

UNIVERSITATEA TEHNICA DIN TIMISOARA

FACULTATEA DE MECANICA

Ing Valer Dolga

Sinteza dimensionala a mecanismelor
cu cuple cinematice elastice
cu aplicatii la constructia
dispozitivelor de complianta

-teza de doctorat-

Conducator stiintific:

Prof. dr. ing. Francisc Kovacs

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

1992-

TUTUL POLITEHNIC TIMIȘOARA	
BI	2
576241	
363	F

CUPRINS

	pag.
Introducere	1
1. Stadiul actual al cercetarilor privind automatizarea flexibila a montajului	3
1.1. Montajul, flexibilitatea acestuia si robotul industrial.....	3
1.2. Robotul industrial pentru montaj.....	11
1.3. Mediul tehnologic in montajul robotizat si variabilitatea acestuia.....	25
1.4. Erorile de situare ale robotilor industriali.....	30
1.5. Modalitati de realizare a corectiei erorilor de situare in montajul robotizat.....	31
(1.6) Modalitati de realizare a dispozitivelor de complianta.....	32
1.7. Aplicatii ale robotilor industriali in montajul automat.....	40
1.7.1. Aplicatii ale robotilor industriali de montaj in industria constructoare de masini.....	40
1.7.2. Aplicatii ale RI de montaj in industria electronica.....	41
1.7.3. Aplicatii ale RI in industria electrotehnica....	42
2. Stadiul actual al cercetarilor cu privire la studiul mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	44
2.1. Introducere.....	44
2.2. Structura mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	44
2.2.1. Introducere.....	44
2.2.2. Notiunea de element din componenta mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	44
2.2.3. Geneza notiunii de cupla cinematica elastica....	45
2.2.4. Analiza structurala a mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	46
2.3. Metode pentru analiza cinetostatica a mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	47
2.3.1. Introducere.....	47

2.3.2.	Metoda centrului elastic.....	47
2.3.3.	Metoda sistemelor static nedeterminate.....	51
2.3.4.	Metoda elementelor finite.....	53
2.3.5.	Metoda analizei cinemato-cinetostatice.....	54
2.3.6.	Modelul cinematico-static pentru MCCE cu elemente din elastomeri.....	55
2.3.7.	Metoda aproximativ-funcțională pentru MCCE cu elemente din elastomeri.....	56
2.3.8.	Metoda aproximativă a deformațiilor mici.....	56
2.4.	Analiza dinamică a mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	57
2.4.1.	Introducere.....	57
2.4.2.	Metoda de analiză dinamică bazată pe noțiunea de centru elastic.....	58
2.4.3.	Metoda ecuațiilor lui Lagrange de ordinul doi...	60
2.5.	Proiectarea optimă a mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	61
2.6.	Studiul experimental al mecanismelor cu cuple cinematice elastice.....	61
2.6.1.	Introducere.....	61
2.6.2.	Determinarea parametrilor funcționali ai MCCE...	62
2.6.3.	Determinarea parametrilor funcționali ai MCCE în operații de montaj.....	63
2.6.4.	Determinarea parametrilor MCCE în operații de montaj industrial.....	64
3.	Scopul lucrării.....	65
4.	Modele matematice ale operației de montaj stift-alezaj..	67
4.1.	Introducere.....	67
4.2.	Analiza erorilor de situație ale roboților industriali și influența acestora în operațiile de montaj.....	67
4.3.	Modelul structural al montajului robotizat stift- alezaj.....	72
4.4.	Modelul matematic al montajului stift-alezaj.....	73
4.4.1.	Introducere.....	73
4.4.2.	Modelul geometric.....	74
4.4.2.1.	Modelul geometric al montajului stift rigid alezaj elastic.....	74
4.4.2.2.	Modelul geometric al montajului stift rigid alezaj rigid.....	77

4.4.3.	Modelul dinamic.....	82
4.4.3.1.	Modelul dinamic al montajului stift rigid alezaj elastic.....	82
4.4.3.2.	Modelul dinamic al montajului stift rigid alezaj rigid.....	85
4.5.	Estimarea spatiului admisibil pentru erorile de situare in montajul stift rigid-alezaj rigid.....	91
5.	Sinteza optima la a mecanismelor cu cuple cinematice elastice utilizate la operatii de montaj.....	92
5.1.	Introducere.....	92
5.2.	Sinteza structurala a MCCE pentru operatii de montaj.....	92
5.3.	Sinteza dimensionala a MCCE pe baza notiunii de centru elastic.....	96
5.3.1.	Introducere.....	96
5.3.2.	Centrul elastic al unui MCCE.....	96
5.3.3.	Calculul rigiditatilor efective ale MCCE cu elemente elastice metalice.....	101
5.3.4.	Proiectarea optima la a MCCE pentru operatii de montaj.....	104
5.3.4.1.	Principii de proiectare optima la a MCCE.....	104
5.3.4.2.	Formularea problemei de optimizare a MCCE..	107
5.3.4.3.	Optimizarea MCCE din punctul de vedere al rigiditatilor.....	110
5.3.5.	Proiectarea MCCE pe baza notiunii de centru elastic.....	113
5.4.	Calculul MCCE prin metoda elementelor finite.....	118
5.5.	Estimarea fiabilitatii MCCE.....	122
5.6.	Alegerea optima la a MCCE.....	125
6.	Incercari experimentale.....	128
6.1.	Introducere.....	128
6.2.	Incercarea unui MCCE plan.....	128
6.2.1.	Introducere.....	128
6.2.2.	Prezentarea generala a standului folosit.....	128
6.2.3.	Caracteristicile traductoarelor inductive.....	129
6.2.4.	Solutiile constructive ale MCCE plane analizate.....	131
6.2.5.	Rezultate experimentale ale incercarilor MCCE plane.....	133
6.2.5.1.	Consideratii generale.....	133

6.2.5.2. Incercari efectuate asupra MCCE	
varianta "a".....	133
6.2.5.3. Incercari efectuate asupra MCCE	
varianta "b".....	139
6.3. Incercarea unui MCCE spatial cu 4 elemente	
elastice.....	142
6.3.1. Introducere.....	142
6.3.2. Descrierea modelului si a datelor preliminare	
pentru incercari.....	142
6.3.3. Rezultate experimentale.....	143
6.4. Incercarea unor MCCE spatiale cu 3 elemente	
elastice.....	150
6.4.1. Introducere.....	150
6.4.2. Descrierea modelelor experimentale si a datelor	
preliminare pentru incercari.....	151
6.4.3. Rezultate experimentale - MCCE - S3P.....	152
6.4.4. Rezultate experimentale - MCCE - S31a.....	157
6.4.5. Rezultate experimentale - MCCE - S31b.....	163
6.4.6. Comparatie intre caracteristicile MCCE spatiale	
cu 3 elemente elastice.....	167
6.5. Incercarea unui MCCE intr-o operatie de asamblare	
stift-alezaj. Stand experimental.....	167
6.6. Determinarea unor elemente specifice MCCE pe baza	
rezultatelor experimentale.....	170
6.7. Concluzii	171
7. Consideratii si concluzii finale. Contributii originale.	172
Bibliografie.....	178
Anexa	

INTRODUCERE

Răspindirea în ultimii ani a sistemelor de fabricație flexibilă a cunoscut un progres continuu. Obținerea unei fiabilități ridicate pentru componenta principală a sistemului de fabricație flexibilă-robotul industrial-impune un studiu atent în faza de proiectare.

Succesul unor operații tehnologice de montaj robotizat depinde în mare măsură de dispozitivul de complianță care intră în componenta efectorului.

Studiul și proiectarea mecanismelor pe baza cărora se realizează dispozitivele de complianță trebuie să aibă în vedere realizarea optimă a funcțiilor acestuia.

În general elaborarea unui model este primul pas în încercarea de abstractizare legată de un termen real, de elaborarea unei teorii care să-l explice și eventual să-i anticipeze evoluția. Acest lucru este valabil și pentru dispozitivele de complianță.

Utilizarea modelării mecanismului ce intră în componenta dispozitivului permite simularea funcționării efectorului în diferite operații tehnologice.

Elaborarea unui model corect și eficient al unui sistem original impune o sinteză a ceea ce se știe despre acel sistem. Modelul trebuie să fie adecvat scopului propus: un model excesiv de complicat poate deveni greu în timp, ce un model simplu poate fi incorect prin neglijarea unor aspecte ale sistemului.

Eficiența unui model de calcul poate fi evaluată prin raportul dintre cantitatea informațiilor obținute în final și cea a informațiilor introduse ca date de intrare. Un model este atât mai eficient, cu cât acest raport este mai mare. Nu este suficient ca modelul să fie corect; el trebuie să asigure și realizarea unor performanțe ridicate, adică să fie optim.

În acest sens teza dezvoltă concepția privind problema

sintezei unor mecanisme din componenta dispozitivului de complianță al roboților industriali pentru montaj.

* * *

Autorul aduce cele mai calde mulțumiri d-lui prof.dr.ing. Francisc Kovacs, conducătorul științific, pentru îndrumarea competentă, pentru sprijinul acordat pe durata perioadei de pregătire și elaborare a tezei, pentru grija și atenția profesională arătată autorului.

Autorul exprima de asemenea calde mulțumiri d-lui prof.dr.ing. Dan Perju, d-lui prof.dr.ing. Nicolae Gheorghiu, d-lui prof. dr.ing. Octavian Gligor pentru sugestiile de un real folos pe care le-au formulat cu prilejul susținerii examenelor, referatelor și pe tot parcursul elaborării tezei.

Autorul își exprima profunda recunoștință față de dl. prof.dr.ing. Marcu Balekics, dl. prof.dr.ing. Mihail Crudu, dl. conf.dr.ing. Alfred Pommersheim care prin discuțiile directe i-au sprijinit neîntrerupt și cu o deosebită căldură în acțiunea de elaborare a lucrării .

Mulțumirile autorului se îndreaptă de asemenea spre tot colegii din Catedra de Organe de mașini și mecanisme pentru sugestiile referitoare la prezenta lucrare.

Pentru sprijinul acordat în realizarea părții experimentale, autorul aduce mulțumiri colectivului tehnic al Catedrei de Organe de mașini și mecanisme.

1. STADIUL ACTUAL AL CERCETARILOR PRIVIND AUTOMATIZAREA
FLEXIBILA A MONTAJULUI

1.1 MONTAJUL, FLEXIBILITATEA ACESTUIA SI ROBOTUL
INDUSTRIAL

Folosind notiunile curente din teoria sistemelor ,sistemul de productie -unitatea de productie-se poate considera ca este compus dintr-o serie de subsisteme,montajul fiind unul dintre acestea si ocupind locul final (fig.1.1) /W.13/

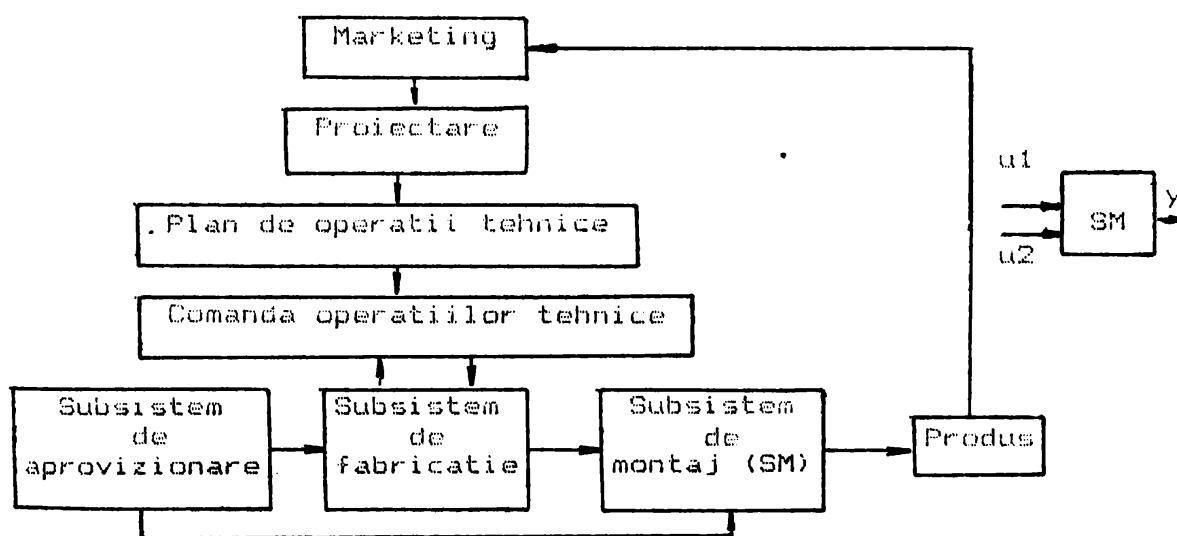


Fig.1.1

Intrarile "u1" in sistemul de montaj reprezinta elementele constructive sau subansamblele care se vor monta in conditiile unor instructiuni tehnologice "u2" iar iesirile "y" sint produsele montate.

Costul de productie in constructia de masini este influentat in mare masura (30 % -50 %) /C1/ de volumul de munca din montaj care poate atinge (25 % - 30 %) din volumul total /G1/.In constructia de aparate volumul de munca in montaj ajunge pina la (40 % - 70 %) /C1/.Cu toate acestea automatizarea operatiilor de montaj se refera la cel mult 6 % in CSI (fosta URSS) ajungind la

10 % in SUA si Japonia.

In SUA din 18 milioane de muncitori lucrind in industrie, 8 milioane lucreaza in montaj/G1/. In 1972 la Charles Stark Draper Laboratory - finantat de National Science Fundation - s-a lansat alternativa montajului automatizat /N4/. Optimizarea a numai 75 % din aceasta munca de montaj ar permite economisirea pina la 22 % din produsul national brut /G1/,/H1/.

In Germania costul lucrarilor de montaj in constructia de masini si de aparate se incadreaza intre 30 % - 50 % din costul total /G1/. In fosta Germanie de est se estima ca montajul ocupa pina la 36,7 % din volumul total de munca repartizat astfel: 87 % manual, 11 % mecanizat si numai 2 % automatizat /G1/.

Se poate afirma pe baza acestor considerente ca exista o oarecare raminere in urma in ceea ce priveste dotarea tehnica a subsistemului de montaj in comparatie de exemplu cu prelucrarile mecanice. Acest lucru se reflecta si in calitatea unor produse. Realizarea manuala a unor operatii de montaj permite unele abateri calitative pe parcursul operatiilor anterioare (eliminate prin ajustari in cadrul operatiilor de montaj) care pot deveni de fapt surse pentru defecte ulterioare.

Studii realizate in principalele tari industrializate din lume evidentiaza faptul ca realizarea unor sisteme de montaj flexibile ar putea conduce la crestere substantiale a productivitatii si la asigurarea unei calitati sporite a produselor.

Se defineste flexibilitatea prin aceea calitate a unui sistem tehnologic de a se adapta la sarcini de productie diferite atit sub aspectul produsului cit si al metodelor de productie /C1,C2/. In conditiile specifice industriei de astazi obligata la o continua diversificare, asocierea notiunilor tehnologice - automatizare implica in mod obligatoriu adaugarea flexibilitatii ca principala conditie.

Abordarea tehnologiei ca sistem precum si "revolutia" in informatizare au influentat in mod radical gindirea tehnologica in ultimele doua decenii. Realizarea tehnologiilor flexibile de montaj valorifica in esenta aceste doua directii.

Sintetizind proprietatile de flexibilitate, se pot defini urmatoarele /M3/,/K2/:

a) elasticitatea - capacitatea sistemului de a asambla produse diferite cu numar variabil de componente, "aici si acum", fara modificari majore

- b) acomodarea-capacitatea sistemului de a fi modificat (dupa montaj) prin alterarea sistemului sau a subsistemului
- c) reutilizare-capacitatea sistemului de a fi modificat, dupa indeplinirea sarcinii, prin modificarea atat a structurii cit si a subsistemelor
- d) insensibilitate-capacitatea sistemului de a accepta deviatii cantitative si calitative a componentelor si proceselor fara a se produce devieri ale operatiilor

Legaturile dintre flexibilitate,obiectivele partiale si finale sint prezentate in fig.1.2.

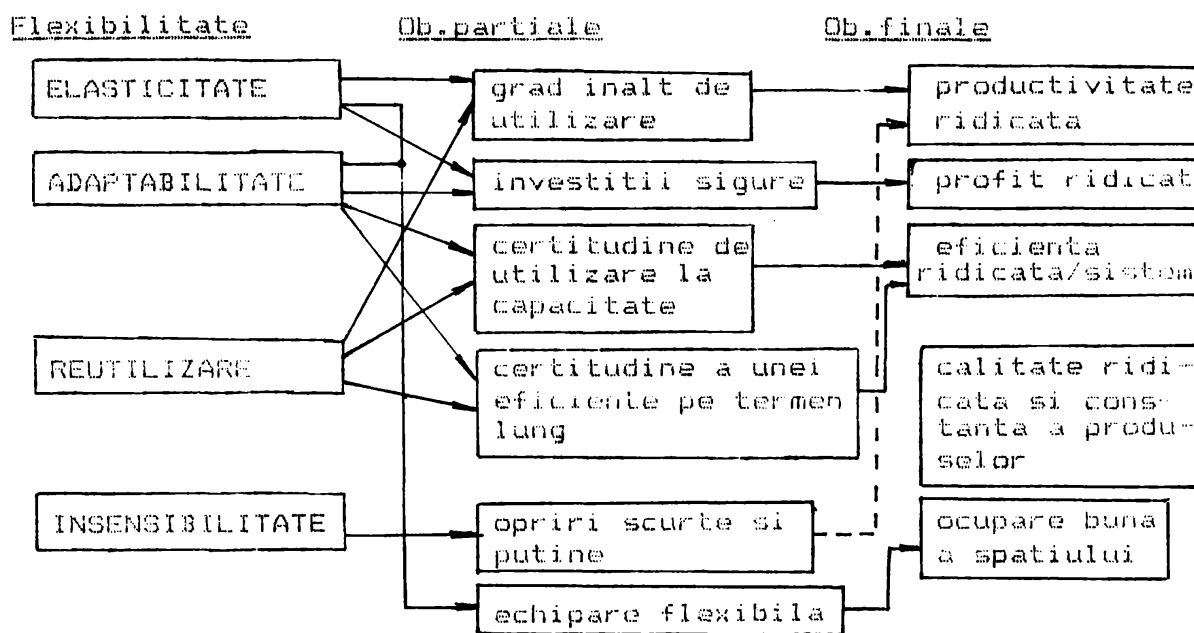


Fig.1.2

Aspecte ale legaturilor dintre flexibilitate si profitabilitate sint abordate in /M3/.

Profesorul Makino de la Yamanashi University (Japonia) a introdus notiunea de indicator de elasticitate VI /T1/ pentru a evalua flexibilitatea unei linii de asamblare:

$$VI = \prod_i C_i \quad (1.1)$$

Coeficientii C_i tin cont de diferitele aspecte ale elasticitatii sistemului (interna,externa,produs,timp etc./T1/):

C_1 -coeficient arbitrar ce tine cont de complexitatea produselor asamblate intr-un an (de ex.pentru: micromotoare- $C_1=100$;disc pentru frina- $C_1=5$;releu- $C_1=30$;circuite imprimate- $C_1=20$).

C_2 -coeficient de productie; $C_2=100/n$, n=productia lunara (1000 de piese).

C_3 coeficientul duratei de asamblare; $C_3=30/t$, t=durata de asamblare a produsului

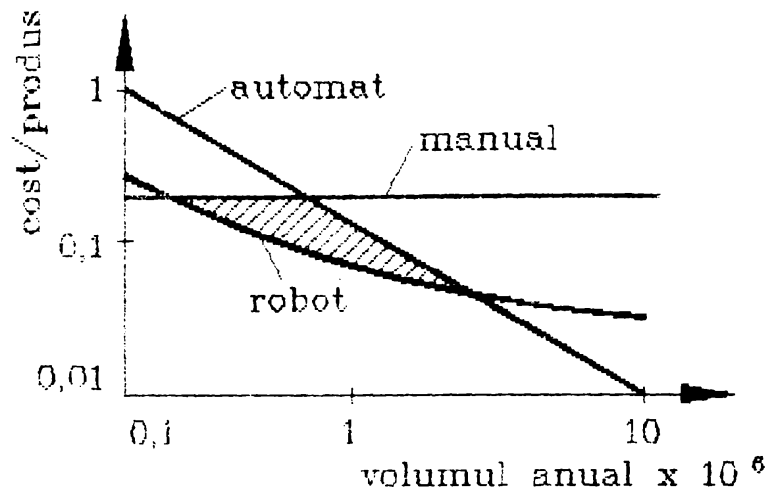


Fig.13.

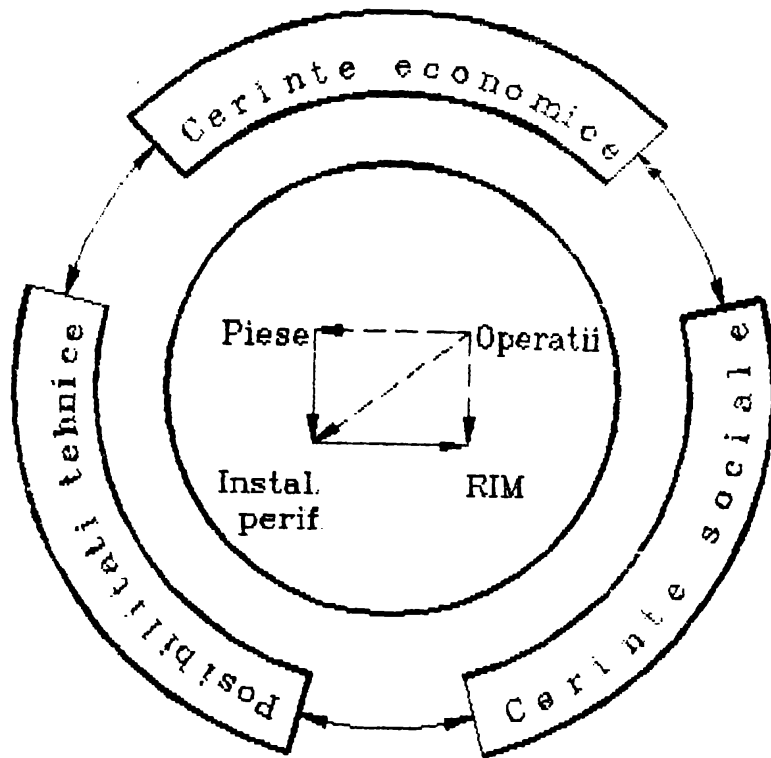


Figura 14

C_4 -coeficientul numarului de componente; $C_4=B/10$, B =numarul de componente pe ansamblu produs

C_5 -coeficient de dimensiune a produsului (rezistoare- $C_5=0,5$; releu, bujie- $C_5=1$; ventil, micromotor- $C_5=2$; amplificator audio $C_5=3$ etc.)

Prezenta robotilor industriali in sistemul de montaj este recomandata daca indicele de elasticitate VI obtinut se incadreaza in intervalele:

10 - 1000	roboti industriali (nivel manipulare, obiect)
10000	roboti industriali inteligenti (nivel obiectiv)

Folosirea robotilor industriali este recomandata si functie de volumul de munca anual raportat la costul realizat/produs /H4/, /S3/, /S3/ (fig.1.3).

Avind ca punct de plecare metoda sistemului de timp MTM (Methods Time Measurement) pentru activitatea umana s-a dezvoltat la Purdue University /P6/ o metodologie analoga: "robot time and motion" (RTM). S-a creat astfel o baza teoretica de evaluare a eficacitatii RI in cadrul sistemului de montaj.

Nivelul cel mai inalt de flexibilitate este acela la care structura sistemului nu necesita adaptari cu caracter mecanic, pentru intreaga varietate de produse prevazute. Acest lucru se realizeaza in principal prin introducerea robotilor industriali .

Superioritatea robotilor industriali (RI) in sistemele de montaj consta in insasi marea lor flexibilitate, in domeniul larg al miscarilor de lucru, in posibilitatea executarii unor operatii diferite.

Structura globala a sistemului flexibil de montaj robotizat (SFMR) este aratata in fig.1.4./D2/. Elementele acestei structuri -piesele, instalatiile periferice (alimentare-evacuare, control etc.), RI-trebuie privite ca un tot unitar datorita dependentelor reciproce dintre ele (operatiile de montaj se desfasoara intr-un anumit mediu care la rindul sau influenteaza desfasurarea acestor operatii).

In forma sa cea mai generala procesul tehnologic de montaj consta in montarea unui ansamblu compus din mai multe piese suprapuse (suprapunerea este conditionata de orientarea

relativa dintre piese)care sosesc in sistem intr-o succesiune si pozitie oarecare.Flexibilitatea sistemului de montaj implica adaptarea lui automata la variatia mediului tehnologic.In acest scop in cadrul sistemului este necesara o conducere perfecta intre RI-IP si controlul unui numar cit mai mare (posibil) de parametri :identificarea formelor,controlul pozitiei pieselor ce intra in sistem ,controlul fortelor si a momentelor in procesul de asamblare a doua piese ,indeplinirea corecta a diferitelor etape ale montajului ,viteze,acceleratii etc.

Numarul mare al parametrilor ce trebuie inregistrati si in general problema de rezolvat-montajul robotizat-conduce la realizari sub o forma complexa a cuplului IP-RI.Gradul de complexitate constructiva a IP-RI luate in ansamblu se mentine aproximativ constant:cu cit IP au un grad de complexitate mai mare (controleaza mai multi parametri)cu atit RI va avea o complexitate mai redusa si invers.

Determinarea exacta a functiunilor SFMR prezinta o importanta deosebita prentu conceptia tehnologiei de montaj.Functiunile de baza ale montajului robotizat considerat ca sistem sint urmatoarele :

-manipularea-operatia executata in mediul industrial avind drept scop:schimbarea de loc,directie si pozitie a unor elemente constructive,subansamble sau produse finite,depozitarea.

-asamblarea-operatia tehnologica prin care din elemente constructive sau subansamble se obtin subansamble de rang superior sau produs finit.

-controlul-operatia de verificare a calitatii pieselor,a executarii manipularilor ,a efectuarii corecte a asamblarii,a functionarii corecte etc.

Nu s-a inclus ca si functie de baza-ajustarea si reglarea (functie de baza a montajului propriuzis) avind in vedere posibilitatea restrinsa de a fi executate de catre RI.

Studiul flexibilitatii sistemelor de montaj impune si analiza relatiilor cadenta-sistem si operator-uman.Atit in primul caz cit si in al doilea,introducerea RI nu poate fi decit pozitiva.In cazul in care se solicita de exemplu marirea cadentei productiei RI poate fi programat astfel incit sa deserveasca mai multe posturi de lucru.

Flexibilitatea legaturii operator uman-sistem devine de asemenea mai buna in cazul integrarii RI in sistem.Operatiile

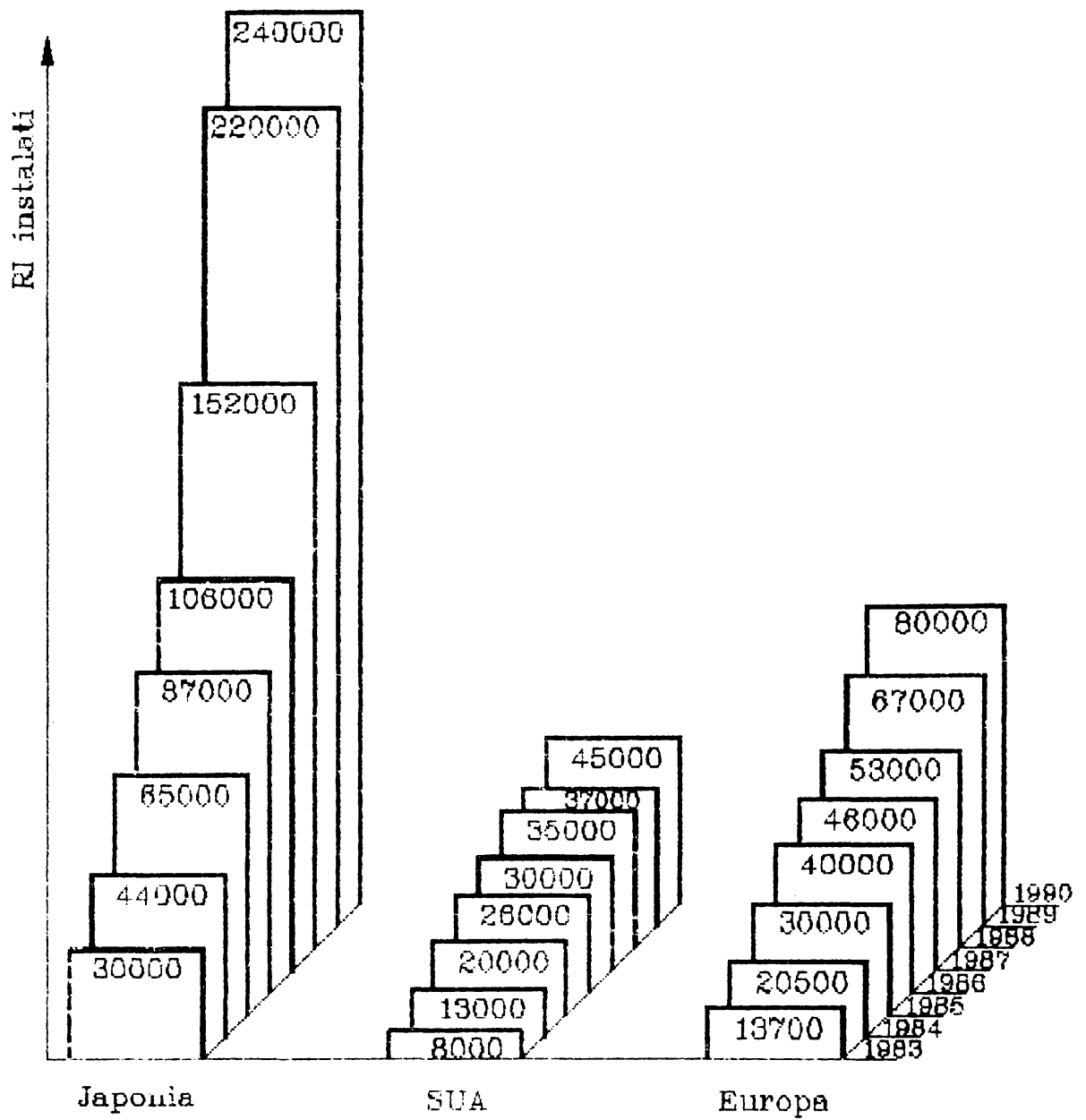


Figura 1.5 a

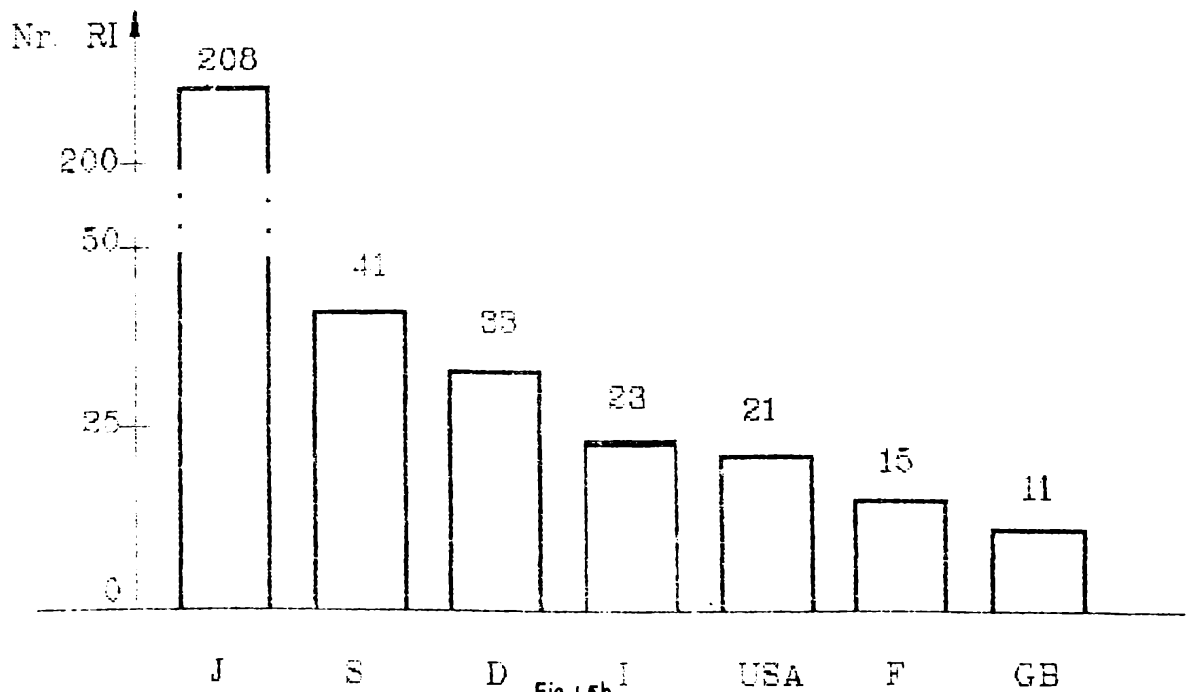


Fig. 1.5b

repetitive, monotone se vor desfășura în mod automat prin intermediul RI sau a unor echipamente periferice în timp ce operatorul uman este pus să sesizeze informații eterogene și să rezolve excepțiile sau abaterile aleatorii de la program.

Cresterea productivității muncii, strins legată de flexibilitate, este condiționată și de alte cerințe:

-reducerea timpului afectat operațiilor de manipulare având în vedere că aprox. 1/3 dintr-un ciclu tehnologic este consumat de acestea. Trebuie avut în vedere însă că creșterea vitezei poate conduce la scăderea preciziei de repetabilitate.

-creșterea fiabilității RI. După /K3/ dispozitivul de prehensiune și dispozitivele de lucru limitează fiabilitatea RI.

-reproiectarea produsului finit în vederea reducerii numărului, respectarea unei anumite simetrii a elementelor constructive, accentuarea unor caractere specifice fiecărui tip de piesă /R1/.

Interesant este de remarcat faptul că prognozele de dezvoltare a sistemelor flexibile de montaj cu roboți industriali au cuprins trei etape (elaborarea, testarea de laborator și producția) pe durata a aproximativ trei ani de zile, prevăzând pentru anii '90 abordarea productivă pe scară largă /A6/.

Utilizarea pe scară largă la ora actuală a RI este sugerată de dinamica dezvoltării RI în lume (fig.1.5a) și de repartizarea acestora la numărul de 10000 de muncitori (fig.1.5b) /B2/.

În Suedia, în anul 1990 au fost puși în funcție un număr de 328 RI în diverse domenii de activitate (fig.1.6). În montaj au fost implementați un număr de 21 RI /H8/.

În Franța, în anul 1990 s-au introdus în aplicații de montaj un număr de 153 de RI (fig.1.7) /R5/.

În Italia, din 2317 RI implementați în anul 1990 în industrie, montajul a beneficiat de 258 RI. Repartizarea în comparație cu restul domeniilor este prezentată în fig.1.8 /M5/.

În Spania numărul RI implementați în montaj în cursul anului 1990 a fost de 31 (fig.1.9) /C7/.

Notatiile din figurile 1.6-1.9 au semnificațiile:

S-sudura	SP-sudura în puncte	TI-turnare prin injecție
Ma-manipulare	Mas-măsurare	Pa-paletizare
M-montaj	V-vopsire	A-alte domenii
I-incarcare	T-taiere	

În fig.1.10 este prezentată dinamica utilizării RI în montaj în Germania, prima țară europeană în domeniul construcției și

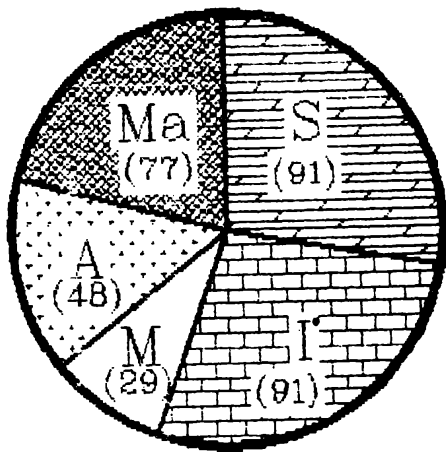


Fig. 16

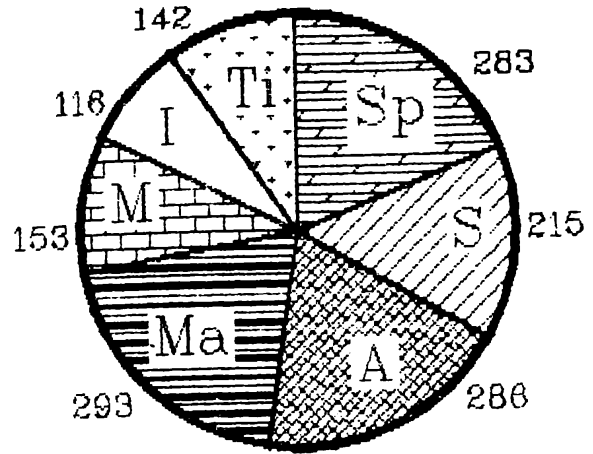


Fig. 17

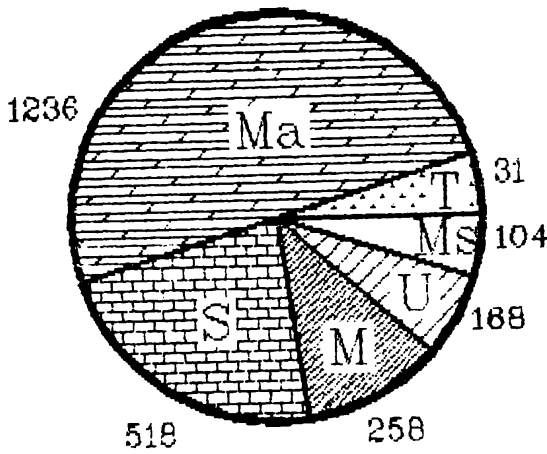


Fig. 18

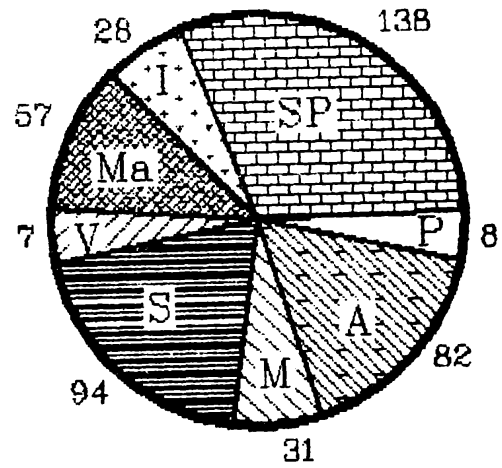


Fig. 19

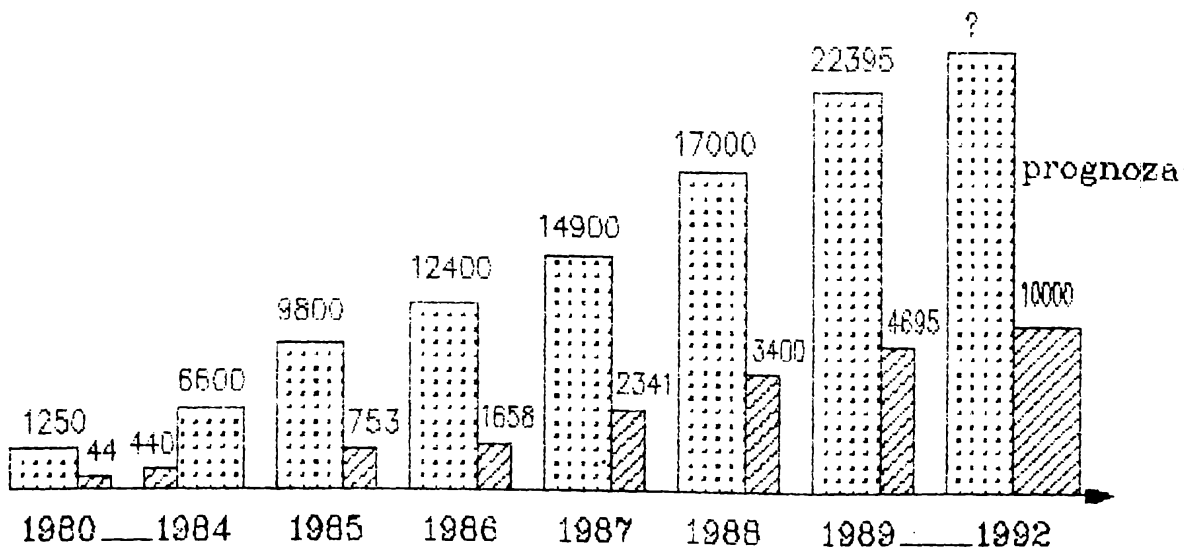


Fig. 110

aplicatiilor RI /K4/,/D2/.

Principalele directii de dezvoltare a RI in Germania se refera la montaj si sudura.Desi creste cu aprox.1000 RI/an numarul RI utilizati in montaj comparativ cu Japonia este foarte mic.

"Explozia" utilizarii RI este sugerata si de cresterea atit a numarului de firme producatoare cit si a tipurilor de RI.Astfel in 1983 un numar de 50 de firme produceau 129 tipuri de RI.La sfirsitul anului 1989, in Germania, 140 de firme produceau 350 de tipuri de RI.Firmele KUKA,ASEA,VW (primele doua firme recunoscute pentru RI de montaj)produceau 36% dintre acestia/D2/.

Sugestiva in sensul utilizarii RI in montaj este si investitia pe parcursul anului 1988 pentru automatizarea montajului in Germania.Astfel, in perioada specificata, s-au investit 3.18 miliarde DM, din care 34 % pentru tehnica montajului,38 % pentru RI si 28 % pentru echipamente periferice /H6/.

In fig.1.11 se prezinta o prognoza a vinzarilor de RI de sarcina redusa pentru montaj in Europa /R4/.

Rolul RI intr-un sistem montaj este aratat in fig.1.12.Mai multe elemente constructive (piese) sosesc in sistem intr-o succesiune si orientare oarecare prin intermediul dispozitivului de transfer Tr (de ex. banda transportoare).Procesul tehnologic de montare a unui ansamblu ,compus din elementele constructive amintite ,se descompune intr-o succesiune de operatii elementare Operatia elementara cea mai frecventa este operatia de montaj "binar" a doua elemente constructive:

-elementul primar--rezultat din operatii elementare anterioare

-elementul secundar--(ce urmeaza a se imbina cu cel primar) Operatia elementara decurge prin urmatoarele actiuni succesive :

a) identificarea elementului constructiv,ce urmeaza a fi prehensat si asamblat (conform succesiunii montajului),dintre elementele intrate in sistem.

b) determinarea pozitiei si orientarii elementului constructiv (pozitia si orientarea sistemului de coordonate Oxyz atasat piesei fata de Oxyz).

c) alegerea dispozitivului de prehensiune (DP) sau a sculei, din magazinul M,adevuate prehensiunii si montarii elementului constructiv si fixarea automata a acestuia pe dispozitivul de ghidare (DG) al RI.

d) deplasarea si orientarea DP sau a sculei in pozitia de

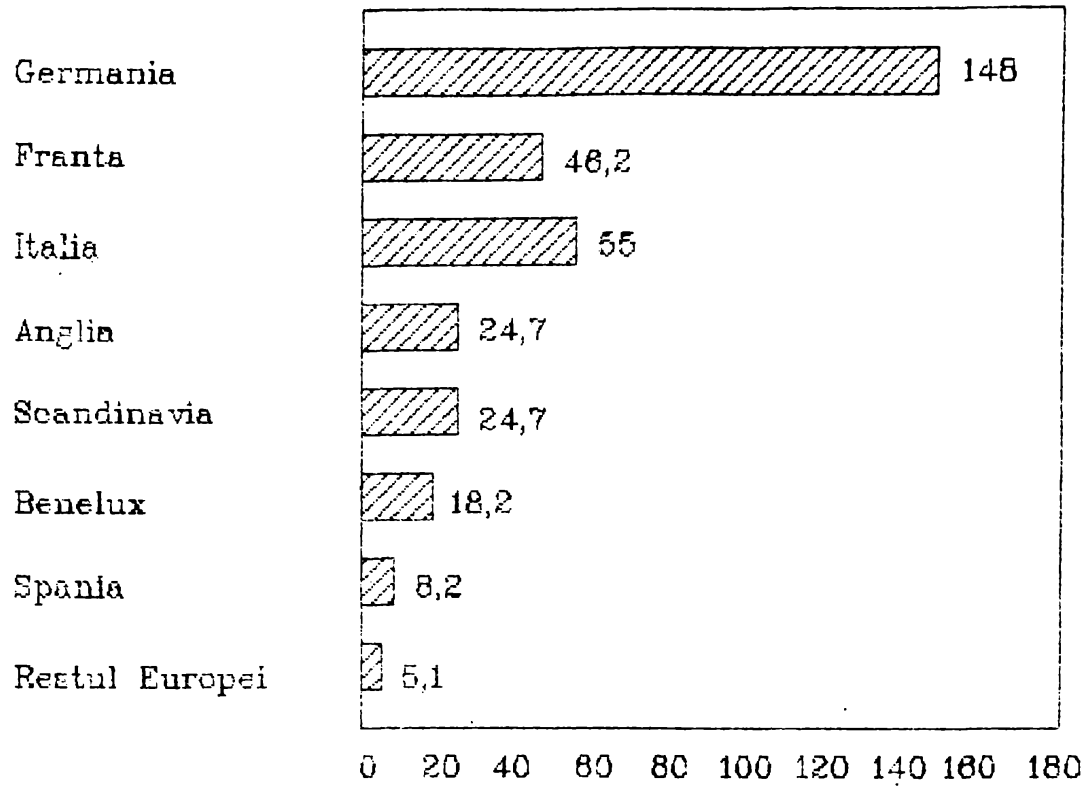
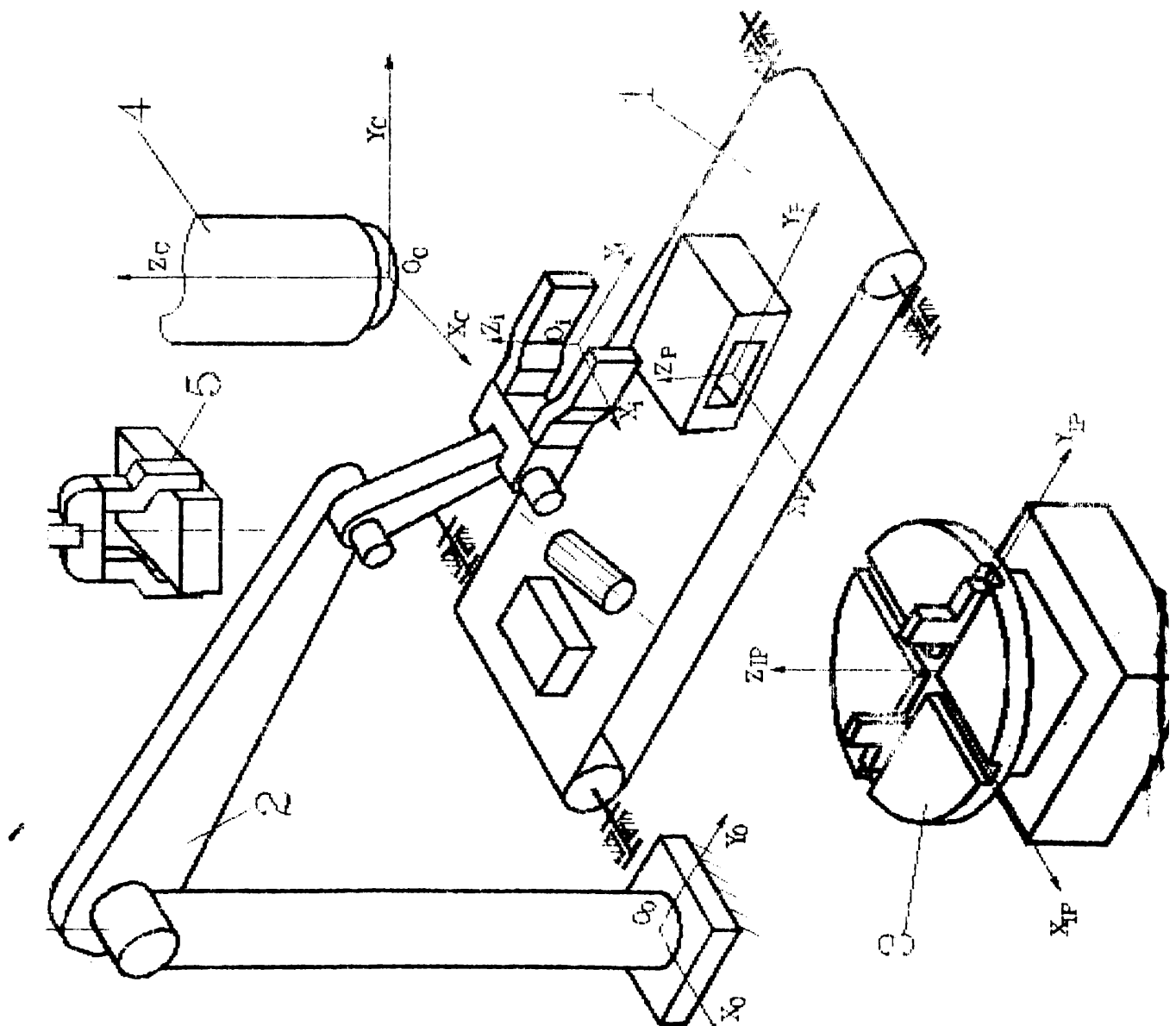


Fig.1.11



prehensare.

e) prehensarea elementului constructiv si deplasarea acestuia in pozitia de asamblare la dispozitivul de lucru (DL).

f) efectuarea asamblarii

g) controlul asamblarii cu stabilirea deciziei finale (bun , remediabil ,imposibil)

Faza "a" si "b" din cadrul operatiei elementare este dependenta una de cealalta. Acestea se rezolva cu un program simplu daca se utilizeaza in cadrul IP mijloace conventionale mecanice. Acest lucru insa necesita experimentari precise, reglaje ,prezinta flexibilitate redusa (la serii mici si mijlocii)cost destul de ridicat. O rezolvare a fazelor amintite mai dificila (pentru moment) dar de flexibilitate ridicata este utilizarea senzorilor optici. Aceasta implica insa senzori foarte sensibili ,limbaje specializate si un calculator cu capacitate relativ ridicata.

Fazele "c", "d" si "e" ridica sistemului mecanic al RI probleme legate de precizia de repetabilitate si a vitezei de lucru. Este necesar ca modul de schimbare a DP sau sculei sa fie simplu si fiabil. Sistemul de comanda al RI este si in acest caz cel care trebuie sa prezinte o flexibilitate ridicata.

Faza "f" care este foarte simpla pentru operatorul uman (conlucrare ochi-mina) devine dificila pentru RI datorita erorii de situare si erorii de forma a elementelor constructive. Eroarea de forma a elementelor constructive - datorita unor defecte tehnologice, cimp de tolerante prea larg - este inlaturata prin intermediul limbajului de programare (se folosesc operatii logice simple conform carora nereusita unei operatii de "n" ori conduce la schimbarea piesei sau la oprirea procesului tehnologic daca dupa "m" elemente constructive nereusita persista). Eroarea de pozitie intre elementul secundar si cel primar poate fi eliminata pe cale pasiva (prin utilizarea unor mecanisme elastice in constructia DP)sau pe cale activa (prin utilizarea senzorilor de forta-moment in constructia DP).

Faza "g" necesita existenta in constructia RI (de exemplu in DP) sau in cadrul IP a unor senzori (optici de proximitate , tactili) adecvati operatiilor de montaj care se realizeaza .

Procesul tehnologic de montaj analizat (sub forma sa cea mai complexa)necesita un RI de o complexitate maxima si din acest motiv este intilnit mai putin in productie la ora actuala.

Particularizari ale acestuia insa, cistiga teren in industrie. Integrarea SFMR intr-un atelier sau sectie a unei intreprinderi poate corespunde uneia din urmatoarele doua posibilitati: celula de montaj robotizat sau linie de montaj robotizata /K3/, /G1/.

1.2 ROBOTUL INDUSTRIAL PENTRU MONTAJ

Structura sistemului mecanic (SM) al unui RI pentru montaj se incadreaza in structura generala a unei IOH /K1/. SM are sarcina de a deplasa un element constructiv secundar sau o scula dintr-o pozitie oarecare in pozitia de montaj si de a realiza operatia de asamblare al elementului constructiv secundar cu un element constructiv primar. Numarul gradelor de libertate al dispozitivului de ghidare (DG) al RI se afla in intervalul 3 - 6.

Capacitatea de incarcare a SM (sarcina RI) se indica tinind cont si de greutatea efectorului. Se poate evidentia faptul ca, la ora actuala, majoritatea RIM sint din categoria "usor" - sarcina sub 16daN /I3/.

In tabelul 1.1 se prezinta eficacitatea diferitelor structuri cinematice ale RI la indeplinirea unei operatii de montaj.

Tabel 1.1

Sistem de coordonate	coord. cilin.	coord. cartez.	coord. sferice	Knikarm oriz/vert	Ri cu M > 6
Eficacitatea	2	4	1	4/3	2

* * * Obs. 4=eficacitate maxima, 1=cazuri particulare.

Schemele structural-cinematice ale mecanismelor generatoare de traiectorie (MGT) pentru o serie de RIM sint prezentate in tabelul 1.2.

MGT este constituit fie sub forma unui lant cinematic deschis, fie partial deschis. Din prima categorie fac parte majoritatea MGT. Din a doua categorie fac parte MGT pentru RI: IRb6, IRb60 PENTEL etc. La prima vedere s-ar putea crede (indiferent de schema structural cinematica, arhitectura) ca MGT realizate pe baza lanturilor cinematice partial-deschise conduc la un comportament dinamic mai defavorabil al RI, avind in vedere jocurile din cuplele cinematice, frecarile suplimentare, elasticitatea si masa proprie a lantului cinematic inchis continut. In acelasi timp insa se obtin avantaje deosebite prin transferul actionarilor pe

Tabel 1.2

cuple cinem. :	structura MGT	modelul
TTT		<p>Arms-D (Nippon Electric) Pragma A 3000 (DEA) Sigma (Olivetti) RR4-2 (Toyoda) Cadratic (Sormel) Model Citroen 2 modele Sankio-Seiki</p>
RRR		<p>IR-100; IR-200 (KUKA) IRb6; IRb60 (ASEA) RI exp. (Fujitsu) RM 50 (Mitsubishi Elec) EPAAS (Philips) RA4-1; RA4-2 (Toyoda) RV 133P (Mitsubishi E.) GP.01 (Scemi) Puma (Unimation) Model Renault</p>
TRR		<p>SSR-H253; SSR-H414 (Suwa Seikosha) RC4-2 (Toyoda) RH-111; RH-211; RH-212; RH-121; 122, 221, 222, 223 (Mitsubishi-Denki) SERVATOR (AEG); IBM-7535 FAROT (Fujitsu) H II SCARA (Mathushita) 3 modele (Fuji Electr.) Flex Arm (Diesel Kiki) NACHI 400 (Cooperweld) TSR-701 (Toshiba) A 3020 (Hitachi)</p>
RTT		<p>A 0; A 1 (Fanuc) RC 136P (Mitsubishi E.)</p>
RR		<p>4C.06 (Slem) Type 1,2,3,4,5 (Pentel)</p>

elementul fix (efecte statice si dinamice superioare).

Un criteriu de apreciere si de alegere a schemei structural cinematice optime pentru o sarcina data este spatiul de lucru. Pentru a avea o flexibilitate ridicata se recomanda constructia modulara a MGT .La ora actuala RIM prezinta atat o structura modulara (SCEMI, MISTUBISHI DENKI etc.) cit si nemodulara.

Criteriile de calitate: rigiditate ridicata si inertie redusa sint strins legate intre ele. Realizarea constructiva a elementelor MGT impune alegerea materialelor astfel incit sa se respecte conditiile "usor" si "rigid" .Sint cercetate in acest sens pe langa materialele traditionale (otel, aluminiu) si materialele compozite: materiale plastice intarite cu fibre de sticla, materiale plastice intarite cu fibre de carbon, materiale plastice intarite cu fibre de aramid (cu proportia de fibre de pina la 60 % din volum). Proprietatile lor pozitive sint :

- rezistenta mare la tractiune in directia fibrei
 - valori mari de amortizare (de 4 ori in raport cu otelul, de 2 ori in raport cu aluminiul)
 - greutate mica (1/4 in raport cu otelul , 2/3 in raport cu aluminiul , 3/4 in raport cu aliajele de magneziu)
- fata de cele negative: probleme tehnologice la realizarea formelor mai complicate si puternic solicitate, reducerea rezistentei sub influenta temperaturii si umiditatii, reducerea comportarii la amortizare la un continut mare de fibre, cheltuieli de aprovizionare si pregatire mari.

Firma SONY (Japonia) a prezentat modelul SRX-2CH de tipul SCARA. Prin optimizarea constructiva a elementelor MGT si utilizarea unor aliaje de aluminiu s-a reusit reducerea masei cu 20 % fata de modelul firmei SANKE SEIKI obtinindu-se pentru punctul caracteristic viteze de 4.1 m/s /K2/. Firma HITACHI utilizeaza de asemenea in constructia RI profile rigide din aluminiu si studiaza posibilitatea utilizarii de materiale plastice .

Pentru realizarea unei structuri cu o frecventa proprie ridicata se indica folosirea materialelor cu modul de elasticitate E ridicat si densitate redusa , specificindu-se ca la acest criteriu se adauga altele: facilitati tehnologice de prelucrare si asamblare, pret de cost, rezistenta mecanica .

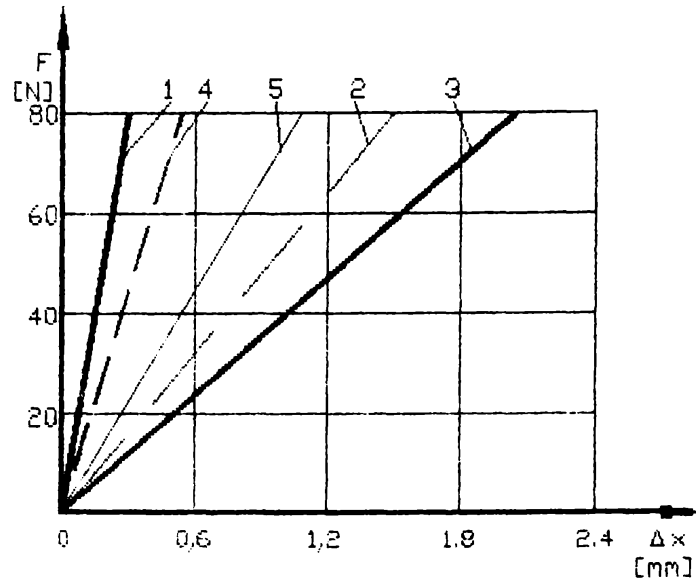
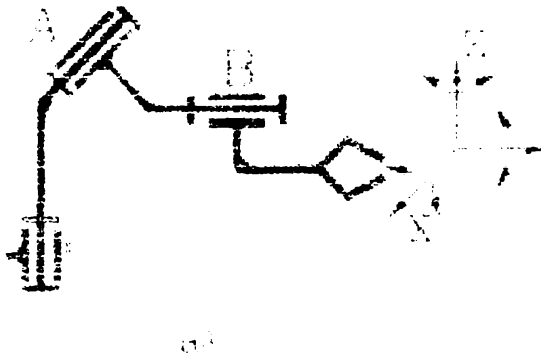
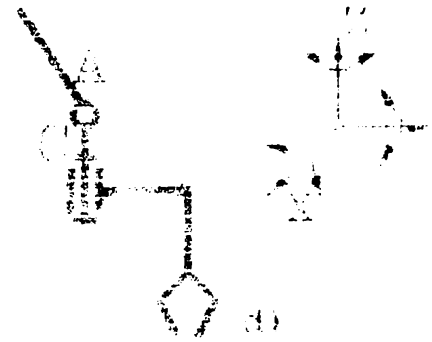


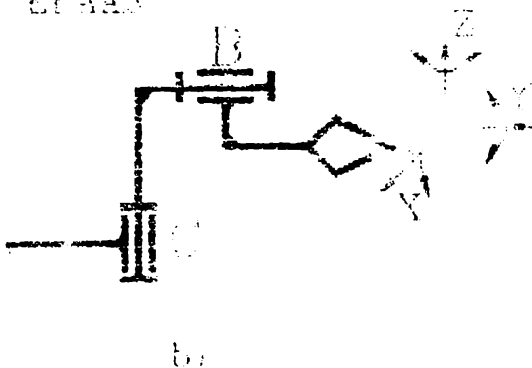
Fig. 1.13



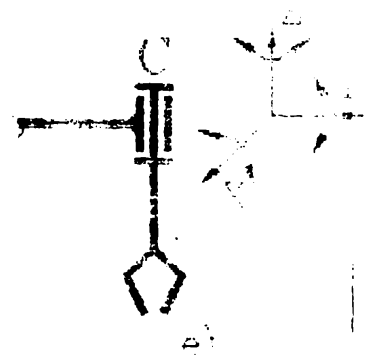
PLMA 250, 50, 750
 RM 501 RC 2-2
 RL 4 LPA 4
 BPAAN



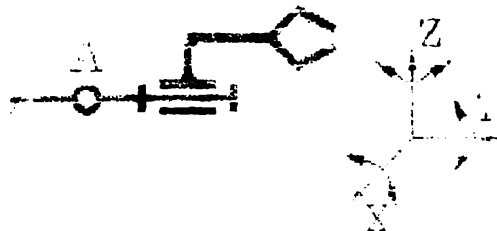
EMPER 1150



PLMA 250 50 750
 PL OL MICROARM



PLMA



MONTEC 0.RH(S variante)
 B SERVATOR
 BRx-2CHLA 3010 S

Fig. 1.14

Informatii privind determinari experimentale a rigiditatii RI pentru montaj se prezinta in /G1/. O exemplificare in acest sens este redata in fig.1.13 pentru un RI din seria IBM 7545 (1-rigiditatea dupa axa z ; $C_z = 340$ N/mm ; 2- $C_x = 46,5$ N/mm la z=100 mm ; 3- $C_x = 34$ N/mm la z=200 mm ; 4- $C_y = 202$ N/mm la z=100 mm ; 5- $C_y = 70,7$ N/mm la z=200 mm).

Precizia de repetabilitate ,o calitate comuna RI pentru montaj se incadreaza in general in clasele 1 si 2 (corespunzator domeniilor 0.01-0.05 mm si 0.05-0.1 mm)/I3/.Precizia de repetabilitate este influentata si de solutia constructiva adoptata la realizarea modulelor de translatie si rotatie.Solutiile adoptate au la baza,in general,ghidaje de precizie,rulmenti speciali,transmisii surub-piulita /D2/.

Mecanismul de orientare (MO) din cadrul DG al RIM cuprinde 1-3 rotatii.In fig.1.14 se prezinta scheme structural cinematice pentru MO utilizate la RI pentru montaj.

Cursele realizate in cuplele cinematice de rotatie sint in general sub 360° dar se intilnesc cazuri cu $\alpha = 578^\circ$ (PUMA 260) sau chiar $\alpha = 720^\circ$ (BOSCH-SR 450).Vitezele unghiulare pot ajunge pina la $650 \frac{^\circ}{s}$ (BOSCH-SR 450).

Din punct de vedere constructiv la realizarea modulului de orientare se utilizeaza angrenaje cilindrice si conice de precizie ridicata,transmisii prin curea dintata.Lagarele sint realizate pe baza de rulmenti speciali,de latime si greutate redusa.

RI pentru montaj si operatorii umani se aseamana foarte mult prin organul efector (dispozitivul de prehensiune (DP)) respectiv mina umana (MU).Una din dorintele majore este obtinerea unor DP care sa se apropie la maximum de MU.

Analiza comportarii MU intr-o activitate se poate face prin metoda sistemului de timp MTM .Semnificative din acest punct de vedere sint miscarile :

APUCARE	GRASP -G
POZITIONARE	POSITION -P

APUCARE -este o miscare folosita pentru a asigura controlul unui obiect .In tabelul 1.3 sint descrise 5 tipuri de miscari elementare din aceasta categorie .

POZITIONARE-este o miscare caracteristica operatiilor de montaj (insertie a pieselor cu diferite grade de simetrie).Se remarca trei clase de miscari (liber,intermediar,exact) functie de tipul

ajustajului.

Tabel 1.3

Notatie	Definitie MTM
G1A	Apuca- obiect mic, mediu, mare usor accesibil
G1B	Apuca- obiect foarte mic sau obiect ce se afla aproape de o suprafata plana
G1C1	Apuca-la un capat sau lateral un obiect aprox. cilindric $0 > 12.5$ mm
G1C2,3	Apuca-la un capat sau lateral un obiect aprox. cilindric $0 < 12.5$ mm

Funcțiile DP sînt prezentate în fig.1.15.

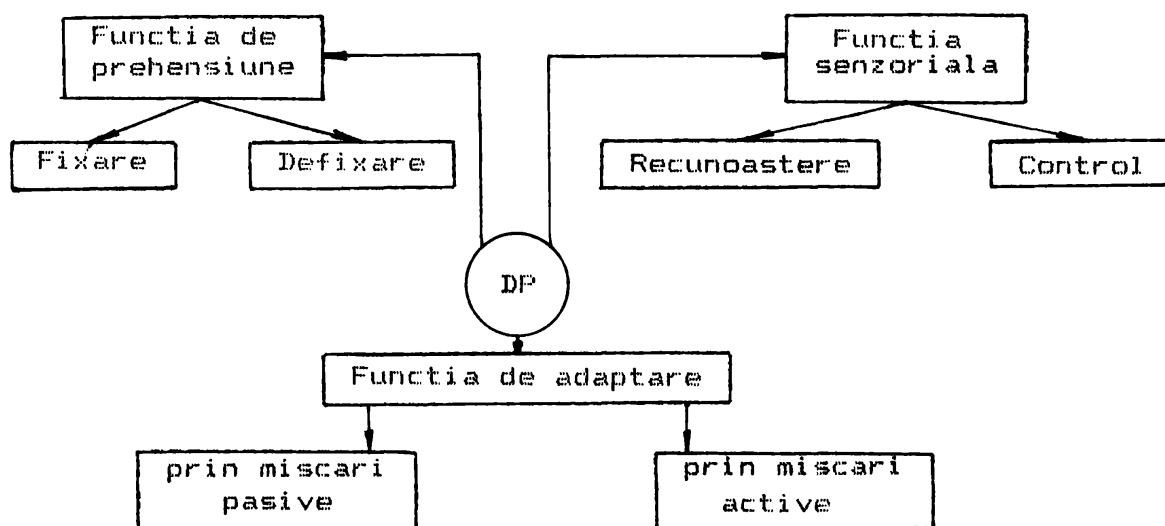


Fig.1.15

Analizînd comportarea DP prin metoda RTM, comparativ cu MU prin metoda MTM, se poate stabili o echivalență pentru mișcarea "GRASP-G" (cu excepția G2). Suplimentar metodei MTM, metoda RTM ia în considerare posibilitatea măsurării forței de prehensiune, a dimensiunilor pieselor. Mișcarea "POSITION-P" pentru DP are de asemenea echivalență în comparație cu MU cu condiția existenței în structura DP a elementelor ce asigură funcția de adaptare.

Efectorul este cel care trebuie să corespundă la variabilitatea pieselor și a proceselor tehnologice. În cadrul efectorului se includ pe lângă DP și scule (dispozitive specializate destinate unor operații tehnologice) /C3/. În fig.1.16 se prezintă schema structurală a DP (considerat ca sistem) împreună cu subsistemele sale.

Flexibilitatea efectorului este asigurată prin utilizarea uneia din metodele:

-prin schimbarea succesivă a efectorului (predarea și preluarea

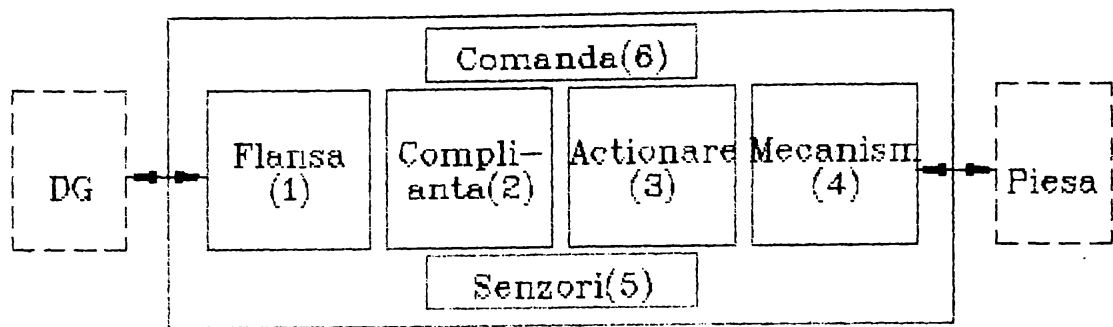


Fig. 1.16

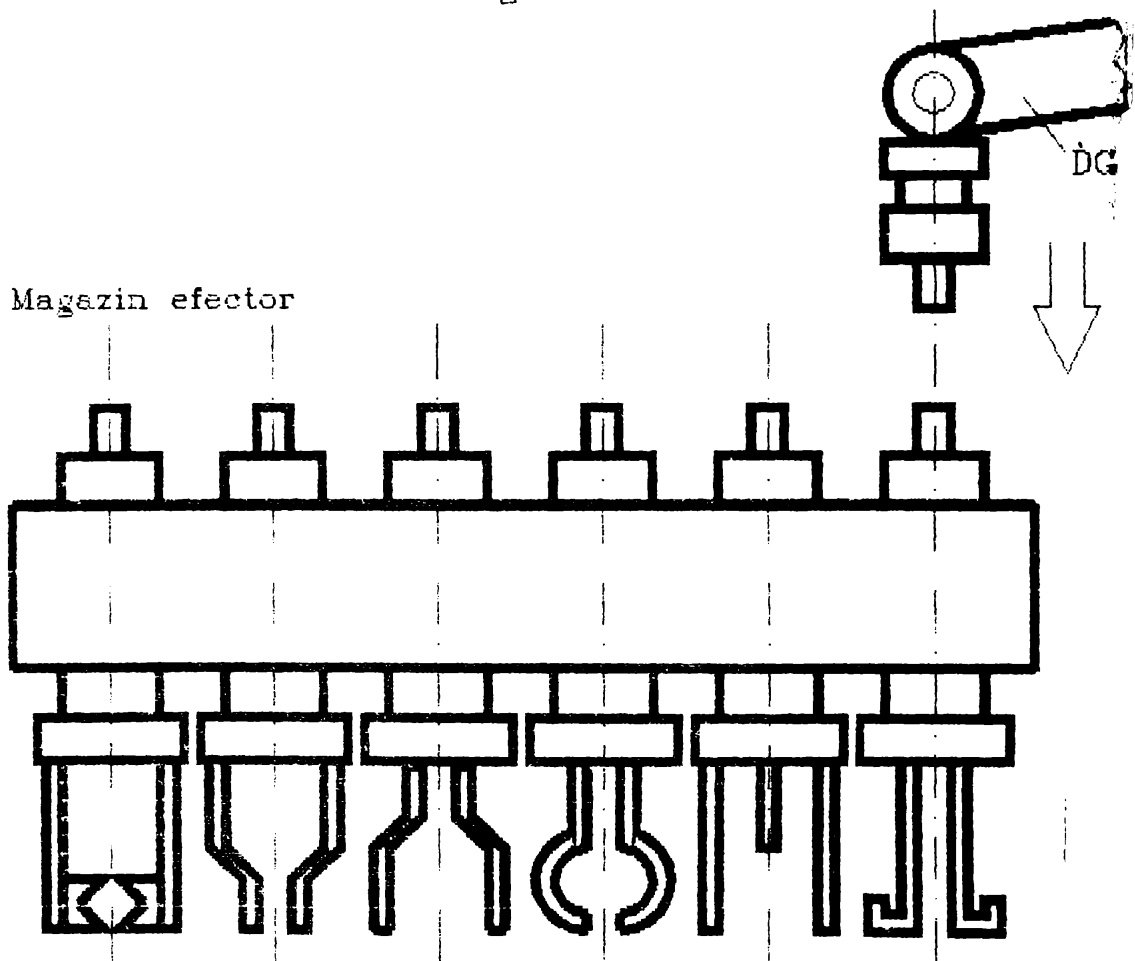


Fig. 1.17

acestui dintr-un magazin de scule) (fig.1.17)

-prin utilizarea unui "cap tip revolver" .

Majoritatea firmelor utilizeaza in general prima varianta.A doua metoda este utilizata de firmele ASEA,MANTEC,GMF,SEIKO, UNIMATION,WESTINGHOUSE.

