [152], [153], prin intocmirea proiectelor de executie a manipuloarelor sincrone indigene in trei marimi: MS-200, MS-500 si MS-1000, diferitele dupa masa maxima manipulabila de 200, 500 si de 1000 kg.

In componenta fiecarei marimi s-au prevazut urmatoarele subansamble principale: modul de pivotare, mecanism de urmarire, pantograf pentru autocorectia orientarii, platforma operatorului, mecanism de pilotare cu pedale, mecanism de pilotare cu mansa, sistem de actionare, statie hidraulica cu racitor, sistem de comanda mecano-hidro-electronica cu circuitele de reactie aferente, panou de interfatare pentru utilajele servite. Structura de baza alcatuita din subansamblele specificate anterior, poate fi echipat optional cu urmatoarele: module de orientare (de aductie-abductie, de flexie-extensie, de supinatie-pronatie) montabile in orice combinatie, diverse dispozitive de prehensiune sau capete de forta dupa nevoie.

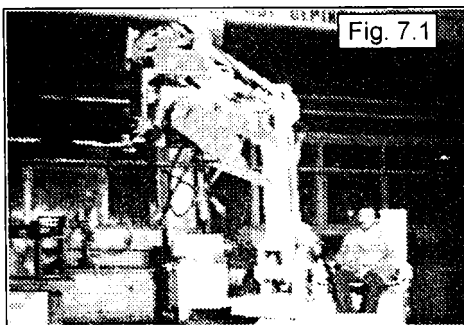
Cu dotarea descrisa, manipuloarele sincrone pot indeplini cele mai diverse sarcini din sectoarele calde, cum ar fi:

- Manipularea diferitelor obiecte: laminate, forjate, turnate, cutii de turnare, miezuri, forme de turnare, etc.
- Servirea unor utilaje: prese de matritare, ciocane de forjare, cuptoare de forja si de tratament termic, etc.
- Efectuarea unor operatii de curatire, sablare, debavurare si demaselotare a pieselor turnate.
- Efectuarea unor operatii de slefuire, periere, grunduire, vopsire si emailare a laminatelor cu suprafete mari sau a pieselor agabaritice.
- Efectuarea unor operatii de incarcare-descarcare a mijloacelor de transport uzinal: camioane, remorci, trailere, vagoane de cale ferata uzinala.
- Manevrarea unor capete de forta, in vederea realizarii unor operatii de prelucrare mecanica.
- Efectuarea unor operatii de paletizare-depaletizare a containerelor cu piese.
- Manevrarea containerelor si a altor tipuri de ambalaje.
- Servirea posturilor din celulele flexibile de fabricatie la cald.

Caracteristicile tehnice ale manipuloarelor sincrone indigene sunt redată în tabelă de mai jos.

TAB. 7.1

NR. CRT.	CARACTERISTICA	MS-200	MS-500	MS-1000
1	Forma spatiului de lucru	sferic	sferic	sferic
2	Sarcina utila	200 kg	500 kg	1000 kg
3	Nr. gradelor de mobilitate	3..6	3..6	3..6
4	Extensia minima	1200 mm	1200 mm	1200 mm
5	Extensia maxima	3100 mm	3100 mm	3100 mm
6	Inaltimea minima	700 mm	700 mm	700 mm
7	Inaltimea maxima	2900 mm	2900 mm	2900 mm
8	Deplas. orizontala a PC	600 mm	800 mm	1570 mm
9	Deplas. verticala a PC	400 mm	400 mm	400 mm
10	Unghiul de pivotare	270°	270°	270°
11	Ungh. de aductie-abduc.	+/-90°	+/-90°	+/-90°
12	Ungh. de flexie-extensie	-90°	-90°	-90°
13	Ungh. de pronatie-supin.	+/-180°	+/-180°	+/-180°
14	Viteza liniara maxima	700 mm	500 mm	350 mm
15	Viteza de pivotare max.	$\pi/6$ rad/s	$\pi/9$ rad/s	$\pi/12$ rad/s
16	Puterea instalata	14 kw	17 kw	30 kw
17	Retea electrica trifazata: -tensiune -frecventa	380 V 50 Hz	380 V 50 Hz	380 V 50 Hz
18	Retea apa de racire: -debit -presiune	1.5 m ³ /h 0.2 MPa	1.5 m ³ /h 0.2 MPa	1.5 m ³ /h 0.2 MPa
19	Aria tehnologica de gab. si de manevra:	11-17 m ²	11-17 m ²	18-24 m ²
20	Inaltimea totala	3300 mm	3400 mm	3500 mm



Asimila ea în fabricații flexibile de manipuloare sincrone indigene, a început cu marimea MS-500 la întreprinderea IMMUM Baia Mare. Execuția primelor două exemplare a fost terminată în anul 1988 după care s-a efectuat și omologarea prototipului (Fig. 7.1).

Se menționează, că la TIB'89 acest produs a fost distins cu medalia de aur al targului.

La începutul anului 1989 s-a lansat fabricația seriei zero a manipuloarelor MS-200, fiind executate 12 exemplare. Tot în acel an a fost începută fabricarea prototipului pentru MS-1000. Cu manipulatorul MS-500 au fost organizate și puse în funcțiune două celule de fabricație flexibile la IMMUM, iar cu manipulatorul MS-200 o celulă flexibilă la întreprinderea UNIO Satu Mare [151]. Implementarea aplicațiilor este facilitată de asimilarea în fabricație a mai multor dispozitive de prehensiune și capete de forță.

7.1.1 Capete de forta pentru operatii de lucru cu manipuloare in sectoare calde

Alte tipuri de capete de forta, care pot intra in dotarea obisnuita a manipuloarelor sincrone indigene.

Capul de polizare cu disc abraziv (Fig. 7.2) serveste pentru efectuarea operatiilor de debavurare a pieselor turnate din otel si fonta. Cu acest cap pot fi indepartate si alte neregularitati, cum ar fi de exemplu, puntile reziduale ale retelelor de turnare.

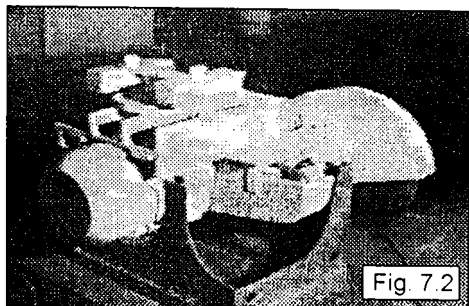


Fig. 7.2

Capul de taiere cu panza abraziva circulara (Fig. 7.3) serveste la retezarea maselotelor de pe turnatele mari si la detasarea palniei de turnare inghetat pe piese. La aceste operatii, cu mecanismul de urmarire al manipulatorului se asigura pozitionarea rapida a capului de taiere fata de semifabricat, avansul de lucru fiind realizat prin intermediul unui modul de avans local.

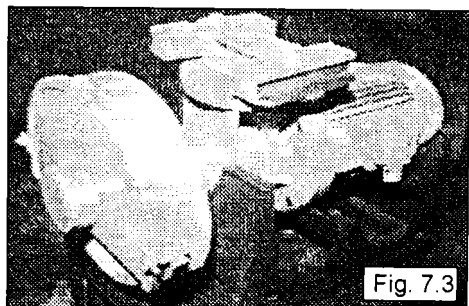


Fig. 7.3

Capul de curatire cu vibrator pneumatic (Fig. 7.4) este destinat curatirii pieselor turnate de zgura si de pamantul ars, care raman lipite pe suprafetele acestora dupa dezbaterea formei. Varful daltii vibratorului poate fi introdus in locuri greu accesibile ale pieselor, cum ar fi spatiile dintre nervurile diferitelor carcase, sau spatiile profilate de la radacina paletelor existente pe rotoarele de pompa sau de turbina turnate din otel.

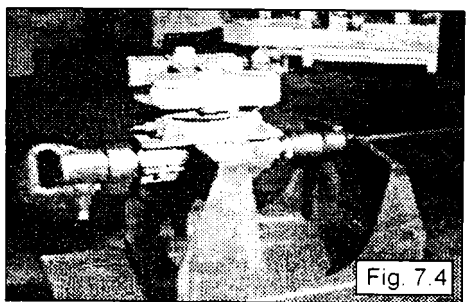


Fig. 7.4

Capul de periere echipat cu pachetul de perii de sarma discoidalii (Fig. 7.5), permite cu ajutorul manipulatorului, curatirea rapida a pieselor cu suprafete mari, de stratul de oxizi (rugina), care se formeaza la depozitarea acestora pe timp indelungat in aer liber. Aceasta aplicatie este frecventa atat la turnate si forjate, cat si la constructiile metalice sudate, in vederea pregatirii lor pentru grunduire si vopsire.

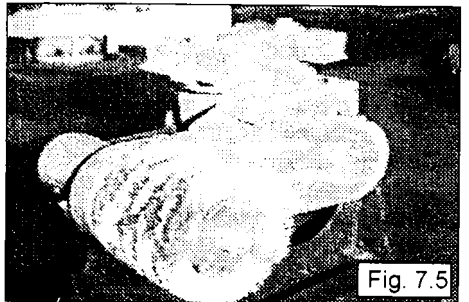


Fig. 7.5

7.1.2 Celula flexibila pentru debavurarea unor piese prismatice

Prima aplicatie a manipulatorului sincron MS-500 a fost organizata la IMMUM Baia Mare in cadrul celulei flexibile de debavurare. Piesele debavurate aici sunt pilonii de sustinere ale abatajelor de mina si traversele aferente. Ele sunt turnate din otel OT-50 in forma prismatica, avand dimensiuni cuprinse intre 200 mm x 250 mm x 2400 mm, respectiv 250 mm x 320 mm x 3200 mm si greutatei cuprinse intre 1200 daN si 1400 daN. Bavura inconjoara piesele pe mijlocul a doua perechi de fete diametral opuse. La debavurarea manuala a pieselor de mai sus, se utilizeaza polizorul portativ. Efectuarea operatiei produce praf, zgomot si vibratii, un mediu industrial nociv si neplacut. In conditiile aratate operatorul uman este supus la

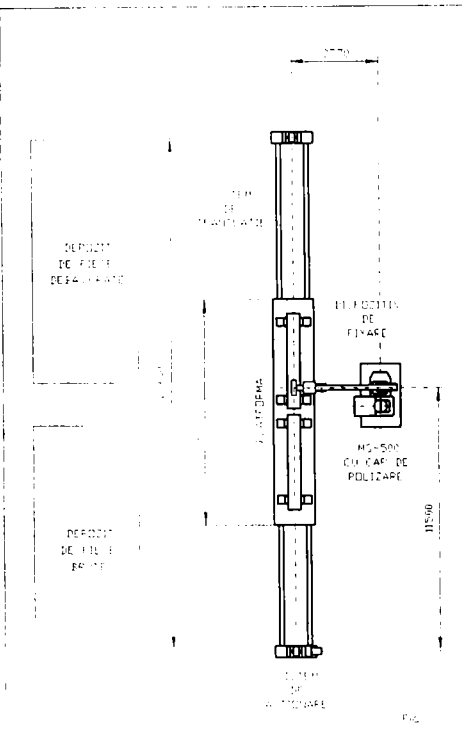
efort fizic mare, se oboseste dupa un timp de lucru scurt, el este expus pericolului de imbolnavire si de accidentari, iar productivitatea muncii ramane scazuta.

Celula flexibila de debavurare elimina dezavantajele amintite. La aceasta aplicatie, semifabricatele se fixeaza cu ajutorul unor dispozitive de strangere cu bacuri pe o platforma deplasabila in lungul axei longitudinale a unui sistem de translatie. In locul modulelor de orientare si al dispozitivului de prehensiune, manipulatorul este echipat cu capul de polizare prezentat in Fig. 7.2.

Planul de amplasament al celulei este redat in Fig. 7.6.

Incarcarea platformei cu traversele preluate din depozitul de piese brute, ca si trecerea lor dupa prelucrare de pe platforma in depozitul de piese debavurate, se realizeaza cu ajutorul podului rulant existent in hala.

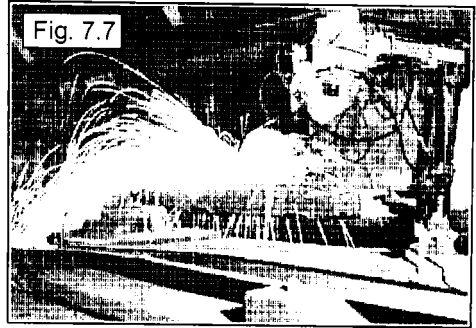
Interfatarea sistemului de actionare al platformei cu sistemul de conducere al manipulatorului s-a



realizat prin amplasarea comutatorului de prescriere al sensului de deplasare si al butonului pentru pornirea si oprirea miscarii platformei, pe mansa de conducere a manipulatorului. Motorul de actionare al capului de polizare se porneste si se opreste tot de la un buton existent pe mansa. Astfel, toate organele de conducere ale sistemului se gasesc in indemana operatorului.

Cu ajutorul acestor terminale de comanda operatorul uman al manipulatorului aduce succesiv in zona de lucru acea portiune de traversa, care urmeaza a fi debavurata. Dupa pornirea motorului de antrenare al capului de polizare, folosind de mecanismul generator de traiectorie al manipulatorului, operatorul pune piatra abraziva in contact cu bavura de indepartat. Datorita simtului tactil si al controlului vizual de care dispune, munca operatorului este mult usurata. El conduce procesul, asezat fiind pe scaunul de conducere al manipulatorului, de la distanta convenabila

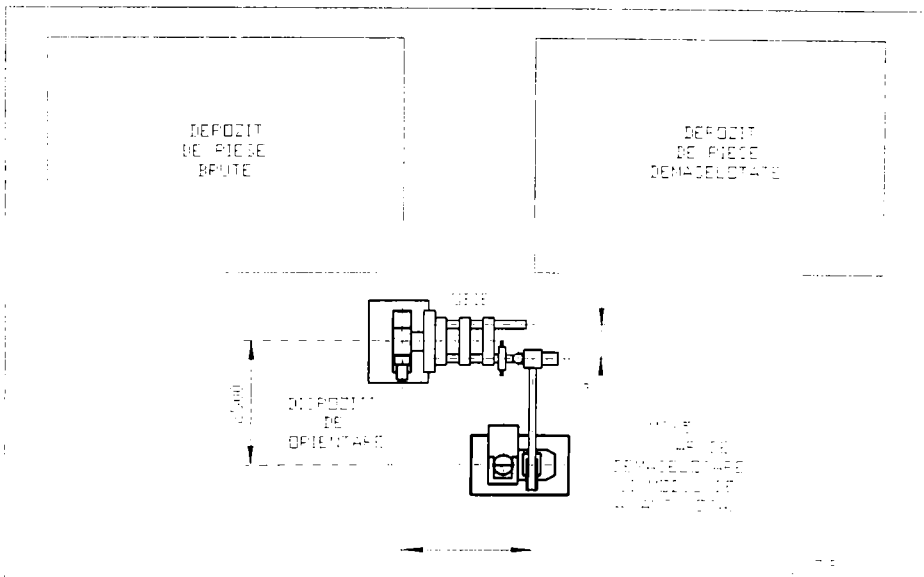
de 3,7 m în zona de lucru. În acest mod condițiile de muncă ale operatorului sunt semnificativ îmbunătățite. El nu mai este expus nici vibrațiilor capului de polizat, nici prafului degajat în timpul polizării și nici efortului fizic obositor. La conducerea manipulatorului, operatorul uman poate lucra în reprize prelungite fără opriri pentru odihnă, folosind un regim de aschiere intens, corespunzător unor dimensiuni mari ale jetului de particole detașate (Fig. 7.7).



Datorită înălțării timpilor de oprire pe de o parte și a intensificării regimului de lucru pe de altă parte, durata de debavurare a unei traverse în celula servită cu manipulator ajunge în medie la 3,5 ore. Comparând această durată cu norma de timp de 12 ore, care trebuie alocat unui grup de două persoane pentru efectuarea intermitentă a operației cu polizorul portativ manevrat manual, rezultă că în celula flexibilă capacitatea de producție crește aproximativ de 7 ori.

7.1.3 Celula flexibilă de demaselotare

Cea de a doua aplicație a manipulatorului sincron MS-500 a fost realizată tot la IMMUM Baia Mare în cadrul unei celule flexibile de demaselotare. Planul de amplasament al acestei celule este redat în Fig. 7.8.



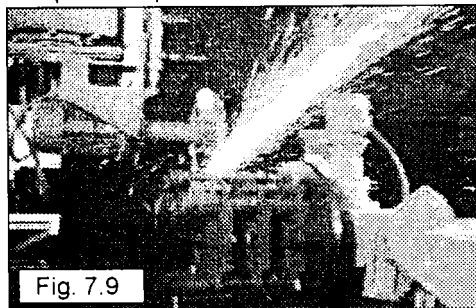
Obiectele de demaselat în această celulă sunt diferite carcase turnate din fonta FC-20. Greutatea lor în stare brută este cuprinsă între 400 daN - 1200 daN.

Celula este utilată cu un dispozitiv de orientare cu platou rotitor, cu manipulatorul MS -500 echipat cu capul de demaselotare prezentat în Fig. 7.3 și cu un modul de avans local pentru capul de lucru.

Sistemul de interfatare permite pornirea/oprirea sistemului de actionare al platoului, precum si al capului de forta, respectiv al modulului de avans local, prin intermediul butoanelor de contact existente pe mansa de pilotare a manipulatorului.

Aducerea obiectului de prelucrat din depozitul de piese brute pe platoul dispozitivului de orientare si indepartarea lui dupa prelucrare de pe platoul dispozitivului spre a fi depus in depozitul de piese demaselotate, se realizeaza cu podul rulant existent in hala.

Fixarea obiectului pe platou se efectueaza cu ajutorul unor dispozitive pneumatice. In vederea inceperii operatiei de demaselotare operatorul uman al manipulatorului, emite comanda catre dispozitivul de orientare pentru rotirea obiectului astfel, ca maselota de indepartat sa ajunga intr-o pozitie convenabila. Apoi, se porneste capul de lucru si folosind de mecanismul generator de traiectorie, se efectueaza pozitionarea panzei abrazive a capului fata de maselota. Dupa terminarea acestor pregatiri, se emite pentru mecanismul generator de traiectorie comanda "stop pe pozitie", iar modulului de avans local comanda "pornit". Sistemul se mentine in aceasta stare pana la terminarea operatiei, cand se intervine din nou pentru revenirea rapida din avansul local si oprirea modulului in pozitia de start. In cazul pieselor mari, pe care exista mai multe palnii de turnare si maselote (Fig. 7.9), dupa detasarea primeia din ele se repeta pozitionarea si se trece la indepartarea pe rand a fiecareia, in succesiunea fazelor descrise anterior.



Datorita regimului de aschiere intens si a conditiilor de munca imbunatatite ale operatorului uman, capacitatea de productie in celula de demaselotare a crescut in medie fata de efectuarea manuala a operatiei in cauza, aproximativ de 7 ori. Se mentioneaza totodata, ca la conducerea celulei se utilizeaza un singur operator uman, fata de cazul efectuarii manuale a operatiei, cand este nevoie de normarea a doi muncitori pentru a crea posibilitatea odihnirii lor intermitenta.

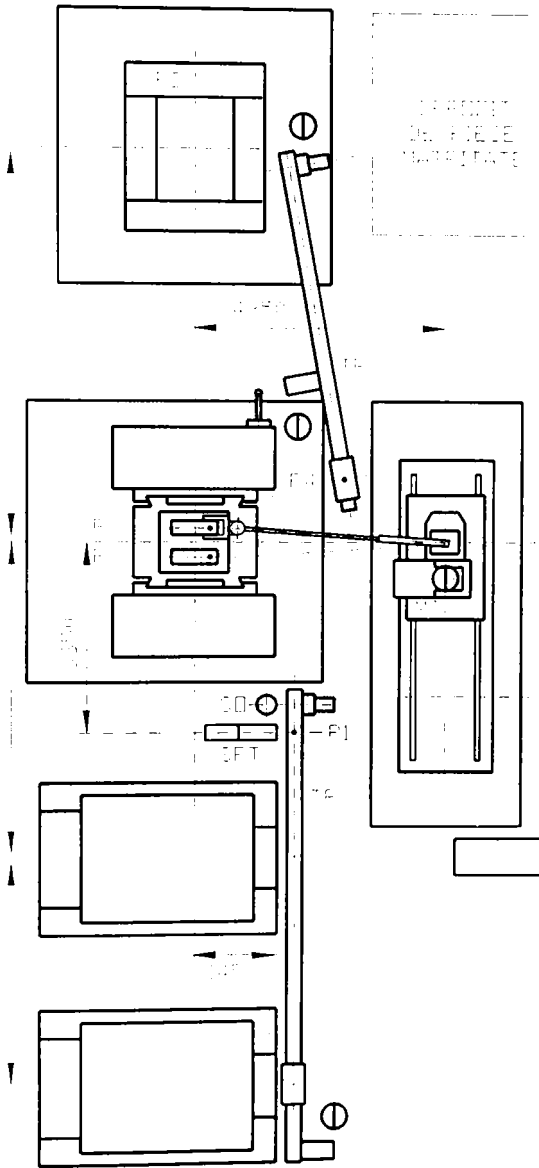
7.1.4 Celula flexibila de matritare la cald

Implementarea celulei flexibile de matritare la cald a fost comandata pentru sectia de forja a intreprinderii UNIO din Satu Mare [151]. Prin acest obiectiv s-a urmarit cresterea capacitatii de productie a unei linii de matritare existenta si servita manual, fara schimbarea utilajelor de lucru din dotare si fara reamplasarea lor. In celula flexibila trebuie matritate racletii unor transportoare pentru industria miniera si semifabricatele unor roti dintate. Greutatile semifabricatelor pentru aceste piese variaza intre 40 daN si 85 daN.

Pentru reducerea timpului de circulatie a pieselor incandescente dealungul traseului tehnologic s-au adoptat modificari atat in tehnologia de matritare, cat si in cea de manipulare. Prin complexul masurilor introduse in conceptia celulei, durata ciclului se poate reduce de 4 ori, iar in perspectiva pana de 6 ori.

Celula flexibila conceputa are planul de amplasament redat in Fig. 7.10. Utilajele reutilizate sunt cuptoarele cu vatra fixa CV₁ si CV₂, ciocanul matritor hidro-pneumatic CM de 25000 daN si presa de debavurat cu excentru PD.

Pentru servirea ciocanului matritor s-a prevazut utilizarea manipulatorului sincron marimea MS-200, care la aceasta aplicatie este asezat pe un modul de translatie MT deplasabil in lungul unor sine.