Prima solutie este recomandabila pentru RI cu sarcina mica (prezentind si avantajul gabaritului mic) dar prezinta dezavantajul unor timpi neoperativi necesari schimbului de DP (deplasare in zona magazinului,predarea si preluarea noului efector , deplasarea in zona operativa).A doua metoda este recomandata pentru RI de sarcina ridicata .

Utilizarea primei metode implica folosirea unei flanse (subsistemul 1 din fig.1.16) care sa permita schimbarea automata in conditiile :asigurarea automata a fortei de fixare /deblo- care,recunoasterea pozitiei fata de DG,posibilitatea asigurarii cu energie a actionarii DP ,posibilitatea asigurarii transferu- lui de infomatii de la/spre sistemul de comanda,spre/de la sen- zorii si traductoarele dispuse pe "degetele" si in bacurile DP /D2/.

Realizarea functiei de adaptare este asigurata:prin mis- cari pasive utilizind mecanisme cu cuple cinematice elastice (complianta-subsistemul 2 din fig.1.17) prin miscari active utilizind senzori de forta-moment sau mixt (pasiv si activ).

Functia de prehensare este realizata pe baza unor meca- nisme (cu bare,pneumatice,electromecanice) care antreneaza "dege- tele" asigurind solidizarea pieselor cu bacurile.Majoritatea mecanismelor sint mecanice avind o miscare paralela a bacurilor.

Unii RI dispun de module de positionare locala, montate intre DG si efector.Aceste module (in general de translatie) permit micromiscari in faza de montaj.

In vederea unui comportament dinamic superior, SM al RI este echilibrat.Aceasta echilibrare se poate realiza: pe cale pneumatica (de ex.IR 601-fig.1.18a),pe baza unor contragreutati (de ex.ASEA-fig.1.18b) sau pe baza unor arcuri elicoidale /D2/.

Schema structurala a unui sistem de actionare (SA) este prezentata in fig.1.19.S-a presupus folosirea pentru actionarea robotului industrial a unui motor electric rotativ,utilizarea motoarelor electrice liniare fiind redusa (RI-model A al firmei NEC-Japonia utilizeaza un motor liniar de c.c.).

Semnificativ pentru SA este folosirea aproape in exclusi-

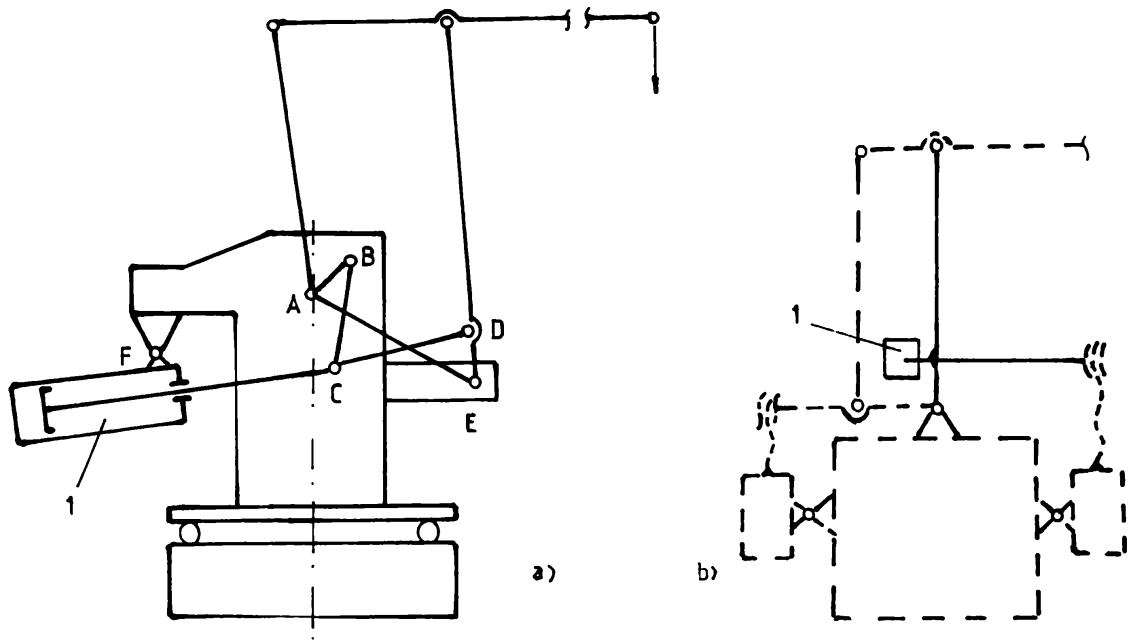


Fig.118

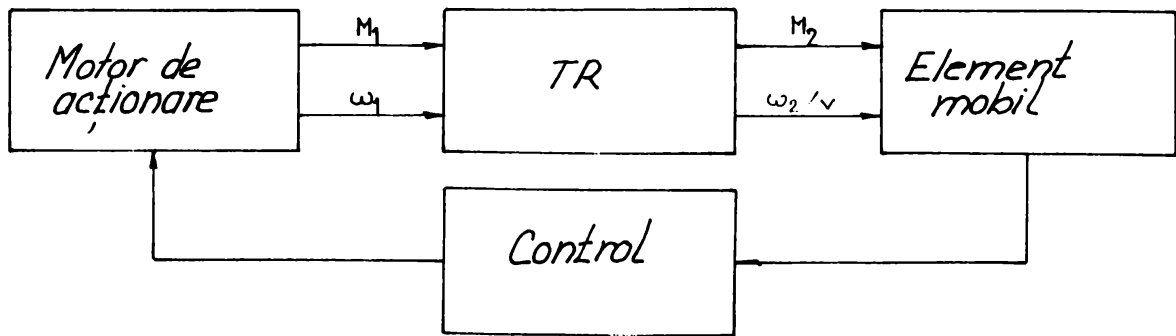


Fig.119.

vitatie a actionarii electrice (exceptie face in general actionarea DP si a unor scule/dispozitive specializate).Acest lucru se explica prin multiplele avantaje oferite de actionarea electrica: simplitatea racordarii motoarelor electrice la reseaua de distributie a energiei ,costul redus al instalatiei ,modalitatile simple de reglare a miscarii ,compatibilitatea acestui tip de actionare cu sistemul de comanda .

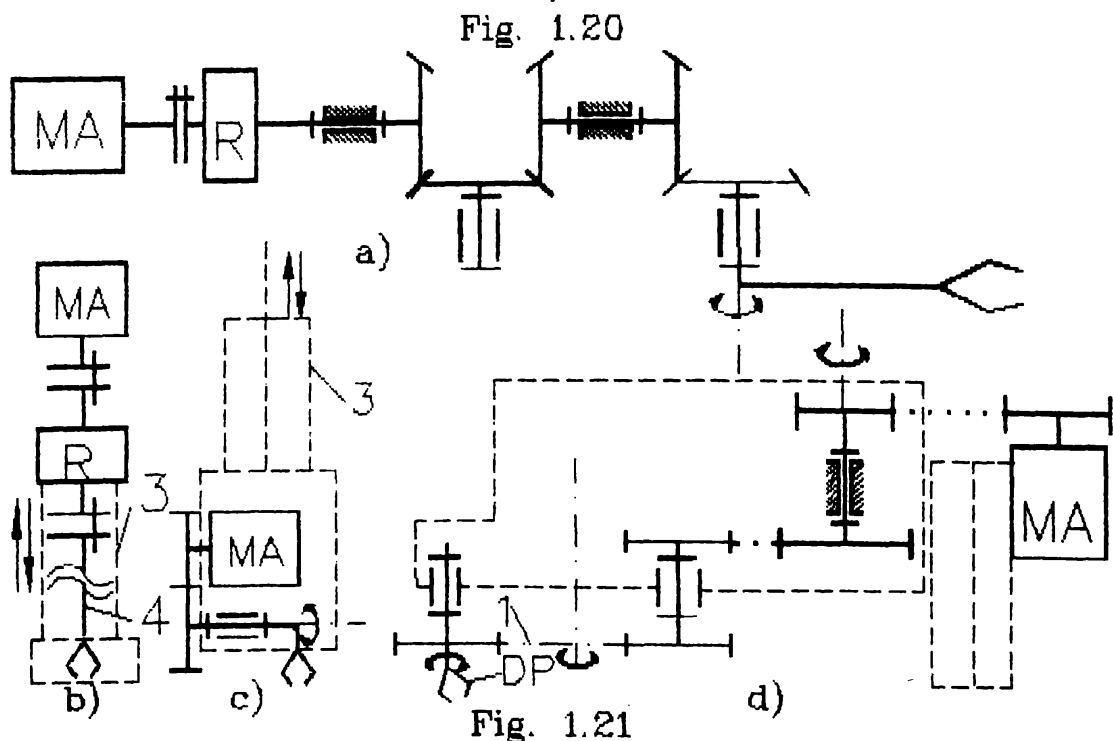
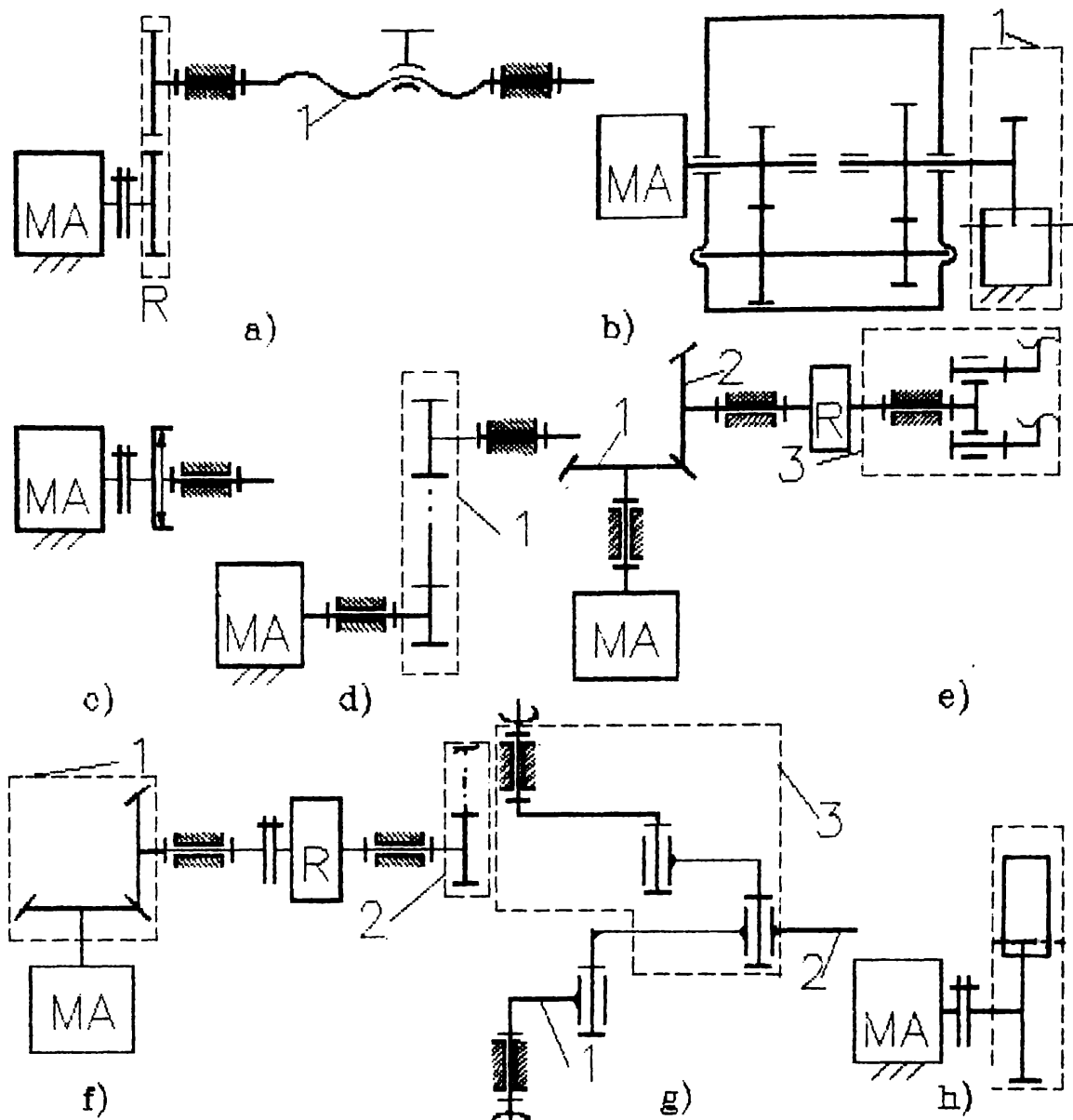
Un studiu vizind tipurile de motoare electrice utilizate in SA a scos in evidenta folosirea servomotoarelor de c.c. cu magneti permanenti cu rotor cilindric (firmele japoneze,ASEA, DEA-PRAGMA ,MANTEC ,UNIMATE etc.),a motoarelor cu intrefier axial (KUKA,BOSCH) sau a motoarelor pas cu pas (OLIVETTI,ROBITRON SANKYO SEIKI).Se observa o utilizare masiva a servomotoarelor de c.c.cu rotor cilindric fata de cele pas cu pas si intrefier axial.O explicatie a acestui lucru ar fi comportarea dinamica mai putin eficienta a m.p.p.(acceleratii mai reduse , frecventa de lucru limitata inferior si superior) iar pentru motoarele cu intrefier axial constanta de timp termica redusa (de ordinul minutelor fata de celelalte modele unde constanta este de ordinul a 20-30 min.)si greutate mai ridicata in comparatie cu servomotoarele cu rotor cilindric.Se considera ca motorul sincron cu magneti permanenti va avea in viitor un cuvint de spus in acest domeniu .

In fig.1.20 se prezinta modalitati de realizare a transmisiei mecanice (TR) pentru MGT,iar in fig.1.21 a TR pentru MO. Din analiza efectuata asupra solutiilor constructive de realizare a acestor transmisii se remarca:-tendinta de utilizare a reductoarelor armonice pentru cuplele cinematice de rotatie. -tendinta de a amplasa motoarele de actionare a MO cit mai aproape de elementul fix.

RI de montaj activeaza intr-un mediu dat conlucriind cu un alt RI sau instalatie periferica (transportor cu banda,alimentator etc.)

SC este necesar sa receptioneze ,sa prelucreze in timp real informatiile transmise de subsistemul informational (informatiile de la traductoarele de pozitie a RIM,a echipamentelor periferice,informatiile de la senzorii video,informatiile de la senzorii tactili incorporati in dispozitivul de prehensiune a RIM,informatiile de la senzorul de forta-moment etc.) si sa transmita comenzi sistemului de actionare a cuplelor cinematice

576 241
263 F



conducătoare a RI în vederea realizării mișcărilor și operațiilor prescrise .

Schema structurală a unui SC pentru un RIM este aratăta în fig.1.22/R2/.

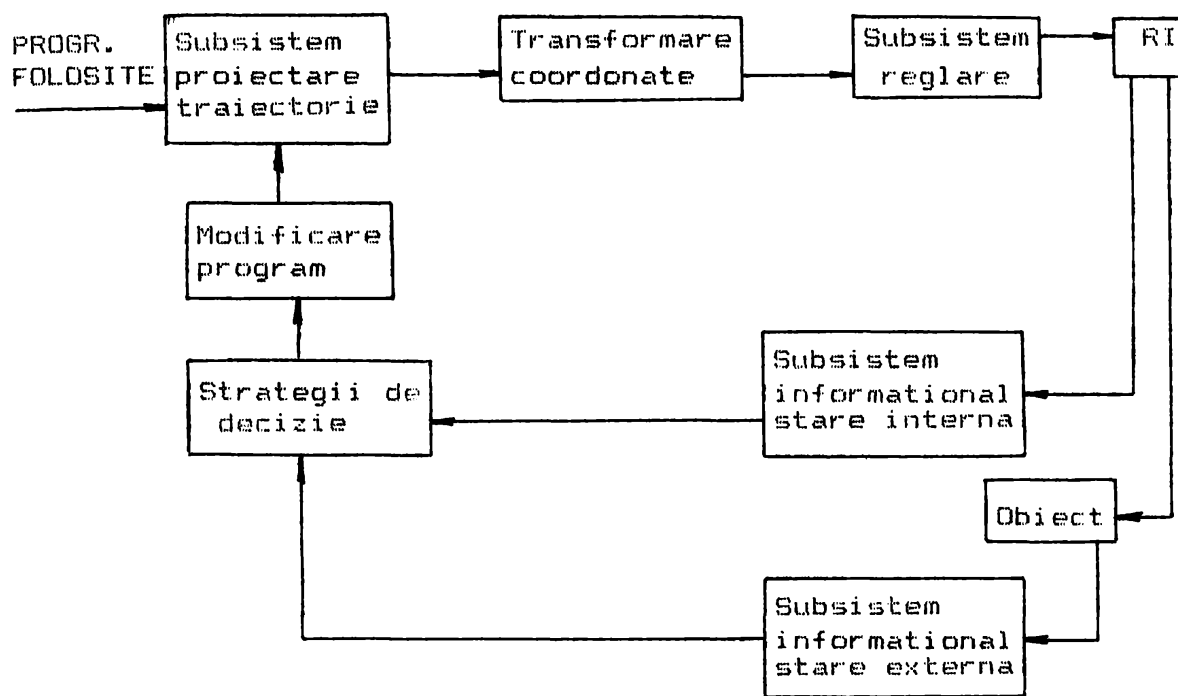


Fig1.22

Software-ul pentru transformarea de coordonate cuprinde pachete program de transformarea coordonatelor RI,efector, piese în sistemul absolut.

Software-ul pentru generarea traiectoriei de deplasare permite deplasarea efectorului pe baza comenzilor de la calculator .Traiectoria poate fi realizata în general în doua moduri :PTP (point-to-point)sau CP (continuous path).Se poate afirma ca pentru un RIM cu un spatiu de lucru paralelipipedic sau cilindric este suficienta planificarea traiectoriei PTP,în timp ce pentru RI cu spatiu de lucru sferic este necesara CP /WS/. În tabelul 1.4 se prezinta posibilitati de realizare a traiectoriei de lucru a unor RI pentru montaj.

Software-ul pentru achizitia de date de nivel inferior realizeaza legatura practic cu oricare senzor sau este orientat pe subsisteme de senzori .

Software-ul pentru prelucrarea semnalelor permite prelucrarea semnalelor senzorialor.Informatiile primite se pot utiliza în mod direct (de la senzorii tactili,video,forta etc.)

Adaptarea evolutiei lantului cinematic al RIM potrivit cu conditiile impuse-pozitie,viteza,acceleratie(luind în considera-

Tabel 1.4

Comanda	Tipul RI (Firma)
PTP	HHMODULE (BOSCH); A3000 (DEA FRAGMA); A0, A1, S3 (FANUC); AR-H300 (HIRATA); 7535, 7540, RS1 (IBM); ROBIMAT (INTERMODER); MR01, MR02 (MICROBD); ALPHAB00 (MKR); SERIE3 (D-LIVETTI); 4C.06, 6P.01 (SCEMI); MHS (SIEMENS); HR26, 63 (PENTEL); RMS01 (MITSUBISHI)
PTP/CP	AID600 (AUTOMATIX); PT200-H, IT300-H (DAINICHI); H1, H2 (MATSUSHITA); SERVATOR02 (FWM); PUMA260, 550, 760 (UNIMATION); SKILAM (SANKYO); RA4-1, RA4-2 (TOYODA)
CP	A3020 (HITACHI); MDR03000-4 (MESSMA-KEL)

re factorii perturbatori) - se realizeaza de subsistemul de reglare. Dintre algoritmele de comanda cele mai raspindite probabil la ora actuala este controlul hibrid /M3/, /S8/. Principial acesta consta in controlul unor grade de mobilitate (axe) a RIM in "forta" iar restul in "pozitie". De exemplu pentru o sarcina de insertie executata de un RI cartezian axa de insertie va fi comandata in "pozitie" si restul axelor in "forta". Aceasta metoda are avantajul de a fi usor de realizat. In acelasi timp insa aceasta metoda poate crea probleme de instabilitate a miscarii.

In controlul adaptiv se grupeaza toate metodele care se bazeaza pe calculul unei traiectorii complete incepind cu informatiile despre forte. Aceste metode sint mai greu de realizat dar au avantajul unei aplicari generale.

O metoda promitatoare este cea bazata pe suprafetele "C". A fost introdusa pentru inceput de Lozano-Perez de la MIT (SUA). Se intelege prin suprafata "C" acea suprafata din spatiul configuratiilor definita, pe baza unei analize pur geometrice a sarcinii de efectuat, prin valorile limita pe care le poate ocupa punctul caracteristic al RI in spatiul configuratiilor /M10/.

Pentru executarea automata a operatiilor de montaj care necesita coordonarea strinsa intre un mare numar de senzori si traductoare, cu numeroase variante posibile, este necesar sa se recurga la sisteme mai avansate de programare prin utilizarea de elemente de inteligenta artificiala. Acest lucru este evidentiat in schema structurala (fig. 1.22) prin blocurile - strategii de decizie, modificari program - prin care se asigura: compararea imaginilor "reale" a mediului tehnologic cu cea "ideala", se formuleaza un plan de actiune (strategie) pe baza scopului

urmarit pe baza instructiunilor, se modifica programul in functie de informatiile primite despre starea mediului tehnologic /W6/.

Evolutia RIM este asigurata de introducerea in SC in prealabil a unui program. Se disting in acest context :

-introducerea manuala prin tastatura unui terminal de calculator (PUMA, SIGMA, MATSUSHITA, F.W.M., MITSUBISHI DENKI, BOSCH) (in general RI programati prin limbaje)

-introducerea automata utilizind suportii de program (metoda este optionala)

-introducerea prin invatare (teach-in) prin intermediul unui dispozitiv cu tastatura speciala (AUTOMATIX, DAINICHI, DEA PRAGMA, FANUC, HIRATA, HITACHI, IBM, INTERMODER, MESSMA-KEL, MICROBU, MITSUBISHI ELECTRIC, MKR, SCEMI etc.). O mare parte din aceste firme au prevazut si posibilitatea utilizarii limbajelor de programare, programarea facindu-se in procesul de invatare (AUTOMATIX, DEA, FANUC, MATSUSHITA, MITSUBISHI ELECTRIC, SCEMI etc.)

Dispozitivele de memorare sint pe baza de miezuri de ferita (RAM) si cu semiconductori (EPROM). In general se utilizeaza ambele solutii .

In functie de cantitatea de informatii ce urmeaza a se memora se utilizeaza suplimentar benzi magnetice (ASEA, KUKA, DEA) sau dispozitive de tip "floppy-disc" (PUMA, DEA, SCEMI, HITACHI, MITSUBISHI DENKI etc.).

Solutiile concrete adoptate pentru dotarea SC cu echipamente de calcul pot fi incadrate in 3 categorii principale /D1/ :

-utilizarea unui minicalculator universal selectat conform cerintelor aplicatiei

-proiectarea unui sistem propriu de calcul pe baza unor microprocesoare

-combinatie a solutiilor de mai sus in cadrul unor sisteme ierarhizate.

Adoptarea ultimei variante ,asigura SC capacitatea de adaptare la fiecare regim de functionare a RIM. Doua structuri se pot aminti in acest sens pentru RI A 3000 (DEA PRAGMA) si sistemul flexibil de asamblare LAAS (FRANTA). SCEMI pentru RI 4C.06 utilizeaza un minicalculator pentru prelucrarea informatiilor logice si analogice ale senzoriilor iar un microprocesor pentru controlul pozitiei si a vitezei . Tot SCEMI utilizeaza pentru 6P.01 un microprocesor pentru controlul pozitiei si a vitezei si o unitate centrala LSI 11/23 (96Ko) pentru prelucrarea infor-

matiilor senzorialor (proximitate ,forta-moment,video etc.)/D2/.

Limbajele de programare de nivel inalt constituie o etapa decisiva in evolutia roboticii deoarece :simplifica programarea operatiilor (operatiile sint descrise sumar fara a intra in detalii);se pot obtine programe pentru operatii complexe (asamblari a unor piese ,coordonarea mai multor roboti);permit dotarea RI cu noi "insusiri" (recunoasterea mediului ,rezolvarea incidentelor in timp real).Se poate concluziona astfel ca montajul a constituit decisiv la aparitia acestora .

Limbajele de programare de inalt nivel au inceput sa apara in robotica incepind cu anul 1973 in SUA.Aceste limbaje utilizeaza in general o sintaxa apropiata celei limbajelor clasice (BASIC ,ALGOL ,APL,PASCAL ...).Specific acestor limbaje este prezenta unor instructiuni din robotica:instructiuni de actiune (deplaseaza,deschide ...),instructiuni de interactiune cu mediul (priveste ,masoara ,detecteaza ,...).

In /C6/ se precizeaza ca limbajele trebuie sa indeplineasca (asigure) o serie de cerinte impuse de operatiile de montaj :

A-de baza

- 1.miscarea pe o dreapta intr-o directie
- 2.comanda DP
- 3.raspuns la semnalele exterioare
- 4.formarea semnalelor de iesire

B-dorite

- 5.miscare pe o dreapta in orice directie
- 6.servocomanda DP
- 7.sensibilitate tactila
- 8.comanda in viteza
- 9.redactare usoara a programelor
- 10.posibilitati de calcul
- 11.posibilitatea relansarii programelor
- 12.luarea de decizii
- 13.posibilitatea invatarii directe

C-suplimentare

- 14.comanda prin acceleratie
- 15.vedere artificiala
- 16.asigurarea programului
- 17.comanda in timp a indeplinirii operatiei
- 18.posibilitatea utilizarii metodelor SAPR
- 19.listarea programului

20. diagnosticare

Se prezinta comparativ limbajele utilizate in programarea RIM : IBM-RS2(AML) , UNIMATE-PUMA (VAL) , IBM-7535 (AMLE) , REMEK PAM, CINCINATTI MILACRON T - 726 , ASEA-IRb6 (tabelul 1.5). Miscarile de asamblare se realizeaza ca o succesiune a unor operatii initiale (tabelul 1.6).

Tabelul 1.5

functia	AML	AMLE	VAL	PAM	T -726	IRb-6
1	*	*	*	*	*	*
2	*	*	*	*	*	*
3	*	*	*	*	*	*
4	*	*	*	*	*	*
5	*				*	*
6	*		*			
7	*					
8	*	*	*	*	*	*
9	*	*	*	*	*	*
10	*	*	*		*	
11	*	*	*			
12	*	*	*	*	*	*
13	*	*	*	*	*	*
14	*					
15	*		*			
16	*		*			
17	*					
18	*		*			
19	*	*	*			
20	*	*	*		*	

Nivelul de descriere a unei sarcini de indeplinit constituie un criteriu de comparare si clasificare a limbajelor . Se propun trei nivele de clasificare al patrulea nivel ne reprezentind un in-

Tabel 1.6

Pasul	Miscarea
1	deplasarea DP in vecinatatea piesei
2	deplasarea rectilinie a DP in pozitia de prehensare
3	inchiderea bacurilor (prehensarea)
4	retragerea liniara din pozitia de prehensare
5	deplasarea piesei in locul dorit
6	deplasarea liniara pentru montajul piesei
7	deschiderea bacurilor
8	retragerea liniara a DP

teres deosebit /D1/:

-nivel manipulare:sarcina este descrisa in termeni de deplasare si operatii ale efectorului RI (DP,instrumente)

-nivel obiect : sarcina este descrisa in termeni ai operatiilor asupra obiectelor ce compun mediul in care evolueaza RIM

-nivel obiectiv:sarcinile nu sint practic descrise indicindu-se doar obiectivul de atins .

Folosirea RI cu comenzi adaptive pe baza de sisteme informationale dezvoltate reduce mult din cheltuielile suplimentare de organizare speciala a mediului de lucru al RI.

Se prevede ca pina in 1995 vinzarile de elemente senzoriale pentru RI sa se dezvolte anual cu cca 15-20 %.Dupa parerea specialistilor americani in 1995 cca.60 % din RI vor folosi traduc-toare simple cu semnal numeric,25 % vor avea senzori vizuali,25 % senzori tactili si senzori de forte-momente /02/.

Elementele senzoriale au drept scop de a transforma semnalele receptionate privind proprietatile mediului tehnologic (geometrice,electrice,mecanice,optice,acustice,magnetice etc.) in informatii folositoare pentru indeplinirea functiei prescrise RI.

In fig.1.23 se prezinta o sinteza a traductoarelor ce intra in dotarea unor RI pentru montaj.

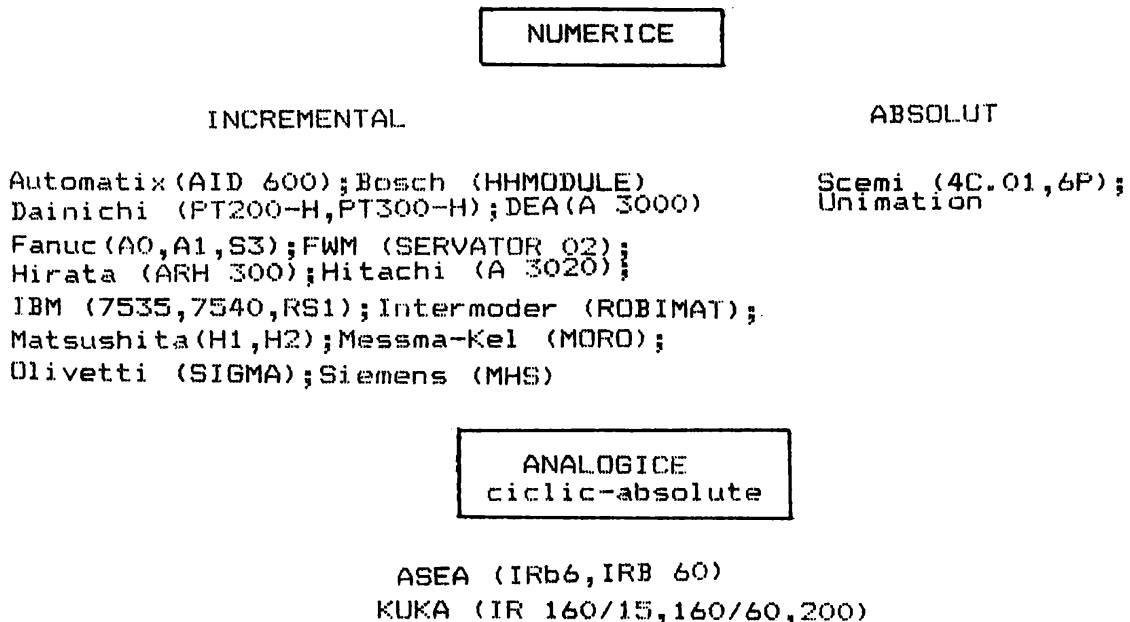


Fig.1.23

O clasificare a diferitelor clase de senzori prin prisma importantei in montaj este prezentata in tabelul 1.7

Tabel 1.7

Senzor contact	Senzor F-M monocomp.	Senzor F-M multicomp.	Senzor prez.	Senzor vizual	Senzor video
5	4	3	6	1	2

*** Obs-1=clasa cea mai importanta

Tabel 1.8

Senzor	RI	Aplicatia
vizual (IBM) acustic	Durr	-determina pozitia si orientarea blocului de cilindrii -determina prezenta cilindrilor pe palete
vizual (CT3)	IRb	-determina pozitia pieselor -determina distanta pina la piesa -determina pozitia planului orientat al alezajului
video	Scara	-determina orientarea rotorului
vizual	AT & T	-determina pozitia elementelor electronice
vizual tactili deplasare	Westinghouse	-coincidenta insertiei pinilor cu alezajele -confirmarea prehensarii -masurarea distantei intre contacte
vizual (HV/R-I)	Hitachi	-determina pozitia placii imprimate -determina pozitia piesei in DP
optomo.II proximitate	A 12	-determina pozitia alezajelor in care se monteaza terminalele pieselor electronice -determina pozitia DP in procesul de montaj
tactil proximitate vizual	Adeptone	-determina forta de prehensare -determina pozitia pieselor de asamblat
optic prox.fluidic optomecanic	T3-Cincinnati	-determina prezenta alezajelor -determina corectitudinea si exactitatea pozitiei pieselor montate
vizual	RH,RL	-determina pozitia si orientarea pieselor
optic inductivi vizual	A3020	-controlul montajului -identificarea pieselor dupa contur si orientarea lor in plan
vizual	Motoman	-recunoasterea pieselor
forta-mom. prox.optic	Mitsubishi E.	-fortele la prehensare si in timpul asamblarii -determina pozitia pieselor
tactil(piezo) prox.optic	RI(Philips)	-determina forta de prehensare -sesizeaza prezenta pieselor in zona de montaj

In tabelul 1.8 se prezinta o sinteza a citorva tipuri de

senzori utilizati in diferite aplicatii industriale de montaj/D2/
Perfectionarea continua a dispozitivelor de comanda ale RI
de montaj, dezvoltarea mijloacelor si algoritmilor de programare
vor contribui la cresterea folosirii unor dispozitive senzoriale
mai complexe.

1.3. MEDIUL TEHNOLOGIC IN MONTAJUL ROBOTIZAT SI VARIABILITATEA ACESTUIA

RI are un comportament interactiv cu elementele construc-
tive, cu IP si va actiona intr-un spatiu dat caracterizat prin
anumiti parametri (temperatura, vibratii, vizibilitate). Totalita-
tea sistemelor fizice si informationale cu care RI va intra in
contact definesc mediul tehnologic (periferic) al RI /K1/.

Mediul tehnologic se prezinta ca un mediu dinamic in care
diferitele componente isi schimba dimensiunile, pozitia, caracte-
risticile intr-un mod variat .

Analizat din punctul de vedere al variabilitatii se pot
distinge pentru mediul tehnologic urmatoarele clase de variabili-
tate /K1/:

- variabilitatea pozitionala
- variabilitatea de forma si dimensionala
- variabilitatea de timp
- variabilitatea operationala
- variabilitatea generala de mediu

Variabilitatea pozitionala se poate referi la elementele
constructive ,IP si dispozitive (DP sau de lucru)sub aspectele
de pozitie si orientare.

Dispozitivele de alimentare-orientare trebuie sa aiba
urmatoarele caracteristici: constructie relativ simpla, siguranta
in functionare ,reglaje simple pentru formele si dimensiunile
diferite ale pieselor, usurinta la incarcare, suprapunerea cicluri-
lor de lucru cu cel al RI in scopul scaderii ciclului de asam-
blare .

Rezerva pieselor in montajul robotizat se realizeaza in
depozite in una din trei posibilitati /S1/: magazin ,acumulator
sau bancare. Din punctul de vedere al fiabilitatii cea mai
indicata solutie este cea a bancarelor .Privitor la acestea cele

mai mari perspective le prezinta buncarele vibratoare .Evacuarea de la alimentator spre un echipament de transport se face prin una din posibilitatile:gravitational,semigravitational si fortat. Pieseile sosesc astfel cu o orientare bine stabilita si precis positionate.

Manipularea pieselor din zona de alimentare spre posturile de montaj robotizate se poate face fie utilizind RI (din prima generatie) fie conveioare sau robocar (RC).Prima varianta se utilizeaza in general in celule de montaj sau pentru incarcarea conveioarelor .Pozitia si orientarea pieselor este precis definita ,erorile fiind cele ale RI .In ultimul timp s-au dezvoltat liniile de conveioare,doua tipuri facindu-se remarcate : conveiorul de distributie si cel de lucru /S1/.

Conveiorul de distributie se utilizeaza la asamblarea cu piese sub 15 kg.,asamblarea facindu-se in posturi specializate (ridicarea se face in general cu RI).In general aceste conveioare sint echipate cu palete transportoare (usoare,din aluminiu) in care piesele au pozitie si orientare bine definita.Acest lucru reduce din flexibilitate dar asigura o fiabilitate ridicata .Utilizarea unui transportor cu banda pe care piesele ocupa pozitii oarecare necesita utilizarea senzorilor si traductoarelor pentru determinarea prezentei piesei,pozitiei si orientarii acesteia . Conveioarele de lucru se utilizeaza intr-o linie de flux cu un singur produs sau in linii cu mai multe produse care nu se ridica de pe dispozitivul de transport.In acest caz este necesara o sincronizare intre conveior si RI (ca precizie de positionare si suprapunerea ciclurilor).Varianta de manipulare cu RC a aparut recent.RC sint conduse automat de-a lungul unui traseu.RC poarta dispozitive de tip paleta pentru asezarea pieselor sau subansamblurilor.Metoda ofera flexibilitate maxima pentru transferul interoperational dar se recomanda pentru linii de flux lungi si piese grele .

Variabilitatea de forma,dimensiune si masa este specifica operatiilor de montaj avind in vedere ca piesele ce intervin pe parcursul operatiilor sint diferite ca forme,mase,dimensiuni si rigiditati.Variabilitatea acestor parametrii are implicatii majore in conceptia DP,a echipamentelor periferice ,a sistemului informational,in stabilirea unor conditii extreme pentru fortele de prehensare .

O analiza a variabilitatii pieselor in industria cons-

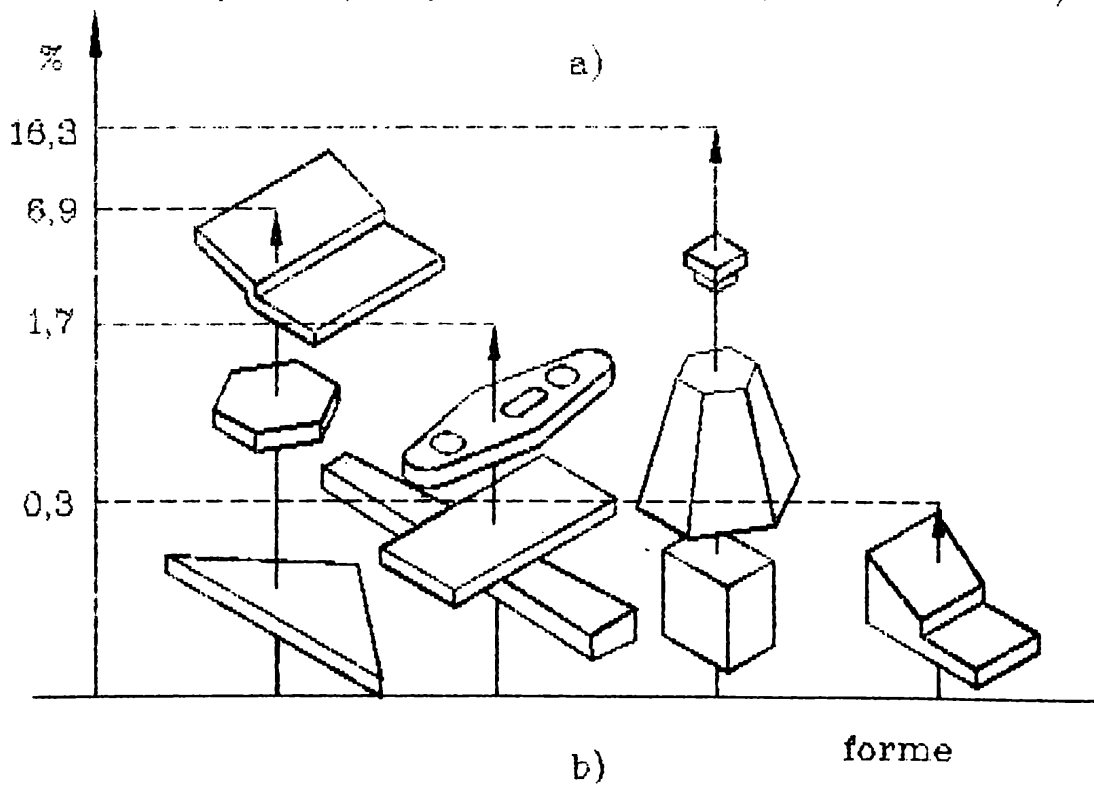
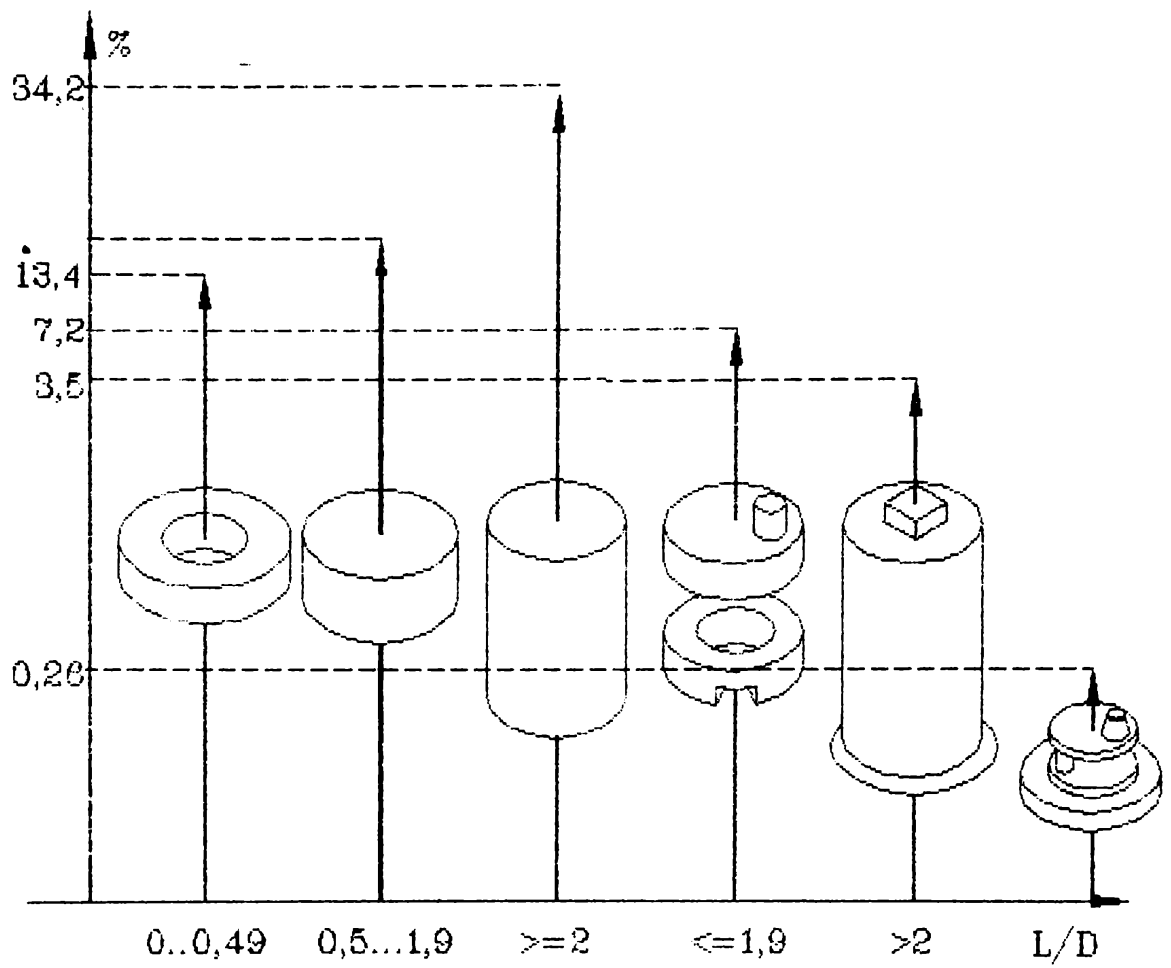


Fig. 1.24

tractoare de masini (3008 piese din 21727 procese tehnologice) /F1/a scos in evidenta ca 66 % din piese sint corpuri de rotatie. Distributia frecventei este aratata in fig.1.24.

Se evidentiata faptul ca 49.7 % din piese sint masive , 17 % sint piese masive cu abateri de la forma geometrica,16 % sint piese cave cu pereti grosi,12 % sint piese inchise cu pereti subtiri si 4 % deschise cu pereti subtiri .Se remarca din analiza efectuta ca peste 70 % din piese au masa pina la 0.5 kg /F1/.

Un numar mare de piese sint elastice ,deformabile ceea ce implica atentie in prehensarea lor si in procesul de asamblare . In tabelul 1.9 se prezinta o repartitie a componentelor deforma- bile in productia industrială /W10/.

Tabelul 1.9

piese de fixare		31.4 %
-inele si saibe elastice	7 %	
-bratară pt.tevi,conducte	12 %	
-cleme	5.9 %	
-colier	4.7 %	
-bratară pt.cabluri	1.6 %	
etansari		23.9 %
-garnituri	17 %	
-inele,inele "O"	6.5 %	
-altele	0.5 %	
amortizori		15.0 %
arcuri		9.8 %
-elicoidale	7.2 %	
-in foi	1.3 %	
-altele	0.9 %	
conectori electrici,fise		9.2 %
conducte		8.6 %
subansamble si alte piese		2.5 %
		100.0 %

Nomenclatura pieselor din constructia de aparate, elec- tronica,electrotehnica este foarte vasta cuprinzind atat piese de configuratie simpla cit si piese de forme complexa rigide sau elastice.Se intilnesc astfel condensatoare,rezistore,minitrans- formatoare caracterizate de forme simple si suficient de rigide cit si forme nestandardizate (de exemplu placile cu circuite imprimate).

Piese din ultima categorie se incadreaza ca si mase in

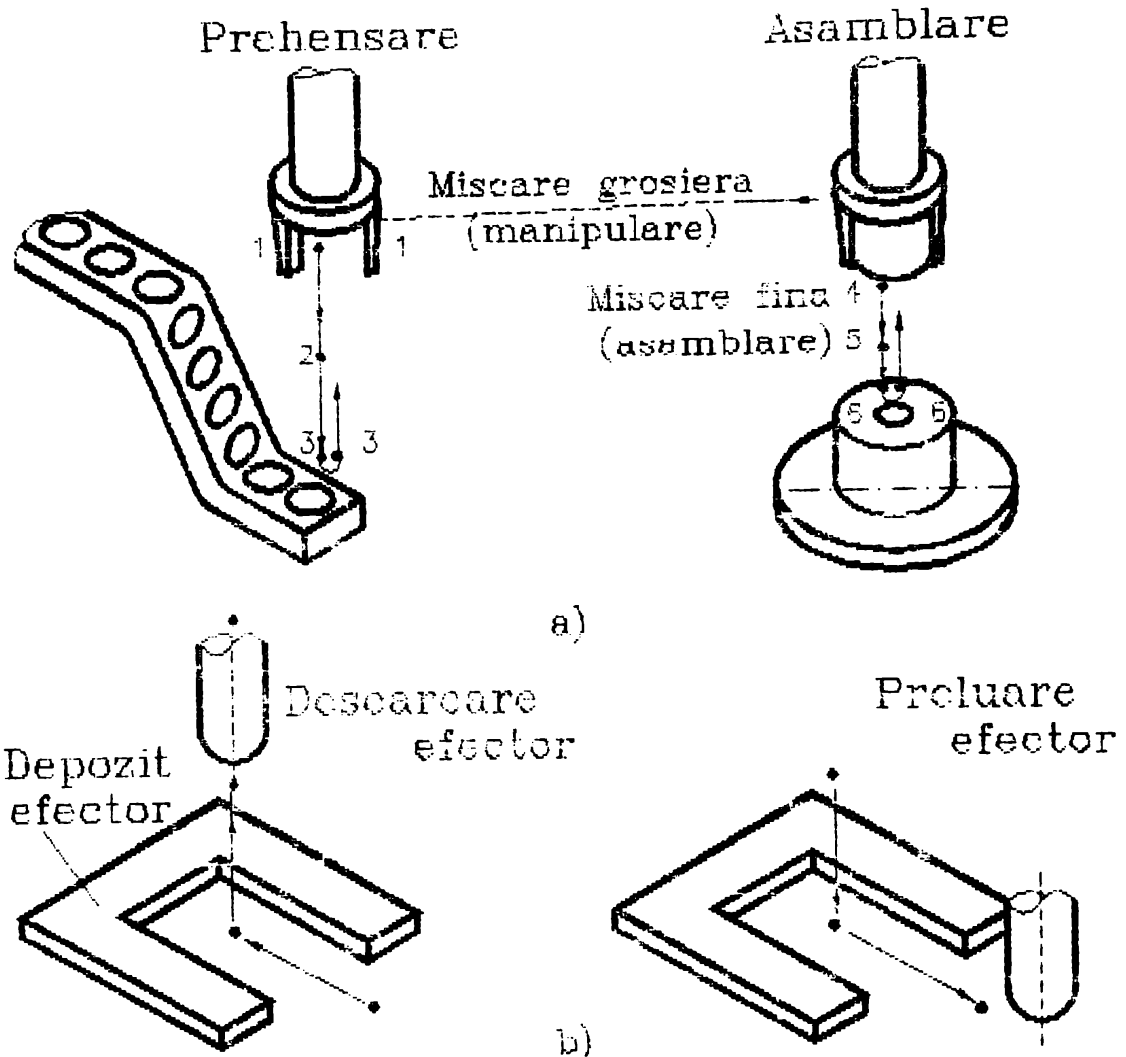


Fig. 1.25

categoria pieselor miniaturale ,cu dimensiuni pina la ordinul (1.5*1.5*0.3)mm (cristalele semiconductoare).Acele dimensiuni reduse precum si existenta terminalelor flexibile la unele piese ridica probleme deosebite in prehensarea si montajul lor .

Varibilitatea de timp in montaj cuprinde :variabilitatea duratelor de manipulare (include orientare,alimentare,transport interoperational) si variabilitatea duratelor de asamblare (include durata operatiilor de asamblare insumate pentru toate componentele).

Cercetarile privind factorii de influenta a duratelor ciclului de asamblare a unui produs au scos in evidenta faptul ca rezervele mari in reducerea ciclului exista in durata de manipulare.

Duratele de asamblare depind efectiv de piesele ce intervin ,de precizia de lucru ,de fortile necesare,de operatia de asamblare.Din acest motiv reducerea acestor timpi este mai dificila .

In fig.1.25 se prezinta operatiile efectuate de RI la

Tabell.10a

operatie piesa	manipulare	
	de la alim.	la alim
piulita	1.3	1.7
inel distantier	1.5	1.4
roata curea	1.5	1.4
ventilator	1.2	1.3
rulment	1.4	1.5
rotor	2.8	2.6
surub	-	11.1

Tablel 1.10b

	Miscare "fina "		Miscare "grosiera"	
	preluare	descarcare	de la mag. DP la alim.	de la masa la alim .
dis.insurub.	2.9	1.8	2.1	1.3
DP(rotor)	2.8	2.2	1.3	2.7
dis.asamb.				
piulita	2.1	1.7	1.7	1.7
DP(3 degete)	2.3/2.4	1.8/1.9	1.8/2.3	1.7/4.4
dis.insurub.	2.3	2.1	1.3	2.3
DP(3 degete)	2.8/2.6	2.5/1.8	1.4/1.6	1.4/2.6

asamblarea unui alternator /N1/:a)prehensarea si asamblarea componentelor;b)schimbarea sculelor si DP.In tabelele 1.10a si

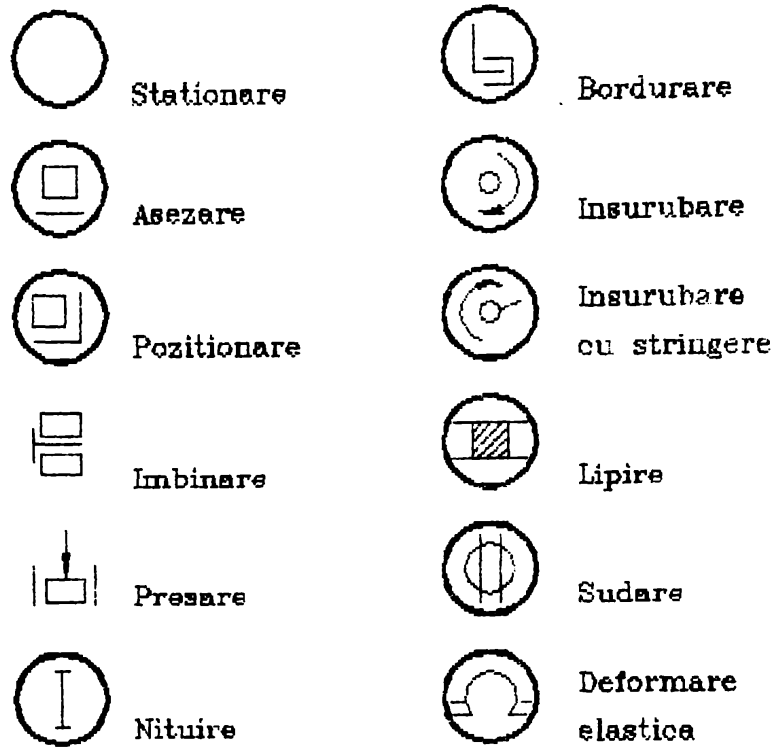


Fig. 1.26

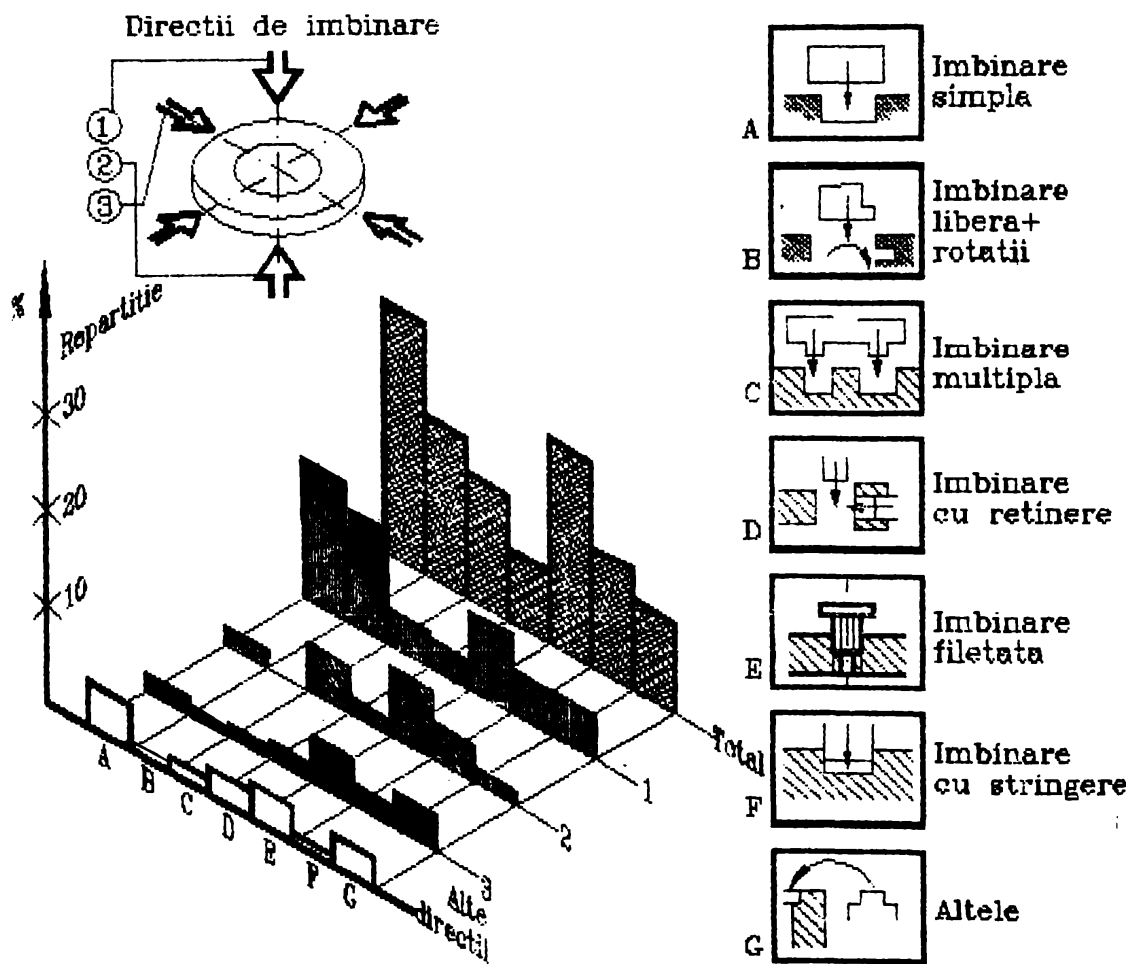


Fig. 1.27

1.10b sint specificate performantele atinse in aceste operatii. Se observa timpii relativ ridicati necesari pentru schimbarea efectorului.

Operatiile de asamblare sint prezentate prin semnele conventionale in fig.1.26 dupa prescriptiile VDI /C1/.

Pe langa aceste operatii, in montaj se mai efectueaza si operatii speciale ,intercalate de obicei intre operatii de asamblare succesive.Cele mai uzuale sint marcarea ,ungerea, degresarea ,vopsirea ,incalzirea, racirea .

In /N2/ se face o analiza sistematica a operatiilor de asamblare (fig.1.27) prin cercetarea unor produse ca :motor de inductie,minitransformator,familie de compresoare pentru frigidere, alternator pentru automobil etc.In fig.1.27 se prezinta si frecventa globala a diferitelor sarcini functie de directiile de asamblare .

Din analiza celor prezentate rezulta ca :peste 90 % din aceste sarcini se refera la introducerea unui stift intr-un alezaj (cu joc sau fara,introducerea unui stift urmata de o rotatie ,insurubare),directia preferentiala fiind cea verticala de sus in jos .

Prin variabilitatea generala de mediu se inteleg variatiile altor parametri ai mediului in care este amplasat RI decit cei determinati pentru sarcini de productie (temperatura,umiditatea,vibratii,nivel de iluminare)/K1/.Toti acesti parametri pot influenta buna functionare a RI daca nu au fost prevazuti prin tema de proiect sau nu au fost gasite solutii optime de inlaturare a influentei lor .

Unele aplicatii de montaj impun conlucrarea RI-cuptoare de incalzire.Aceste aplicatii necesita un control precis a temperaturii de lucru .

RI dotati cu vedere artificiala sint foarte "sensibili" la variatii ale nivelului de iluminare .Se impune un control al nivelului de iluminare (daca acest lucru este posibil de realizat)sau utilizarea altor posibilitati de recunoastere a pieselor .

In aplicatii din microelectronica (montajul discurilor magnetice,manipularea si montajul monocristalelor etc.) se impune ca spatiul de lucru sa fie realizat ca o "incinta curata" . In principiu acesta incinta este o incapere etansa in care trebuie sa se mentina un anumit nivel maxim de impuritati in atmosfera

/C1/,/M1/,/D1/."Incintele curate "se impart in clase dupa nivelul de impuritati admis (conform standardului american 209 adaptat si de VDI-2083).Montarea discurilor de memorie necesita spatii de lucru din clasa 100 (numarul maxim de impuritati mai mari de $0.5 \mu\text{m} / \text{dm}^3 \text{ aer} = 2.7$).Utilizarea RI in aceste incinte impune conditii speciale pentru realizarea constructiva a acestora (reducerea impuritatilor produse de catre RI ,efector,IP)/D2/.

In final se poate concluziona ca mediul tehnologic in montaj se prezinta ca un mediu cu variabilitate ridicata in special datorita variabilitatii pieselor (forma si rigiditate) si variabilitatii operationale.Acest lucru recomanda din plin utilizarea RI.Se impun insa inainte de implementarea RI masuri de reproiectare a produsului urmarindu-se:

- minimizarea numarului de piese componente
- minimizarea directiilor de acces
- asigurarea accesului liber
- alegerea unor forme adecvate manipularii automate
- alegerea unor solutii constructive care sa permita autoalinieria
- alegerea unor forme mai usor de orientat
- utilizarea alimentarii automate pentru piese mici
- modificarea formei pentru usurarea asamblarii sau positionarii la montaj.

1.4.ERORILE DE SITUARE ALE ROBOTILOR INDUSTRIALI

In aprecierea exactitatii robotilor industriali se utilizeaza erori cinematice,dinamice si erori care se refera la corelarea mai multor marimi /K21/.

Se defineste ca eroare de situatie (pozitie si orientare) diferenta intre situarea programata la un moment dat a obiectului manipulat (sau a efectorului final) si situarea realizata efectiv in acel moment /K21/.

Situarea la un moment dat a efectorului in spatiu se poate prezenta prin matricea de situatie (4*4).

Se defineste ca matricea situatie de referinta a efectorului final (obiectului) in raport cu elementul fix al sistemului mecanic al RI matricea /K21/:

$${}^{(R_{TEF})_0} = \left[\begin{array}{ccc|c} n_{x0} & o_{x0} & a_{x0} & p_{x0} \\ n_{y0} & o_{y0} & a_{y0} & p_{y0} \\ n_{z0} & o_{z0} & a_{z0} & p_{z0} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] \quad (1.2)$$

Submatricea coloana (3*1) reprezinta vectorul de pozitie de referinta al punctului caracteristic P al efectorului final, iar submatricea (3*3) este submatricea de orientare de referinta a sistemului de referinta legat de obiect (efector final).

In mod asemanator se defineste matricea de situare efectiva a efectorului final /K21/:

$$R_{TEF} = \left[\begin{array}{ccc|c} n_x & o_x & a_x & p_x \\ n_y & o_y & a_y & p_y \\ n_z & o_z & a_z & p_z \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] \quad (1.3)$$

Cu ajutorul matricelor de situare de referinta, respectiv efectiva se determina prin scadere matricea erorii de situare a efectorului final /K21/:

$$R_{TEF} = (R_{TEF})_0 - R_{TEF} \quad (1.4)$$

Submatricea coloana (3*1) va reprezenta in acest caz eroarea de pozitie a punctului caracteristic iar matricea (3*3) eroarea de orientare a sistemului de referinta legat de efectorul final.

Se impune o analiza a erorilor de situare ale robotilor industriali pentru montaj avind in vedere importanta decisiva a acestora in reusita operatiiei de asamblare a doua piese.

1.5. MODALITATI DE REALIZARE A CORECTIEI ERORILOR DE SITUARE IN MONTAJUL ROBOTIZAT

Corectia erorilor de situare presupune estimarea pozitiei relative a celor doua elemente ce urmeaza a se asambla printr-o strategie de cautare. Procesul de cautare are loc automat si se

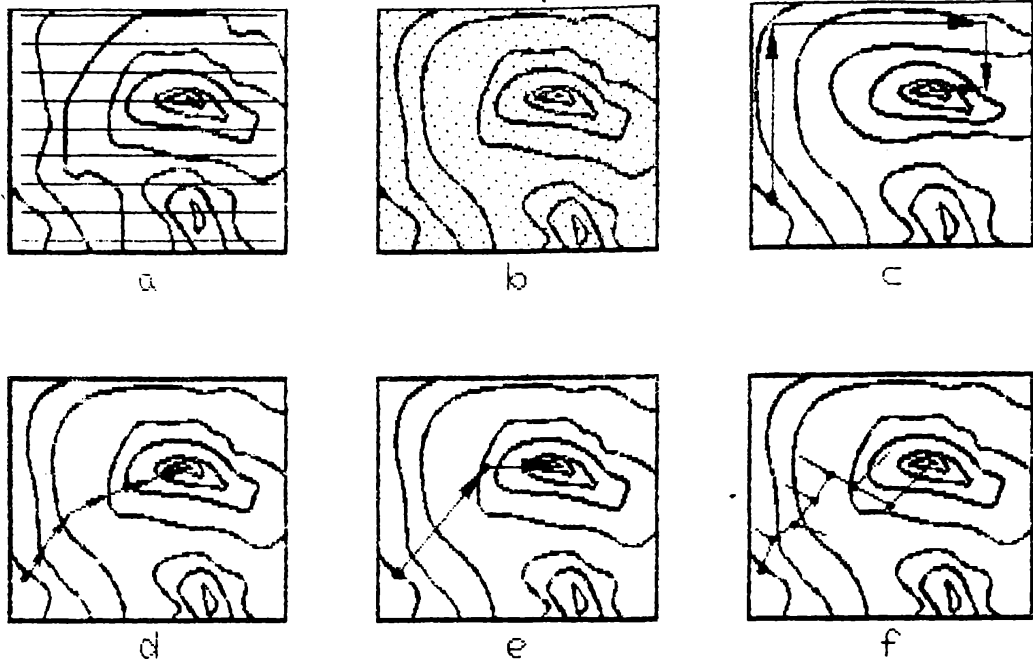


Fig. 1.28

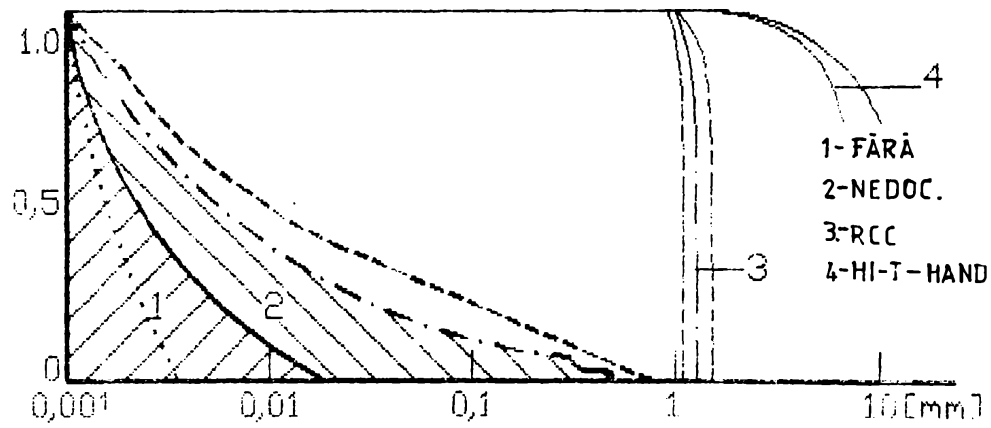


Fig. 1.29

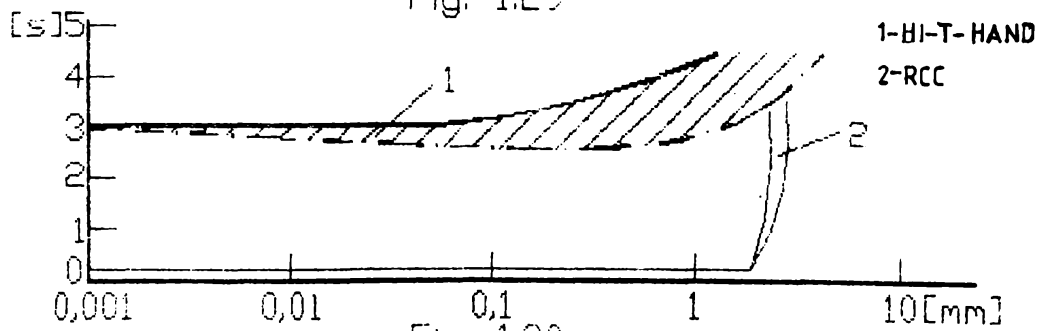


Fig. 1.30

realizeaza,ca la activitatea manuala,cu piesa care trebuie montata.In fig.1.28 se prezinta diferite strategii de cautare pentru determinarea unei valori optime /S11/.

Ca urmare a contactului celor doua elemente constructive care se monteaza intre acestea apar forte de legatura.Aceste forte stau la baza metodelor de corectie a erorilor de situare .

Corectia se poate realiza in mod pasiv,activ sau mixt.

Corectia pasiva se bazeaza pe existenta in componenta efectorului a unui dispozitiv de complianta.Prin actiunea forteilor de legatura,aparute intre elementele de asamblat,acest dispozitiv se deformeaza conducind in mod automat la reducerea erorilor de situare.Reducerea acestor erori are loc simultan cu miscarea de asamblare.Aceasta metoda corepunde strategiei gradient (fig.1.28 d).

Corectia activa se bazeaza pe masurarea cu ajutorul senzorilor de forta-moment a fortelor de legatura.Prelucrarea datelor astfel obtinute ofera informatii privind eroarea de situare a RI.Sistemul de comanda al RI va comanda actionarea acelor cuple cinematice ale dispozitivului de ghidare sau a modulului de positionare locala astfel incit sa se reduca aceste erori.Cind semnalele obtinute de la senzor coboara sub o anumita limita,se comanda miscarea de avans (de asamblare) . Procesul se repeta pina cind se realizeaza asamblarea celor doua elemente constructive.Aceasta metoda corespunde strategiei Gauss-Seidel din fig.1.28 c.

Corectia mixta se bazeaza pe combinarea celor doua procedee prezentate anterior si corepunde unei strategii Gauss-Seidel-gradient (fig.1.28 e).

Strategiile de cautare sistematica,aleatorie si evolutiva sint improprie datorita duratelor de timp necesare mari.

O comparatie a metodelor de corectie din punctul de vedere al eficacitatii este prezentata in fig.1.29 iar in functie de intervalul de timp cit dureaza compensarea in fig.1.30 /N2/.

1.6.MODALITATI DE REALIZARE A DISPOZITIVELOR DE COMPLIANTA.

Primul RI utilizat pentru operatii de montaj a fost SIGMA

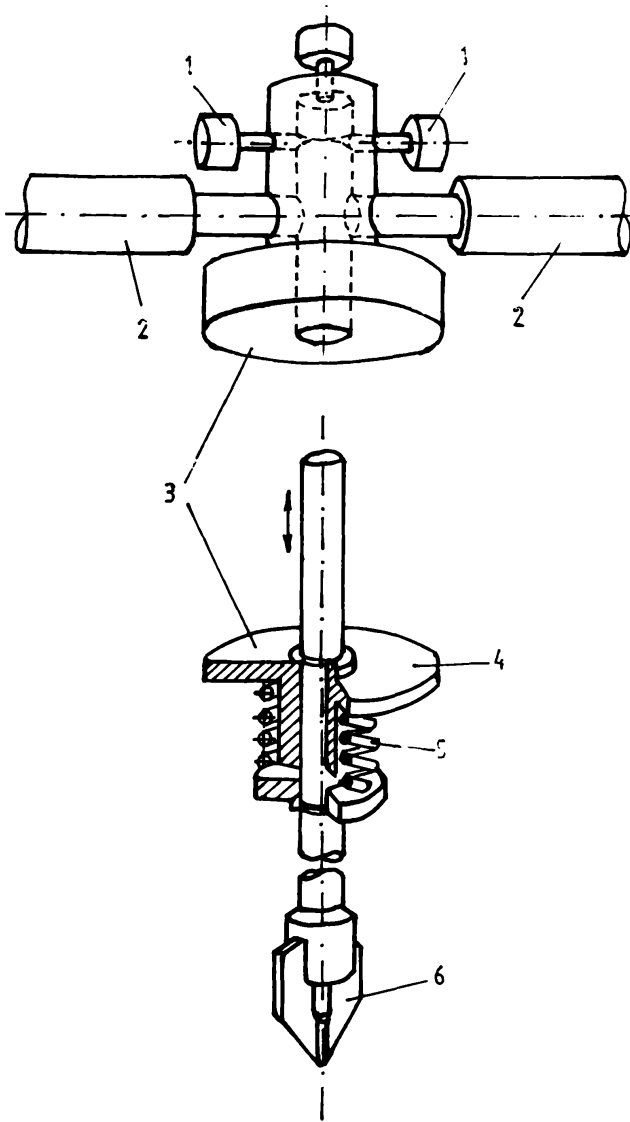


Fig.1.31

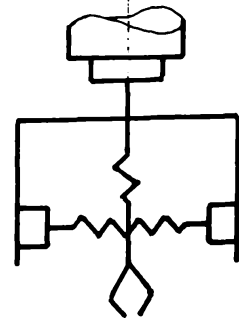


Fig.1.32

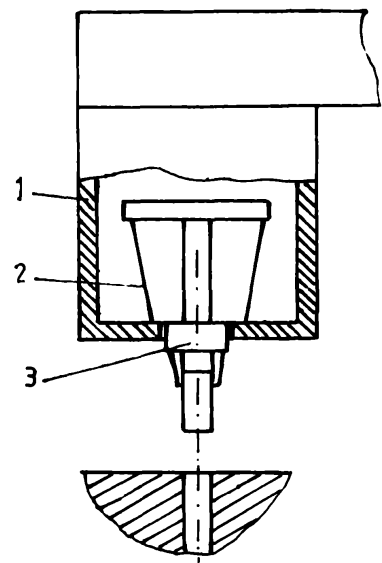


Fig.1.33 a.

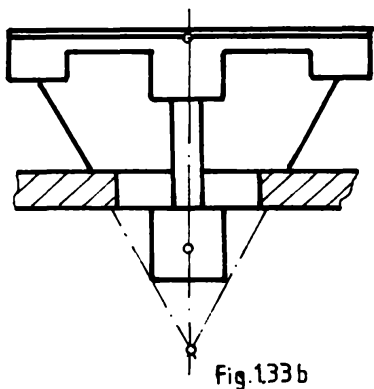


Fig.1.33 b

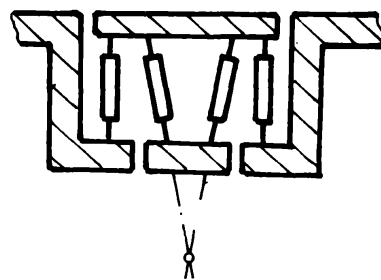


Fig.1.33 c

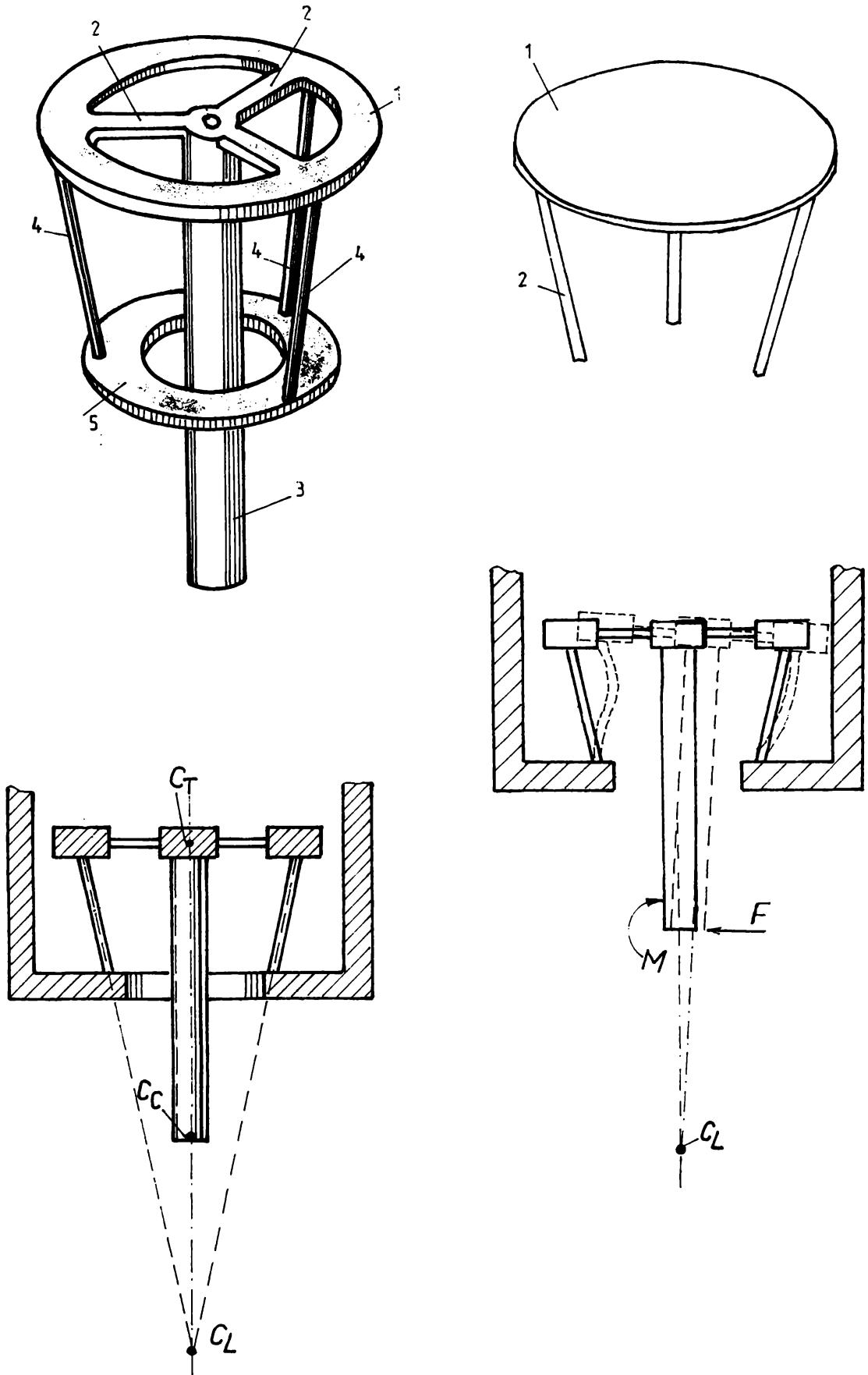


Fig.1.34

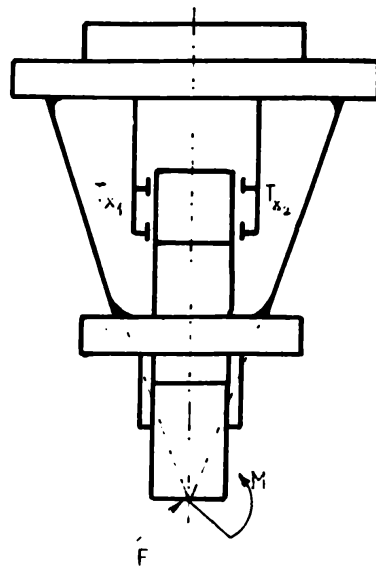


Fig.1.35

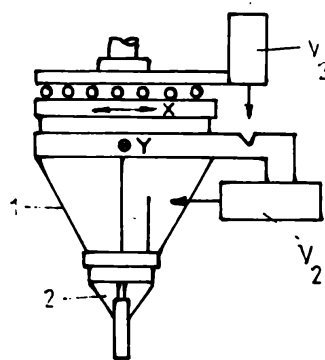
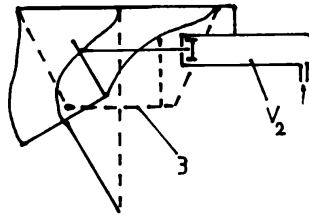


Fig.1.36

(firma Olivetti) (Sistema Integrato Generico per la Manipolazione Automatica) in anul 1972 /S2/, /J1/. Acesta a fost dotat cu un dispozitiv de complianță (in planul orizontal x-y), bazat pe arcuri elicoidale. Suprasarcinile in directia verticala sint preluate de asemenea de un arc elicoidal. Deformatiile sistemului sint urmarite de trei traductoare de pozitie (fig.1.31).

Tot in 1972 firma Hitachi (Japonia) a realizat primul montaj a unui stift cilindric 20 mm intr-un alezaj cu un joc de 20 μ m. Montajul, pe durata a 3 secunde, s-a realizat cu ajutorul dispozitivului Hi-T-Hand (avind in dotare un senzor tactil). Este de remarcat acest model avindu-se in vedere faptul ca realizările ulterioare in domeniul corectiei erorilor se vor raporta la acesta (fig.1.32) /J1/.

La Charles Stark Draper Laboratory (Cambridge-USA) se breveteaza la 4 iulie 1978 modelul RCC (Remote Center Compliance) iar la 22 mai 1979 o varianta a acestui model fig.1.33 /W10/, /N1/ Ca si elemente elastice se utilizeaza arcuri lamelare de sectiune rotunda, dreptunghiulara sau membrane elastice. In fig.1.34 se prezinta o vedere axonometrica a acestei solutii, modalitatea de raspuns a mecanismului la actionarea unei forte si a unui moment si o alternativa a acestei solutii prin utilizarea unei diafragme pentru materializarea structurii laterale deformabile. Modelul experimental 4A RCC realizat prezinta caracteristicile: 1.36 kg, rigiditatea laterala 100 N/cm, rigiditatea torsionala 0.1 Nm/mrad. Bazindu-se pe acest model De-Fazio a realizat modelul IRCC in cadrul unei corectii mixte /N1/, /D22/ (fig.1.35). Sistemul informational determina deformatiile mecanismului cu cuple cinematice elastice prin una din metodele: inductiv, electrooptic, tenzorezistiv etc.)

Un model asemanator a fost realizat in 1979 la Universitatea Linkoping (Suedia) /A9/. Modelul DCSV (Dispositif Compliant a Structure Variable) (fig.1.36) utilizeaza un mecanism cu cuple cinematice elastice si un mecanism de ghidare in planul X,Y. Un microcilindru V_1 creaza o deformatie initiala structurii elastice. In timpul miscarii de avans, dupa axa z, mobilitatile dupa X,Y ramin anulate (prin V_2). Miscarea de asamblare continua sa se efectueze pina in momentul blocajului complet, in aceasta perioada rezultind o deformatie suplimentara a structurii elastice. In acel moment sint deblocate mobilitatile in planul X-Y, energia inmagazinata prin deformatia elastica conducind la redresarea pozitiei

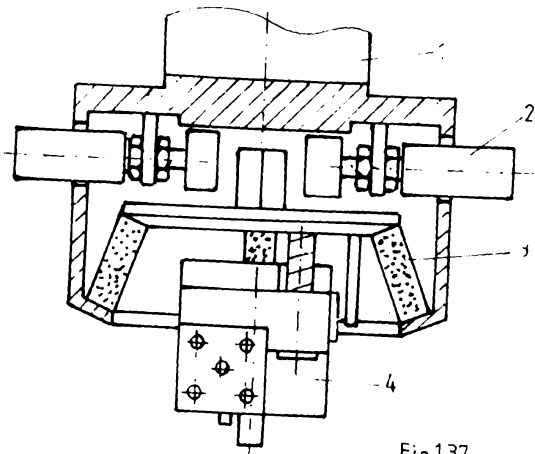


Fig.1.37

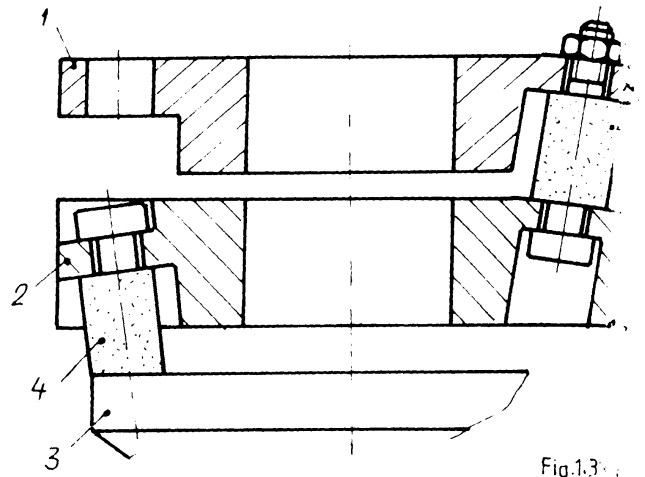


Fig.1.38

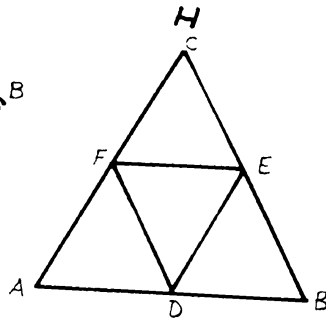
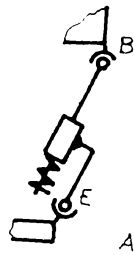
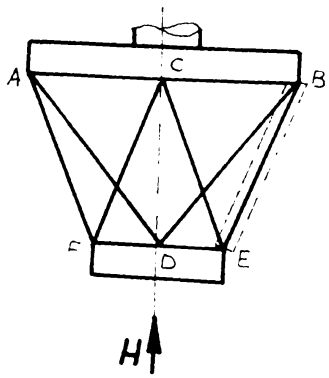


Fig.1.39

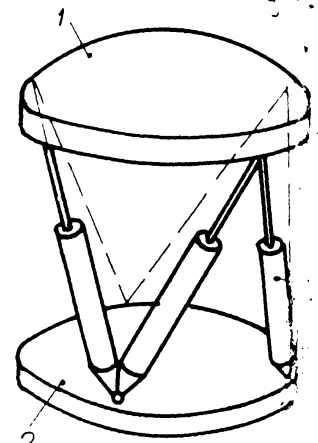


Fig.1.40

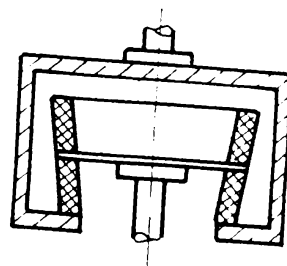
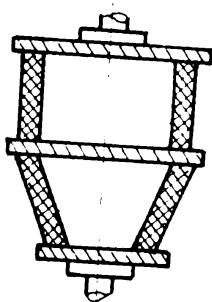
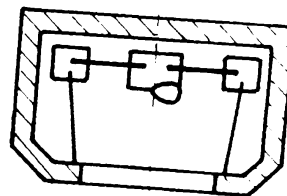
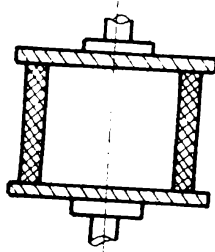
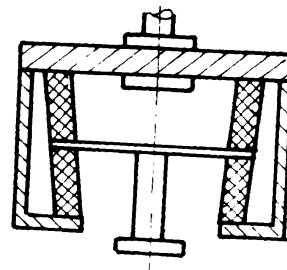
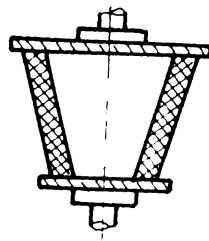


Fig.1.41

stiftului si compensarea erorilor de situatie.

In 1979 la IPA Stuttgart se realizeaza un prim model de dispozitiv de complianta (fig.1.37) (1-flansa RI; 2-microcilindru pneumatic; 3-mecanism cu cuple cinematice elastice; 4-modul de translatie pe verticala) iar in 1980 modelul MTGS (Modular Taktillen Greifer Sensorsystem) (fig.1.38) (1-flansa RI; 2-flansa intermediara; 3-flansa modulului de translatie pe verticala; 4-element elastic). Ambele modele se bazeaza pe elemente elastice din elastomeri. Modelele prezinta elasticitate ghidata si in directia montajului prin intermediul unor arcuri elicoidale de compresiune.

Dezvoltat in 1979 la Universitatea Canterbury (Noua Zeelanda) modelul PCD (Passive Compliance Device), structural apropiat de RCC utilizeaza un principiu putin diferit de acesta: structura elastica este realizata din pistoane montate intre arcuri si articulate intredoua flanse rigide (fig.1.39) /M8/.

O solutie asemanatoare este prezentata in fig.1.40 /G2/. Structura deformabila este realizata pe baza a sase cilindrii pneumatici dispusi intre doua flanse rigide pe laturile unor triunghiuri. Fiecare microcilindru este prevazut un traductor potentiometric liniar care ofera informatii despre deformatia structurii elastice (1,2-flanse; 3-microcilindru pneumatic).

Modele asemanatoare (structural si constructiv) celui realizat de Nevins si Whitney - modelul RCC - au fost studiate incepind din 1980 la Karl-Marx-Stadt de P.Jacobi si colaboratori /V1/, /H12/, /J1/ (fig.1.41), de cercetatori din CSI /S5/, din Cehoslovacia /H9/, s.a.

Un nou model, atit din punct de vedere structural cit si constructiv, este propus in 1984 la INSA Lyon /F4/. Modelul DCR-LAI (Double Centre Rotation) permite obtinerea a doua centre de rotatie, pe baza a doua lagare sferice 1, si are in componenta o membrana elastica 2 (fig.1.42).

La Stanford University (in 1984), Cutkosky breveteaza un model cu rigiditate variabila, bazindu-se pe elemente elastice cu fluid /C12/ (fig.1.43). Presiunea fluidului din elementele elastice este controlata prin intermediul unui microcalculator (1-element elastic; 2-flansa superioara; 3-flansa inferioara).

O varianta asemanatoare (functional) este prezentata in fig.1.44. Cilindri flexibili 3-8 sint umpluti cu lichid. (DG-dispozitiv ghidare; 1-flansa superioara; 2-flansa inferioara)

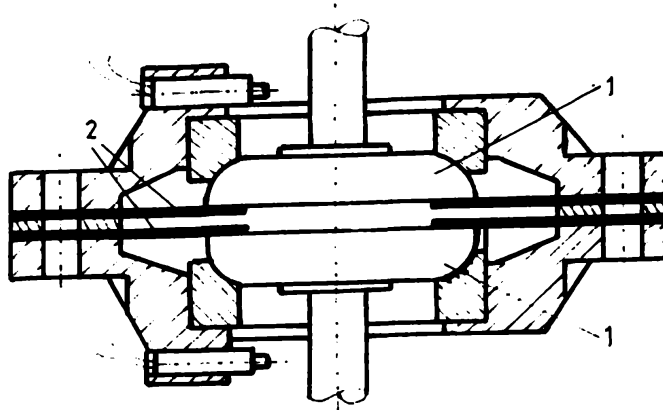


Fig.142

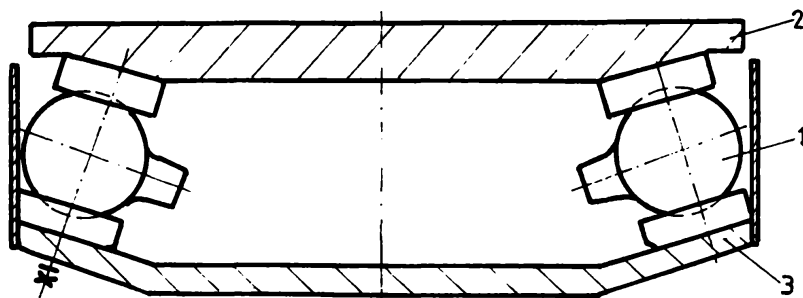


Fig.143

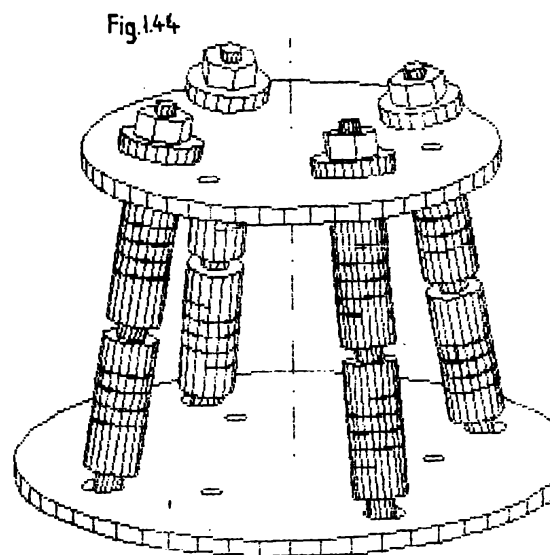
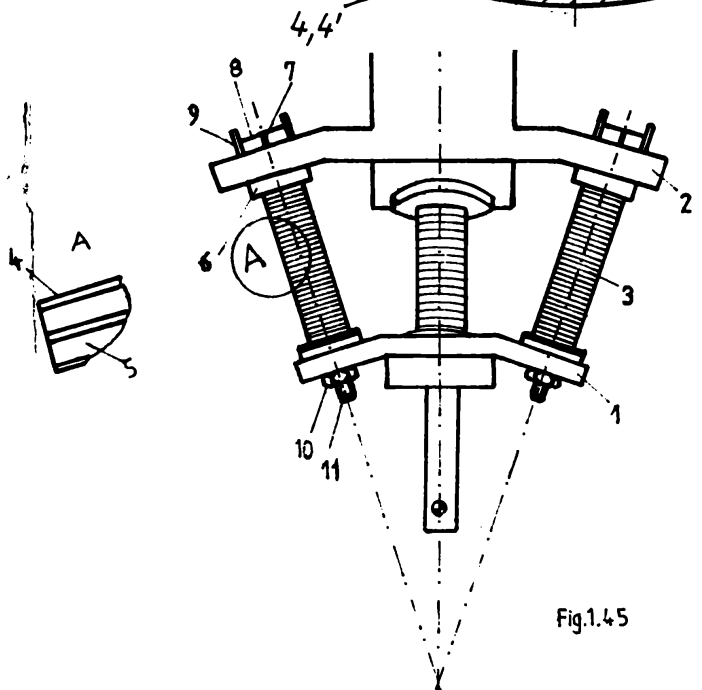
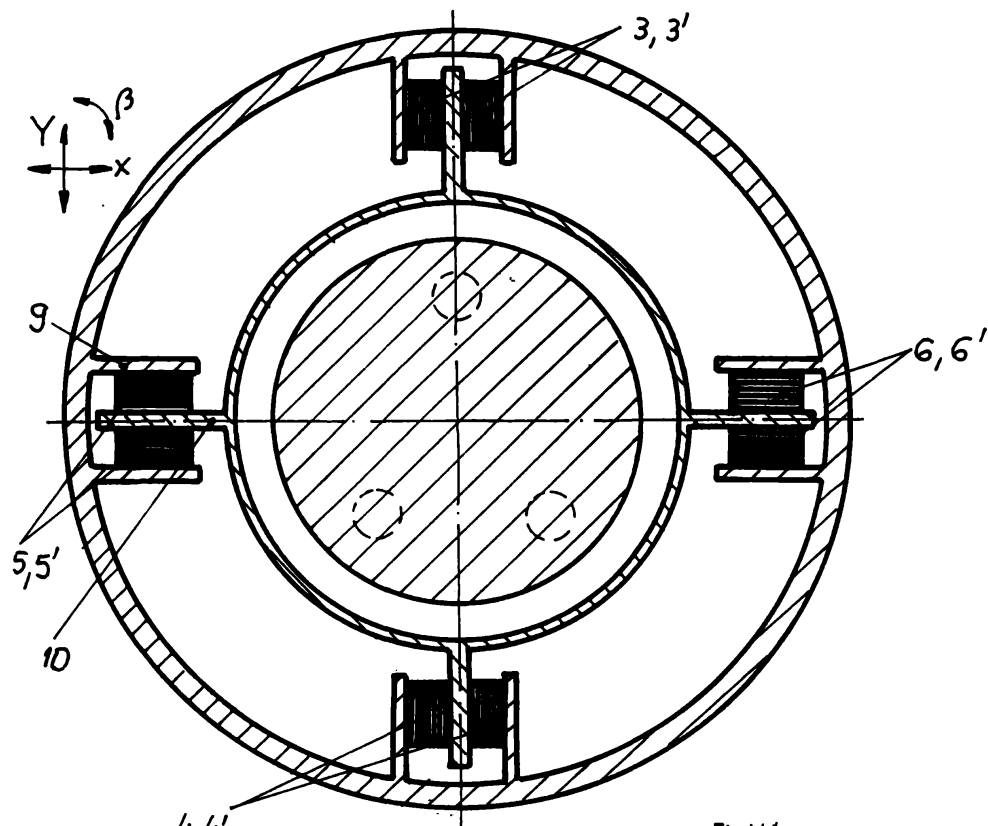
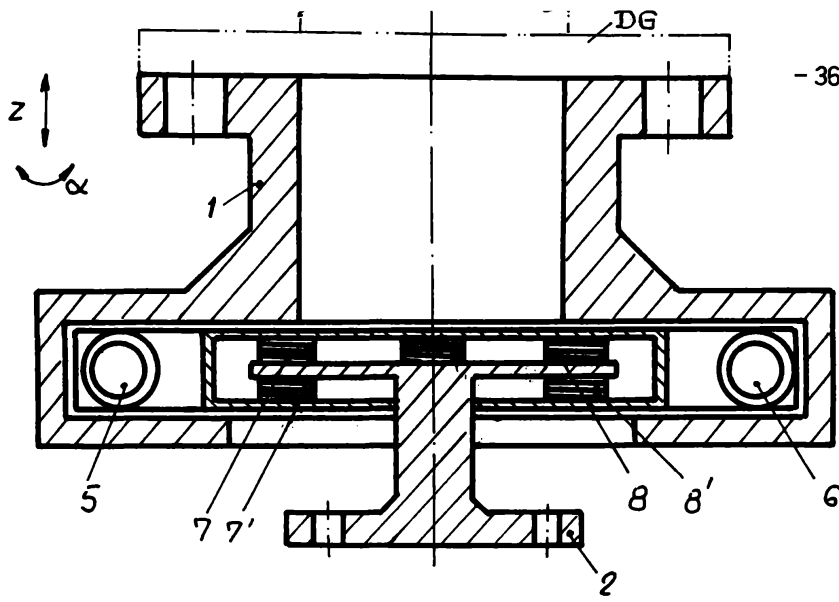


Fig.1.45

Fig.1.46

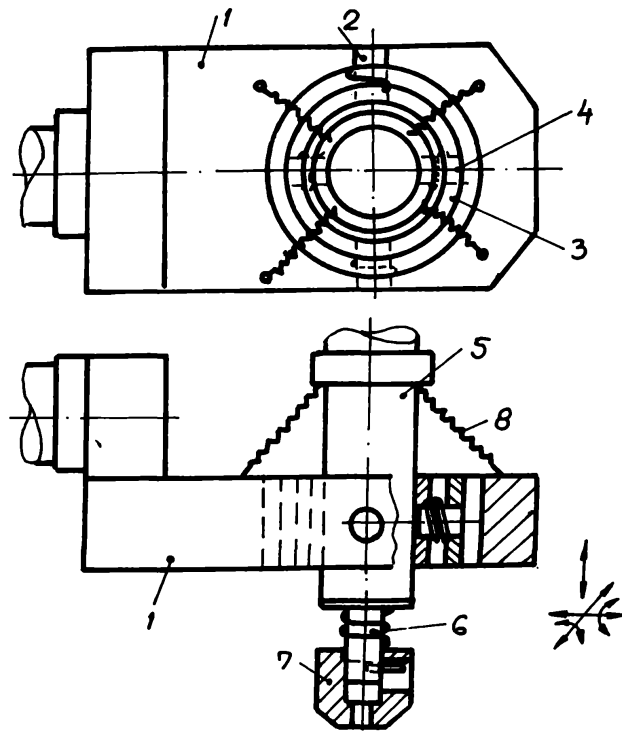


Fig.147.

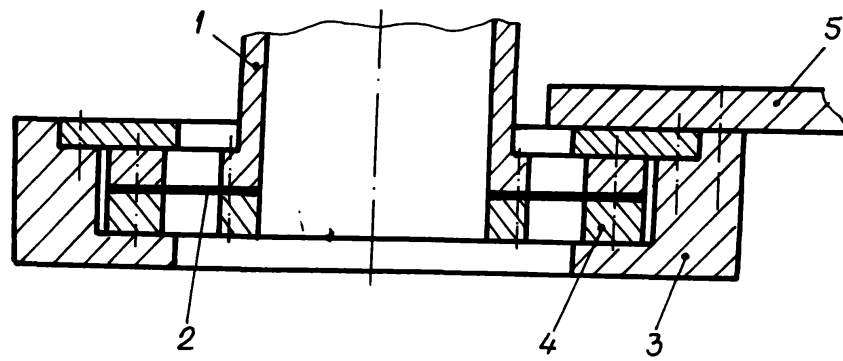


Fig.148

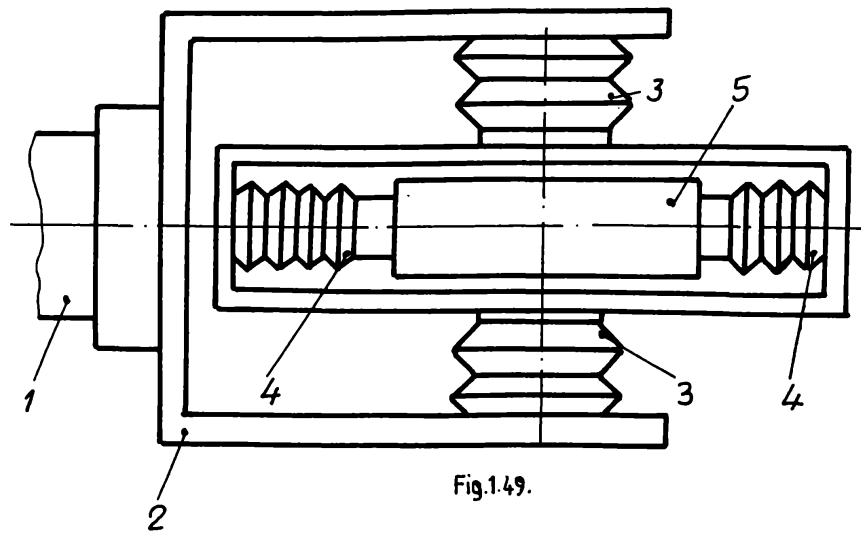


Fig.149.

0+...0:0

Pe principiul RCC se breveteaza in anul 1985 solutia din fig.1.45 /R7/. Se utilizeaza elemente elastice compuse-inele din elastomeri intercalate intre saibe metalice - tensionate prin intermediul unui cablu metalic. (1,2-flanse;3-elemente elastice;4-saiba metalica;5-cauciuc;6-disc metalic;7-cablu metalic;8-bara transversala;9-suport;10-surub,piulita)

In aceasi perioada (1985) se breveteaza modelul cu elemente elastice de forma unui cilindru metalic prevazut cu un canal elicoidal /P10/(fig.1.46).Elementele elastice 1 sint dispuse inclinat in cadrul a trei perechi.

In anul 1985 sint publicate si brevetele unor noi modele care utilizeaza ca elemente elastice fie arcuri elicoidale /B3/(fig.1.47;1-suport dispozitiv;2,4-stift cilindric;3-inel;5-flansa inferioara;6-ghidaj de translatie;7-scula;8-arc elicoidal cilindric), fie membrana metalica /F3/(fig.1.48;1-flansa inferioara;2-membrana elastica;3-ghidaj translatie;4-distantier;5-dispozitiv de ghidare) sau membrana gofrata /C5/(fig.1.49;1-dispozitiv de ghidare; 2-suport; 3,4-membrana gofrata). Caracteristic pentru aceste modele este faptul ca au in componenta un ghidaj de translatie in planul X-Y.

O combinatie dintre un mecanism cu cuple cinematice elastice si un ghidaj de translatie X-Y este prezentata in fig.1.50 /C8/.Blocarea mecanismului cu cuple cinematice elastice se realizeaza prin microcilindrul 4 si placa 6 iar blocarea ghidajului de translatie prin stiftul 5. (1-element elastic;2-ghidaj de translatie X-Y;3-flansa inferioara;4-cilindru hidraulic).

Variante ale unor dispozitive de complianta continind un singur element elastic sint publicate incepind din 1987 in Cehoslovacia/11/,/14/,/15/(fig.1.51a;1-element elastic din cauciuc;2-flansa DG;3-bucsa metalica;4-DG)(fig1.51b;1-flansa;2-membrana elastica;3-element elastic metalic).

In /H9/ se publica varianta dispozitivului de complianta din fig.1.52; (1-element elastic;2,3-flanse).

Varianta unui dispozitiv de complianta avind un mecanism cu elemente elastice din elastomeri este prezentata in fig.1.53. Caracteristic pentru aceasta varianta este utilizarea unui vibrator pneumatic care sa asigure realizarea unor miscari circulare in vederea gasirii centrului alezajului /D2/.

O varianta de dispozitiv de complianta constind din doua mecanisme cu cuple cinematice elastice inseriate este publicata

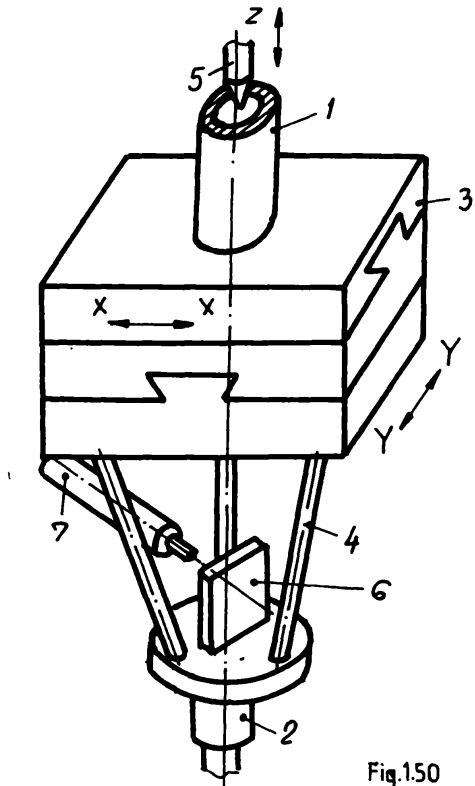


Fig.150

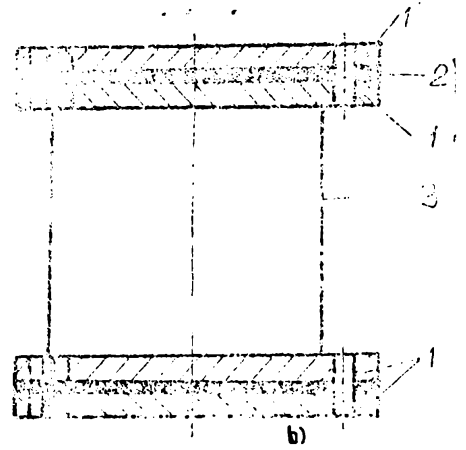
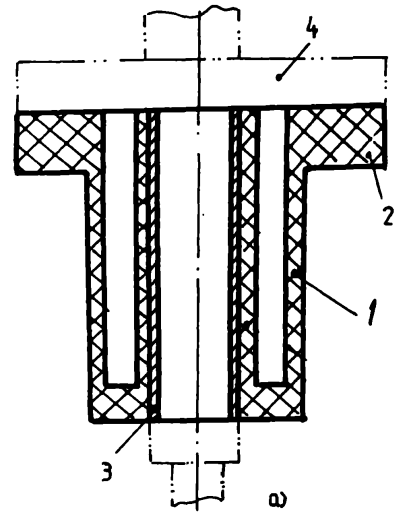


Fig.151

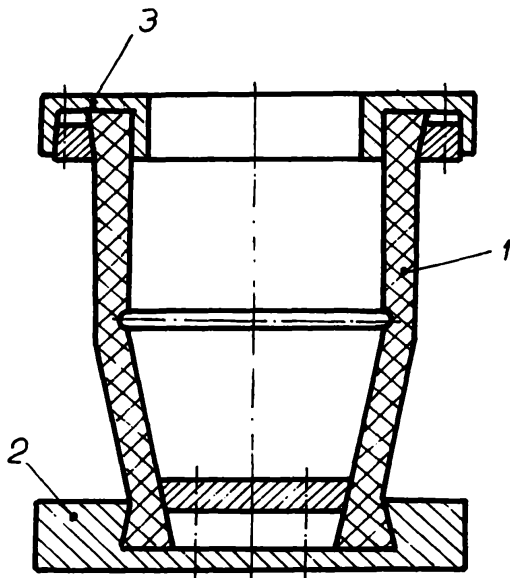


Fig.152.

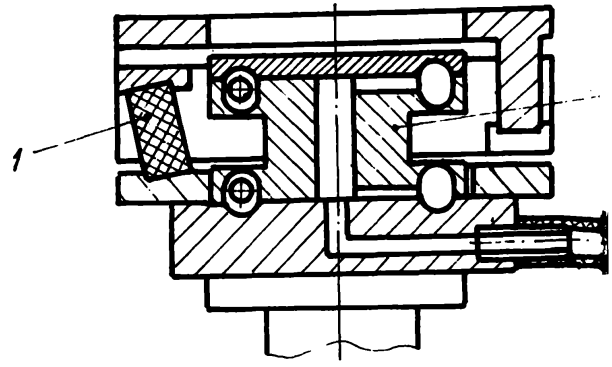


Fig.153

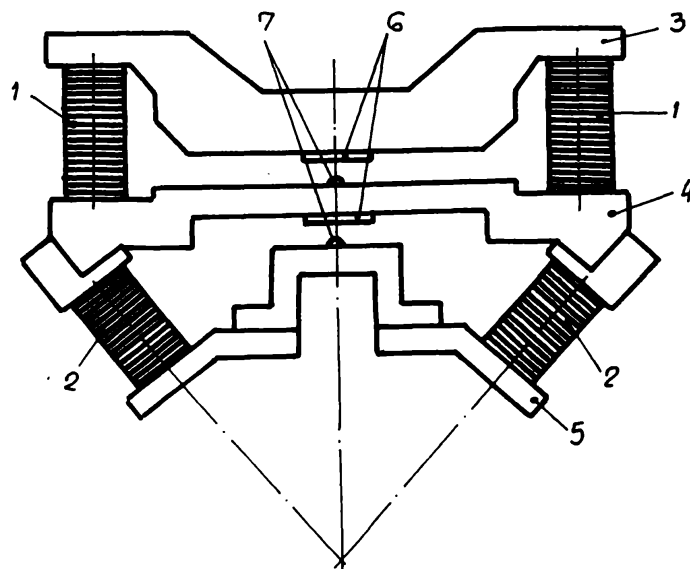


Fig.154

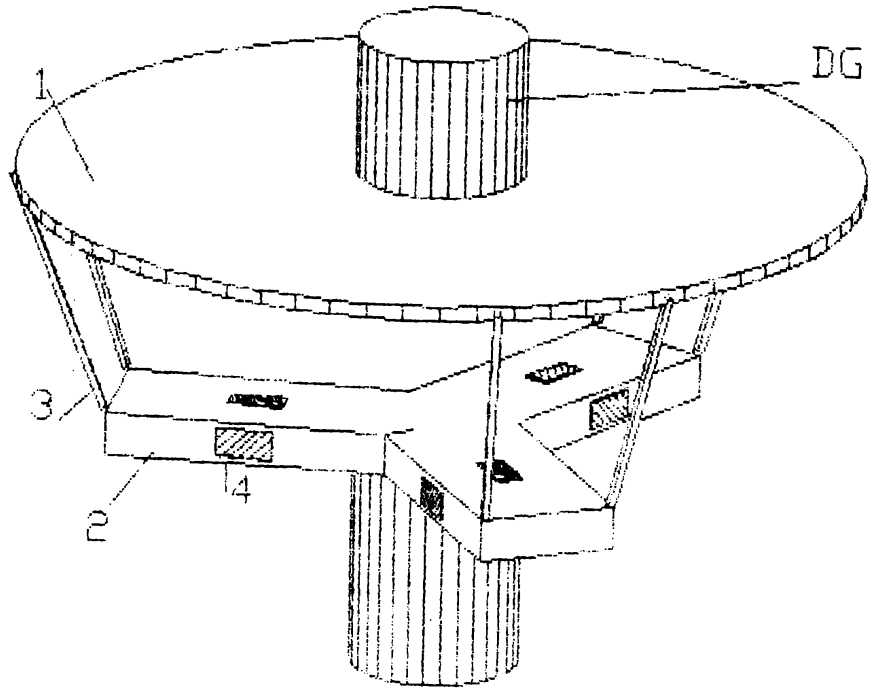


Fig. 1.55

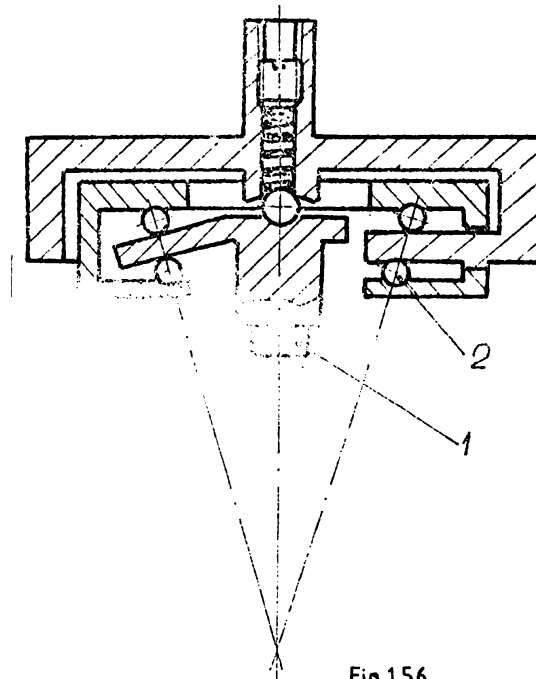


Fig.1.56

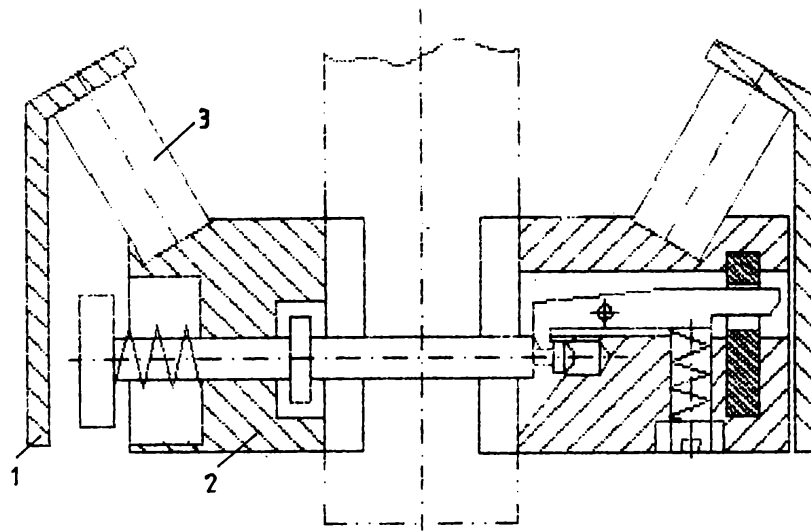


Fig. 1.57

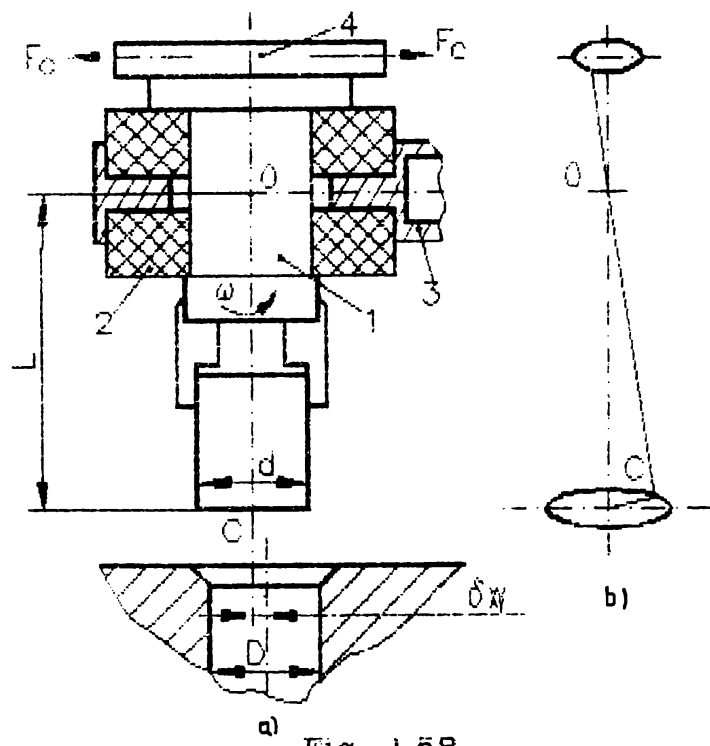


Fig. 1.58

in 1988 /512/ (+fig.1.54). In structura dispozitivului sint inclusi senzori optici pentru sesizarea modului de compensare a erorilor de situare.

O varianta asemanatoare functional cu cea din fig.1.4/, avind insa doar 3 grade de mobilitate, este publicata in 1987 /11/.

In anul 1987 se publica varianta unui dispozitiv de complianta destinat corectiei mixte /R3/ (+fig.1.55). Intre discul rigid 1 si barele 2 sint incastrate elementele elastice 3 formind mecanismul cu cuple cinematice elastice ce permite compensarea erorilor de situare. Torsorul fortelor de contact, dezvoltate la nivelul pieselor de asamblat, se determina prin intermediul senzorului de forta-moment realizat prin dispunerea traductoarelor tenzorezistive 4 pe barele 2.

Tot in domeniul corectiei mixte se include si varianta propusa in /M4/. Controlul compensarii erorilor de situare se realizeaza pe cale electrono-optica.

O varianta asemanatoare cu cele propuse in /M8/, /G2/ se publica in anul 1989 in /H7/. Elementele care formeaza structura deformabila au la baza cilindri hidraulici. Solutia prevede pe langa structura deformabila si module de rotatie si translatie locala.

Pentru perioada 1989 se pot aminti si varianta dispozitivului de complianta propusa in /P7/ si cea din /T3/ asemanatoare cu cea din fig.1.54.

O serie de solutii pentru dispozitivele de complianta se bazeaza pe mecanisme clasice fara utilizarea unor mecanisme cu cuple cinematice elastice. Pentru aceste dispozitive s-ar putea considera mai potrivita denumirea de dispozitive compensatoare /D2/. In fig.1.56 se prezinta o astfel de solutie. (1-flansa inferioara; 2-bila)

In anul 1990 este brevetata varianta unui dispozitiv de complianta asemanator cu modelul RCC avind elementele elastice din cauciuc (fig.1.57) /V2/. Noutatea provine din prezenta elementelor elastice 3 a acestui mecanism intre "degetul" 1 si bacul 2 al dispozitivului de prehensiune.

Perioada de dupa 1990 pina in prezent este caracterizata de exploatarea unor dispozitive din cele expuse anterior concomitent cu studiul acestora si modelarea matematica a fenomenelor care apar in timpul exploatarei /K4/. Deasemenea se pot mentiona

aparitia unor solutii in domeniul corectiei active sau a unor variante de dispozitive compensatoare.

In cadrul Universitatii Tehnice din Timisoara in anul 1981 s-au realizat modele experimentala ale unor dispozitive de complianta. Un astfel de model este prezentat in fig.1.58a /D2/. Inre cilindrul pneumatic 1 si flansa dispozitivului de ghidare 3 sint intercalate elementele elastice de cauciuc 2. Sub actiunea forteilor de legatura dezvoltate la nivelul pieselor de montat, elementele elastice 2 se deformeaza permitind compensarea erorilor. Elementele elastice 2 se deformeaza si prin actiunea vibratorului pneumatic 4 care asigura o miscare circulara punctului inferior C de pe piesa de montat (fig.1.58b) realizindu-se astfel cautarea alezajului.

Subiectul unui dispozitiv de complianta compus din doua mecanisme, cu cuple cinematice elastice, inseriate face obiectul unui dosar de inventie depus de autor la OSIM /D23/.

1.7. APLICATII ALE ROBOTILOR INDUSTRIALI IN MONTAJUL AUTOMAT

1.7.1 Aplicatii ale robotilor industriali de montaj in industria constructoare de masini.

Ansamblele cu caracter mecanic acopera o gama foarte larga de masini, distingindu-se trei grupe mari /C1/. Prima grupa este formata de utilajele tehnologice specifice industriilor metalurgice, chimice, a materialelor de constructii. Aceste utilaje sint caracterizate de mase mari si forme diferite. Montajul acestora se face in general manual. A doua grupa cuprinde echipamentele pentru utilajele de transport (autovehicole, tractoare, masini agricole etc.). A treia grupa cuprinde ansamblele destinate unor varietati foarte largi de utilaje (organe de asamblare, transmisii, rulmenti, aparatura pneumatica etc.). Tendintele de automatizare si robotizare a montajului se concentreaza in special la aceste ultime doua grupe de produse.

Pornind de la aceste caracteristici se stabileste schema de montaj. Specialistii companiei ASEA iau in considerare patru modalitati de realizare a robotizarii montajului: celula (statiionar), grupare de celule (legate prin transfer asincron), linii de

montaj (transport sincron), automatizare rigida (transport neinterupt) /S1/. Firma DEA-PRAGMA (Italia) ia in considerare patru posibilitati de implementare a robotilor sai: linia automata, linie semiautomata (cu operatori umani), celula, manual cu integrare de celule.

La stabilirea uneia sau a alteia dintre variante trebuie sa se tina seama de o serie de parametri: volumul productiei, numarul pieselor din ansamblu, gradul de complexitate a transportului pieselor, gradul de complexitate a imbinarii pieselor, dimensiunile, forma si masa pieselor.

Operatiile cele mai frecvente indeplinite de RI pe liniile de montaj pentru ansamblele mecanice ar fi :

- manipulari de piese (din alimentatoare, de pe palete, din alte posturi de lucru), orientarea lor in raport cu unele dispozitive de lucru

- asamblari prin suprapunere (rulment-arbore, capac-carcasa, bucsa-capac etc.)

- asamblari filetate (prehensarea suruburilor, introducerea lor in gauri filetate, insurubare cu controlul fortei si a momentului)

- aplicarea de adezivi

- manipularea de ansamble (sau subansamble functionale) spre echipamentele de verificare.

Exemple de utilizare a RI in montajul ansamblelor mecanice sint date in anexa (ex.1,2,3).

1.7.2 Aplicatii ale RI de montaj in industria electronica.

Pentru industria electronica volumul de munca in montaj reprezinta 35 % din acesta pina la 70 % executindu-se manual /J3/. In microelectronica volumul operatiilor de asamblare atinge 50-60 % din volumul de munca.

Piese utilizate sint de forme diferite, dimensiuni si mase in general mici. Piese componente au in general borne de iesire flexibile (variabile ca numar), o parte din componente au corpul deformabil. Aceste caracteristici specifice conditioneaza operatiile de montaj robotizate de utilizarea unor scheme specifice pentru transport in flux cu pastrarea orientarii, de utilizarea unor DP si de lucru foarte sensibile.

Ansamblul produs este caracterizat de asemenea de forme

variate, mase reduse si un numar in general mare (sau foarte mare) de componente. Acest lucru impune o proiectare judicioasa a fluxului tehnologic, o fiabilitate ridicata pentru toate componentele celulei sau liniei .

In general operatiile de montaj a unor piese sint insotite de procese tehnologice adiacente (sudura ,lipire).

Perioada de creare a sistemelor flexibile pentru montaj in microelectronica se poate imparti in trei etape caracterizate de nivelul de utilizare a echipamentelor tehnologice (RI). In prima etapa se realizeaza module automatizate flexibile. In a doua etapa, pe baza primei etape, se realizeaza sisteme robotizate de doua tipuri : monooperatie si multioperatie. In a treia etapa modulele flexibile pot sluji drept baza pentru crearea de complexe flexibile automatizate (cu utilizarea de elemente de inteligenta artificiala)/M1/.

Exemplele de utilizare a RI pot fi divizate in citeva categorii: aplicarea componentelor la suprafata, asamblarea placilor cu circuite imprimate , montajul aparaturii electronice de serie , montajul cristalelor .

Consideratii pentru primele trei aplicatii se dau in /C1/ iar pentru montajul cristalelor in /J1/, /M1/. In anexa (exemplele 4,5) se prezinta citeva aplicatii reprezentative din industria electronica .

1.7.3 Aplicatii ale RI in industria electrotehnica.

In industria electrotehnica intre 50 % -75 % din pretul de cost al productiei este determinat de operatiile de montaj /L7/. La o rationalizare a productiei aceste operatii trebuie examinate in primul rind .

Aplicatiile din acest domeniu pot fi considerate la limita intre industria electrotehnica si cea constructoare de masini particularitatile fiind comune acestora doua . Produsele sint constituite atat din componente de dimensiuni reduse (rezistente, condensatoare, contacte, perii etc.) cit si componente de dimensiuni mai mari (rotoare pentru micromotoare, rulmenti , arcuri, etansari etc.). De asemenea geometria acestor componente este destul de variata. Sint necesare astfel echipamente traditionale pentru alimentare si manipulare cit si echipamente speciale. Asamblarea unui miez feromagnetic (incalzit) pe un

arbore (la un motor electric) determina conditii speciale de temperatura cu implicatii in constructia DP si a senzorilor. Cerintele de control nu difera de asemenea de cele din domeniile anterioare .

Solutiile de realizare a sistemelor de montaj nu difera in principiu de cele prezentate anterior. Exista totusi particularizari in ceea ce priveste concentrarea si diviziunea operatiilor, in limitele de integrare a sistemului cu RI .

In anexa (exemplele 6,7) se prezinta aplicatii ale RI in montajul unor astfel de cazuri.

2. STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRILOR CU PRIVIRE LA STUDIUL MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE.

2.1. INTRODUCERE

Mecanismele cu cuple cinematice elastice (MCCE) sînt întilnite în diverse domenii de activitate, fiind cunoscute sub diverse denumiri funcție de domeniul de utilizare. Astfel se întilnesc MCCE avînd denumirea de ghidaje și lagare cu elemente elastice de încovoiere (/D13, D14, H11/). Unii autori se referă la MCCE ca la mecanisme cu elemente flexibile (/S4, A7/) sau mecanisme cu legături elastice la încovoiere (/L1, B1/). În /K10/ aceste MCCE sînt întilnite sub denumirea de mecanisme cu legături elastice.

Avantajele acestor mecanisme - lipsa jocurilor, nu necesită lubrifiant și nu prezintă uzură, caracteristicile mecanice rămîn stabile în timp - le recomandă ca soluții pentru obținerea unor mișcări de precizie cu amplitudini reduse /K6/. Acest motive le-au recomandat și ca varianta de realizare a dispozitivelor de complianță.

2.2. STRUCTURA MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE

2.2.1. Introducere

Structura acestor MCCE este asemănătoare mecanismelor clasice /K7, K6/. Astfel MCCE se compun din elemente elastice, elemente rigide (sau considerate rigide în comparație cu primele), cuple cinematice elastice. Uneori aceste MCCE pot conține și cuple cinematice de rotație și translație clasice.

2.2.2. Noțiunea de element din componenta MCCE

În concordanță cu definiția generală a mecanismului, prin element se înțelege cea mai simplă parte componentă distinctă a mecanismului și care față de celelalte entități cu care vine în

contact are o miscare relativa bine determinata. Constructiv elementului poate fi realizat din una sau mai multe parti imbinate rigid intre ele /B6/, /K20/, /D14/, /M15/.

Din punct de vedere structural prin element se intelege un corp rigid sau elastic din componenta unui mecanism. Existenta a doua feluri de corpuri impune introducerea notiunii de element rigid si element elastic.

Referitor la dispozitivele de complianta, elementele rigide materializeaza flansa de fixare fata de efector sau fata de dispozitivul de ghidare.

Elementele elastice din punct de vedere constructiv se realizeaza intr-o diversitate larga. Se pot nominaliza, referitor la dispozitivele de complianta, elementele elastice metalice, fluidice, din elastomeri, "compozite".

Din punct de vedere grafic in /K2/ elementele, atit rigide cit si elastice, se reprezinta prin segmente de dreapta.

2.2.3. Geneza notiunii de cupla cinematica elastica

Ch. Laboulaye in manualul sau "Traite de cinématique ou théorie des mécanismes" (Paris, 1849) preciza ca "problema transformarii miscarii conduce la formarea cuplelor cinematice prin care un element actioneaza asupra altuia" /D14/.

Fr. Reuleaux care a pus la baza teoriei mecanismelor notiunea de "cupla cinematica" a definit-o astfel: "cupla cinematica este contactul direct si mobil realizat de doua corpuri, numite elemente". In functie de elementele care participa la formarea cuplei, Reuleaux deosebea "cuple cinematice proprii" - in care ambele elemente sint rigide - si "cuple cinematice improprii" in care un element este rigid iar celalalt nerigid /D14/.

In /K10/ se foloseste notiunea de "articulatie elastica" pentru legatura mobila dintre un element rigid si unul elastic. O notiune asemanatoare ("flexural joint") se intilneste in lucrarea /94/. In aceasi lucrare /K10/ se foloseste si notiunea de cupla cinematica cu legatura elastica pentru cazul in care elementul rigid participa la realizarea unei cuple cinematice clasice.

In /K6/ se defineste notiunea de "cupla cinematica elastica" ca fiind legatura constituita din doua elemente imbinate prin incastrare, astfel incit puncte apartinand acestora sa se poata deplasa relativ prin incovoierea intr-unul sau mai multe plane.

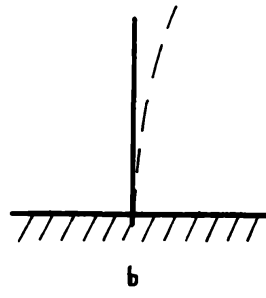
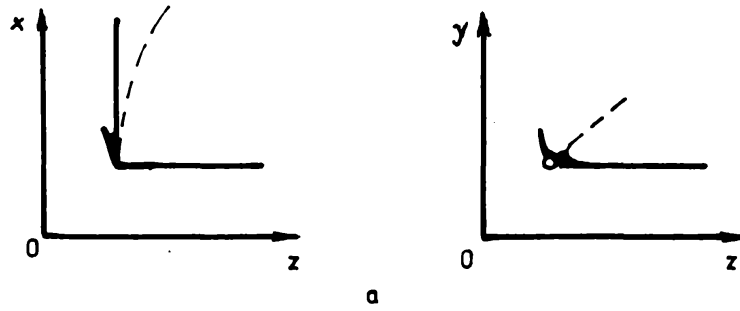


Fig.2.1

In /K6/ cuplele cinematice elastice se clasifica in cuple de clasa a V-a (CE 5)-permit miscarea relativa a elementelor intr-un singur plan-si cuple cinematice elastice de clasa a III-a (CE3 - permit miscarea relativa in doua sau trei plane-utilizand astfel criteriul de clasificare a lui Dobrovolski (mobilitatile cuplei) din teoria mecanismelor clasice.In fig.2.1 se prezinta modul de simbolizare a cuplelor cinematice elastice in schemele cinematice /K6/.

2.2.4.Analiza structurala a mecanismelor cu cuple cinematice elastice

Elemente de analiza structurala pentru MCCE sint prezentate in /K6/.

Posibilitatea de miscare relativa permisa de cupla cinematica elastica se numeste grad de libertate elastic: $L_e=1$ pentru CE5 si $L_e=3$ pentru CE3.Daca nu se tine cont de aceasta posibilitate de miscare,legatura celor doua elemente se poate considera ca fiind o cupla cinematica de clasa a VI-a.

Gradul de mobilitate al MCCE se poate calcula cu una din relatiile:

a) mecanisme plane

$$M_e=3*(n-1)-2*(c_5+c_{e5})-c_4-\sum L_p-\sum L_{1d} \quad (2.1)$$

b) mecanisme spatiale

$$M_e=6*(n-1)-\sum_{i=1}^5 i*c_i-3*c_{e3}-5*c_{e5}-\sum L_p-\sum L_{1d} \quad (2.2)$$

unde: n-numarul elementelor

c_{e3} -numarul cuplelor cinematice elastice CE3

c_{e5} -numarul cuplelor cinematice elastice CE5

c_i -numarul cuplelor cinematice de clasa i

Printr-o analogie cu mecanismele clasice,in /K6/ se extinde notiunea de conexiune si la MCCE.Astfel se arata ca cupla CE5 inclusa in mecanisme plane constituie o conexiune $K_{A(-2)}$ iar inclusa in mecanisme spatiale,o conexiune $K_{A(-5)}$.Cupla CE3, inclusa in mecanisme spatiale constituie o conexiune $K_{A(-3)}$.

Gradele de libertate ale conexiunii se calculeaza cu relatii asemanatoare cu cele din teoria mecanismelor clasice. Aceste relatii se prezinta in /K6/:

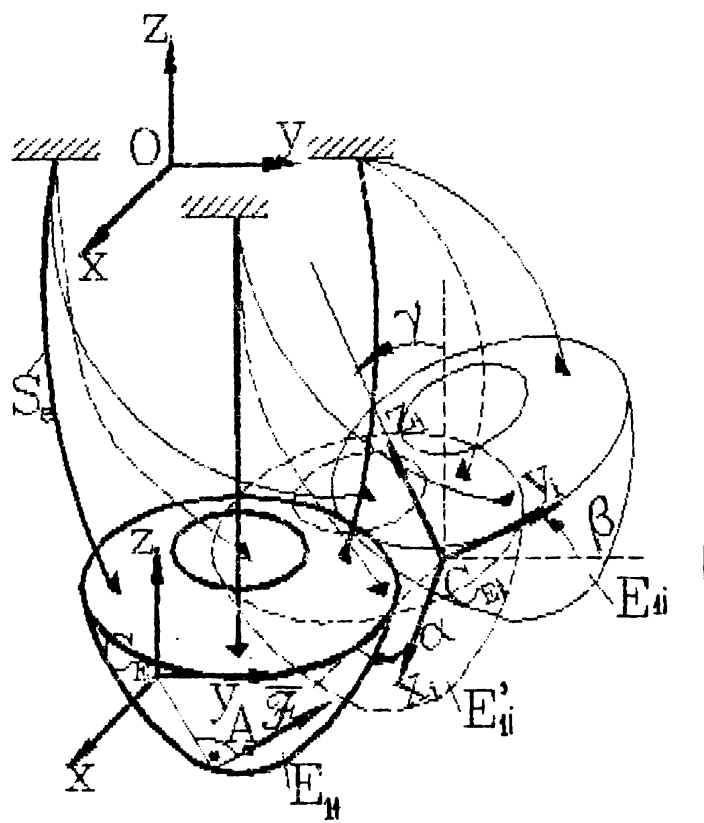


Fig. 2.2

a) mecanisme plane

$$L_{ke} = 3 \cdot n - 2 \cdot (c_5 + c_{e5}) - c_4 \quad (2.3)$$

b) mecanisme spatiale

$$L_{ke} = 6 \cdot n - \sum_{i=1}^5 i \cdot c_i - 3 \cdot c_{e3} - 5 \cdot c_{e5} \quad (2.4)$$

2.3. METODELE PENTRU ANALIZA CINETOSTATICA A MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE

2.3.1. Introducere

Mecanismele cu cuple cinematice elastice constituie sisteme nedeterminate din punct de vedere static. Din acest motiv la analiza acestor mecanisme, starea de miscare a elementelor si fortele care actioneaza asupra mecanismului nu se mai pot determina prin relatii simple geometrice fiind necesar a se tine cont si de deformatiile elastice ale elementelor.

Analiza cinetostatica a mecanismelor cu cuple cinematice elastice este abordata in literatura de specialitate atat intr-un mod general - fara a tine cont de natura elementului elastic - cit si in mod particular, specific unei anumite categorii de elemente elastice. Acest lucru este explicabil datorita comportarii diferite a fiecărei categorii de elemente. Au rezultat din aceste motive o serie de metode de analiza a MCCE cu aplicabilitate mai mare sau mai mica.

2.3.2. Metoda centrului elastic

Fie rigidul (E_1) legat prin intermediul unui MCCE de rigidul (E_2). Se considera pozitiile discrete 1 si i ale rigidului (E_1) aflat sub actiunea fortei F. Miscarea finita a rigidului (E_1) din pozitia (E_{11}) in pozitia (E'_{11}) poate fi descompusa intr-o translatie (E_{11}) \rightarrow (E'_{11}) definita de $f = \overline{C_E C'_E}$ si o miscare (E'_{11}) \rightarrow (E_{11}) corespunzator unghiurilor α, β, γ . Punctul C_E care va fi originea axelor elastice ale sistemului MCCE (E_1) il vom numi centrul elastic (fig. 2.2). Sub actiunea unei forte aplicate in acest punct - dupa directia unei axe elastice - rigidul (E_1) va executa o translatie in directia axei elastice, iar la un cuplu

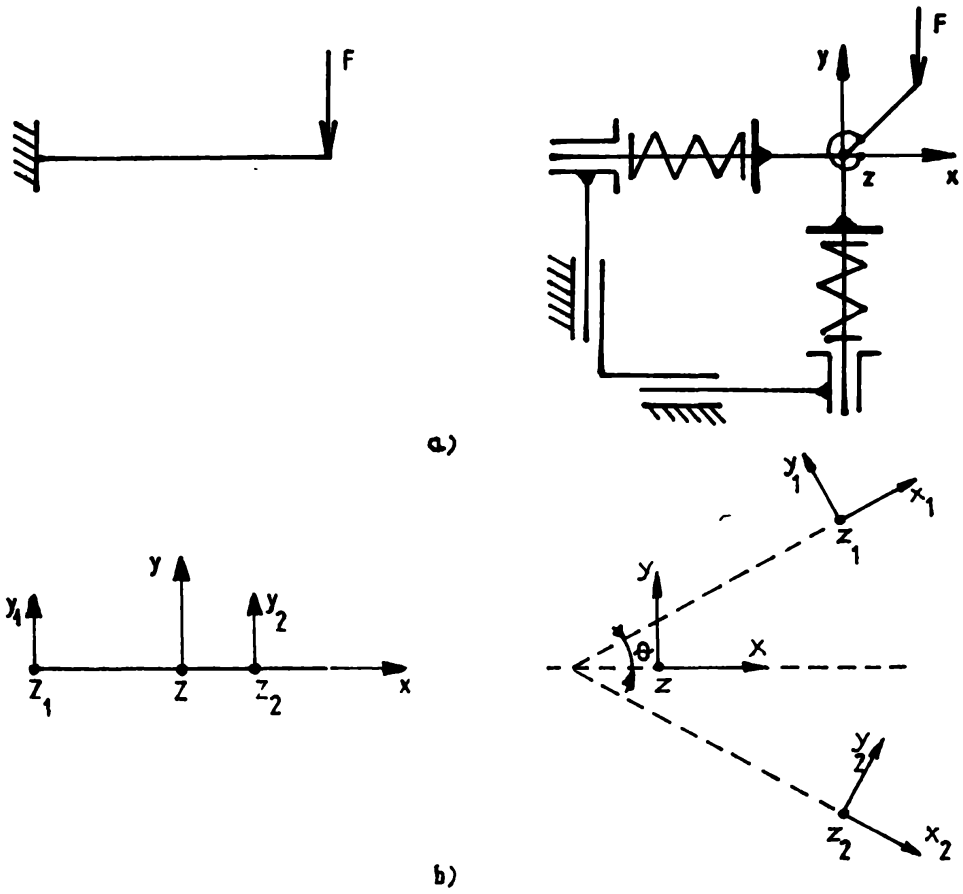


Fig.2.3

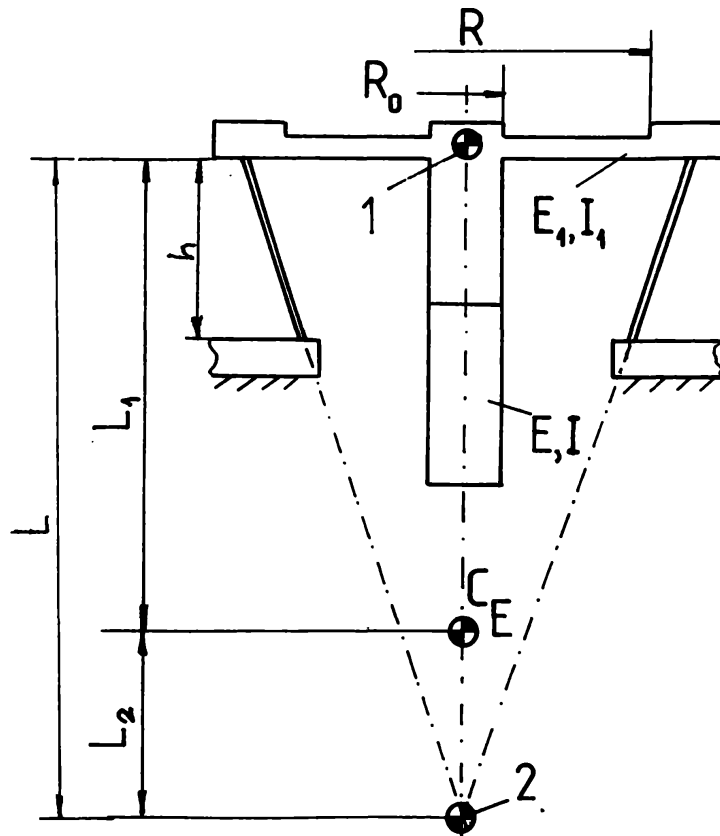


Fig.2.4.

aplicat rigidului (E_1) acesta va executa o rotatie in jurul uneia din axele elastice /H10/, /N2/, /D15/, /L1/, /K9/, /W9/.

Notiunea de centrul elastic a fost introdusa pentru prima oara in 1937 ca urmare a unui studiu destinat solutionarii modului de fixare a motorului de aviatie. Notiunea mai apare in domeniul mecanismelor cu cuple cinematice elastice in lucrarile lui W.Lotze/L1/. In domeniul dispozitivelor de complianta notiunea a fost folosita in special la modelele RCC /N2/, /W9/. Metoda are avantajul simplificarii modelului matematic (avind in vedere multimea parametrilor existenti la modelul real) prin inlocuirea MCCE cu un singur element elastic echivalent. Rezultatele experimentale obtinute pe modele RCC au demonstrat ca modelul matematic folosit (ecuatiiile de proiectare originale) sint corecte numai pentru anumite conditii date. Neluarea in considerare a elasticitatii unor elemente, conduce la diferente intre pozitia centrului elastic calculat si cel obtinut experimental /N2/

In lucrarile sale W.Lotze, admitind ca elemente elastice arcuri lamelare, prezinta relatiile de calcul pentru pozitia centrului elastic si a modului de echivalare a MCCE (fig.2.3). Sint abordate in acest sens echivalarie pentru elemente elastice legate in serie sau in paralel (fig.2.3b). MCCE analizate sint destinate in general ghidajelor de precizie /L1/, /L2/.

Primul MCCE cu elemente elastice conceput de Watson pentru un dispozitiv de complianta are centrul de complianta in punctul de intersectie a elementelor metalice dispuse dupa o suprafata conica /N2/. Facind o analiza a stadiului de dezvoltare a modelelor RCC in /N2/ se arata ca solutiile analitice sint destul de complicate astfel incit se fac incercari experimentale care sa permita obtinerea unor ecuatii de proiectare mai practice.

Se poate mentiona in acelasi timp ca literatura foloseste uneori chiar denumiri diferite pentru acest punct C_E . Astfel in /K9/ punctul C_E este denumit centru de miscare ("combined center of motion) in timp ce in /N1/ este denumit centru de complianta (actual center of compliance) (fig.2.4). De asemenea este de remarcat faptul ca marimea geometrica L_1 si deci pozitia C_E este impusa de Nevins si colaboratori /N1/ impreuna cu rigiditatile K_x si K_θ .

Din considerente geometrice si de echilibru mecanic se determina relatiile:

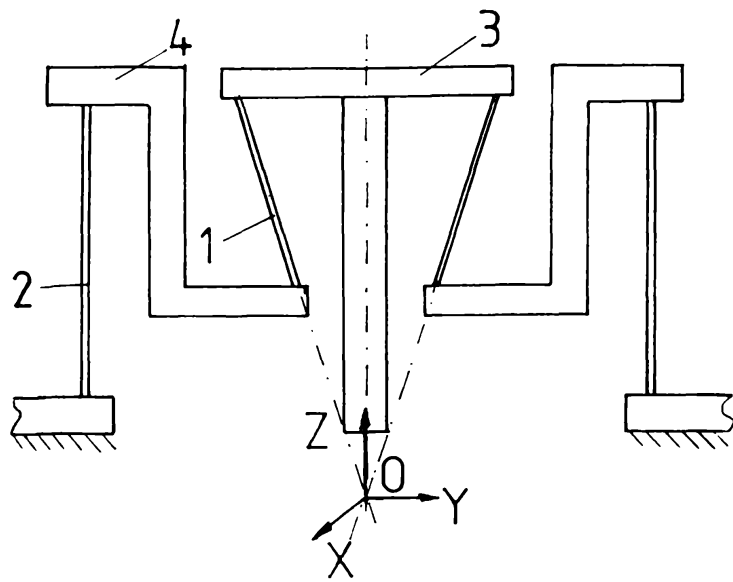


Fig 2.5.