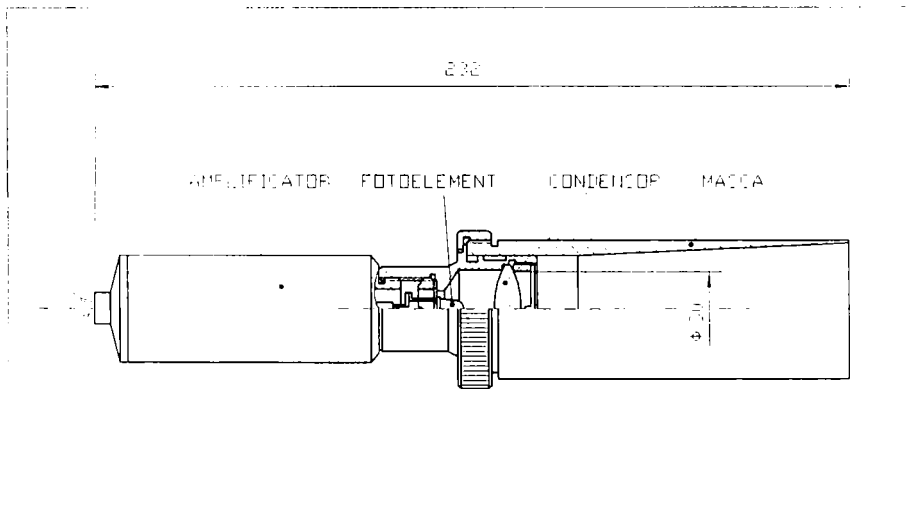


Modulul de translatie asigura indepartarea manipulatorului din zona de lucru. Aceasta operatie are scopul eliberarii caili de acces la ciocanul matritor, in vederea schimbarii matritei necesare la trecerea de la un lot de piese de un tip la altul. Sinele caili de rulare sunt asezate in groapa, astfel ca platforma modulului sa coincidă cu nivelul zero al halei. Gura libera a gropii este acoperita cu un capac metalic. Capacul se ridica pe durata trecerii modulului dintr-o parte in alta, iar dupa terminarea acestei operatii se reintroduce in partea eliberata a gurii. Organele de selectare ale sensului de deplasare si de pornire/oprire a modulului sunt pozate pe panoul de comanda PC.

Realizarea rapida a tranferului de piese incandescente pe distantele lungi existente intre utilaje a impus proiectarea a doua transportoare de mare viteza. Sania S a transportorului TR1 aduce semifabricatele de la cuptorul preselectat (la panoul PC), in spatiul de lucru al manipulatorului. De aici, ele sunt preluate de catre manipulator si introduse in vederea matritarii in scula ciocanului matritor. Piesele matritate se trimit ulterior prin intermediul manipulatorului si al transportorului TR2 la presa de debavurat. Saniile transportoarelor pot fi deplasate in ambele sensuri prin actionarea unor contacte cu pedala dubla.

Sistemul de interfatare prevazut asigura controlul temperaturii necesare pentru inceperea matritarii si interblocarea manipulatorului cu ciocanul matritor.

Controlul temperaturii se efectueaza cu senzorul fotometric SFT (Fig. 7.11).



Acest senzor se gaseste amplasat in fata postului de masurare P1 in care se opreste sania transportorului TR1 incarcata cu piesa incandescenta. In postul de masurare, suprafata semifabricatului si planul obiect al obiectivului condensor al senzorului se gasesc in contact optic. In functie de temperatura piesei, un semnalizator optic SO de tipul semaforului atentioneaza operatorii umani interesati asupra secventei de urmat:

- la semnalul rosu piesa este prea rece si trebuie intoarsa la cuptor pentru continuarea incalzirii;
- la semnalul verde temperatura corespunde si piesa poate fi introdusa cu ajutorul manipulatorului in matrita ciocanului.

Subsistemul de interfatare care asigura interblocarea manipulatorului cu ciocanul matritor, impiedica coborarea maiului atata timp cat dispozitivul de prehensiune se afla introdus in spatiul de servire al matritei.

Pentru depozitarea semifabricatelor, in fata cuptoarelor s-a prevazut o platforma de incarcare. Piesele matritate si debavurate se depun in final in depozitul de piese matritate.

In vederea asigurarii trecerii unisens a pieselor prin celula, a fost necesara reproiectarea matritelor pentru racleti, in scopul inzestrarii lor cu doua alveole. In alveola amplasata in postul P2 se realizeaza preforjarea racletilor, iar in cea amplasata in postul P3 se efectueaza matritarea finala. Semifabricatele forjate pentru roti dintate pot fi aduse la forma finala, refolosind matritele vechi in care exista prevazuta o singura alveola.

Servirea celulei necesita utilizarea a patru persoane cu urmatoarele sarcini:

- primul operator serveste cuptoarele si transportorul TR1;
- al doilea asigura pilotarea manipulatorului;
- al treilea deserveste ciocanul matritor si transportorul TR2;
- al patrulea operator deserveste presa de debavurat si dirijeaza produsul finit spre depozitul de produse matritate.

Operatorii 1, 2 si 4 au la dispozitie carlige respectiv rangi, cu ajutorul carora dirijeaza piesele incalzite spre a ocupa pozitiile necesare in utilaje. Operatorul 4 dispune in plus de un cleste suspendat, care-i asigura o mica mecanizare a locului de munca in vederea transferarii pieselor de pe sania transportorului TR2 in matrita de debavurare si apoi pentru trecerea pieselor debavurate pe platforma de racire instalat in depozitul de la iesire. In faza incarcarii cuptoarelor cu laminate toti operatorii enumerati se intrajutoreaza.

Asa cum reiese din planul de amplasament, in sarcina manipulatorului sincron revine asigurarea transferului pieselor incandescente intre patru puncte de precizie. Localizarea punctelor P1, P2 si P3 a fost descrisa anterior. Punctul P4 se gaseste pe sania retrasa a transportorului TR2.

Sucesiunea operatiilor care trebuie executate in celula de matritare in cazul forjarii racletilor sunt redate in ciclograma din Tab. 7.2. Duratele de timp necesare efectuării operatiilor pe utilajele de lucru ale celulei, corespund normativelor aplicate in sectia de forja de la intreprinderea UNIO. Duratele de timp necesare pentru efectuarea transportului pieselor intre utilaje au fost stabilite, cunoscand vitezele realizabile de catre manipulatorul MS-200 (Tab 7.1) si de catre saniile celor doua transportoare (1 m/s), respectiv lungimile de transport intre CV1 - P1 de 7 m, intre P4 - PD de 5 m, apoi cursele unghiulare intre P1 - P2 de 40 grade, intre P2 - P3 de 10 grade si intre P3 - P4 de 40 grade.

Ciclograma evidentiaza o durata totala a ciclului de 116 s, din care 58 s reprezinta timpul de baza si 58 s timpul de manipulare.

Deoarece operatiile de la liniile 12 si 13 se executa simultan de catre manipulatorul MS-200 si transportorul TR2, duratele lor (de cate 5 s fiecare) se suprapun. Timpul de manipulare se reduce deci la 53 s.

Se mentioneaza deasemenea, ca operatiile de la liniile 14, 15 si 16 pot fi executate simultan cu operatiile trecute pe liniile 1, 2 si partial pe linia 3, ceea ce conduce la economisirea a inca 18 s. Asadar, durata totala a ciclului la prelucrarea in flux a racletilor reprezinta 98 s.

Conform normativelor aplicate in intreprindere, norma de timp acordata in cazul manipularii manuale ale pieselor supuse matritarii este de 10 min/raclet. Fata de aceasta, echipamentul de manipulare prevazut in celula de matritare permite o crestere a capacitatii de productie actuale de 10x60/98 ~ 6 ori. Aceasta crestere de

capacitate este deocamdata limitata datorita cuptoarelor existente, putand conta pe o crestere efectiva de numai ~ 4 ori.

TAB. 7.2

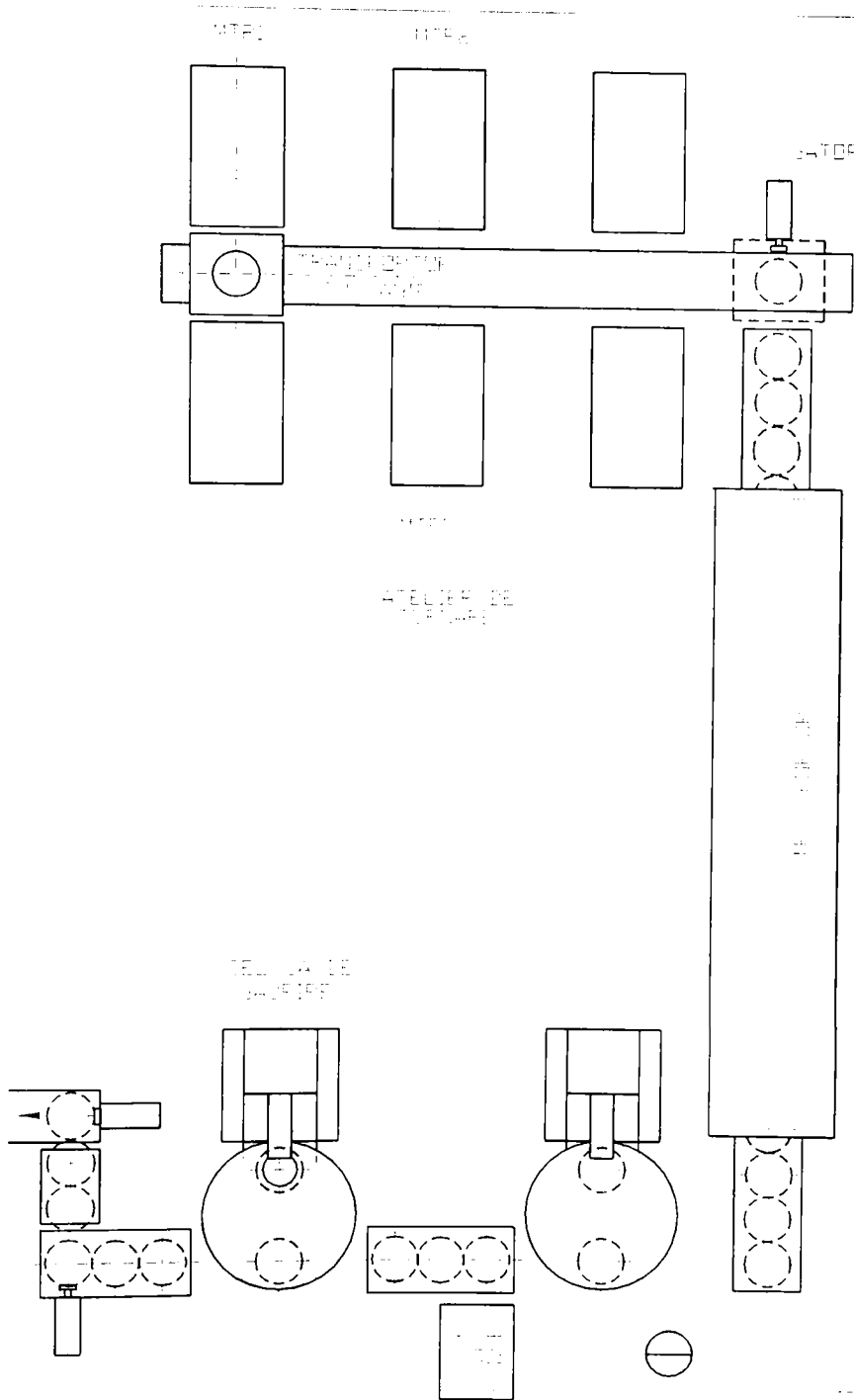
NR. CRT.	DENUMIREA OPERATIEI	TIMPUL [s]
1	Transferul piesei incandescente din vatra cuptorului pe sania transportorului TR1	10
2	Transportul piesei la postul de control al temperaturii P1	7
3	Preluarea piesei in dispozitivul de prehensiune al manipulatorului, transferarea de pe directia P1 pe directia P2, corectarea orientarii si depunerea piesei in alveola P2.	15
4	Retragerea dispozitivului de prehensiune din zona de lucru a maiului ciocanului matritor	2
5	Preforjarea	20
6	Introducerea dispozitivului de prehensiune la alveola P2	2
7	Preluarea semiforjatului din alveola P2, transferarea de pe directia P2 pe directia P3, corectarea orientarii si depunerea piesei in alveola din postul P3	8
8	Retragerea dispozitivului de prehensiune din zona maiului	2
9	Matritarea finala	20
10	Introducerea dispozitivului de prehensiune la alveola P3	2
11	Preluarea forjatului din P3, transferarea de pe directia P3 pe directia P4, corectarea orientarii si depunerea lui in P4 pe sania transportorului TR2	15
12	Aducerea manipulatorului in gol de pe directia P4 pe directia P1 si ocuparea pozitiei de start	5
13	Transportarea piesei matritate cu transportorul TR2 la presa de debavurat PD	5
14	Transferul piesei de pe sania transportorului TR2 in matrita de debavurare	5
15	Debavurarea	3
16	Scoaterea produsului finit din matrita de debavurare si trecerea lui pe platforma de racire de la depozitul de piese matritate	10

Pe langa aspectul legat de cresterea capacitatii de productie, in celula flexibila de matritare apar o serie de avantaje colaterale, dintre care se amintesc:

- eliminarea rebuturilor care se datoreaza subracirii pieselor in timpul matritarii;
- economie de energie la cuptoare prin eliminarea incalzirii interfazice, prevazuta pentru cazul transportului manual al pieselor intre utilaje;
- imbunatatirea mediului fizico-chimic de munca pentru operatorii umani;
- reducerea riscului de producere a accidentelor de munca din cauza oboselii.

7.2 Linie flexibila pentru fabricarea jentilor de autoturisme

Prin tema formulata in cadrul contractului de cercetare-proiectare incheiata intre Universitatea Politehnica Timisoara si firma Stima Engineering SRL din Italia [155], s-a pus problema elaborarii unei tehnologii flexibile pentru debavurarea jentilor turnate (Fig. 6.5) si intocmirea proiectului de executie a echipamentului tehnic necesar pentru dotarea celulei in care se va executa operatia.



Celula flexibila de debavurare trebuie sa faca parte dintr-o linie flexibila complexa, organizata conform Fig. 7.12. In alcatuirea liniei intra un atelier de turnare, un tunel de racire, si trei celule flexibile de prelucrare, prima pentru debavurare, iar urmatoarele pentru gaurire si pentru strunjire. In dotarea atelierului de turnare exista sase masini de turnat sub presiune MTP1 - MTP6, echipate cu cochile specializate dupa diferite modele de jenti. Cochilele sunt inzestrate cu extractoare si cu dispozitive automate pentru transferarea turnatelor pe sania unui transportor. Ciclul de turnare la o masina este de 3 minute, astfel ca la fiecare 30 de secunde rezulta cate o jeanta. Acestea sunt preluate si deplasate succesiv de catre sanie la capatul transportorului, unde un impingator le introduce pe rand in tunelul de racire. Celulele de prelucrare sunt amplasate in linie la iesirea din tunel.

In faza finala intreaga linie trebuie sa fie automatizata flexibil. In aceasta faza fluxul de jenti prin celulele de prelucrare va fi asigurat de catre roboti. Conform prevederilor, functionarea sistemului in regimul complet automatizat este conditionata de terminarea asimilarii unui sistem cu vedere artificiala care va fi amplasat la iesirea din tunel, in postul din care se va realiza alimentarea celulei de debavurare. Sarcina sistemului cu vedere artificiala va consta in recunoasterea modelului si a orientarii jentilor, respectiv emiterea comenzilor pentru adaptarea utilajelor din aval la modificarile survenite de la un turnat la altul.

Pana la definitivarea sistemului cu vedere artificiala, sarcina de recunoastere a modelului si a orientarii jentilor trebuie sa fie preluata de catre un operator uman, care va inscrie codul de model in conformitate cu TAB. 7.3 la tastatura calculatorului de proces si va asigura totodata alimentarea si evacuarea pieselor la masina de debavurat (in locul robotului prevazut pentru faza finala).

TAB. 7.3

Codul de model m	Nr. desenelor BORBET pentru dimensiunile jentii [155]	Nr. fantelor/jeanta n_f
1	A 70530.01	5
2	CC 70535.01 M	6
3	CC 60438.01 M	6
4	RD 47530.01	6
5	FC 175 50325.02	6
6	715030 A	6
7	C 15870530.01	6
8	716015 D	6
9	815008 A	6
10	715003 A	6
11	H92 SX 1007 KA	6
12	0570525.01	8
13	0480636.01	8
14	03770536.01	8
15	0270525.01	10

Contributia adusa la rezolvarea acestei teme a fost concretizata in elaborarea a doua tehnologii flexibile de debavurare, una bazata pe frezare iar cealalta pe bro sare. Ambele variante necesita echipamente tehnice noi, incluzand utilaje, magazii, dispozitive si scule, pentru care trebuia elaborate proiectele. Solutiile adoptate raman valabile la trecerea de la servirea de catre operatorul uman, la cea comandata de la sistemul cu vedere artificiala, fiind necesare numai corectii minimale in softul de conducere al sistemului.

7.2.1 Utilajul celeulei flexibile de debavurat prin frezare

Luarea in considerare a tehnologiei bazata pe frezare este justificata prin urmatoarele considerente:

- Frezarea este o operatie productiva in comparatie cu alte procedee de aschiere, deoarece utilizeaza o scula cu mai multi dinti;
- Folosirea unei freze deget cilindro-frontale permite atat perforarea bavurii, cat si frezarea interioara pe contur a fantei;
- Scula fiind standardizata poate fi procurata din productia de serie a unei firme specializate;
- Exista referinte privind masinile de frezat cu control numeric pe traiectorie [46], ceea ce usureaza elaborarea sistemului de comanda necesar pentru asigurarea conducerii flexibile a sculei pe muchia portbavura, variabila de la o jeanta la alta.

Valorificarea avantajelor enumerate este conditionata inasa de necesitatea incadrarii operatiei in timpul unitar mic acordat de $T_U = 30$ s / jeanta.

Adoptand o scula cu $z = 4$ dinti, cu diametrul $d = 14$ mm (compatibil cu cea mai mica raza a muchiei portbavura care este de 8 mm) si folosind regimul de aschiere precizat in TAB. 7.4, timpul de baza necesar la conturarea unei fante cu lungimea desfasurata de $L_{max} = 300$ mm, rezulta egal cu $T_{bf} = 15$ s / fanta.

TAB. 7.4

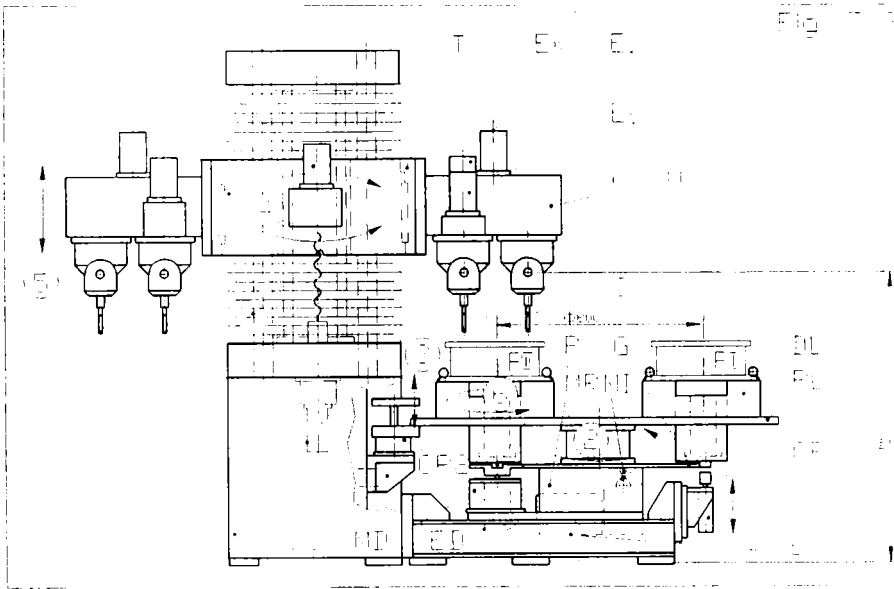
NR.	DENUMIRE	NOTATIE	UM	VALOARE
1	Turatia	n	rot / min	1200
2	Adancimea de aschiere	t_1	mm	0.25
3	Lungimea de contact	t_2	mm	14
4	Avansul pe dinte	s_d	mm / dinte	0.25

Prelucrarea succesiva a unui numar de n_f fante/jeanta (v.Tab. 7.3), necesita un timp de baza total dat de produsul $n_f \cdot T_{bf}$. Valoarea acestui produs depaseste inasa timpul unitar acordat. Pentru incadrarea in norma de timp T_U se impune efectuarea simultana a operatiei pe toate fantele jentii.

Conceptia utilajului necesar este reprezentata in Fig. 7.13. El se compune din batiul B, o masa rotativa MR, un modul de translatie vertical MTV avand pe sania SA o turela T. Pe directii axial simetrice, turela sustine trei capete de frezare flexibile multiax CFFM echipate diferit, cu un numar de $n_s = 4, 5$, respectiv 6 scule. In vederea prelucrarii unui model de jeanta dat, turela aduce in zona de lucru capul de frezare la care $n_s = n_f$, iar daca aceasta conditie nu poate fi indeplinita din cauza numarului de fante mai mare decat al sculelor, atunci se aduce in zona de lucru capul de frezare la care $n_s = n_f / 2$.

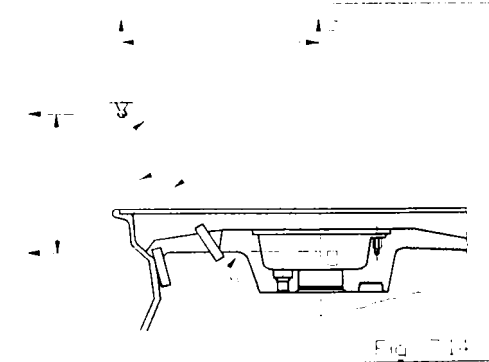
Pentru a suprapune timpul de servire al utilajului cu timpul de prelucrare, pe platoul PL al mesei sunt prevazute doua posturi, in care se gasesc dispozitivele de lucru DL. In postul P_I se evacueaza jentile debavurate si se alimenteaza utilajul cu semifabricate, iar in postul de lucru P_{II} se realizeaza prelucrarea propriu zisa.