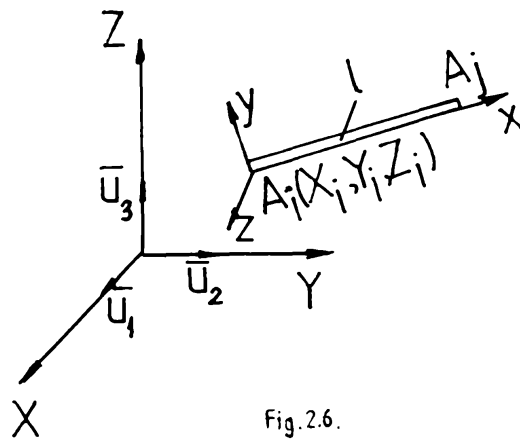


Fig.2.6.

$$K_x = 1 / (1/K_{x1} + 1/K_{x2} + 1/K_{x3}) \quad (2.5)$$

$$K_\theta = 1 / (1/K_{\theta1} + 1/K_{\theta2} + 1/K_{\theta3})$$

$$K_{x1} = K_{\theta1} / L_1^2 \quad (2.6)$$

$$K_{\theta1} = 8 * E_1 * I_1 * (1 + 3 * (R / (R - R_0))) * (1 + R / (R - R_0))$$

$$K_{x2} = 12 * n * E_2 * I_2 * (L / L_2)^2 / h^3 \quad (2.7)$$

$$K_{\theta2} = 12 * n * L^2 * E_2 * I_2 / h^3$$

$$K_{x3} = 36 * E * I / L_1^3 \quad (2.8)$$

$$K_{\theta3} = (2/3) * K_{x3} * L_1^2$$

$$K_\theta = K_x * L_1 * L_2 \quad (2.9)$$

Metoda deplasărilor relative este folosită în lucrările /P1/, /P2/, /P5/ pentru determinarea centrului de complianță al unui MCCE (model RCC) (fig. 2.5). Potrivit acestei metode forțele și deplasările de la capetele A_i și A_j ale unei bare neîncărcate pe cuprinsul ei, față de sistemul local de referință A_1xyz , verifică relația matriceală (fig. 2.6):

$$\{f_i\} = \{k\} * \{\delta_{ij}\} \quad \text{și} \quad \{\delta_{ij}\} = \{\delta_i\} * \{\delta_j\} \quad (2.10)$$

unde: $\{f_i\}$ - vectorul coloană al componentelor torsorului forțelor din A

$\{\delta_i\}$ - vectorul coloană al deplasărilor (rotiri sau deplasări liniare) din A_i

$\{\delta_j\}$ - vectorul coloană al deplasărilor din A_j reduse în A_1

$\{k\}$ - matricea de rigiditate a barei A_iA_j în sistemul local de referință

Exprimând componentele torsorului forțelor $\{F_i\}$ și deplasările în sistemul OXYZ se poate scrie:

$$\{F_i\} = [K] * \{\Delta_{ij}\} \quad (2.11)$$

unde: - $[K] = [T] * [k] * [T]^{-1} \quad (2.12)$

$$- [T] = \begin{bmatrix} [R_{ij}] & [\emptyset] \\ [m_{ij}] & [R_{ij}] \end{bmatrix} \quad (2.13)$$

- m_{ij} sînt componentele produsului vectorial $\bar{m}_i = \overline{OA_i} * \bar{u}_i$

Izolînd corpul rigid 3 și 4, avînd în vedere că la capetele fiecărei tije acționează forțe și însumînd aceste forțe se obține pe baza relațiilor anterioare matricea de flexibilitate:

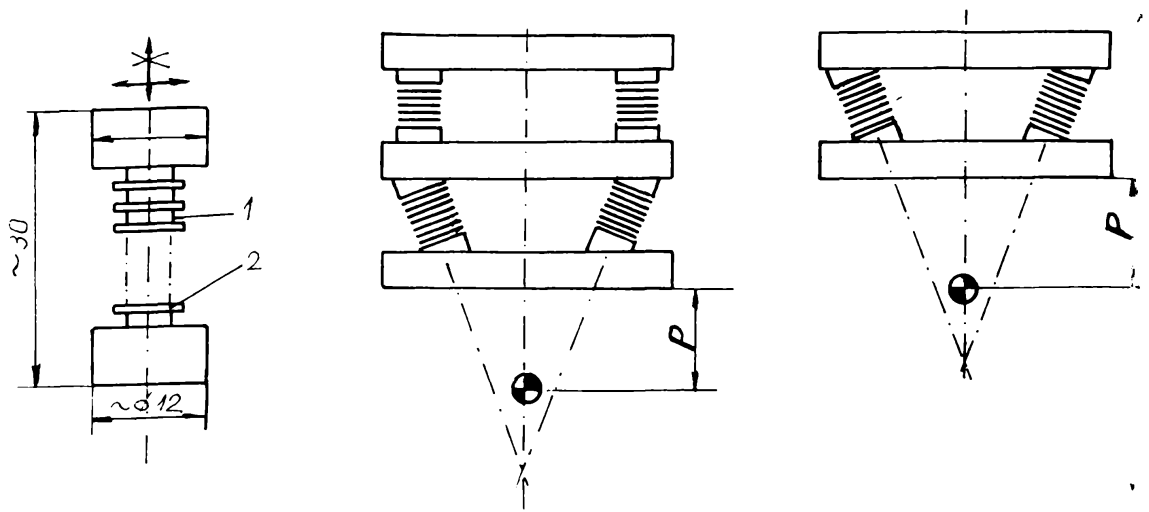


Fig. 27.

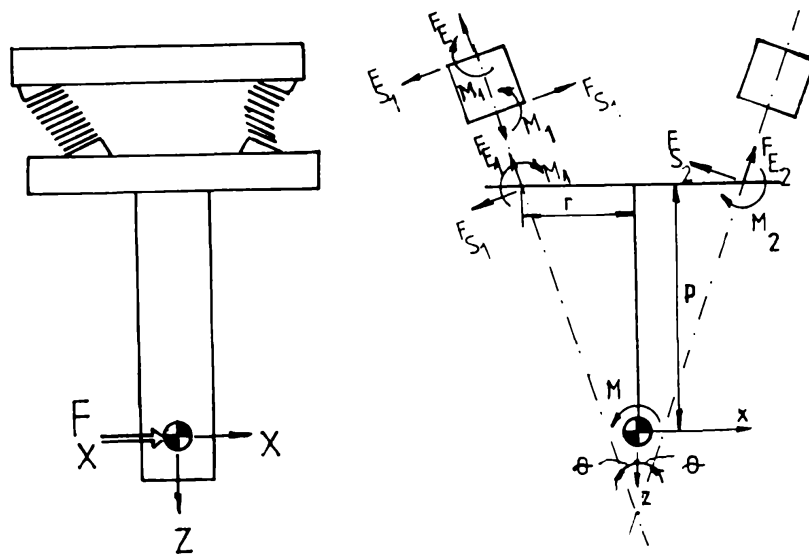


Fig. 28.

$$[H_{12}] = [T_1]^{-1} + [T_2]^{-1} \quad (2.14)$$

Pozitia centrului elastic (de complianta) se obtine din conditia ca matricea $[H_{12}]$ sa fie o matrice diagonala. In urma calculelor se concluzioneaza de catre autori ca pentru mecanismul MCCE format din elementele 2, C_E se gaseste pe axa Oz la mijlocul elementelor iar pentru MCCE format din elementele 1, C_E se gaseste aproximativ la intersectia tijelor (in punctul O) desi acest lucru nu rezulta din calcule. Pentru mecanismul compus, autorii apreciaza in urma calculelor ca C_E se poate considera in punctul O. Pe langa pozitia centrului elastic autorii determina si caracteristicile elementului echivalent pentru MCCE.

O aceasi metoda matriceala a deplasarilor relative a fost folosita anterior si in lucrarea /H17/ si apoi in lucrarea /L5/ pentru elemente elastice de sectiune dreptunghiulara.

Un element elastic de structura compozita (elastomer shear pad) si utilizarea sa intr-un MCCE este aratata in fig.2.7 /W9/.

Elementul elastic prezinta elasticitate intr-un plan perpendicular pe axa longitudinala, in directie longitudinala considerindu-se rigid. Pornind de la modelul plan al MCCE (se utilizeaza doar doua elemente) (fig.2.8) se determina, pe baza relatiilor de echilibru mecanic si a relatiilor geometrice aferente modelului, pozitia centrului elastic si rigiditatile K_x, K_α :

$$P = \frac{2 * K_{\alpha s} * \cos \theta + r * \sin \theta * \cos \theta * (K_E - K_{SS})}{K_x} \quad (2.15)$$

$$K_x = 2 * (K_{SS} * \cos^2 \theta - K_E * \sin^2 \theta)$$

$$K_\alpha = 2 * K_{\alpha\alpha} + 2 * r * (K_E * r * \cos^2 \theta + K_{SS} * r * \sin^2 \theta - 2 * K_{\alpha s} * \sin \theta) - P^2 * K_x$$

unde: $-K_E$ - rigiditatea axiala a elementului

K_{SS} - rigiditatea la forfecare a elementului

$K_{\alpha s}$ - rigiditatea la incovoiere cu forfecare a elementului

Generalizind pentru modelul cu 3 elemente se determina :

$$K_x = 3/2 * [K_{SS} * (1 + \cos^2 \theta) + K_E * \sin^2 \theta]$$

$$P = 3/2 * \frac{K_{\alpha s} * (1 + \cos^2 \theta) * \cos \theta + r * \sin \theta * \cos \theta * (K_E - K_{SS})}{K_x} \quad (2.16)$$

$$K_\alpha = K_{\alpha\alpha} * (1 + 2 * \cos^2 \theta) + 3/2 * r * (K_E * r * \cos^2 \theta + K_{SS} * r * \sin^2 \theta - 2 * K_{\alpha s} * \sin \theta) - P^2 * K_x$$

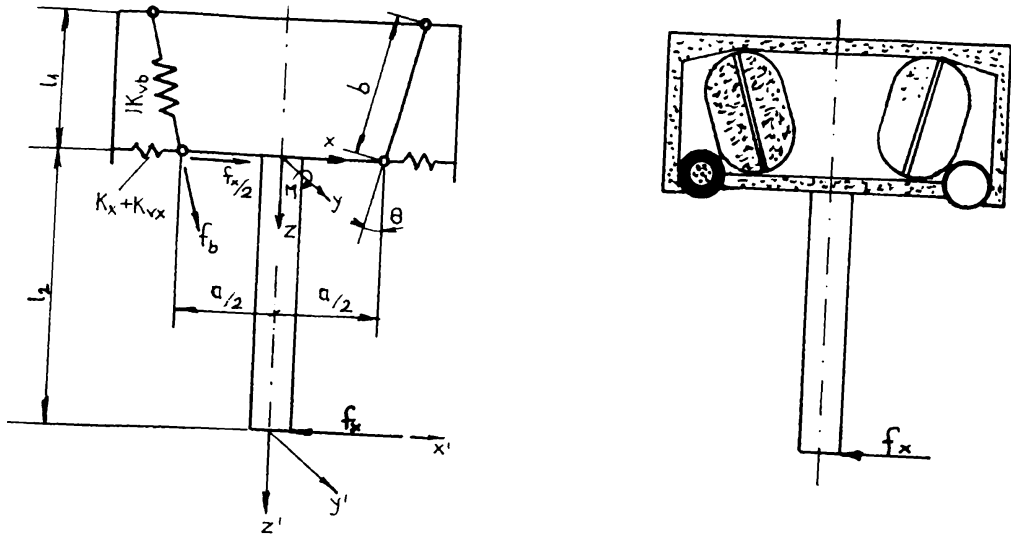


Fig. 2.9.

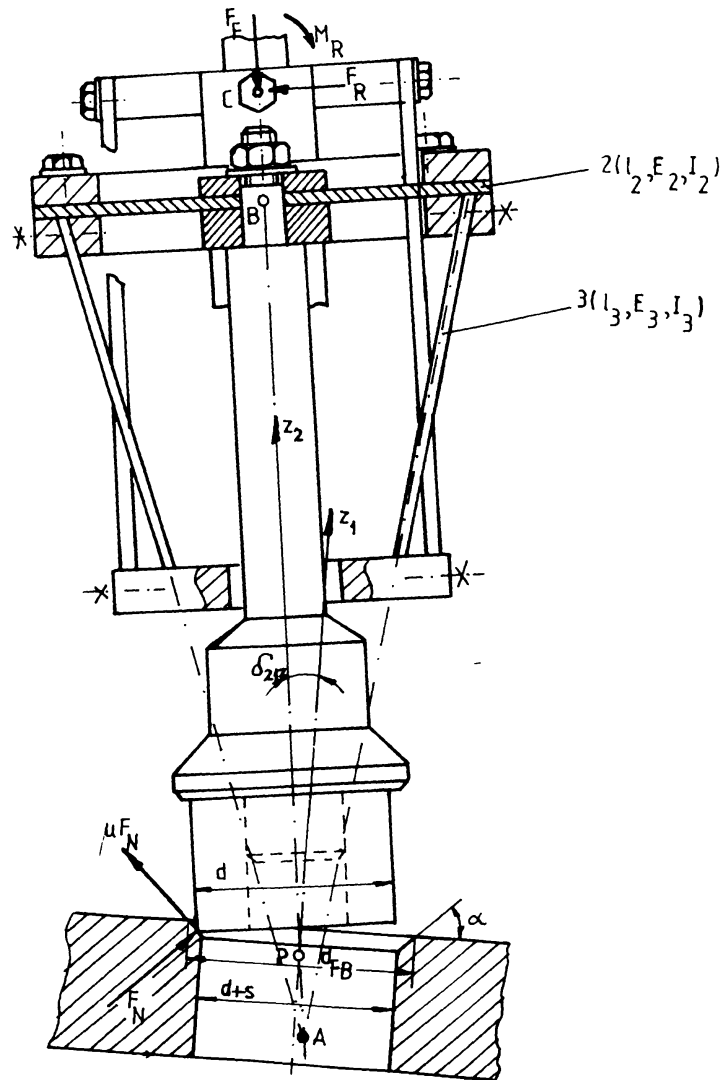


Fig. 2.10

Experimentele realizate asupra elementelor elastice compozite au scos in evidenta citeva aspecte:

- pentru elemente elastice identice (geometric) caracteristicile de rigiditate pot fi diferite pina la de doua ori.
- elementele prezinta o histereza pronuntata si instabilitate, aceste efecte fiind o sursa de eroare
- defecte de material (ale elastomerului) determina o dispersie a rigiditatii elementului.

In aceste conditii sint analizate in continuare doua posibilitati de studiu a MCCE in conditiile neliniaritatii elementului elastic. Prima metoda are la baza rezultatele experimentale obtinute in urma incercarilor efectuate asupra elementelor. Astfel rigiditatea axiala se poate modela printr-o functie de gradul 2 in raport cu deformatia axiala a elementului. A doua metoda care ia in considerare neliniaritatea MCCE se bazeaza pe realizarea matricii generalizate in raport cu centrul de rotatie (punctul C_R).

In fig.2.9 se prezinta o varianta de MCCE utilizat la realizarea unui dispozitiv de complianta, elementele elastice fiind deformabile si continind lichid sub presiune controlabila /C12/. Acest model a fost realizat pornind de la unele preocupari ale lui McCallion la "Carnegie Mellon-University" privind necesitatea modificarii pozitiei centrului elastic.

Pe baza echilibrului fortelor care intervin si a relatiilor geometrice privind deformatiile, se determina pozitia centrului de complianta:

$$l_2 = \frac{3/2 * a * k_{vb} * tg \theta}{k_r + k_{vb} * tg^2 \theta} \quad (2.17)$$

unde k_{vb} si k_r sint rigiditatile axiale a elementului elastic 1 respectiv 2.

Comportarea MCCE este raportata in continuare la un sistem de axe cu originea in centrul de complianta.

2.3.3. Metoda sistemelor static nedeterminate

La Scoala Tehnica Superioara din Karl-Marx Stadt s-a abordat studiul unor MCCE pe baza de elemente elastice din oteii utilizind principiile din teoria elasticitatii /V4/, /J1/. Metoda

este amintita si in lucrarile lui W.Lotze /L1/,/L2/.

Mecanismul cu cuple cinematice elastice (fig.2.10) abordat in studiu s-a utilizat pentru materializarea unui dispozitiv de complianta asemanator variantei RCC.

Miscarea de compensare a erorilor de situatie, fiind realizata de cimpul de forte ce apare la contactul pieselor de asamblat, este strins legata si de forta de asamblare. Pentru cazul general forta de asamblare necesara este de forma:

$$F_F = f(\alpha, \mu, d_{21z}, \delta_{21z}, E_2, E_3, I_2, I_3, l_2, l_3) \quad (2.18)$$

unde: α -unghiul de tesire

μ -coeficient de frecare

d_{21z}, δ_{21z} -erori de positionare

E_2, E_3 -modulele de elasticitate ale elementelor elastice

I_2, I_3 -momentele de inertie a sectiunii elementelor

l_2, l_3 -lungimile elementelor

Se presupune ca asamblarea se realizeaza cu viteze mici printr-o succesiune de pozitii de echilibru. Dupa scrierea ecuatiilor de echilibru static, se poate determina gradul de nedeterminare a sistemului elastic. Necunoscutele se pot calcula prin intermediul energiei de deformare aplicind teorema lui Castigliano:

$$\frac{\partial W}{\partial X_n} = \left(\frac{N_i}{E_i \cdot A_i} \cdot \frac{\partial N_i}{\partial X_n} + \frac{M_{bi}}{E_i \cdot I_i} \cdot \frac{\partial M_{bi}}{\partial X_n} + \frac{M_{ti}}{G_i \cdot I_{pi}} \cdot \frac{\partial M_{ti}}{\partial X_n} \right) dX_i = 0 \quad (2.19)$$

unde: n -numarul elementelor elastice

N_i -forta axiala din elementul "i"

M_{bi}, M_{ti} -momentul de incovoiere respectiv de torsiune ce sollicita elementul "i"

E_i, G_i -modulul de elasticitate longitudinal si transversal

I_i -momentul de inertie al sectiunii transversale

I_{pi} -momentul de inertie polar al sectiunii transversale

A_i -suprafata sectiunii transversale

X_n -forta statica nedefinita

Influenta fortelor transversale din elementele elastice este neglijabila.

Deformatiile γ_k si φ_k ale elementelor elastice sint:

$$\gamma_k = \frac{\partial W}{\partial F_k} \quad \text{si} \quad \varphi_k = \frac{\partial W}{\partial M_k} \quad (2.20)$$

2.3.4. Metoda elementelor finite

Utilizarea metodei elementelor finite la analiza MCCE bazate pe elementele elastice metalice prezinta in esenta avantajele de la calculul structurilor.

Structura reala a mecanismului este inlocuita printr-o schema care reprezinta modelul de calcul al MCCE. Aceasta schema este discretizata intr-o serie de elemente finite functie de variatia sectiunii elementelor, de tipul si pozitia fortelor. Elementul finit tip bara in sistemul local de coordonate si in sistemul global este prezentat in fig.2.11 (modelul plan).

Deplasarile nodale $\{\delta\}$ si fortele nodale $\{F\}$ sint legate prin relatia /S4/:

$$\{F\} = [K] * \{\delta\} \quad (2.21)$$

unde: $\{F\} = \{F_{yA} \quad M_A \quad F_{yB} \quad M_B \quad F_{xA} \quad F_{xB}\}^T$

$$\{\delta\} = \{v_A \quad \theta_A \quad v_B \quad \theta_B \quad u_A \quad u_B\}^T \quad (2.22)$$

$-[K] = [k_E] + [k_G]$ este matricea de rigiditate totala a elementului, ca suma a matricii de rigiditate elastica k_E si a matricii de rigiditate geometrica k_G .

Relatia matriciala intre deplasarile elementului exprimate in sistemul local $\{\delta\}$ si deplasarile in sistemul global este:

$$[\delta] = [R] * [\bar{\delta}] \quad (2.23)$$

unde $[R]$ este matricea de rotatie.

Deplasarile nodale pot fi exprimate in functie de deplasarile nodale ale structurii discretizate prin relatia:

$$[\bar{\delta}_i] = [\beta_i] * [q] \quad (2.24)$$

unde $[\beta_i]$ este matricea de expansiune.

Matricea de rigiditate a structurii $[K]$ va fi :

$$[K] = \sum [\beta_i]^T [R]^T [k_i] [R] [\beta_i] \quad (2.25)$$

Ilustrativ in fig.2.12 este prezentata discretizarea unui MCCE pentru un dispozitiv de complianta (simulare la actiunea unei forte laterale) /W3/ iar in fig.2.13 modul de discretizare al modelului plan al unui MCCE /S4/.

Matricea $[k_i]$ se calculeaza pentru toate elementele finite in care a fost discretizata structura.

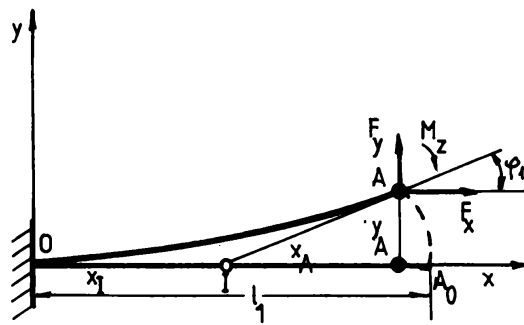


Fig.2.14

Prin asamblarea matricilor de rigiditate ale elementelor finite se obtine matricea de rigiditate a intregii structuri (relatia 2.25).

Cu matricea de rigiditate a structurii se formeaza sisteme de ecuatii de forma (2.21) din care se determina deplasarile si fortele nodale.

Metoda are dezavantajul volumului mare de calcul si a utilizarii unui echipament de calcul de capacitate ridicata.

2.3.5. Metoda analizei cinemato-cinetostatice

Particularitatile calculelor la aceasta categorie de mecanisme constau in faptul ca pozitiile elementelor depind de fortele care actioneaza asupra elementelor iar aceste forte depind la rindul lor de pozitiile elementelor. La metoda anterioara de acest aspect s-a tinut cont prin matricea de rigiditate geometrica. Metoda analizei cinemato-cinetostatice presupune rezolvarea problemei printr-un proces de calcul iterativ /K7, K8/.

In fig. 2.14 se prezinta o "manivela elastica" avind lungimea l (modelul plan). Se determina pentru punctul extrem A relatii de legatura intre fortele ce actioneaza in acest punct si coordonatele punctului:

$$F_y = F$$

$$F_x = F \cdot n_0 = 0$$

$$M_z = F \cdot l_0 \cdot (m_0 + m_1 \cdot \varphi_1) \quad (2.26)$$

$$x_A = l_1 \cdot (1 - A_1 \cdot \varphi_1^2)$$

$$y_A = l_1 \cdot (A_2 \cdot \varphi_1 + A_3 \cdot \varphi_1^2)$$

unde coeficientii m_0, m_1 si n_0 se stabilesc pe baza sistemului de forte si momente care actioneaza la extremitatea manivelei elastice iar coeficientii A_1, A_2 si A_3 sint functie de coeficientul m_0 . Relatii asemanatoare se pot scrie si pentru al doilea element elastic (la modelul plan) fixat in punctul B de biela rigida si inca pentru un punct C (in cazul modelului spatial). In acelasi timp, intre coordonatele punctelor A, B si C exista relatii de legatura. De ex:

$$[(x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2]^{1/2} = l_{AB} \quad (2.27)$$

Punctele A, B si C confundindu-se cu puncte de pe biela a caror

pozitie este data de relatiile modelului geometric.

Pe baza relatiie prezentate (2.26), (2.27) si a relatiilor din modelul geometric se poate determina torsorul fortelor ce actioneaza in fiecare punct A, B sau C. Torsorul astfel determinat permite dimensionarea elementelor elastice conform relatiilor cunoscute din teoria rezistentei materialelor.

2.3.6. Modelul cinematico-static pentru MCCE cu elemente din elastomeri

In fig. 2.15 se prezinta modelul plan al unui MCCE, cu elemente elastice din elastomeri, care sta la baza realizarii unui dispozitiv de complianta. Studiul este abordat prin considerarea efectuarii unei operatii de asamblare de tipul stift-alezaj. Reactiunile F_A si F_B in punctele de contact sint reduse in punctul simetric S, apartinind unui element rigid, unde pot fi scrise relatiile:

$$\begin{aligned} F_{Ax} + F_{Bx} + F_{Sx} &= 0 \\ F_{Ay} + F_{By} + F_{Sy} &= 0 \\ x_S * F_{Sy} - y_S * F_{Sx} + x_B * F_{By} - y_B * F_{Bx} + M_C &= 0 \end{aligned} \quad (2.28)$$

Mecanismul real este inlocuit in punctul S cu un element elastic avind rigiditatile $c_x, c_x \delta, c_\delta$. Se pot scrie relatiile:

$$\begin{aligned} F_{Sx0} &= c_x * \Delta x + c_x \delta * \Delta \delta \\ M_S &= c_x \delta * \Delta x + c_\delta * \Delta \delta \end{aligned} \quad (2.29)$$

unde: $c_x = k * (c_d * \sin^2 \beta + c_e * \cos^2 \beta)$

$$c_\delta = k * r_g * (c_d * \cos^2 \beta + c_e * \sin^2 \beta) \quad (2.30)$$

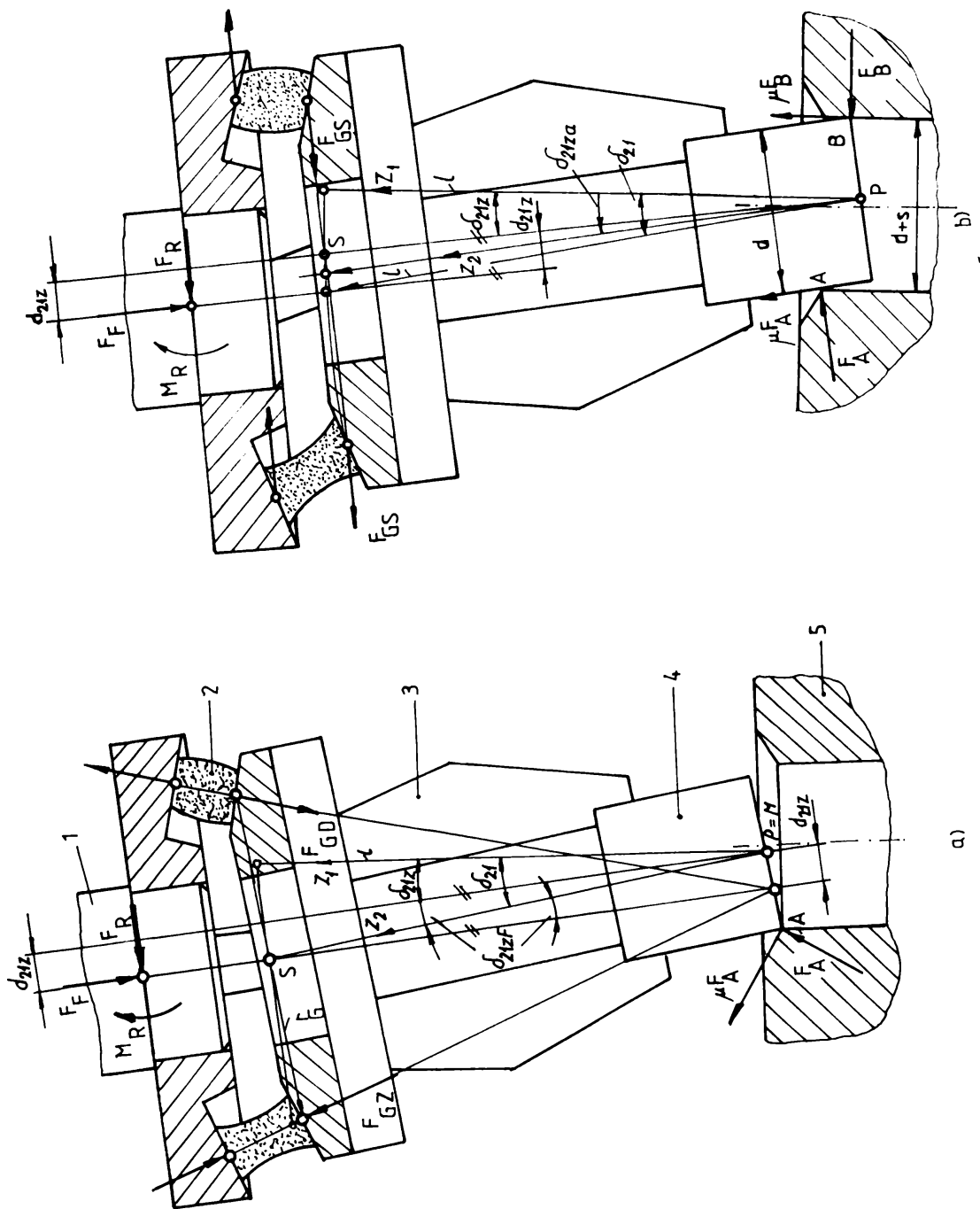
$$c_x \delta = k * r_g * (c_d - c_e) * \sin \beta * \cos \beta$$

Iar c_d, c_e sint rigiditatile elementului elastic (la compresiune si forfecare) si k numarul elementelor /H12, H13/ (in /H13/ in ultimele doua relatii (2.30) apare $k/2$).

Intre componentele fortei F in sistemul de axe Ox_0y_0 si Oxy exista relatiile:

$$\begin{aligned} F_{Sx} &= F_{Sx0} * \cos \Delta \delta + F_{Sy0} * \sin \Delta \delta \\ F_{Sy} &= -F_{Sx0} * \sin \Delta \delta + F_{Sy0} * \cos \Delta \delta \end{aligned} \quad (2.31)$$

Componenta F_S reprezinta forta necesara pentru montaj si



se poate determina pe baza relatiilor anterioare. Se fac aproximari geometrice ($\sin \Delta \delta \approx \Delta \delta$, $\cos \Delta \delta \approx 1$, $1 \gg t$ s.a.m.d.) determinandu-se forta de asamblare si concluzionandu-se ca relatiile anterioare ar putea permite o modelare /H13/.

2.3.7. Metoda aproximativ-funcțional pentru MCCE cu elemente din elastomeri /J1/.

In fig.2.16 a,b se prezinta un MCCE in situatia de contact intr-un punct (pe sanfren) si respectiv doua puncte in cadrul unei operatii de asamblare.

Forța de asamblare F necesara este data in special de deformatia elementelor din elastomeri in scopul compensarii erorilor de situatie d_{21z} si δ_{21z} /J1/.

Prin rotatia in jurul punctului S (fig.2.16 a) rezulta unghiul :

$$\delta_{21z} = 2 * \arcsin (d_{21z} / 2l) \quad (2.32)$$

Cele 2 elemente de cauciuc 1 si 2 sint sollicitate in aceasta miscare de urmatoarele forte maxime :

$$\begin{aligned} F_{Gz} &= 2 * c_z * r_G * \sin \delta_{21z} F / 2 \\ F_{GD} &= 2 * c_D * r_G * \sin \delta_{21z} F / 2 \end{aligned} \quad (2.33)$$

Prin rotatia piesei de montaj in jurul punctului P se descrie unghiul:

$$\delta_{21} = \delta_{21zF} + \delta_{21z} \quad (2.34)$$

Pornind de la premisa ca principala sollicitare a elementelor elastice din elastomeri este forfecarea, se determina forta care sollicita fiecare element functie de deformatia acestuia (legata de unghiul instantaneu δ_{21za}):

$$F_{GS} \approx 2 * c_s * l * \sin (\delta_{21} - \delta_{21za}) / 2 \quad (2.35)$$

Relatiile anterioare permit o sinteza aproximativa a unui astfel de mecanism.

2.3.8. Metoda aproximativa a deformatiilor mici /K6/.

Daca asupra elementului elastic al unei cuple cinematice

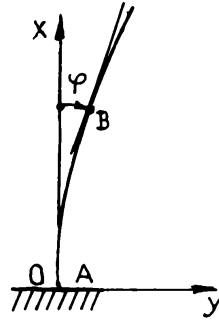


Fig.2.17

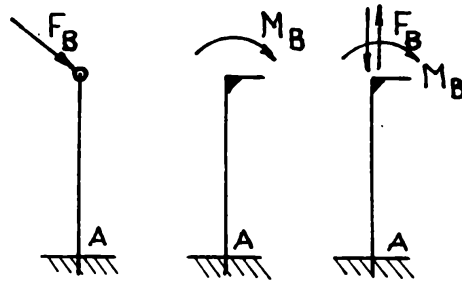


Fig.2.18.

se aplica forte/momente exterioare, ecuatia diferentiala a axei deformatate a elementului are expresia cunoscuta:

$$1/\rho_1(x) = \frac{y''}{(1+y'^2)^{3/2}} = \frac{M(x)}{E \cdot I(x)} \quad (2.36)$$

in care: ρ_1 este raza de curbura in sectiunea x, $y' = dy/dx$, $y'' = d^2y/dx^2$, E este modulul de elasticitate al materialului elementului iar $I(x)$ momentul de inertie a sectiunii transversale a acestuia.

Integrarea ecuatiei diferentiale a liniei medii deformatate se poate face prin metode numerice aproximative.

Se considera o manivela 1 legata de elementul fix O printr-o cupla cinematica elastica. Sub actiunea unei forte/moment aplicate in punctul B manivela se va deforma (fig.2.17). Admitind deformatii mici ale manivelei se face aproximarea curenta din teoria elasticitatii:

$$1/\rho_1(x) = \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{M(x)}{E \cdot I(x)} \quad (2.37)$$

Eroarea de calcul ce apare este functie de rotirea in punctul de aplicatie al fortei/momentului si are valori de 1 % pentru 0,15 rad., de 5 % pentru 0,42 rad., si de 10 % pentru 0,6 rad./K6/.

Pornind de la aceste considerente in /K6/ se determina pe baza relatiei (2.37) expresiile analitice ce descriu deformatia manivelei 1 la diferite sarcini (fig.2.18).

Relatiile stabilite pentru manivela se pot aplica si conexiunilor K_B si K_C /K6/.

2.4. ANALIZA DINAMICA A MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE

2.4.1. Introducere

Analiza dinamica a mecanismelor cu cuple cinematice elastice a fost abordata in cazul general ca si analiza dinamica a unui rigid cu legaturi elastice sau viscoelastice /H10/, /K10/.

In cazuri concrete de aplicatii ale mecanismelor cu cuple cinematice elastice analiza dinamica a fost abordata pentru unele

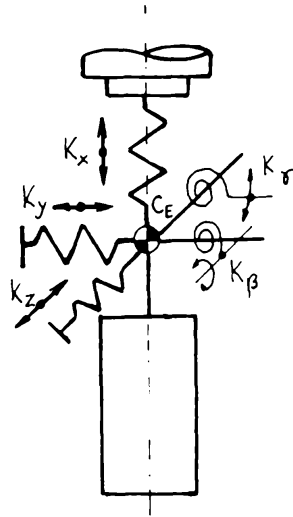


Fig.2.19

mecanisme ce stau la baza dispozitivelor de complianță destinate robotilor industriali pentru montaj. În aceste cazuri se pune problema analizei dinamice a "bielei" rigide - materializată prin efector și piesa-din componenta mecanismului cu cuple cinematice elastice într-o operație de montaj robotizată. Metodele de analiză au ca punct de pornire fie echivalarea MCEE printr-un singur element elastic, cu caracteristicile aferente, dispus în centrul elastic fie luarea în considerare a întregului mecanism.

2.4.2. Metoda de analiză dinamică bazată pe noțiunea de centrul elastic

Schema echivalentă a mecanismului cu cuple cinematice elastice este prezentată în fig. 2.19 /N2/.

Presupunind că elementul rigid 1-efector și piesa- trebuie să execute o mișcare de translație după axa Oz , mișcarea acestuia în raport cu centrul elastic este descrisă de ecuațiile:

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= m \ddot{x} \\ \sum F_{iy} &= m \ddot{y} \\ \sum M_{CE} &= J_{CE} \ddot{\theta} \end{aligned} \quad (2.38)$$

unde: $-F_{ix}, F_{iy}$ - componentele forțelor ce acționează asupra elementului rigid 1

$-M_{CE}$ - momentele (în raport cu axa $C_e z_e$) a forțelor ce acționează asupra elementului 1

$-m$ - masă elementului 1

Acestor ecuații li se adaugă relațiile geometrice de legătură care descriu poziția elementului 1, în timp. Relații geometrice, mai mult sau mai puțin riguroase, pentru aplicația specifică de asamblare stift-alezaj sunt descrise în /M9/, /B5/ tragându-se concluzia că se pot aplica și la montajul robotizat.

O prezentare generală a ecuațiilor de bază este realizată și în lucrarea /F7/.

În lucrarea /W10/ analiză dinamică este abordată considerându-se mișcarea ca o succesiune de poziții de echilibru foarte apropiate. În aceste condiții $\ddot{x} = \ddot{y} = \ddot{\theta} = 0$ iar ecuațiile (2.38) devin:

$$\begin{aligned} \sum F_{ix} &= 0 \\ \sum F_{iy} &= 0 \\ \sum M_{CE} &= 0 \end{aligned} \quad (2.39)$$

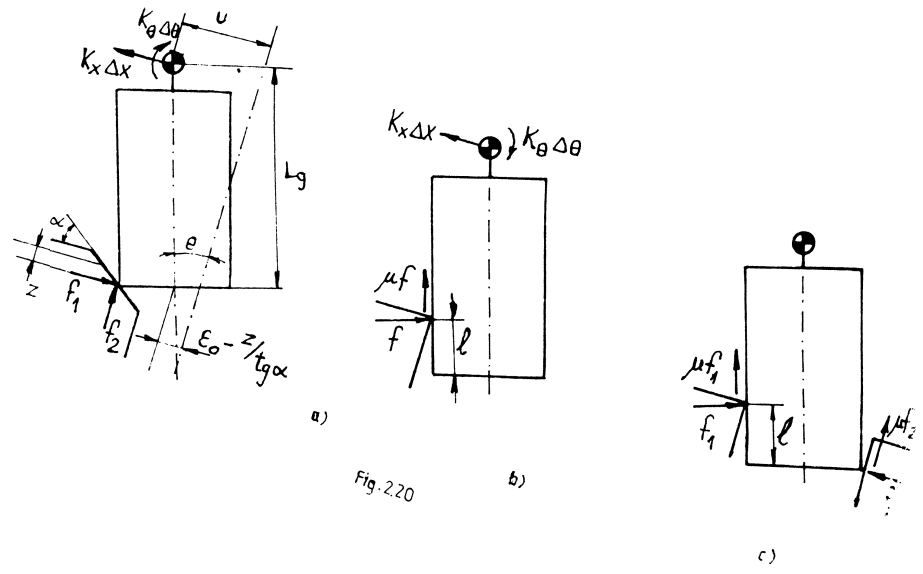


Fig. 220

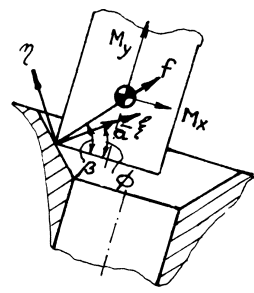


Fig. 221

Acceptând doar trei pozitii relative stift-alezaj (fig.2.20a) autorii determina prin aproximatii o serie de relatii geometrice de legatura.

De exemplu pentru contactul pe sanfren este dedusa relatia geometrica:

$$u=L_g*\theta-z/tg\alpha \quad (2.40)$$

Din rezolvarea sistemului de ecuatii (2.39) se deduc relatiile:

$$\theta = \theta_0 + \frac{K_x * z * (L_g * B - r * A) / tg\alpha}{(K_x * L_g^2 + K_\theta) * B - K_x * L_g * r * A} \quad (2.41)$$

$$U = u_0 - \frac{K_\theta * z * B / tg\alpha}{(K_x * L_g^2 + K_\theta) * B - K_x * L_g * r * A} \quad (2.42)$$

Relatii asemanatoare se determina si pentru urmatoarele doua pozitii de contact (fig.2.20b,c).

O analiza asemanatoare este intilnita anterior si in lucrarea /T6/.

Analiza perturbatiile din cadrul miscarii elementului 1 (salturi, blocaje) si influenta vitezei de translatie dupa axa Oz asupra acestui comportament este abordata in /A8/. Se conchide ca abordarea dinamicii pe principiul cvasistatic la viteze mari poate conduce la erori. Pe considerentul ca momentele de inertie, si deci existenta acceleratiei unghiulare, conduce la un comportament dinamic inferior autorii fac o echivalenta intre proprietatile centrului elastic si cele ale centrului de masa. Se trage concluzia astfel ca elementul 1 are numai acceleratie liniara daca si numai daca suportul fortei de contact \bar{f} (fig.2.21) trece prin centrul de masa.

Ecuatiile de miscare ale elementului 1 in raport cu centrul de masa al intregului mecanism sint /A8/:

$$M_x * \ddot{x} = f * \cos\beta \quad (2.43)$$

$$M_y * \ddot{y} = f * \sin\beta \quad (2.44)$$

unde: f -reactiunea in punctul de contact

M_x, M_y -masa redusa a sistemului

Din analiza efectuata in continuare se desprinde concluzia ca evitarea miscarii sacadate a elementului 1 este asigurata daca

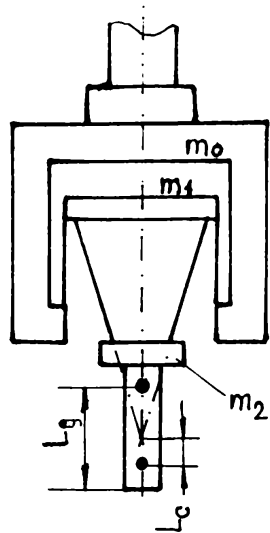


Fig.2.22

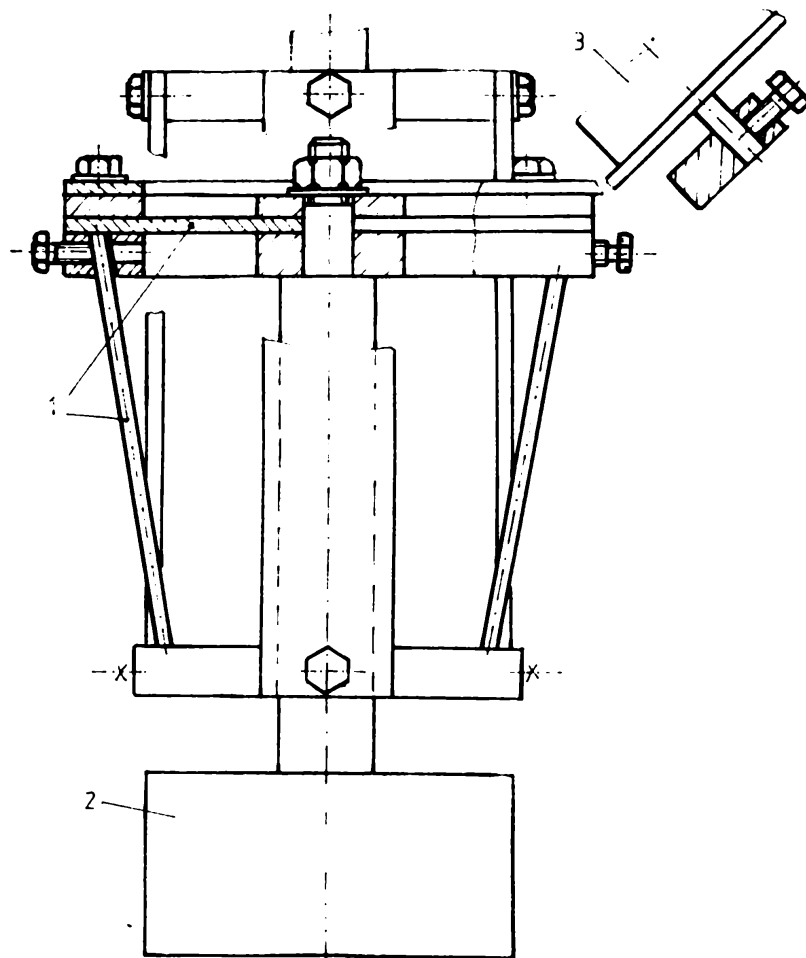


Fig.2.23

$M_x \ll M_y$ si daca centrul de reducere al masei sistemului se gaseste pe directia fortei de contact.

Pentru mecanismul cu cuple cinematice elastice propus de Whitney /W10/ (fig.2.22) pozitia centrului de reducere al masei sistemului este:

$$L_c = \frac{m_2}{m_1 + m_2} * L_g \quad (2.43)$$

unde L_g este pozitia centrului de masa al elementului de masa m_1 .

2.4.3. Metoda ecuatiilor lui Lagrange de ordinul doi

Analiza dinamica a unui mecanism cu cuple cinematice elastice pentru un dispozitiv de complianta este realizata in /55/ avind ca baza de pornire lucrarea /J1/.

Mecanismul este asemanator cu cel intilnit la dispozitivul RCC. Deosebirea consta in faptul ca numarul elementelor elastice este de 4 si ca dispozitivul de complianta este cu corectie mixta avind inglobat un generator de oscilatii actionat electric (fig.2.23).

Ecuatia de miscare a mecanismului scrisa sub forma concentrata este:

$$[M] * [\ddot{q}] + [K] * [q] = [P] \quad (2.46)$$

unde: $[M]$ - este matricea de inertie

$[q]$ - vectorul coordonatelor generalizate

$[K]$ - matricea diagonala de rigiditate

$[P]$ - vectorul fortelor de excitatie

Pentru precizarea parametrilor modelului experimental s-au determinat frecventele proprii de vibratie ale mecanismului si formele acestora. Din compararea rezultatelor experimentale cu cele teoretice se trage concluzia ca modelul matematic admis este corect. Analizind influenta modificarii diferitelor coordonate generalizate in miscarea elementului 2 se trag concluzii, cu privire la unele solutii constructive ale ansamblului, asemanatoare cu cele din /J1/.

Analiza modului de amortizare a oscilatiilor si a vibratiilor MOCE precum si influenta amortizarii asupra comportamentului acestuia sint analizate si in /N2/.

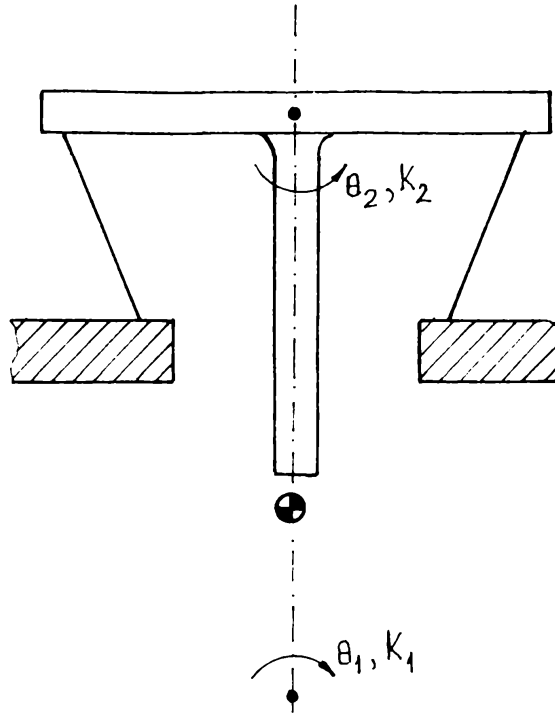


Fig.2.24

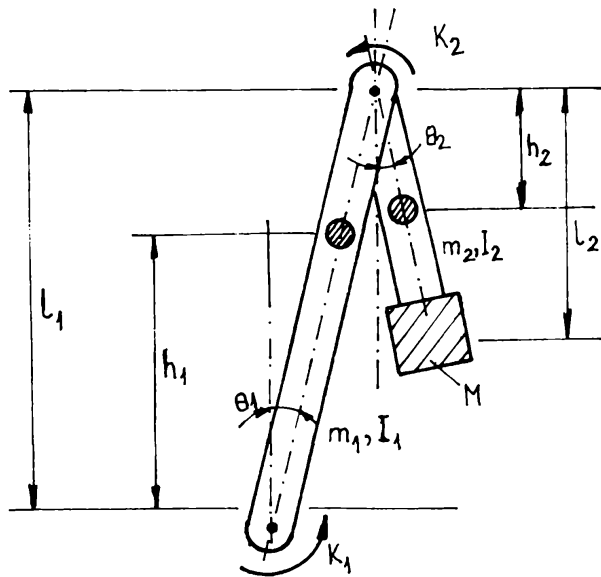


Fig.2.25

Mecanismul analizat este cel corespunzator dispozitivului de complianța RCC (fig.2.24).Privit prin prisma problemei abordate, RCC este un sistem mecanic suspendat elastic avind 5 grade de libertate.Daca sistemul este neamortizat vibratiile sau oscilatiile incetinesc functionarea mecanismului in sensul dorit. Acelasi lucru se poate spune despre o amortizare prea puternica a mecanismului.

Modelul dinamic al mecanismului este prezentat in fig.2.25 unde K_1 si K_2 sint rigiditatile rotationale ale structurii laterale si de virf /N2/.

Ecuatiile de miscare neamortizate cuplate,neglijind miscarea in jurul axei verticale,sint:

$$\begin{aligned} I_1 \ddot{\theta}_1 + I_2 \ddot{\theta}_2 + m_1 h^2 \ddot{\theta}_1 + m_2 (l_1 \ddot{\theta}_1 + h_2 \ddot{\theta}_2) (l_2 + h_2) + K_1 \theta_1 + K_2 (\theta_1 - \theta_2) &= 0 \\ I_2 \ddot{\theta}_2 + m_2 (l_1 \ddot{\theta}_1 + h_2 \ddot{\theta}_2) h_2 + K_2 (\theta_2 - \theta_1) &= 0 \end{aligned} \quad (2.47)$$

Rezultatele modelarii sint comparate cu rezultatele experimentale obtinute.

2.5.PROIECTAREA OPTIMALA A MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE

Proiectarea optimala a MCDE,la fel ca in cazul proiectarii optinale generale /R8/,are drept scop obtinerea celor mai bune caracteristici pentru acesta in conditiile restrictive constructive,de portanta etc.

In literatura de specialitate este abordata o astfel de problema in mod general pentru un MCDE folosit la dispozitivele de complianța /H14/.Se urmareste obtinerea valorilor optime pentru rigiditatile MCDE astfel incit energia consumata pe durata asamblarii sa fie minima.Se determina o relatie analitica de complexitate ridicata si se trage concluzia ca este necesara rezolvarea ei pe cale numerica.

2.6.STUDIUL EXPERIMENTAL AL MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE

2.6.1.Introducere

Incarcarile experimentale,in genaral,au drept scop obti-

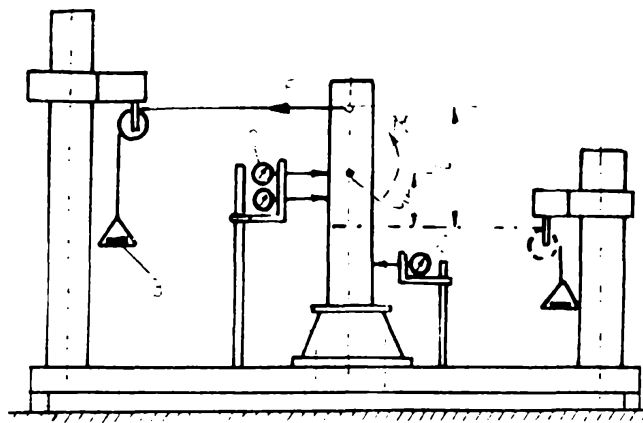


Fig.2.26

nerea unor informatii privind parametri unui produs si stabilirea unor concluzii pe baza acestor informatii.

In cazul mecanismelor cu cuple cinematice elastice, din dotarea dispozitivelor de complianta, incercarile experimentale pe parcursul timpului au vizat trei aspecte:

1)-determinarea parametrilor functionali (rigiditatile elementelor, rigiditati echivalente, pozitia centrului elastic etc.) ai mecanismului

2)-determinarea modului de variatie al unor marimi specifice (forta de asamblare, reactiuni etc.) montajului robotizat a doua elemente constructive si compararea acestora cu valorile teoretice determinate pe baza modelului matematic.

3)-determinarea parametrilor de lucru ai MCCE la operatii de montaj in conditii industriale.

Primele doua aspecte au un rol hotaritor ,pentru perioada de incercare in laborator, in imbunatatirea parametrilor modelului pentru mecanismul cu cuple cinematice elastice.

Al treilea aspect al incercarilor are rol deosebit in stabilirea parametrilor de lucru ai RI (caracterizat de o anumita rigiditate, precizie dinamica etc.) astfel incit sa se asigure reusita operatiilor de montaj in limita valorilor admise (forta, viteza) in incercarile de laborator.

2.6.2. Determinarea parametrilor functionali ai MCCE.

Principiul de realizare al unui stand experimental pentru determinarea parametrilor functionali ai MCCE-RCC se prezinta in /58/. Pe un stand asemanator (fig.2.26) s-au efectuat incercari asupra unui MCCE cu elemente elastice lamelare /K17/.

Whitney realizeaza determinarea parametrilor functionali ai MCCE cu elemente elastice "compozite" in urmatoarea succesiune /W9/:

- determinarea parametrilor elementelor elastice
- determinarea parametrilor mecanismului

Astfel, pe o masina pentru incercari la tractiune au fost studiate un numar de elemente elastice inregistrindu-se dependenta forta-deformatie. In continuare a fost stabilit modul de comportare al unui element elastic supus la solicitarea de incovoiere si forfecare.

Cel de-al doilea set de incercari a fost realizat pe un

stand asemanator cu cel din fig.2.26 si a vizat si diferit ele influente ale numarului de elemente elastice asupra parametrilor functionali ai MCCE.

In mod asemanator celor prezentate anterior in /W11,W15/ se analizeaza experimental si MCCE cu elemente elastice fluidice.

Comportarea unui MCCE la diferite amortizari a fost analizata in /N2/. Incercarile s-au realizat pe modelul RCC. S-a amortizat doar un grad de libertate θ_1 (fig.2.25). Aceasta s-a realizat prin umplerea cu vaselina a unei cavitati inchise intre diafragma RCC si elementul suport, fara a influenta in acest mod cel de-al doilea grad de libertate θ_2 .

2.6.3. Determinarea parametrilor functionali ai MCCE in operatii de montaj

Initiatorii acestor tipuri de incercari au fost Nevins si Whitney, ideile din lucrarile acestora putind fi gasite si in alte lucrari ulterioare ale altor autori.

Standul experimental folosit de Nevins in acest scop are la baza o masina de frezat verticala /N1,N2/. Miscarea de asamblare pe verticala este simulata prin arborele principal al masinii iar diferitele erori de pozitionare prin masa in coordonate a masinii.

Jacobi /J1/ a utilizat pentru incercari o metodologie asemanatoare. Deplasarile realizate de MCCE au fost determinate cu ajutorul comparatoarelor iar fortele dezvoltate, intre piesele de asamblat, prin intermediul unui senzor de forta-moment.

Un dispozitiv si metoda aferenta pentru verificarea eficientei functionale a MCCE au fost descrise in /K18/. Palparea stiftului in procesul de asamblare se face prin intermediul unor comparatoare. Pe baza valorilor obtinute si modelului geometric se poate determina pozitia stiftului pe parcursul montajului.

Instalatii specializate pentru studiul asamblarii a doua disce cilindrice au fost realizate la IPA Stuttgart de catre M. Schweizer /S11/. Instalatiile permit curse de aprox. 40 mm in planul orizontal si de aprox. 60 mm pe verticala. Fortele pe parcursul montajului sint masurate prin intermediul unui senzor de forta-moment iar deplasarile unghiulare pe cale inductiva. Aceste instalatii se apropie foarte mult de structura unor module de pozitionare locala.

2.6.4. Determinarea parametrilor MCCE in operatii de montaj industrial

In perioada de probe tehnologice a RI pentru montaj se realizeaza si determinarea parametrilor de lucru ai MCCE pe langa o serie de alte marimi: forte si momente de asamblare, durata unor operatii etc. Aceste incercari se incadreaza in planul de stabilirea parametrilor de lucru ai RI.

Optimizarea regimului de asamblare robotizata cu utilizarea unui dispozitiv cu corectie pasiva a fost abordata in /P4/. Experimentarile au fost realizate pe un RI model MP-9S. Incercarile au vizat optimizarea parametrilor de asamblare stift-alezaj cu caracteristicile $\varnothing 10$ mm (H7/h6) la erori de positionare de pina la 3 mm.

Determinarea parametrilor caracteristici montajului stift rigid-alezaj elastic a fost abordata in /W12/. Se utilizeaza un dispozitiv de complianta cu corectie mixta (MACS). Incercarile au fost realizate in baza unor erori de situare variabile intr-un domeniu larg si viteze de montaj cuprinse intre 30 si 100 [mm/s].

In incercarile de acest tip se folosesc traductoarele si senzorii montati in efectorul RI, inregistratoare cuplate cu sistemul de comanda al RI etc.

3. SCOPUL LUCRĂRII

La stabilirea și enunțarea principalelor probleme pe care și le propune a le rezolva, autorul are în vedere stadiul actual al construcției robotilor industriali pentru montajul automat și stadiul actual al cercetărilor privind studiul mecanismelor cu cuple cinematice elastice.

Având la baza aceste orientări, se poate menționa faptul că principala sarcină de montaj robotizat este din categoria stift-țează și că modelele matematice ale procesului de asamblare sunt însoțite cu o serie de aproximații. Autorul își propune în această direcție elaborarea unor modele matematice adecvate, care să permită simularea pe calculator a montajului și optimizarea constructivă a mecanismului cu cuple cinematice elastice.

Pe parcursul elaborării materialului privind stadiile actuale, autorul a sesizat necesitatea unei sistematizări structurale a mecanismelor cu cuple cinematice elastice pentru dispozitivele de complianță. Autorul își propune să realizeze o astfel de analiză și să prezinte câteva elemente de bază privind sinteza structurală a acestor mecanisme.

Modelele matematice privind calculul mecanismelor cu cuple cinematice elastice și încercările efectuate au scos în evidență, în conformitate cu literatura de specialitate, o serie de neclarități privind existența, poziția "centrului elastic" și modul de determinare a acestuia în cazul dispozitivelor de complianță. Autorul își propune să prezinte un model matematic pentru determinarea poziției centrului elastic, a rigidităților echivalente ale mecanismului cu cuple cinematice elastice și să realizeze o serie de încercări pentru confirmarea acestor considerații.

Având în vedere necesitatea unei proiectări optime a mecanismelor cu cuple cinematice elastice din componenta dispozitivelor de complianță și faptul că aceste aspecte sunt mai puțin cunoscute la acest caz concret, autorul își propune enunțarea principiilor de proiectare optimă și realizarea unor modele

matematice adecvate.

Fiabilitatea robotilor industriali pentru montaj se impune sa fie extrem de ridicata. Pornind de la acest aspect, autorul isi propune sa analizeze aspectul teoretic al fiabilitatii mecanismelor cu cuple cinematice elastice din componenta dispozitivelor de complianta.

In vederea alegerii optimale a unei variante de mecanism cu cuple cinematice elastice dintr-o multime data de variante, autorul isi propune sa analizeze si sa enunte criteriile de comparare a acestora. De asemenea autorul isi propune sa elaboreze programul de calcul automatizat pentru alegerea variantei optimale.

In directia incercarilor experimentale, autorul a remarcat o prezenta redusa a informatiilor referitoare la functionarea unor astfel de mecanisme. Pornind de la acest considerent, efectueaza unele incercari experimentale asupra unor mecanisme cu cuple cinematice elastice plane si spatiale. Se urmareste determinarea modului de influenta a diferitilor parametri asupra comportamentului functional al mecanismului. De asemenea autorul isi propune realizarea unor standuri experimentale destinate incercarii mecanismelor cu cuple cinematice elastice in conditii de laborator.

In concluzie, prin prezenta lucrare, autorul isi propune sa dezvolte cercetarile teoretice si experimentale referitoare la mecanismele cu cuple cinematice elastice din componenta dispozitivelor de complianta ale robotilor industriali.

4. MODELE MATEMATICE ALE OPERATIEI DE MONTAJ STIF-ALEZAJ.

4.1. INTRODUCERE

Abordarea studiului privind mecanismele cu cuple cinematice elastice pentru dispozitivele de complianță implica elaborarea modelelor matematice ale operațiilor tehnologice în care se utilizează acestea.

Din analiza variabilității mediului tehnologic robotizat rezulta că operațiile de montaj din categoria stift-alezaj (în una din formele: stift rigid-alezaj elastic, stift rigid-alezaj rigid, stift elastic-alezaj rigid) sînt cele mai numeroase.

Asamblarea automată stift rigid-alezaj rigid a constituit în decursul timpului un domeniu de analiză atentă /N6/, /N7/, /M13/, /C13/, /C14/. Pornindu-se de la aceste aspecte s-a trecut atît la generalizarea unor aspecte pentru asamblarea robotizată /C15,61/ cît și la abordarea problemei din punctul de vedere specific acesteia /B5/, /J17/, /M10/, /M11/, /N1, N2, N4/, /W10/.

Prezenta lucrare urmărește elaborarea unui model matematic adecvat calculului automatizat și astfel pe baza acestuia să se obțină informații utile pentru sinteza mecanismelor cu cuple cinematice elastice.

4.2. ANALIZA ERORILOR DE SITUARE A ROBOTILOR INDUSTRIALI SI INFLUENTA ACESTORA IN OPERATIILE DE MONTAJ

Procesul de asamblare a două elemente constructive cu ajutorul roboților industriali (RI) este influențat de o serie de factori: forma elementelor de asamblat, ajustajul format între acestea, eroarea de situare a RI. Eroarea de situare a RI poate face extrem de dificilă sau chiar imposibilă operația de asamblare.

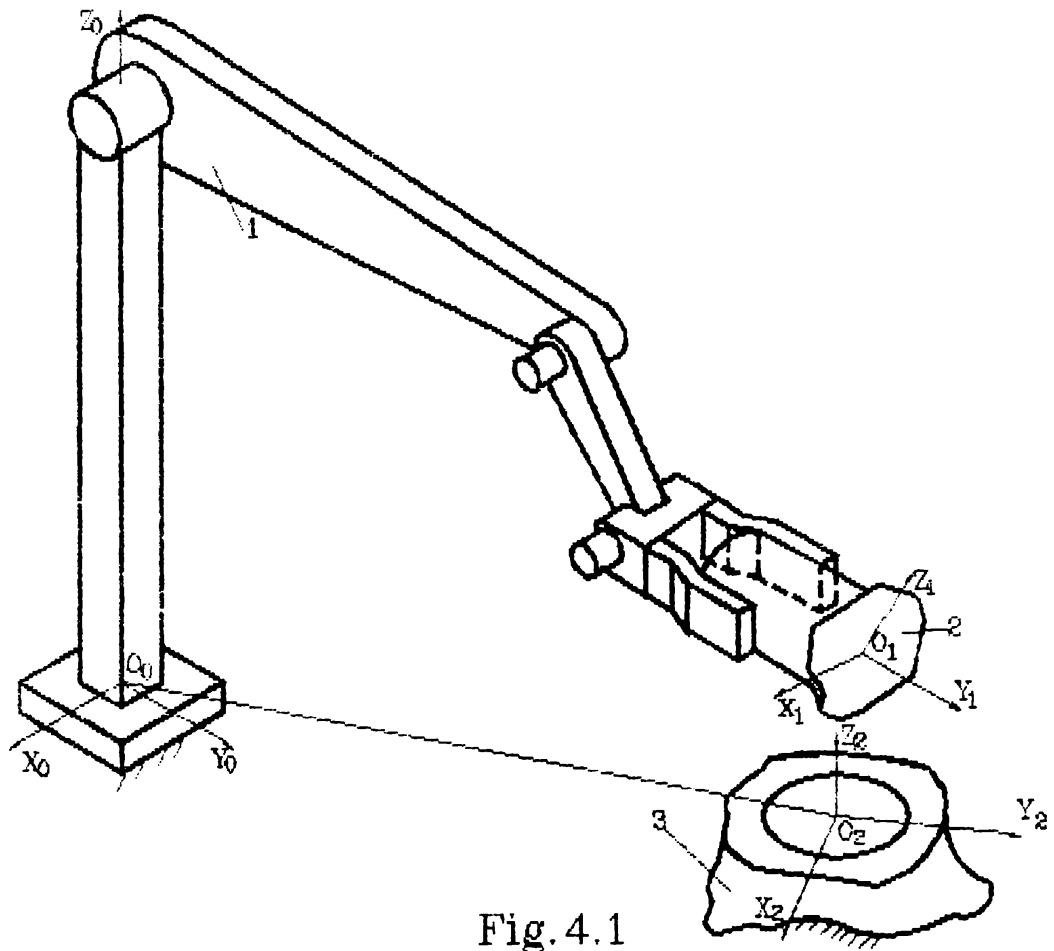


Fig. 4.1

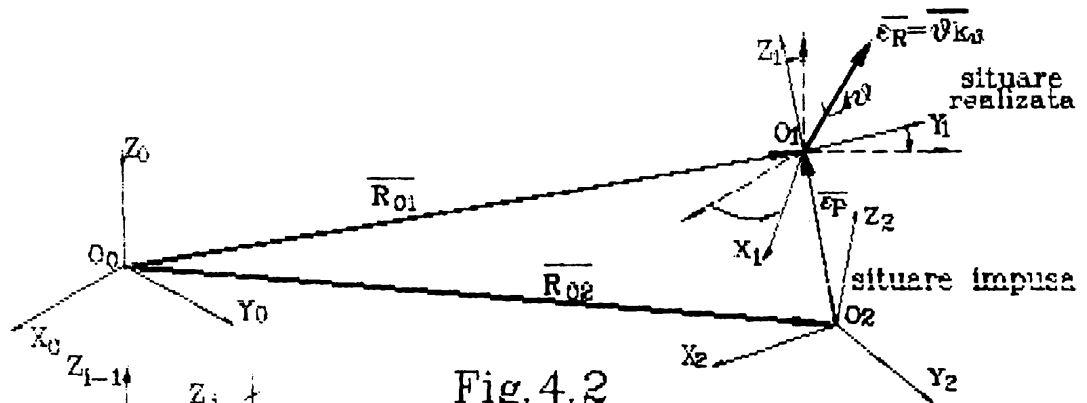


Fig. 4.2

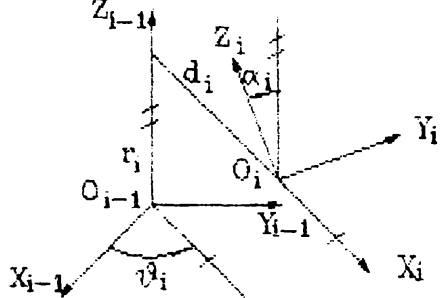


Fig. 4.3

In fig.4.1 se prezinta o "scena" din cadrul unui proces de montaj cu RI. Elementul constructiv 2 urmeaza a fi asamblat cu elementul constructiv 3 prin intermediul RI-1. Referitor la aceste componente ale scenei de lucru se evidentiaza urmatoarele sisteme de coordonate: $O_0 \times O_0 Y_0 Z_0$ - sistemul de coordonate atasat bazei RI; $O_1 \times O_1 Y_1 Z_1$ - sistemul de coordonate atasat elementului constructiv 2; $O_2 \times O_2 Y_2 Z_2$ - sistemul de coordonate atasat elementului constructiv 3.

Realizarea montajului celor doua elemente constructive reprezinta de fapt stabilirea unei corespondente intre cele doua sisteme (O_1) si (O_2) .

Operatia de asamblare se poate descompune in doua miscari elementare: miscarea de manipulare - "grosiera" - prin care elementul 1 se aduce in contact cu elementul 2 si miscarea de orientare - asamblare ("miscarea fina") prin care se realizeaza noul element constructiv de rang superior.

La finele operatiei de manipulare intre starea impusa (i) , celor doua sisteme (O_1) si (O_2) , si starea realizata (r) va exista o diferenta datorata erorilor din cuplele cinematice ale RI, erorilor constructive ale elementelor RI, deformatiilor etc./K21/. Aceasta diferenta se exprima prin eroarea de situatie cu cele doua componente: eroarea de positionare (e_p) si eroarea de orientare (e_θ) (fig.4.2).

Utilizind conventia Denavit-Hartenberg (fig.4.3) matricea de trecere a sistemului de coordonate $O_i \times O_i Y_i Z_i$ in sistemul de coordonate $O_{i-1} \times O_{i-1} Y_{i-1} Z_{i-1}$ se poate exprima simbolic prin matricea /K21/:

$${}^{i-1}T_i = \text{Rot}(z, \theta_i) * \text{Trans}(z, r_i) * \text{Trans}(x, d_i) * \text{Rot}(x, \alpha_i) \quad (4.1)$$

unde: -Rot(u, ψ) este matricea (4*4) definind o rotatie de unghi ψ in jurul axei u;

-Trans(v, l) este matricea (4*4) definind o translatie pe distanta l dupa axa v.

Sub forma sa dezvoltata matricea ${}^{i-1}T_i$ este urmatoarea:

$${}^{i-1}T_i = \left[\begin{array}{ccc|c} \cos\theta_i & -\cos\alpha_i * \sin\theta_i & \sin\alpha_i * \sin\theta_i & d_i * \cos\theta_i \\ \sin\theta_i & \cos\alpha_i * \cos\theta_i & -\sin\alpha_i * \cos\theta_i & d_i * \sin\theta_i \\ 0 & \sin\alpha_i & \cos\alpha_i & r_i \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|c} A & p \\ \hline 0 & 1 \end{array} \right] \quad (4.2)$$

unde: $-A(3*3)$ este matricea cosinusilor directori de orientare ai sistemului (O_i) in raport cu sistemul (O_{i-1})

$-p(1*3)$ este vectorul care descrie pozitia originii sistemului (O_i) in sistemul (O_{i-1})

Miscarea de manipulare poate fi descrisa in sistemul de coordonate al elementului constructiv 3, intr-un sistem general de coordonate etc.

Pornind de la relatia (4.2) pentru un RI cu schema cinematica cunoscuta se poate determina matricea de trecere a sistemului de coordonate atasat elementului 2 in sistemul de coordonate de baza al RI /K21/:

$${}^0T_1 = \left[\begin{array}{ccc|c} n_{1x} & s_{1x} & a_{1x} & p_{1x} \\ n_{1y} & s_{1y} & a_{1y} & p_{1y} \\ n_{1z} & s_{1z} & a_{1z} & p_{1z} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|c} A_1 & p_1 \\ \hline 0 & 1 \end{array} \right] \quad (4.3)$$

unde: $-A_1$ este matricea $(3*3)$ cosinusilor directori ai sistemului (O_1) in raport cu sistemul (O_0)

$-p_1$ este un vector de pozitie al originii sistemului (O_1) fata de sistemul (O_0) .

Prin trecerea si a sistemului (O_2) in sistemul de baza (O_0) se obtine o relatie asemanatoare:

$${}^0T_2 = \left[\begin{array}{ccc|c} n_{2x} & s_{2x} & a_{2x} & p_{2x} \\ n_{2y} & s_{2y} & a_{2y} & p_{2y} \\ n_{2z} & s_{2z} & a_{2z} & p_{2z} \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \right] = \left[\begin{array}{c|c} A_2 & p_2 \\ \hline 0 & 1 \end{array} \right] \quad (4.4)$$

Matricile 0T_1 si 0T_2 astfel obtinute permit definirea unghiurilor de situare:

$$\theta = \begin{bmatrix} e_{px} \\ e_{py} \\ e_{pz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_{2x} - p_{1x} \\ p_{2y} - p_{1y} \\ p_{2z} - p_{1z} \end{bmatrix} \quad (4.5)$$

$$e_{\theta} = \arccos \frac{u_{1x} * u_{2x} + u_{1y} * u_{2y} + u_{1z} * u_{2z}}{(u_{1x}^2 + u_{1y}^2 + u_{1z}^2)^{1/2} * (u_{2x}^2 + u_{2y}^2 + u_{2z}^2)^{1/2}} \quad (4.6)$$

unde unghiul $\theta = \{\alpha, \beta, \gamma\}$ iar "u" unul din cosinusii directori "n",

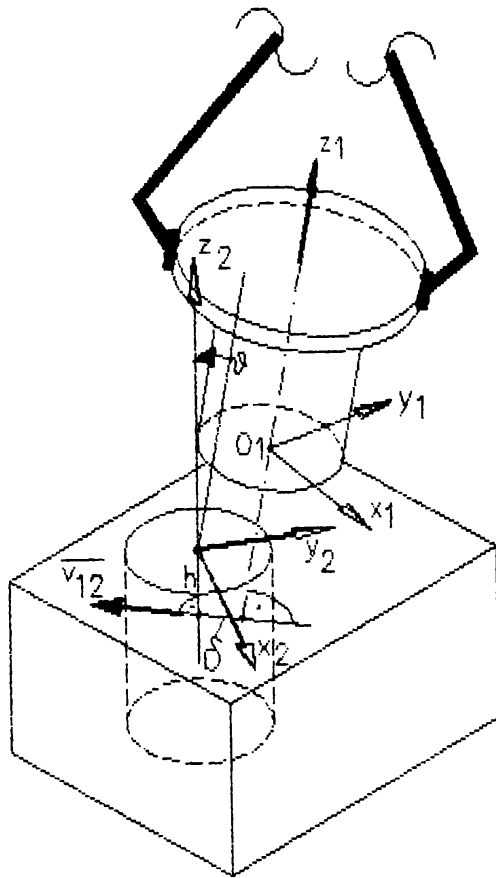


Fig. 4.4

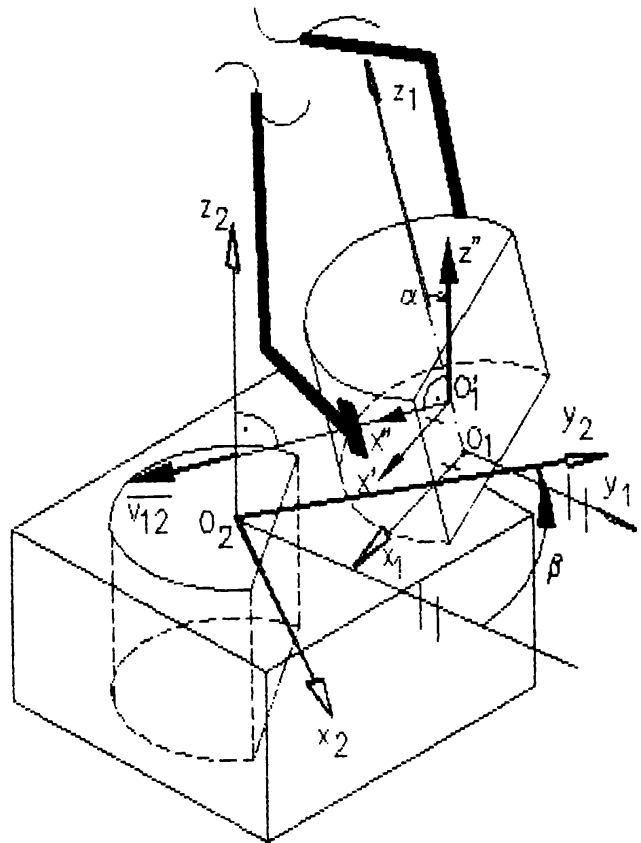
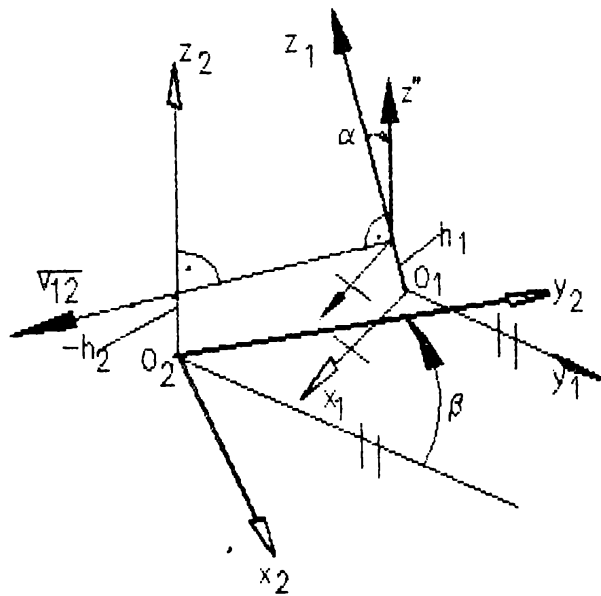
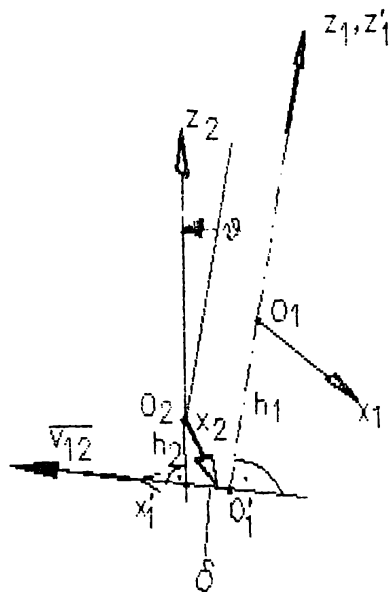


Fig. 4.5



"s" sau "a".