Daca $n_s = n_f$, prelucrarea se efectueaza deodata pe toate fantele. Daca $n_s = n_f / 2$, atunci prelucrarea se efectueaza in doua secvente. In prima secventa se debavureaza fantele cu numar de ordine impar, iar apoi in cea de a doua se debavureaza fantele cu numar de ordine par. Trecerea de la prima secventa la cea de a doua, presupune ridicarea capului de frezare, rotirea jentii cu un pas si coborarea capului pentru continuarea prelucrarii. In rotirea intersecventiala este antrenat si dispozitivul de lucru din postul P_{II} , care preia miscarea de la modulul de divizare flexibil MD. Rigiditatea platoului pe durata prelucrarii se asigura prin inchiderea bacurilor dispozitivului de sprijin DS.



Sistemul de actionare al utilajului, alcatuit din module flexibile avand motoare, frane, transmisii si traductoare integrate [145], permite realizarea urmatoarelor miscari:

- ① Miscarea de extindere-retragere a cilindrilor pneumatici CP1, necesara pentru deschiderea dispozitivului de lucru in postul de servire la evacuarea jentii prelucrate si la inchiderea lui dupa instalarea semifabricatului urmatoare.
- ② Miscarea de rotire a mesei in pasi de cate 180° , actionata de motorul electric EMR si sesizata de microintreruptorul MI, necesara la preschimbarea dispozitivelor intre cele doua posturi.
- ③ Miscarea de retragere-extindere a cilindrilor pneumatici CP2, necesara pentru fixarea platoului in timpul prelucrării jentilor si eliberarea platoului in faza rotirii.
- ④ Miscarea de rotire a turelei spre dreapta ori stanga cu 120° , antrenata de motorul electric ET, la aducerea pe directia de lucru a capului de frezare necesar.
- ⑤ Miscarea de translatie a saniei, actionata de catre motorul electric EMT in vederea apropierii sau indepartarii capului de frezare fata de jeanta din postul P_{II}.
- ⑥ Miscarea de divizare antrenata de catre motorul electric ED si care se executa numai in cazul jentilor care se prelucraza in doua secvente.



Capetele de frezare au sisteme de actionare proprii, dar posibilitate de pornire are numai sistemul de actionare al capului positionat pe directia de lucru. Fiecare scula al acestui cap efectueaza trei miscari, notate in Fig. 7.14 dupa cum urmeaza:

- ⑦ Miscarea principala de uschire antrenata de catre motorul electric E₁.
- ⑧ Avansul de conturare ψ antrenat de catre motorul electric E₂.
- ⑨ Avansul de divizare ϕ de catre motorul electric E₃.

Sistemul de comanda si de conducere este subordonat calculatorului de proces. Configurat cu software-ul adecvat etapei de asimilare a liniei flexibile (cu operator uman, sau cu camera video, sistem de prelucrare a imaginii si robot), calculatorul asigura atat controlul succesiunii de intrare in functiune a modulelor sistemului de actionare, cat si desfasurarea in timp a miscarilor acestora, in functie de codul de model al jentii de prelucrat.

In prima etapa, calea de comanda a cilindrului CP1 este lasata in controlul operatorului. In acest scop, pe calea respectiva s-a inclus un contactor cu pedala. Prin apasarea sau eliberarea pedalei, operatorul poate deschide sau inchide dispozitivul de lucru servit, pentru a inlocuii jeanta prelucrata cu un semifabricat.

Lansarea unui ciclu de lucru presupune indeplinirea a trei conditii:

1. sa fie terminata fixarea semifabricatului in dispozitivul de lucru al postului P_i ;
2. sa fie ridicata sania SA (in cazul prelucrarii intr-o singura secventa), sau sa fie terminata revenirea in pozitie initiala a motorului ED (in cazul prelucrarii in doua secvente);
3. sa fie achizitionata codul de model m al semifabricatului instalat.

Ordinea conditiilor nu conteaza, ultima realizata declanseaza ciclul. In etapa finala de asimilare a liniei flexibile de fabricat jenti, controlul triplei conditionari se infaptuieste automat pe canale informationale, mentinand in tact utilajul de debavurat cu celelalte utilaje ale liniei. In prima faza de asimilare insa, realizarea tactului dorit depinde de dexteritatea operatorului de a schimba jentile si de a tasta codul de model in baremul de timp. Pentru educarea dexteritatii este necesar, ca operatorul uman sa fie in prealabil antrenat.

La conceperea sistemului mecanic al utilajului au trebuit solutionate doua desiderate esentiale pentru asigurarea flexibilitatii:

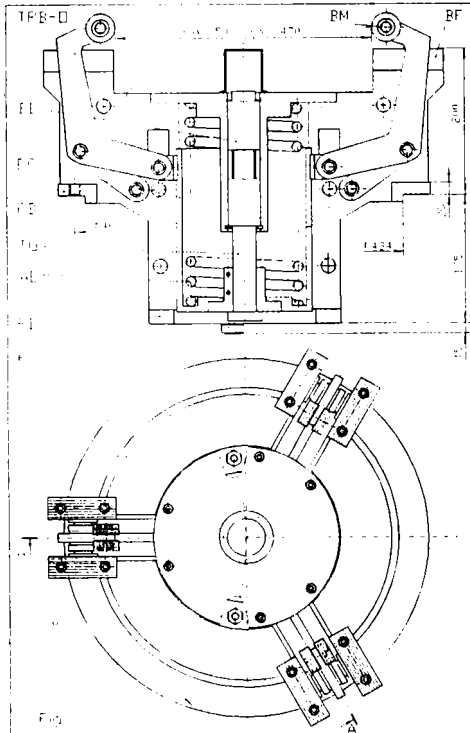
- elaborarea unui dispozitiv de lucru multifunctional;
- elaborarea capului de frezare flexibil multiax.

Solutiile adoptate sunt prezentate in paragrafele urmatoare.

7.2.1.1 Conceptia dispozitivului de lucru multifunctional

Din descrierea utilajului pentru frezarea simultana a bavurilor rezulta, ca dispozitivul de lucru al acestuia trebuie sa indeplineasca cerinte, care se modifica atat dupa codul de model cat si in functie de locul atins pe traseul parcurs, astfel:

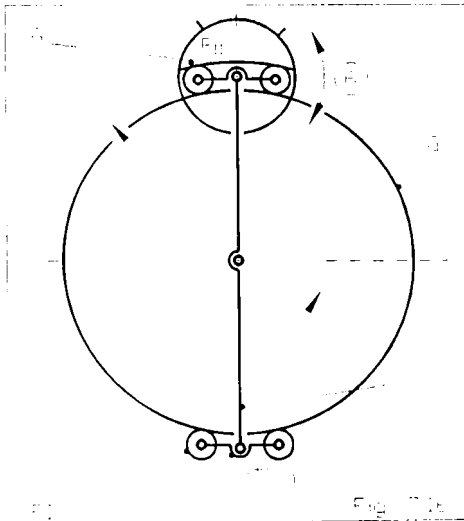
1. In postul de servire P_i al dispozitivului se cer:
 - 1.1 sa permita atat servirea de catre operatorul uman cat si de catre robot;
 - 1.2 sa permita cuplarea si decuplarea automata fata de cilindrul CP1;
 - 1.3 cursa de deschidere si de inchidere a bacurilor sa fie compatibila cu dimensiunile jentilor, indiferent de codul de model;
 - 1.4 sa permita instalarea jentilor in stare orientata;
 - 1.5 inchiderea bacurilor sa nu deterioreze orientarea de instalare a jentilor;
 - 1.6 forta de strangere dezvoltata la inchidere trebuie sa asigure anihilarea tuturor fortelor care ulterior au tendinta sa smulga jeanta.
2. Pe traseul $P_i - P_{ii}$, dispozitivul trebuie sa asigure controlul modificarilor survenite in orientarea jentii ca urmare a rotirii efectuate de platoul mesei.
3. In postul de lucru P_{ii} , se cer:
 - 3.1 sa fie asigurata cuplarea automata a dispozitivului cu modulul de divizare flexibil MD la fiecare intrare pe post;
 - 3.2 legatura dispozitivului fata de platoul mesei sa permita efectuarea rotirii de divizare cu unghiul variabil $2\pi / n_i$ in ambele sensuri;
 - 3.3 sa fie posibila decuplarea automata fata de MD la fiecare iesire din post.



EC ghidat de catre tija TG in bucele cu bile BB. La stabilirea echilibrului dintre forta elastica si fortele de strangere la bacuri, faza de fixare a jentii se termina.

Pentru interfatarea cu sistemele de actionare, au fost adoptate doua masuri:

1. introducerea pe placa inferioara PI a doua role articulate R;
2. introducerea intre placa de baza PB si platoul mesei PL a unei articulatii.



Cerintele numerotate cu 1., 1.3 - 1.6 sunt in general impuse oricarui dispozitiv de lucru instalat intr-o celula de fabricatie flexibila. Grupa cerintelor 1.2, 2, 3.1 - 3.3 este insa specifica fluxului de piese pe utilajul de debavurat, facand necesara incadrarea dispozitivului si a mesei utilajului intr-o structura variabila, in care sistemul de actionare se modifica.

Problema solutionarii celor doua grupe de cerinte a condus la conceptia constructiva reprezentata in Fig. 7.15. Compatibilitatea dispozitivului cu forma jentilor, s-a asigurat datorita unui mecanism multiplu cu simetrie de gradul trei. Ca mecanisme generatoare de dreapta s-au adoptat structuri TRB - O cu 4 puncte de precizie, sintetizate in LISTA 4.9. Bacurile fixe BF permit asezarea jentilor in stare orientata. Mentinerea in aceasta stare se datoreaza inchiderii sincrone a bacurilor mobile BM, sub actiunea arcului elicoidal de compresiune AE, care de laseaza elementul conductor

Aceste masuri sunt suficiente pentru integrarea dispozitivului in structura variabila reprezentata in Fig. 7.16. Obligat sa urmareasca profilul circular practicat pe ghidajul fix G (montat pe batiul mesei) si pe canalul antrenorului A (montat pe elementul condus al modulului de divizare), rolele reorienteaza dispozitivul impreuna cu jeanta, sub control mecanic atat in cazul miscarii ②, cat si in cazul miscarii ⑥. In postul de servire P_1 , tija cilindrului CP1 (Fig. 7.13), efectuand miscarea de extensie ①, impinge capatul inferior al tije TG (Fig. 7.15). Ridicandu-l, produce deschiderea dispozitivului si totodata comprimarea arcului. La revenirea din extensie a cilindrului CP1, dispozitivul se inchide a

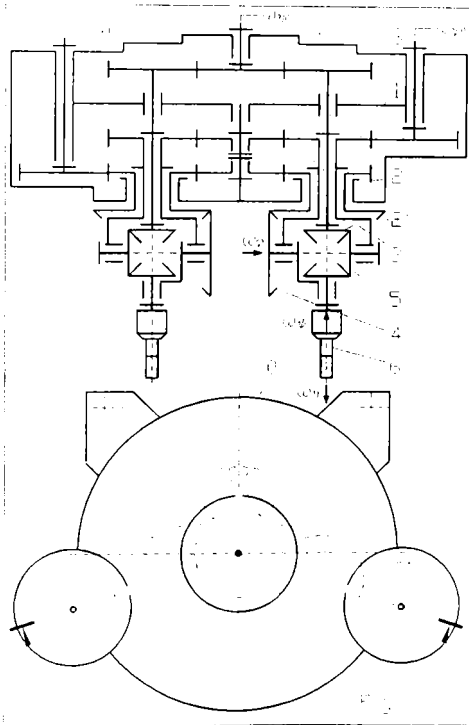
7.2.1.2 Conceptia capului de frezare flexibil multi-ax

Capul de frezare flexibil multi-ax trebuie sa raspunda urmatoarelor cerinte specifice:

1. sa aiba trei grade de mobilitate, deoarece frezarea necesita o miscare principala si doua miscari de avans;
2. sa asigure antrenarea simultana a unui numar de n_s scule;
3. traiectoriile de lucru ale sculelor sa fie diferite prin orientare pentru ca muchiile portavura ale fantelor sunt rotite in raport cu jeanta;
4. sa fie suficient de flexibil pentru a se adapta rapid la codul de model variabil;
5. sa asigure conturarea in baremul de timp;
6. sa asigure mentinerea constanta a avansului pe dinte.

Sarcina indeplinirii primelor trei dintre cerintele enumerate, revine sistemului mecanic, iar a ultimelor trei revine atat sistemului mecanic cat si celui de actionare, respectiv celui de comanda si conducere.

Contributia adusa la solutionarea acestor desiderate consta in conceperea sistemului mecanic al capului, modelarea si simularea functiilor de comanda si intocmirea schemei de principiu pentru sistemul de comanda si conducere necesar.



Conceperea sistemului mecanic al capului flexibil este ilustrata pentru $n_s=5$ in Fig. 7.17. Mobilitatea sculelor se asigura prin implementarea pe fiecare axa de lucru a cate unei transmisii sferice. Din punct de vedere constructiv aceste transmisii sunt constituite din module identice. Orientarea dorita a traiectoriilor de lucru se obtine datorita dispunerii simetrice a modulelor in raport cu axa centrala a unei transmisii distribuitoare, avand trei grade de mobilitate si n_s ramificatii. Cele trei miscari de intrare se transforma datorita transmisiilor sferice in miscarile de iesire ale sculelor 6 dupa cum urmeaza:

- viteza unghiulara de intrare $\omega_{\eta 0}$ preluata de elementul 3, se trimite la scula ca miscare principala de viteza ω_{η} ;
- viteza unghiulara de intrare $\omega_{\psi 0}$ preluata de elementul 1, devine prima componenta a avansului de viteza ω_{ψ} ;
- viteza unghiulara de intrare $\omega_{\varphi 0}$ preluata de elementul 2 este transformata in cea de a doua componenta a avansului de viteza ω_{φ} .

Similar sunt alcatuite capetele de frezare cu $n_s = 4$ sau 6 scule, deosebirea fiind, ca transmisia distribuitoare se prevede dupa caz cu 4, respectiv 6 ramificatii axial simetrice, alimentand cu miscari un numar corespunzator de transmisii sferice.

Solutionarea antrenarii simultane a tuturor sculelor prin trei cuple conducatoare prezinta avantajul, ca permite actionarea unitara a capului de frezare cu trei module de actionare flexibile dispuse umeral. Acest amplasament conduce insa la diferite grade de cuplare ale miscarilor de intrare fata de componentele miscarii de iesire, reclamand o structura de comanda si conducere adecvata.

7.2.1.3 Modelarea si simularea functiilor de comanda ale capului de frezare flexibil multi-ax. Stabilirea structurii sistemului de comanda.

Conducerea unei scule pe traiectoria de lucru dorita se infaptuieste pe baza unor rutine de program generatoare de traiectorie. Aceste rutine se redacteaza in forma de tabele, cate un tabel pentru fiecare cod de model. Pe liniile fiecarui tabel se inscriu in ordine valorile functiilor de comanda necesare pentru pozitionarea tangenta a sculei fata de muchia portbavura in cauza, in succesiunea punctelor de discretizare considerate in faza de sinteza a muchiei (v. 6.2.2). Valorile functiilor de comanda se determina off-line, pentru fiecare cod de model in parte, urmand ca dupa verificarea lor prin simulare sa fie trecute in rutina generatoare de traiectorie.

Pentru usurarea calculului necesare s-au elaborat modelul matematic si programul de simulare ale functiilor de comanda, tinand seama de conditia cuplarii miscarilor datorita avansului sferic si de conditia mentinerii sculei in tangenta cu muchia portbavura pe intreaga durata de lucru.

Cuplarile dintre miscari pot fi modelate pornind de la graful de propagare prin transmisia sferica (Fig. 7.18-a). Nodurile grafului se considera elemente ale transmisiei iar liniile se considera legaturi dintre ele. Legaturile sub forma de articulatii sunt marcate cu linie dubla. Lantul cinematic dintre elementul fix 0 si cel condus 6 in care toate cuplele cinematice sunt de rotatie alcatuieste lantul minimal al transmisiei sferice (Fig. 7.18-b). Punctul de concurenta al axelor de rotatie din lantul minimal defineste centrul de avans O_s .

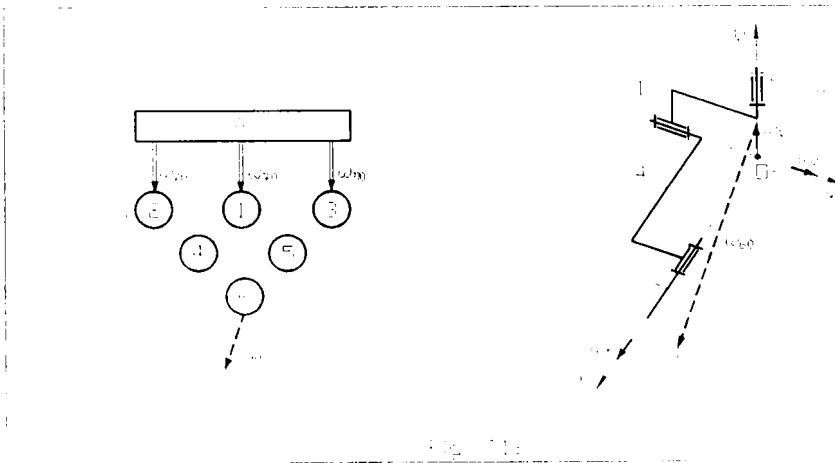


Fig. 7.18

Componentele vitezei unghiulare absolute de iesire ω_{60} pe axele sistemului de referinta $O_S \eta \phi \psi$ (doua axe sunt rotitoare), corespund cu vitezele unghiulare din miscarea principala si din cele doua miscari de avans ale sculei.

Scriind pentru mecanismele diferentiale cu elementele 1-2-4, 1-3-5 si 4-5-6, raporturile de transmitere interne:

$$i_{24}^{(1)} = \frac{\omega_{20} - \omega_{10}}{\omega_{40} - \omega_{10}} = -\frac{Z_4}{Z_2}; \quad i_{35}^{(1)} = \frac{\omega_{30} - \omega_{10}}{\omega_{50} - \omega_{10}} = +\frac{Z_5}{Z_3}; \quad i_{56}^{(4)} = \frac{\omega_{50} - \omega_{40}}{\omega_{60} - \omega_{40}} = -\frac{Z_6}{Z_5} \quad (7.1)$$

si introducand pentru vitezele unghiulare de intrare notatiile:

$$\omega_{\psi 0} = \omega_{10}; \quad \omega_{\varphi 0} = \omega_{20}; \quad \omega_{\eta 0} = \omega_{30} \quad (7.2)$$

respectiv, pentru vitezele unghiulare de iesire notatiile:

$$\omega_{\psi} = \omega_{\psi 0}; \quad \omega_{\varphi} = \omega_{40} - \omega_{10}; \quad \omega_{\eta} = \omega_{60} - \omega_{40} \quad (7.3)$$

din (7.1) rezulta:

$$\begin{cases} \omega_{\varphi} = \frac{Z_2'}{Z_4} \omega_{\psi 0} - \frac{Z_2'}{Z_4} \omega_{\psi 0} \\ \omega_{\eta} = \frac{Z_5}{Z_6} \left(\frac{Z_3'}{Z_5} + \frac{Z_2'}{Z_4} \right) \omega_{\psi 0} - \frac{Z_5}{Z_6} \frac{Z_2'}{Z_4} \omega_{\psi 0} - \frac{Z_3'}{Z_6} \omega_{\eta 0} \end{cases} \quad (7.4)$$

Numerele de dinti ale rotilor din constructia capului de frezare verifica rapoartele:

$$\frac{Z_2'}{Z_4} = \frac{Z_3'}{Z_5} = \frac{Z_5}{Z_6} = 1 \quad (7.5)$$

si astfel (7.4) devine:

$$\begin{cases} \omega_{\varphi} = \omega_{\psi 0} - \omega_{\psi 0} \\ \omega_{\eta} = 2\omega_{\psi 0} - \omega_{\psi 0} - \omega_{\eta 0} \end{cases} \quad (7.6)$$

Grupand impreuna pima relatie (7.3) cu relatiile (7.6) se obtine un sistem de ecuatii liniare in raport cu vitezele unghiulare de intrare, de forma:

$$\begin{bmatrix} \omega_{\psi} \\ \omega_{\varphi} \\ \omega_{\eta} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ 2 & -1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_{\psi 0} \\ \omega_{\varphi 0} \\ \omega_{\eta 0} \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

de unde, prin inversare rezulta:

$$\begin{bmatrix} \omega_{\psi 0} \\ \omega_{\varphi 0} \\ \omega_{\eta 0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 1 & -1 & 0 \\ 1 & 1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_{\psi} \\ \omega_{\varphi} \\ \omega_{\eta} \end{bmatrix} \quad (7.8)$$

Se vede, ca gradul de cuplare creste cu distantele elementelor lantului minimal fata de elementul sau fix. Pentru urmarirea conturului portbavura prezinta interes axele de avans. Legile de cuplare pe aceste axe se exprima mai simplu, partitionand (7.8):

$$\begin{bmatrix} \omega_{\psi 0} \\ \omega_{\varphi 0} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \omega_{\psi} \\ \omega_{\varphi} \end{bmatrix} \quad (7.9)$$

Urmarierea conturului portbavura reclama control de pozitie. Modelul matematic al acestui mod de control este descris de forma integrala a sistemului (7.9):

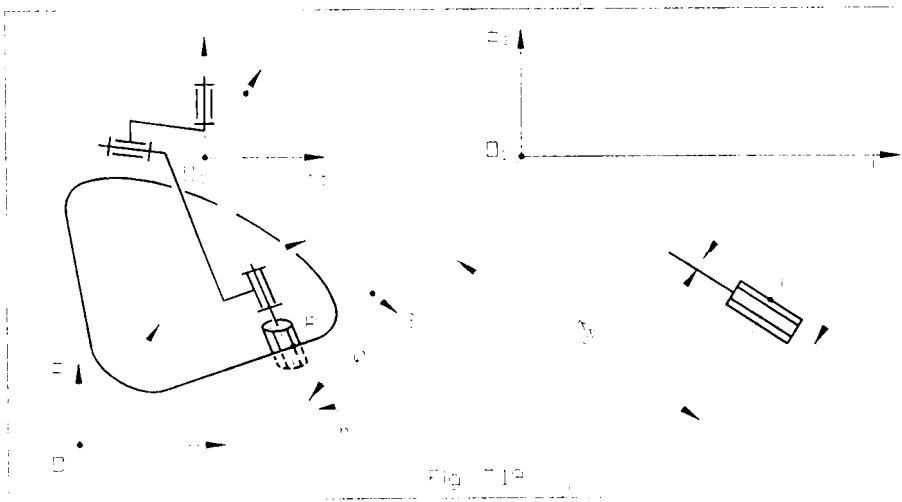
$$\begin{bmatrix} \psi_0 \\ \varphi_0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 1 & -1 \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \psi \\ \varphi \end{bmatrix} \quad (7.10)$$

unde ψ_0 si φ_0 reprezinta functiile de comanda de ordinul zero, iar ψ si φ sunt unghiurile de orientare ale sculei (Fig. 7.14)

Variatia unghiurilor ψ si φ dealungul traiectoriei de lucru se determina din conditia de tangenta a frezei cu muchia portbavura. Aceasta problema trebuie formulata in raport cu un sistem de referinta fix $O_s x_s y_s z_s$ avand originea in centrul de avans si axele paralele cu axele sistemului $Oxyz$ fata de care s-a efectuat sinteza muchiei portbavura (Fig. 7.19). Coordonatele punctului de tangenta P in raport cu sistemul $O_s x_s y_s z_s$ se determina cu relatiile:

$$\begin{cases} x_s = x \\ y_s = y - y_{os} \\ z_s = z - z_{os} \end{cases} \quad (7.11)$$

unde y_{os} si z_{os} sunt coordonatele lui O_s , iar x , y si z sunt coordonatele lui P in sistemul $Oxyz$.