Descriind miscarea de manipulare in sistemul (O_2) , prin trecerea sistemului (O_1) in sistemul (O_2) , se obtine eroarea de situatie raportata la sistemul (O_2) . Fie 2T_1 matricea de trecere $(O_1) \rightarrow (O_2)$ si $T_2 = I_4$ (matricea unitate 4*4) matricea atasata sistemului (O_2) :

$${}^2T_1 = \begin{bmatrix} n_x & s_x & a_x & | & p_x \\ n_y & s_y & a_y & | & p_y \\ n_z & s_z & a_z & | & p_z \\ \hline 0 & 0 & 0 & | & 1 \end{bmatrix} \quad (4.7)$$

Erorile de positionare si de orientare se obtin ca si in cazul anterior si sint:

$$e_p = \begin{bmatrix} e_{px} \\ e_{py} \\ e_{pz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} p_x \\ p_y \\ p_z \end{bmatrix} \quad (4.8)$$

$$e_\theta = \arccos \frac{u_x}{(u_x^2 + u_y^2 + u_z^2)^{1/2}} \quad (4.9)$$

semnificatiile marimilor care intervin fiind aceleasi ca mai sus.

Suprafetele elementelor constructive ce urmeaza a se asambla, sint in general suprafete cilindrice (cu o axa de simetrie sau cu un plan de simetrie) sau prismatice. In fig.4.4 se prezinta un element constructiv (1) cu o axa de simetrie (din categoria "stift") ce urmeaza a se asambla cu piesa conjugata 2. Cu observatia ca rotatia sistemului (O_1) in jurul axei O_1z_1 nu are importanta (datorita simetriei), matricea 2T_1 scrisa sub forma simbolica va fi:

$${}^2T_1 = \text{Trans}(z, h_2) * \text{Rot}(x, \theta) * \text{Trans}(x, \delta) * \text{Trans}(z, -h_1) \quad (4.10)$$

Facind inlocuirile in (4.10) obtinem forma dezvoltata:

$${}^2T_1 = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & | & \delta \\ 0 & \cos\theta & -\sin\theta & | & 0 \\ 0 & \sin\theta & \cos\theta & | & h_2-h_1 \\ \hline 0 & 0 & 0 & | & 1 \end{bmatrix} \quad (4.11)$$

Utilizind relatiile (4.7)-(4.9) se obtin erorile de situ-

are:

$$e_p = \begin{bmatrix} e_{px} \\ e_{py} \\ e_{pz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta \\ 0 \\ h_2 - h_1 \end{bmatrix} \quad (4.12)$$

$$e_\alpha = 0 ; e_\beta = e_\gamma = 0 \quad (4.13)$$

In mod analog pentru un element constructiv cu un plan de simetrie (fig.4.5) matricea 2T_1 este:

$${}^2T_1 = \text{Rot}(z, \beta) * \text{Trans}(z, -h_2) * \text{Trans}(x, \delta) * \text{Rot}(y, \alpha) * \text{Trans}(z, h_1) =$$

$$= \begin{array}{ccc|c} \cos \beta * \cos \alpha & -\sin \beta & \cos \beta * \sin \alpha & \delta * \cos \beta \\ \sin \beta * \cos \alpha & \cos \beta & \sin \beta * \sin \alpha & \delta * \sin \beta \\ -\sin \alpha & 0 & \cos \alpha & h_1 - h_2 \\ \hline 0 & 0 & 0 & 1 \end{array} \quad (4.14)$$

Erorile de situatie din acest caz sînt:

$$e_p = \begin{bmatrix} e_{px} \\ e_{py} \\ e_{pz} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \delta * \cos \beta \\ \delta * \sin \beta \\ h_1 - h_2 \end{bmatrix} \quad (4.15)$$

$$e_\alpha = \arccos(\cos \beta \cos \alpha) \quad (4.16)$$

$$e_\beta = \beta ; e_\gamma = \alpha$$

Avînd in vedere ca miscarea de manipulare este continuata cu miscarea de orientare-asamblare, o parte din aceste erori trebuie compensate pentru a se asigura reusita operatiei.

Presupunind ca miscarea de orientare-asamblare este o translatie pe verticala dupa axa z (cazul cel mai obisnuit) erorile care trebuie compensate in cele doua cazuri sînt:

$$e_{pxy} = \delta ; e_\beta = e_\gamma = 0 \quad \text{si respectiv} \quad (4.17)$$

$$e_{dxy} = (e_{px}^2 + e_{py}^2)^{1/2} = \delta ; e_\alpha \quad \text{si} \quad e_\beta = e_\gamma$$

Erorile ce urmeaza a fi compensate trebuie sa se situeze intr-un spatiu admisibil astfel incit probabilitatea de reusita a operatiei de asamblare sa fie acceptata. Spatiul valorilor admisibile pentru aceste erori se determina ca un spatiu geometric echivalent unei pseudosfere sau pseudoprisme pentru eroarea de pozitionare si respectiv pseudocon sau pseudopiramida pentru

eroarea de orientare /B1/,/W6/.

4.3. MODELUL STRUCTURAL AL MONTAJULUI ROBOTIZAT STIFT-ALEZAJ.

Din cele expuse in cadrul capitolelor anterioare reiese ca montajul stift-alezaj are loc in principal printr-o miscare de translatie de sus in jos in conditiile unor erori de situare.

Cazurile de situare, pe parcursul montajului, ale unui stift rigid fata de un alezaj rigid sint prezentate in fig.4.6.

In vederea unei analize structurale ale montajului in /K15/ se considera ansamblul RI-stift-alezaj ca un mecanism spatial, analizindu-se gradele de mobilitate ale mecanismului astfel format in cazurile a,c,d. Avind in vedere simetria pieselor de montat se propune o echivalenta prin mecanism plan. Mecanismele plane formate sint prezentate in fig.4.7.

Numarul gradelor de mobilitate in cele patru cazuri sint:

$$M_a = M_b = M_c = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0 \quad (4.18)$$

$$M_d = 3 \cdot 3 - 2 \cdot 5 = -1 \quad (4.19)$$

si deci mecanismele formate nu sint desmodroame. Aceasta inseamna ca montajul stiftului nu este posibila in conditiile prevazute.

In vederea eliminarii posibilitatilor de aparitie a acestui fenomen de blocare se abordeaza problema in ideea sintezei mecanismelor clasice cu utilizarea metodei conexiunilor /K19,K20/ Considerind ultimul element al dispozitivului de ghidare (fig.4.8) ca un element motor ($n_m=1$) iar stiftul ca un element condus ($n_c=1$) asigurarea desmodromiei impune introducerea unor conexiuni cinematice care sa aiba un numar de grade de libertate /K19/:

$$L_k = -(2 \cdot n_m + 3 \cdot n_c) = -5 \quad (4.20)$$

Repartizind gradele de libertate rezultate in conexiuni $K_A(-2)$ si $K_C(-1)$ (fig.4.9) rezulta ca intre DG si stift trebuie introdus un pant cinematic variabil cu $L_k=-2$ (fig.4.9a) si $L_k=-1$ (fig.4.9b)

Tratind mecanismul stift-alezaj ca un mecanism spatial relatia corespunzatoare pentru numarul gradelor de libertate ale conexiunilor ce trebuie intercalate este /K19/:

$$L_k = -(5 \cdot n_m + 6 \cdot n_c) = -11 \quad (4.21)$$

Repartizarea gradelor de libertate pe conexiuni in acest caz este

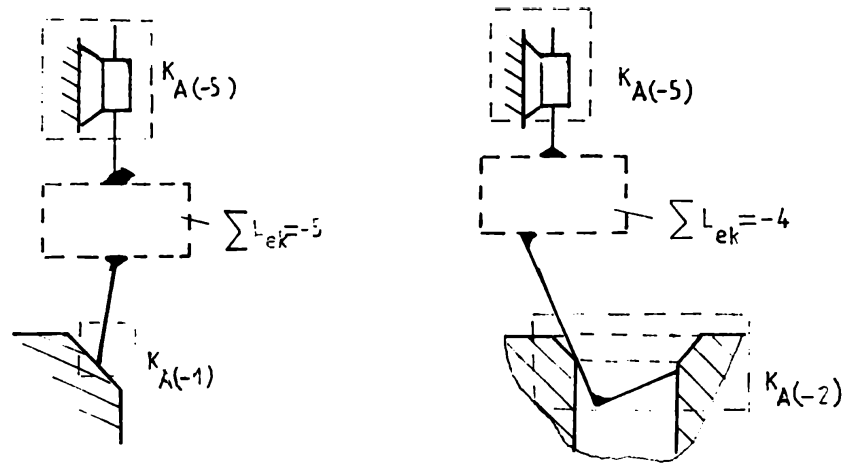


Fig. 4.10.

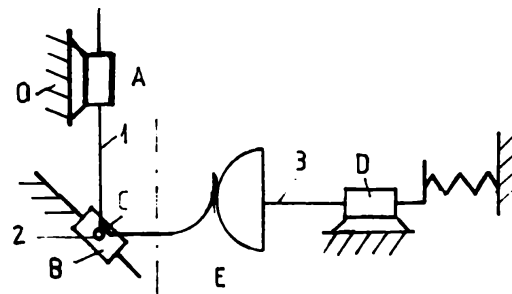


Fig. 4.11.

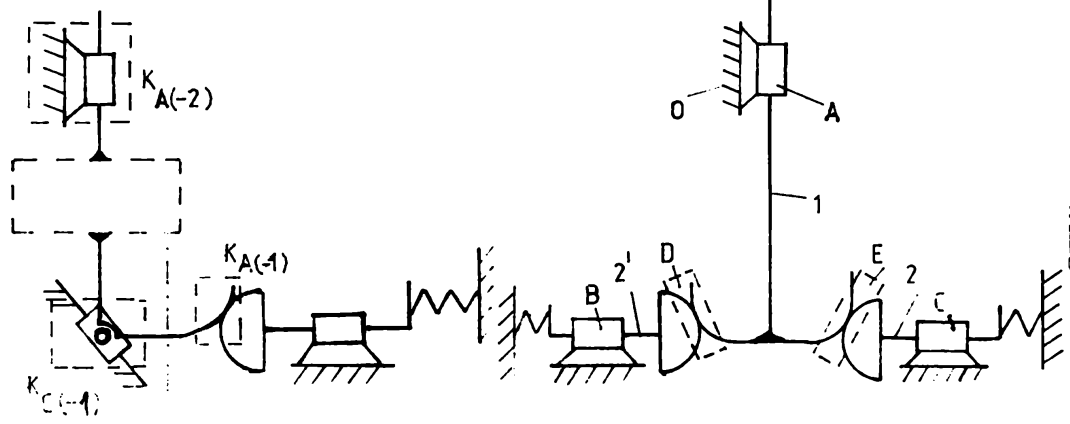


Fig. 4.12

Fig. 4.13

cea prezentata in fig.4.10.

Un lant cinematic cu structura variabila poate fi realizat utilizind mecanisme cu cuple cinematice elastice.

Daca alezajul este semielastic, schema cinematica de analiza structurala (in ideea existentei erorilor de situare) a montajului este prezentata in fig.4.11/D26/. Se constata ca si in acest caz mecanismul nu este desmodrom gradul de mobilitate fiind:

$$M=3 \times 3 - 2 \times 4 - 1 = 0 \quad (4.22)$$

Analizind in baza rel.4.20 si repartizind gradele de libertate pe conexiuni rezulta ca lantul cinematic ce trebuie introdus intre DG si stift trebuie sa aiba $L_k = -1$ (fig.4.12).

Se poate concluziona ca din punct de vedere structural, un acelasi lant cinematic poate fi folosit la montajul stiftului rigid cu alezaj rigid sau semielastic.

Daca alezajul este elastic schema cinematica echivalenta este prezentata in fig.4.13 /D26/. Mecanismul este in acest caz desmodrom:

$$M=3 \times 3 - 2 \times 3 - 2 = 1 \quad (4.23)$$

Se poate concluziona ca, din punct de vedere structural, nu este necesara prezenta dispozitivului de complianta la aceasta categorie de montaj.

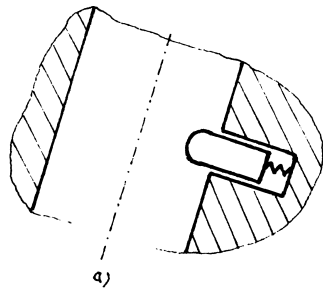
4.4 MODELUL MATEMATIC AL MONTAJULUI STIFT-ALEZAJ

4.4.1. Introducere

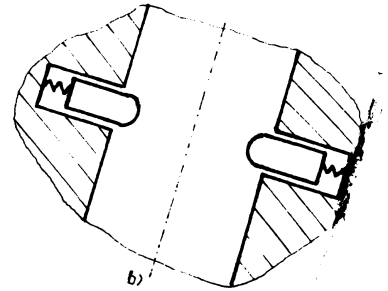
Abordarea unui studiu privind mecanismele cu cuple cinematice elastice pentru dispozitivele de complianta implica folosirea ca si date de intrare a rezultatelor obtinute pe baza modelelor operatiilor tehnologice specifice.

Asamblarea automata stift-alezaj a constituit un domeniu de analiza atenta pentru cazul masinilor automate /M13/, /G5/, /M17/. Pornindu-se de la aceste aspecte s-a trecut atat la generalizarea unor aspecte pentru asamblarea robotizata /C15/, /G1/ cit si la abordarea problemei din punctul de vedere specific acestuia /R9/, /K13/, /K14/, /K15/, /W10/.

In /W10/ se grupeaza factorii de influenta ai procesului de asamblare in trei categorii: geometrie, complianta si fre-

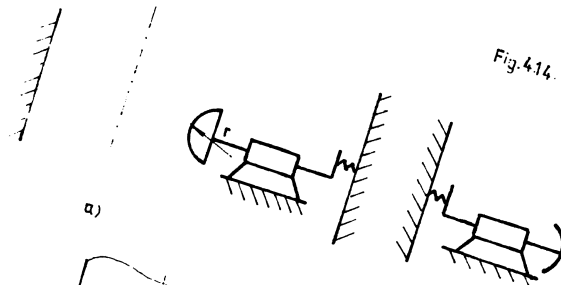


a)



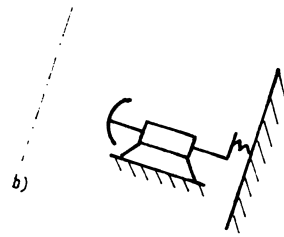
b)

Fig. 4.14.

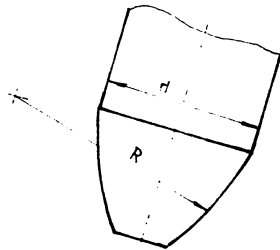


a)

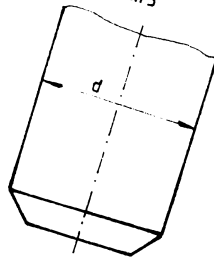
Fig. 4.15



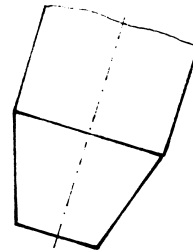
b)



a)



b)



c)

Fig. 4.16.

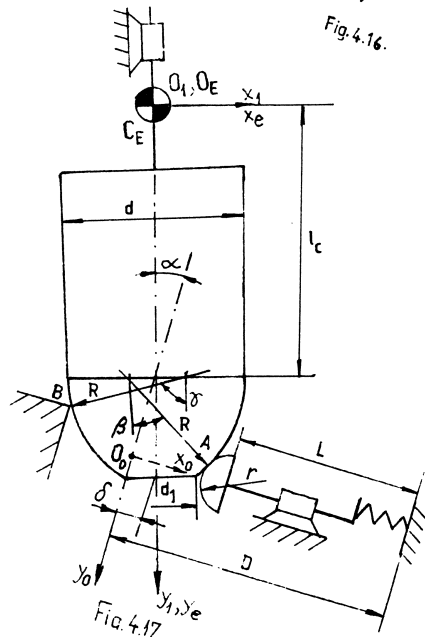


Fig. 4.17.

care. Grupati intr-un model matematic acesti factori genereaza modelul geometric si respectiv modelul dinamic.

4.4.2. Modelul geometric

4.4.2.1. Modelul geometric al montajului stift rigid alezaj elastic

In /W10/ pornind de la modul de existenta al elasticitatii alezajului se fac remarcate doua posibilitati (fig.4.14) pentru care se pot stabili schemele cinematice echivalente (fig.4.15), configuratii geometrice ale stiftului fiind prezentate in fig.4.16.

Pentru cazul montajului stift alezaj semielastic s-a admis folosirea unui dispozitiv de complianta care sa permita compensarea erorilor de situare. Dispozitivul de complianta, realizat pe baza unui mecanism cu cuple cinematice elastice, este reprezentat simplificat prin centrul sau elastic C_E . Ipotezele de lucru admise sint urmatoarele: modelul bidimensional al ansamblului stift alezaj semielastic, deformatii in limita elasticitatii, regim de lucru ovasistatic.

Se ataseaza stiftului rigid sistemul de axe $O_e x_e y_e$ (cu originea in C_E) si $O_1 x_1 y_1$ (solidar cu dispozitivul de ghidare) iar alezajului sistemul $O_0 x_0 y_0$ (fig.4.17). Intreg procesul de asamblare este descris referitor la aceste sisteme de coordonate.

Se presupune ca la sfirsitul operatiei de manipulare se realizeaza contactul stift alezaj in punctele A si B. Situarea stiftului in raport cu alezajul este caracterizata de erorile α, δ .

Pe baza notatiilor din fig.4.17 se pot determina coordonatele punctelor de contact si relatii de legatura geometrice:

$$x_{1A} = d/2 - R * (1 - \sin \beta) \quad (4.24)$$

$$y_{1A} = l_c + R * \cos \beta \quad (4.25)$$

$$x_{1B} = -d/2 + R * (1 - \sin \delta) \quad (4.26)$$

$$y_{1B} = l_c + R * \cos \delta \quad (4.27)$$

$$D = \delta + (d/2 - R) * \cos \alpha_0 - l * \sin \alpha_0 + (R + r) * \sin (\beta_0 + \alpha_0) + L_0 \quad (4.28)$$

$$l = ((d - d_1) * (4 * R - d + d_1))^{1/2} / 2 \quad (4.29)$$

Din relatia (4.28) se poate determina unghiul β_0 pentru

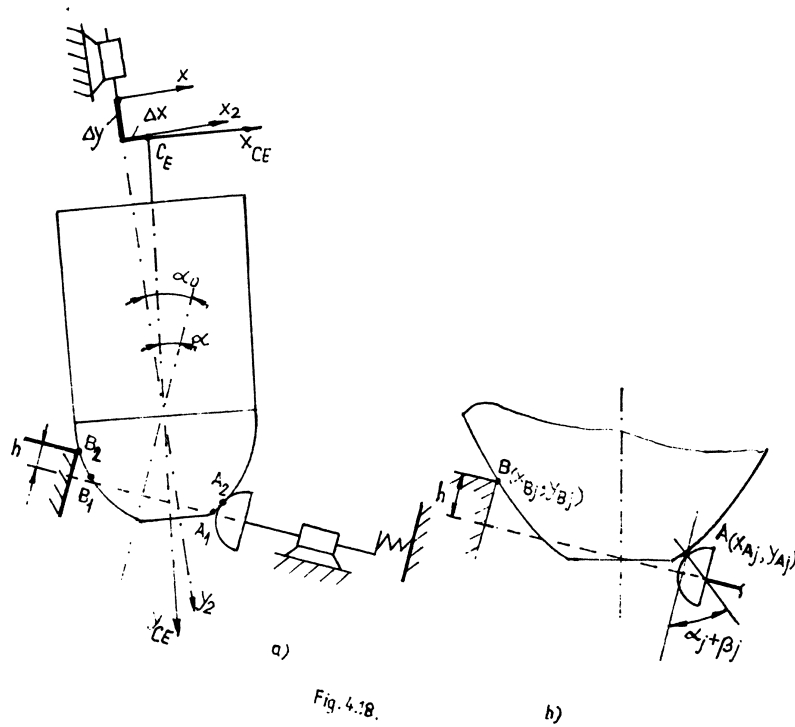
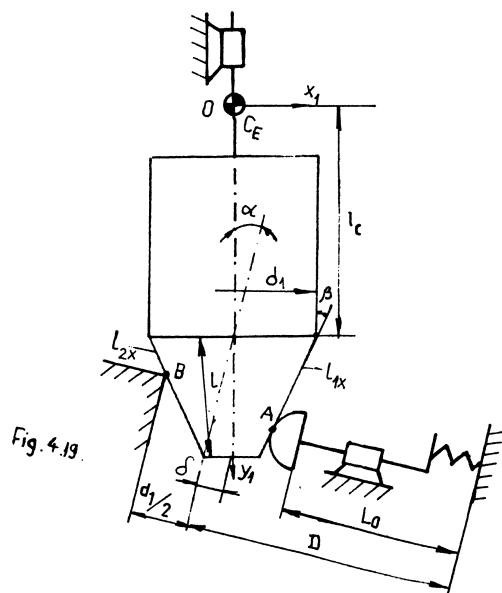


Fig. 4.18.



contactul initial in punctul A:

$$\beta_0 = \arcsin((D - \delta - (d/2 - R) * \cos \alpha_0 + l_c * \sin \alpha_0 - L_0) / (R + r)) - \alpha_0 \quad (4.30)$$

Pentru punctul de contact B se poate determina de asemenea unghiul caracteristic:

$$\delta = \arccos((1 + r/R) * \cos(\beta + \alpha) + (2 - d/R) * \sin \alpha - h/R) + \alpha \quad (4.31)$$

Miscarea stiftului in procesul de montaj este o succesiune de pozitii de echilibru rezultate din translatii de valoare Δy . O pozitie arbitrara a stiftului este prezentata in fig.4.18.

Unghiul curent β_j se poate defini in raport cu pozitia anterioara "i" conform relatiei:

$$\beta_j = \arccos(\cos(\beta_i + \alpha_i) - \Delta y * \cos \alpha_0 / (R + r)) - \alpha_j \quad (4.32)$$

Deformatia partii elastice a alezajului se poate determina pornind de la relatia:

$$((x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2 - (h - r * \cos(\alpha + \beta))^2)^{1/2} + r * \sin(\alpha + \beta) + L = ct. \quad (4.33)$$

Scriind relatia (4.33) pentru pozitia initiala "0" si cea curenta "j" se determina deformatia Δx_e ca fiind:

$$\Delta x_e = L_0 - L_j \quad (4.34)$$

Deformatia Δx a mecanismului cu cuple cinematice elastice se calculeaza fata de pozitia initiala a punctului O_E :

$$\Delta x = (X_0 - X_j - \Delta y * \sin \alpha_0) / \cos \alpha_0 \quad (4.35)$$

unde:

$$X_0 = (d/2 - R) * \cos \alpha_0 + l_c * \sin \alpha_0 + (R + r) * \sin(\alpha_0 + \beta_0) - D + L \quad (4.35')$$

$$X_j = (d/2 - R * (1 - \sin \beta)) * \cos(\alpha_0 - \alpha) + (l_c + R * \cos \beta) * \sin(\alpha_0 - \alpha) - x_{A0} - \Delta x_e$$

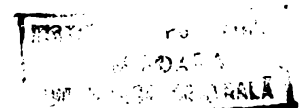
$$x_{A0} = D - L - r * \sin(\alpha_0 + \beta_0)$$

Schema cinematica echivalenta pentru contactul initial stift-alezaj semielastice varianta "c" este prezentata in fig.4.19

Referitor la sistemul de axe $O_1 x_1 y_1$ se pot determina coordonatele punctelor de contact si relatii de legatura geometrice:

$$x_{1A} = d_1/2 - l_{1x} * \sin \beta \quad (4.36)$$

$$y_{1A} = l_c + l_{1x} * \cos \beta \quad (4.37)$$



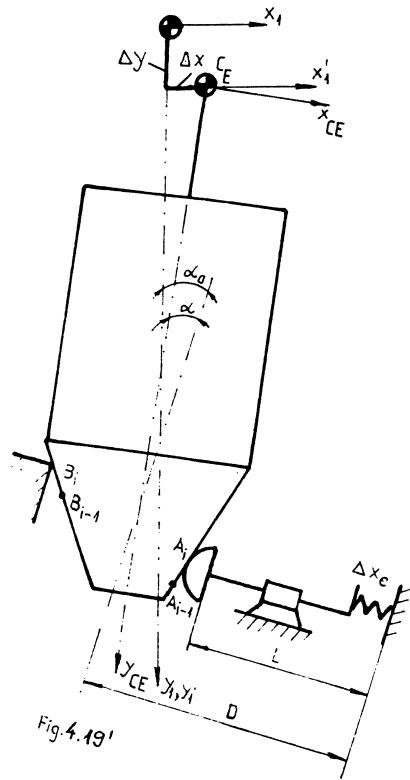


Fig. 4.19'

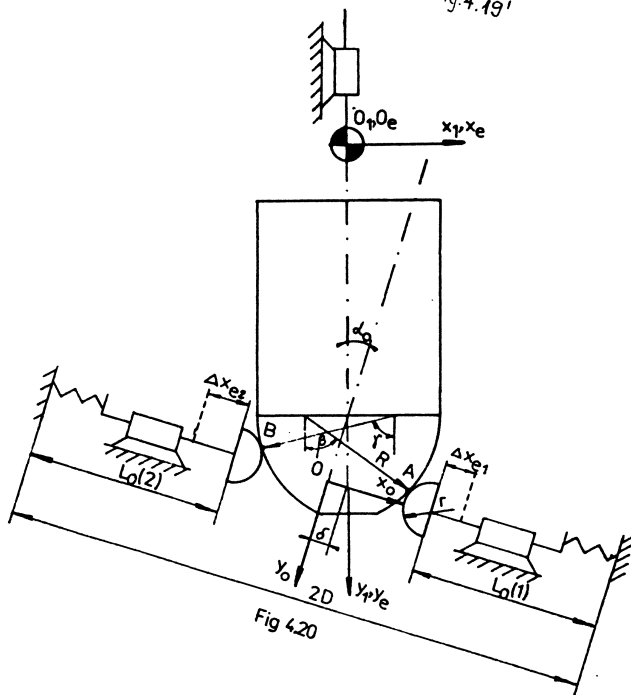


Fig 4.20

$$x_{1B} = -d_1/2 + l_{2x} \sin \beta \quad (4.38)$$

$$y_{1B} = l_c + l_{2x} \cos \beta \quad (4.39)$$

$$D = d_1/2 \cos \alpha - l_{1x} \sin(\beta - \alpha) - l \sin \alpha + r \cos(\beta - \alpha) + L_0 + \delta \quad (4.40)$$

$$\delta = d_1/2 (\cos \alpha - 1) - l_{2x} \sin(\beta + \alpha) + l \sin \alpha \quad (4.41)$$

Relatiile (4.40) si (4.41) permit determinarea marimilor l_{1x0} si l_{2x0} ce caracterizeaza contactul initial:

$$l_{1x0} = (\delta + d_1/2 \cos \alpha_0 + r \cos(\beta - \alpha_0) + L_0 - D - l \sin \alpha_0) / \sin(\beta - \alpha_0) \quad (4.42)$$

$$l_{2x0} = (d_1/2 (\cos \alpha_0 - 1) + l \sin \alpha_0 - \delta) / \sin(\beta + \alpha_0) \quad (4.43)$$

Deformatia partii elastice a alezajului (corespunzator trecerii din pozitia "0" in pozitia "j") se determina conform relatiei (4.34) avind in vedere ca:

$$((x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2 - (h - r \sin(\beta - \alpha))^2)^{1/2} + r \cos(\beta - \alpha) + L_{act}$$

Relatiile de calcul pentru marimile l_{1xj}, l_{2xj} (pozitia "j") se pot scrie ca fiind:

$$l_{1xj} = (l_c (1 - \cos(\alpha_0 - \alpha)) + l_{1x0} \cos \beta - d_1/2 \sin(\alpha_0 - \alpha) + (x_{A0} + \Delta x_e) \sin \alpha + y_A \cos \alpha - x_{A0} \sin \alpha_0 - y_{A0} \cos \alpha_0 - \Delta y) / \cos(\beta + \alpha_0 - \alpha) \quad (4.44)$$

$$l_{2xj} = (l_{1xj} \cos(\beta - \alpha) + r \sin(\beta - \alpha) - h - d \sin \alpha) / \cos(\beta + \alpha) \quad (4.45)$$

Deformatia Δx a mecanismului cu cuple cinematice elastice se calculeaza cu relatia (4.35) in care:

$$x_0 = d_1/2 \cos \alpha_0 - l_{1x0} \sin(\beta - \alpha_0) + l_c \sin \alpha_0 - D - L_0 - r \cos(\beta - \alpha_0) \quad (4.46)$$

$$x_j = d_1/2 \cos(\alpha_0 - \alpha) + l_c \sin(\alpha_0 - \alpha) - l_{1xj} \sin(\beta + \alpha - \alpha_0) - x_{A0} - \Delta x_e \quad (4.47)$$

$$x_{A0} = D - L_0 - r \cos(\beta - \alpha_0) \quad (4.48)$$

Relatiile anterioare impreuna cu cele corespunzatoare modelului dinamic permit elaborarea programului de calcul automatizat.

Schema cinematica echivalenta pentru montajul stift rigid alezaj elastic este prezentata in fig.4.20. In vederea descrierii procesului de montaj se ataseaza ca si in cazul anterior sistemele de coordonate $O_0 \times O_0 Y_0, O_1 \times O_1 Y_1, O_e \times O_e Y_e$ pieselor ce compun sistemul.

Relatiile (4.24)-(4.29) ramin valabile si pentru acest caz. Corelatia intre unghiul de contact β si α este exprimata prin relatia:

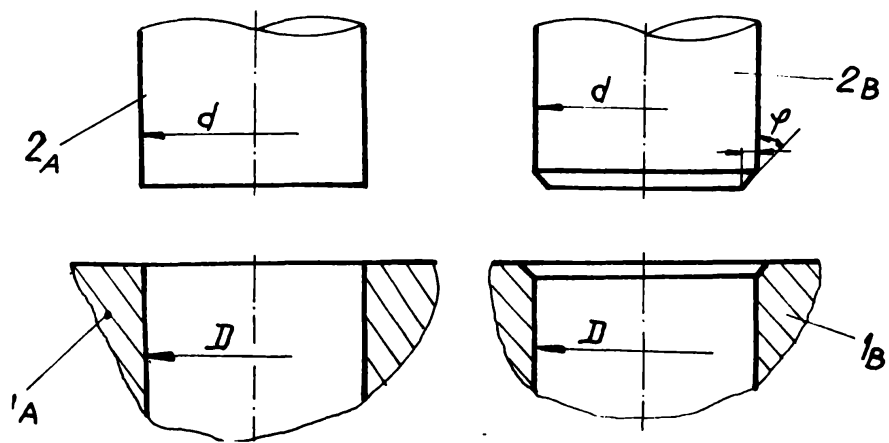


Fig.4.21

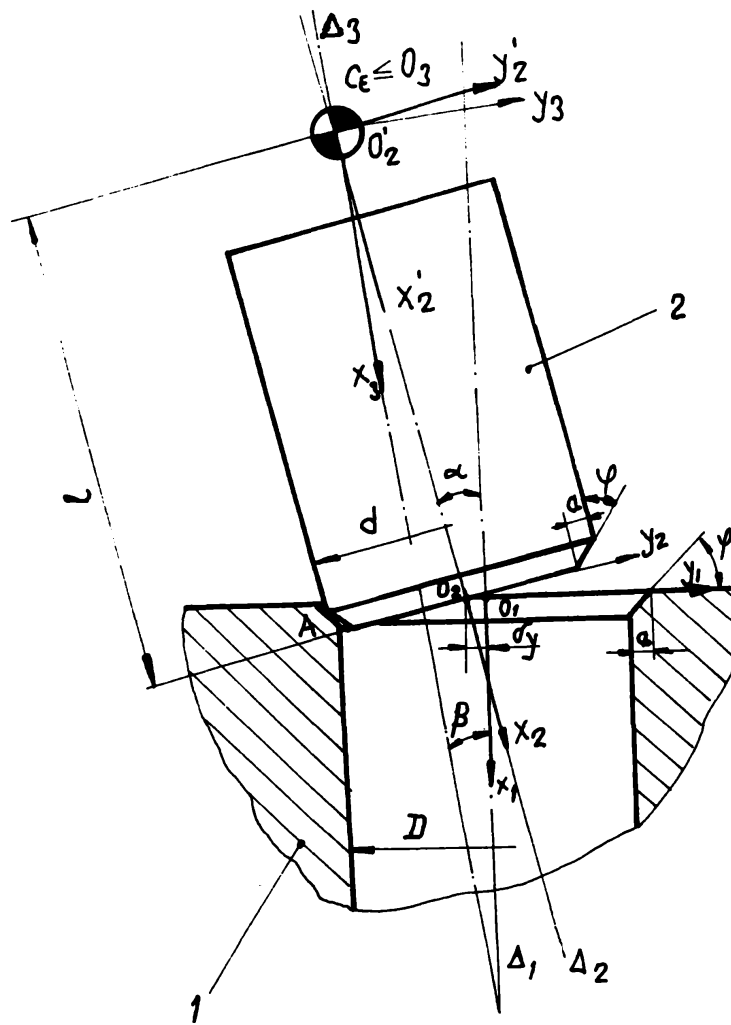


Fig.4.22

$$\delta = \arccos(\cos(\beta + \alpha) + (2 \cdot R - d) / (R + r) \cdot \sin \alpha) + \alpha \quad (4.49)$$

Unghiul curent β_j se poate defini de asemenea in raport cu pozitia "i" conform relatiei (4.32).

Deformatia partii elastice a alezajului se determina din considerentul ca:

$$((x_A - x_B)^2 + (y_A - y_B)^2 - r^2 * (\cos(\delta - \alpha) - \cos(\beta + \alpha))^2)^{1/2} + r * \sin(\alpha + \beta) + r * \sin(\delta - \alpha) + L_1 + L_2 = ct. \quad (4.50)$$

! Scriind relatia (4.50) pentru pozitia initiala si o pozitie curenta "j" deformatiile elastice insumate vor fi:

$$\Delta x_{e1} + \Delta x_{e2} = 2 * L_0 - L_1 - L_2 \quad (4.51)$$

In final deformatia Δx a mecanismului cu cuple cinematice elastice se calculeaza cu relatiile (4.35), (4.35') stabilite anterior.

4.4.2.2. Modelul geometric al asamblarii stift rigid-alezaj rigid

La stabilirea modelului geometric al montajului cele doua elemente constructive se vor considera avind formele de baza 1_B , 2_B (fig.4.21). Modelele pentru restul combinatiilor de piese se pot obtine din particularizarea relatiilor obtinute pentru piesele considerate.

In momentul consemnarii contactului stift-alezaj, pozitia stiftului este afectata de eroarea de situare (positionare si orientare).

In fig.4.22 se prezinta stiftul 2 intr-o pozitie oarecare fata de alezaj. Mecanismul cu cuple cinematice elastice este reprezentat simplificat prin centrul sau elastic C_E . Pentru stiftul 2 si piesa conjugata 1 se evidentiaza: punctul caracteristic O_2 si dreapta caracteristica Δ_2 (care reprezinta chiar axa de simetrie a stiftului) respectiv punctul caracteristic O_1 si dreapta caracteristica Δ_1 . Pozitia punctului caracteristic O_2 si a dreptei Δ_2 in raport cu O_1 si Δ_1 definesc eroarea de situare.

Avind in vedere modul de definire a centrului elastic C_E , miscarea relativa a stiftului 2 fata de alezaj (in faza de compensare a erorilor de situare) se considera constrinsa sistemului

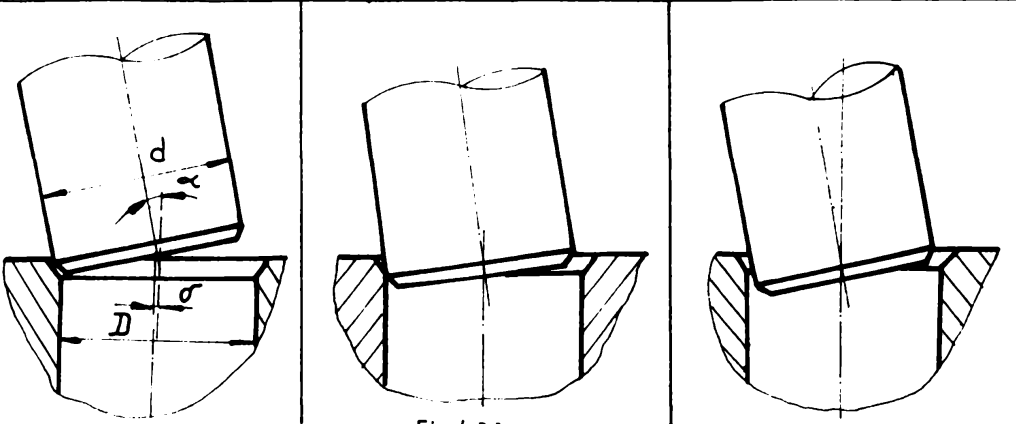
A	$\sigma > \frac{D-d}{2}$	B	$\sigma = \frac{D-d}{2}$	C	$\sigma < \frac{D-d}{2}$
					

Fig.4.23

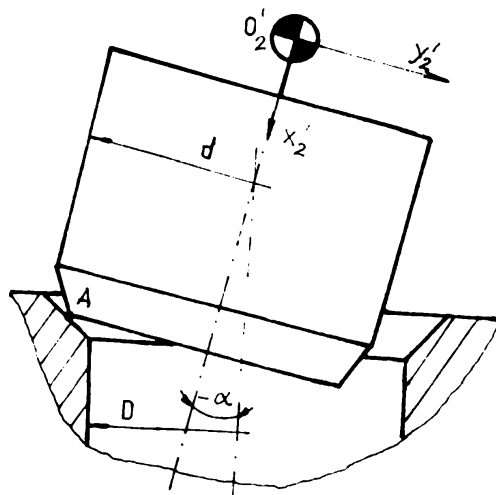


Fig.4.24.

Pe axe $O_3x_3y_3$.

Faza de contact initiala este caracterizata prin contactul elementelor 1 si 2 intr-un punct sau doua in functie de eroarea de positionare. (fig.4.23).

Conform notatiilor din fig.4.22 se pot scrie relatiile:

$$d/2 * \cos \alpha + a * \sin \alpha / \operatorname{tg} \varphi + \delta_y = D_A/2 \quad (4.52)$$

$$D/2 + a - x_A^{(1)} * \operatorname{tg} \varphi = D_A/2 \quad (4.53)$$

Pe baza relatiilor anterioare se definesc coordonatele punctului de contact A in sistemul de coordonate $O_1x_1y_1z_1$:

$$x_A^{(1)} = (D/2 - d * \cos \alpha / 2 + a * (1 - \sin \alpha / \operatorname{tg} \varphi) + \delta_y) / \operatorname{tg} \varphi \quad (4.54)$$

$$y_A^{(1)} = x_A^{(1)} / \operatorname{tg} \varphi - D/2 - a \quad (4.55)$$

Transformarea de coordonate din sistemul $O_1x_1y_1z_1$ in sistemul $O_2x_2y_2z_2$ este definita de relatiile:

$$\begin{aligned} x_1 &= x_2^{(1)} + x_2 * \cos \alpha - y_2 * \sin \alpha \\ y_1 &= \delta_y + x_2 * \sin \alpha + y_2 * \cos \alpha \end{aligned} \quad (4.56)$$

$z_1 = z_2$

Din relatiile (4.54) si (4.56) pentru $x_2 = -a$ si $y_2 = -d/2$ se obtin coordonatele:

$$x_{O_2}^{(1)} = (D/2 - d * \cos \alpha / 2 + a * (1 - \sin \alpha / \operatorname{tg} \varphi) + \delta_y) / \operatorname{tg} \varphi + a * \cos \alpha - d/2 * \sin \alpha \quad (4.57)$$

si in mod corespunzator:

$$x_{O_3}^{(1)} = x_{O_2}^{(1)} = x_{O_2}^{(1)} - l * \cos \alpha \quad (4.58)$$

$$y_{O_3}^{(1)} = y_{O_2}^{(1)} = \delta_y - l * \sin \alpha$$

Pentru unghiul $-\alpha$ (fig.4.24) se pot scrie de asemenea relatiile:

$$(d/2 - a) * \cos \alpha + \delta_y = D_A/2$$

$$D/2 + a - x_A^{(1)} * \operatorname{tg} \varphi = D_A/2 \quad (4.59)$$

determinandu-se in final coordonatele:

$$x_A^{(1)} = (D/2 - (d/2 - a) * \cos \alpha + a - \delta_y) / \operatorname{tg} \varphi \quad (4.60)$$

$$x_{O_2}^{(1)} = [(D/2 - (d/2 - a) * \cos \alpha + a - \delta_y) / \operatorname{tg} \varphi] + (d/2 - a) * \sin \alpha \quad (4.61)$$

in mod asemanator se determina coordonatele punctelor O_2 si O_3 .

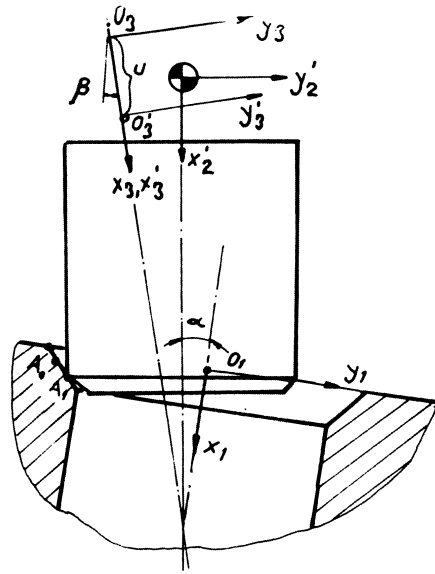


Fig.4.25

Presupunind o translatie pe verticala a dispozitivului de prehensiune -in vederea insertiei- pozitia centrului elastic va fi definita prin $C_E(-\Delta x^{(3)}, \Delta y^{(3)})$ (fig.4.25).

Conform notatiilor din fig.4.21 se determina relatiile:

$$x_{O_3'}^{(1)} = x_{O_3}^{(1)} + u \cdot \cos \beta \quad (4.62)$$

$$y_{O_3'}^{(1)} = y_{O_3}^{(1)} + u \cdot \sin \beta \quad (4.63)$$

$$x_{CE}^{(1)} = x_{O_3}^{(1)} - \Delta x^{(3)} \cdot \cos \beta - \Delta y^{(3)} \cdot \sin \beta \quad (4.64)$$

$$y_{CE}^{(1)} = y_{O_3}^{(1)} - \Delta x^{(3)} \cdot \sin \beta + \Delta y^{(3)} \cdot \cos \beta \quad (4.65)$$

unde $x_{O_3}^{(1)}, y_{O_3}^{(1)}$ sint definite de relatiile (4.58) pentru pozitia initiala.

Coordonatele punctului de contact A_1 se pot scrie pe baza relatiilor anterioare ca fiind:

$$x_{A_1}^{(1)} = x_{O_3}^{(1)} + (u - \Delta x^{(3)}) \cdot \cos \beta - \Delta y^{(3)} \cdot \sin \beta + 1 \cdot \cos \alpha + d/2 \cdot \sin \alpha \quad (4.66)$$

$$y_{A_1}^{(1)} = y_{O_3}^{(1)} + (u - \Delta x^{(3)}) \cdot \sin \beta + \Delta y^{(3)} \cdot \cos \beta + 1 \cdot \sin \alpha - d/2 \cdot \cos \alpha$$

Definind in mod asemanator coordonatele punctului A_0 prin relatiile:

$$\begin{aligned} x_{A_0}^{(1)} &= x_{O_3}^{(1)} + 1 \cdot \cos \alpha_0 + d/2 \cdot \sin \alpha_0 \\ y_{A_0}^{(1)} &= y_{O_3}^{(1)} + 1 \cdot \sin \alpha_0 - d/2 \cdot \cos \alpha_0 \end{aligned} \quad (4.67)$$

si avind in vedere ca coordonatele punctelor A_1 si A_0 verifica relatia:

$$x_{A_1}^{(1)} - x_{A_0}^{(1)} = \operatorname{tg} \varphi \cdot (y_{A_0}^{(1)} - y_{A_1}^{(1)}) \quad (4.68)$$

se obtine dupa transformari ($\cos \alpha \approx \cos \alpha_0; \sin \alpha \approx \alpha; \sin \alpha_0 = \alpha_0$) relatia de variatie a elementelor geometrice caracteristice:

$$u \cdot \cos(\varphi - \beta) + \Delta y^{(3)} \cdot \sin(\varphi - \beta) - \Delta x^{(3)} \cdot \cos(\beta + \varphi) + (d/2 \cdot \cos \varphi + 1 \cdot \sin \varphi) \cdot (\alpha - \alpha_0) = 0 \quad (4.69)$$

Cazul B (fig.4.23) se poate considera ca un caz intermediar dintre faza de contact si insertie, fiind punctul terminus al cazului A.

In cazul C coordonatele punctelor de contact se gasesc ca puncte de intersectie ale cercurilor C_1 si C_2 :

$$(C_1) \quad y_1^2 + z_1^2 = (d/2)^2 \quad (4.70)$$

$$(C_2) \quad y_2^2 + z_2^2 = (d/2)^2 \quad (4.71)$$

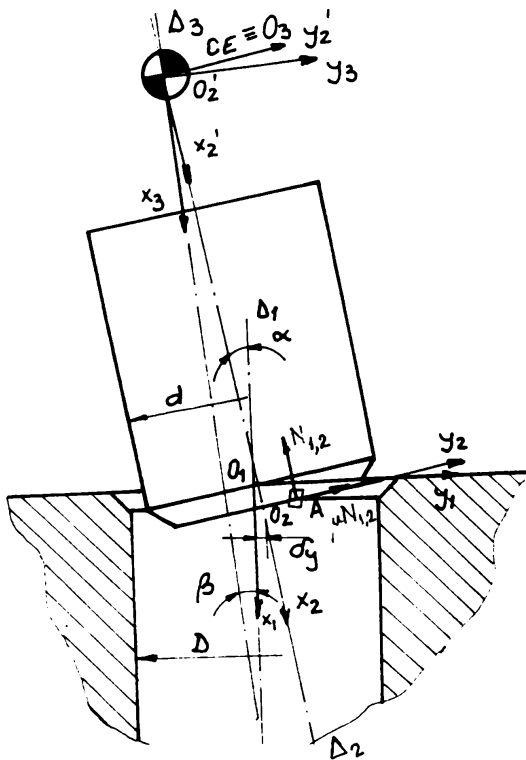


Fig. 4.26

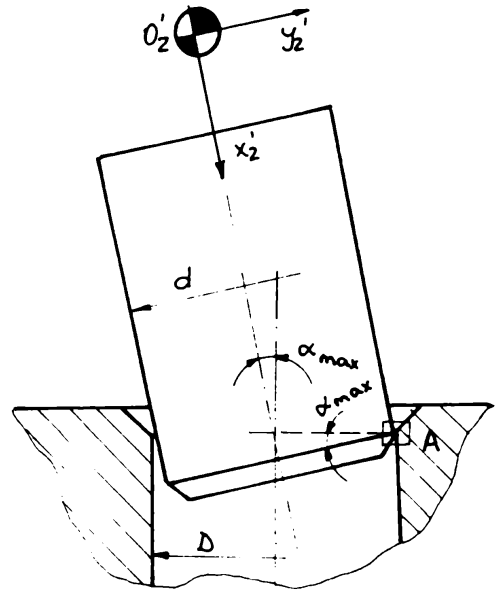


Fig. 4.27

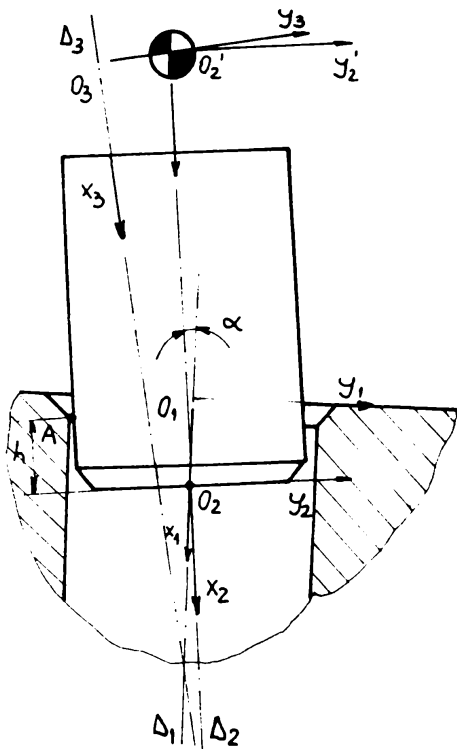


Fig. 4.28

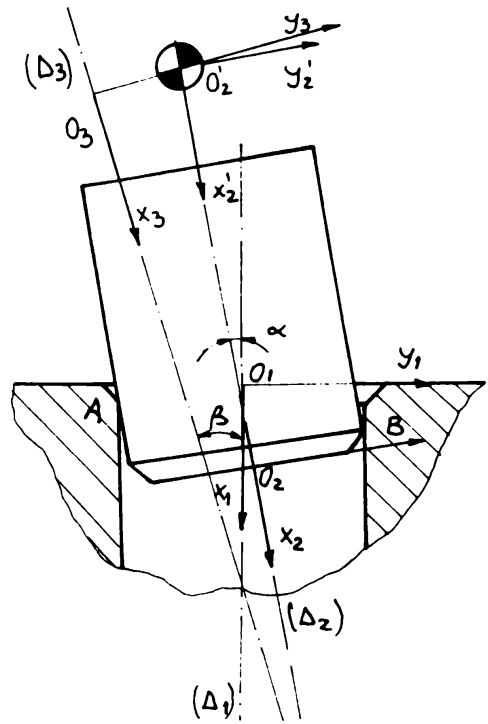


Fig. 4.29

Avind in vedere ca $O_2[(y_A^{(1)} - \delta_y + a \cdot \sin \alpha / \operatorname{tg} \varphi), \delta_y - a \cdot \sin \alpha / \operatorname{tg} \varphi]$ si utilizind relatiile de transformare ale coordonatelor (4.56) ecuatiile celor doua cercuri devin dupa transformari ($x_1 = a$; $y_1 = y_A^{(1)}$):

$$(C_1) \quad y_1^2 + z_1^2 = (D/2)^2 \quad (4.72)$$

$$(C_2) \quad ((y_A^{(1)} - \delta_y) / \cos \alpha + a \cdot (\operatorname{tg} \alpha / \operatorname{tg} \varphi - \sin \alpha))^2 + z_1^2 = (d/2)^2$$

Coordonatele punctelor de contact vor fi solutii ale sistemului de ecuatii (4.72). Dupa prelucrarea ecuatiilor sistemului se obtine:

$$\frac{2}{A} y_A^{(1)} \operatorname{tg}^2 \alpha + 2 \cdot y_A^{(1)} \cdot A / \cos \alpha + A^2 + (D/2)^2 - (d/2)^2 = 0 \quad (4.73)$$

unde

$$A = a \cdot \sin \alpha \cdot [1 / (\operatorname{tg} \varphi \cdot \cos \alpha) - 1] - \delta_y / \cos \alpha$$

Pozitia limita pentru care se mai poate realiza insertia stiftului 2 in alezajul 1 defineste valoarea maxima a erorii unghiulare α_{\max} . Este necesar sa se realizeze contactul in punctul A, sa nu avem decit un punct de contact (fig. 4.27), sau sa avem deja contact pe generatoare. Deci

$$\alpha < \arccos(d/D) = \alpha_{\max} \quad (4.74)$$

Faza de insertie este caracterizata de contactul intr-un punct A (fig. 4.28) urmat de contactul in doua puncte A, B (fig. 4.29).

Descrierea geometriei montajului utilizeaza relatiile anterioare sau combinatii ale acestora. Pentru un momentat dat se pot scrie relatiile:

$$x_{O_2}^{(1)} = l \cdot \cos \alpha + x_{O_3}^{(1)} + y_{O_2}^{(3)} \cdot \sin \beta \quad (4.75)$$

$$y_{O_2}^{(1)} = l \cdot \sin \alpha + y_{O_3}^{(1)} + y_{O_2}^{(3)} \cdot \cos \beta \quad (4.76)$$

Scriind relatiile anterioare pentru doua pozitii succesive si utilizind relatia (4.62) se poate determina relatia de legatura dintre deplasarea pe verticala a DP si cota de insertie h:

$$u \cdot \cos \beta = h \cdot \cos \alpha - h_0 \cdot \cos \alpha_0 + (\sin \alpha_0 - \sin \alpha) \cdot d/2 - l \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha_0) + \Delta y \cdot \sin \beta \quad (4.77)$$

$$u \cdot \sin \beta = h \cdot \sin \alpha - h_0 \cdot \sin \alpha_0 + d \cdot (\cos \alpha - \cos \alpha_0) / 2 + l \cdot (\sin \alpha_0 - \sin \alpha) - \Delta y \cdot \cos \beta \quad (4.78)$$

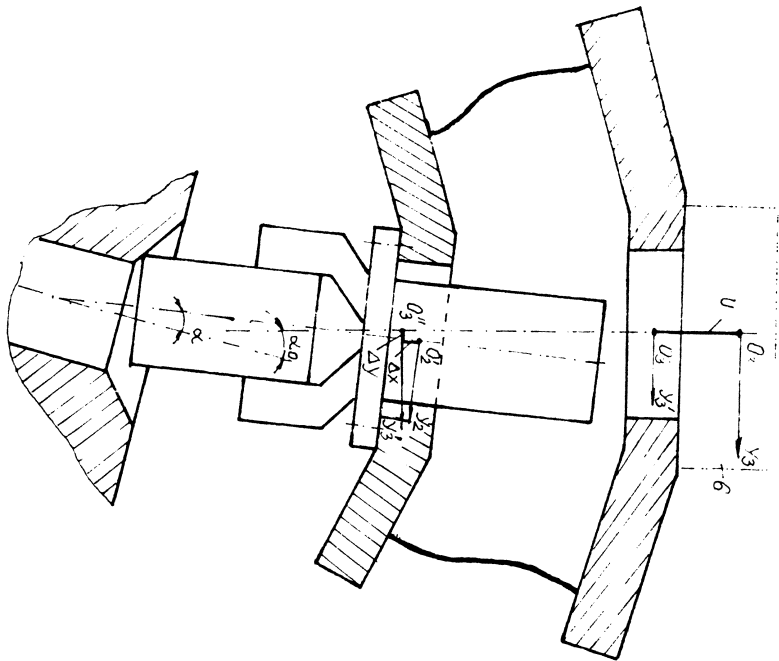


Fig. 4.31.

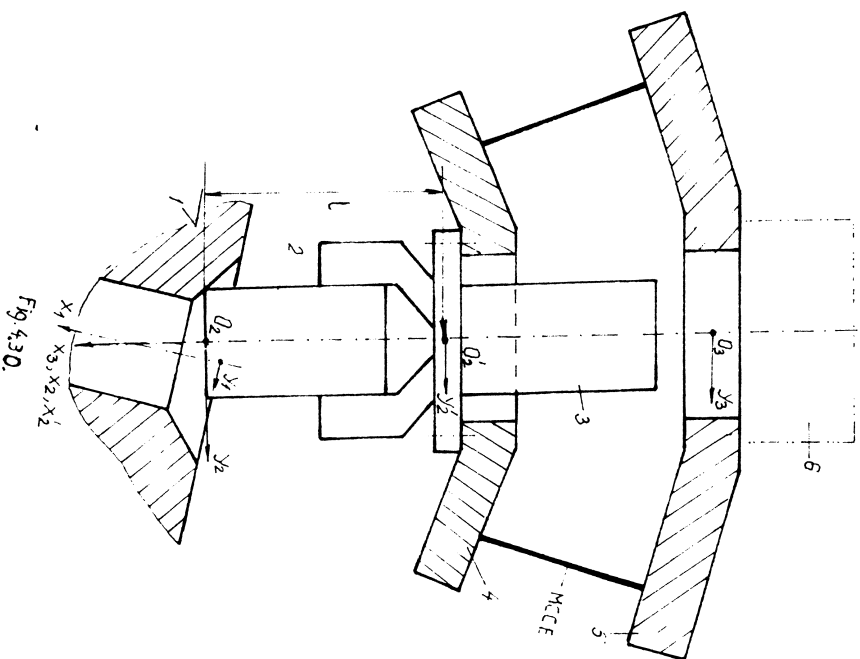


Fig. 4.30.

In cazul insertiei cu contact in doua puncte, relatia (4.77) ramine valabila. La aceasta se adauga relatia de legatura geometrica care descrie existenta contactului in cele doua puncte:

$$h = D / \sin \alpha_0 - d / \operatorname{tg} \alpha_0 + a / \operatorname{tg} \varphi \quad (4.79)$$

Modelul geometric descris a avut la baza considerentul de "centru elastic". S-ar putea considera ca acest lucru reprezinta o particularizare a problemei. In scopul elucidarii acestui aspect se considera in cele ce urmeaza cazul general al asamblarii (fig. 4.30). Piesa 2 este prehensata in efectorul 2 solidarizat cu biela rigida 4 a MCCE. Elementul rigid 5 din componenta MCCE este solidarizat cu dispozitivul de ghidare 6.

Se ataseaza, componentelor ansamblului, sistemele de coordonate:

- $O_1 X_1 Y_1 Z_1$ - atasat alezajului 1

- $O_2 X_2 Y_2 Z_2$ si $O_2' X_2' Y_2' Z_2'$ - atasate ansamblului stift-efector-biela rigida. Originea sistemului (O_2) coincide cu centrul de masa al acestui ansamblu si este echivalentul centrului elastic

- $O_3 X_3 Y_3 Z_3$ - atasat elementului rigid 5 al MCCE.

Contactul bac-piesa 2 se considera ideal adica nu exista alunecare intre ele.

Avind in vedere notatiile din fig. 4.30, comparativ cu cele din fig. 4.25-4.29, se poate constata ca relatiile de calcul ce descriu contactul intim stift-alezaj ramine valabile si in acest caz.

Pozitia bielei 4 fata de elementul de baza 5 este descrisa de pozitia sistemului de axe (O_2) fata de sistemul (O_3) (fig. 4.31)

$$x_{O_2}^{(3)} = l_0 - \Delta x^{(3)} \cdot \cos \alpha - \Delta y^{(3)} \cdot \sin \alpha \quad (4.80)$$

$$y_{O_2}^{(3)} = -\Delta x^{(3)} \cdot \sin \alpha - \Delta y^{(3)} \cdot \cos \alpha \quad (4.81)$$

Descriind miscarea de avans a stiftului 2 fata de sistemul de axe (O_1) relatiile anterioare devin :

$$x_{O_1}^{(3)} = x_{O_3}^{(1)} + l_0 - \Delta x^{(3)} \cdot \cos \alpha - \Delta y^{(3)} \cdot \sin \alpha \quad (4.82)$$

$$y_{O_1}^{(3)} = y_{O_3}^{(1)} - \Delta x^{(3)} \cdot \sin \alpha + \Delta y^{(3)} \cdot \cos \alpha \quad (4.83)$$

Din inlocuirea relatiilor (4.82) si (4.83) in (4.66)-(4.68) se constata ca se obtin relatii identice cu cele ale modelului geometric pe baza de centru elastic. Se impune observa-

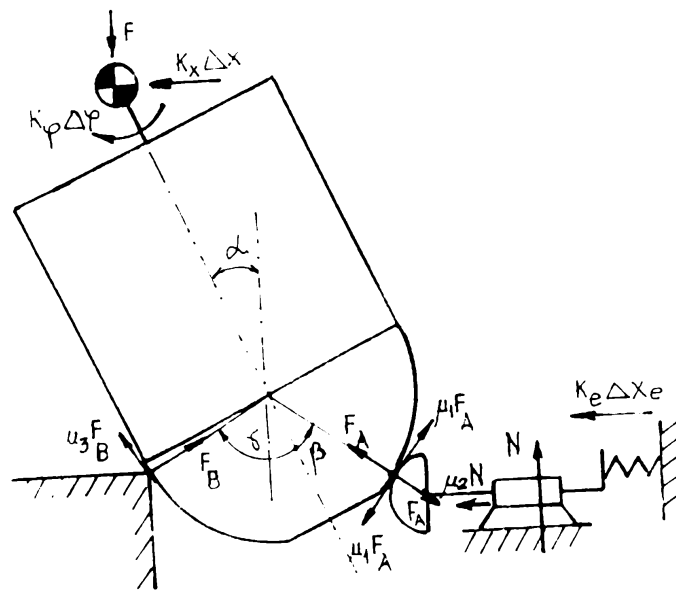


Fig.4.32.

ția ca este necesară respectarea sensului noilor notații.

Se poate concluziona că modelul geometric descris pe baza centrului elastic nu și-a restrins generalitatea.

4.4.3. Modelul dinamic

4.4.3.1. Modelul dinamic al asamblării stift rigid-alezaj elastic.

Stabilirea unor elemente caracteristice pentru mecanismul compliant sau pentru cinematica montajului se poate face numai pe baza considerării modelului dinamic al asamblării.

Descrierea modelului dinamic se realizează în următoarele ipoteze:

- regimul de lucru este cvasistatic
- coeficienții de frecare sunt constanți pentru un același cuplu de materiale
- deformările alezajului sunt în domeniul elastic
- ipotezele clasice privind rezistența materialelor sunt verificate.

În fig.4.32 se prezintă schema cinematică echivalentă pentru ansamblul stift-alezaj semielastic (var. a) și reacțiunile din punctele de contact datorate forței de asamblare F .

Relațiile care descriu echilibrul sistemului stift-alezaj sunt următoarele:

$$F_B * (\sin \delta - \mu_3 * \cos \delta) - F_A * (\sin \beta - \mu_1 * \cos \beta) - K_x * \Delta x \quad (4.84)$$

$$F_B * (\sin \delta - \mu_3 * \cos \delta) * (l_c + R * \cos \delta) - F_A * (\sin \beta - \mu_1 * \cos \beta) * (l_c + R * \cos \beta) + K_\varphi * (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (4.85)$$

$$F_A * [\sin(\alpha + \beta) - \mu_1 * \cos(\alpha + \beta)] - \mu_2 * N = K_e * \Delta x_e \quad (4.86)$$

$$F_A * [\cos(\alpha + \beta) + \mu_1 * \sin(\alpha + \beta)] = N \quad (4.87)$$

$$F = F_A * (\cos \beta + \mu_1 * \sin \beta) + F_B * (\cos \delta + \mu_3 * \sin \delta) \quad (4.88)$$

unde: F_A, F_B, N - reacțiunile în punctele de contact

K_x, K_φ, K_e - rigiditățile efective ale MCCE respectiv ale alezajului elastic

μ_1, μ_2, μ_3 - coeficienți de frecare

Din relațiile (4.70) și (4.71) se determină reacțiunea în punctul de contact A:

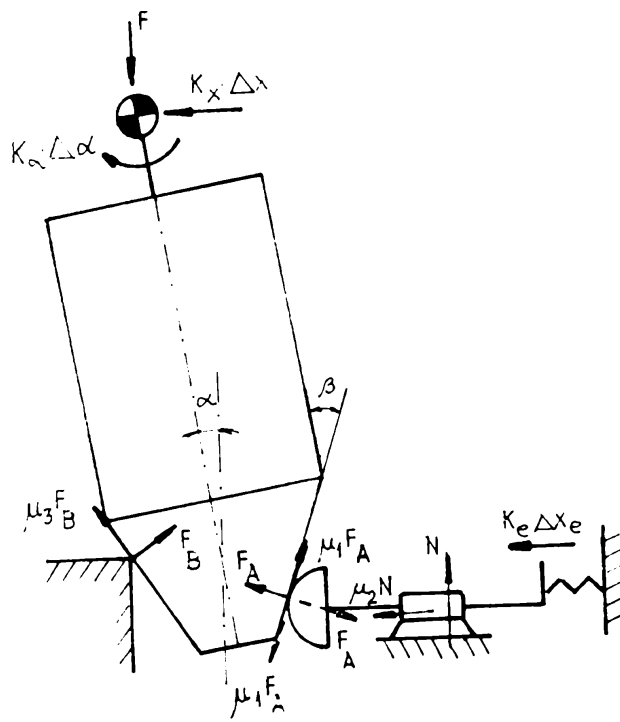


Fig. 4.33

$$F_A = \frac{K_e \cdot \Delta x_e}{(1 - \mu_1 \mu_2) \sin(\alpha + \beta) + (\mu_1 + \mu_2) \cos(\alpha + \beta)} \quad (4.89)$$

Conditia de existenta a relatiei (4.89) se exprima prin:

$$A = (1 - \mu_1 \mu_2) \sin(\alpha + \beta) + (\mu_1 + \mu_2) \cos(\alpha + \beta) > 0 \quad (4.90)$$

$$\operatorname{tg}(\alpha + \beta) \geq \frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \quad (4.91)$$

$$\beta_{\min} > \operatorname{arctg} \left(\frac{\mu_1 + \mu_2}{1 - \mu_1 \mu_2} \right) \quad (4.92)$$

Comparand relatiile (4.92) si (4.30) (din modelul geometric) se determina conditia limitativa de contact in punctul A.

Din relatiile (4.84) si (4.89) se determina reactiunea in punctul de contact B:

$$F_B = \frac{K_x \cdot \Delta x \cdot A + K_e \cdot \Delta x_e \cdot (\sin \beta - \mu_1 \cos \beta)}{(\sin \delta - \mu_3 \cos \delta) \cdot A} \quad (4.93)$$

Existenta relatiei (4.93) impune in plus fata de relatia (4.92) si conditia:

$$\sin \delta - \mu_3 \cos \delta > 0 \quad (4.94)$$

$$\delta_{\min} = \operatorname{arctg}(\mu_3) \quad (4.95)$$

Reactiunile in punctele de contact si fortele exterioare care intervin pe parcursul asamblarii stift rigid (variabil)-alezaj elastic sint prezentate in fig.4.33.

Starea de echilibru a stiftului la un moment dat este descrisa de ecuatiile:

$$F_A \cdot [\cos(\beta - \alpha) - \mu_1 \sin(\beta - \alpha)] - \mu_2 \cdot N = K_e \cdot \Delta x_e \quad (4.96)$$

$$F_A \cdot [\sin(\beta - \alpha) + \mu_1 \cos(\beta - \alpha)] - N = 0 \quad (4.97)$$

$$F_B \cdot (\cos \beta - \mu_3 \sin \beta) - F_A \cdot (\cos \beta - \mu_1 \sin \beta) - K_x \cdot \Delta x = 0 \quad (4.98)$$

$$F_B \cdot (\sin \beta + \mu_3 \cos \beta) - F_A \cdot (\sin \beta + \mu_1 \cos \beta) = 0 \quad (4.99)$$

$$F_B \cdot (\cos \beta - \mu_3 \sin \beta) \cdot (l_c + l_{2x} \cos \beta) - F_A \cdot (\cos \beta - \mu_1 \sin \beta) \cdot (l_c + l_{1x} \cos \beta) + K_\alpha \cdot (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (4.100)$$

Din relatiile (4.96)-(4.99) se pot determina reactiunile in punctele de contact:

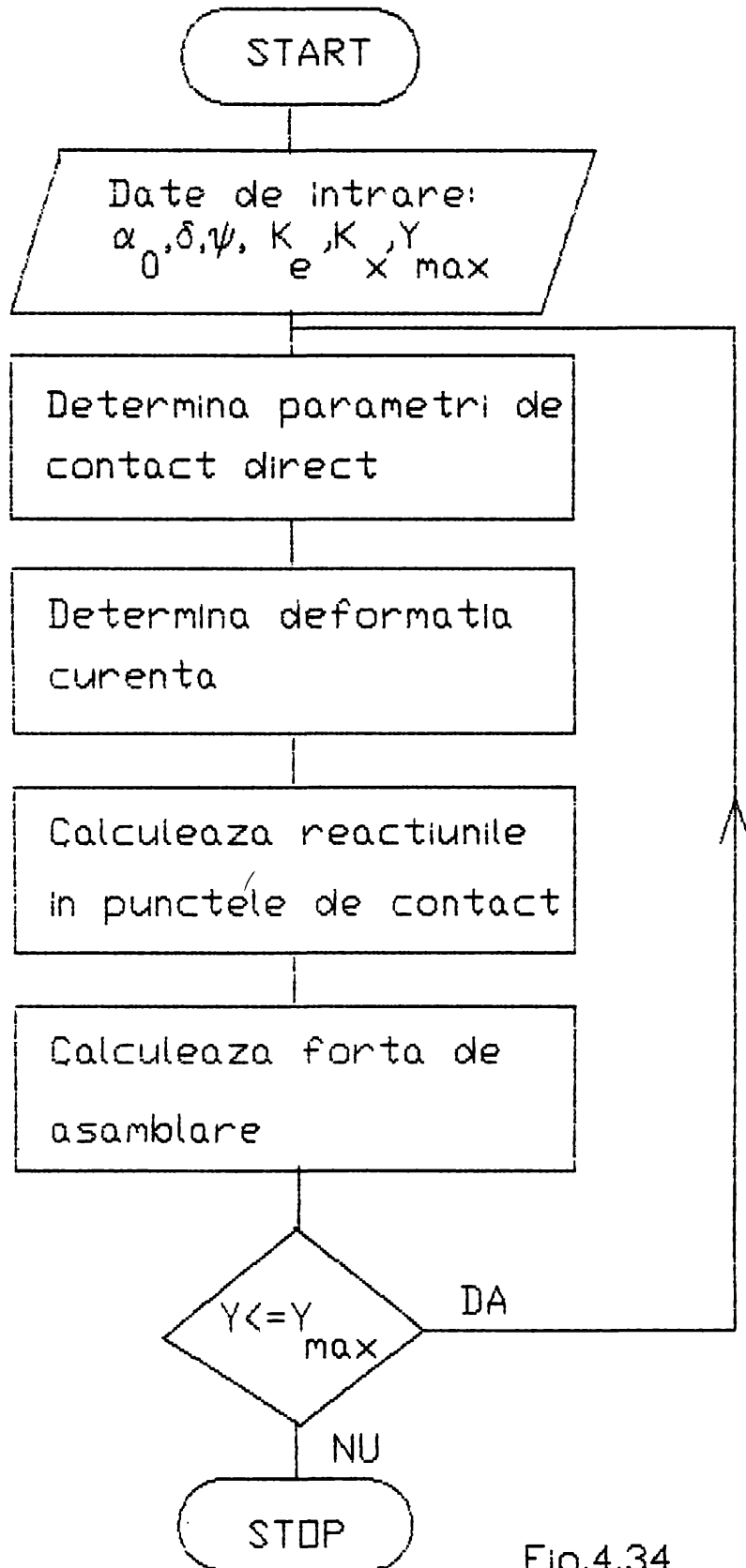


Fig.4.34

$$F_A = \frac{K_E \cdot \Delta x_E}{(1 - \mu_1 \mu_2) \cos(\beta - \alpha) (\mu_1 + \mu_2) \sin(\beta - \alpha)} \quad (4.101)$$

$$F_B = \frac{K_X \cdot \Delta x_B + K_E \cdot \Delta x_E (\cos \beta - \mu_3 \sin \beta)}{(\cos \beta - \mu_3 \sin \beta) \cdot B} \quad (4.102)$$

$$B = (1 - \mu_1 \mu_2) \cos(\beta - \alpha) (\mu_1 + \mu_2) \sin(\beta - \alpha) \quad (4.103)$$

Existenta relatiilor (4.101) si (4.102) impune satisfacerea urmatoarelor conditii:

$$B > 0 \quad ; \quad \operatorname{tg}(\beta - \alpha) < \frac{1 - \mu_1 \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \quad (4.104)$$

$$\cos \beta - \mu_3 \sin \beta > 0 \quad ; \quad \operatorname{tg} \beta < 1/\mu_3 \quad (4.105)$$

Din relatiile anterioare (4.104) si (4.105) se determina conditiile limitative privind contactul initial:

$$\alpha_{\max} = - \operatorname{arctg} \left(\frac{1 - \mu_1 \mu_2}{\mu_1 + \mu_2} \right) \quad (4.106)$$

$$\beta_{\max} = \operatorname{arctg}(1/\mu_3) \quad (4.107)$$

Rezolvarea analitica a relatiilor din modelul dinamic completate cu cele din modelul geometric este imposibila din cauza neliniaritatii si a transcendentiei ecuatiilor. Din acest motiv s-a recurs la metodele numerice de rezolvare a problemelor.

Organigrama de simulare a procesului de asamblare stift rigid-alezaj elastic este prezentata in fig.4.34 iar programul realizat este dat in anexa.

In urma simularii se obtin informatii privind forta de asamblare F , reactiunile din punctele de contact, deformatiile curente ale alezajului semielastic, deplasarile realizate de MOCE.

4.4.3.2. Modelul dinamic al asamblarii stift rigid-alezaj rigid

La stabilirea modelului dinamic al asamblarii stift rigid-alezaj rigid se au in vedere urmatoarele ipoteze simplificatorii:

- stiftul si alezajul sint perfect rigide
- nu exista alunecare intre stift si bacurile efectorului
- coeficientii de frecare sint constanti
- contactul stift-alezaj este punctiform
- ipotezele clasice privind rezistenta materialelor sint verifi-

cate

asamblarea stift-alezaj se realizeaza conform modelului geometric bazat pe centrul elastic

Schema echivalenta plana a MCCE este prezentata in fig.4.35.

Miscarea stiftului fata de alezaj este descrisa in general de ecuatiile:

$$\sum_{i=1}^n F_{ix} = m * \ddot{x} \quad (4.108)$$

$$\sum_{i=1}^n F_{iy} = m * \ddot{y} \quad (4.109)$$

$$\sum_{i=1}^n M_{iCE} = J_{CE} * \ddot{\alpha} \quad (4.110)$$

unde: - F_{ix}, F_{iy} - sint componentele fortelor ce actioneaza asupra stiftului pe directiile x,y

- m - masa ansamblului stift-efector-biela rigida a MCCE

\ddot{x}, \ddot{y} - acceleratiile stiftului dupa directiile x,y

- M_{iCE} - momentele dezvoltate asupra stiftului de catre fortile de contact si MCCE conform schemei echivalente

- J_{CE} - momentul de inertie al ansamblului stift-efector-biela rigida a MCCE

Consideram in continuare ca procesul de asamblare decurge dupa un proces cvasistatic. In acest caz $\ddot{x}=\ddot{y}=\ddot{\alpha}=0$.

Faza de contact initial intr-un punct A cu indicarea fortelor in punctele de contact este prezentata in fig.4.36.

Echilibrul sistemului este descris de sistemul de ecuatii:

$$F * \cos \beta + K_y * \Delta Y * \sin \beta + G - N * \cos(\varphi - \psi) / \cos \psi = 0 \quad (4.111)$$

$$F * \sin \beta - K_y * \Delta Y * \cos \beta + N * \sin(\varphi - \psi) / \cos \psi = 0 \quad (4.112)$$

$$N * [\sin(\varphi + \alpha - \psi) * (1 - a / \operatorname{tg} \varphi) - \cos(\varphi + \alpha - \psi) * (d/2)] / \cos \psi - K_x * (\alpha_0 - \alpha) - G * (1 - L) * \sin \alpha = 0 \quad (4.113)$$

unde: - N - este reactiunea in punctul de contact A

- $\mu = \operatorname{tg} \psi$ - coeficientul de frecare dintre stift si alezaj

- K_y, K_x - rigiditatea pe directia y, respectiv in jurul axei z prezentata de MCCE

- $\Delta Y, \Delta \alpha$ - deplasariile centrului elastic

Relatiilor (4.111)-(4.113) li se adauga relatia de legatura geometrica (4.69).

Din relatiile (4.111) si (4.112) dupa transformari se obtine:

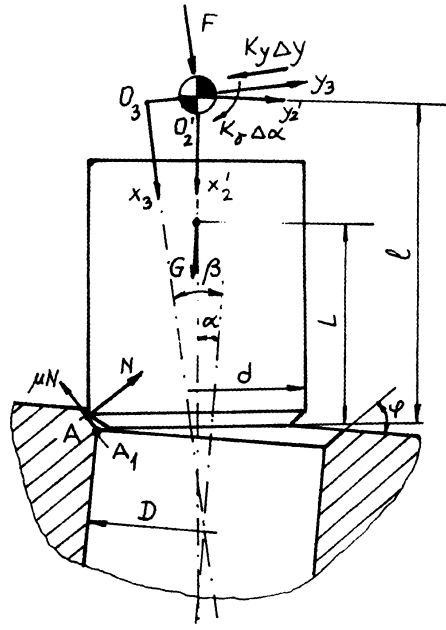


Fig.4.37

$$N = \frac{(F + G \cdot \cos \beta) \cdot \cos \psi}{\cos(\psi + \beta - \psi)} \quad (4.114)$$

$$K_y \cdot \Delta Y = \frac{F \cdot \sin(\beta + \varphi - \psi) + G \cdot \sin(\varphi - \psi)}{\cos(\varphi + \beta - \psi)} \quad (4.115)$$

Relatiile anterioare permit introducerea unor conditii limitative pentru parametri caracteristici ai MCEE astfel incit in punctul A_1 unghiul $\alpha > 0$, $\Delta y < \Delta y_1$ -corespunzator unui unghi $\alpha = 0$. Aceste conditii se introduc in ideea sa nu existe o basculare a stiftului in procesul de asamblare.

In fig.4.37 se prezinta urmatoarea faza a insertiei cu stiftul realizind contactul pe generatoarea sa intr-un singur punct. Starea de echilibru a stiftului este descrisa de sistemul de ecuatii transcendente:

$$N + F \cdot \sin(\beta - \alpha) - K_y \cdot \Delta Y \cdot \cos(\beta - \alpha) - G \cdot \sin \alpha = 0 \quad (4.116)$$

$$F \cdot \cos(\beta - \alpha) + G \cdot \cos \alpha - \mu \cdot N = 0 \quad (4.117)$$

$$N \cdot [(1-h) - \mu \cdot d/2] - K_y \cdot \Delta \alpha - G \cdot (1-L) \cdot \sin \alpha = 0 \quad (4.118)$$

Semnificatiile marimilor care intervin in relatiile prezentate sint cele din cazurile anterioare.

Relatiilor anterioare (4.116)-(4.118) se adauga relatia geometrica (4.77) care exprima legatura intre translata efectului si parametri geometrici care descriu pozitia stiftului.

Din faza de insertie anterioara se poate ajunge in faza de contact in doua puncte, A si B, pe generatoarea alezajului. In fig.4.38 se prezinta starea de contact a celor doua piese de asamblat cu indicarea reactiunilor si a fortelor exterioare. Cel de-al doilea punct de contact B se gaseste ca punct final al fazei precedente pentru adincimea de patrundere:

$$h_{02} = D/\sin \alpha_{03} - d/\operatorname{tg} \alpha_{03} + a/\operatorname{tg} \varphi \quad (4.119)$$

unde α_{03} reprezinta unghiul dintre axele celor doua piese de asamblat.

Starea de echilibru a stiftului este descrisa de urmatorul sistem de ecuatii:

$$F \cdot \cos \beta + K_y \cdot \Delta Y \cdot \sin \beta - \mu \cdot N_2 - N_1 \cdot \sin(\alpha + \psi) + G = 0 \quad (4.120)$$

$$F \cdot \sin \beta - K_y \cdot \Delta Y \cdot \cos \beta - N_2 + N_1 \cdot \cos(\alpha + \psi) = 0 \quad (4.121)$$

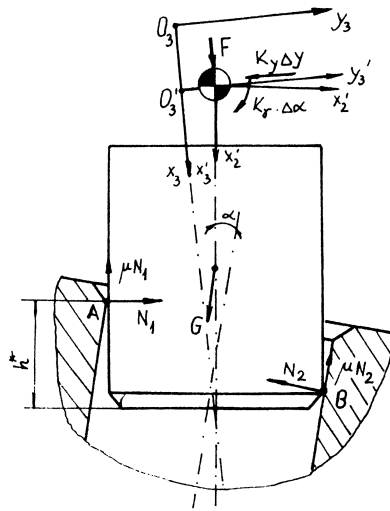


Fig.4.38

$$N_1 * (1 - h - \mu * d / 2) + N_2 * [1 * \cos(\alpha + \psi) + d * \sin(\alpha + \psi) / 2] + G * (1 - L) * \sin \alpha - K_f * (\alpha_0 - \alpha) = 0 \quad (4.122)$$

Semnificatiile marimilor care intervin sint cele din cazurile precedente si din fig.4.38.

Relatiilor anterioare li se adauga relatia de legatura geometrica (4.77).

In relatiile anterioare s-a considerat ca in ambele puncte de contact coeficientii de frecare sint aceiasi $\mu_1 = \mu_2 = \mu$

Cu ajutorul relatiilor specificate se poate descrie, printr-o succesiune de pozitii de echilibru, dinamica asamblarii stift-alezaj.

In procesul de asamblare stift-alezaj se trece dintr-o situatie de contact, de anumiti parametri, in alta situatie caracterizata de alti parametri. Este necesar ca modelul/matematic sa prevada conditiile de verificare a trecerii dintr-o situatie de contact in alta.

Prin calculul coordonatei $x_A^{(1)}$, a punctului de contact A de pe sanfrenul alezajului, se obtine informatia necesara privind eventuala terminare a primei faze de contact.

A doua faza de contact pe generatoarea stiftului impune sa se realizeze conditiile:

$$N > 0 \quad (4.123)$$

$$y_B^{(1)} = D/2 \quad (4.124)$$

unde $y_B^{(1)}$ reprezinta coordonata punctului B a stiftului in sistemul de axe (O_1) .

Inceputul celei de-a treia faze de contact (in doua puncte) este verificat prin existenta inecuatiilor:

$$N_1 > 0 \quad (4.125)$$

$$N_2 > 0 \quad (4.126)$$

$$y_D^{(1)} = D/2 \quad (4.127)$$

Rezolvarea analitica a ecuatiilor modelului dinamic si geometric nu este posibila. Din acest motiv s-a recurs la utilizarea metodelor numerice.

Datele de intrare pentru realizarea modelului sint urmatoarele:

- traiectoria efectorului in sistemul de axe (O_1)

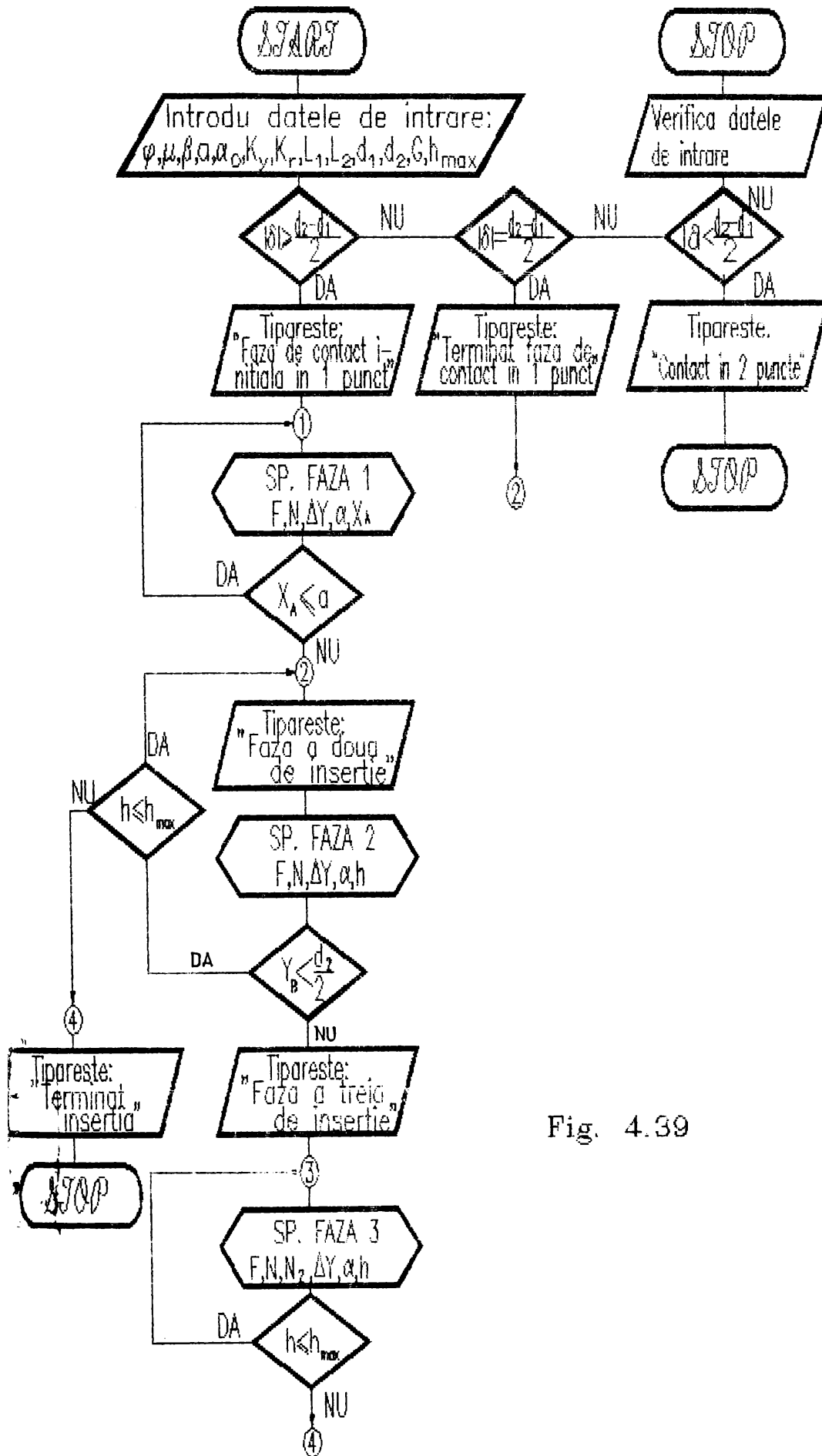


Fig. 4.39

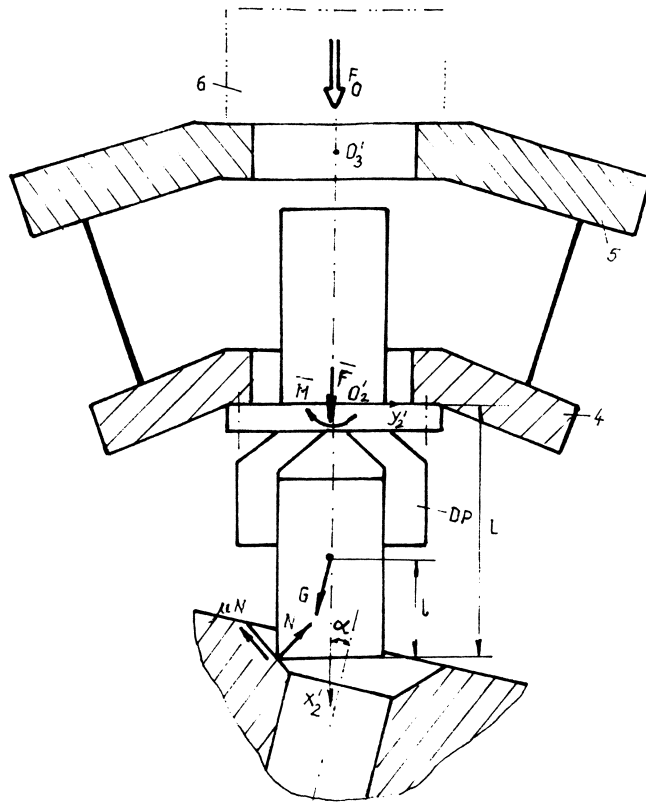


Fig 4+0

- rigiditatile echivalente K_y, K_δ ale MCCE
- coeficientii de frecare stift-alezaj
- elementele geometrice caracterizind dimensiunile stiftului si ale alezajului
- eroarea de situare ce caracterizeaza finalul etapei de "transport"

In urma calculelor se determina reactiunile N in punctele de contact, forta F necesara pentru a realiza insertia, valorile deplasariilor permise de MCCE (Δy si $\Delta \alpha$), parametri cinematici ai stiftului pe durata asamblarii, coordonatele in punctele de contact.

Rezolvarea numerica a sistemelor de ecuatii prezentate are la baza metoda Newton pentru sisteme de ecuatii neliniare si ecuatii transcendente [D27].

Organigrama de calcul bazata pe modelele enuntate este prezentata in fig.4.39. Programul de simulare scris in limbaj BASIC pentru calculatorul TMS este prezentat in anexa.

Abordarea modelului dinamic prin renuntarea la notiunea de "centrul elastic" impune unele modificari.

Pentru a evidentia aceste modificari si a prezenta principial metoda, reconsideram contactul pe sanfren in punctul A (conform geometriei din fig.4.30). In fig.4.40 se indica aceasta stare si fortele din punctul de contact. Ipotezele de lucru au ramas aceleasi din modelul anterior.

Actiunea dispozitivului de ghidare (DG) asupra MCCE este reprezentata prin forta F_0 . La rindul sau MCCE actioneaza asupra ansamblului efector-stift prin torsorul (\bar{F}, \bar{M}) pe care il consideram aplicat in punctul O_2 .

Starea de echilibru a stiftului este descrisa de sistemul de ecuatii:

$$F_x + G - N \cdot \cos(\varphi - \psi) = 0 \quad (4.128)$$

$$F_y + N \cdot \sin(\varphi - \psi) = 0 \quad (4.129)$$

$$-M_2 - \sum M(N) - M(G) = 0 \quad (4.130)$$

$$f(\mu, \Delta y, \alpha) = 0 \quad (4.131)$$

unde: $-\psi = \arctg \mu$

- $M(N)$ suma momentelor, in raport cu $O_2 z_2$, datorate reactiunii N si fortei de frecare
- $M(G)$ - momentul datorat fortei de greutate in raport cu

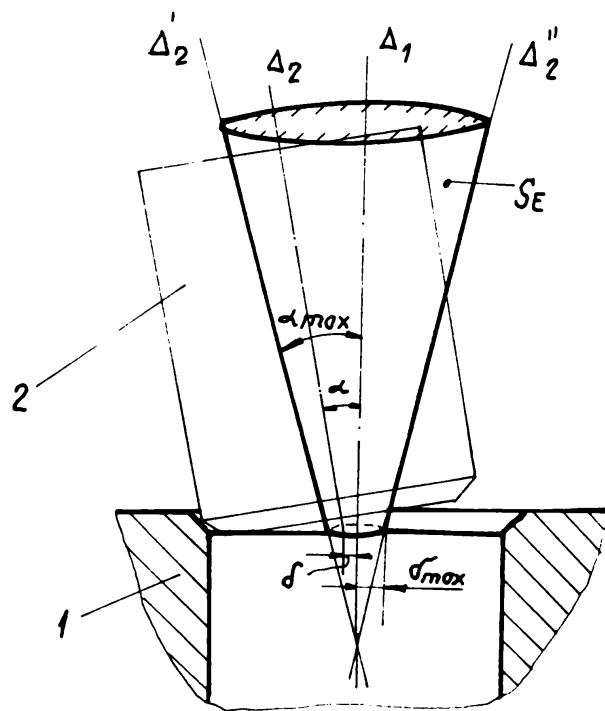


Fig.4.41

cu O_2Z_2

$f(u, \Delta y, \alpha)$ - relatia de legatura geometrica intre deplasarea pe verticala impusa "u" si deplasarile " Δy ", " α " realizate de MOCE

Starea de echilibru a stiftului este simultana cu starea de echilibru a MOCE.

Pentru a aborda studiul echilibrului mecanismului cu cuple cinematice elastice se aplica una din metodele specifice: metoda elementului finit, metoda structurilor static nedeterminate etc.

4.5. ESTIMAREA SPATIULUI ADMISIBIL PENTRU ERORILE DE SITUARE IN ASAMBLAREA STIFT-ALEZAJ RIGID.

In fig.4.41 se prezinta stiftul 2 intr-o pozitie oarecare fata de alezajul 1, la sfirsitul miscarii de manipulare, indicandu-se eroarea de positionare (δ) si eroarea de orientare (α).

Pentru a fi posibila asamblarea stift-alezaj este necesar sa existe o alunecare "automata" a stiftului spre centrul alezajului ca urmare a forteilor de contact care apar intre ele. Alunecarea mai este asigurata daca punctul de contact A se gaseste pe sanfren, adica:

$$\delta \ll (D - d \cdot \cos \alpha) / 2 + a \quad (4.132)$$

unde notatiile au semnificatia din fig.4.41.

Spatiul delimitat de pozitiile extreme ale dreptei caracteristice Δ_2 si ale punctului O_2 defineste spatiul erorilor S_g pentru care este posibila compensarea erorilor pe cale pasiva (fig.4.41).

Unghiul α_{max} se determina din conditia indeplinirii restrictiilor privind realizarea fazei de contact pe generatoare :

$$\alpha_{max} = \arccos (d/D) \quad (4.133)$$

Pe baza valorii maxime a unghiului α se determina eroarea maxima de positionare admisibila:

$$\alpha_{max} = \frac{D^2 - d^2}{2 \cdot D} + a \quad (4.134)$$

Relatiile anterioare permit determinarea limitei inferioare a sanfrenului astfel incit sa fie posibila asamblarea.

5. SINTEZA OPTIMALA A MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE UTILIZATE LA OPERATII DE MONTAJ

5.1. INTRODUCERE

Mecanismele cu cuple cinematice elastice se aseamana intre ele din punctul de vedere al principiului de functionare: deformatia elementelor elastice, in mod constrins, datorita fortelor exterioare.

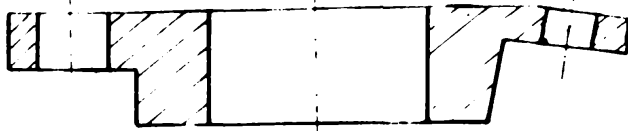
Unele diferente functionale - numar de miscari permise - apar functie de elementele elastice folosite. Sinteza structurala a MCCE se ocupa de aceste aspecte.

Din punct de vedere dinamic elasticitatea sistemului nu poate fi arbitrara. O elasticitate mica implica solicitari mari in piesele de asamblat in timp ce o elasticitate mare face sensibil sistemul la factorii perturbatori (inertie, vibratii) sau permite deplasari necontrolate in procesul de compensare. Mecanismul cu cuple cinematice elastice trebuie privit la proiectare ca un subansamblu ce influenteaza si este influentat de caracteristicile ansamblului (in componenta caruia intra) sau subansamblelor cu care este cuplat. Aceste aspecte sint abordate de sinteza dimensionala optima a MCCE.

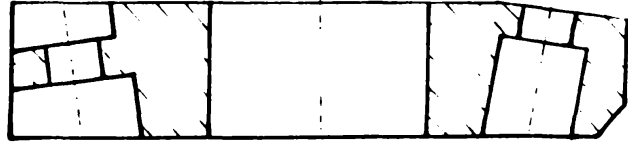
In general un proces sau fenomen are atasate la un moment dat mai multe variante. Din multimea "V" a variantelor posibile - optimizate fiecare in parte - trebuie aleasa varianta optima. Calitatea de optimalitate a variantei se stabileste in raport cu unu sau mai multe criterii. Aceste aspecte sint abordate prin metodele de alegere optima multicriteriala a unui proces.

5.2. SINTEZA STRUCTURALA A MCCE PENTRU OPERATII DE MONTAJ

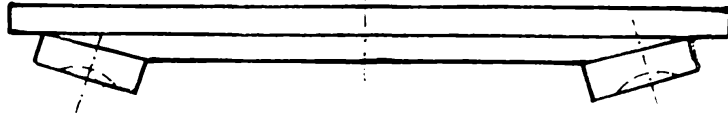
Abordarea din punct de vedere structural a MCCE impune pregatirea pentru inceput a notiunilor de element rigid si element



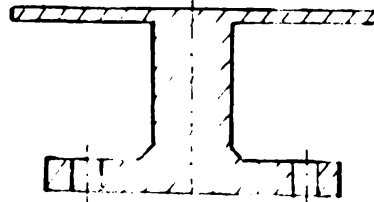
a



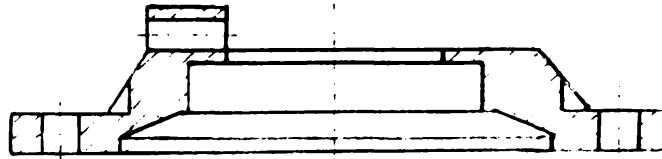
b



c



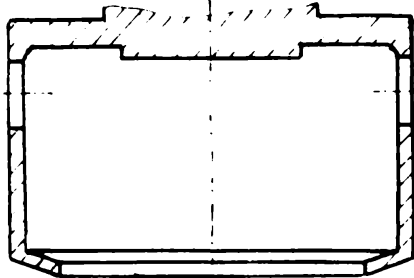
d



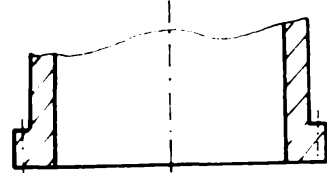
e



f



g



h

Fig.5.1

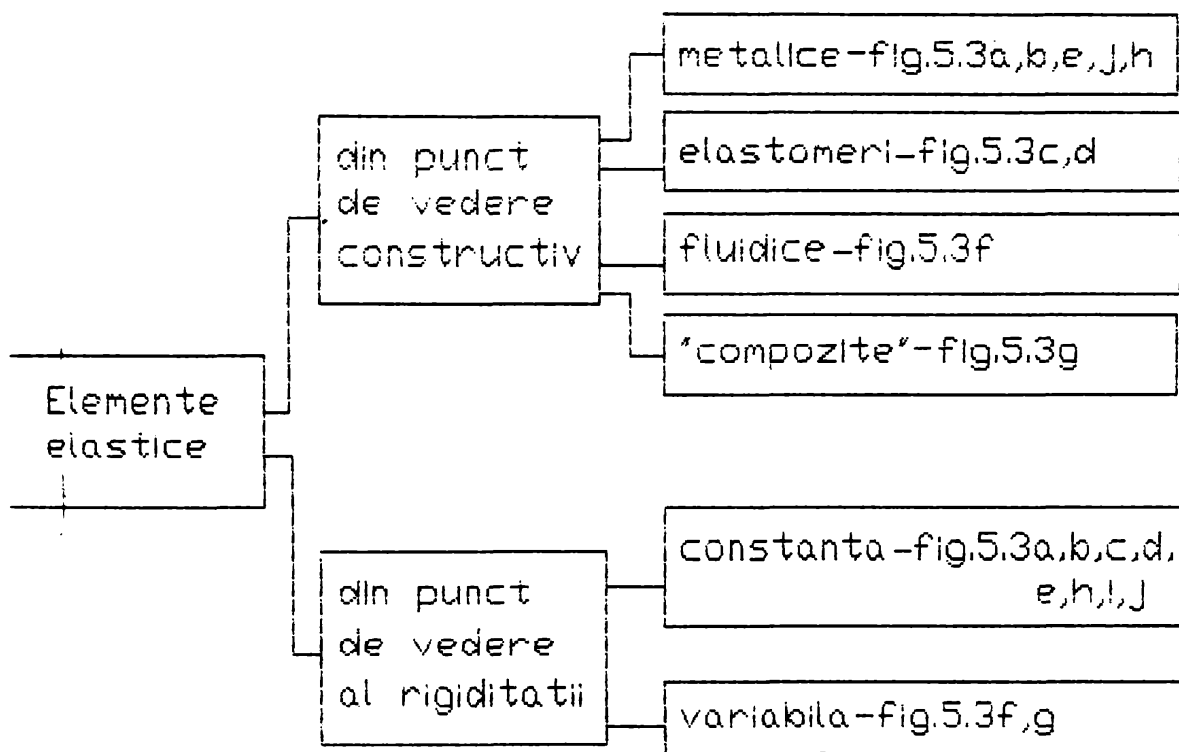


Fig.5.2

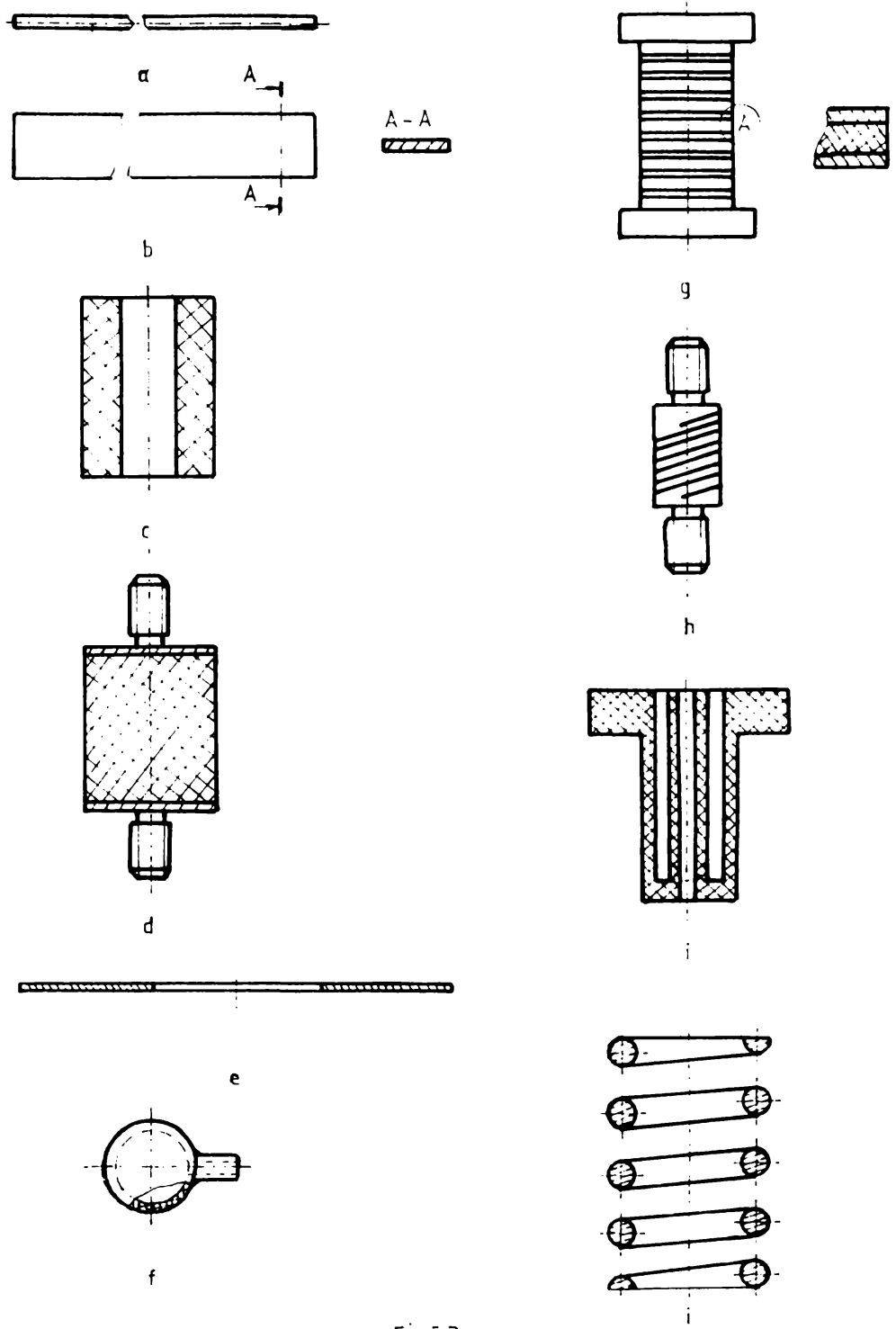


Fig.5.3


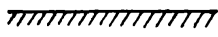


elastic.

Referitor la dispozitivele de complianță, elementele rigide se realizează constructiv sub forma unor flanșe de fixare a efectorului sau al întregului ansamblu față de dispozitivul de ghidare al RI. În fig. 5.1 se prezintă soluții constructive ale unor astfel de elemente. Aceste elemente rigide sunt elemente complexe de rang $j > 2$. Ele pot fi ternare ($j=3$) sau polinare (chiar cu rang $j=6$).

Elementele elastice sunt simple, de rang $j=2$ (binare). Clasificarea acestora este prezentată în fig. 5.2. Elementele elastice metalice sunt realizate sub forma unor arcuri lamelare (de secțiune rotundă sau dreptunghiulară) arcuri elicoidale cilindrice de întindere-compresiune, membrane metalice etc. Elementele elastice fluidice au la baza incinte deformabile umplute cu lichid sau gaz și aflate în legătură cu o sursă de presiune. Prin modificarea presiunii fluidului din incintă se modifică și elasticitatea elementului. Elementele elastice din elastomeri se realizează în general pe baza unor arcuri din cauciuc. Elementele elastice compozite se realizează prin dispunerea succesivă a unor bucse din cauciuc între plăci metalice, întreg ansamblului fiind apoi tensionat. Soluții privind astfel de elemente sunt prezentate în fig. 5.3.

Pentru a face o distincție între elementele elastice și cele rigide se propune o simbolizare conform tabelului 5.1

Tabelul 5.1

Denumirea		Soluție constructivă	Simbol cinematic
Element rigid	mobil	fig. 5.1	
	fix	fig. 5.1	
Element elastic	rigid. const.	fig. 5.3	
	rigid. var.	fig. 5.4	

Prin legarea împreună a elementelor elastice și rigide se obțin, ca și în cazul clasic, lanțurile cinematice elastice

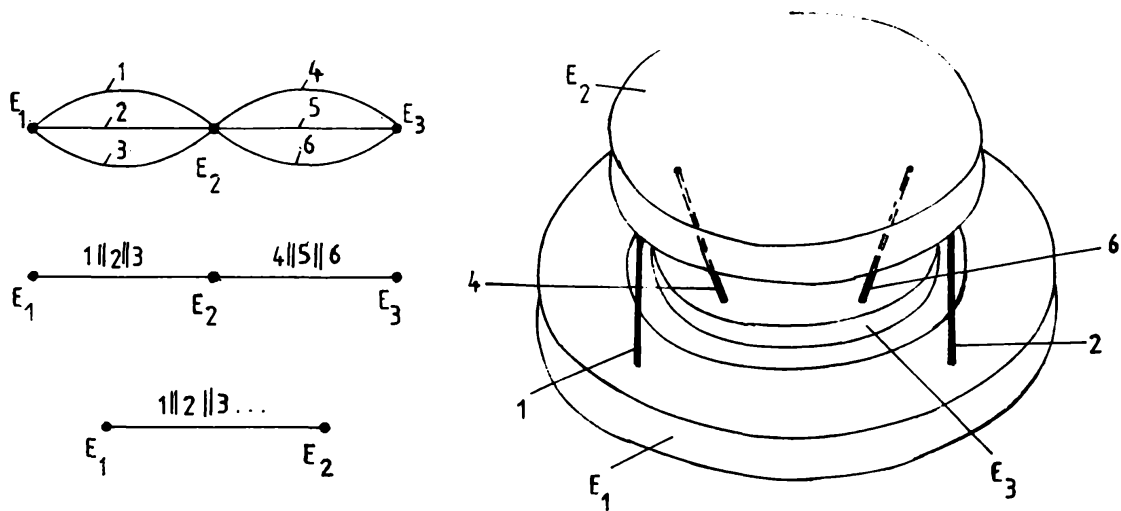


Fig.5.4.

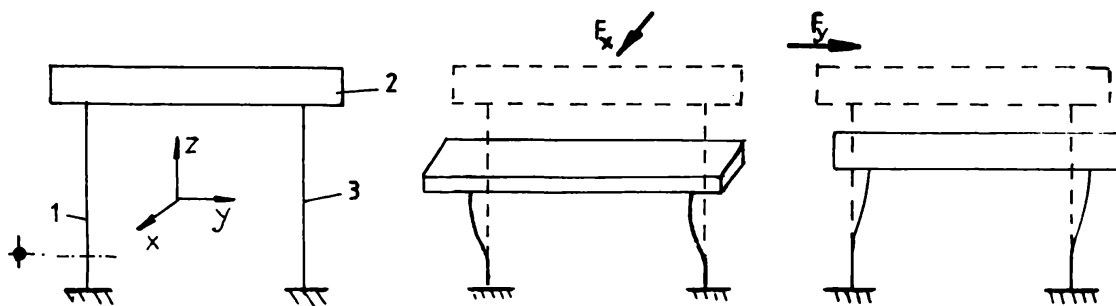


Fig.5.5.

complexe care stau la baza mecanismelor cu cuple cinematice elastice. Referitor la MCCE pentru dispozitivele de complianță, elementele elastice ale acestora se leaga în paralel iar închiderea lanțului cinematic se realizează prin elemente rigide.

Reprezentarea grafică a structurii MCCE pentru dispozitivele de complianță se poate efectua și prin utilizarea teoriei grafurilor fiind extrem de sugestivă la echivalarea mecanismului /M15/, /L2/. În fig.5.4 se prezintă simbolizarea pe baza teoriei grafurilor a MCCE pentru o variantă a dispozitivului de complianță RCC și modul de echivalare cu un singur element elastic.

În cadrul cap.4 s-a efectuat analiza structurală a procesului de montaj stift-alezaj concluzionându-se că este necesară introducerea unui MCCE și stabilindu-se numărul gradelor de libertate ce se pot suprima astfel încât asamblarea să mai poată fi efectuată. Înainte de a trece însă la stabilirea naturii și numărului conexiunilor cinematice elastice ce urmează a se introduce este necesar a se preciza câteva aspecte privind mobilitatea mecanismelor cu cuple cinematice elastice.

Un MCCE din punctul de vedere al mecanismelor clasice este un rigid în care părțile componente ocupă o poziție bine definită astfel încât energia potențială a sistemului să fie minimă. MCCE va rămâne în această stare atâta timp cât nu va interveni din exterior o sursă de mișcare și energie.

Dacă sursa de energie impune p_c parametri pozitionali elementului motor, noua poziție stabilă atinsă de elementele MCCE se bucură deasemenea de proprietatea că energia potențială este minimă. Condiția desmodromiei impune, spre deosebire de cazul clasic, să existe relația:

$$M_e \gg p_c \quad (5.1)$$

adică numărul gradelor de mobilitate elastice să fie mai mare sau egal cu numărul parametrilor pozitionali impuși de sursa de mișcare exterioară.

De exemplu MCCE paralelogram din fig.5.5 are mobilitate după axa Ox și Oy . MCCE, datorită elasticității elementelor sale, va ocupa o poziție stabilă fără ca mobilitatea după Oy să se facă simțită dacă asupra elementului 2 acționează forța F_x (și invers după Ox).

Având în vedere cele afirmate, condiția de sinteză structurală (pentru MCCE destinate montajului stift-alezaj), privind

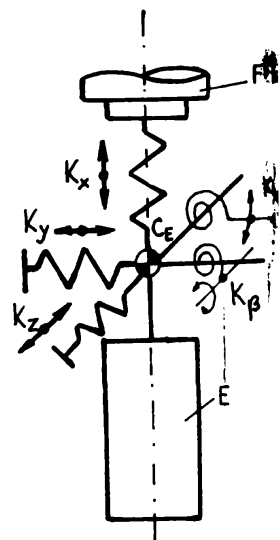
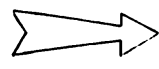
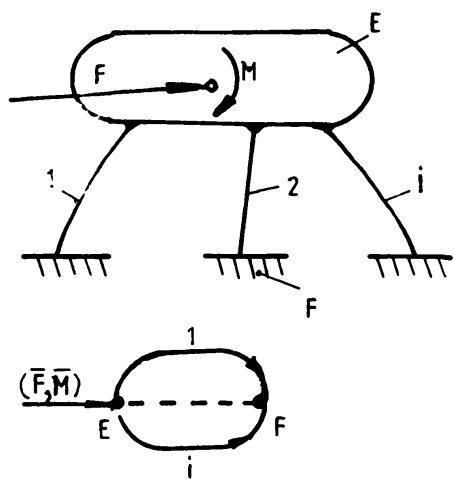


Fig.5.6.

conexiunile cinematice elastice ce urmeaza a se introduce, impune ca:

$$\sum L_{ke} > \max \left(\left(\sum L_{ke1} \right), \left(\sum L_{ke2} \right) \right) \quad (5.2)$$

unde $\sum L_{ke1}$, $\sum L_{ke2}$ sint sumele gradelor de libertate (pe faze) care pot fi limitate astfel incit asamblarea stift-alezaj sa fie posibila.

Introducind astfel intre dispozitivul de ghidare si efector un MCCE realizat pe baza unor conexiuni cinematice elastice $K_{eB}(0)$ (elemente elastice metalice de sectiune rotunda) conditia de mobilitate elastica este indeplinita.

Numarul elementelor elastice n_e trebuie sa fie deci $n_e \gg 1$. Limitarea superioara este impusa din conditii privind elasticitatea necesara a MCCE.

Ca o concluzie finala este necesar a se mentiona faptul ca fortele de inertie ce actioneaza asupra elementului rigid din componenta MCCE il poate scoate din pozitia stabila initiala. Din acest motiv se recomanda sa existe sisteme exterioare de blocare a mobilitatilor elastice pe durata miscarilor de transport executate de RI.

5.3. Sinteza dimensionala a MCCE pe baza notiunii de centru elastic

5.3.1. Introducere

Consideram rigidul E sollicitat de torsorul (\bar{F}, \bar{M}) si legat prin intermediul elementelor elastice 1,2 ... i de rigidul F. Ansamblul l-am denumit mecanism cu cuple cinematice elastice (MCCE).

Asa cum s-a aratat in cap.2 studiul miscarii rigidului E si sinteza MCCE se poate simplifica daca cele "i" elemente elastice se echivaleaza cu un singur element elastic positionat in centrul elastic al MCCE (fig.5.6).

5.3.2. Centrul elastic al unui MCCE

Consideram elementul elastic "i" (varianta a,b fig.5.3) din componenta unui MCCE. Axele elastice principale ale elementu-

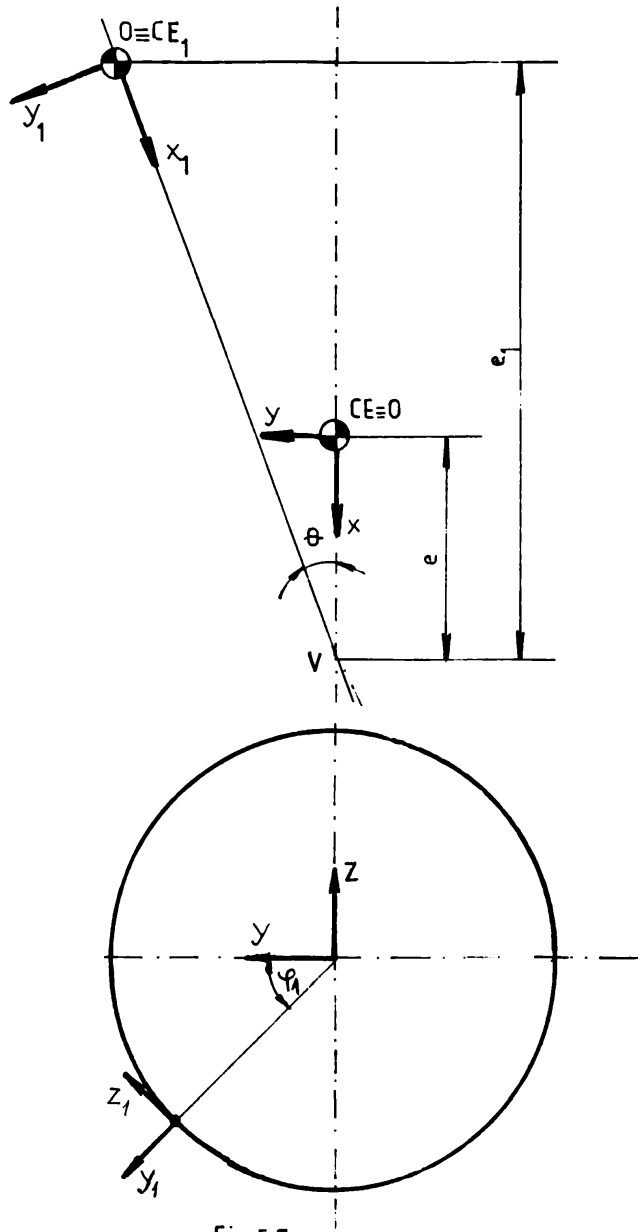


Fig.5.7

lui sint inclinate in raport cu sistemul de coordonate general Oxyz (fig.5.7). Originea O_i a axelor elastice principale se gaseste in centrul elastic C_{Ei} al elementului "i" iar axa $O_i x_i$ este orientata dupa lungimea acestuia. Acest element redus la "centrul sau elastic" prezinta rigiditatile $k_{xi}, k_{yi}, k_{zi}, k_{\alpha i}, k_{\beta i}, k_{\gamma i}$.

Facind analogie cu starea de tensiune spatiala, rigiditatile axiale ale elementului elastic in triedrul Oxyz se pot exprima in functie de rigiditatile k_{xi}, k_{yi}, k_{zi} dupa cum urmeaza:

$$\begin{aligned} K_{xi} &= k_{xi} * a_{11} + k_{yi} * a_{12} + k_{zi} * a_{13} \\ K_{yi} &= k_{xi} * a_{21} + k_{yi} * a_{22} + k_{zi} * a_{23} \\ K_{zi} &= k_{xi} * a_{31} + k_{yi} * a_{32} + k_{zi} * a_{33} \\ K_{xyi} &= k_{xi} * a_{11} * a_{21} + k_{yi} * a_{12} * a_{22} + k_{zi} * a_{13} * a_{23} \\ K_{yzi} &= k_{xi} * a_{21} * a_{31} + k_{yi} * a_{22} * a_{32} + k_{zi} * a_{23} * a_{33} \\ K_{xzi} &= k_{xi} * a_{11} * a_{31} + k_{yi} * a_{12} * a_{32} + k_{zi} * a_{13} * a_{33} \end{aligned} \quad (5.3)$$

unde a_{ij} ($i, j=1, 2, 3$) sint cosinusii directori la trecerea din triedrul $O_i x_i y_i z_i$ in Oxyz.

Orientarea triedrului $O_i x_i y_i z_i$ fata de Oxyz este data de unghiurile θ, φ_i (fig.5.7).

Matricile de rotatie vor fi:

$$M_{\theta}^{(z_i)} = \begin{vmatrix} \cos \theta & -\sin \theta & 0 \\ \sin \theta & \cos \theta & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{vmatrix} \quad (5.4)$$

$$M_{\varphi_i}^{(x_i)} = \begin{vmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \varphi_i & -\sin \varphi_i \\ 0 & \sin \varphi_i & \cos \varphi_i \end{vmatrix} \quad (5.5)$$

si matricea rotatiei finale M:

$$M = \begin{vmatrix} \cos \theta & \sin \theta & 0 \\ -\sin \theta * \cos \varphi_i & \cos \theta * \cos \varphi_i & \sin \varphi_i \\ \sin \theta * \sin \varphi_i & -\cos \theta * \sin \varphi_i & \cos \varphi_i \end{vmatrix} \quad (5.6)$$

relatiile (5.3) devin in acest caz urmatoarele:

$$K_{xi} = k_{xi} * \cos^2 \theta + k_{yi} * \sin^2 \theta$$

$$\begin{aligned}
 K_{yi} &= (k_{xi} \cdot \sin^2 \theta + k_{yi} \cdot \cos^2 \theta - k_{zi}) \cdot \cos^2 \varphi_i + k_{zi} \\
 K_{zi} &= (k_{xi} \cdot \sin^2 \theta + k_{yi} \cdot \cos^2 \theta) \cdot \sin^2 \varphi_i + k_{zi} \cdot \cos^2 \varphi_i \\
 K_{xyi} &= (-k_{xi} + k_{yi}) \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \cos \varphi_i \\
 K_{yzi} &= (-k_{xi} \cdot \sin^2 \theta - k_{yi} \cdot \cos^2 \theta + k_{zi}) \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i \\
 K_{xzi} &= (k_{xi} - k_{yi}) \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \cdot \sin \varphi_i
 \end{aligned} \tag{5.7}$$

Având în vedere definiția centrului elastic, poziția acestuia se determină din condiția anularii momentelor forțelor elastice (față de axele triedrului Oxyz) dacă se da rigidului E o mișcare de translație δy sau δz .

Presupunând o dispunere simetrică a celor "n" elemente elastice, centrul elastic al MOCE se va găsi pe axa Ox și situat la distanța "e" de punctul de intersecție V al prelungirilor elementelor elastice.

Folosind notațiile din fig. 5.7 (pentru "n" elemente elastice) se calculează momentele forțelor elastice pentru o mișcare de translație δy :

$$\begin{aligned}
 M_z &= \sum_i^n F_{yi} \cdot (e - e_1) - \sum_i^n F_{xi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \varphi_i \\
 M_y &= \sum_i^n F_{zi} \cdot (e - e_1) + \sum_i^n F_{xi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \varphi_i \\
 M_x &= \sum_i^n F_{zi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \varphi_i + \sum_i^n F_{yi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \varphi_i
 \end{aligned} \tag{5.8}$$

unde:

$$\begin{aligned}
 F_{yi} &= K_{yi} \cdot \delta y \\
 F_{xi} &= K_{xyi} \cdot \delta y \\
 F_{zi} &= K_{yzi} \cdot \delta y
 \end{aligned} \tag{5.9}$$

condiția de anulare a momentelor elastice în raport cu axa Ox și punind

$$(M_z) \sum_i^n K_{yi} \cdot (e - e_1) - \sum_i^n K_{xyi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \varphi_i = 0 \tag{5.10}$$

$$(M_y) \sum_i^n K_{yzi} \cdot (e - e_1) + \sum_i^n K_{xyi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \varphi_i = 0 \tag{5.11}$$

$$(M_x) \sum_i^n K_{yzi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \cos \varphi_i + \sum_i^n K_{yi} \cdot e_1 \cdot \operatorname{tg} \theta \cdot \sin \varphi_i = 0 \tag{5.12}$$

Considerând cele "n" elemente elastice identice dispuse simetric astfel încât centrele elastice C_{Ei} se află pe un cerc (fig. 5.7), există relația:

$$\varphi_i = 2 \cdot \pi \cdot [1 - (i-1)/n] + \varphi_1 \tag{5.13}$$

Avind in vedere relatiile (5.7) si (5.13), relatia (5.10) se verifica:

$$\begin{aligned}
 (M_x) \quad & e_1 * \operatorname{tg} \theta * \left[\sum_1^n (k_z - k_x * \sin^2 \theta - k_y * \cos^2 \theta) * \sin \varphi_i * \cos^2 \varphi_i + k_z * \sum_1^n \sin \varphi_i + \right. \\
 & \left. + \sum_1^n (k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta - k_z) * \sin \varphi_i * \cos^2 \varphi_i \right] = \\
 & = e_1 * \operatorname{tg} \theta * k_z * \left(\sin \varphi_1 + \sum_2^n \sin [2 * \pi - 2 * \pi * (i-1) / n + \varphi_1] \right) = 0
 \end{aligned} \tag{5.14}$$

deoarece:

$$\begin{aligned}
 \sum_2^n \cos [2 * \pi * (i-1) / n] &= -1 \\
 \sum_2^n \sin [2 * \pi * (i-1) / n] &= 0
 \end{aligned} \tag{5.15}$$

In acelasi mod se arata ca relatiile (5.11) si (5.12) devin:

$$\begin{aligned}
 (M_y) \quad & (e - e_1) * (k_z - k_x * \sin^2 \theta - k_y * \cos^2 \theta) * \sum_1^n \sin \varphi_i * \cos \varphi_i + e_1 * \sin^2 \theta * \\
 & * (k_y - k_z) * \sum_1^n \sin \varphi_i * \cos \varphi_i = 0
 \end{aligned} \tag{5.16}$$

deoarece:

$$\sum_1^n \sin 2 * \varphi_i = 0 \tag{5.17}$$

$$\begin{aligned}
 M_z &= \sum_1^n [(k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta - k_z) * \cos^2 \varphi_i + k_z] * (e - e_1) - e_1 * (k_y - k_z) * \\
 & * \sin^2 \theta * \sum_1^n \cos^2 \varphi_i = 0
 \end{aligned} \tag{5.18}$$

Avind in vedere ca $\sum_1^n \cos^2 \varphi_i = n/2$ relatia (5.18) devine:

$$\begin{aligned}
 (M_z) \quad & \{k_z * (e - e_1) + [e * (k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta - k_z) - e_1 * (k_y + k_z)] / 2\} * n = \\
 & = n * [e * (k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta + k_z) - e_1 * (k_y + k_z)] = 0
 \end{aligned} \tag{5.19}$$

Din anularea relatiei (5.19) se determina pozitia centrului elastic:

$$e = e_1 * (k_y + k_z) / (k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta + k_z) \tag{5.20}$$

Daca se considera ca se da rigidului o micromiscare δz fortele elastice care dau momente fata de triedrul Oxyz sint:

$$\begin{aligned}
 F_x &= K_{xz} * \delta z \\
 F_y &= K_{yz} * \delta z \\
 F_z &= K_z * \delta z
 \end{aligned} \tag{5.21}$$

Cu relatiile (5.7), (5.8) si (5.13) se verifica ca $M_x = 0$, $M_z = 0$ iar din conditia $M_y = 0$ se obtine o relatie identica cu (5.20).

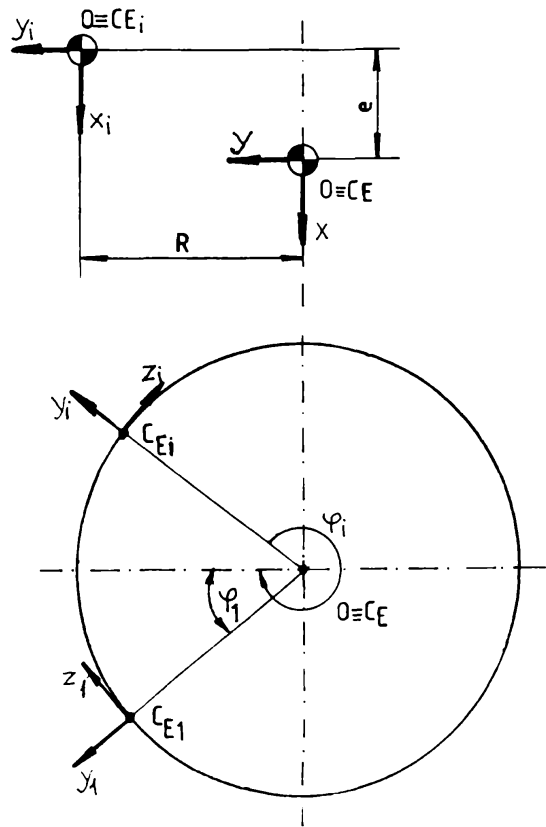


Fig.5.8.

Pentru cazul particular $\varphi=0^\circ$ (fig.5.8) matricea de rotatie a triedrului $O_i x_i y_i z_i$ in $Oxyz$ este:

$$M = M_{\varphi_i}^{(x_i)} \quad (5.22)$$

Astfel incit relatiile (5.3) devin:

$$\begin{aligned} K_{x_i} &= k_{x_i} \\ K_{y_i} &= k_{y_i} \cdot \cos^2 \varphi_i + k_{z_i} \cdot \sin^2 \varphi_i \\ K_{z_i} &= k_{y_i} \cdot \sin^2 \varphi_i + k_{z_i} \cdot \cos^2 \varphi_i \\ K_{x_{y_i}} &= K_{x_{z_i}} = 0 \\ K_{y_{z_i}} &= (k_{z_i} - k_{y_i}) \cdot \sin \varphi_i \cdot \cos \varphi_i \end{aligned} \quad (5.23)$$

Considerind o dispunere simetrica a elementelor elastice , centrul elastic C_E se va gasi pe axa Ox la distanta "e" de planul in care se gasesc centrele elastice ale celor "n" elemente.

Utilizind notatiile din fig.5.8 se pot determina momentele fortelor elastice care trebuie sa se anuleze:

$$\begin{aligned} (M_x) &= \sum_1^n F_{z_i} \cdot R \cdot \cos \varphi_i + \sum_1^n F_{y_i} \cdot R \cdot \sin \varphi_i = 0 \\ (M_y) &= - \sum_1^n F_{z_i} \cdot e + \sum_1^n F_{x_i} \cdot R \cdot \sin \varphi_i = 0 \\ (M_z) &= - \sum_1^n F_{y_i} \cdot e - \sum_1^n F_{x_i} \cdot R \cdot \cos \varphi_i = 0 \end{aligned} \quad (5.24)$$

unde:

$$\begin{aligned} F_{y_i} &= K_{y_i} \cdot \delta y & F_{y_i} &= K_{y_{z_i}} \cdot \delta z \\ F_{x_i} &= K_{x_{y_i}} \cdot \delta y = 0 & F_{x_i} &= K_{x_{z_i}} \cdot \delta z = 0 \\ F_{z_i} &= K_{y_{z_i}} \cdot \delta y & F_{z_i} &= K_{z_i} \cdot \delta z \end{aligned} \quad (5.25)$$

functie de deplasarea δy sau δz considerata.

Pe baza relatiilor (5.13), (5.23)-(5.25) si avind in vedere ca:

$$\sum_1^n \cos^2 \varphi_i = n/2$$

se obtine:

$$(M_z) = - e \cdot \sum_1^n (k_x \cdot \cos^2 \varphi_i + k_z \cdot \sin^2 \varphi_i) = - e \cdot n \cdot (k_y + k_z) / 2 = 0 \quad (5.26)$$

in! conditia ca relatia (5.26) sa fie o identitate se determina pozitia centrului elastic :

$$e=0 \quad (5.27)$$

$$M_y) = [-e*(k_z - k_y) * \sum_1^n \sin 2\varphi_i] / 2 = 0 \quad \text{deoarece} \quad \sum_1^n \sin 2\varphi_i = 0$$

$$M_x) = R*(k_z - k_y) * \sum_1^n \sin \varphi_i * \cos^2 \varphi_i + R * \sum_1^n (k_y * \cos^2 \varphi_i * \sin \varphi_i + k_z * \sin^3 \varphi_i) =$$

$$= R * k_z * \sum_1^n \sin \varphi_i = 0 \quad \text{deoarece} \quad \sum_1^n \sin \varphi_i = 0$$

Inlocuind in relatia (5.20) rigiditatile k_x, k_y, k_z prin expresiile cunoscute din rezistenta materialelor se obtin relatiile ce definesc pozitia centrului elastic pentru elemente elastice de sectiune rotunda si dreptunghiulara:

$$e = \frac{2 * e_1}{1 + \cos^2 \theta + 4 * l^2 / 3d^2 * \sin^2 \theta} \quad (5.28)$$

$$e = \frac{e_1 * (1 + b^2 / h^2)}{l^2 * \sin^2 \theta / h^2 + \cos^2 \theta + b^2 / h^2} \quad (5.29)$$

Expresiile de mai sus permit o estimare a pozitiei centrului elastic pentru anumiti parametri ai elementelor elastice. Se constata din calcule ca raportul h/b are influente reduse asupra pozitiei centrului elastic. Influentele cele mai mari se datoresc unghiului de inclinare θ .

5.3.3. Calculul rigiditatilor efective ale MCCE cu elemente elastice metalice

Prin utilizarea notiunii de centru elastic s-au stabilit conditiile de echivalare a MCCE cu un singur element elastic activ dispus in centrul elastic C_E si avind rigiditatile $K_x, K_y, k_z, K_\alpha, K_\beta, K_\gamma$.

La stabilirea expresiilor pentru rigiditatile efective ale MCCE s-au utilizat relatiile (5.7)-(5.13).

Utilizind relatiile (5.7) si (5.13) se obtin expresiile rigiditatilor axiale efective :

$$K_x = \sum_1^n K_{x1} = n * (k_x * \cos^2 \theta + k_y * \sin^2 \theta)$$

$$K_y = \sum_1^n K_{y1} = \sum_1^n (k_x * \sin^2 \theta * \cos^2 \varphi_i + k_y * \cos^2 \theta * \cos^2 \varphi_i + k_z * \sin^2 \varphi_i) =$$

$$= [(k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta) * \cos^2 \varphi_i + k_z * \sin^2 \varphi_i] =$$

$$= n * (k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta + k_z) / 2 \quad (5.30)$$

$$K_z = \sum_1^n K_{z1} = K_y$$

Se verifica deasemenea ca exista urmatoarele identitati:

$$\begin{aligned}
 K_{xy} &= \sum_i^n K_{xyi} = \sum_i^n (-k_x + k_y) * \sin \theta * \cos \theta * \cos \varphi_i = 0 \\
 K_{yz} &= \sum_i^n K_{yzi} = \sum_i^n (-k_x * \sin^2 \theta - k_y * \cos^2 \theta + k_z) * \sin \varphi_i * \cos \varphi_i = 0 \quad (5.31) \\
 K_{xz} &= \sum_i^n K_{xzi} = \sum_i^n (k_x - k_y) * \sin \theta * \cos \theta * \sin \varphi_i = 0
 \end{aligned}$$

Rigiditatile de rotatie efective $K_\alpha, K_\beta, K_\gamma$ se pot obtine efectuind o rotatie constrinsa sistemului de referinta atasat si calculind suma momentelor de restituire (datorate fortelor si momentelor elastice).

Considerind rigiditatile rotationale ale elementului elastic ca fiind $k_\alpha, k_\beta, k_\gamma$ dupa axa x_i, y_i, z_i atunci rigiditatile elementului raportate sistemului Oxyz sint date de relatii asemanatoare cu (5.7).

$$\begin{aligned}
 K_{\alpha i} &= k_\alpha * \cos^2 \theta + k_\beta * \sin^2 \theta \\
 K_{\beta i} &= (k_\alpha * \sin^2 \theta + k_\beta * \cos^2 \theta) * \cos^2 \varphi_i + k_\gamma * \sin^2 \varphi_i \\
 K_{\gamma i} &= (k_\alpha * \sin^2 \theta + k_\beta * \cos^2 \theta) * \sin^2 \varphi_i + k_\gamma * \cos^2 \varphi_i \quad (5.32) \\
 K_{\alpha \beta i} &= (-k_\alpha + k_\beta) * \sin \theta * \cos \theta * \cos \varphi_i \\
 K_{\beta \gamma i} &= (-k_\alpha * \sin^2 \theta - k_\beta * \cos^2 \theta + k_\gamma) * \sin \varphi_i * \cos \varphi_i \\
 K_{\alpha \gamma i} &= (k_\alpha - k_\beta) * \sin \theta * \cos \theta * \sin \varphi_i
 \end{aligned}$$

Dind rigidului E, suspendat prin mecanismul elastic, o rotatie constrinsa β (in jurul axei Oy) respectiv δ (in jurul axei Oz) momentele de restituire vor fi :

$$\begin{aligned}
 M_\gamma &= K_\gamma * \delta = \sum_i^n F_{yi} * (e - e_1) - \sum_i^n F_{xi} * e_1 * \operatorname{tg} \theta * \cos \varphi_i + \sum_i^n K_{\alpha \gamma i} * \delta + \\
 &\quad + \sum_i^n K_{\beta \gamma i} * \delta + \sum_i^n K_{\gamma i} * \delta \quad (5.33) \\
 M_\beta &= K_\beta * \beta = \sum_i^n F_{zi} * (e - e_1) + \sum_i^n F_{xi} * e_1 * \operatorname{tg} \theta * \sin \varphi_i + \sum_i^n K_{\alpha \beta i} * \beta + \\
 &\quad + \sum_i^n K_{\beta i} * \beta + \sum_i^n K_{\beta \gamma i} * \beta
 \end{aligned}$$

Deplasariile elementare ale elementului elastic "i" la o rotatie β sau δ vor fi :

$$\begin{aligned}
 \delta x_i &= \beta * e_1 * \operatorname{tg} \theta * \sin \varphi_i & \delta x_i &= \delta * e_1 * \operatorname{tg} \theta * \cos \varphi_i \\
 \delta y_i &= 0 & \delta y_i &= -\delta * (e - e_1) \\
 \delta z_i &= -\beta * (e - e_1) & \delta z_i &= 0
 \end{aligned} \quad (5.34)$$

Fortele elastice vor fi in acest caz urmatoarele:

$$F_{zi} = K_{zi} * \delta z_i + K_{zxi} * \delta x_i = -K_{zi} * (e - e_1) * \beta + K_{zxi} * e_1 * \operatorname{tg} \theta * \sin \varphi_i * \beta$$

$$F_{xi} = K_{xi} * \delta_{xi} + K_{zxi} * \delta_{zi} = K_{xi} * \beta * e_1 * \text{tg} \theta * \sin \varphi_i - K_{zxi} * (e - e_1) * \beta \quad (5.35)$$

respectiv:

$$F_{yi} = K_{yxi} * \delta_{xi} + K_{y_i} * \delta_{y_i} = K_{yxi} * e_1 * \text{tg} \theta * \cos \varphi_i * \delta - K_{y_i} * (e - e_1) * \delta \quad (5.36)$$

$$F_{zi} = K_{xzi} * \delta_{xi} + K_{zyi} * \delta_{y_i} = K_{xzi} * e_1 * \text{tg} \theta * \cos \varphi_i * \delta - K_{zyi} * (e - e_1) * \delta \quad (5.37)$$

Utilizand relatiile (5.32), (5.35)-(5.37) se obtin din relatiile (5.33), dupa impartire prin unghiurile β si δ :

$$\begin{aligned} K_{\beta} = & -(e - e_1)^2 * \sum_1^n K_{zi} + e_1 * (e - e_1) * \text{tg} \theta * \sum_1^n K_{zxi} * \sin \varphi_i - e_1 * \text{tg} \theta * \\ & * \sum_1^n K_{zxi} * \sin \varphi_i + e_1 * \text{tg}^2 \theta * \sum_1^n K_{xi} * \sin^2 \varphi_i + (k_{\beta} - k_{\alpha}) * \sin \theta * \cos \theta * \\ & * \sum_1^n \cos \varphi_i + (k_{\alpha} * \sin^2 \theta + k_{\beta} * \cos^2 \theta) * \sum_1^n \cos^2 \varphi_i + k_{\gamma} * \sum_1^n \sin^2 \varphi_i + \\ & + (-k_{\alpha} * \sin^2 \theta - k_{\beta} * \cos^2 \theta + k_{\gamma}) * \sum_1^n \sin \varphi_i * \cos \varphi_i \end{aligned} \quad (5.38)$$

Pe baza relatiilor (5.7) si a relatiei urmatoare:

$$e - e_1 = -e_1 * \text{tg} \theta * \frac{\sum_1^n K_{xzi} * \sin \varphi_i}{\sum_1^n K_{zi}} \quad (5.39)$$

se obtine dupa transformari (utilizarea relatiilor (5.15), (5.17)):

$$\begin{aligned} K_{\beta} = & n * e_1 * \text{tg}^2 \theta * \frac{k_x * k_y + k_z * (k_x * \cos^2 \theta + k_y * \sin^2 \theta)}{k_x * \sin^2 \theta + k_y * \cos^2 \theta + k_z} + n * (k_{\alpha} * \sin^2 \theta + \\ & + k_{\beta} * \cos^2 \theta + k_{\gamma}) / 2 \end{aligned} \quad (5.40)$$

In acelasi mod se obtine din relatia (5.32) o relatie identica cu (5.40) pentru K_{γ} . Se verifica in acelasi timp faptul ca exista decuplarea alucrarilor, adica identitatea relatiilor $K_{\alpha\beta} = K_{\alpha\gamma} = K_{\beta\gamma} = 0$

Pe aceleasi considerente ca in cazurile anterioare se poate scrie:

$$K_{\beta\gamma} * \beta = \sum_1^n F_{yi} * (e - e_1) - \sum_1^n F_{xi} * e_1 * \text{tg} \theta * \cos \varphi_i + \sum_1^n K_{\beta\gamma i} * \beta \quad (5.41)$$

Relatiile pentru fortele elastice vor fi:

$$F_{yi} = K_{xyi} * \delta_{xi} + K_{y_i} * \delta_{y_i} + K_{zyi} * \delta_{zi} \quad (5.42)$$

$$F_{xi} = K_{x_i} * \delta_{x_i} + K_{yxi} * \delta_{y_i} + K_{zxi} * \delta_{z_i}$$

Avind in vedere relatiile anterioare (5.15), (5.17), (5.34), (5.41) se obtine dupa transformari:

$$K_{\beta\gamma} * \beta = (e - e_1) * \sum_1^n (K_{xyi} * \delta_{xi} + K_{zyi} * \delta_{z_i}) - e_1 * \text{tg} \theta * \sum_1^n (K_{yxi} * \delta_{y_i} + K_{zxi} * \delta_{z_i})$$

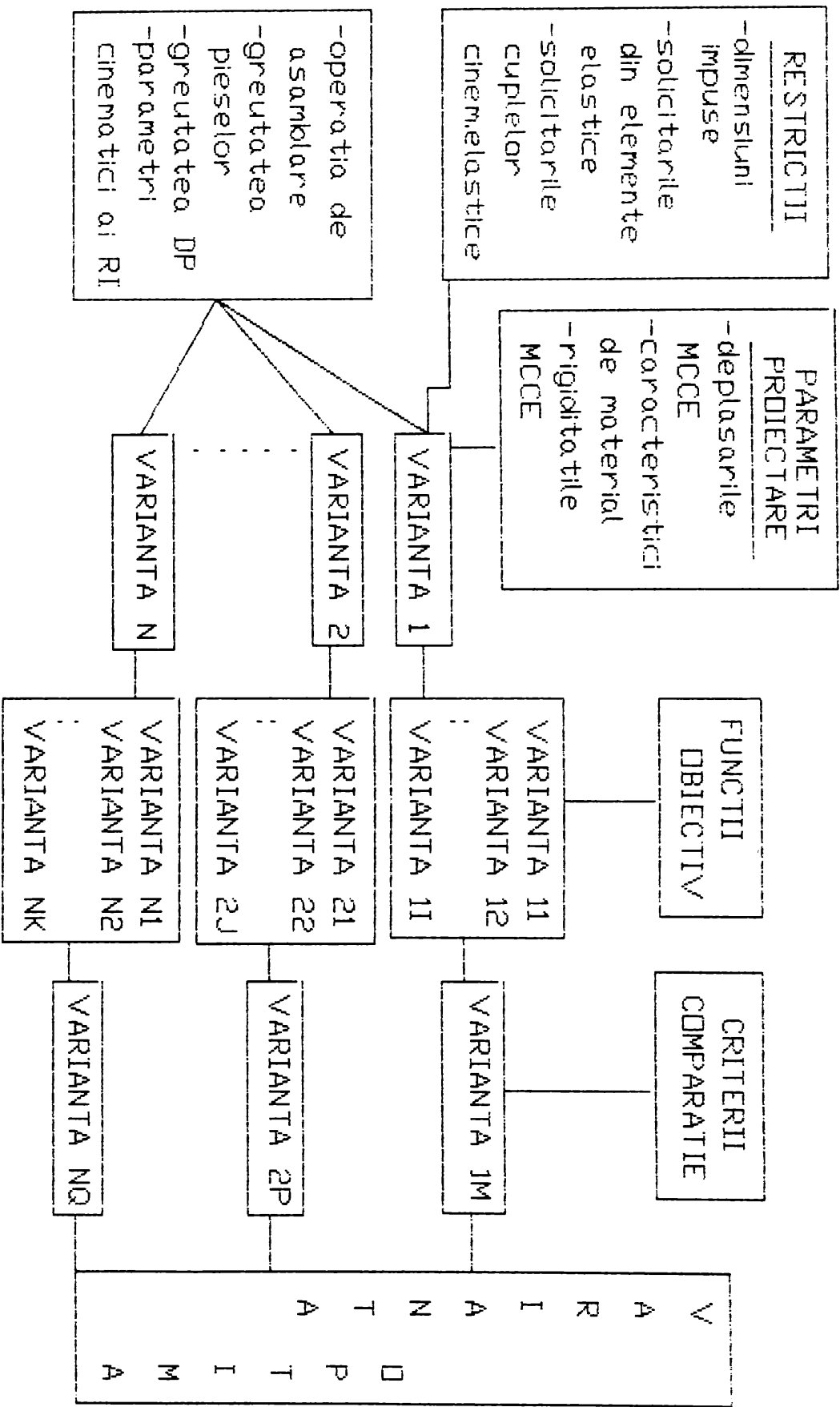


Fig.5.9

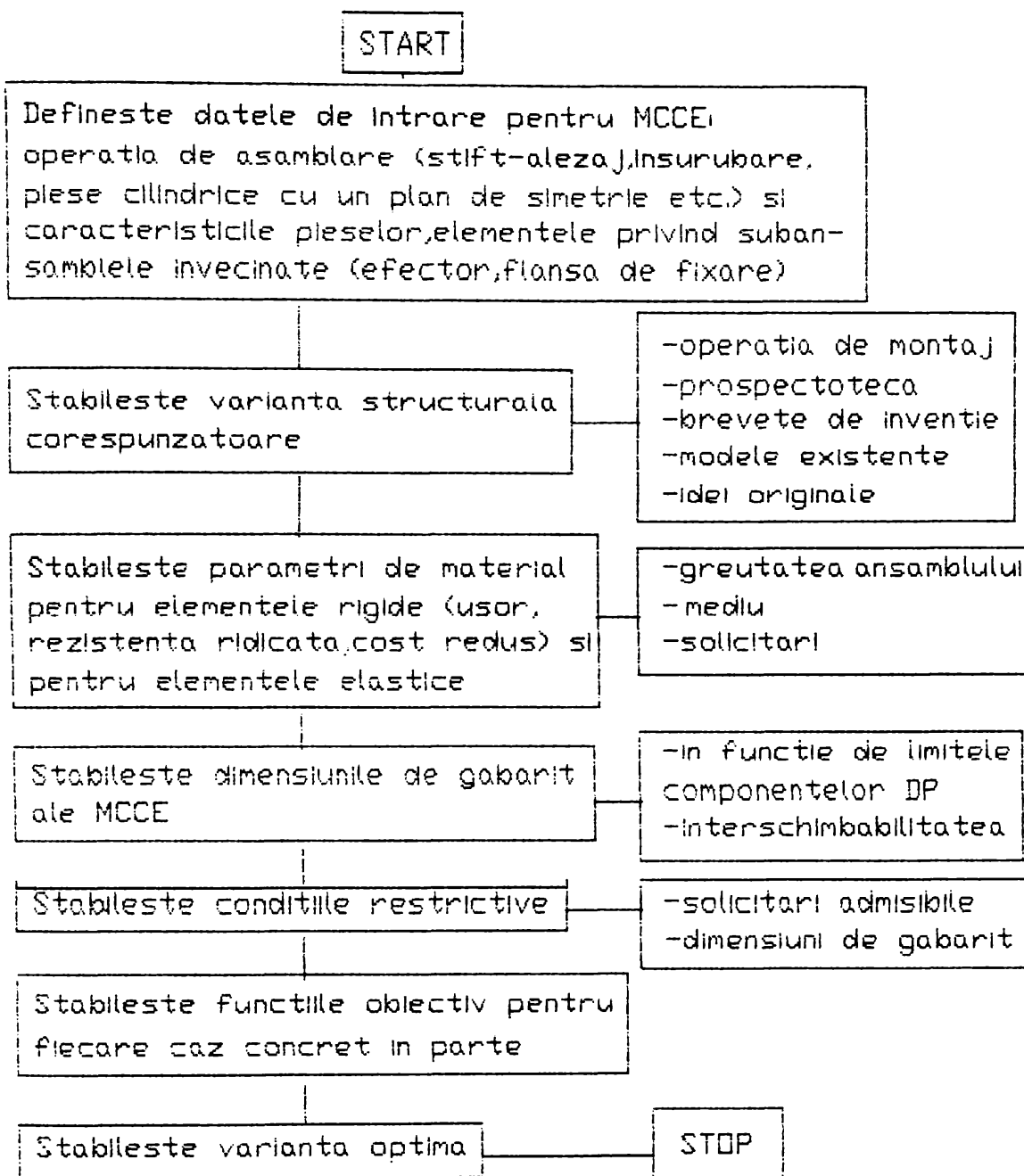


Fig.5.10

considerati ca o suma a caracteristicilor parțiale ale elementelor componente fiind influențati de o serie de factori. În plus pentru același scop definit, se pot obține mai multe MCCE cu caracteristici diferite (fig. 5.9). Se impune astfel în mod logic problema optimizării fiecărei variante. Schema logică de proiectare optimă a unui MCCE pentru operații de montaj este prezentată în fig. 5.10.