Notand raza frezei cu r_f si introducand distanta:

$$R_s = \sqrt{x_s^2 + y_s^2 + z_s^2} - r_f^2 \quad (7.12)$$

conform figurii se pot scrie relatiile:

$$\begin{cases} x_s = R_s \cos \varphi \cos \psi + r_f \sin \varphi \cos \psi \\ y_s = R_s \cos \varphi \sin \psi + r_f \sin \varphi \sin \psi \\ z_s = r_f \cos \varphi - R_s \sin \varphi \end{cases} \quad (7.13)$$

Solutiile acestui sistem descriu unghiurile de orientare necesare la scula:

$$\left\{ \begin{array}{l} \psi = \arctg \frac{y_s}{x_s} \\ \varphi = \arcsin \left[-\frac{z_s R_s}{R_s^2 + r_r^2} - \sqrt{\left(\frac{z_s R_s}{R_s^2 + r_r^2} \right)^2 - \frac{z_s^2 - r_r^2}{R_s^2 + r_r^2}} \right] \end{array} \right. \quad (7.14)$$

Modelul prezentat permite calculul functiilor de comanda dupa urmatorul algoritm. Pornind de la coordonatele x , y , z ale punctelor de discretizare admise la sinteza traiectoriei de lucru (stabilite in functie de codul de model cu PROG. 6.2) si impunand coordonatele de lucru y_{0s} respectiv z_{0s} pentru centrul de avans, cu relatiile (7.11) se determina la inceput x_s , y_s si z_s . Apoi cunoscand r_r , cu relatia (7.12) se calculeaza R_s , cu relatiile (7.14) se stabilesc ψ si φ , urmand ca in final, cu relatiile sistemului (7.10) sa fie calculate functiile de comanda ψ_0 respectiv φ_0 pentru cele doua componente de avans.

Volumul de calcule depinde de numarul punctelor P considerate pe conturul portbavura in care se propune efectuarea controlului de pozitie. De exemplu, parcurgerea unui contur de lungime $L_{max} = 300$ mm printr-o succesiune de intervale de discretizare avand lungimile egale cu avansul pe dinte $s_d = 0.25$ mm, necesita aplicarea algoritmului de 1200 de ori. Acest volum de lucru impune efectuarea off-line a calculului. Pentru cresterea vitezei de calcul s-a intocmit programul de simulare listat mai jos cu denumirea PROG. 7.1.

PROG. 7.1

```

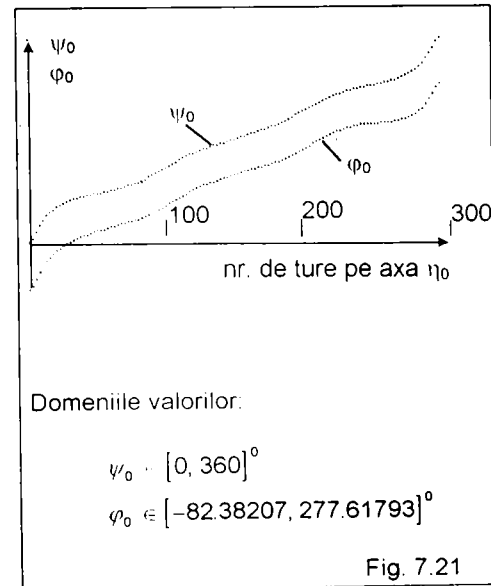
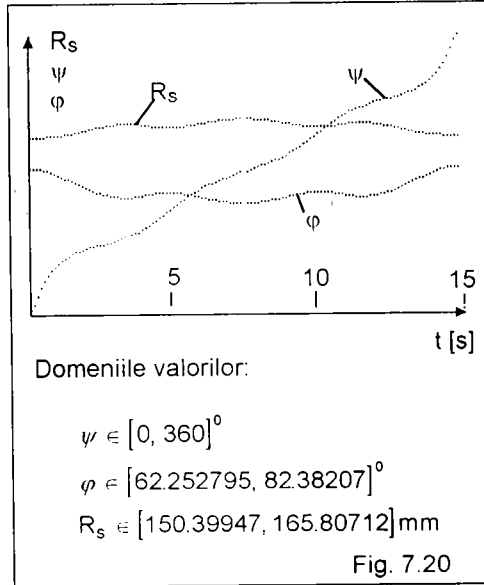
1 REM "PROG.7.1: Simularea functiilor de pseudocomanda si de
comanda la capul de frezare cu avans sferic"
10 INPUT "a1=";a1,"b1=";b1,"r1=";r1,"a2=";a2,"b2=";b2,"r2=";r2,
"a3=";a3,"b3=";b3,"r3=";r3,"y0s=";y0s,"z0s=";z0s,"r=";r
20 LET k1=4.9: LET k3=1.5
30 INPUT "ni=";ni,"ns=";ns
40 DIM M(20,3): DIM D(61,3): DIM A(121,2)
50 FOR i=1 TO 20
60 LET M(i,1)=ni*i*(ns-ni) 20
70 LET M(i,2)=SQR((b1-M(i,1))^2+r1^2-1)
80 LET M(i,3)=(M(i,1)-b2)*n2+r2*SQR(a2^2-r2^2+(b2-
M(i,1))^2)/(r2^2-a2^2)
90 IF ABS(M(i,2)-M(i,3)) > 1e-8 THEN GO TO 130
100 IF M(i,2) < M(i,3) THEN GO TO 120
110 NEXT i
120 LET ni = M(i-1,1): LET ns=M(i,1): GO TO 50
130 LET n=M(i,1): LET m=M(i,2)
140 LET xA=-m(1+m/2)*(n-1): LET yA=m*n: LET xB=-
m(1+m/2)*(n-b2)-1(1+m/2)*a2: LET yB=m*n+xB-n: LET
xC=a2+r2*SIN ATN(a2/b2): LET yC=b2+r2*COS ATN(a2/b2)
150 LET F1=ATN(xA/(b1-yA))
160 LET F2=PI/2-ATN(a2/b2)
170 FOR t=0 TO F1 STEP 6*PI/180
180 LET x=r1*SIN t: LET y=b1-r1*COS t: GO SUB 290
190 NEXT t
200 FOR s =xA TO xB STEP 2
210 LET v=m*x-n: GO SUB 290
220 NEXT s
230 FOR t=-(PI/2-F1) TO F2 STEP 12*PI/180
240 LET x=a2-r2*COS t: LET y=b2-r2*SIN t: GO SUB 290
250 NEXT t
260 FOR t=PI/2-ATN(a2/b2) TO PI/2 STEP PI/180
270 LET x=r3*COS t: LET y=r3*SIN t: GO SUB 290
280 NEXT t: LET x=0: LET y=r3: GO SUB 290
285 GO TO 340
290 LET xs=x: LET ys=y-y0s: LET zs=z-z0s: LET Rs=SQR
(xs*xs+ys*ys+zs*zs-r^2)
295 IF xs=0 AND ys=0 THEN LET psi=180: LET k=1
300 IF xs=0 AND ys=0 THEN LET psi=180-90-180*PI*ATN
(ABS ys/xs)
310 IF ys=0 THEN LET psi=270
320 IF xs=0 AND ys=0 THEN LET psi=270-180*PI*ATN(ys/xs)
325 IF xs=0 AND ys=0 THEN LET psi=360
330 LET f1=180*PI*ASN(-zs*Rs/(Rs^2-r^2))-SQR((zs*Rs*zs*Rs
(Rs^2-r^2)-2*zs*zs-r^2)/(Rs^2-r^2)): LET D(k,1)=psi: LET
D(k,2)=-f1: LET D(k,3)=Rs: LET k=k+1: RETURN
340 PI.OT.3,(360-D(k,1))*k1: PI.OT.3,D(k,2): PI.OT.3,D(k,3)
k3: FOR k=1 TO 61: PI.OT.125-2*k,D(k,1)*k1: PI.OT.125-2*k,(360-
D(k,1))*k1: PI.OT.125-2*k,D(k,2): PI.OT.125-2*k,D(k,2): PI.OT.
125-2*k,D(k,3):k3: PI.OT.125-2*k,D(k,3):k3: NEXT k
350 PI.OT.3,0: PI.OT.3,160: PI.OT.250,0: STOP
360 LET A(61,1)=D(1,1): LET A(61,2)=D(1,1)-D(1,2): FOR k=1
TO 60: LET A(61-k,1)=D(k,1): LET A(61-k,1)=360-
D(k,1): LET A(61-k,2)=D(k,1)+D(k,1,2): LET A(61-
k,2)=360-D(k,1)+D(k,1,2): NEXT k
370 C1S: FOR k=1 TO 121: PI.OT.2*k,A(k,1)-ABS A(1,2)):3:
PI.OT.2*k,A(k,2)-ABS A(1,2)):3: NEXT k
380 PI.OT.2*121,ABS A(1,2)):3: PI.OT.2,A(121,1)-ABS
A(1,2)):3: STOP

```

Se mentioneaza urmatoarele caracteristici ale programului:

- lungimea..... 9813 bytes;
- durata de calcul pentru 120 de intervale de discretizare..... 40 sec;
- durata totala de lucru (incluzand timpul de dialogare)..... 90 sec;
- compatibilitate cu calculatorul..... PC-486.

Pentru extragerea rezultatelor au fost prevazute doua rutine grafice. Rutina de la eticheta 340, traseaza curbele de variatie ale unghiurilor de orientare ψ si φ , respectiv curba de variatie a lungimii R_s in functie de timpul trecut din durata de generare a traiectoriei. Rutina de la eticheta 370 traseaza curbele de variatie ale functiilor de comanda ψ_0 si φ_0 pentru miscarile de avans in functie de numarul de ture efectuate la axa de intrare a miscarii principale, de la start pana la terminarea generarii. Aceste rezultate sunt ilustrate in Fig. 7.20 si Fig. 7.21, pentru traiectoria de lucru sintetizata in Fig. 6.7 si considerand $x_s = y_s = 150$ mm si $r_f = 7$ mm.



Toate curbele sunt neliniare. Acest comportament se datoreaza atat formei necirculare a muchiei portavaura, cat si amplasamentului admis pentru centrul de avans. Din observarea curbelor rezulta urmatoarele concluzii:

- Lungimea activa a sculei (a taisului sau) trebuie sa acopere limitele de variatie a distantei R_s .
- Avansul de conturare ψ creste monoton pe durata unei ture cu viteza unghiulara medie:

$$\omega_{\psi}^{\text{med}} = \frac{2\pi}{T_{\text{bf}}} \quad (7.15)$$

- Avansul de urmarire φ oscileaza, descriind intr-o tura de doua ori unghiul de $\sim 20^\circ$, avand astfel viteza unghiulara medie:

$$\omega_{\varphi}^{\text{med}} = \frac{2\pi}{9T_{\text{bf}}} \quad (7.16)$$

adica de 9 ori mai mica decat $\omega_{\psi}^{\text{med}}$.

- Functiile de comanda ψ_0 si φ_0 cresc monoton cu numarul de ture efectuate la axa de intrare a miscarii principale si cu aceasi viteza medie:

$$\omega_{\psi_0}^{\text{med}} = \omega_{\varphi_0}^{\text{med}} = \omega_{\psi}^{\text{med}} \quad (7.17)$$

- Datorita cuplarii avansurilor, functia φ_0 ramane in urma lui ψ_0 cu un unghi de defazaj $-\varphi$ variabil. Unghiul de defazaj la start este $\varphi_{\text{start}} = 82.38207^\circ$. Deoarece la coborarea in spatiul fantelor sculele sunt orientate vertical, adica pe directia $\varphi_{\text{initial}} = 90^\circ$, pentru realizarea diferentei $\Delta\varphi = \varphi_{\text{initial}} - \varphi_{\text{start}} = 7.61793^\circ$ se impune ca inaintea lansarii rutinei de conducere pe traiectorie sa fie prevazuta comanda unei secvente de avans rapid.

Se mentioneaza ca la rularea programului PROG. 7.1 cu datele geometrice aferente unui cod de model dat, valorile numerice ale functiilor de comanda se inscriu in ordine pe liniile tabelii A(k, 2), conform instructiunilor de la eticheta 360. Daca k este stabilit in corelatie cu lungimea muchiei portbavura si cu valoarea avansului pe dinte (asa cum s-a procedat anterior, rezultand k = 1200), atunci tabela A(k, 2) constituie tocmai rutina de program generatoare de traiectorie, putand fi incarcata in calculatorul de proces al utilajului de debavurat, pe cale informatională.

Reproducerea avansului constant pe dinte impune ca citirea liniilor rutinei de conducere la generarea efectiva a traiectoriei sa fie facuta cu frecventa de:

$$f_c = \frac{k}{T_{bf}} = \frac{1200}{15} = 80 \left[\frac{\text{linii}}{\text{s}} \right] \quad (7.18)$$

si in corelatie cu miscarea principala. Desideratul din urma presupune amplasarea unui traductor de rotatie generatoare de tact pe axa miscarii principale.

S-a aratat, ca miscarea principala suporta gradul de cuplare maxim. Ecuatia de cuplaj este exprimabila din (7.8) in forma:

$$\omega_{\eta 0} = \omega_{\psi} + \omega_{\varphi} - \omega_{\eta} \quad (7.19)$$

Deoarece $\omega_{\eta 1}$ trebuie sa aiba valoarea:

$$\omega_{\eta} = \frac{2\pi n}{60} = 20 \cdot (2\pi) \quad (7.20)$$

iar dupa valorile medii stabilite in (7.15) si (7.16), suma vitezelor de avans este mica:

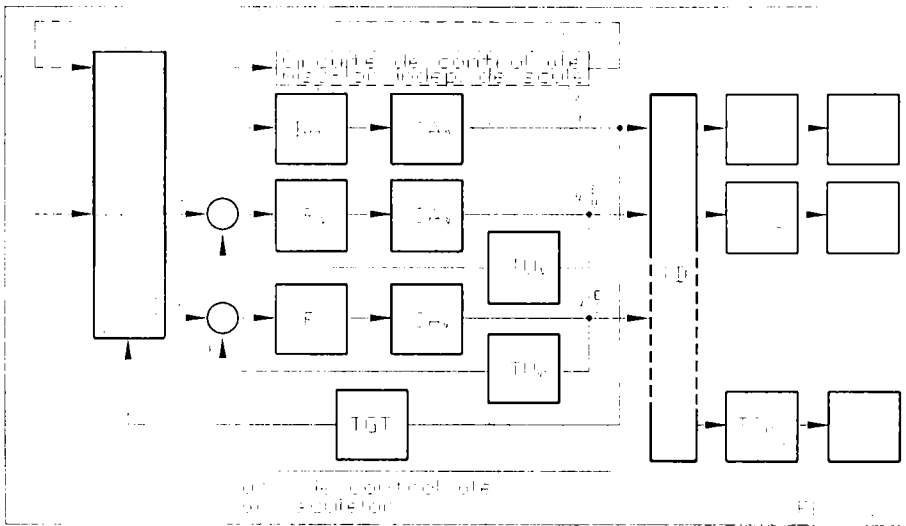
$$\omega_{\psi} + \omega_{\varphi} = \frac{10}{9 \cdot 15} \cdot (2\pi) \quad (7.21)$$

reprezentand numai 0.37% din viteza unghiulara principala, relatia (7.19) este bine aproximata prin:

$$\omega_{\eta 0} \approx -\omega_{\eta} = \text{const} \quad (7.22)$$

Aceasta aproximatie permite decuplarea sistemului de comanda al miscarii principale fata de sistemul de comanda al avansurilor, lucru absolut necesar pentru introducerea sculelor in zona de lucru cu miscarea principala pornita si cu avansul nul. Al doilea avantaj care decurge din aproximatia (7.22) priveste crearea posibilitatii pentru amplasarea favorabila a traductorului generator de tact pe axa de intrare a miscarii principale.

Rezultatele studiului prezentat au fost valorificate in structura de comanda a capului de frezare flexibil multi-ax, asa cum este ilustrata in Fig. 7.22. Declansarea ciclului de lucru este conditionata de precizarea codului de model m. Indata dupa introducerea acestui cod, calculatorul de proces CP preia conducerea, controland prin bucla trasata cu linii intrerupte circuitele de control ale miscarilor pe care utilajul de debavurat le executa independent de miscarile sculelor, iar prin buclele desenate cu linii continue controland circuitele de comanda ale miscarilor livrate prin transmisia distribuitor TD si transmisiile sferice TS celor n_s scule S. In schema s-a explicitat numai modul de control al miscarii sculelor.



Calea de comanda a miscarii principale (de turatie $n = 1200$ rot / min) este activata independent de avansuri prin marimea de actionare (a), generata de calculator odata cu comanda de coborare a saniei verticale.

La oprirea saniei, calculatorul introduce pe linia de comanda a avansului φ semnalul programat pentru realizarea apropiierii rapide ($\varphi_0^p = \Delta\varphi$). Datorita traductorului de urmarire TU_φ avansul rapid se executa cu reactie de pozitie.

Temporizat pentru o intarziere de 0.5 s in raport cu momentul comenzii anterioare (durata suficienta pentru efectuarea apropiierii cand $\omega_{\varphi 0} = 0$), se deschide poarta P si incepe generarea traiectoriei. In aceasta faza, traductorul generator de tact TGT trimite de pe axa principala in calculator impulsurile de tact i . Calculatorul contorizeaza impulsurile ($J = \sum i$) si trimite din rutina de conducere pe caile de comanda ale avansurilor functiile de comanda programate, respectiv $\psi_0^p = A(J, 1)$ si $\varphi_0^p = A(J, 2)$. Pentru respectarea frecventei de citire f_c numarul impulsurilor de tact pe tura trebuie sa fie egal cu numarul de dinti al frezei (adica $z=4$). Datorita traductoarelor de urmarire TU_ψ si TU_φ , efectuarea avansurilor de lucru se controleaza in reactie de pozitie, ceea ce contribuie la reproducerea precisa a traiectoriei programate. Generarea traiectoriei se termina in momentul implinirii conditiei $J > k$, cand poarta P se inchide.

In consecinta, se comanda succesiv retragerea rapida a sculei ($\varphi_0^p = -\Delta\varphi$), apoi cu o intarziere temporizata de 0.5 s, urcarea saniei si in final oprirea miscarii principale (anularea marimii de actionare (a)).

Sucesiunea comenzilor de mai sus asigura functionarea capului de frezare flexibil multi-ax in cazul prelucrarilor intr-o singura secventa. La prelucrarile in doua secvente comenzile anterioare vor fi repetate, dupa executarea rotirii de divizare a jentii cu unghiul $2\pi / n_f$ si fara oprirea miscarii principale pe durata rotirii.

Actiunea de conducere evolueaza in stransa legatura cu itinerariul tehnologic. Acest motiv a impus intercalarea comenzilor pentru miscarile capului de frezare flexibil multi-ax si a comenzilor pentru celelalte miscari ale utilajului de debavurat.

Se precizeaza ca in faza de servire a utilajului de catre operatorul uman, in categoria miscarilor independente de scule si controlate de calculator prin

intermediul buclei de control desenata cu linii intrerupte in Fig. 7.22, intra miscarile turelei, a saniei verticale, a platoului mesei, a modulului de divizare si a dispozitivului de sprijin.

Toate acestea raman valabile si la trecerea in faza de servire de catre robot, cu observatia ca in bucla de control amintita va trebui inclusa in plus functia de control a cilindrului pentru deschiderea dispozitivului de lucru si functiile de control pentru miscarile robotului. Deasemenea va trebui implementat sistemul de achizitie de la camera de luat vederi a codului de model.

7.2.1.4 Variantele ciclului de lucru in celula de debavurat prin frezare

S-a aratat, ca utilajul de debavurat prin frezare permite prelucrarea simultana a fantelor unei jenti numai daca $n_s = n_r$. Aceasta conditie poate fi indeplinita pentru primele 11 coduri de model precizate in Tab. 7.3. Jentile corespunzatoare se prelucreaza deci intr-o singura secventa (in ciclu simplu). Ordinea fazelor in ciclul simplu si duratele acestora sunt precizate in ciclograma din Tab. 7.5.

TAB. 7.5

NR	DENUMIREA FAZEI	DURATA [s]	OBSERVATIE
1	Identificarea postului din turela in care se gaseste capul de frezare cu n_s necesar	-	
2	Rotirea turelei pt. pozitionarea capului pe directia de lucru	5	Se executa numai daca n_r se modifica
3	Identificarea si incarcarea rutinei A(k, 2) in memoria operativa	-	
4	Introducerea turnatului brut in postul de lucru	3	Fazele 1,2,3,4 se suprapun
5	Blocarea platoului rotitor	0.5	
6	Pornirea miscarii principale	-	
7	Coborarea saniei verticale	3	Fazele 5, 6, 7 se suprapun
8	Efectuarea avansului rapid	0.5	
9	Generarea traiectoriei de lucru	15	Durata scade pentru $L < L_{max} = 300$ mm
10	Efectuarea avansului rapid de retragere	0.5	
11	Urcarea saniei verticale	3	
12	Oprirea miscarii principale	-	
13	Deblocarea platoului rotitor	0.5	Fazele 11,12,13 se suprapun

Spre deosebire de cele de mai sus, jentile avand unul din ultimele patru coduri de model in Tab. 7.3 trebuie prelucrate in doua secvente (in ciclu dublu), folosind capete de frezare in care numarul sculelor se stabileste din conditia $n_s = n_r/2$. Succesiunea fazelor in ciclul dublu si duratele acestora sunt precizate in ciclograma din Tab. 7.6.