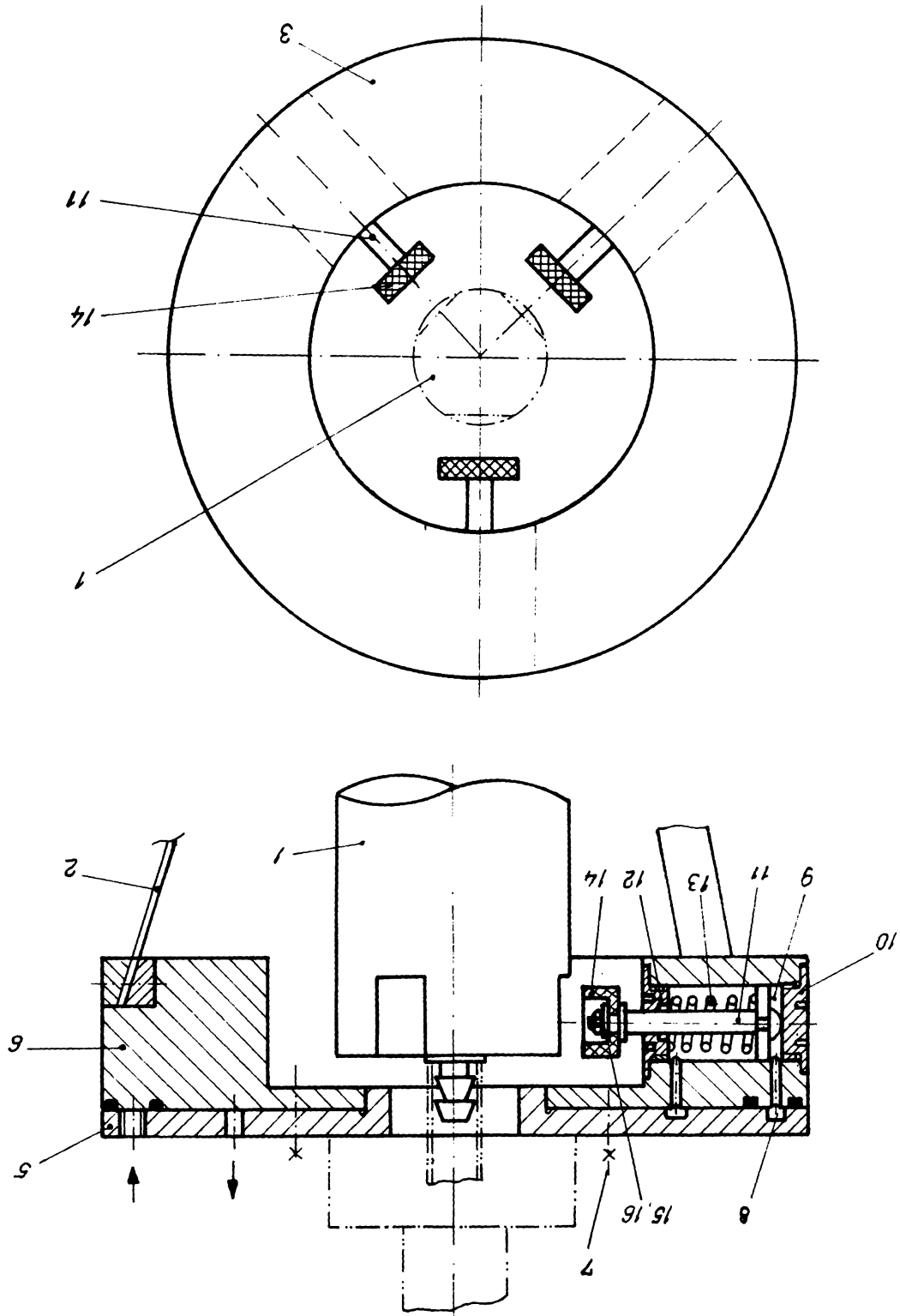
5.3.4.2. Formularea problemei de optimizare a MCCE

Stabilirea unei anumite variante structural-cinematic elastice pentru MCCE are ca bază de pornire analiza factorilor de influență.

Operația de asamblare ce urmează a se realiza influențează varianta de MCCE prin:

- categoria operației de asamblare (îmbinare simplă, îmbinare filetată etc.) deoarece MCCE lucrând în "corecție pasivă" nu se întinde decât la îmbinări simple. Pentru restul de operații sunt necesare dispozitive de complianță cu corecție mixtă care impun unele subansambluri suplimentare (senzori, module de poziționare locală) de prezență cărora trebuie să se țină cont la proiectare.
- caracteristicile pieselor ce urmează a se asambla: ajustaj, dimensiuni, material, rezistențe admisibile. La montajul unui rulment pe capatul de arbore forțele care apar și rezistențele admisibile ale pieselor de asamblat sunt mari. Se poate recurge în acest caz atât la o variantă de MCCE cu elemente elastice din cauciuc cât și la o variantă cu elemente metalice care pot oferi rigidități corespunzătoare. Nu același lucru se poate utiliza însă la asamblarea unei piese electronice cu pini pe o placă de circuit unde rezistențele admisibile sunt mici și unde un MCCE pe baza de elemente elastice metalice sau fluidice sunt recomandate.
- greutatea pieselor de asamblat. La montajul unor piese de greutate mici (piese electronice, stifturi etc) solicitările în elementele cinematice elastice nu sunt ridicate astfel încât se pot obține soluții de proiectare organologică simple (de ex. îmbinare în stringere) ale acestora. La montajul unor piese de greutate mari (rulmenți, pistoane etc.) solicitările chiar statice în elementele cinematice elastice sunt mari și astfel realizarea organologică a acestora impune soluții speciale.

Fig. 5.11



- parametri cinematici ai RI. Utilizarea unui mecanism cu cuple cinematice elastice in conditii de acceleratii ridicate conduce la solicitarea acestuia de un torsiune al fortelor de inertie care cauzeaza solicitari suplimentare in elementele elastice si oscilatii ale punctului caracteristic. Din acest motiv fie ca se utilizeaza MCCE care prezinta proprietatea de amortizare a oscilatiilor (de ex. MCCE cu elemente elastice din elastomeri) fie ca se utilizeaza dispozitive de blocare a MCCE pe perioada de manipulare. Solutia unui astfel de dispozitiv de blocare este prezentata in fig. 5.11a, b. /D6/.

Dispozitivul de prehensiune 1 este suspendat, prin MCCE format din elementele elastice 2 si elementul rigid 3 de dispozitivul de ghidare 4 al RI. Dispozitivul de blocare conform invenției este incorporat in piesa rigida 3 a MCCE. In aceasta piesa sunt practicate alezajele cilindrice "a" radiale, de preferinta in numar de trei dispuse la 120° si inchise etans prin capacele letate 5 si 6. In capacul 6 este ghidata o tija 7 solidara cu pistonul 8 care culiseaza in alezajul "a" si care se sprijina pe scutul de compresiune 9. Pistonul 8 este deplasat spre dispozitivul de prehensiune 1 de agentul de lucru sub presiune care patrunde multan in alezajele "a" prin canalul de alimentare "b" circular practicat in capacul 10 ce este fixat etans pe flansa 3. Pe capetele libere ale tijelor 7 sunt fixate tamponurile din cauciuc 11. Racuarea aerului din alezaje se face prin orificiile "c" care comunica cu canalul colector "d" concentric cu canalul de alimentare "b". La inceperea fazei de manipulare se comanda, de catre SC RI, alimentarea cu agent de lucru a dispozitivului. Pistoanele 8 si tijele 7 se vor deplasa simultan pina in momentul in care tamponurile 11 blocheaza dispozitivul de prehensiune. Blocarea este mentinuta pe toata durata fazei de manipulare, dupa care, se intrerupe alimentarea cu agent de lucru sub presiune astfel ca pistonul 8 revin in pozitia initiala sub actiunea arcurilor de compresiune.

Se constata din cele prezentate ca prezenta dispozitivului de blocare impune solutii speciale pentru biela rigida si limitele de gabarit ale MCCE.

parametri subansamblelor cu care conlucreaza MCCE. Dispozitivele de prehensiune folosite in montajul robotizat au constructii speciale astfel incit impun conditii dimensionale restrictive mecanismului cu cuple cinematice elastice (forma elementelor

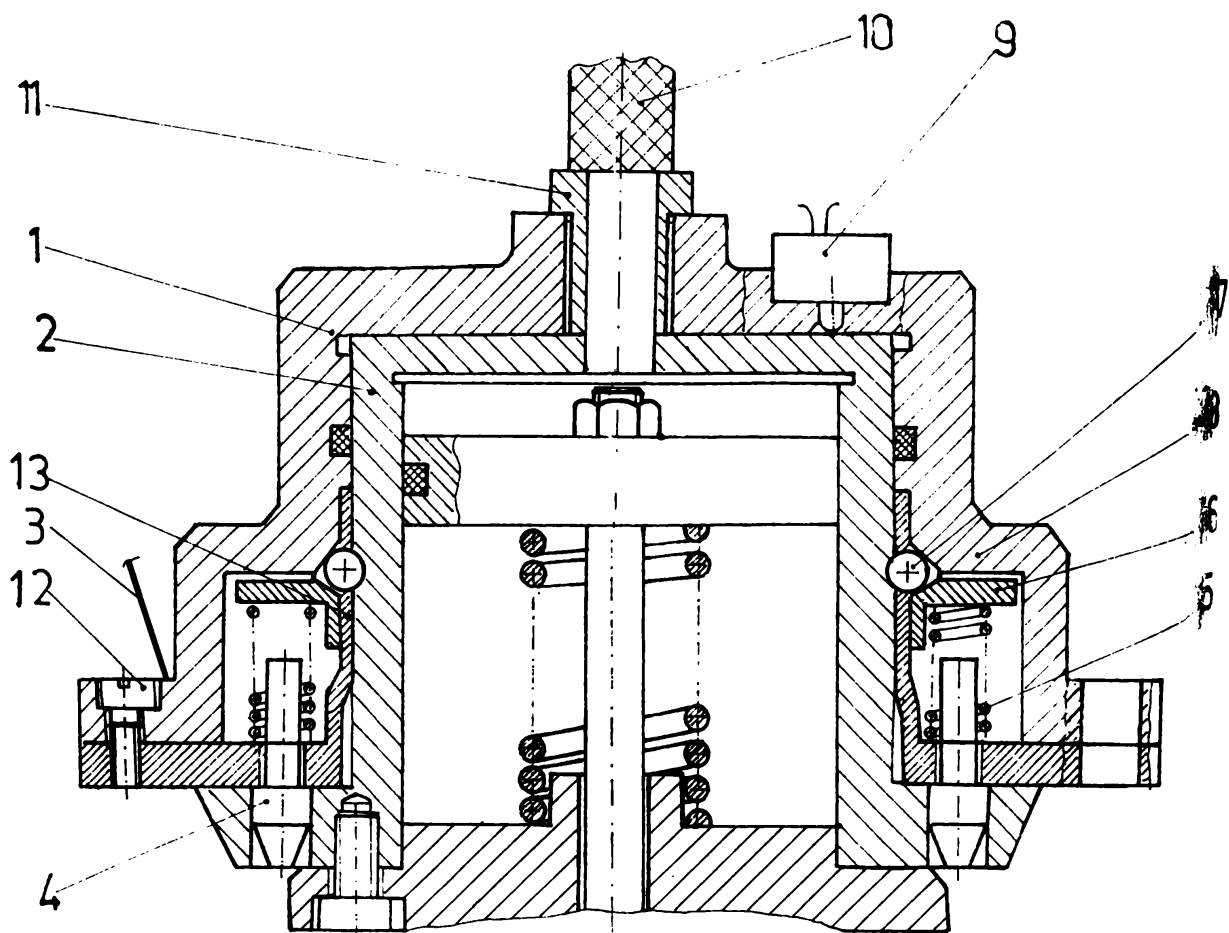
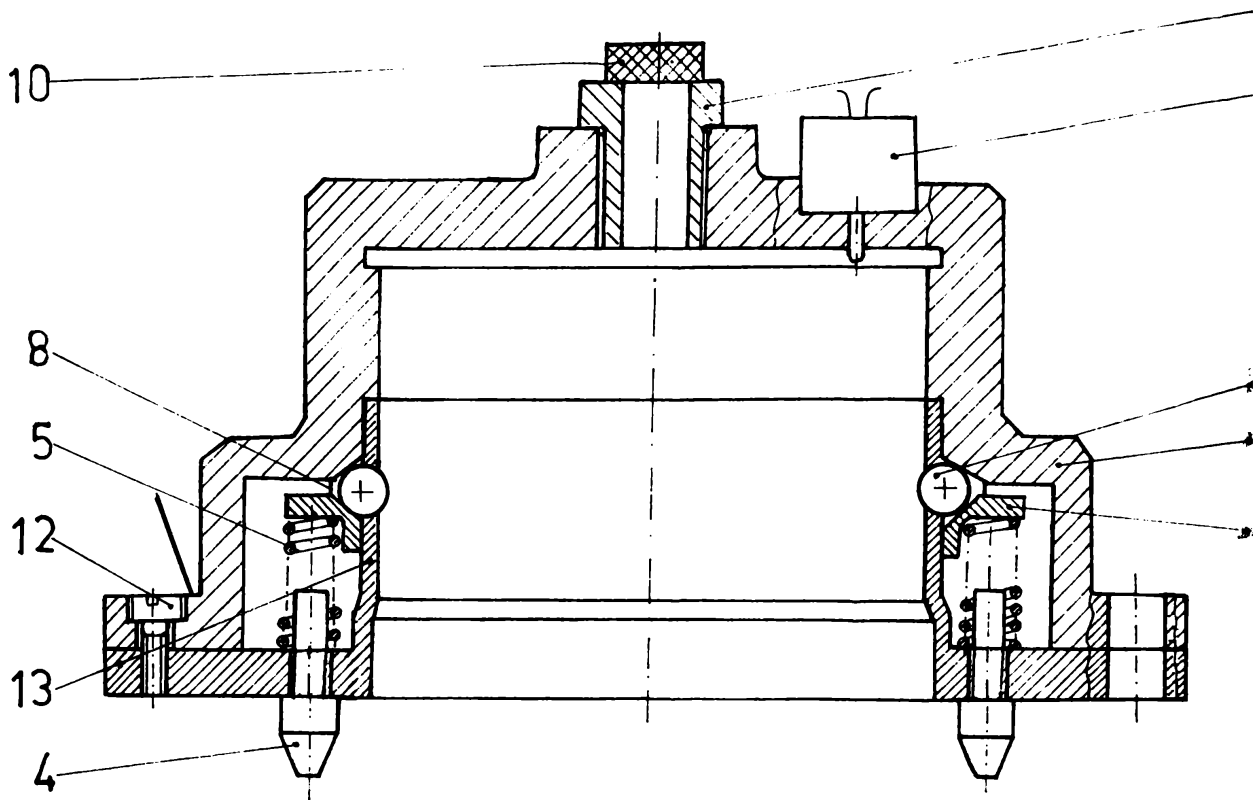


Fig.5.12

rigide, dimensiuni radiale). In fig. 5.12 se prezinta o solutie de dispozitiv de prehensiune - flansa de legatura utilizata la operatii de montaj /D4/, /D5/, /D7/ (1-flansa de legatura; 2-dispozitiv de prehensiune; 3-elementele elastice ale MCCE).

Se poate considera ca o varianta structurala a unui MCCE, ca orice produs /R8/, este caracterizata de o serie de parametri:

a) parametri de proiectare

- {geometrici $X = (x_i) = (x_1, x_2, \dots, x_n)$ avind drept componente datele dimensionale si pozitionale ale MCCE : lungimea elementelor elastice l, caracteristicile sectiunii elementului (diametrul d, latimea b sau grosime h), raza R de dispunere a elementelor elastice pe elementul rigid, deplasarile ce se impun a se realiza $(\Delta x, \Delta y, \dots)$.

- de material $Y = (y_i) = (y_1, y_2, \dots, y_n)$ avind drept componente caracteristicile de rezistenta, elasticitate (E, G), greutate (ρ) a materialelor pentru elementele elastice si rigide

- de sollicitare $Z = (z_i) = (z_1, z_2, \dots, z_n)$ avind componente fie torsorul fortelor care sollicita mecanismul cu cuple cinematice elastice $\tilde{F} = (\bar{F}, \bar{M})$, fie rigiditatile echivalente ale MCCE. Torsorul rezulta din modelul matematic al operatiei de asamblare impusa iar rigiditatile MCCE din cuplarea modelului matematic al operatiei de asamblare cu modelul "centrului elastic" al MCCE.

b) restrictii (portanta, constructive) sub forma relatiilor de constrangere care trebuie satisfacute pentru ca solutia sa fie acceptata:

$$g_i(x, y, z) \leq 0; \quad i = 1, 2, \dots, n \quad (5.51)$$

Restrictiile depind de schema MCCE abordata. Se pot enumera astfel:

1) restrictii de gabarit. De exemplu raza de dispunere a elementelor elastice trebuie sa satisfaca conditiile $R_{min} \leq R \leq R_{max}$ unde R_{min} este impusa de subansamblele invecinate

2) restrictii privind rezistenta elementului elastic. Sollicitarile mecanice ale elementelor elastice trebuie sa se incadreze in domeniul care asigura deformatii in limitele elasticitatii acestora

3) restrictii functionale. Rigiditatile MCCE trebuie sa se incadreze intre anumite limite. O elasticitate mica implica sollicitari mari in elementele de asamblat iar o elasticitate mare face sensibil sistemul la factori perturbatori. Impunerea valorilor

limita se obtin din modelul matematic al operatiei de asamblare.

4) restrictii tehnologice. Dimensiunile elementelor elastice si dimensiunile zonelor de contact a cuplelor elastice sint limitate inferior de tehnologia de executie a acestora.

5) restrictii de stabilitate. Unele mecanisme cu cuple cinematice elastice isi pierd stabilitatea la depasirea unor valori a torsionului de incarcare. Aceste restrictii se pot reduce in final tot la restrictii constructive.

6) functii obiectiv $f_j(x,y,z)$ care exprima criteriul de optimizare ales. Ca functii obiectiv utilizabile la proiectarea MCCE se pot aminti: masa ansamblului, volumul ocupat de MCCE, lucrul mecanic al fortelor de asamblare, lucrul mecanic al fortelor de frecare in punctele de contact.

In baza celor aratate, formularea problemei de optimizare a unei variante impune determinarea parametrilor de proiectare $u = u(x,y,z)$ care asigura extremul functiei obiectiv:

$$f_j(u) \rightarrow \min (\max) \quad (5.52)$$

si prezenta restrictiilor g_i .

Problema de optimizare poate sa evidentieze insuficienta unei singure functii obiectiv. De regula aceste functii obiectiv sint contradictorii, ceea ce inseamna ca luarea in considerare a uneia dintre ele poate duce la afectarea celorlalte. In aceste cazuri se poate impune o tratare multiobiectiv [A10].

5.3.4.3. Optimizarea MCCE din punctul de vedere al rigiditatilor

Rigiditatea mecanismului influenteaza, asa cum s-a aratat, si procesul de asamblare.

In cadrul programului de modelare matematica a procesului de asamblare stift-alezaj se impune alegerea valorilor optime pentru rigiditatile K_y, K_β dintr-un interval dat.

Un criteriu cantitativ care permite o astfel de optimizare este cel corespunzator lucrului mecanic al fortelor de frecare in punctele de contact. Alegerea acestui criteriu se bazeaza pe presupunerea ca solicitarile din elementele de asamblat depin de rigiditatile MCCE. Functia obiectiv atasata procesului de optimizare poate fi scrisa ca fiind:

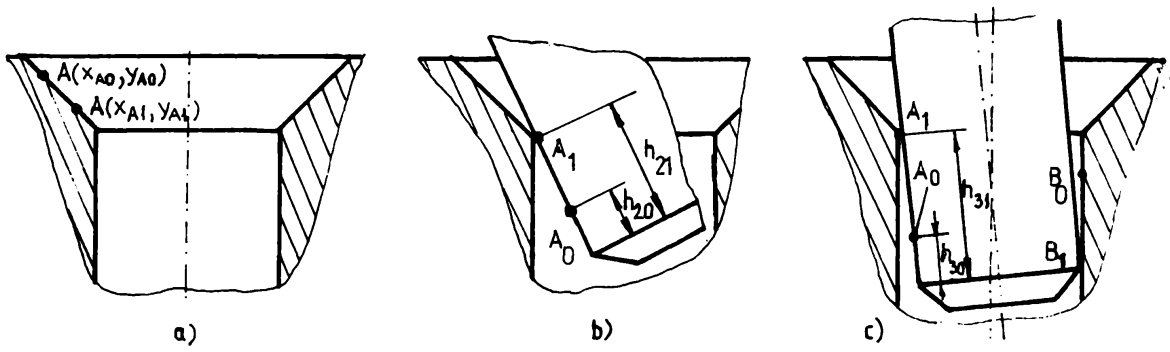


Fig.5.13.

$$L = \sum \mu * N_i * s_j \longrightarrow \min \quad (5.53)$$

unde:

- N_i - reactiunea in punctul de contact dintre stift si alezaj
- μ - coeficientul de frecare pentru perechea de materiale stift-alezaj se considera, in principiu, constant in toate fazele de insertie. Admiterea unor valori distincte pe faze si puncte nu ridica inconveniente in calcule.
- s_j - deplasarea punctului de contact intre doua pozitii de echilibru succesive in decursul fazei de asamblare "j".

Din datele de calcul ale modelului geometric se poate calcula deplasarea punctului de contact " s_j " in functie de pozitia curenta A_1 (respectiv B_1) si pozitia anterioara A_0 (respectiv B_0):

faza de contact A pe sanfren (fig.5.13a).

$$s_1 = [(x_{A1} - x_{A0})^2 + (y_{A1} - y_{A0})^2]^{1/2} \quad (5.54)$$

faza de contact intr-un punct A pe generatoare (fig.5.13b)

$$s_2 = h_{21} - h_{20} \quad (5.55)$$

faza de contact in doua puncte A si B (fig.5.13c).

$$s_{31} = h_{31} - h_{30} \quad (5.56)$$

$$s_{32} = x_{B1} - x_{B0} \quad (5.57)$$

Lucrul mecanic total al fortelor de frecare va fi in acest caz:

$$L = L_1 + L_2 + L_3 \quad (5.58)$$

unde:

$L_1 = \sum \mu * N * s_1$ este lucrul mecanic al fortelor de frecare pe sanfren

$L_2 = \sum \mu * N * s_2$ este lucrul mecanic al fortelor de frecare pe parcursul fazei de contact intr-un punct pe generatoare

$L_3 = \sum \mu * N_1 * s_{31} + \sum \mu * N_2 * s_{32}$ este lucrul mecanic al fortelor de frecare la contactul in doua puncte

Problema de optimizare impune in continuare sa se determine valorile celor doua rigiditati care minimizeaza functia obiectiv in conditiile restrictiilor functionale impuse de modelul dinamic al asamblarii stift-alezaj. Schema logica de rezol-

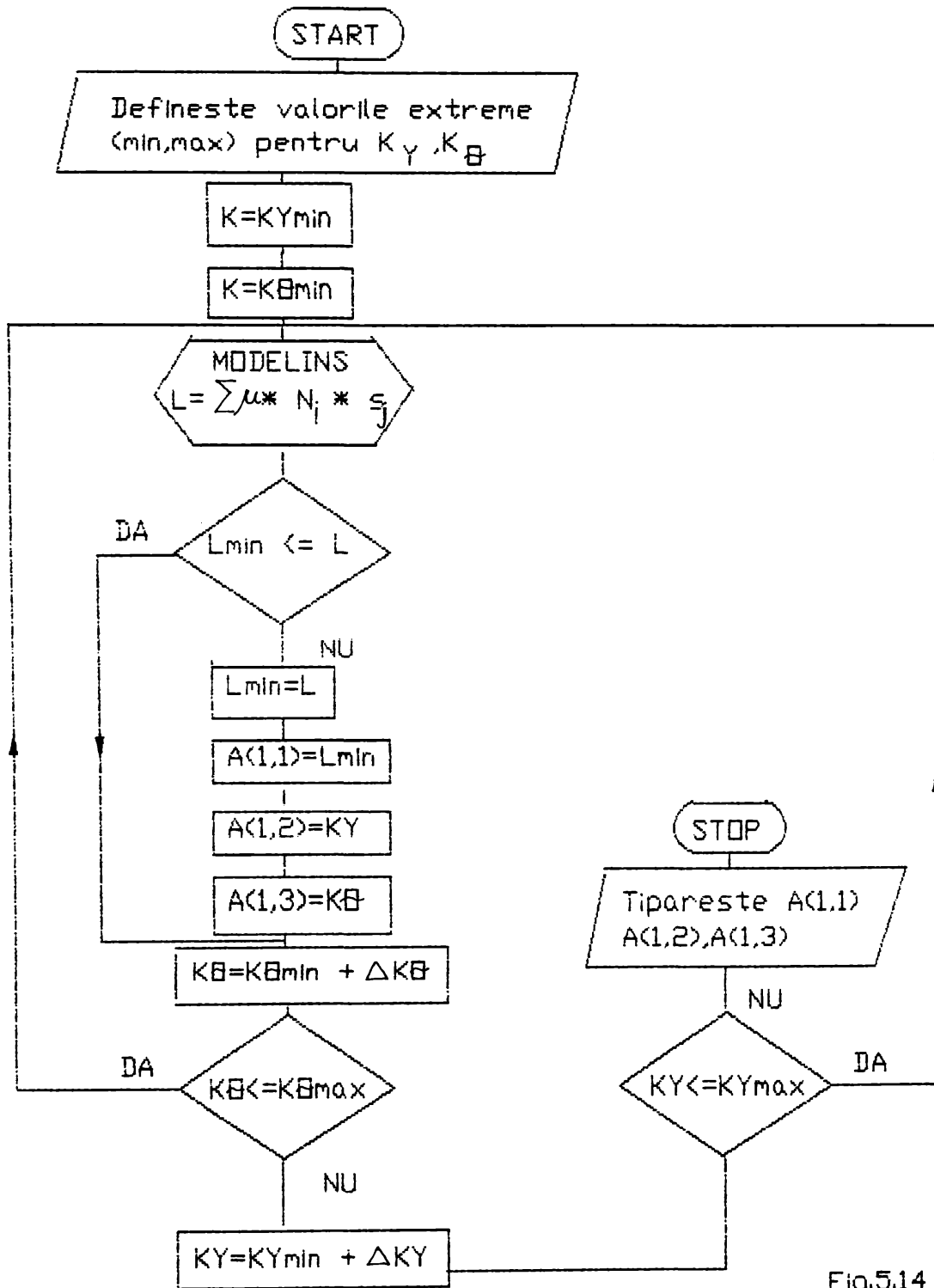


Fig.5.14

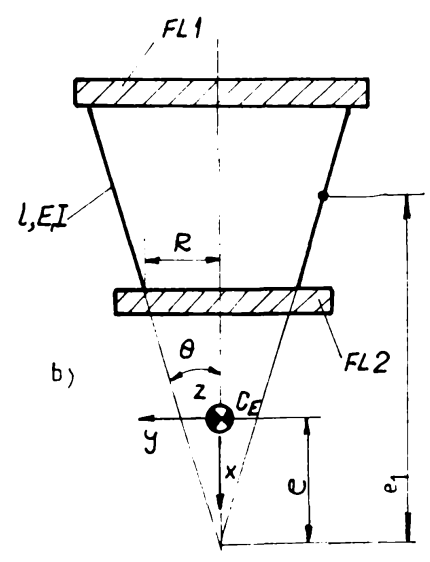
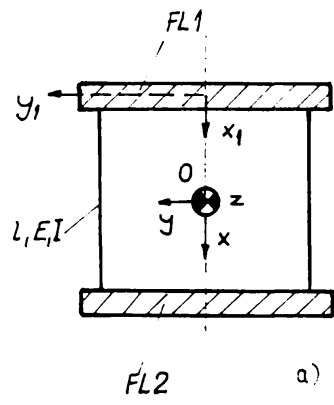


Fig.5.15

Rezolvarea a acestei probleme este prezentata in fig.5.14 iar programul de calcul este dat in anexa.

5.3.5. Proiectarea MCCE pe baza notiunii de centru elastic

In baza celor prezentate la pct.5.3.3 MCCE se poate realiza un model printr-un singur element elastic avind rigiditatile: $K_x, K_y, K_z, K_\rho = K_\gamma$. Valorile acestor rigiditati fie ca se impun, fie se obtin in urma modelarii dinamice (cap.4). Urmeaza sa se determine parametri geometrici ai MCCE.

S-a abordat problema pentru MCCE corespunzator modelului CC. Schitele constructive ale celor doua MCCE (variante "a" si "b") sint prezentate in fig.5.15 (1,2-elemente rigide; 3-elemente elastice; l-lungimea elementului elastic; b,n,d-parametrii sectiunii transversale a elementului elastic; E,G-modulul de elasticitate longitudinal si transversal al materialului).

Rigiditatile elementului elastic echivalent pentru cele doua modele de MCCE se determina pe baza relatiilor (5.30) si (5.40) si a relatiilor de definitie a rigiditatilor pentru elementul elastic.

S-au obtinut astfel urmatoarele relatii:

Modelul "a"

1-element elastic metalic de sectiune rotunda

$$K_x = K_y = n * \frac{\pi * d^2 * E}{4 * l} \tag{5.59}$$

$$K_z = n * \frac{3 * \pi * d^4 * E}{16 * l^3} \tag{5.60}$$

$$K_\rho = K_\gamma = n * \frac{3 * \pi * d^2 * E}{8 * l} * (R^2 + d^2/8) \tag{5.61}$$

2-element elastic de sectiune dreptunghiulara

$$K_x = K_y = n * \frac{b * h * E}{l} \tag{5.62}$$

$$K_z = n * \frac{b * h * E}{2 * l^3} * (b^2 + h^2) \tag{5.63}$$

$$K_{\beta} = K_{\gamma} = n * \frac{b*h*E}{2*I} * (R^2 + \frac{h^2 + b^2}{12}) \quad (5.64)$$

Modelul "b"

1) - element elastic de sectiune rotunda

$$e_1 = 1/2 * \cos\theta + R/\operatorname{tg}\theta \quad (5.65)$$

$$K_x = n * \frac{\pi * d^2 * E}{4 * I} * (\cos^2\theta + \frac{3 * d^2}{4 * I^2} * \sin^2\theta) \quad (5.66)$$

$$K_y = K_z = n * \frac{\pi * d^2 * E}{8 * I} * [\sin^2\theta + \frac{3 * d^2}{4 * I^2} * (\cos^2\theta + 1)] \quad (5.67)$$

$$K_{\beta} = n/2 * [A + \frac{\pi * d^4 * G}{32 * I} * \sin^2\theta + \frac{\pi * d^4 * E}{64 * I} * (\cos^2\theta + 1)] \quad (5.68)$$

$$A = e^2 * \operatorname{tg}^2\theta * \frac{3 * \pi * d^4 * E}{16 * I^3} * \frac{4 * I^2 * (1 + \cos^2\theta) + 3 * d^2 * \sin^2\theta}{4 * I^2 * \sin^2\theta + 3 * d^2 * (1 + \cos^2\theta)} \quad (5.69)$$

2) - element elastic de sectiune dreptunghiulara

$$K_x = n * \frac{b*h*E}{4 * I} * (\cos^2\theta + \frac{h^2}{12} * \sin^2\theta) \quad (5.70)$$

$$K_y = K_z = n * \frac{b*h*E}{2 * I} * (\sin^2\theta + \frac{h^2}{12} * \cos^2\theta + b^2/12) \quad (5.71)$$

$$K_{\beta} = n/2 * [B + \frac{b*h*(b^2+h^2)*G}{12 * I} * \sin^2\theta + \frac{b*h*E}{12 * I} * (h^2 * \cos^2\theta + b^2)] \quad (5.72)$$

$$B = e^2 * \operatorname{tg}^2\theta * \frac{b*h^3*E}{12} * \frac{1^2 + 1^2 * \cos^2\theta + h^2 * \sin^2\theta}{1^2 * \sin^2\theta + h^2 * \cos^2\theta + b^2} \quad (5.73)$$

Se constata ca in cele 4 cazuri se dispune de un numar de ecuatii si exista 4 necunoscute (n,d,l,R) (modelul a1); 5 necunoscute (n,b,h,l,R) (modelul a2); 5 necunoscute (n,l,θ,R,d) (modelul p1); 6 necunoscute (n,l,θ,R,b,h) (modelul b2). Pentru a rezolva aceste sisteme se impune admiterea unora dintre parametri geometrici din conditii de gabarit (de exemplu R), admiterea numarului de elemente elastice necesare sau admiterea raportului unor dimensiuni geometrice ale elementului elastic (de ex. ψ=h/b) din considerente constructive, astfel incit numarul de ecuatii sa devina egal cu numarului necunoscutelor.

Pentru modelul a1 admitind numărul elementelor elastice "n" și utilizând ecuațiile (5.59) - (5.61) se determină:

$$\lambda = \frac{1}{d} = \frac{3}{2} * (K_x/K_y)^{1/2} \quad (5.74)$$

$$d = \frac{4 * \lambda * K_x}{\sqrt{\sum n * E}} \quad (5.75)$$

$$R = \left(\frac{8 * 1 * K_\beta}{3 * \sqrt{\sum d^2 * E}} - d^2/8 \right)^{1/2} \quad (5.76)$$

din raportul $\lambda = 1/d$ se determină lungimea l după determinarea și alegerea unei valori acceptabile pentru diametrul d a elementului elastic. Cu valorile constructive adoptate se calculează R din relația (5.68).

Pentru modelul a2 se determină din relațiile (5.62)-(5.64) pentru raportul $\psi = h/b$ și numărul de elemente "n" admise constructiv:

$$\frac{1}{b} = [2 * K_x/K_y * (1 + \psi^2)]^{1/2} \quad (5.77)$$

$$h = (1/b) * \frac{K_x}{n * E} \quad (5.78)$$

$$R = \left(\frac{2 * K_\beta * 1}{n * b * h * E} - \frac{h^2 + b^2}{12} \right) \quad (5.79)$$

Sistemele de ecuații formate din grupurile de trei ecuații (5.65)-(5.73) corespunzătoare modelului "b" sînt neliniare și conțin ecuații transcendente. Pentru rezolvarea lor s-a recurs la metode numerice. S-a utilizat în acest scop metoda Newton pentru sisteme de ecuații neliniare [D27]. Soluția finală a sistemului depinde însă de soluția inițială. Din acest motiv este necesară determinarea cu aproximație a unei soluții inițiale. Acest lucru se poate face avînd în vedere că $l \gg d$, $l \gg h$ și că θ ia valori reduse astfel încît se poate admite $\sin \theta \cong \theta$ și $\cos \theta \cong 1$.

În acest caz din ecuațiile (5.66)-(5.67), aplicînd simplificările amintite, se determină valorile inițiale l_0 și d_0 identice (cu cele date relația (5.66)). Apoi din relația (5.66) se poate determina aproximativ valoarea unghiului θ_0 :

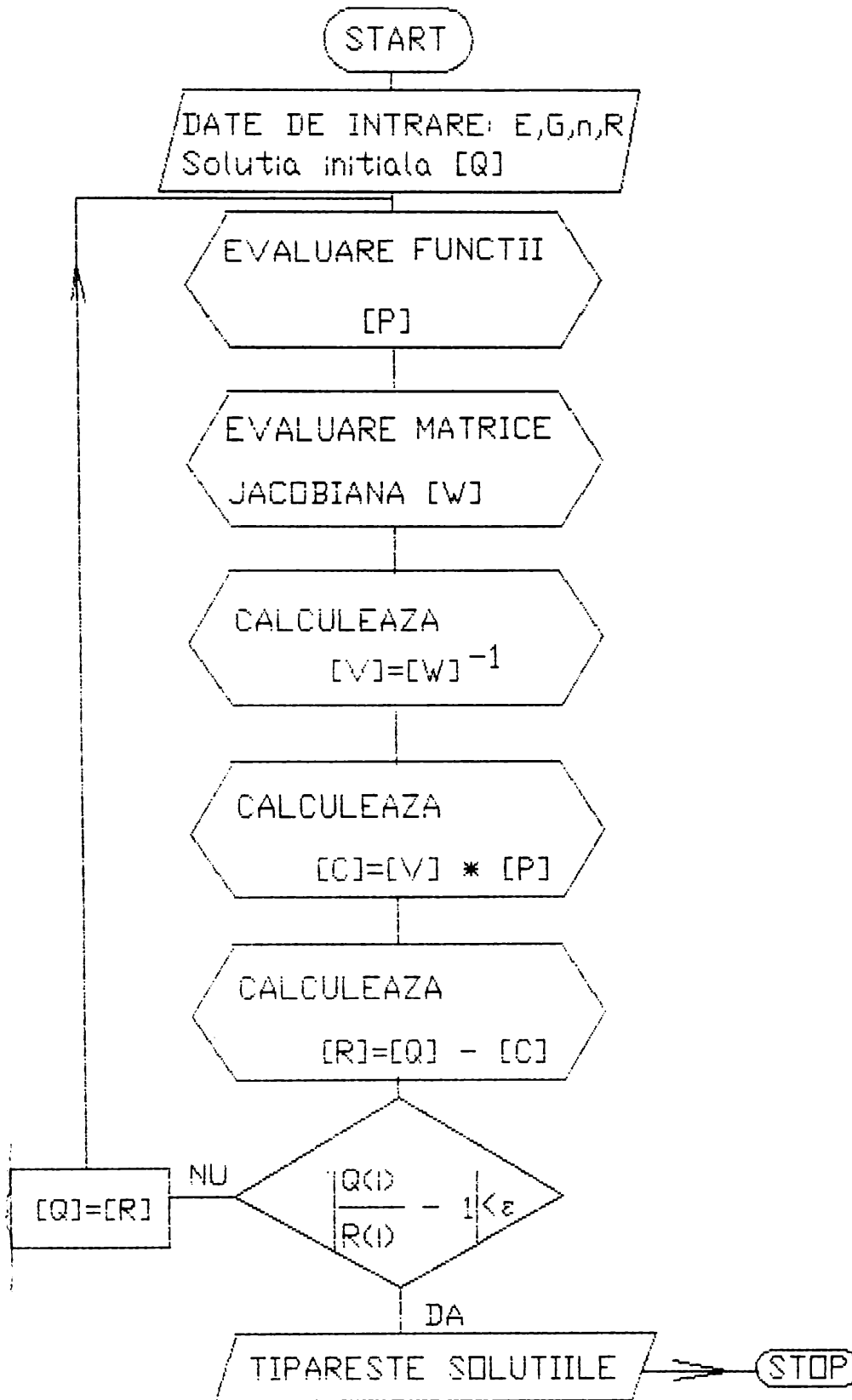


Fig.5.16

$$\theta_0 = \arccos\left(\frac{4 \cdot K_x \cdot l}{n \cdot \sqrt{d^2 \cdot E}}\right)^{1/2} \quad (5.80)$$

In acelasi mod se pot determina pentru modelul b2 solutiile initiale pentru l_0, b_0, h_0 . Acestea sint identice cu cele date de relatiile (5.77)-(5.79).

Solutia initiala pentru unghiul θ_0 se determina din relatia (5.70):

$$\theta_0 = \arccos\left(\frac{1 \cdot K_x}{n \cdot b \cdot h \cdot E}\right)^{1/2} \quad (5.81)$$

In fig.5.16 se prezinta organigrama de rezolvare a sistemului amintit, marimile n -numarul elementelor elastice si R - raza de dispunere a mijlocului elementelor elastice considerindu-se cunoscute. Programul in limbaj BASIC este prezentat in anexa.

Optimizarea constructiva a MCCE se poate realiza pentru o functie obiectiv admisa.

Un criteriu calitativ de comparare a MCCE pentru dispozitivele de complianta a RI de montaj il constituie si volumul ocupat de acesta. Functia obiectiv de optimizare se va scrie in aceste conditii:

$$V \longrightarrow \min \quad (5.82)$$

Restrictiile fiind de gabarit sau tehnologice: $R_{\min} < R < R_{\max}$, $h_{\min} < h < h_{\max}$, $b_{\min} < b < b_{\max}$, $l_{\min} < l < l_{\max}$, $\theta_{\min} < \theta < \theta_{\max}$.

Organigrama de lucru este asemanatoare cu cea de la pct.5.3.4.3. Programul de calcul este prezentat in anexa.

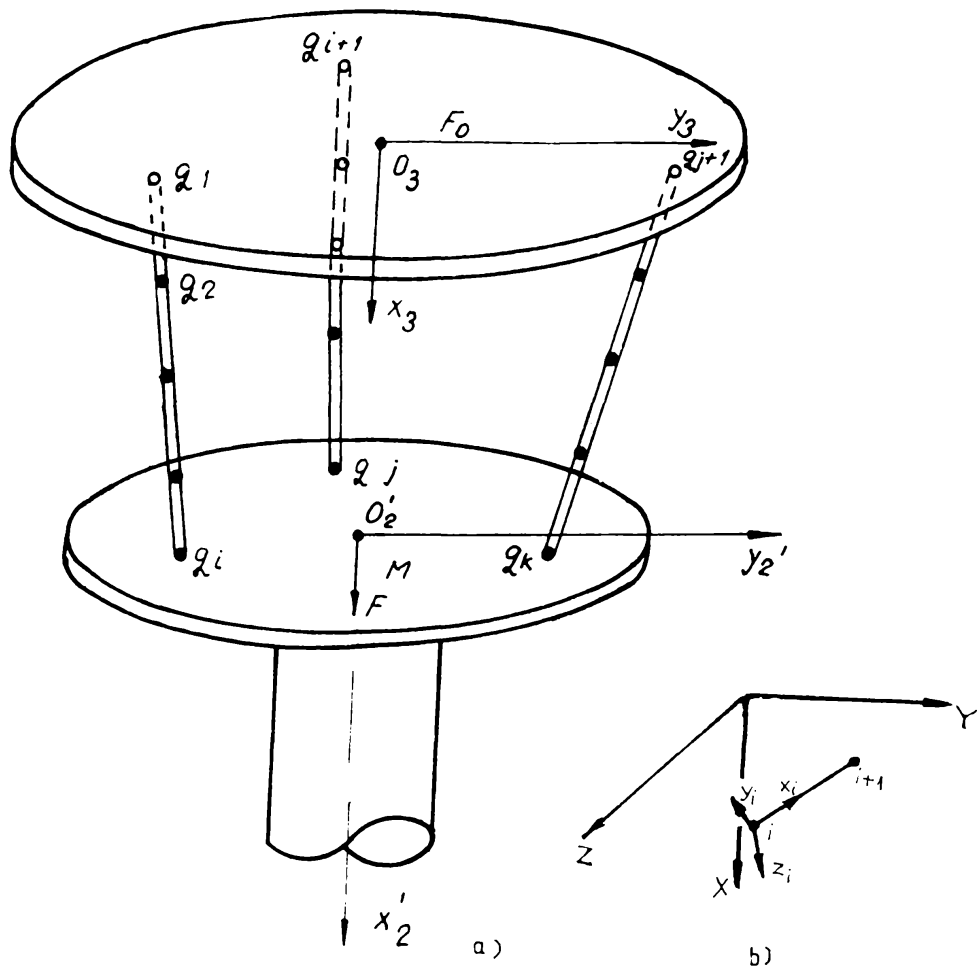


Fig.5.17

5.4. CALCULUL MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE PRIN METODA ELEMENTELOR FINITE.

Metoda elementului finit a devenit într-un timp relativ scurt o metoda generala de rezolvare a unor probleme complexe.

Calculul mecanismelor cu cuple cinematice elastice prin metoda elementelor finite urmareste determinarea deplasarilor realizate de catre un element rigid din componenta MCCE sub actiunea unor forte exterioare.

Utilizarea acestei metode la calculul mecanismelor cu cuple cinematice elastice se bazeaza pe considerentele clasice prezentate in literatura de specialitate /G6/, /G7/, /P17/. Unele diferente de la teoria clasica apar datorita faptului ca deformatiile elementelor elastice sint mari ceea ce face ca matricea de rigiditate elastica $[K_E]$ sa nu fie constanta.

Mecanismul cu cuple cinematice elastice real se va inlocui cu o schema de calcul discretizata in elemente finite (fig.5.17). Pentru mecanismele cu cuple cinematice elastice avind elemente elastice metalice, de sectiune rotunda sau dreptunghiulara, elementul finit considerat este de tip bara.

In fig.5.17 b se prezinta elementul finit $(i-1, i)$, rezultat in discretizarea unui element elastic, in sistemul de coordonate local si global. Ambele sisteme de coordonate sint sisteme drepte. Sistemul de coordonate local (O_1) se alege cu originea in nodul "i" iar axa Ox coincide cu axa longitudinala a elementului. Fortosirea sistemului de coordonate local este justificata prin faptul ca unele date de intrare sau rezultate se raporteaza mai usor si mai sugestiv la elementul finit.

Vectorul deplasarilor nodale ale unui nod "i" in sistemele de coordonate global si respectiv local se noteaza:

$$\{\delta\}^T = \{u_i, v_i, w_i, uu_i, vv_i, ww_i\} \quad (5.84)$$

$$\{\delta\}'^T = \{u_i', v_i', w_i', uu_i', vv_i', ww_i'\} \quad (5.85)$$

Vectorul fortelor nodale se noteaza in acelasi mod in cele doua sisteme:

$$\{F_i\}^T = \{F_{ix}, F_{iy}, F_{iz}, M_{ix}, M_{iy}, M_{iz}\} \quad (5.86)$$

$$\{f_i\}'^T = \{f_{ix}, f_{iy}, f_{iz}, m_{ix}, m_{iy}, m_{iz}\} \quad (5.87)$$

Legatura intre deplasările nodale in cele doua sisteme se exprima prin relatia :

$$[\delta'] = [R] * [\delta] \quad (5.88)$$

unde matricea R este matricea de rotatie de dimensiune (12*12) pentru element finit spatial si (6*6) pentru element plan:

$$[R] = \begin{bmatrix} [r]_{3*3} & 0 \\ \cdot & \cdot \\ 0 & [r]_{3*3} \end{bmatrix} \quad (5.89)$$

Matricea $[r]_{3*3}$ este definita pe baza cosinusilor directori ale directiilor x_1, y_1, z_1 ale sistemului de coordonate local in raport cu directiile sistemului de coordonate global:

$$[r] = \begin{bmatrix} l_x & m_x & n_x \\ l_y & m_y & n_y \\ l_z & m_z & n_z \end{bmatrix} \quad (5.90)$$

Cosinusii directori se determina pentru fiecare element finit in parte prin relatiile cunoscute pentru lungimea elementului finit:

$$l_1 = [(x_1-x_j)^2 + (y_1-y_j)^2 + (z_1-z_j)^2]^{1/2} \quad (5.91)$$

unde $x_1, x_j, y_1, y_j, z_1, z_j$ sint coordonatele nodului "i" si "j" ale elementului finit.

Pentru a exprima marimile care intervin la nivelul structurii mecanismului cu cuple cinematice elastice se introduce matricea de expansiune $[\beta_i]$. Deplasările nodale ale elementului finit in sistemul global se pot exprima in functie de deplasările nodale ale MCCE prin relatia:

$$[\delta] = [\beta_i] * [d] \quad (5.92)$$

Relatia dintre forțele nodale si deplasările nodale ale elementului finit se exprima prin:

$$\{F\} = [k] * \{\delta'\} \quad (5.93)$$

$$[k] = [k_E] + [k_G] \quad (5.94)$$

unde matricea de rigiditate totala $[k]$ a elementului finit este suma matricei de rigiditate elastica $[k_E]$ si a matricei de rigi-

itate geometrica [kg]. Pentru un element finit plan avind nodurile "1" si "2" cele doua matrici se exprima sub forma /B7/:

$$[k_E] = \begin{bmatrix} \frac{E \cdot A}{1} & 0 & 0 & -\frac{E \cdot A}{1} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{12 \cdot E \cdot I}{l^3} & \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} & 0 & -\frac{12 \cdot E \cdot I}{l^3} & \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} \\ 0 & \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} & \frac{4 \cdot E \cdot I}{1} & 0 & -\frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} & \frac{2 \cdot E \cdot I}{1} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{E \cdot A}{1} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{12 \cdot E \cdot I}{l^3} & \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{6 \cdot E \cdot I}{l^2} & \frac{4 \cdot E \cdot I}{1} \end{bmatrix} \quad (5.95)$$

simetric

$$[k_G] = \frac{EA}{l^2} \begin{bmatrix} 0 & \frac{12 \cdot a - 1 \cdot b}{10} & \frac{3 \cdot 1 \cdot a - 1^2 \cdot c}{30} & 0 & \frac{12 \cdot a + 1 \cdot b}{10} & \frac{3 \cdot 1 \cdot a - 1^2 \cdot e}{30} \\ \frac{6 \cdot d}{5} & \frac{1 \cdot d}{10} & \frac{1 \cdot b - 12 \cdot a}{10} & \frac{6 \cdot d}{5} & \frac{1 \cdot d}{10} & \frac{1 \cdot d}{10} \\ \frac{2 \cdot 1^2 \cdot d}{15} & \frac{1^2 \cdot c - 3 \cdot 1 \cdot a}{30} & \frac{1 \cdot d}{10} & \frac{1 \cdot d}{10} & \frac{1^2 \cdot c - 3 \cdot 1 \cdot a}{30} & \frac{1 \cdot d}{10} \\ 0 & 0 & 0 & \frac{12 \cdot a - 1 \cdot b}{10} & \frac{1^2 \cdot c - 3 \cdot 1 \cdot a}{30} & \frac{1 \cdot d}{10} \\ \frac{6 \cdot d}{5} & \frac{1 \cdot d}{10} & \frac{2 \cdot 1^2 \cdot d}{15} & \frac{6 \cdot d}{5} & \frac{1 \cdot d}{10} & \frac{1 \cdot d}{10} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{2 \cdot 1^2 \cdot d}{15} \end{bmatrix}$$

simetric

(5.96)

unde: - E, A, I, l sint caracteristicile de material, ale sectiunii elementului finit si lungimea elementului finit

- a=v₂-v₁ ; b=θ₁+θ₂ ; c=4*θ₁-θ₂ ; d=u₂-u₁ ; e=4*θ₂-θ₁
- u, v, θ sint deplasarile nodale in nodul "1" si "2"

Pe baza relatiilor anterioare se poate exprima matricea de rigiditate a mecanismului cu cuple cinematice elastice:

$$[K] = \sum_{i=1}^n [\beta_i]^T * [R]^T * [k_i] * [R] * [\beta_i] \quad (5.97)$$

Torsorul fortelor exterioare (\bar{F}_e, \bar{M}_e) se repartizeaza conform teoriei rezistentei materialelor in nodurile q_1, q_j si q_k . Matricea fortelor nodale este in acest caz:

$$\{F\}^T = \{ [F]_1 \quad [0]_{2-(i-1)} \quad [F]_i \quad [F]_{i+1} \quad [0]_{(i+2)-(j-1)} \quad [F]_j \quad \dots \\ \dots [0]_{(j+1)-(k+1)} \quad [F]_k \} \quad (5.98)$$

unde $[F]_i$ - matricea fortelor nodale in nodul "i"; are dimensiunea 6×1

$[0]$ - matricea zero

Structura discretizata a mecanismului cu cuple cinematice elastice cuprinde si noduri cu deplasari nule. Atit din matricea de rigiditate generala cit si din vectorul fortelor nodale se elimina liniile si coloanele corespunzatoare deplasarilor nule.

Deplasarile nodale globale se obtin prin rezolvarea in continuare a ecuatiei structurii:

$$\{\Delta d\} = [K]^{-1} * \{\Delta F\} \quad (5.99)$$

unde Δd este vectorul unor deplasari nodale mici pentru care matricea de rigiditate se poate considera constanta.

Starea finala a deplasarilor nodale se obtine in baza unui proces iterativ de calcul.

Algoritmul de calcul consta in principal din urmatoarele etape:

- se considera starea nedeformata a MCCE, $[k_i] = [k_i]_E$, pentru care se gaseste vectorul deplasarilor $\{\Delta d\}_0$
- se calculeaza matricea matricea geometrica a elementului finit $[k_i]_G$ si se assembleaza matricea structurii
- se calculeaza forta ce a ramas de echilibrat in pasul de iteratie urmator

$$\{\Delta F\}_j = \{F\} - \{F\}_j \quad (5.100)$$

unde $\{F\}_j$ este forta echilibrata in pasul de iteratie "j"

- se calculeaza corectia deplasarilor $\{\Delta d\}$ in pasul de iteratie "j+1":

$$\{\Delta d\}_{j+1} = [K]_j^{-1} * \{\Delta F\}_j \quad (5.101)$$

- se calculeaza deplasările totale rezultate,carora le corespunde o noua forta neechilibrata:

$$\{d\}_{j+1} = \{d\}_j + \{\Delta d\}_{j+1} \quad (5.102)$$

Procesul continua pina cind se atinge convergenta dorita:

$$\left| \frac{\Delta d_j}{d_j} \right| \leq e_a \quad (5.103)$$

e_a fiind eroarea de calcul admisa.

Pe baza celor prezentate anterior s-a realizat un program de calcul,in limbaj BASIC,pentru mecanismele cu cuple cinematice elastice plane.Programul este prezentat in anexa.

Programul de calcul este aplicabil unui MCCE plan format din 2 elemente elastice legate intre ele prin elemente rigide. Asupra unuia din elementele rigide se aplica un torsor a fortelor exterioare ($\overline{F}_e, \overline{M}_e$).

Datele de intrare ale programului sint:

- geometria MCCE (numarul de elemente finite,numarul de noduri, nodurile blocate)
- caracteristicile de material (E,G) ale elementelor elastice si ale celor rigide
- caracteristicile sectiunilor elementelor finite elastice si rigide
- torsorul fortelor exterioare

Datele principale obtinute in urma calculului sint deplasările nodale ale mecanismului cu cuple cinematice elastice.Se pot calcula ulterior fortele elastice in noduri existind posibilitatea de verificare a sollicitarilor in elementele elastice.

Prin modificarea datelor geometrice ce caracterizeaza sectiunea elementelor elastice se poate obtine o optimizare a mecanismului dat.

5.5.ESTIMAREA FIABILITATII MECANISMULUI CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE.

Calculul fiabilitatii are o importanta deosebita mai ales etapa proiectarii cind proiectantul este pus sa rezolve doua probleme :

proiectarea unui produs cu caracteristici date

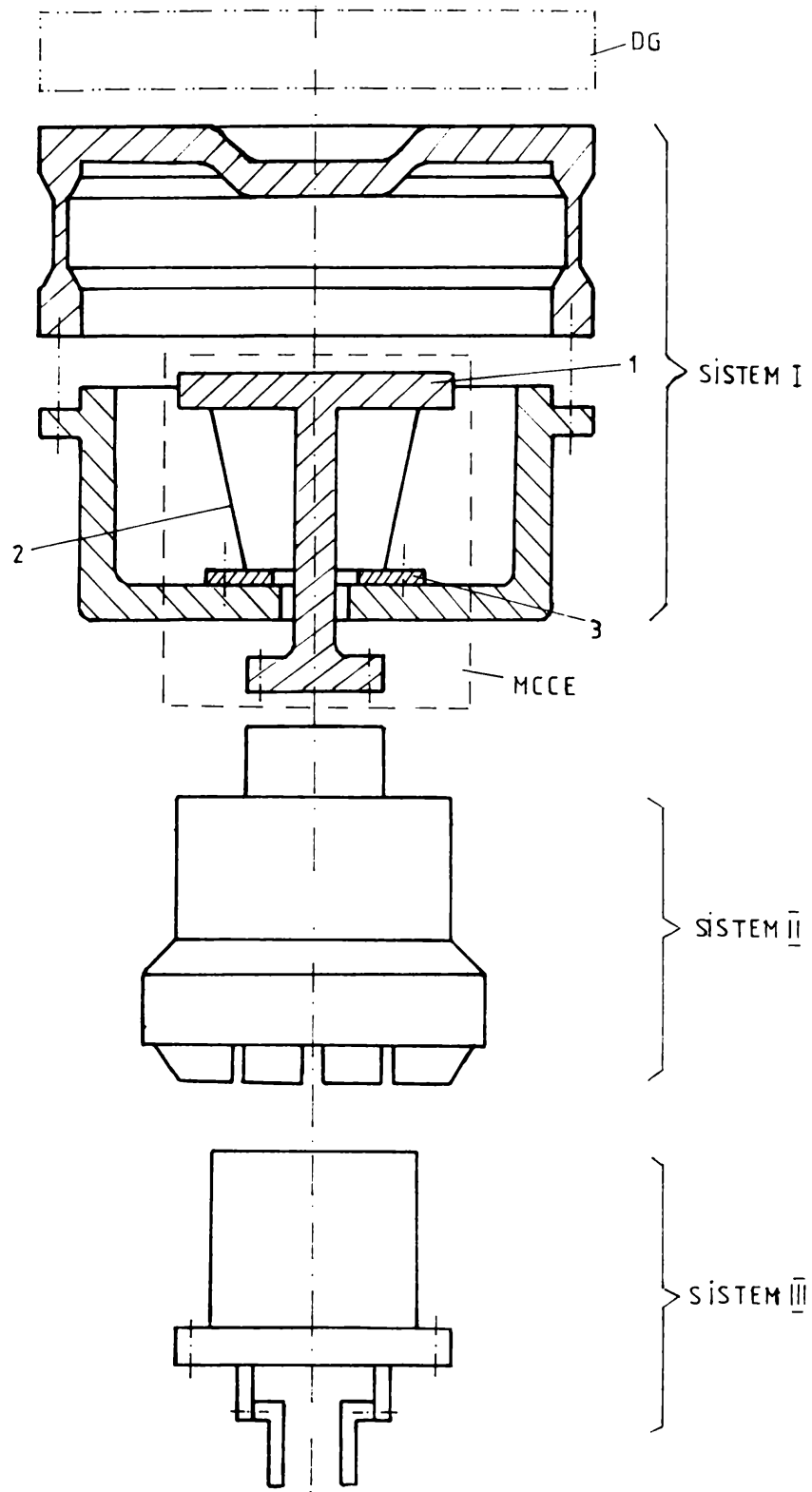


Fig.5.18.

-proiectarea unui produs sigur care sa nu se defecteze in timpul exploatarei

Efactorului i se impune o fiabilitate extrem de ridicata, readmitandu-se practic defectiuni in perioada utila de viata. In aceste conditii avind in vedere faptul ca mecanismul cu cuple cinematice elastice face parte din efector (fig.5.18) o fiabilitate extrema i se impune si acestuia.

"Obiectul" asupra caruia aplicam teoria fiabilitatii este definit ca un dispozitiv.

Indiferent de metoda de apreciere a fiabilitatii determinanta este definirea defectiunii. Defectiunea poate fi definita pe baza conditiilor tehnice de functionare si realizare. Acestea prevad in raport cu precizia cu care trebuie indeplinita o anumita functie, un domeniu de variatie admisibila a parametrilor care caracterizeaza functionarea corecta in conditiile de exploatare date.

Pentru fiecare varianta de mecanism cu cuple cinematice elastice luata in considerare, se analizeaza pe baza solutiilor constructive admise defectiunile posibile. Pentru componentele unui MOCE se pot defini in general defectiunile:

elemente elastice-deformatii peste limita de elasticitate, pierderea calitatii de elasticitate ca urmare a scurgerilor de fluid sau "imbatrinire" a cauciucului etc.

cuplele cinematice elastice-cedare a imbinarii cu deplasarea relativa a elementului elastic, aparitia de jocuri in zona de vulcanizare a cauciucului, deformarea plastica a zonei de incasare etc.

elementele rigide-pot fi approximate cu batiuri si deci considerate cu defectiuni reduse. Daca elementele rigide indeplinesc si alte functiuni (de ex. componenta a dispozitivului de blocare a MOCE) in afara celei de inchiderea lantului cinematic elastic atunci trebuie luate in considerare si aceste functiuni.

Fiabilitatea dispozitivului poate fi scrisa ca fiind:

$$p(t) = p_c(t) * p_u(t) * p_r(t) \quad (5.104)$$

unde $p_c(t)$, $p_u(t)$ si $p_r(t)$ reprezinta probabilitatile absentei defectiunilor catastrofice (bruste), a defectiunilor de uzura (sau parametrice), a rateurilor. Avind in vedere ca in perioada de viata data sint preponderente defectiunile brute se poate scrie:

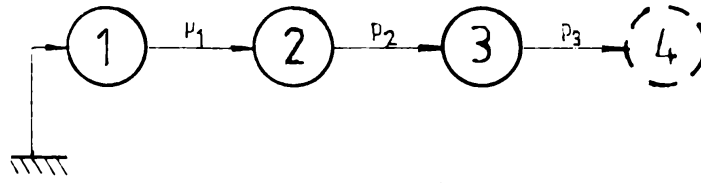


Fig.5.19.

$$p(t) = p_c(t) \quad (5.105)$$

In fig.5.19 se prezinta graful de conexiuni dintre componentele dispozitivului. Fluxul functional este marcat cu segmente orientate, simbolizate cu sageti. Segmentele reprezinta astfel:

p_1 este probabilitatea ca elementul rigid (1) (fig.5.18) sa asigure inchiderea lantului cinematic elastic in conditiile proiectate (si eventual a celorlalte functiuni).

p_2 este probabilitatea ca elementele elastice sa ofere elasticitatea si precizia necesara compensarii erorilor de situatie. Aceeasi probabilitate tine cont si de indeplinirea functiunilor cuplelor cinematice elastice.

p_3 este probabilitatea ca elementul rigid (3) sa asigure legatura mecanismului cu cuple cinematice elastice cu sistemul III in conditiile proiectate.

In concluzie fiabilitatea functionala a MCCE poate fi scrisa ca fiind:

$$P = \prod_{j=1}^3 P_j \quad (5.106)$$

Pentru calculul indicilor de fiabilitate functionala se au in considerare defectiunile catastrofice distribuite dupa o lege de repartitie exponentiala:

$$P_j(t) = \exp [-\Lambda_j * t] , j=1,2,3 \quad (5.107)$$

unde Λ_j este intensitatea medie de defectare.

In functie de componenta si solutia constructiva adoptata se aleg din documentatia existenta /M16/, /O4/ valorile medii ale intensitatilor de defectare ale elementelor. Intensitatea medie de defectare a dispozitivului este:

$$\Lambda_j = \sum_{k=1}^n N_k * \lambda_k \quad (5.108)$$

in care n este numarul de componente ale dispozitivului, N_k numarul de componente de acelasi fel avind intensitatea de defectare λ_k . Valorile Λ_j astfel obtinute pentru diferite variante indica solutia cu cea mai mare siguranta in functionare. Utilizind apoi relatiiile (5.106), (5.107) se poate determina functia de fiabilitate a mecanismului cu cuple cinematice elastice.

5.6. ALEGEREA OPTIMALĂ A MECANISMELOR CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE

Proiectarea mecanismului cu cuple cinematice elastice ofera in ultima sa faza mai multe variante V_i optimizate din punct de vedere constructiv. Din multimea V_i a variantelor posibile trebuie aleasa varianta optima. Calitatea de optimalitate a variantei se stabileste in raport cu unul sau mai multe criterii bine definite si a unei metode adecvate de prelucrare a informatiilor.

Problema abordata, privita ca model de decizie, se incadreaza in modelul de decizii multiatribut. Fie o multime de variante $V = \{V_1, V_2, V_3, \dots, V_m\}$ si o multime de criterii $C = \{C_1, C_2, \dots, C_n\}$. Pentru fiecare criteriu C_j se poate asocia fiecărei variante V_i un vector ce caracterizeaza cantitativ sau calitativ acea varianta in raport cu criteriul C_j . Acesti vectori formeaza matricea consecintelor $[A] = [a_{ij}]$, $i=1, 2, \dots, m$ si $j=1, 2, \dots, n$ /A10/. Problema caracterizata de matricea $[A]$ se numeste problema de decizie multiatribut-cardinala. Orice problema cardinala poate fi redusă la o problema ordinala (cind se furnizeaza direct ierarhiile multimii variantelor pentru fiecare criteriu in parte). Se cere o ordonare a variantelor de la cea mai buna la cea mai slaba, in raport cu toate criteriile. Ordonarea astfel obtinuta indica si varianta optima in raport cu toate criteriile. Importanta criteriilor este evaluata prin coeficientii de importanta p_j , $j=1, 2, \dots, n$. Pentru a putea compara intre ele aceste criterii neomogene, este necesara o omogenizare a lor prin una din urmatoarele metode: scalare ordinala, scalare intr-un interval sau normalizare. Criteriul calitativ face compararea variantelor prin intermediul a 4 nivele - "mic", "mediu", "mare" si "foarte mare" - sau 5 nivele - "mic", "suficient", "mediu", "mare" si "foarte mare". Se primesc in mod corespunzator "notele" $\{1 ; 3.5 ; 5 ; 7 ; 9\}$ respectiv $\{1 ; 3 ; 5 ; 7 ; 9\}$. Rezultatele normalizate pentru acest criteriu vor fi:

$$r_{ij} = \frac{a_{ij}}{\sum a_{ij}} \quad \text{sau} \quad r_{ij} = \frac{a_{ij}}{(\sum a_{ij}^2)^{1/2}} \quad (5.109)$$

In cazul criteriilor cantitative normalizarea poate utili-

ca relatiile (5.109) (normalizare vectoriala), relatiile (5.110) - cind criteriile sint de maxim - sau relatiile (5.111) - cind criteriile sint de minim.

$$r_{ij} = \frac{a_{ij}}{\max_j a_{ij}} \quad i=1,2,\dots,m ; j=1,2,\dots,n \quad (5.110)$$

$$r_{ij} = \frac{\min_j a_{ij}}{a_{ij}} \quad i=1,2,\dots,m ; j=1,2,\dots,n \quad (5.111)$$

Cu ajutorul rezultatelor normalizate se va obtine matricea normalizata [R].

Exista o serie de metode de decizie pentru obtinerea variantei optime: metoda Onicescu, metoda Electre, metoda TOPSIS etc. Fiecare metoda accentueaza in mod diferentiat aspectele problemei si deci nu se pune problema competitivitatii lor. Alegerea uneia sau a alteia dintre metode este lasata in general la aprecierea celui care decide. Pentru problema analizata s-a admis metoda TOPSIS /A10/.