Deoarece servirea utilajului se efectueaza in paralel cu procesul de lucru, drept faze s-au considerat numai actiuni ale sistemului, in care preponderente sunt miscarile mecanice.

Se mentioneaza, ca duratele operatiilor de conducere (timpul de calculator) reprezinta cantitati nesemnificative in raport cu duratele miscarilor mecanice, fiind neglijate din ambele ciclograme.

TAB. 7.6

NR	DENUMIREA FAZEI	DURATA [s]	OBSERVATIE
1	Identificarea postului din turela in care se gaseste capul de frezare cu n_s necesar	-	
2	Rotirea turelei pt. pozitionarea capului pe directia de lucru	5	Se executa numai daca n_r se modifica
3	Identificarea si incarcarea rutinei A(k, 2) in memoria operativa	-	
4	Introducerea turnatului brut in postul de lucru	3	Fazele 1,2,3,4 se suprapun
5	Blocarea platoului rotitor	0.5	
6	Pornirea miscarii principale	-	
7	Coborarea saniei verticale	3	Fazele 5,6,7 se suprapun
8	Efectuarea avansului rapid	0.5	
9	Generarea traiectoriei de lucru	10	Durata scade pentru $L < L_{max} = 200$ mm
10	Efectuarea avansului rapid de retragere	0.5	
11	Urcarea saniei verticale	3	
12	Rotirea jentii cu unghiul $2\pi / n_r$	1	
13	Coborarea saniei verticale	3	
14	Efectuarea avansului rapid	0.5	
15	Generarea traiectoriei de lucru	10	vezi obs. la faza nr. 9
16	Efectuarea avansului rapid de retragere	0.5	
17	Urcarea saniei verticale	3	
18	Rotirea inversa a jentii cu unghiul $-2\pi / n_r$	1	
19	Oprirea miscarii principale	-	
20	Deblocarea platoului rotitor	0.5	Fazele 17,18,19,20 se suprapun

In ambele ciclograme exista grupari de faze care se executa suprapus. Durata unei grupari este data de cea mai mare durata a fazelor continute.

Durata grupei primelor patru faze este variabila, fiind de 5 s daca in fluxul de jenti se modifica n_r in raport cu jeanta anterioara, sau de 3 s daca n_r ramane acelasi. Diferentierea se datoreaza timpului pentru schimbarea capului de frezare.

Luand in considerare cele doua ciclograme si cele doua valori posibile ale timpului pentru efectuarea primelor patru faze, rezulta patru variante ale ciclului de lucru cu duratele diferite, definite in Tab.7.7.

TAB. 7.7

1. Ciclu simplu cu $n_s = \text{const}$, a carui durata este: $T_1 = 3 + 3 + 0.5 + 15 + 0.5 + 3 = 25$ [s]
2. Ciclu simplu cu $n_s \neq \text{const}$, a carui durata este: $T_2 = 5 + 3 + 0.5 + 15 + 0.5 + 3 = 27$ [s]
3. Ciclu dublu cu $n_s = \text{const}$, a carui durata este: $T_3 = 3 + 3 + 0.5 + 10 + 0.5 + 3 + 1 + 3 + 0.5 + 10 + 0.5 + 3 = 38$ [s]
4. Ciclu dublu cu $n_s \neq \text{const}$, a carui durata este: $T_4 = 5 + 3 + 0.5 + 10 + 0.5 + 3 + 1 + 3 + 0.5 + 10 + 0.5 + 3 = 40$ [s]

7.2.1.5 Fluxul optim de jenti al liniei flexibile in cazul debavurarii prin frezare

Executarea unei anumite variante dintre ciclurile definite in paragraful precedent nu este arbitrara, ci impusa de necesitatea repartizarii celor patru tipuri de jenti cu n_f diferit pe unul din cele trei capete de frezare cu n_s diferit (Tab. 7.8), fiind dependenta de modificarile lui n_s conform definitiilor din Tab. 7.7.

TAB. 7.8

$n_s \backslash n_f$	5	6	8	10
4	-	-	T_3 / T_4	-
5	T_1 / T_2	-	-	T_3 / T_4
6	-	T_1 / T_2	-	-

Datorita conditiilor de mai sus, intre tactul de obtinere al turnatelor cu durata constanta T_U si tactul de debavurare cu durata variabila T_i ($i = 1, 2, 3, 4$) se stabileste o corelatie data de diferenta duratelor. Aceasta diferenta rezulta cu semn variabil. Semnul pozitiv apare totdeauna la ciclul simplu:

$$T_U - T_i > 0 \quad \text{numai pentru } i = 1, 2 \quad (7.23)$$

iar semnul negativ apare totdeauna la ciclul dublu:

$$T_U - T_i < 0 \quad \text{numai pentru } i = 3, 4 \quad (7.24)$$

Interpretand semnele se poate spune ca, debavurarea in ciclu simplu ($n_f = 5$ sau 6) conduce la economii de timp in raport cu turnarea, iar debavurarea in ciclu dublu ($n_f = 8$ sau 10) conduce la pierderi de timp.

Pentru a respecta tactul T_U , fluxul de fabricatie trebuie organizat astfel ca pe o durata de mediere $T_M = 6T_U = 180$ [s], suma pierderilor si a economiilor de timp sa nu rezulte negativa. Aceasta conditie este mereu indeplinita daca in alcatuirea fluxului intervin numai jenti pentru ciclul simplu, dar niciodata daca in alcatuirea fluxului intervin numai jenti pentru ciclul dublu. Ca urmare este necesar ca operatiile de debavurare in ciclu dublu sa fie incluse in fluxuri de fabricatie mixte in care ciclurile de debavurare simple sa alterneze cu ciclurile duble, urmarind in acest mod compensarea economiilor de timp cu pierderile.

Organizarea unui flux de fabricatie mixt presupune distribuirea celor sase masini de turnat pe un numar de maximum patru tipuri de cochile din care pot rezulta jenti cu n_f diferit, astfel ca sa fie indeplinita conditia de nenegativitate amintita.

Pentru punerea problemei in model matematic, se va nota cu p_i numarul cochilelor care produc jenti pentru ciclul de prelucrare in varianta i ($i = 1, 2, 3, 4$). In baza acestei notatii conditia de nenegativitate se exprima in forma:

$$F = T_M - \sum_{i=1}^4 p_i T_i \geq 0 \quad (7.25)$$

Funcția F se numeste "functie de eficienta" sau "functie obiectiv" sau "functie scop".

Cum numarul cochilelor instalate este egal cu numarul masinilor de turnat, se poate scrie:

$$\sum_{i=1}^4 p_i = 6 \quad (7.26)$$

Trebuie totodata asigurata continuitatea fluxului de jenti la repetarea ciclului de turnare. Aceasta conditie cere, ca pe durata T_M schimbarile lui n_s sa se produca in numar par, adica:

$$p_2 + p_4 = 2 \cdot k \quad (k = 0, 1, 2, 3) \quad (7.27)$$

Sistemul de ecuatii si inecuatii care rezulta din gruparea ultimelor trei relatii constituie modelul matematic al problemei de distribuire propus:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_{i=1}^4 p_i T_i \leq T_M \\ \sum_{i=1}^4 p_i = 6 \\ p_2 + p_4 = 2 \cdot k \quad (k = 0, 1, 2, 3) \end{array} \right. \quad (7.28)$$

Avand numai trei conditii si patru necunoscute p_i ($i = 1, 2, 3, 4$), sistemul de mai sus este nedeterminat. Se cunoaste faptul, ca solutiile bazice ale sistemelor nedeterminate sunt in numar finit. Pentru a le gasii aceste solutii in numere intregi, a fost intocmit programul PROG. 7.2. Acest program se bazeaza pe observatia, ca fiecare necunoscuta poate avea in total sapte valori intregi si anume elementele multimii $\{0, 1, 2, 3, 4, 5, 6\}$. Ca urmare, solutiile problemei trebuie cautate printre elementele aranjamentului fara repetitii in care se pot ordona 7 valori in grupe de cate 4. Numarul grupelor este desigur mare ($7^4 = 2401$), dar cu ajutorul calculatorului pot fi obtinute rapid (v. etichetele 50, 60, 70 si 80 ale programului). Instructiunile de la etichetele 40, 85 - 100 si 170 selecteaza numai acele grupe ale aranjamentului ale caror elemente verifica sistemul (7.28) si care se retin in final.

PROG. 7.2

```

1 REM "PROG.7.2. Stabilirea modalitatilor de distribuire a 6
masini de turnat pe 4 tipuri de cochile"
10 DATA 25,27,38,40,180,1
20 READ T1,T2,T3,T4,Tm,i
30 DIM A(20,5)
40 FOR k=0 TO 3
50 FOR d=0 TO 6
60 FOR c=0 TO 6
70 FOR b=0 TO 6
80 FOR a=0 TO 6
85 LET s=a+b+c+d
90 IF s=6 THEN LET sp="T1+b*T2+c*T3+d*T4
95 IF s=6 THEN GO TO 110
100 IF sp =Tm AND b*d=2*k THEN GO SUB 170
110 NEXT a
120 NEXT b
130 NEXT c
140 NEXT d
150 NEXT k
160 GO TO 180
170 LET A(i,2)=i:LET A(i,3)=b:LET A(i,4)=c
LET A(i,5)=d:LET i=i+1:RETURN
180 FOR m=1 TO i-1
190 PRINT A(m,1),A(m,2),A(m,3),A(m,4),A(m,5)
200 NEXT m
210 STOP

```

Caracteristicile programului de mai sus sunt:

- lungimea.....4975 bytes;
- timpul de calcul pana la monitorizarea rezultatelor..... 64 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele.....TIM - S; PC - 486.

PROG. 7.2 furnizeaza pentru problema urmarita aici un numar de 14 solutii distincte. Acestea sunt redatate pe liniile tabelului Tab. 7.9 in dreptul coloanelor p_i . Se constata ca 4 dintre solutii se refera la fluxuri simple si 10 la fluxuri mixte.

Eficienta maxima se obtine in cazul fluxurilor mixte pentru care functia obiectiv se anuleaza. Se vede ca numai trei distributii asigura realizarea acestui desiderat si anume: **4 0 0 2**, **3 1 1 1** si **2 2 2 0**.

TAB. 7.9

Nr. sol.	p_1 [buc]	p_2 [buc]	p_3 [buc]	p_4 [buc]	$\sum_{i=1}^4 p_i T_i$ [s]	$T_M - \sum_{i=1}^4 p_i T_i$ [s]	Tipul de flux
1	6	0	0	0	150	30	simplu
2	5	0	1	0	163	17	mixt
3	4	2	0	0	154	26	simplu
4	4	1	0	1	167	13	mixt
5	4	0	2	0	176	4	mixt
6	4	0	0	2	180	0	mixt
7	3	2	1	0	167	13	mixt
8	3	1	1	1	180	0	mixt
9	2	4	0	0	158	22	simplu
10	2	3	0	1	171	9	mixt
11	2	2	2	0	180	0	mixt
12	1	4	1	0	171	9	mixt
13	0	6	0	0	162	18	simplu
14	0	5	0	1	173	7	mixt

Intrucat solutiile se obtin in cuartete de cifre ordonate distincte, ele alcatuiesc coduri de distributie. Fiecare cifra a codului are o semnificatie bine determinata, atat datorita locului ocupat cat si datorita valorii avute. Astfel cifra din primul loc inseamna numarul masinilor de turnat (si al cochilelor) care trebuie sa produca jenti cu timpul de debavurare T_1 , cifra de pe locul doi indica numarul masinilor (si al cochilelor) care trebuie sa produca jenti cu timpul de prelucrare T_2 si a.m.d.

Tinand cont de definitiile date ciclurilor masina cu duratele T_i ($i = 1, 2, 3, 4$), codurile de distributie permit organizarea atelierului de turnare pentru toate fluxurile de jenti care mentin linia in durata de tact impusa T_u .

Astfel, admitand ca sania transportoare SA evacueaza turnatele in ordinea numerotarii masinilor de turnat (Fig. 7.12), deci de la MTP1 spre MTP6 in mod repetitiv, din cele 14 coduri de distributie se deduc 43 de variante de flux, in care sunt combinate jenti cu numere de fanta diferite.

Aceste variante sunt enumerate in Tab 7.10, fiind indicata numarul fantelor cu care trebuie sa rezulte jentile de la fiecare masina de turnat. In acest mod, fiecare linie a tabelului reprezinta un plan de amplasament al cochilelor pe masinile turnatoriei, care trebuie respectat in vederea obtinerii fluxului dorit.

Desigur ca organizarea unui anumit flux depinde de cererea pietii si trebuie facuta in corelatie cu aceasta. Interesul producatorului de jenti este de a le incadra comenzile in fluxuri de maxima eficienta (cu $F = 0$). Conform Tab. 7.10 se pot organiza 11 variante de asemenea fluxuri, dupa planurile indicate pe liniile 6.1, 8.1 - 8.7 si 11.1 -11.3. Numai daca alegerea anterioara nu este posibila se va trece la adoptarea altor fluxuri in ordinea cresterii functiei F , dar in acest caz eficienta liniei flexibile scade, deoarece masina de debavurat ramane subincarcat.

Un aspect important de evidentiat in legatura cu organizarea unui flux mixt se refera la perturbarea tactului de dozare al turnatelor pe transportorul tunelului de racire (v. Fig. 7.12), daca pe masina de debavurat se prelucreaza una sau doua jenti consecutive in ciclu dublu. Pentru impiedicarea propagarii acestei perturbatii la masinile de turnat trebuie folosit un tampon. Rolul tamponului poate fi indeplinit chiar de catre sania SA, impunand conditia sa recupereze timpul pierdut imediat in tactul de preluare al turnatului de ciclu simplu care urmeaza. In cazul cel mai dezavantajos timpul ramas la dispozitie este:

TAB. 7.10

Nr. distr.	Nr. var. de flux	n_r					
		MTP1	MTP2	MTP3	MTP4	MTP5	MTP6
1	1.1	5	5	5	5	5	5
	1.2	6	6	6	6	6	6
2	2.1	5	5	5	5	5	10
3	3.1	5	5	5	5	5	6
	3.2	5	5	5	5	6	6
	3.3	5	5	5	6	6	6
	3.4	5	5	6	6	6	6
	3.5	5	6	6	6	6	6
4	4.1	5	5	5	5	5	8
	4.2	6	6	6	6	6	8
	4.3	5	5	5	5	6	10
	4.4	5	5	5	6	6	10
	4.5	5	5	6	6	6	10
	4.6	5	6	6	6	6	10
	4.7	6	6	6	6	6	10
5	5.1	5	5	5	5	10	10
6	6.1	5	5	5	5	8	10
7	7.1	6	6	6	6	5	10
	7.2	6	6	6	5	5	10
	7.3	6	6	5	5	5	10
	7.4	6	5	5	5	5	10
8	8.1	6	6	6	6	8	8
	8.2	5	5	5	5	8	8
	8.3	5	5	5	5	10	8
	8.4	6	6	6	6	10	10
	8.5	5	6	6	6	10	10
	8.6	5	5	6	6	10	10
	8.7	5	5	5	6	10	10
9	9.1	5	5	6	5	6	5
	9.2	6	6	5	6	5	6
10	10.1	5	6	5	5	5	8
	10.2	6	5	6	6	6	8
	10.3	5	6	5	6	6	10
	10.4	6	5	6	6	6	10
11	11.1	6	5	5	5	10	10
	11.2	6	6	5	5	10	10
	11.3	6	6	6	5	10	10
12	12.1	5	6	5	6	5	10
	12.2	6	6	5	6	5	10
13	13.1	5	6	5	6	5	6
14	14.1	5	6	5	6	5	8
	14.2	6	5	6	5	6	8
	14.3	6	5	6	5	6	10

$$T_{\min} = T_U - 2 \cdot (T_4 - T_U) = 3 \cdot T_U - 2 \cdot T_4 = 3 \cdot 30 - 2 \cdot 40 = 10 \text{ [s]} \quad (7.29)$$

Tab. 7.11

Nr. distr.	Nr. var. de flux	n_r					
		MTP1	MTP2	MTP3	MTP4	MTP5	MTP6
1	1.1	5	5	5	5	5	5
	1.2	6	6	6	6	6	6
2	2.1	5	5	10	5	5	5
3	3.1	5	5	6	5	5	5
	3.2	5	6	6	5	5	5
	3.3	6	6	6	5	5	5
	3.4	6	6	6	5	5	6
	3.5	6	6	6	5	6	6
4	4.1	5	5	8	5	5	5
	4.2	6	6	8	6	6	6
	4.3	5	6	10	5	5	5
	4.4	6	6	10	5	5	5
	4.5	6	6	10	5	5	6
	4.6	6	6	10	5	6	6
	4.7	6	6	10	6	6	6
5	5.1	5	10	10	5	5	5
6	6.1	5	8	10	5	5	5
7	7.1	6	5	10	6	6	6
	7.2	5	5	10	6	6	6
	7.3	5	5	10	6	6	5
	7.4	5	5	10	6	5	5
8	8.1	6	8	8	6	6	6
	8.2	5	8	8	5	5	5
	8.3	5	10	8	5	5	5
	8.4	6	10	10	6	6	6
	8.5	6	10	10	5	6	6
	8.6	6	10	10	5	5	6
	8.7	6	10	10	5	5	5
9	9.1	5	6	5	5	5	6
	9.2	6	5	6	6	6	5
10	10.1	5	5	8	5	6	5
	10.2	6	6	8	6	5	6
	10.3	6	6	10	5	6	5
	10.4	6	6	10	6	5	6
11	11.1	5	10	10	6	5	5
	11.2	5	10	10	6	6	5
	11.3	5	10	10	6	6	6
12	12.1	6	5	10	5	6	5
	12.2	6	5	10	6	6	5
13	13.1	6	5	6	5	6	5
14	14.1	6	5	8	5	6	5
	14.2	5	6	8	6	5	6
	14.3	5	6	10	6	5	6

Sania consuma acest timp pentru:

1. parcurgerea distantei D_A de la postul de preluare al ultimului turnat de ciclu dublu si pana la postul de depunere;

2. introducerea acestuia in flux intr-un timp de introducere T_I (aceasta faza se executa dupa eliberarea locului necesar pe transportorul tunelului de racire);
 3. parcurgerea distantei D_B de la postul de depunere pana la postul de preluare al turnatului urmator de ciclu simplu;
 4. preluarea turnatului pentru ciclul simplu intr-un timp de preluare T_P .
- Datorita acestor faze, viteza saniei trebuie sa verifice relatia:

$$\frac{D_A + D_B}{v_{SA}} + (T_I + T_P) \leq T_{min} \quad (7.30)$$

de unde rezulta:

$$v_{SA} \geq \frac{D_A + D_B}{T_{min} - (T_I + T_P)} \quad (7.31)$$

Pentru limitarea vitezei saniei trebuie minimizata expresia din membrul drept. Aceasta presupune indeplinirea simultana a doua conditii:

$$D_A = D_B = D_{min} \quad (7.32)$$

De aici rezulta, ca ultimul turnat pentru ciclul de debavurare dublu si turnatul urmator pentru ciclul de debavurare simplu trebuie sa rezulte din cele mai apropiate posturi de turnare existente in raport cu axa tunelului de racire. Pentru planul de amplasament redat in Fig. 7.12 aceste posturi se gasesc pe masinile MTP3 si MTP4. Tinand cont de valorile numerice ($D_{min} = 3m$, $T_I = T_P = 2s$), se obtine $v_{SA} = 1m/s$, deci o viteza realizabila tehnic fara dificultati. Se mentioneaza, ca viteza stabilita mai sus asigura si evacuarea turnatelor de la masinile MTP6 si MTP1, pentru care distanta la tunel este maxima ($D_{max} = 11m$) iar timpul disponibil este T_U in loc de T_{min} .

Dupa cum s-a aratat, functionarea tamponului presupune solutionarea aspectului organizatoric privind trecerea cochilei care produce ultimul turnat pentru ciclul de debavurare dublu pe masina MTP3. Intrucat functia de eficienta a fluxului de piese trebuie pastrata invariata, aceasta trecere nu poate afecta ordinea turnatelor in flux. Problema trebuie deci rezolvata prin permutarea cochilelor pe masini. Schemele de organizare ale atelierului de turnare (presupunand ca viteza tamponului este de $1m/s$) pot fi obtinute din Tab.7.10, permutand coloanele cu trei pasi. Schemele astfel obtinute sunt redate in Tab. 7.11. Ele produc aceleasi 43 de fluxuri cu $F \geq 0$, dar noul aranjament permite saniei exercitarea functiei de tampon.

Se poate concluziona, ca oferta de fluxuri necesare mentinerii liniei flexibile in tactul impus este mare. S-a evidentiat insa, ca alegerea unui anumit flux din paleta de oferte reclama indeplinirea a trei cerinte independente de utilajul de debavurat:

- prevederea tamponului (asigurarea vitezei la sanie);
- incadrarea judicioasa a comenzilor de jenti in fluxurile disponibile cu $F \geq 0$;
- asigurarea ordinii de instalare a tipurilor de cochile pe masinile de turnat.

Daca prima cerinta poate fi asigurata pe cale investitionala, pentru ultimele doua trebuie recurs la solutii manageriale, tinand cont de prevederile din Tab. 7.11.

Constatarile anterioare permit enuntarea concluziei importante potrivit careia, eficienta sistemului flexibil considerat in ansamblu (capacitatea sa de productie) nu poate fi pus in exclusivitate pe seama flexibilitatii tehnice a componentelor, fiind puternic dependent de competenta organizatorica a factorilor insarcinati cu exploatarea sistemului.

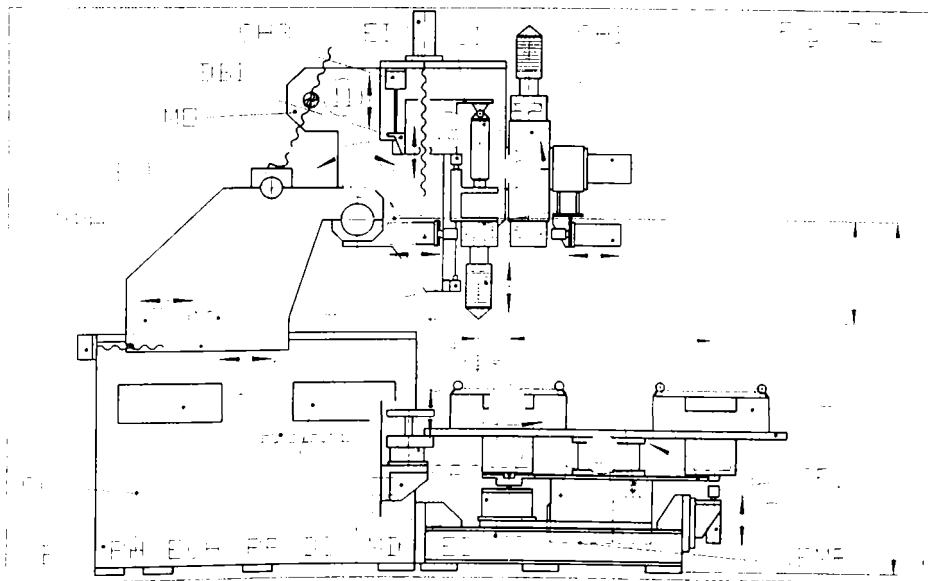
7.2.2 Utilajul celulei flexibile de debavurat prin brozare

O tehnologie productiva pentru curatirea bavurii din ferestrele jentilor turnate este cea bazata pe brozare. Sculele necesare in acest caz sunt brose profilate. Ele trebuie executate diferentiat pentru fiecare cod de model in parte.

Intrucat brozarea asigura copierea profilului sculei pe fantele jentii, sistemul de comanda al utilajului de brosat nu necesita echipament pentru generarea traiectoriei. In schimb, numarul miscarilor de controlat este mai mare in cazul masinii de brosat decat la masina de frezat, deoarece pe langa fluxul de jenti mai intervine si fluxul de scule. Deasemenea, pentru facilitarea autocentrarii sculei in fante se impune introducerea in constructia broselor a unui element compliant, iar in constructia masinii de brosat a unor miscari de reglare ale directiei de atac.

Utilajul conceput pentru implementarea tehnologiei de brozare are constructia prezentata in Fig. 7.23. El se compune din batiul B, o masa rotativa MR, o sanie orizontala SH, o sanie inclinabila SI, un modul de orientare MO, un cap de forta CF si o magazie de scule MS in care pot fi introduse sase brose diferite S.

Sistemul de actionare al masinii de brosat este electro-hidro-pneumatica. Centrala hidraulica CH este amplasata in interiorul batiului. Pompa centralei este actionata de catre motorul electric ECH. Sania SH este antrenata de catre motorul electric EH, iar imobilizarea ei pe ghidaje, la capatul cursei de reglare pe directia X, se realizeaza datorita dispozitivului de blocare cu pene DBH, actionat hidraulic de catre cilindrul CH2. Similar este rezolvata antrenarea saniei SI de catre motorul electric EI, blocarea pe ghidaje la capatul cursei de reglare pe directia Z fiind asigurata de catre dispozitivul de blocare DBI sub actiunea cilindrului hidraulic CH3. Modulul de orientare este actionat electric de la motorul EO. Capul de forta se deplaseaza intre limitatoarele de cursa LC1 si LC3 sub actiunea cilindrului hidraulic CH1. Intrucat fluxul de jenti prin utilajul de brosat este acelasi ca si la masina de frezat (Fig. 7.13), masa rotativa este reutilizata cu sistemul sau de actionare, respectiv cilindri pneumatici CP1 si CP2 si motoarele electrice EMR si ED.



Magazia de scule este antrenata electric de la motorul EMS, rotirea facandu-se cu cate un pas unghiular de $2\pi / 6$ la fiecare schimbare a codului de model. Scoaterea unei scule din capul de forta se realizeaza cu cilindrul pneumatic CP3, iar incarcarea unei scule noi se efectueaza cu cilindrul pneumatic CP4. Toate motoarele amintite sunt incluse in module de actionare flexibile, fiind prevazute cu microintreruptoare, limitatoare de cursa, sau traductoare de rotatie dupa caz. Aparatura de distributie si control hidraulic respectiv pneumatic este pozata pe panoul PH, respectiv PP.

Structura sistemului mecanic si de actionare permite masinii de brosat bavura sa efectueze urmatoare miscari:

- ① Miscarea de deschidere-inchidere a dispozitivului de lucru DL, in vederea evacuarii jentii prelucrate si instalarea semifabricatului.
- ② Miscarea de rotire a platoului PL, in vederea preschimbarii dispozitivelor existente in postul de servire P_i respectiv in postul de lucru P_{ii} .
- ③ Miscarea de fixare a platoului pe durata brosarii si de eliberare a platoului pe durata rotirii.
- ④ Miscarea de transfer a brosei din capul de forta in magazia de scule, urmata de un retur in gol.
- ⑤ Rotirea capului revolver al magaziei cu un pas pentru aducerea sculei urmatoare in postul de transfer.
- ⑥ Miscarea de trecere a brosei noi din magazie in capul de forta, urmata de returul in gol.
- ⑦ Miscarea principala de aschiere a sculei in lungul axei Z si returul.
- ⑧ Rotirea jentii cu pasul unghiular de $2\pi / n_r$ pentru pozitionarea succesiva a fantelor in raport cu scula.
- ⑨ Miscarea de deblocare si de blocare a saniei orizontale.
- ⑩ Translatia saniei orizontale in vederea pozitionarii brosei in raport cu jeanta pe directia axei X.
- ⑪ Miscarea de deblocare si de blocare a saniei inclinabile.
- ⑫ Translatia saniei inclinabile in vederea pozitionarii brosei in raport cu jeanta pe directia axei Z.
- ⑬ Miscarea de orientare a sculei, necesara pentru aducerea axei de lucru Z pe directia de atac.

Sistemul de comanda al utilajului este de tip secvential, asigurand pornirea si oprirea miscarilor in succesiunea impusa de itinerarul tehnologic stabilit pentru fiecare cod de model in parte. Aceasta succesiune este inscrisa in software-ul de conducere, iar calculatorul de proces le executa numai acele rutine de program care corespund codului de model. Si in acest caz s-a prevazut, ca in functie de etapa de asimilare a liniei flexibile, codul de model sa poate fi achizitionat fie prin contributia operatorului uman, fie de la sistemul de prelucrare al imaginii captata de catre camera video.

Pentru lansarea masinii de brosat in ciclul de lucru este necesar sa fie indeplinite urmatoarele trei conditii:

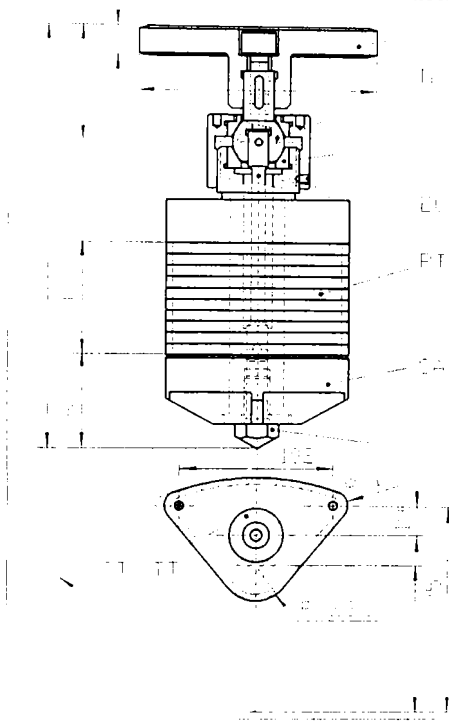
1. sa fie terminata fixarea semifabricatului in dispozitivul de lucru al postului P_i ;
 2. sa fie terminata efectuarea celor n_r de curse duble de catre capul de forta al utilajului;
 3. sa fie achizitionata codul de model m al semifabricatului instalat.
- Nici in acest caz nu conteaza ordinea de indeplinire a conditiilor, ultima realizata declansand ciclul.

Deoarece masina de brosat trebuie sa lucreze prin impingere, pentru adaptarea sculei la abaterile de pozitie ale fantelor s-a impus necesitatea elaborarii unor brose compliant. Constructia acestor scule se prezinta in continuare.

7.2.2.1 Conceptia broselor compliante

Din descrierea masinii de brosat bavura se desprind urmatoarele cerinte legate de scule:

1. pentru fiecare cod de model trebuie prevazuta o scula;
2. profilul taisului trebuie sa reproduca geometria muchiei portbavura din planul de proiectie perpendicular pe directia de atac;
3. trebuie sa fie posibila reascutirea cat mai usoara;
4. sculele trebuie sa asigure perforarea bavurilor in forma de membrana;
5. elementul de fixare trebuie sa permita includerea broselor in fluxul de scule;
6. trebuie asigurata autocentrarea partii active a brosei in raport cu fantele jentii.



Solutia constructiva adoptata pentru indeplinirea cerintelor din sus este ilustrata in Fig. 7.24.

Partea activa a sculei este constituita din elementul de perforare EP, corpul de atac CA, placile taietoare PT si o placa de calibrare. Corpul de atac este prevazut cu trei taisuri pentru crestarea bavurii. Acestea sunt dispuse radial pe conul de atac. Elementele partii active sunt profilate si stranse prin intermediul elementului perforator pe tija tubulara TT, formand un pachet rigid. Orientarea relativa a elementelor profilate este asigurata de stifturile ST.

Rolul elementului de fixare a brosei in capul de forta al utilajului si in magazia de scule este implinit de catre sania dreptunghiulara SA.

Legatura partii active cu sanie este materializata in parte datorita articulatiei sferice dintre nuca sferica NS si bucatia de fixare BC, iar pe partea alta datorita conexiunii elastice avand ca element compliant bara EC. Aceasta legatura permite autocentrarea sculei fata de fante datorita posibilitatii de

rotire a partii active in jurul centrului de complianta creat in centrul nucii sferice.

7.2.2.2 Definirea ciclurilor masina la celula de debavurat prin bro sare

Masina de brosat indeparteaza bavura din fantele jentii in mod succesiv. Pentru stabilirea timpului necesar in acest scop trebuie avut in vedere timpul consumat la debavurarea unei singure fante (Tab. 7.12).

TAB. 7.12

NR.	DENUMIREA SECVENTEI IMPLICATE	DURATA [s]
1	Coborarea capului de forta (cursa de bro sare)	1
2	Ridicarea capului de forta (cursa de retragere)	1
3	Rotirea jentii cu unghiul $2\pi / n_f$ (divizarea)	1
-	Durata totala a prelucrarii ferestrei T_f	3

Tinand seama de deosebirile datorate numarului de ferestre existente, duratele de prelucrare ale jentilor ($T_J = n_f T_f$) sunt specificate in Tab. 7.13.

TAB. 7.13

NR.	NUMARUL FANTELOR PE JEANTA n_f	DURATE DE PRELUCR. T_J [s]
1	5	15
2	6	18
3	8	24
4	10	30

Pentru efectuarea miscarilor de intretinere a fluxului de jenti si a fluxului de scule, precum si pentru executarea miscarilor legate de reglarea directiei de atac a sculei, sunt necesare secventele enumerate in Tab. 7.14.

TAB. 7.14

NR.	DENUMIREA SECVENTEI	DURATA [s]	OBSERVATIE
1	Introducerea (si evacuarea) unei jenti (rotirea+blocarea+deblocarea platoului)	4	Se suprapune cu fazele 2, 3, 4
2	Trecerea brosei in magazia de scule	1	
3	Rotirea capului revolver cu un pas	3	
4	Trecerea brosei in capul de forta	1	
5	Deplasarea saniei orizontale pe directia X cu 100 mm (cu deblocare si blocare)	2	
6	Deplasarea saniei inclinabile pe directia Z cu 100 mm (cu deblocare si blocare)	2	
7	Reorientarea sculei cu 10^0	2	

Avand in vedere observatia din prima linie a tabelului rezulta, ca la prelucrarea unei jenti se consuma un timp auxiliar $T_A = 1 + 3 + 1 + 2 + 2 + 2 = 11$ s. Timpul auxiliar este independent de numarul fantelor. Prin adunarea lui T_A cu duratele de prelucrare din Tab. 7.13, pentru utilajul de brosat se deduc patru cicluri masina cu duratele precizate in Tab. 7.15.

TAB. 7.15

i	NUMARUL FANTELOR PE JEANTA n_f	DURATELE CICL. MASINA T_i [s]
1	5	26
2	6	29
3	8	35
4	10	41

Se observa, ca duratele ciclurilor masina in cazul utilajului de brosat au valori apropiate cu duratele stabilite pentru ciclurile masina ale utilajului de frezat (Tab. 7.7), fara a fi insa identice. Cauzele care determina aceste diferentieri la cele doua procedee de debavurare sunt desigur diferite. In cazul frezarii duratele ciclurilor masina erau influentate atat de catre numarul fantelor cat si de catre numarul axelor de lucru ale capului de frezare flexibil multi-ax. In cazul brosarilor duratele ciclurilor depind numai de n_f .

Desi brosarea constituie un procedeu tehnologic mai productiv decat frezarea (tocmai pe acest considerent se bazeaza prelucrarea succesiva a fantelor), trebuie remarcat dezavantajul legat de dependenta sculelor de codul de model al jentii. Aceasta dependenta obliga schimbarea sculei dupa fiecare jeanta prelucrata, lungind duratele ciclurilor masina.

7.2.2.3 Fluxul optim de jenti al liniei flexibile in cazul debavurarii prin brosare

Comparand duratele T_i ($i = 1, 2, 3, 4$) stabilite pentru cele patru cicluri masina ale utilajului de brosat cu durata T_U a tactului de obtinere al turnatelor se deduce, ca prelucrarea jentilor cu $n_r = 5$ sau 6 conduce la economii de timp in raport cu turnarea iar prelucrarea jentilor cu $n_r = 8$ sau 10 conduce la pierderi de timp.

Pentru mentinerea liniei flexibile (Fig. 7.12) in tactul impus si in acest caz este de dorit organizarea fluxurilor de piese astfel, incat pierderile de timp sa nu depaseasca economiile.

In cazul procedurii de debavurare prin brosare in modelul matematic de organizare al fluxurilor amintite pot fi incluse numai doua conditii si anume:

1. conditia de negativitate a functiei obiectiv (7.25) si;
2. conditia de egalitate a numarului de cochile din care rezulta fluxul de piese cu numarul masinilor de turnat existente in turnatorie (7.26).

Grupand aceste conditii modelul problemei rezulta in forma:

$$\begin{cases} \sum_{i=1}^4 p_i T_i \leq T_M \\ \sum_{i=1}^4 p_i = 6 \end{cases} \quad (7.33)$$

Avand numai doua relatii si patru necunoscute p_i ($i = 1, 2, 3, 4$), sistemul de mai sus este nedeterminat. Pentru gasirea solutiilor bazice in numere intregi, a fost intocmit programul PROG. 7.3. Acesta este asemanator structurat cu PROG. 7.2, deosebirea constand in aceea ca s-a renuntat la variabila de control k (v. (7.28)), deoarece schimbarea capului de frezare in cazul brosarilor nu are sens.

PROG. 7.3

```

1 REM "PROG.7.3: Stabilirea modalitatilor de distribuire a 6
masini de turnat pe 4 tipuri de cochile in cazul debavurarii prin
brosare"
10 DATA 26,29,35,41,180,1
20 READ T1,T2,T3,T4,Tm,i
30 DIM A(25,5)
50 FOR d=0 TO 6
60 FOR c=0 TO 6
70 FOR b=0 TO 6
80 FOR a=0 TO 6
85 LET s=a+b+c+d
90 IF s=6 THEN LET sp=a*T1+b*T2+c*T3+d*T4
95 IF s=6 THEN GO TO 110
100 IF sp=Tm THEN GO SUB 170
110 NEXT a
120 NEXT b
130 NEXT c
140 NEXT d
160 GO TO 180
170 LET A(6,1)=i: LET A(6,2)=a: LET A(6,3)=b: LET A(6,4)=c:
LET A(6,5)=d: LET i=i+1: RETURN
180 FOR m=1 TO i-1
190 PRINT A(m,1);A(m,2);A(m,3);A(m,4);A(m,5)
200 NEXT m
210 STOP

```

Caracteristicile acestui program sunt:

- lungimea..... 5113 bytes;
- timpul de calcul pana la monitorizarea rezultatelor..... 15 sec;
- compatibilitate cu calculatoarele..... TIM - S; PC - 486.

PROG. 7.3 furnizeaza pentru problema urmarita aici un numar de 21 de solutii distincte, corespunzator aceluasi numar de posibilitati in care pot fi distribuite cochilele cu diferite numere n_r de miezuri pe utilajele de turnat existente. Codurile de distributie respective sunt trecute pe liniile tabelului Tab. 7.16 in dreptul coloanelor p_i . Se constata, ca pentru 7 distributii fluxul trebuie alcatuit din jenti cu $n_r = 5$ si 6, dar la celelalte 14 fluxuri intervin si jenti cu n_r mai mare.

Sunt de remarcat patru coduri de distributie **4 0 1 1**, **2 3 0 1**, **2 2 2 0** si **0 5 1 0** care anuleaza functia obiectiv. Acestora le corespund fluxurile de maxima eficienta in cazul indepartarii bavurilor prin brosare.

TAB. 7.16

Nr. sol.	p_1 [buc]	p_2 [buc]	p_3 [buc]	p_4 [buc]	$\sum_{i=1}^4 p_i T_i$ [s]	$T_M - \sum_{i=1}^4 p_i T_i$ [s]	n_r din flux
1	6	0	0	0	156	24	5
2	5	1	0	0	159	21	5+6
3	5	0	1	0	165	15	5+8
4	5	0	0	1	171	9	5+10
5	4	2	0	0	162	18	5+6
6	4	1	1	0	168	12	5+6+8
7	4	1	0	1	174	6	5+6+10
8	4	0	2	0	174	6	5+8
9	4	0	1	1	180	0	5+8+10
10	3	3	0	0	165	15	5+6
11	3	2	1	0	171	9	5+6+8
12	3	2	0	1	177	3	5+6+10
13	3	1	2	0	177	3	5+6+8
14	2	4	0	0	168	12	5+6
15	2	3	1	0	174	6	5+6+8
16	2	3	0	1	180	0	5+6+10
17	2	2	2	0	180	0	5+6+8
18	1	5	0	0	171	9	5+6
19	1	4	1	0	177	3	5+6+8
20	0	6	0	0	174	6	6
21	0	5	1	0	180	0	6+8

TAB. 7.17

NR DISTR	NR. VAR. DE FLUX	n_r					
		MTP1	MTP2	MTP3	MTP4	MTP5	MTP6
1	1.1	5	5	5	5	5	5
2	2.1	5	5	6	5	5	5
3	3.1	5	5	8	5	5	5
4	4.1	5	5	10	5	5	5
5	5.1	5	6	6	5	5	5
6	6.1	5	6	8	5	5	5
7	7.1	5	6	10	5	5	5
8	8.1	5	8	8	5	5	5
9	9.1	5	8	10	5	5	5
10	10.1	6	6	6	5	5	5
11	11.1	6	6	8	5	5	5
12	12.1	6	6	10	5	5	5
13	13.1	6	8	8	5	5	5
14	14.1	6	6	6	6	5	5
15	15.1	6	6	8	6	5	5
16	16.1	6	6	10	6	5	5
17	17.1	6	8	8	6	5	5
18	18.1	6	6	6	6	6	5
19	19.1	6	6	8	6	6	5
20	20.1	6	6	6	6	6	6
21	21.1	6	6	8	6	6	6

Tinand cont de definirile date in Tab. 7.15 ciclurilor masina cu duratele T_i ($i = 1, 2, 3, 4$), codurile de distributie obtinute pentru cazul debavurarii prin bro sare (Tab. 7.16) permit organizarea atelierului de turnare pentru toate fluxurile de jenti capabile sa mentina linia in durata de tact impusa T_U .

Astfel, admitand ca sania transportoare SA evacueaza turnatele in ordinea numerotarii masinilor de turnat (Fig. 7.12), deci de la MTP1 spre MTP6 in mod repetitiv, din fiecare cod de distributie rezulta o singura varianta de flux, in care sunt combinate jenti cu numere de fanta diferite.

Aceste variante sunt enumerate in Tab 7.17, fiind indicata numarul fantelor cu care trebuie sa rezulte jentile de la fiecare masina de turnat. In acest mod, fiecare linie a tabelului reprezinta un plan de amplasament al cochilelor pe masinile turnatorii, care trebuie respectat in vederea obtinerii fluxului dorit. In cadrul unui flux dat avanseaza intr-o anumita ordine 6 coduri de model. In aceasi ordine trebuie sa fie instalate brosele in capul revolver al magaziei de scule.

Si in acest caz trebuie amintit, ca organizarea unui anumit flux depinde de cererea pietii si este necesar sa fie facuta in corelatie cu aceasta. Interesul producatorului de jenti este de a le incadra comenzile in fluxuri de maxima eficienta (cu $F = 0$). S-a aratat, ca oferta acestor fluxuri cuprinde 4 variante conform planurilor de organizare specificate in Tab. 7.17 pe liniile 9, 16, 17 si 21. Numai daca alegerea anterioara nu este posibila se va trece la adoptarea altor fluxuri in ordinea cresterii functiei F , dar eficienta liniei flexibile va scadea deoarece masina de debavurat va ramane subincarcata.

Pentru impiedicarea perturbarii tactului de turnare din cauza vitezei variabile cu care are loc bro sarea si in acest caz se impune ca sania SA (Fig. 7.12) sa asigure rolul de tampon. Timpul cel mai mic in care sania SA trebuie sa preia primul turnat cu $n_r = 5$ dupa depunerea in flux a turnatului cu $n_r = 10$ rezulta pentru distributia **4 0 1 1** si corespunde planului de amplasament specificat pe linia 9 in Tab. 7.17. Acest timp este:

$$T_{\min} = T_U - (T_3 + T_4 - 2 \cdot T_U) = 3 \cdot T_U - (T_3 + T_4) = 3 \cdot 30 - (35 + 41) = 14 \text{ [s]} \quad (7.34)$$

Daca jeanta cu 10 fante este turnata pe masina MTP3 conform aranjamentului de cochile specificat in Tab. 7.17, atunci aplicand relatia (7.31), viteza saniei rezulta $v_{SA} \geq 0.6$ m/s. Pe de alta parte, pentru preluarea turnatelor din masinile cele mai indepartate (MTP6 si MTP1) in timpul de $T_U - (T_1 + T_p) = 30 - (2 + 2) = 26$ s este necesara o viteza $v_{SA} = 0.8$ m/s. Este evident, ca pentru functionarea tamponului se cere adoptarea vitezei mai mari.

Se poate concluziona, ca si in cazul bro sarii jentilor exista o oferta larga de fluxuri pentru a mentine linia flexibila in tactul impus. S-a evidentiat insa, ca alegerea unui anumit flux din paleta de oferte reclama indeplinirea a trei cerinte independente de utilajul de debavurat:

- prevederea tamponului (asigurarea vitezei la sanie);
 - incadrarea judicioasa a comenzilor de jenti in fluxurile disponibile cu $F \geq 0$;
 - asigurarea ordinii de instalare a tipurilor de cochile pe masinile de turnat.
- Cea de a doua cerinta trebuie solutionata in acord cu valorile specificate pentru functia F in Tab. 7.16, iar pentru indeplinirea ultimei cerinte trebuie respectate planurile de instalare ale cochilelor, asa cum au fost specificate in Tab. 7.17.

O cerinta suplimentara este legata de ordinea de instalare a broselor in magazia de scule, astfel ca sa fie respectata succesiunea codurilor de model ale jentilor introduse pe flux.

7.2.3 Compararea liniilor de fabricat jenti in cele doua variante de debavurare

Conform celor prezentate in subcapitolul 7.2 se poate afirma, ca in ambele variante de debavurare studiate, linia flexibila de fabricat jenti satisface cerintele temei privind respectarea duratei de tact medie de 30 s, adaptandu-se in acelasi timp flexibil la codul de model al jentii.

Deasemenea, ambele utilaje concepute raspund necesitatii de a fi servite atat de catre operator uman cat si de catre robot in functie de etapa de asimilare a liniei (fara sau cu camera video).

Pentru compararea obiectiva a liniilor de fabricatie rezultate in urma implementarii uneia sau alteia dintre procedeele de debavurare elaborate se pot folosi criteriile si indicatorii de calitate din Tab. 7.18.

TAB. 7.18

NR	CRITERIUL DE COMPARARE	VARIANTA DE DEBAVURARE	
		FREZARE	BROSARE
1	Gradul de mob. al utilajului	9	13
2	Sist. de actionare	electric+pneumatic	electric+hidraulic+pneumat.
3	Scule necesare	Scule standard	Scule uncat
4	Modul de adaptare la codul de model	Prin software (flexibil)	Prin profilul sculei (rigid)
5	Nr. de fluxuri eficiente posibile	43	21
6	Activitati manuale pt. organizarea fabricatiei in flux	Instalarea ordonata a cochilelor	Instalarea ordonata a cochilelor si a broselor
7	Modalitati de reasc. a sculelor	Centralizat	Unicat

Admitand de preferat echipamentul tehnic pentru care sunt indeplinite conditiile:

- sa aiba grad de mobilitate mai mic;
- sa aiba sistem de actionare mai simplu;
- sa utilizeze scule tipizate;
- sa se adapteze mai usor la sarcina tehnologica;
- sa permita mai multe posibilitati de utilizare;
- sa necesite cat mai putine interventii manuale;
- sa fie cat mai economica intretinerea si mentinerea in buna functionare,

indicatorii de calitate enumerati pun in avantaj procedeul debavurarii prin frezare a jentilor. Trebuie accentuat faptul, ca avantajele rezultate in favoarea debavurarii prin frezare se datoresc prelucrarii simultane a fantelor cu ajutorul capului de frezare flexibil multiax (v. paragraful 7.2.1.2). Controlul conducerii acestui cap de forta a impus necesitatea unei tehnici de conducere cu sistem de inteligenta artificiale mai evoluata (v. structura de comanda a generatorului de traiectorie (Fig. 7.22)). Fara gasirea acestor solutii, frezarea nu putea fi luata in considerare din cauza baremului mic de timp.

Cele doua aplicatii dezvoltate in prezentul subcapitol evidentiaza, ca prin subordonarea sistemului flexibil de fabricatie calculatorului de proces, controlul succesiunii si al desfasurarii in timp a miscarilor devine eficient. Acest fapt permite organizarea optima a fluxului de piese, crescand gradul de utilizare al echipamentului si determinand in final cresterea capacitatii de productie.

8. CONCLUZII FINALE

Trecerea producției industriale de pe utilajele tehnologice tradiționale pe celele și sisteme de fabricație flexibile controlate de calculator, reprezintă trăsătura directoare a evoluției tehnice contemporane.

Studiile de caz au evidențiat, că în țările avansate s-au înregistrat progrese importante și în automatizarea flexibilă a proceselor de producție din sectorul cald.

Integrarea unui sistem de fabricație automat, adaptabil la schimbările sarcinilor de producție și adecvat cerințelor tehnologice ale momentului, necesită o dotare tehnică diferențiată pe aplicații.

Datorită complexității problemei, abordarea ei unitară este imposibilă. Acest fapt a impus structurarea lucrării pe obiectivele propuse în cap. 3, dintre care unele au caracter mai general:

1. sinteza optimă a mecanismelor pentru dispozitive flexibile;
 2. sinteza manipuletoarelor sincrone cu sistem de comandă master-slave;
 3. sinteza optimă a traiectoriilor de manipulare;
- iar altele sunt specializate pe aplicații concrete:
4. capete de lucru flexibile;
 5. utilaje flexibile de debavurat;
 6. sinteza și programarea off-line a unor traiectorii de lucru;
 7. optimizarea fluxului de materiale în sistemele flexibile de turnat jenti pentru autoturisme.

Contribuțiile autorului la dezvoltarea temelor sus enumerate se referă la:

- 1.1 Conceperea dispozitivelor flexibile pentru sistemele robotizate pe baza mecanismelor generatoare de drepte, având în vedere că aceste structuri sunt adecvate din mai multe puncte de vedere (centrează precis, pot avea 2, 3 sau mai multe degete, permit apucarea interioară sau exterioară a obiectelor, pot fi acționate cu motoare liniare și necesită un sistem de comandă simplu);
- 1.2 Formularea condiției de generare exactă a drepte;
- 1.3 Stabilirea unei oferte de 15 variante structurale deduse din condiția 1.2;
- 1.4 Elaborarea metodelor de sinteză și analiză ale structurilor de la punctul 1.3;
- 1.5 Elaborarea unui algoritm unitarizat pentru aplicarea metodelor specificate la 1.4;
- 1.6 Intocmirea unui program expert de sinteză-analiză-simulare a mecanismelor pentru generarea exactă a dreptelor (PROG. 4.1);
- 1.7 Formularea concluziilor rezultate din analiza erorilor de traiectorie datorate abaterilor dimensionale ale elementelor mecanismului generator (LISTELE 4.1-4.8);
- 1.8 Definirea transformării pozitională izoprecisă a conexiunilor. Înlocuirea dreptei suport cu cerc suport;
- 1.9 Aplicarea transformării 1.8 la stabilirea unei oferte de 6 variante structurale de mecanisme articulate pentru generarea aproximativă a drepte;
- 1.10 Elucidarea legăturii existente între eroarea de traiectorie și erorile de suport la structurile aproximative de dreapta cu elemente articulate rigide;
- 1.11 Formularea unor metode pentru minimizarea erorilor de traiectorie (metoda egalizării abaterilor de suport, metoda creșterii frecvenței pozițiilor de egală situație, metoda deplasării suporturilor în consens);
- 1.12 Introducerea în metodologia de sinteză a balansierului a erorii de traiectorie maximă admisă;
- 1.13 Elaborarea metodelor de sinteză și analiză ale structurilor de la punctul 1.9;
- 1.14 Elaborarea unui algoritm unificat pentru aplicarea metodelor de la punctul 1.13;

- 1.15 Intocmirea unui program expert de sinteza-analiza-simulare a mecanismelor pentru generarea aproximativa a dreptelor (PROG.4.2);
- 1.16 Formularea concluziilor rezultate din analiza erorilor de traiectorie ale structurilor aproximatoare de dreapta (LISTELE 4.9-4.12);
- 1.17 Definirea transformarii pozitional izoprecise cu conexiuni elastice. Aproximarea dreptei suport cu parabola suport;
- 1.18 Aplicarea transformarii de la punctul 1.17 la alcatuirea unei oferte de 10 structuri compliant pentru generarea aproximativa a dreptei;
- 1.19 Elucidarea legaturii dintre eroarea de traiectorie si erorile de suport datorate compliantei;
- 1.20 Elaborarea metodelor de sinteza a conexiunilor de tipul consolei, culisei si manivelei elastice;
- 1.21 Includerea metodelor de la punctul 1.20 intr-un algoritm unificat;
- 1.22 Elaborarea unui algoritm unitarizat pentru sinteza si analiza mecanismelor cu structuri compliant;
- 1.23 Intocmirea unui program expert de sinteza-analiza-simulare a prehensoarelor compliant (PROG. 4.3);
- 1.24 Formularea concluziilor rezultate din analiza caracteristicilor mecanice ale prehensoarelor compliant, care preiau obiecte din pozitii avand erori de centrare (LISTELE 4.13-4.14);
- 1.25 Stabilirea amplasamentului adecvat al senzorialor in cazul strategiei de conducere in complianta activa.
- 2.1 Elucidarea facilitatilor sistemului de comanda master-slave pentru adaptarea manipuloarelor sincrone la cerintele automatizarii flexibile ale sectorului cald;
- 2.2 Elaborarea metodei de sinteza structural-geometrica pentru mecanismul generator de traiectorie al manipuloarelor sincrone;
- 2.3 Intocmirea programului de sinteza-simulare al lantului minimal (PROG.5.1);
- 2.4 Interpretarea rezultatelor de sinteza in cazul manipuloarelor sincrone indigene (LISTA 5.1);
- 2.5 Stabilirea metodologiei de sinteza cinetostatica a lantului slave dezvoltat;
- 2.6 Formularea algoritmilor de sinteza a functiilor de pseudocomanda-comanda;
- 2.7 Intocmirea programului de sinteza-simulare a functiilor de la punctul 2.6 (PROG.5.2);
- 2.8 Simularea cinematica a lantului slave (LISTELE 5.2-5.5);
- 2.9 Formularea concluziilor referitoare la implementarea in structura de comanda a buclilor de reactie in pozitie;
- 2.10 Formularea algoritmului de analiza statica a lantului slave;
- 2.11 Intocmirea programului de analiza statica (PROG. 5.3);
- 2.12 Interpretarea rezultatelor de analiza statica (LISTA 5.6);
- 2.13 Formularea algoritmului de analiza cinetostatica a lantului slave;
- 2.14 Intocmirea programului de analiza cinetostatica (PROG. 5.4);
- 2.15 Simularea cinetostatica a lantului slave (LISTELE 5.7-5.8);
- 2.16 Formularea concluziilor privitoare la implementarea in structura de comanda a buclilor de reactie in forta;
- 2.17 Stabilirea metodologiei de sinteza a mecanismului master;
- 2.18 Stabilirea solutiei constructive a axei de comanda (generarea reactiei tactile, limitarea unghiului de comanda, echilibrarea lantului master);
- 2.19 Descrierea protectiei la suprasarcina si a metodologiei de calibrare a manipuloarelor cu comanda master-slave;

- 3.1 Definirea traiectoriilor de manipulare prin intermediul segmentelor de acces la punctele de precizie ale celulei flexibile si a arcelor de curba osculatoare;
- 3.2 Modelarea traseelor racordate in plan;
- 3.3 Modelarea traseelor racordate in spatiu;
- 3.4 Formularea algoritmului de sinteza a unei varietati de trasee continue intre doua puncte de precizie date;
- 3.5 Definirea functiilor conforma locala si globala;
- 3.6 Formularea algoritmului de selectare a traseului optim, care cu lungime minima sa permita ocolirea obstacolelor;
- 3.7 Intocmirea programului de sinteza-simulare a traseelor continue (PROG. 6.1);
- 3.8 Simularea unei varietati de trasee continue si selectarea celui optim (LISTA 6.1);
- 3.9 Formularea concluziilor privind programarea off-line in coordonate robot a unei retele de transfer optimizat.

- 4.1 Elaborarea a 4 capete de forta pentru efectuarea unor operatii in sectorul cald cu manipolatoare sincrone;
- 4.2 Folosirea avansului sferic in conceptia unui cap de frezare flexibil;
- 4.3 Modelarea cuplarii miscarilor la capul de frezare cu avans sferic;
- 4.4 Sinteza functiilor de comanda pentru realizarea avansului sferic;
- 4.5 Intocmirea programului de sinteza-simulare a miscarii sculei si a functiilor de comanda necesare (PROG. 7.1)
- 4.6 Formularea concluziilor desprinse din simularea avansului in coordonate operationale (Fig.7.20) si a functiilor de comanda in coordonate robot (Fig.7.21). Decuplarea miscarii principale de miscarile de avans;
- 4.7 Intocmirea structurii de comanda pentru asigurarea avansului constant pe dinte;
- 4.8 Elaborarea conceptiei pentru 3 capete de frezare flexibile multi-ax.

- 5.1 Analiza jentilor turnate pentru autoturisme. Codificarea modelelor;
- 5.2 Elaborarea tehnologiei de debavurare a jentilor;
- 5.3 Conceperea utilajului de debavurat prin frezare;
- 5.4 Conceperea utilajului de debavurat prin brozare;
- 5.5 Definirea variantelor ciclului de lucru in cazul debavurarii prin frezare;
- 5.6 Definirea variantelor ciclului de lucru in cazul debavurarii prin brozare;
- 5.7 Stabilirea duratelor pentru variantele ciclului de frezare;
- 5.8 Stabilirea duratelor pentru variantele ciclului de brozare.

- 6.1 Exprimarea unitara prin ecuatii parametrice a muchiiilor portbavura;
- 6.2 Intocmirea programului de sinteza-simulare a traiectoriilor de lucru necesare la debavurarea jentilor (PROG. 6.2);
- 6.3 Simularea traiectoriilor de lucru in coordonate carteziane.

- 7.1 Definirea functiei obiectiv a fluxurilor de jenti din linia flexibila de turnare;
- 7.2 Modelarea matematica a fluxurilor eficiente in cazul debavurarii prin frezare;
- 7.3 Intocmirea programului de stabilire a fluxurilor eficiente la debavurarea prin frezare (PROG. 7.2);
- 7.4 Stabilirea fluxurilor de maxima eficienta la debavurarea prin frezare;
- 7.5 Introducerea tamponului pentru asigurarea tactului mediu al liniei de turnare;
- 7.6 Intocmirea planului de alocare optim a cochilelor pe masinile de turnat in cazul debavurarii prin frezare;
- 7.7 Modelarea matematica a fluxurilor eficiente in cazul debavurarii prin brozare;

- 7.8 Intocmirea programului de stabilire a fluxurilor eficiente la debavurarea prin brozare (PROG. 7.3);
- 7.9 Stabilirea fluxurilor de maxima eficienta la debavurarea prin brozare;
- 1.10 Determinarea vitezei necesare la tampon pentru respectarea tactului mediu;
- 7.11 Intocmirea planului de alocare optim a cochilelor pe masinile de turnat in cazul debavurarii prin brozare;
- 7.12 Analiza comparativa a liniilor de turnat jenti si stabilirea variantei optinale.

Se mentioneaza, ca si contributiile la intelegerea si dezvoltarea roboticii in general si a sistemelor flexibile robotizate in particular, cele peste 50 de lucrari stiintifice publicate de autor singur sau in colaborare in diferite reviste si volume ale simpozioanelor de specialitate.

Majoritatea rezultatelor muncii de cercetare descrise in aceasta lucrare au fost valorificate in cadrul unui numar de 10 contracte cu industria [147]-[156], sub forma de studii si proiecte.

Unele obiective tehnice au fost executate, incercate si omologate. Din aceasta categorie se amintesc:

- O familie de 3 manipuloare sincrone indigene: MS-200, MS-500, MS-1000;
- Un set de 4 capete de forta pentru operatii de lucru in sectorul cald;
- Mai multe dispozitive de prehensiune, precum sunt: Prehensorul dublu pentru celula flexibila de prelucrat arbori (Intr. Electromotor Timisoara), Prehensorul adaptiv triplu pentru celula flexibila de prelucrat forjate pentru roti dintate (Intr. de autoturisme Timisoara) Prehensorul pentru celula flexibila de prelucrat scuturi (Laboratorul de robotica Univ. Politehnica Timisoara);
- Celula flexibila de debavurat traverse (IMMUM Baia Mare);
- Celula flexibila de demaselotat piese turnate (IMMUM Baia Mare);
- Brosa complianta pentru celula flexibila de debavurat jenti turnate de autoturisme (SC Stimel SRL Timisoara).

Studiile si proiectele unor obiective precum:

- Celula flexibila de matritat semifabricate pentru roti dintate si racleti pentru transportoare (Intr. UNIO Satu Mare);
- Celula flexibila de debavurat jenti turnate pentru autoturisme (STIMA SRL Italia); au fost avizate favorabil de beneficiarii lucrarilor si predate spre executie.

_____ o o o _____

9. BIBLIOGRAFIE

- [1] ANDRASIU M.: Metode de decizii multicriteriale. Ed. Tehn., Bucuresti, 1986;
- [2] ANTONESCU P., ANTONESCU O.: Contributions to the geometric-kinematic calculus of the orientation mechanism of robots. Ninth World Congress on the theory of Machines and Mechanism, vol. 3, Milano, 1995;
- [3] ARTOBOLEVSKI I. I.: Theorie des mecanismes et des machines. Ed. MIR, Moscova, 1977;
- [4] ARTOBOLEVSKI I. I.: Les mecanismes et dans le technique modern. Vol.1 - 6. Ed. MIR, Moscova, 1976 - 1978;
- [5] BICKER R.: Simulation of a single axis master-slave manipulator system. Eighth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Prague, 1991
- [6] BALAN ST.: Complemente de mecanica teoretica. EDP, Bucuresti, 1975;
- [7] BICKER R., GLENNIE D., OW S. M.: Shared Control in Telerobotics. Ninth World Congress on the theory of Machines and Mechanism, vol. 3, Milano, 1995;
- [8] BOSTAN I., DULGHERU V.: Mecanisme de actionare precesionale pentru roboti industriali. Al 13-lea Simp. nat. de robotica, Resita, 1996;
- [9] BURMESTER L.: Lehrbuch der kinematik. Verlag von Arthur Felix, Leipzig, 1888;
- [10] BURDAKOV S. F., DIACENKO V. A., TIMOFFEEV A. N.: Proiectirovanie manipulatorov. Visceaia scola, Moscova, 1986;
- [11] BUZATU C., POPA E. I., NOVAC GH.: Sisteme flexibile de prelucrare prin aschiere. Ed. Tehn. Bucuresti, 1993
- [12] BUHLER H.: Reglage per mode de glissement. Presses Polytechniques Romandes, Lausanne, 1986;
- [13] CRAIG J. J.: Introduction to robotics. Addison-Wesley Publishing Company, USA, 1991;
- [14] CERNOUSIKO F. L., BOLOTNIK N. N., GRADETSKY V. G.: Manipulationie roboti. Ed. Nauka, Moscova, 1989;
- [15] CERNORUTKII G. S., SIBRIN A. P., JABREEV V. S.: Slediascie sistemi avtomaticheskikh manipuleatorov. Ed. Nauka, Moscova. 1987;
- [16] CRUDU M., VARGA ST.: Analiza cinematica a grupelor cinematice de clase superioare prin calcul automatizat. PRASIC, Brasov, 1986;
- [17] COJOCARU G., KOVACS FR.: Robotii in actiune, vol. 1-2. Ed. Facla, Timisoara, 1985-1986;
- [18] CZESNALOVITCH E: Vederea artificiala. Tempus JEP 3517, UTT, 1995;
- [19] DAVIDESCU A., GLIGOR O., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., IAROSEVITS M., GRUESCU C.: Modul de comanda adaptiv pentru roboti industriali. Al 8-lea Simp. nat. de roboti industriali, Cluj-Napoca, 1988;
- [20] DAVIDESCU A., GLIGOR O., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., IAROSEVITS M., GRUESCU C.: Modul de programare prin conducere directa pentru roboti industriali. Al 8-lea Simp. nat. de roboti industriali, Cluj-Napoca, 1988;
- [21] DAVIDESCU A., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., IAROSEVITS M.: Rezolvarea problemei inverse la familia de manipuloare sincrone. Simp. nat. de roboti industriali, Baia Mare, 1989;
- [22] DAVIDESCU A., IAROSEVITS M., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V.,

- MANIU IN., DIACONU A.: Stabilirea tipului actonarii unui manipulator sincron: Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [23] DAVIDOVICIU A., MOANGA A.: Roboti evoluati si automatizari flexibile. Ed. Tehn. Bucuresti, 1985;
- [24] DAVIDOVICIU A., DRAGANOIU GH., MOANGA A.: Modelarea, simularea si comanda manipuloarelor si robotilor industriali. Ed. tehn. Bucuresti, 1986;
- [25] DEACU L., BANABIC D., RADULESCU M. M., RATIU C.: Tehnica hidraulicii proportionale. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1989;
- [26] DEMIAN T.: Elemente constructive de mecanica fina. EDP, Bucuresti, 1980;
- [27] DEMIAN T., TUDOR D., CURITA I., NITU C.: Bazele proiectarii aparatelor de mecanica fina. Ed. Tehn., Bucuresti, 1984;
- [28] DEVENYI M., POPROCSI C.: A forgacs nekuli alakitas technologiaja es gepei. Muszaki konyvkiado, Budapest, 1991;
- [29] DIACONU A., VARGA ST., MANIU IN., MESAROS-ANGHEL V., IAROSEVITS M.: Controlul unui manipulator sincron si reactia de forta/moment. Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [30] DOLGA V.: Sinteza dimensionala a mecanismelor cu cuple cinematice elastice cu aplicatii la constructia dispozitivelor de complianta. Teza de doctorat. Universitate Tehnica Timisoara, 1992;
- [31] DRAGANESCU M., DAVIDOVICIU A. GEORGESCU I., TEODOSIE N.: Inteligenta artificiala si robotica. Ed. Acad. Bucuresti, 1983;
- [32] DRAGOS L.: Principiile mecanicii analitice. Ed. tehn. Bucuresti, 1976;
- [33] DRAGULESCU D., TOTH-TASCAU M.: Introducere in cinematica si dinamica robotilor, vol. 1-2. Centrul de multiplicare Univ. Politehnica Timisoara, 1993;
- [34] DRAGULESCU D., TOTH-TASCAU M., MOLDOVAN F.: Planificarea miscarii robotilor. Ed. Helicon Banat SA, Timisoara, 1994;
- [35] DUDITA FL., DIACONESCU D., GOGU GR.: Mecanisme articulate. Inventica cinematica. Ed. Tehn. Bucuresti, 1989;
- [36] DUDITA FL., DIACONESCU D.: Sinteza structurala a mecanismelor elementare de prehensiune destinate robotilor industriali. Al 4-lea Simp. nat. MTM si robotizarea IN INDUSTRIE, TIMISOARA, 1984;
- [37] DUDITA FL., DIACONESCU D.: Sinteza structurala a mecanismelor de transport destinate robotilor industriali. Al 4-lea Simp. nat. MTM si robotizarea in industrie, Timisoara, 1984;
- [38] Drevkin M. M., Sevastianov H. D.: Ocistka poverhnosti detalei metallicheskim peskom. Masinostroenie, Moscova, 1968;
- [39] ENGELBERGER F. J.: Greifer und Werkzeuge fur Industrieroboter. Werkstatt und Betrieb, 1981;
- [40] GHEORGHIU N., MESAROS-ANGHEL V., VARGA ST., KOVACS FR.: Dispozitivele de prehensiune ale robotului industrial REMT-2. Al 2-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1982;
- [41] GRABOWSKI R., HUDDLESTON T.: Using AutoCAD. Que Corporation, USA, 1991;
- [42] HANDRA-LUCA V.: Functiile de transmitere in studiul mecanismelor. Ed. Academiei, Bucuresti, 1983;
- [43] HANDRA-LUCA V., ARDELEAN I.: Determinarea abaterilor pozitionale ale

- mecanismelor de prindere si centrare. Al 4-lea Simp. nat. de roboti industriali, Timisoara, 1984;
- [44] HANDRA-LUCA V., MATIES V., BRISAN C., TIUCA T.: Roboti. Structura, Cinematica, caracteristici. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1996;
- [45] HARTENBERG R., DENAVIT S.: Kinematic Synthesis of Linkages. McGraw-Hill Book Company, New York-San Francisco-Toronto-London, 1964;
- [46] HOCK ST., JANOVSKY D.: Five Axis Milling Advances Die and Mould Making. European Production Engineering, Hanover, vol.4, 1992;
- [47] IAROSEVITS M., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., DAVIDESCU A.: O metoda de sinteza a tipului sistemului de actionare a robitilor industriali si a manipuloarelor. Al 8-lea Simp. nat. de roboti industriali, Cluj-Napoca, 1988;
- [48] IAROSEVITS M., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., DAVIDESCU A.: Despre echilibrarea maselor componentelor sistemelor mecanice ale robotilor industriali aflate in miscare dupa o directie verticala. Al 8-lea Simp. nat. de roboti industriali, Cluj-Napoca, 1988;
- [49] IONESCU G. D.: Teoria diferentiaa a curbelor si suprafetelor cu aplicatii tehnice. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1984;
- [50] IONITA N.: Elemente de mecanica automatelor si dinamica automatizarii proceselor industriale. Ed. Tehn. Bucuresti, 1985;
- [51] ISPAS V., POP I., BOCU M.: Roboti industriali. Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1985;
- [52] KOVACS FR.: Mecanisme cu cuple cinematice elastice (partea 1-2). SYROM, Bucuresti, 1985.
- [53] KOVACS FR.: Mecanism patrulater articulata plan cu cuple cinematice elastice si elementele specifice ale acestora. SYROM, Bucuresti, 1989;
- [54] KOVACS FR.: Analiza cinematico-cinetostatica a mecanismelor cu cuple elastice, avand biela rigida. SYROM, Bucuresti, 1989
- [55] KOVACS FR., COJOCARU G.: Manipuloare, roboti si aplicatiile lor industriale. Ed. Facla, Timisoara, 1982;
- [56] KOVACS FR., CRUDU M., PERJU D.: Mecanisme, vol 1- 2. Universitatea Tehnica Timisoara, 1992;
- [57] KOVACS FR., DOLGA V., BALU D.: Cercetari experimentale asupra unui mecanism cu cuple cinematice elastice din structura dispozitivelor de prehensiune. SYROM, Bucuresti, 1989;
- [58] KOVACS FR., GRIGORESCU S., RADULESCU C.: Sisteme de fabricatie flexibila robotizate, vol. 1-2. Centrul de multiplicare Univ. Politehnica Timisoara, 1994;
- [59] KOVACS FR., MESAROS-ANGHEL V., MURESAN ST.: Asupra utilizarii metodei Burmester de sinteza pozitionala la proiectarea mecanismelor de prehensiune care asigura centrarea. Al 3-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1983;
- [60] KOVACS FR., MESAROS-ANGHEL V., RUSU D.: Asupra utilizarii punctului Ball in sinteza unor mecanisme pentru dispozitivele de prehensiune care asigura centrarea. Al 3-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1983;
- [61] KOVACS FR., PERJU D., SAVII G.: Metode noi in sinteza mecanismelor. Ed. Facla, Timisoara, 1976;
- [62] KOVACS FR., MURESAN T., PERJU D., VARGA ST., DUMITRESCU C., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., MADARAS L., TANASE M.: Celula de

- fabricatie flexibila pentru matritarea la cald a unor semifabricate. Simp. nat. MERO, Bucuresti, 1987;
- [63] KOVACS FR., PERJU D., MURESAN T., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., DUMITRESCU C., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M., DIACONU A., CIUGUDEAN M., TANASE C.: Manipulator sincron MS-1000. Al 9-lea Simp. nat. de roboti industriali, Baia Mare, 1989;
- [64] KOVACS FR., PERJU D., VARGA ST.: Familia de manipuloatoare sincrone MaSinH pentru aplicatii tehnologice si de manipulare in sectoare calde (partea 1-2). Simp. nat. FORTUS, Iasi, 1989;
- [65] KOVACS FR., PERJU D., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M., DIACONU A., CIUGUDEAN I. TANASE C., DUMITRESCU C.: Manipulatorul sincron MS-200. Al 8-lea Simp. nat. de roboti industriali, Cluj-Napoca, 1988;
- [66] KOVACS FR., RADULESCU C.: Roboti industriali, vol. 1-2, UT Timisoara, 1992;
- [67] KOZIREV I. G.: Promislennie roboti. Masinostroenie, Moscova, 1983
- [68] KRAINEV A. F.: Slovare - spravocnik po mehanizmam. Masinostroenie, Moscova, 1987;
- [69] MANGERON D., IRIMICIUC N.: Mecanica rigidelor cu aplicatii in inginerie, vol. 1-2-3. Ed. tehn., Bucuresti, 1978-80-81;
- [70] MANIU IN., VARGA ST.: Mecanismul de pivotare al manipulatorului sincron MS-1000. Al 10-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1991;
- [71] MANIU IN., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V.: Consideratii privind analiza cinetostatica a mecanismelor cu actionare pneumatica din structura celei robotizate pentru orelucrat scuturi de motoare electrice. Al 4-lea Simp. nat. MTM si robotizarea in industrie, Timisoara, 1984;
- [72] MANIU IN., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M.: Criterii de alegere a echipamentului hidraulic de actionare si comanda pentru o familie de manipuloatoare sincrone. Al 8-lea Simp. nat. de roboti industriali, Cluj-Napoca, 1988;
- [73] MANIU IN., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M.: Instalatia hidraulica a manipulatorului sincron MS-1000. Al 9-lea Simp. nat. de roboti industriali, Baia Mare, 1989;
- [74] MANIU IN., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., PERJU D., KOVACS FR., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M., DIACONU A.: Actionarea hidraulica a unui manipulator sincron. Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [75] MANIU IN., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., DREUCEAN M.: Instalatia hidraulica a manipulatorului sincron MS-500. Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [76] MANIU IN., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., POMMERSHEIM A.: Bilant de debit in actionarea unui manipulator sincron. Al 6-lea Simp. nat. de roboti industriali, Brasov, 1986;
- [77] MANOLESCU N., KOVACS FR., ORANESCU A.: Teoria mecanismelor si a masinilor. EDP, Bucuresti, 1972;
- [78] MANSFIELD G., VIBET C.: Sinteza actionarilor hidraulice. Point en robotique, vol.2, Technique et Documentation, Paris, 1985;
- [79] MADARAS L., VARGA ST.: Motor volumic de moment mare pentru actionarea manipuloatoarelor si robotilor industriali. Al 10-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1991;

- [80] MERTICARU V., OPRISAN C., CIAUSU V.: Contributions on the optimal synthesis of mechanisms by associated positions. Ninth World Congress on the theory of Machines and Mechanism, vol. 1, Milano, 1995;
- [81] MESAROS-ANGHEL V.: Contributii la sinteza mecanismelor articulate aplicate in constructia dispozitivelor de prehensiune ale robotilor industriali. Teza de doctorat, UT Timisoara, 1991
- [82] MESAROS-ANGHEL V.: Cu privire la simplificarea laborioasei metode de sinteza pozitionala in cazul aplicarii la un dispozitiv de prehensiune ce asigura centrarea, partea 1-2-3. Al 13-lea Simp. nat. de robotica, Resita, 1996
- [83] MESAROS-ANGHEL V., VARGA ST., MANIU IN.: Segmente din curba centrelor utilizabile la sinteza mecanismelor patruleter cu pozitii extreme impuse. Al 4-lea Simp. nat. MTM si robotizarea in industrie, Timisoara, 1984;
- [84] MESAROS-ANGHEL V., VARGA ST., MANIU IN.: Utilizarea calculului automatizat in sinteza dimensionala, analiza cinematica si analiza cinetostatica a unui manipulator sincron. Al 5-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1985;
- [85] MESAROS-ANGHEL V., VARGA ST., MANIU IN., PERJU D., KOVACS FR., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M., DIACONU A.: Despre dispozitivele de prehensiune si orientare ale unui manipulator sincron pentru sectoare calde. Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [86] MESAROS-ANGHEL V., VARGA ST., MANIU IN.: Sinteza prin calcul automatizat a mecanismului patruleter generator de traiectorie considerand conditia de existenta a manivelei. Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [87] MESAROS-ANGHEL V., VARGA ST., MANIU IN., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M.: Dispozitivele de orientare si prehensiune ale manipulatorului sincron MS-1000. Al 9-lea Simp. nat. de roboti industriali, Baia Mare, 1989;
- [88] MIHU C., IAMBOR I. P.: Curbe plane. Ed. Tehn., Bucuresti, 1989;
- [89] MUNTEANU O., EFTIMIE L., DIACONESCU D.: Bazele roboticii. Roboti industriali. Ed. Lux Libris, Brasov, 1995;
- [90] NAGY S.: Mesterseges intelligencia fejlesztési lepcsői. Conferinta firmei MIKROMATIKA (Budapesta), Arad, 1990;
- [91] NICULESCU-MIZIL G.: Sisteme flexibile de prelucrare. Ed. Tehn. Bucuresti, 1989;
- [92] NOF SH., Y.: Handbook of Industrial Robotics. Krieger Publishing Company, Malabar, Florida, 1992;
- [93] OPRESCU I., VIRCOLACU I.: Automatizari metalurgice in instalatiile de deformari plastice si tratamente termice. Ed. Did. si Ped., Bucuresti, 1983.
- [94] PELECUDI CHR.: Precizia mecanismelor. Ed. Academiei, Bucuresti, 1975
- [95] PELECUDI CHR., SIMIONESCU I. ENE M., MOISE V., ION I.: Algoritm matricial pentru sinteza T a mecanismelor cu bare. Al 4-lea Simp. Nat. de MTM, Timisoara, 1984;
- [96] PERJU D.: Mecanisme de mecanica fina, vol. 1-2. Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara, 1990;
- [97] PERJU D.: Contributii la sinteza mecanismelor plane articulate pe baza curbilor suport. Mem. sect. st. ale Acad., seria IV, Tom. IV, Nr. 1, Ed.

- Acad., Bucuresti, 1981;
- [98] PERJU D., GHEORGHIU N., KOVACS FR., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., DAVIDESCU A., MADARAS L.: Manipulator sincron MS-500. Al 6-lea Simp. nat. de roboti industriali, Brasov, 1986;
- [99] PERJU D., MESAROS-ANGHEL V., VACARESCU I., VARGA ST., SAVII G. G.: Cu privire la sinteza mecanismelor generatoare de functiuni. Bul. st. si tehn. al IP "Traian Vuia" Tom 25, Fasc.1, Timisoara, 1980;
- [100] PERJU D., PURI G., VARGA ST.: Microtorquemeter. International symposium on electromagnetic metrology, Beijing, 1989;
- [101] PERJU D., PURI G., VARGA ST., PUGNA A.: Sensor zum erfassen kleiner drehmomente und anwendung zum messen durch reibung erzeugten momentes an zahlern von einphasenzahlern. Tagung mit internationaler Beteiligung "Mesinformationssysteme. Karl-Marx-Stadt, 1989;
- [102] PERJU D., VARGA ST.: Microtorsionmetru cu curenti turbionari. COMEFIN-1, Bucuresti, 1982;
- [103] PERJU D., VARGA ST.: Contributii la sinteza mecanismului dublu piston. Bul. st. al Universitatii, Seria C, St. tehnice, vol. 4, Baia Mare, 1990;
- [104] PERJU D., VARGA ST., MADARAS L., MESAROS-ANGHEL V.: Studiul, proiectarea si incercarea unor amortizoare pentru traductoare giroscopice de viteza unghiulara. Al 3-lea Simp. nat. de mecanisme si transm. mec., Timisoara, 1980;
- [105] PERJU D., VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., DAVIDESCU A., JAROSEVITS M.: Metoda suprapunerii efectelor in analiza cinetostatica a mecanismului de urmarire al unui manipulator sincron. Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [106] PERJU D., VARGA ST., MESAROS -ANGHEL V. MANIU IN., DAVIDESCU A., JAROSEVITS M.: Mecanism complementar mecanismului generator de traiectorie al unui manipulator sincron pentru realizarea miscarii de flexie. Simp. nat. "Realizari de varf ale st. si tehn. romanesti", Baia Mare, 1988;
- [107] PIROSKA G., SZEP E.: Robotmefogok adaptivitasa. Tanulmanyok 103 sz. MTA, Budapest, 1980;
- [108] RADULESCU C., VARGA ST., KOVACS FR.: Sinteza structurala a mecanismelor sferice cu $M=1+3$, $N=1+6$ si $n_1 \leq n_7$ prin metoda elementelor. Simp. nat. PRASIC, Brasov, 1986;
- [109] SANDOR G. N., ERDMAN A. G.: Advanced Mechanism Design Analysis and Synthesis, vol.1 - 2. Prentice-Hall Inc., Englewood, New Jersey, 1986;
- [110] SAVII GH., COJOCARU G.: Flexibilitatea in fabricatia de masini. Ed. Facla, Timisoara, 1977;
- [111] SEEGRABER L.: Greifsysteme fur Montage, Handhabung und Industrieroboter. Kontakt & Studium, Band 416, Germany, 1993
- [112] STARETU I.: Sisteme de prehensiune. Ed. Lux Libris, Brasov, 1996;
- [113] STARETU I.: Optimizarea numarului si dispunerii bacurilor pe elementele portbacuri ale mecanismelor de prehensiune. Al 13-lea Simp. nat. de roboti. Resita, 1996;
- [114] STEFANESCU C., COSNEANU C., DUMITRESCU V., VULCU V., VIDA M., ANTONESCU C., DEICA N.: Indrumatorul proiectantului de tehnologii in turnatorii. Ed. Tehn. Bucuresti, 1985;
- [115] Tabarcea P., Ghiur Gh.: Sisteme de inteligenta artificiala si roboti. Ed. Militara, Bucuresti, 1986;
- [116] VARGA ST.: Aspecte privind elaborarea unor dispozitive de prehensiune de structura adaptiva. Al 4-lea Simp. nat. MTM si robotizarea in industrie,

- Timisoara, 1984;
- [117] VARGA ST.: Program pentru sinteza traseelor de transfer osculoatoare optime intre punctele start-tinta date ale unei celule flexibile de fabricatie. Al 11-lea Simp. nat. de roboti industriali, Timisoara, 1992;
- [118] VARGA ST.: Algoritm unitar pentru sinteza mecanismelor compatibile cu generarea exacta a dreptei (partea 1-2). Al 12-lea Simp. nat. de roboti industriali, Timisoara, 1994;
- [119] VARGA ST., GHEORGHIU N.: Dispozitiv de prehensiune. Brevet de inventie RO/ 92700, Oficiul de stat pt. inv. si marci, Bucuresti, 1985;
- [120] VARGA ST., KOVACS FR.: Metoda de sinteza a traseelor de transfer de forma optima. Al 5-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1985;
- [121] VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN.: O metoda de sinteza bazata pe limitele spatiului de lucru aplicata la un manipulator sincron. Al 5-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1985;
- [122] VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN.: Analiza cinematica a unui manipulator sincron. Al 5-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1985;
- [123] VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN.: Analiza cinetostatica a unui manipulator sincron. Al 5-lea Simp. nat. de roboti industriali, Bucuresti, 1985;
- [124] VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., MANIU IN., DAVIDESCU A., IAROSEVITS M.: Calculul si constructia modulului de pivotare a manipuloarelor sincrone MS-200 si MS-1000. Al 8-lea Simp. nat. de roboti industriali, Cluj-Napoca, 1988;
- [125] VARGA ST., MANIU IN., MESAROS-ANGHEL V., DAVIDESCU A.: Analiza asistata de calculator a agregatelor utilizand principiul grinzilor cu zabrele. PRASIC, Brasov, 1986;
- [126] VARGA ST., MANIU IN., MESAROS-ANGHEL V., DIACONU A.: Sinteza lantului cinematic de comanda al unui manipulator sincron. Al 6-lea Simp. nat. de roboti industriali, Brasov, 1986;
- [127] VARGA ST., MESAROS-ANGHEL V., VACARESCU I.: Calculul geometric al transmisiiilor multiple cu element flexibil. A 6-a sesiune de comunicari a Inst.Inv.Sup. Baia Mare, 1979;
- [128] VARGA ST., VARGA G.: Trasarea ACAD a sabloanelor de cama pentru mecanismele de avans ale unei masini automate de sudat tevi. Analele universitatii, Fasc. mecanica, vol. 2, Oradea, 1995;
- [129] VARGA ST., VARGA G.: Flexibilizarea unei masini automate de sudat tevi. Al 13-lea Simp. nat. de robotica, Resita, 1996;
- [130] VLADOV I. L., DANILEVSKI V. N., IONOV P. B., ROZIN B. S., GLUHOV V. I., BRASLAVSKI I., ZIUZEV A. M.: Sbalansirovannie manipulatori, Masinostroenie, Moscova, 1988;
- [131] VICHERS S.: Basic programming. Sinclair Research Ltd., Cambridge, 1982;
- [132] VOLMER J.: Industrieroboter. VEB Verlag Technik Berlin, 1981
- [133] VUKOBRATOVIC M.: Applied control of manipulator robots. Springer-Verlag Berlin, Heidelberg, 1989;
- [134] WARNECKE H. J., SCHRAFT R. D.: Industrie Roboter. Fraunhofer - IPA Stuttgart, Germany, 1987;
- [135] WAYT GIBBS W.: Lost Sciens in Third World. Scientific American, 1995
- [136] XIA WEN PH. D.: A Teleoperation System with two Manipulators Cooperatively Controlled. Ninth World Congress on the theory of

- [137] Machines and Mechanism, vol. 3, Milano, 1995;
 ***: Europaisher roboter markt. Verlag Moderne Industries, Landsberg, Germany, 1994;
- [138] ***: Tendence recentes de la fabrication flexible. Comission Economique pour l'Europe, Nation Unites, New York, 1986;
- [139] ***: Andromat. Principes, Control, Aplications. Vol.1-3. AST France, 1995;
- [140] ***: Katalog ATOS oleodinamica spa, nr. K85/1, Sesto Calende Italia, 1985;
- [141] ***: Katalog INA, Flachkafigfuehrungen, Druckchrift FKF, 1990;
- [142] ***: Katalog INA, Wellenfuehrungen, Druckchrift KUF, 1991;
- [143] ***: Katalog INA, Anwendungsbeispiele, Druckschrift LAB, 1991;
- [144] ***: Siemens Simodrive, Drehstom-Hauptspindelmotoren 1PH4, 1PH6. Katalog SD11, 1991;
- [145] ***: Siemens Simodrive, Servomotoren 1FT5, 1FS5, 1FT4. Katalog SD12, 1991;
- [146] ***: Siemens Simodrive, Umrichtersystem Simodrive 611, Katalog SD23, 1991;
- [147] ***: Contract nr. 1/1980. "Conceptia, cercetarea si proiectarea unui robot industrial de livrare automata a pieselor de tip arbore de rotoare". Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara - Intreprinderea Electromotor Timisoara;
- [148] ***: Contract nr. 163/1980. "Studii, cercetari si proiectari privind realizarea unor sisteme de roboti industriali". Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara - ICSIT "TITAN" Bucuresti;
- [149] ***: Contract nr. 224/1981. "Studii, cercetari, proiectari, experimentari si asistenta tehnica privind realizarea unor familii de roboti industriali precum si a unor tehnologii robotizate". Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara - Intreprinderea Electromotor Timisoara;
- [150] ***: Contract nr. 88/1986. "Studii, cercetari si proiectarea manipulatorului sincron MS-500". Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara - Centrala Industriala de Utilaj Minier si Masini de Ridicat Timisoara;
- [151] ***: Contract nr. 136/1986, faza 4/3. "Celula flexibila de matritare la cald". Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara - Intreprinderea UNIO Satu Mare;
- [152] ***: Contract nr. 117/1987. "Studii, cercetari, proiectarea, asistenta tehnica si experimentarea manipulatorului sincron MS-200". Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara - Intreprinderea IMMUM Baia Mare;
- [153] ***: Contract nr. 26/1988. " Studii, cercetari, proiectarea, asistenta tehnica si experimentarea manipulatorului sincron MS-1000". Institutul Politehnic Traian Vuia Timisoara - Intreprinderea IMMUM Baia Mare;
- [154] ***: Contract nr. 46/1991. "Cercetari fundamentale orientate si aplicative privind realizarea si implementarea industriala a unor sisteme de fabricatie integrate cu calculatorul (CIM)". Universitatea Tehnica Timisoara - Ministerul Invatamantului.
- [155] ***: Contract nr. 80/1993. "Sistem flexibil de debavurat jenti de automobile". Faza 1: Studiu tehnologic; Faza 2: Proiectarea masinii de debavurat. Universitatea Tehnica Timisoara - Stima Engineering SRL Castelleone (Cremona) Italia;
- [156] ***: Contract nr. 55/1994."Proiectarea modulelor de fabricatie flexibila pentru strunjire-frezare-gaurire a pieselor de dimensiuni medii (arbori, buce, piese prismatice)". Universitatea Tehnica Timisoara - S.C. SIDERURGICA S.A. Hunedoara.