Pornind de la sarcinile unui mecanism cu cuple cinematice elastice pentru operatii de montaj se pot defini principalele cerinte pentru acesta:

- adaptabilitate la diferite sarcini de montaj
- domeniu ridicat a spatiului admisibil pentru erorile (pozitie, orientare) compensate.
- constructie simpla, robusta la un volum si greutate minima.
- sensibilitate ridicata (lipsa fenomenului de histereza)
- siguranta in functionare, intretinere usoara
- cost redus

In baza acestor proprietati se pot formula urmatoarele criterii de evaluare complexa a celor "m" variante:

- C1: adaptabilitate
- C2: deformatie laterala permisa
- C3: deformatie unghiulara permisa
- C4: diametrul flansei efectorului
- C5: inaltimea MCCE
- C6: greutate
- C7: fiabilitate
- C8: cost

In categoria criteriilor calitative se includ criteriile C1, C2, C3, C4, C5, C6, C7. Pentru criteriile cantitative se poate face repartizarea

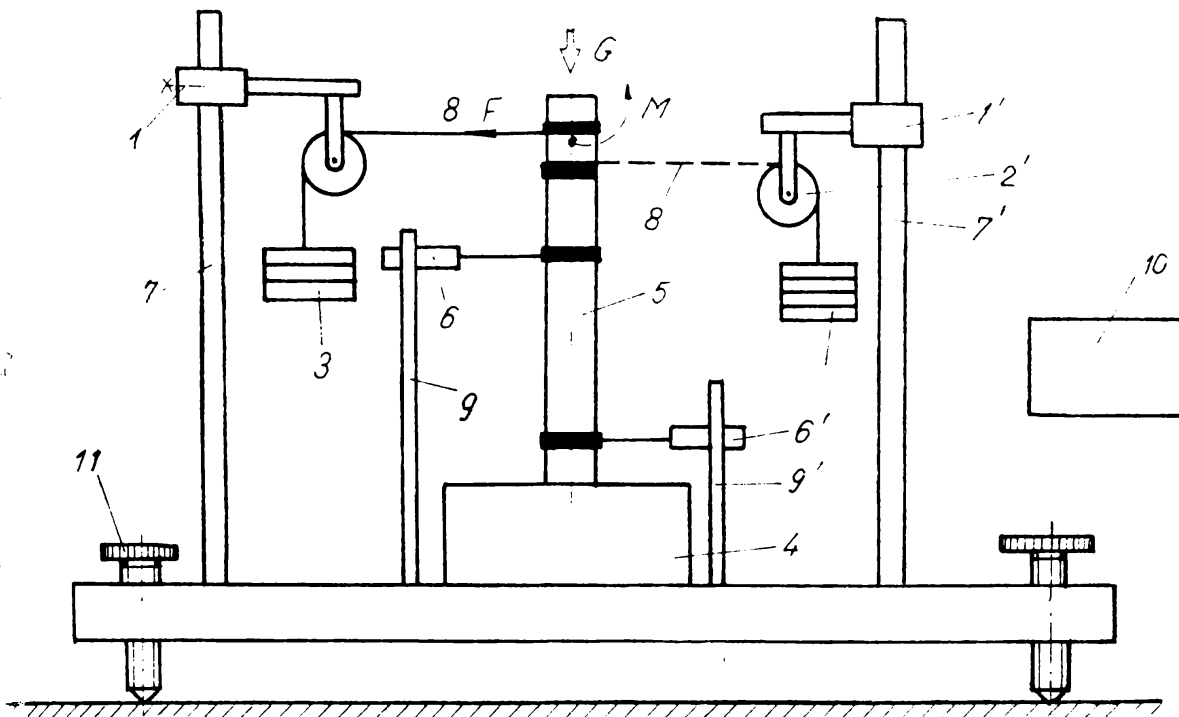


Fig.6.1

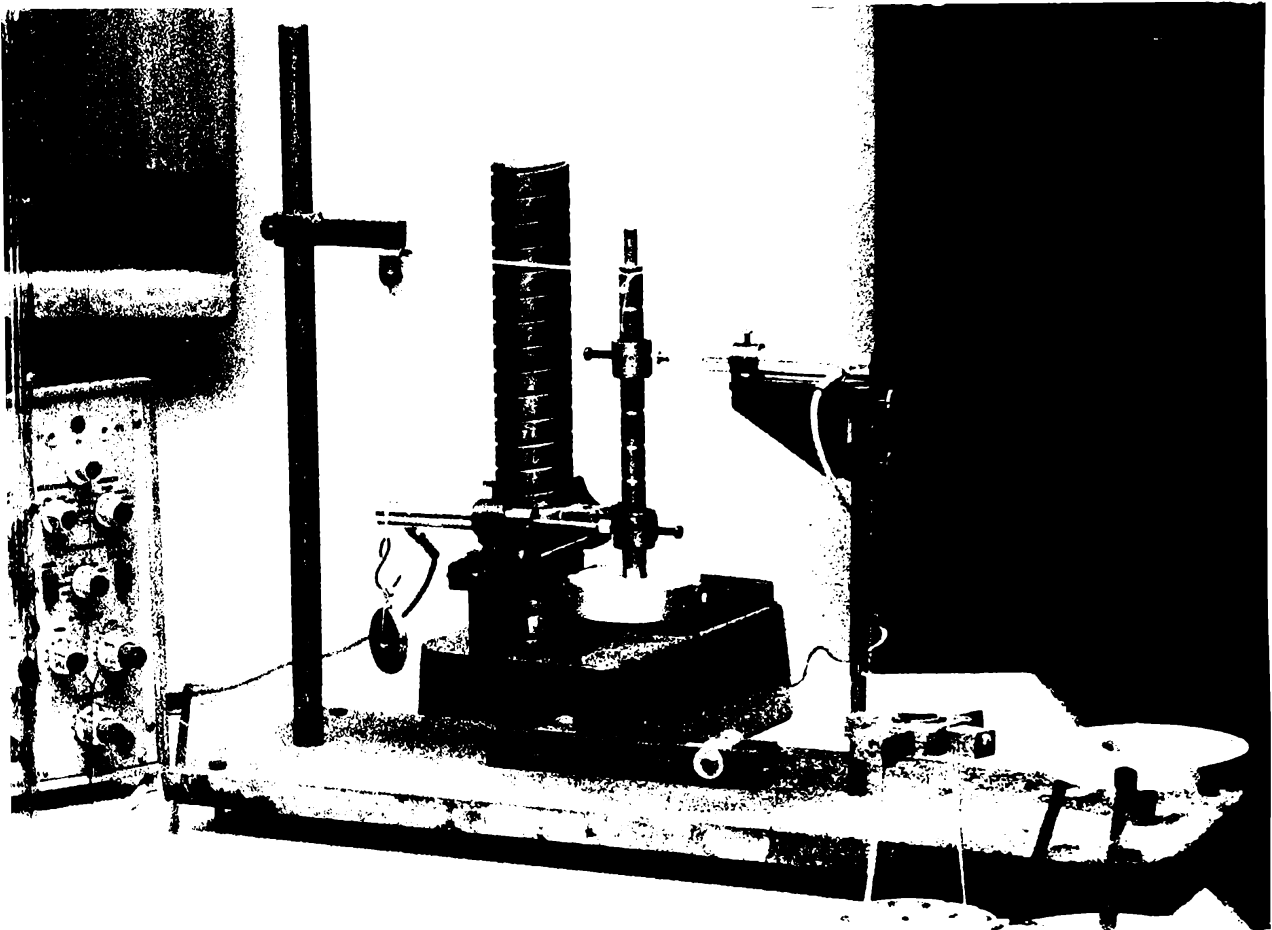


Fig.6.2

in: criteriile de maxim-C2,C3-si criteriile de minim-C4,C5,C6,C8.

Acestor criterii prezentate anterior li se pot adauga si altele (de ex. forta axiala permisa, consum energetic etc.) sau din acestea pot fi eliminate unele, decidentul putind hotari asupra acestor aspecte. Importanta unui criteriu fata de altul depinde de operatiile tehnologice la care va fi folosit dispozitivul, sarcina RI, caracteristicile pieselor care se vor monta etc.

Pe baza importantei unui criteriu C_i fata de criteriul C_j , se stabileste matricea importantelor relative [B] ai carei termeni se bucura de proprietatea ca $b_{ij} = 1/b_{ji}$. Prin rezolvarea ecuatiei caracteristice:

$$\det(B - \lambda * I_n) = 0 \quad (5.112)$$

se obtine valoarea proprie maxima λ_{max} . Coeficientii de importanta se obtin prin rezolvarea sistemului de ecuatii:

$$\begin{aligned} (B - \lambda_{max} * I_n) * P^T &= 0 \\ \sum_{i=1}^n p_i &= 1 \end{aligned} \quad (5.113)$$

Utilizind relatiile de normalizare se obtine matricea normalizata [R] iar apoi prin utilizarea coeficientilor de importanta cea ponderata [V]. Se calculeaza in continuare distanta euclideana dintre solutiile pozitiva si negativa iar apoi coeficientii de ordonare a variantelor /A10/.

Pe baza celor enuntate anterior s-a realizat un program de calcul in limbaj BASIC care permite alegerea optima in mod automat /D30/, /D31/. Programul este prezentat in anexa.

6. INCERCARI EXPERIMENTALE

6.1. INTRODUCERE.

Asa cum s-a prezentat in capitolele anterioare, mecanismele cu cuple cinematice elastice pentru dispozitivele de complianta sunt solicitate de un torsor (F,M) ce actioneaza asupra bielei rigide.

In vederea stabilirii modului de raspuns a MCCE, la o astfel de incarcare, programul de incercari s-a orientat in doua directii:

incarcarea MCCE cu o forta F sau moment M si determinarea deplasarilor bielei

incercarea MCCE intr-o operatie de asamblare stift-alezaj

6.2. INCERCAREA UNUI MCCE PLAN

6.2.1. Introducere

Avind in vedere ca majoritatea modelelor teoretice a samblarilor stift-alezaj sint modele plane, ca unele module de pozitionare locala utilizeaza MCCE plane in programul de incercari sau prevazut a se realiza experimentari asupra unor MCCE plane.

6.2.2. Prezentarea generala a standului experimental folosit.

In vederea masuratorilor s-a proiectat si realizat standul experimental a carui schita este prezentata in fig.6.1

Pe tijele 7,7' sint fixate bratele 1 si 1' prevazute cu rolele 2 si 2' peste care sint trecute firele 8 si 8'. Un capat al firelor este fixat pe tija 5 iar cel de-al doilea capat este incarcat cu contragreutatele 3. Tija 5 este montata pe biela rigida a MCCE-4. Prin deplasarea bratelor 1 si 1' pe tija 7 se pot

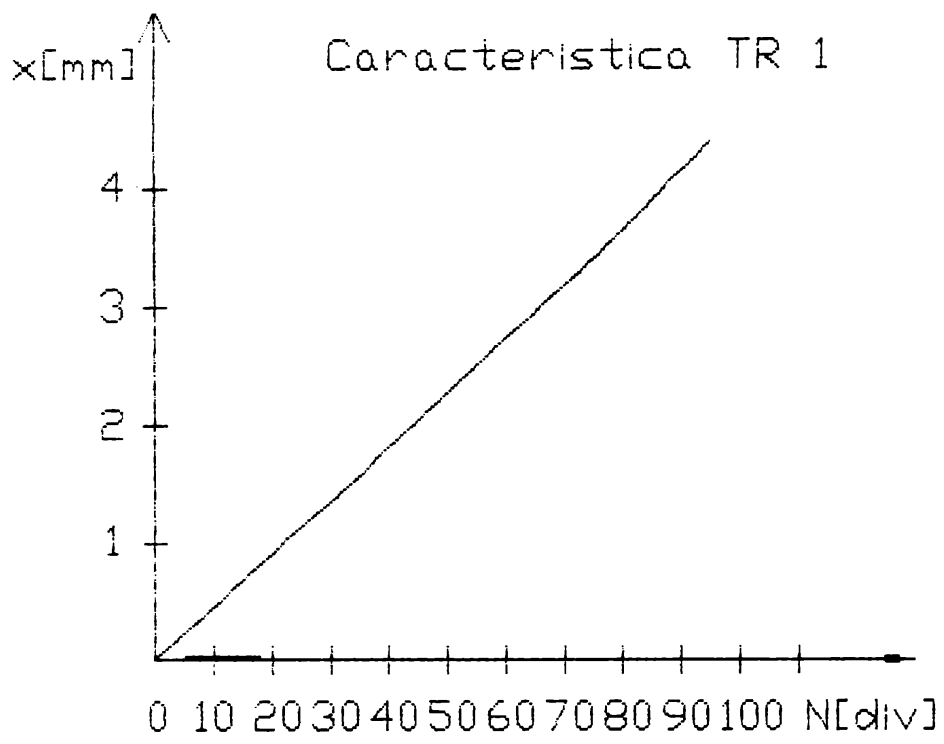


Fig.6.3

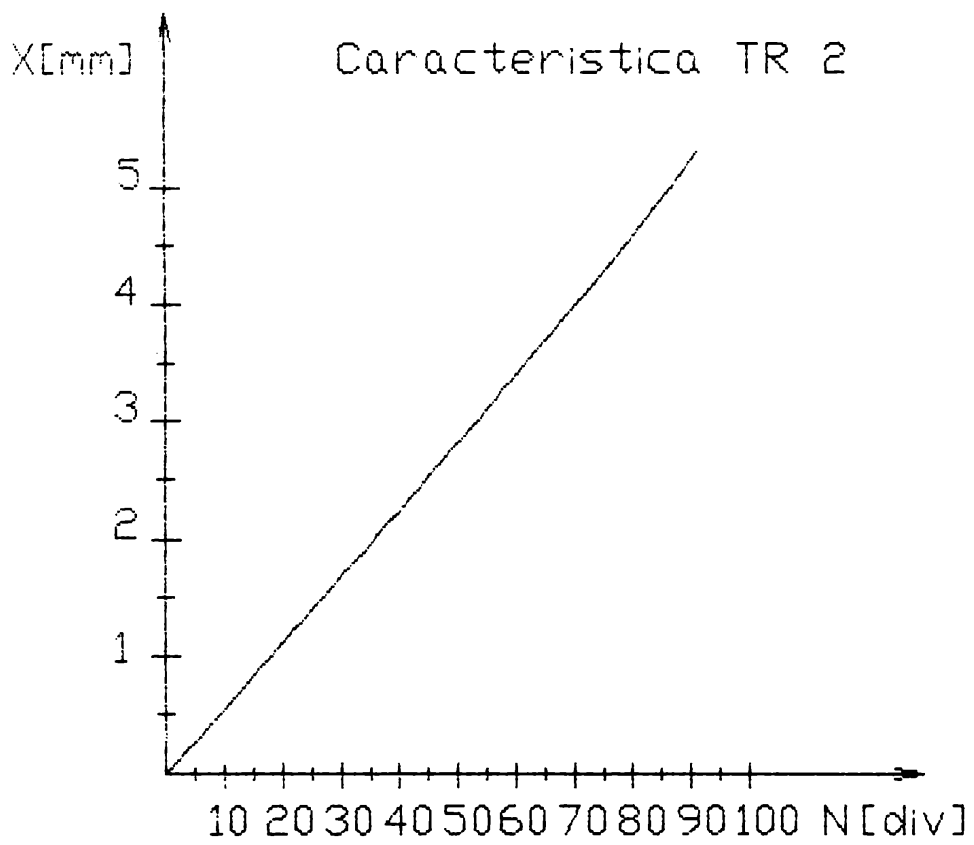


Fig.6.4

realiza diferite pozitii de aplicare a fortelor F sau a momentelor M . Deplasarile tijei 5 se pot sesiza cu ajutorul instrumentelor de masurare 6 si 6'.

In vederea asigurarii unei orizontalitati a standului acesta a fost prevazut cu suruburile de reglaj 11.

Prin folosirea unui singur set de greutatei, biela MCCE este incarcată cu o forta F iar prin folosirea ambelor seturi de contragreutati cu un moment M .

Pentru masurarea deplasarilor bielei s-a apelat la traductoare de deplasare de tip inductiv. Aceste traductoare se vor monta pe tijele 9,9' sau in suport de tip coloana. Semnalele de la aceste traductoare se inregistreaza la o punte tensometrica cu mai multe canale (10).

In vederea eliminarii unor efecte perturbatoare s-au prevazut urmatoarele:

a) toate elementele constructive apartinand standului s-au realizat supradimensionat astfel incit rigiditatea acestora sa fie mult mai mare decit a MCCE studiat.

b) rolele 2,2' s-au montat pe rulmenti pentru a reduce frecarile.

In fig. 6.2 se prezinta o fotografie a standului in timpul masuratorilor.

6.2.3. Caracteristicile traductoarelor inductive.

Traductoarele inductive folosite pe parcursul incercarilor au fost de tip inductiv diferentiale. Traductoare de tip industrial (MKD-IWT 302) acestea au o cursa nominala de + 5 [mm].

Etalonarea traductoarelor s-a realizat pe standul prezentat anterior utilizind in mod suplimentar indicatia unui comparator, montat pe un suport de tip coloana.

Caracteristicile s-au ridicat prin puncte pentru cursa nominala $s_n = 5$ [mm] si pentru cursa $s = 1$ [mm].

In fig. 6.3 si fig. 6.4 sint prezentate caracteristicile traductoarelor pentru cursa de $s_n = 5$ [mm]. Valorile masuratorilor citate si prelucrate statistic sint date in tabelul 6.1 (traductorul TI1) si in tabelul 6.2 (traductorul TI2).

Se constata din figurile prezentate o buna liniaritate a caracteristicii. Spre capatul cursei caracteristica devine neliniara datorita dispersiei liniilor de cimp magnetic.

Avind in vedere ca s-au determinat si deplasari de pina la

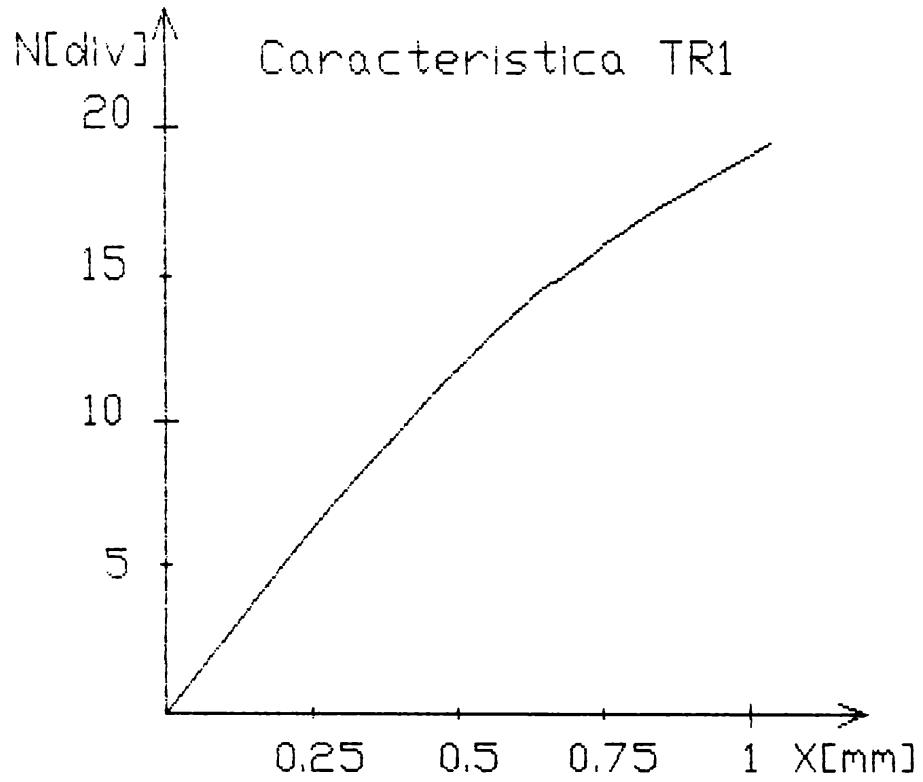


Fig.6.5.

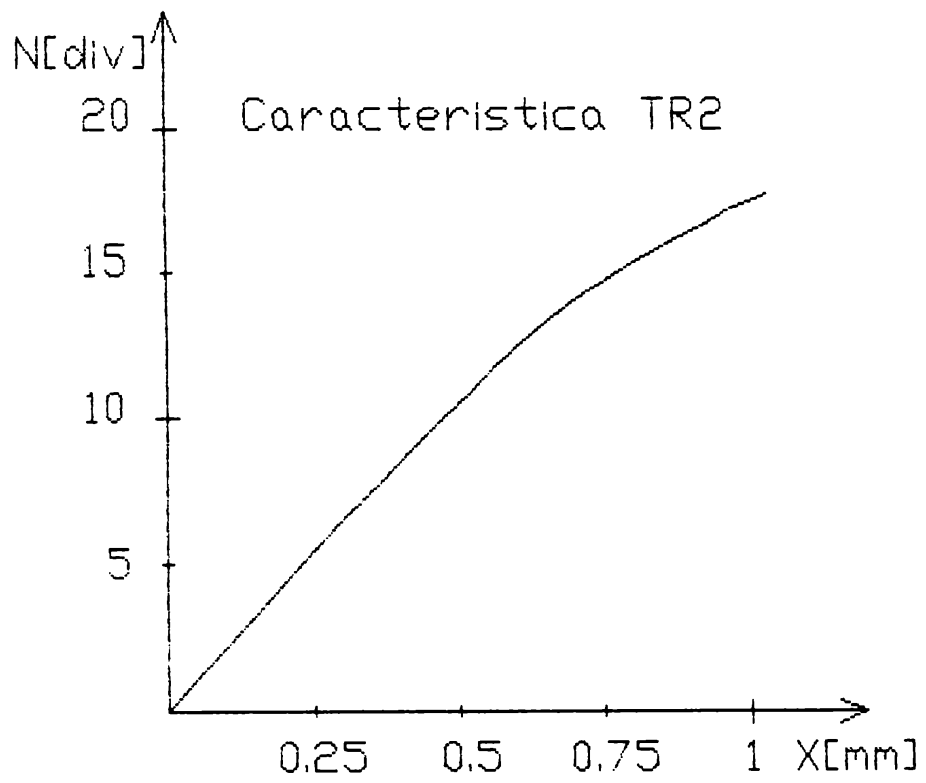


Fig.6.6

Tabelul 6.1

div	5.5	21	31	47	58	67	78	90
x[mm]	0.242	0.95	1.405	2.1	2.605	3.03	3.55	4.16
div	5	18	30	42	53	66	78	89
x[mm]	0.215	0.83	1.34	1.9	2.418	3	3.54	4.1
div	7	19	33	44	55	67	80	85
x[mm]	0.325	0.87	1.475	1.985	2.47	3.04	3.63	3.88
div	5.83	19.33	31.33	44.33	55.33	66.66	78.66	88
x[mm]	0.2606	0.833	1.4066	1.995	2.497	3.023	3.573	4.046

Tabelul 6.2

div	12.5	22	32	42	50	60	80	91
x[mm]	0.425	0.955	1.555	2.05	2.575	3.1	4.265	5.02
div	12	22	32	41.5	49.5	60	78	90
x[mm]	0.415	0.95	1.56	1.95	2.5	3.1	4.1	5
div	12	22.5	32	42	50	61	81	90
x[mm]	0.42	0.96	1.55	2.05	2.57	3.13	4.32	5
div	12.16	22.16	32	41.83	49.83	60.33	79.66	90.33
x[mm]	0.42	0.955	1.555	2.01	2.548	3.11	4.228	5.006

Tabelul 6.3

x [mm]	x1	0.255	0.535	0.72	0.85	1.02
	x2	0.185	0.55	0.715	0.89	1.035
	x3	0.26	0.538	0.71	0.84	1.035
	x4	0.195	0.538	0.704	0.932	1.052
	\bar{x}	0.22375	0.54025	0.71225	0.878	1.0355
div	div1	6.5	12.75	15.7	17.4	19.2
	div2	5	13.2	15.6	18	19.5
	div3	6.6	13	15.5	17.2	19.5
	div4	5	12.9	15.4	18.4	19.6
	\bar{div}	5.775	12.96	15.55	17.75	19.45

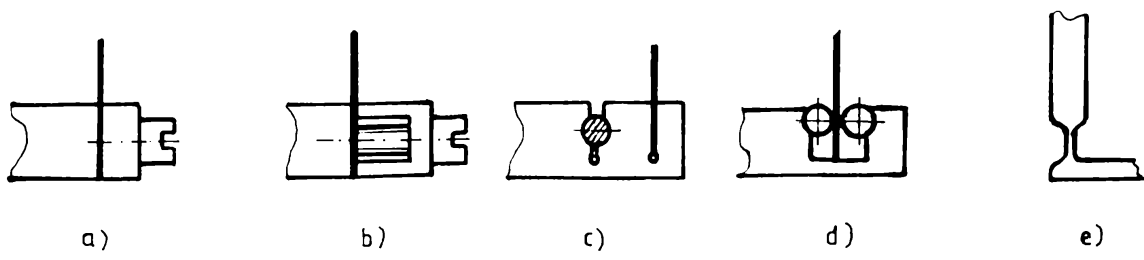
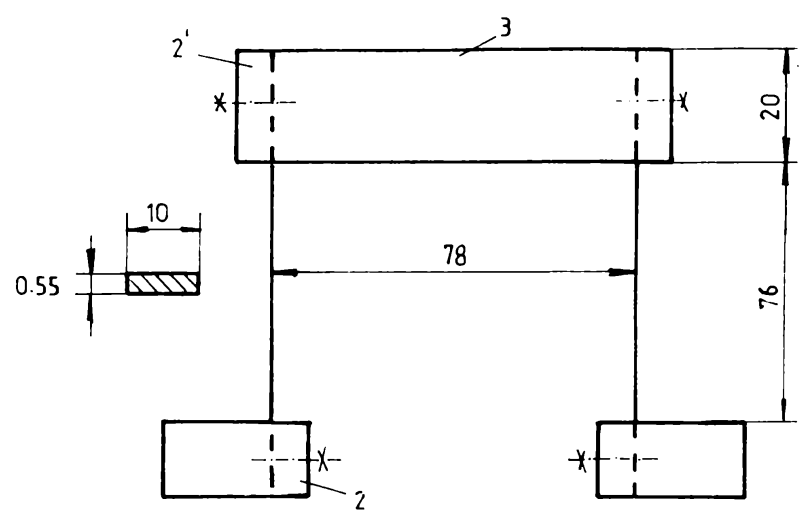
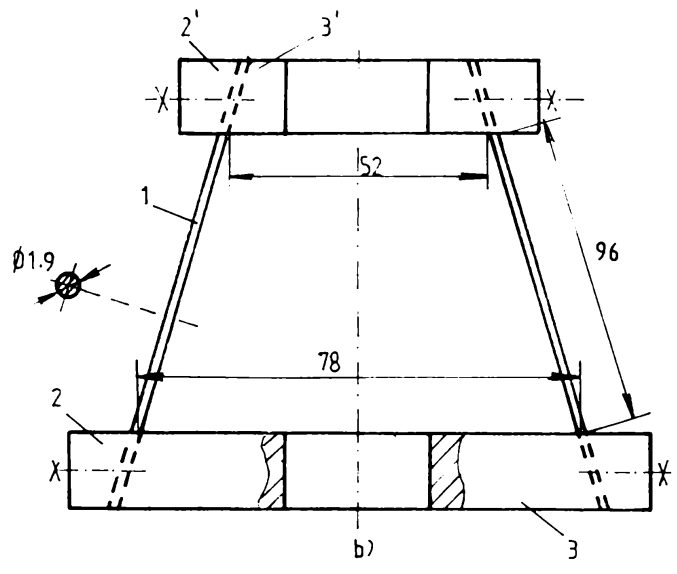


Fig. 6.7.



a)



b)

Fig 6.8.

Tabelul 6.4

x [mm]	x1	0.14	0.54	0.71	0.848	1.05
	x2	0.131	0.546	0.69	0.848	1.01
	x3	0.14	0.55	0.75	0.835	1.03
	x4	0.132	0.565	0.708	0.895	1.025
	\bar{x}	0.13575	0.55025	0.7145	0.8565	1.02875
v	div1	3.2	11.5	14.4	16	18
	div2	3	11.6	14.1	16	17.6
	div3	3.2	11.7	14.8	15.8	17.8
	div4	3	12	14.3	16.4	17.8
	\overline{div}	3.1	11.7	14.4	16.05	17.8

[mm] s-au ridicat caracteristicile traductoarelor si pentru aceasta cursa. In fig.6.5 si fig.6.6 se prezinta cele doua caracteristici ridicate pe baza valorilor masuratorilor din tabelul 6.3 si tabelul 6.4.

6.2.4. Solutiile constructive ale MCCE plane analizate.

Din posibilitatile de realizare practica a cuplei cinemactice elastice (fig.6.7) s-a admis solutia "a" pe considerentul realizarii simple, rapide si a unei functionari apropiate de incastrarea perfecta.

In fig.6.8 se prezinta schitele celor doua MCCE luate in studiu.

Pentru varianta "a" elementele elastice (1) s-au realizat din banda de otel de arc (OLC 55 A). Elementele rigide (2) si (2') au fost realizate din OL 50 iar elementul (3) din duraluminiu. Pentru a asigura o positionare precisa a elementelor elastice (1) acestea au fost fixate in prealabil prin stifturi cilindrice in elementele (2) si (2').

In cazul variantei "b" elementele elastice (1) au fost realizate din bara de otel de arc (OLC 55 A). Fixarea elementelor elastice (1) fata de elementele rigide (2) si (2') (realizate din OL 50) s-a efectuat prin stringere. Positionarea elementelor (2) si (2') fata de elementele (3) (realizat din duraluminiu) si (3')

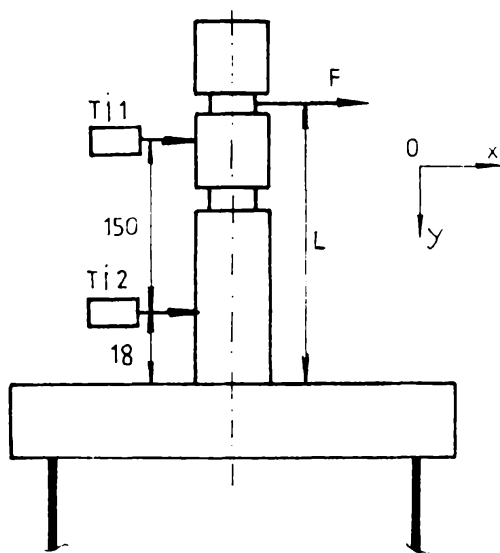


Fig. 6.10.

(realizat din DL 50) s-a realizat prin stifturi cilindrice.

6.2.5. Rezultate experimentale ale incercarilor MCCE plane

6.2.5.1. Consideratii generale

Incercarile experimentale ale MCCE s-au desfasurat conform urmatoarelor etape (fig.6.9):

- 1)-fixarea MCCE pe standul experimental astfel incit torsorul (F,M) sa se gaseasca in planul de incovoiere xOy al elementelor elastice.
- 2)-fixarea scripetelui (2) si (2') la inaltimea L de aplicare a sarcinii asupra bieiei rigide. Se urmareste stabilirea influentelor pozitiei punctului de aplicatie a sarcinii asupra comportamentului MCCE.
- 3)-reglarea pozitiei de "zero" a traductoarelor inductive TI1 si TI2 prin deplasarea acestora in suport si urmarirea indicatiei la puntea tensometrica.
- 4)-incarcarea MCCE in trepte prin contragreutatele (3) (respectiv 3',3'') si inregistrarea indicatiilor la puntea tensometrica. Incarcarea s-a facut in mod lin pentru a fi excluse erorile de masurare datorita socurilor.
- 5)-descarcarea MCCE in mod treptat si inregistrarea indicatiilor. Se urmareste prin aceasta evidentierea eventualei histereze mecanice a MCCE.
- 6)-repetarea masuratorilor conform pct.4 si 5 de un anumit numar de ori in scopul prelucrarii statistice ale informatiilor obtinute.
- 7)-reluarea etapelor 3-6.

6.2.5.2. Incercari efectuate asupra MCCE varianta "a".

In ideea celor enuntate anterior mecanismul cu cuple cinematice elastice var."a" a fost incercat pentru inceput la deplasari mari (nespecifice dispozitivelor de complianta) ale bieiei. Incercarile efectuate au fost realizate pentru 5 pozitii ale fortei F (fig.6.10) (L=185;144;123;102;60 mm). Din compararea rezultatelor masuratorilor a rezultat faptul ca deplasarea bieiei nu fost influentata de bratul L al fortei F. In tabelul 6.5 se

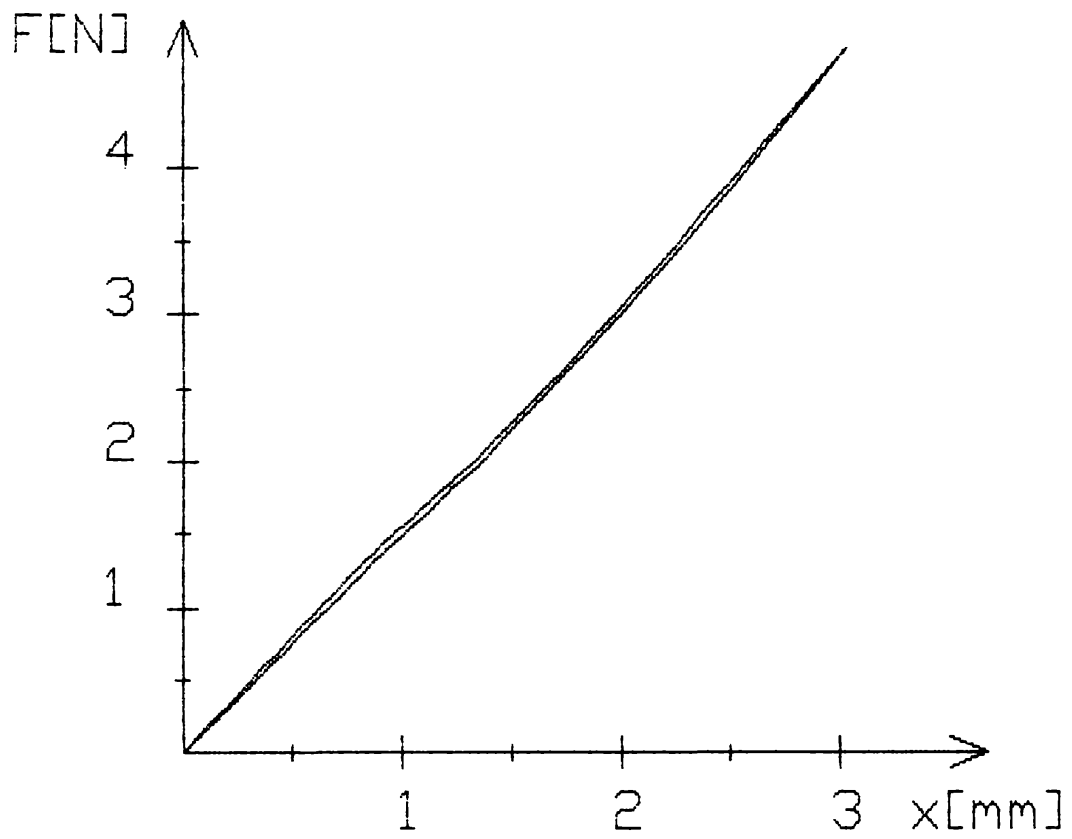


Fig.6.11

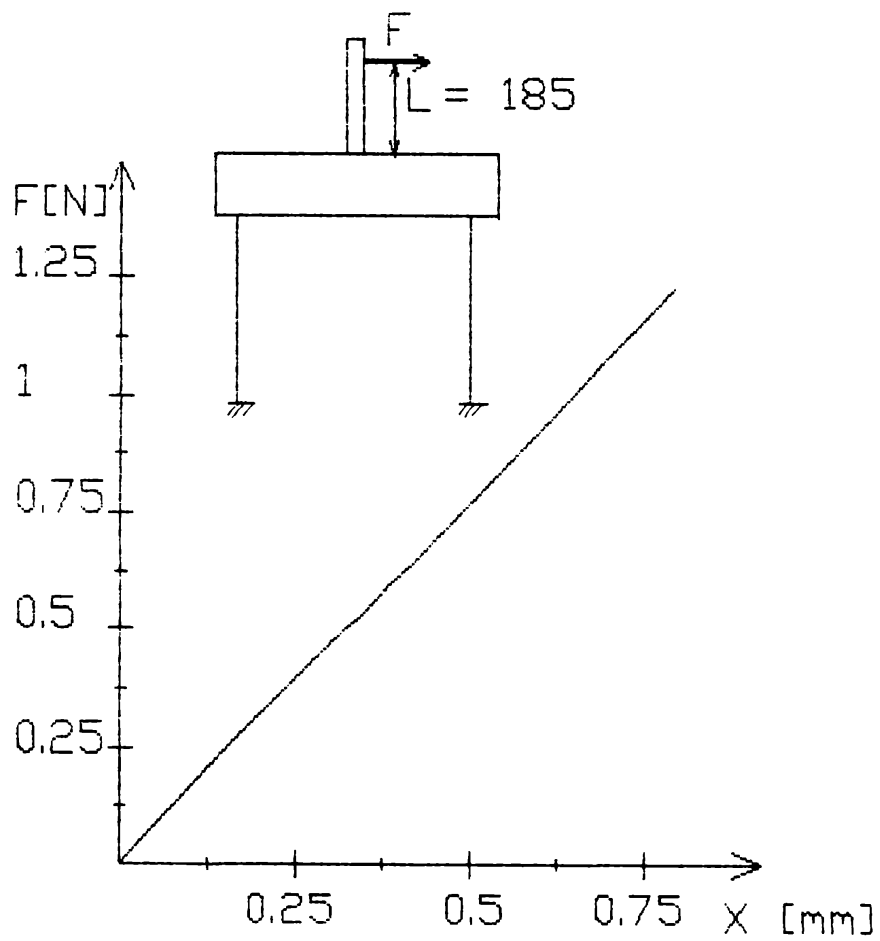


Fig.6.12

prezinta datele experimentale, prelucrate statistic, pentru o singura pozitie L=102 mm. Deplasarea X a fost calculata in punctul de aplicatie a fortei F.

Tabelul 6.5

I Forta	x1				x2				x			
	I /N/	I	I	I D	I	I	I	I D	I	I	I	I D
I 0.4905	I 0.311	I 0.266	I 0.333	I 0.444	I 0.320	I 0.343	I	I	I	I	I	I
I 0.981	I 0.6	I 0.622	I 0.611	I 0.666	I 0.604	I 0.641	I	I	I	I	I	I
I 1.4715	I 0.933	I 0.977	I 0.944	I 1	I 0.937	I 0.987	I	I	I	I	I	I
I 1.962	I 1.302	I 1.348	I 1.314	I 1.345	I 1.307	I 1.345	I	I	I	I	I	I
I 2.943	I 1.953	I 1.953	I 1.943	I 1.971	I 1.948	I 1.96	I	I	I	I	I	I
I 3.8749	I 2.454	I 2.5	I 2.514	I 2.571	I 2.48	I 2.531	I	I	I	I	I	I
I 4.807	I 2.977	I 2.977	I 3.086	I 3.086	I 3.024	I 3.024	I	I	I	I	I	I

*** Obs. -I=incarcare, -D=descarcare
 - x, x1, x2-deplasari in dreptul fortei, TI1 si TI2

Se evidentiaza urmatoarele:

- sistemul elastic ce materializeaza MCCE prezinta o histereza mecanica redusa.
- MCCE prezinta o caracteristica $F=f(X)$ liniara ceea ce il recomanda pentru module de positionare locala.

Al doilea set de incercari au urmarit determinarea comportarii MCCE la deplasari ale bielei caracteristice dispozitivelor de compianta. In tabelele 6.6-6.10 sint prezentate inregistrariile, prelucrate statistic, pentru cele 5 pozitii precizate anterior iar in fig. 6.12-6.16 dependentele $F=f(x)$ ridicate pe baza acestor informatii. Aceste curbe au fost ridicate utilizind programul "Sketch" pe un calculator ROBOTRON EC 1834. Utilizind programul "REGRESIE" (Anexa) s-au determinat si ecuatiile corespunzatoare celor 5 determinari.

L=105 [mm]

Tabelul 6.6

F	X1	X2	X	· Fi
(N)	(mm)	(mm)	(mm)	(rad)
0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
0.24525	0.15798	0.18248	0.15520	0.00016
0.49050	0.33635	0.37581	0.33188	0.00026
0.73575	0.50250	0.54406	0.49779	0.00028
1.22625	0.81905	0.87749	0.81243	0.00039

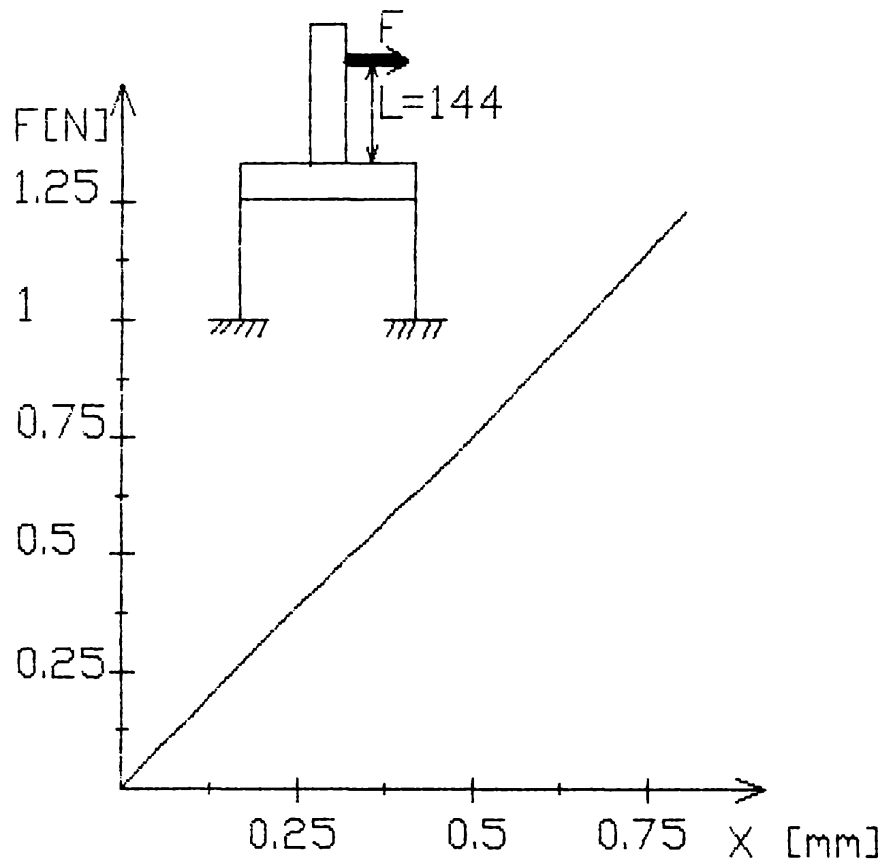


Fig.6.13

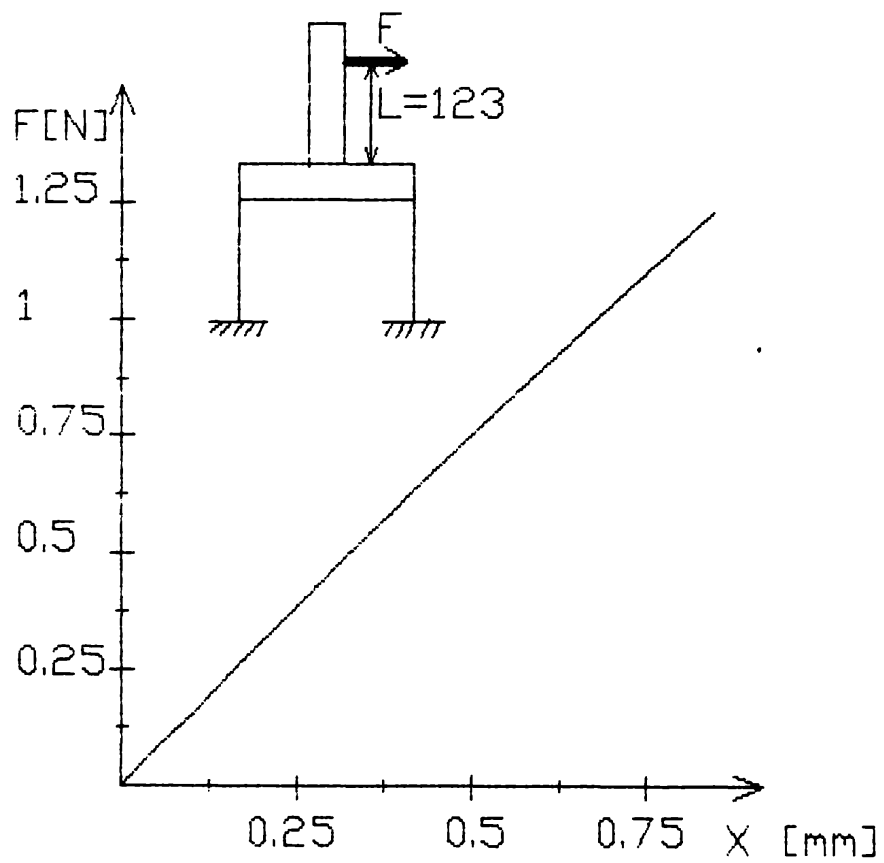


Fig.6.14

$$F=1.537932 * x + 0.006172 \quad (6.1)$$

$$DS=0.01188$$

z=144 [mm]

Tabelul 6.7

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.16715   0.19031   0.17086   0.00015
0.49050   0.33024   0.36377   0.33560   0.00022
0.73575   0.51500   0.55187   0.52090   0.00025
1.22625   0.82671   0.87749   0.83483   0.00034
*****
```

$$F=1.516442 * x + 0.003626 \quad (6.2)$$

$$DS=0.014941$$

z=123 [mm]

Tabelul 6.8

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.16512   0.18393   0.17076   0.00013
0.49050   0.34094   0.37100   0.34996   0.00020
0.73575   0.49750   0.52879   0.50689   0.00021
1.22625   0.85542   0.87937   0.86261   0.00016
*****
```

$$F=1.453298 * x + 0.014338 \quad (6.3)$$

$$DS=0.017041$$

z=102 [mm]

Tabelul 6.9

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.17327   0.18790   0.17971   0.00010
0.49050   0.34450   0.38304   0.36146   0.00026
0.73575   0.51500   0.54255   0.52712   0.00018
1.22625   0.81905   0.87187   0.84229   0.00035
*****
```

$$F=1.53859 * x - 0.00978 \quad (6.4)$$

$$DS=0.018461$$

z= 40 [mm]

Tabelul 6.10

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.16309   0.18430   0.17836   0.00014
0.49050   0.33941   0.37461   0.36476   0.00023
0.73575   0.50500   0.53313   0.52525   0.00019
1.22625   0.81906   0.86063   0.84899   0.00028
*****
```

$$F=1.52398 * x - 0.00202 \quad (6.5)$$

$$DS=0.011446$$

In tabelul 6.11 se prezinta deplasariile pe verticala (dupa

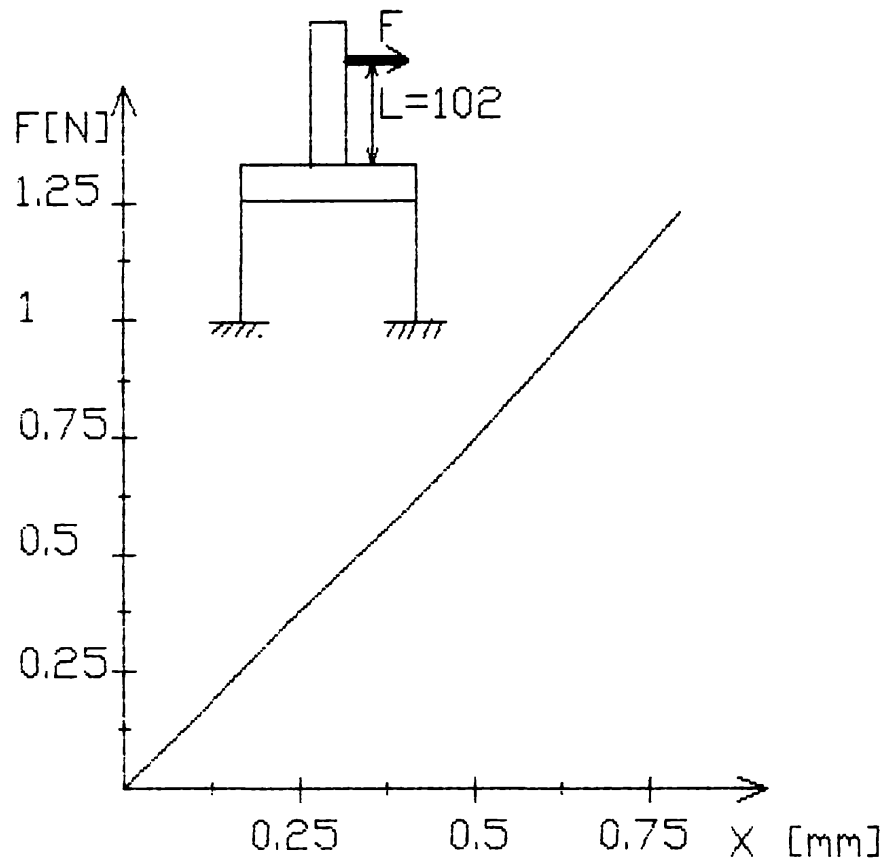


Fig.6.15

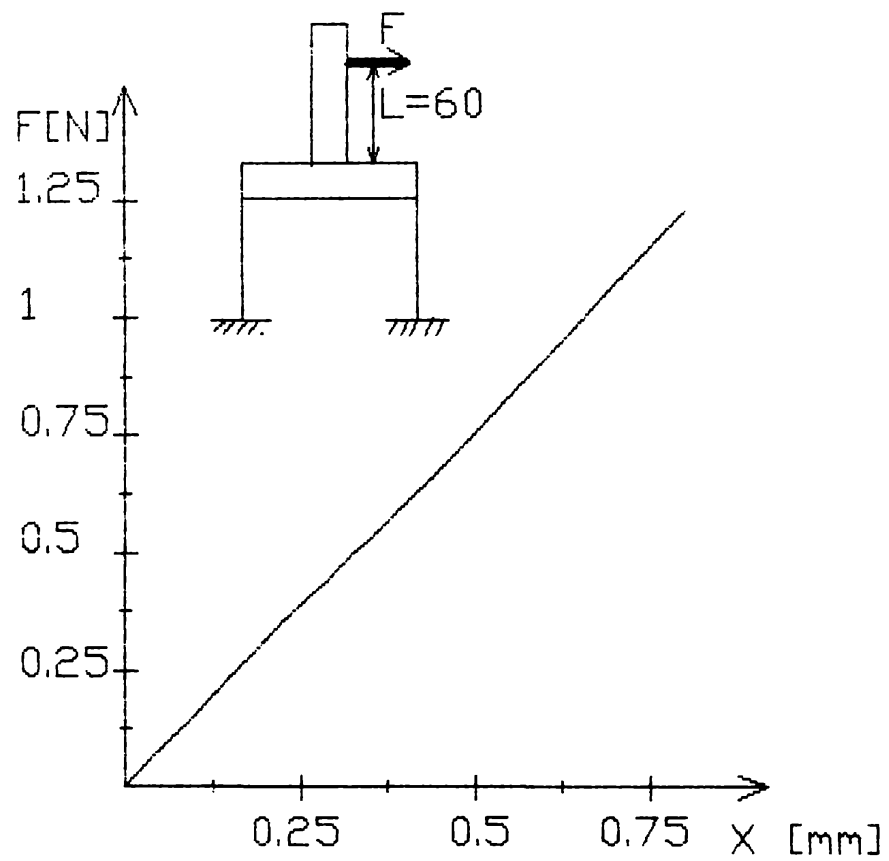


Fig.6.16

axa Oy) ale bielei sub actiunea fortei orizontale F. Ecuatia corespunzatoare determinata pe baza programului "REGRESIE" este:

$$y = 0.003041 - 0.000671 * F + 0.003463 * F^2 \quad (6.6)$$

Tabelul 6.11

IForta(N)I	0.49	I	0.98	I	1.47	I	1.96	I	2.94	I	3.87	I	4.8	I	5.73	I
I y (mm)	10.005		10.008		10.011		10.015		10.03		10.05		10.08		10.115	

Din inregistrările efectuate se pot concluziona următoarele:

- deplasările bielei nu sînt influentate practic de punctul de aplicatie al fortei F pe biela.
- rotatia bielei este redusa (< 1'30") miscarea bielei putînd fi considerata practic o miscare plan paralela
- deplasările pe verticala ale bielei sînt reduse pentru translatii ale bielei caracteristice dispozitivelor de complianța și se pot neglija în calcule.

În continuarea încercărilor s-a suplimentat solicitarea pe orizontala F cu solicitarea pe verticala G în trei trepte: $G_1=3.46$ [N]; $G_2=5.765$ [N]; $G_3=12.33$ [N]. Încercările au fost efectuate pentru trei poziții ale punctului de aplicatie al fortei F: $L=185$ [mm]; $L=102$ [mm]; $L=60$ [mm].

Tabelul 6.12

```

*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
0.00000    0.00000    0.00000    0.00000    0.00000
0.24525    0.16308    0.19272    0.15972    0.00020
0.49050    0.34960    0.39268    0.34472    0.00029
0.73575    0.51875    0.56593    0.51340    0.00031
1.22625    0.84968    0.89250    0.84483    0.00029
    
```

$$F = 1.467721 * x + 0.0112 \quad (6.7)$$

DS=0.011633

Tabelul 6.13

```

*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
0.00000    0.00000    0.00000    0.00000    0.00000
0.24525    0.17429    0.19272    0.17220    0.00012
0.49050    0.35368    0.39509    0.34899    0.00028
0.73575    0.53750    0.58938    0.53162    0.00035
1.22625    0.86307    0.91500    0.85718    0.00035
    
```

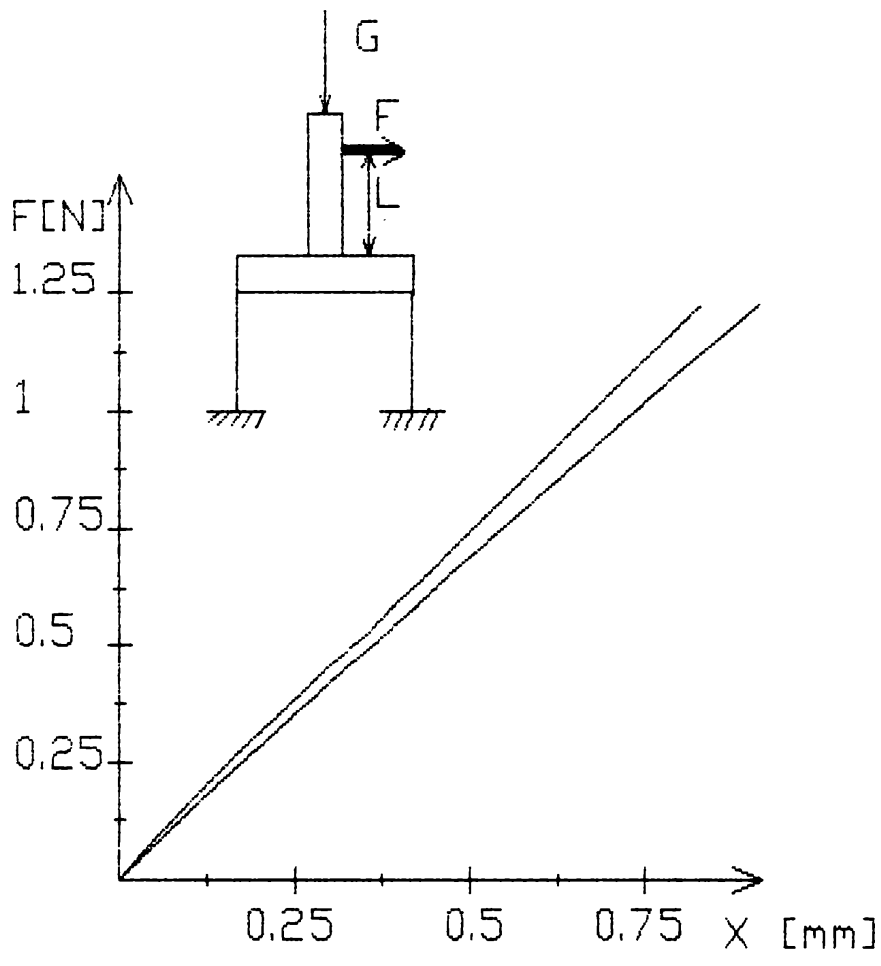


Fig.6.17

$$F=1.458182 * x + 0.000927 \quad (6.8)$$

$$DS=0.007675$$

Rezultatele masuratorilor, prelucrate statistic, sint trezute in tabellele 6.12-6.20 iar in fig.6.17 sint prezentate dependentele $F=f(x)$ pentru G_1 si G_3 in pozitia $L=185$ [mm].

Tabelul 6.14

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.18143   0.20538   0.17871   0.00016
0.49050   0.37661   0.41436   0.37233   0.00025
0.73575   0.56125   0.62063   0.55452   0.00040
1.22625   0.92272   0.94969   0.91966   0.00018
```

$$F=1.345695 * x + 0.009847 \quad (6.9)$$

$$DS=0.0102$$

Tabelul 6.15

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.16308   0.19272   0.17612   0.00020
0.49050   0.34858   0.39268   0.36798   0.00029
0.73575   0.52550   0.56125   0.54123   0.00024
1.22625   0.84968   0.89250   0.86852   0.00029
```

$$F=1.461097 * x + 0.010398 \quad (6.10)$$

$$DS=0.015789$$

Tabelul 6.16

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.17327   0.19272   0.18183   0.00013
0.49050   0.36081   0.39751   0.37696   0.00024
0.73575   0.53550   0.58937   0.55920   0.00036
1.22625   0.86499   0.91500   0.88699   0.00033
```

$$F=1.45496 * x - 0.00016 \quad (6.11)$$

$$DS=0.007037$$

Tabelul 6.17

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.18347   0.19935   0.19046   0.00011
0.49050   0.37661   0.41316   0.39269   0.00024
0.73575   0.55875   0.61438   0.58323   0.00037
1.22625   0.91606   0.94406   0.92838   0.00019
```

$$F=1.360094 * x + 0.004494 \quad (6.12)$$

$$DS=0.006682$$

Tabelul 6.18

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.17022   0.19273   0.18642   0.00015
0.49050   0.35062   0.39268   0.38090   0.00028
0.73575   0.52550   0.56125   0.55124   0.00024
1.22625   0.84968   0.89063   0.87916   0.00027
```

$$F=1.468256 * x + 0.003494 \quad (6.13)$$

$$DS=0.00983$$

Tabelul 6.19

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.17531   0.19273   0.18785   0.00012
0.49050   0.36081   0.39990   0.38896   0.00026
0.73575   0.53550   0.57719   0.56551   0.00028
1.22625   0.86116   0.90375   0.89183   0.00028
```

$$F=1.454271 * x + 0.002169 \quad (6.14)$$

$$DS=0.008266$$

Tabelul 6.20

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
0.24525   0.18347   0.19755   0.19360   0.00009
0.49050   0.38120   0.41436   0.40508   0.00022
0.73575   0.56550   0.61438   0.60069   0.00033
1.22625   0.91828   0.94500   0.93752   0.00018
```

$$F=1.353248 * x + 0.001738 \quad (6.15)$$

$$DS=0.00411$$

Din analiza rezultatelor prezentate in tabelele precedente se pot mentiona urmatoarele:

- concluziile referitoare la comportarea MCCE in lipsa unei forte verticale sint valabile si in prezenta acesteia
- deplasarile bielei isi pastreaza caracterul liniar si cresc in limite reduse

Incercarile executate asupra MCCE var."a" prin aplicarea unui moment M au avut ca justificare urmatorul aspect: in timpul unei operatii de asamblare stift-alezaj stiftul-materializat prin biela 1-poate ajunge intr-un contact in doua puncte ceea ce

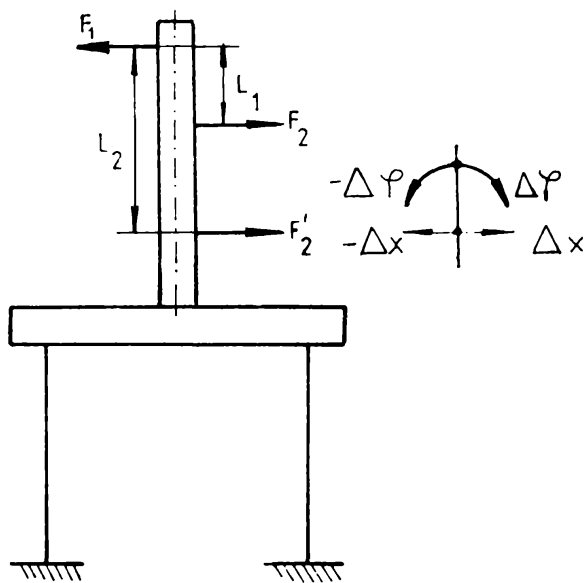


Fig.6.18.

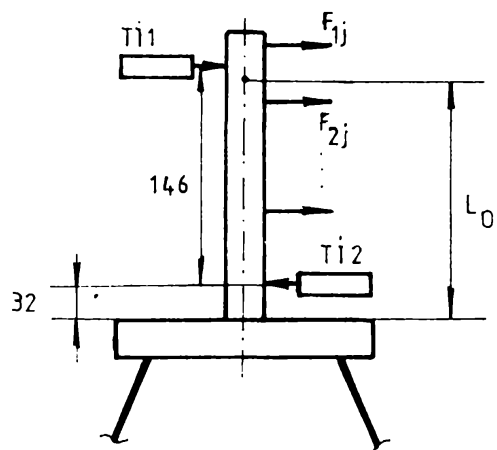


Fig 6.19.

echivaleaza cu o incarcare de tip moment. In cadrul incercarilor MCCE a fost incarcat in mod succesiv cu cele doua forte F_1 si F_2 de valori egale (fig.6.18) pentru $L_1=83$ [mm], $L_2=145$ [mm]. Valorile momentelor aplicate au fost: 77.35 [Nmm]; 154.7 [Nmm]; 195.4 [Nmm]; 236.13 [Nmm]; 276.8 [Nmm] pentru L_1 si 135.13 [Nmm]; 270.26 [Nmm]; 341.388 [Nmm] pentru L_2 si valori ale fortelor corespunzatoare incercarilor anterioare.

{ Din analiza rezultatelor masuratorilor s-au constatat urmatoarele:

-nu s-au obtinut rotatii pure, deplasările reale ale bielei fiind de fapt rototranslatii. Deplasările x si ale bielei au avut sensuri diferite in functie de ordinea de incarcare a bielei: la inceput F_1 si apoi F_2 sau invers. Acest lucru se explica prin faptul ca forta F_2 (sau F_1) se aplica peste un mecanism cu cuple cinematice elastice solicitat de o forta aplicata anterior iar existenta micilor influente ale pozitiei fortei F si fenomenul de histereza devin semnificative.

-valorile unghiurilor de rotatie ale bielei au constituit o variatie in jurul valorii de zero. Valorile reduse se explica prin rigiditatea rotatională mare a MCCE.

Pe baza acestor incercari se poate trage concluzia ca MCCE var. "a", aflat sub actiunea unui moment M , nu se recomanda pentru compensarea unor erori. Se impune existenta unui al doilea MCCE inseriat cu primul care sa reactioneze sub actiunea momentului M .

6.2.5.3. Incercari efectuate asupra MCCE plan var. "b"

Incercarile efectuate asupra MCCE s-au desfasurat in succesiunea prezentata anterior la pct.6.2.5.1.

Schita explicativa a modelului cu prezentarea dispunerii transductorilor si a sarcinii este prezentata in fig.6.19.

Valorile deplasarilor bielei in punctele de aplicatie ale fortelor sint prezentate in tabelele 6.21-6.24 iar dependentele

$L=85$ [mm]

Tabelul 6.21

F	X1	X2	X	FI
(N)	(mm)	(mm)	(mm)	(rad)

0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
2.06010	0.18660	0.07770	0.20748	0.00075
4.12020	0.47550	0.17220	0.53367	0.00208
6.18030	0.75500	0.26660	0.84867	0.00335

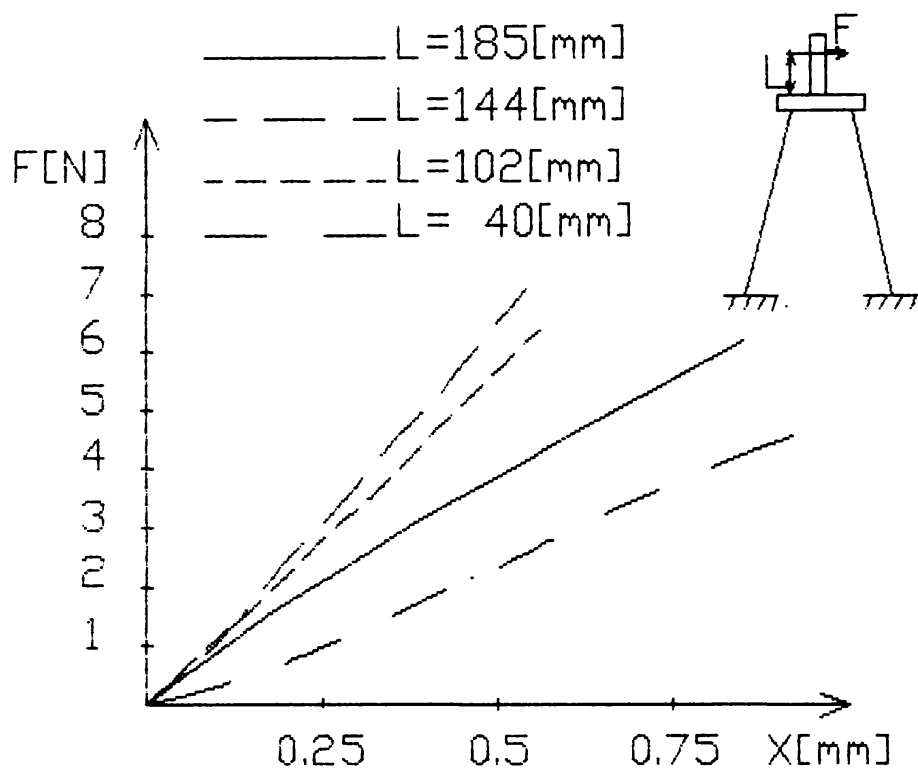


Fig.6.20

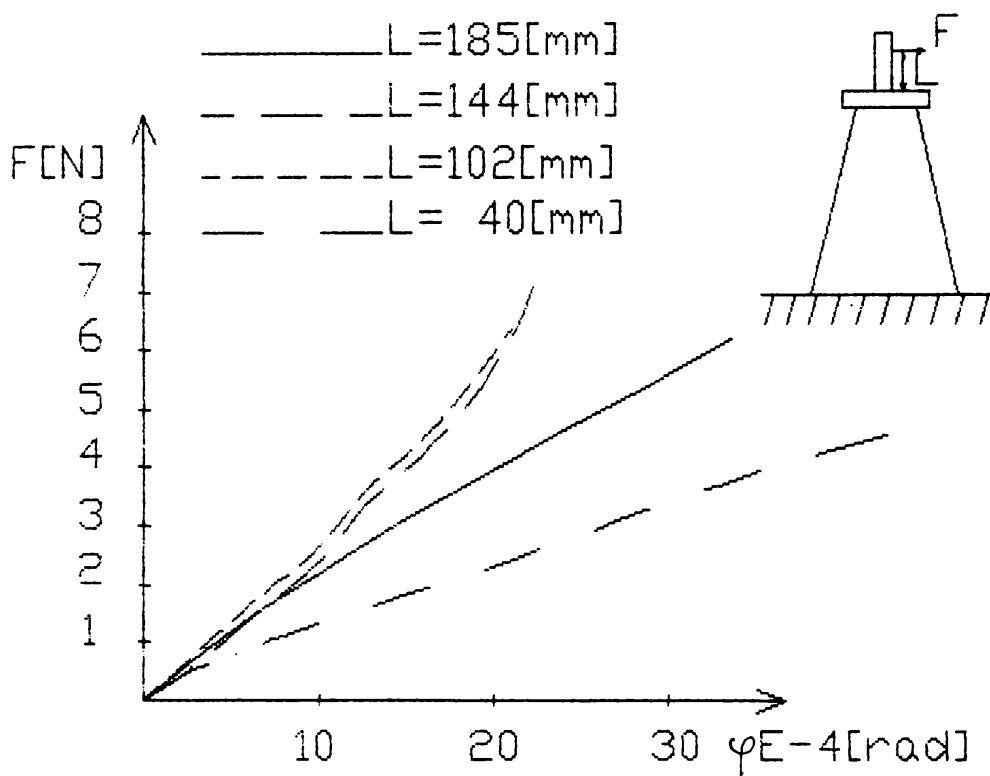


Fig.6.21

$$F=0.000023 + 12.353 * x + 13.58211 * x^2 + 9.6035 * x^3 \quad (6.16)$$

$F_{ij}=f(x_j)$ si $F_{ij}=g(\varphi_j)$ ($i=1,2,3,4$) in fig.6.20 si fig.6.21.

L=144 [mm]

Tabelul 6.22

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
0.00000     0.00000     0.00000     0.00000     0.00000
0.49050     0.04440     0.08330     0.04786     0.00027
1.47150     0.13330     0.22220     0.14122     0.00061
2.45250     0.17770     0.33330     0.19155     0.00107
3.38445     0.26660     0.44440     0.28243     0.00122
4.31640     0.31110     0.55550     0.33286     0.00167
5.19930     0.40000     0.61110     0.41880     0.00145
6.13125     0.44400     0.75000     0.47125     0.00210
7.06320     0.51110     0.83330     0.53979     0.00221
*****
```

$$F=0.031314 + 10.9391 * x + 6.587661 * x^2 - 4.6466 * x^3 \quad (6.17)$$

L=102 [mm]

Tabelul 6.23

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
0.00000     0.00000     0.00000     0.00000     0.00000
0.73575     0.04440     0.08330     0.05905     0.00027
1.71675     0.13330     0.22220     0.16679     0.00061
2.69775     0.17770     0.33330     0.23632     0.00107
3.62970     0.26660     0.44440     0.33358     0.00122
4.56160     0.31110     0.55550     0.40317     0.00167
5.44450     0.40000     0.61110     0.47952     0.00145
6.37650     0.44400     0.75000     0.55927     0.00210
*****
```

$$F=0.035189 + 10.3905 * x + 2.104278 * x^2 - 0.4458 * x^3 \quad (6.18)$$

L= 40 [mm]

Tabelul 6.24

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
0.00000     0.00000     0.00000     0.00000     0.00000
0.24525     0.08148     0.09259     0.09038     0.00008
0.73575     0.16296     0.22220     0.21043     0.00041
1.71675     0.22220     0.42592     0.38546     0.00140
2.69775     0.28148     0.62963     0.56048     0.00238
3.62970     0.34815     0.80555     0.71470     0.00313
4.56165     0.42220     1.03700     0.91488     0.00421
5.49360     0.47400     1.20950     1.06341     0.00504
6.42555     0.51851     1.37140     1.20199     0.00584
*****
```

$$F=-0.068 + 3.8272 * x + 2.04976 * x^2 - 0.11525 * x^3 \quad (6.19)$$

Din analiza datelor preliminare prelucrate se constata urmatoarele:

- deplasarile bielei depind de pozitia punctului de aplicatie al

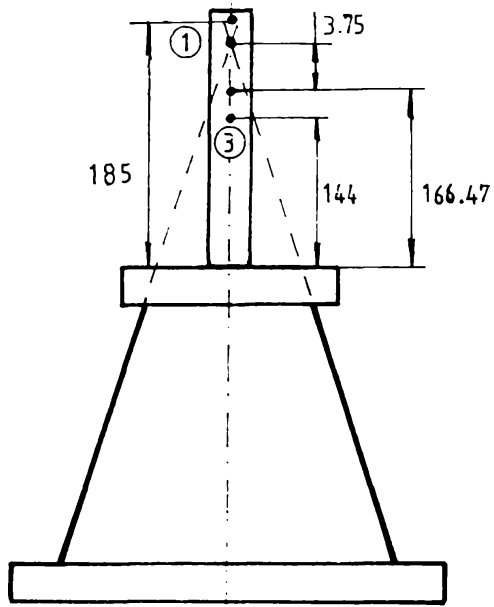


Fig. 0.22

forteii F pe biela.

Între pozițiile 1 și 2 ale punctului de aplicatie al forteii exista un punct remarcabil O. Fortele F avind bratul $L = L_0$ rotesc biela într-un sens iar fortele care au bratul $L < L_0$ rotesc biela în sens contrar. Acest fapt sustine conceptul de existenta a centrului elastic. Pe baza modelului matematic prezentat în cap.4 centrul elastic al MCCE analizat a fost calculat, gasindu-se ca se afla situat la 3.75 mm de punctul de intersectie al prelunzirilor elementelor elastice adica la 166.47 mm de flansa superioara (fig.6.22). Acest calcul este confirmat de incercari avind în vedere ca $L_1=185$ mm iar $L_2=144$ mm.

deplasarile bieiei pentru o aceasi forta F cresc cu scaderea bratului L (curbele 2,3,4). Acest lucru sugereaza ca modelul matematic al MCCE real este neliniar. Acest lucru se deduce si din relatiile de aproximare a curbelor prezentate.

Rezultatele experimentale, prelucrate statistic, ale solictarii MCCE cu un moment M sint prezentate în tabelele 6.25-6.27.

Tabelul 6.25

M (Nmm)	X1 (mm)	X2 (mm)	R (mm)	FI (rad)
386.00000	0.35520	0.44400	80.55638	0.00551
587.22000	0.44400	0.72200	89.78753	0.00804
1005.50000	0.53280	1.31400	103.17320	0.01274

Tabelul 6.26

M (Nmm)	X1 (mm)	X2 (mm)	R (mm)	FI (rad)
77.35000	0.11100	0.10166	69.31586	0.00147
154.70000	0.17760	0.16660	70.18318	0.00237
236.12600	0.25130	0.24055	70.91569	0.00339
407.11500	0.37740	0.39777	74.40587	0.00535
578.10000	0.45137	0.59722	82.58558	0.00723

Tabelul 6.27

M (Nmm)	X1 (mm)	X2 (mm)	R (mm)	FI (rad)
116.49000	0.16650	0.11805	60.15559	0.00196
232.98000	0.19800	0.25000	80.91545	0.00309
355.61000	0.25130	0.35416	84.81732	0.00418
613.12500	0.32545	0.66660	97.43310	0.00684
870.63750	0.39960	0.90970	100.74860	0.00903

Incercarile au fost realizate pentru o pozitie fixa a

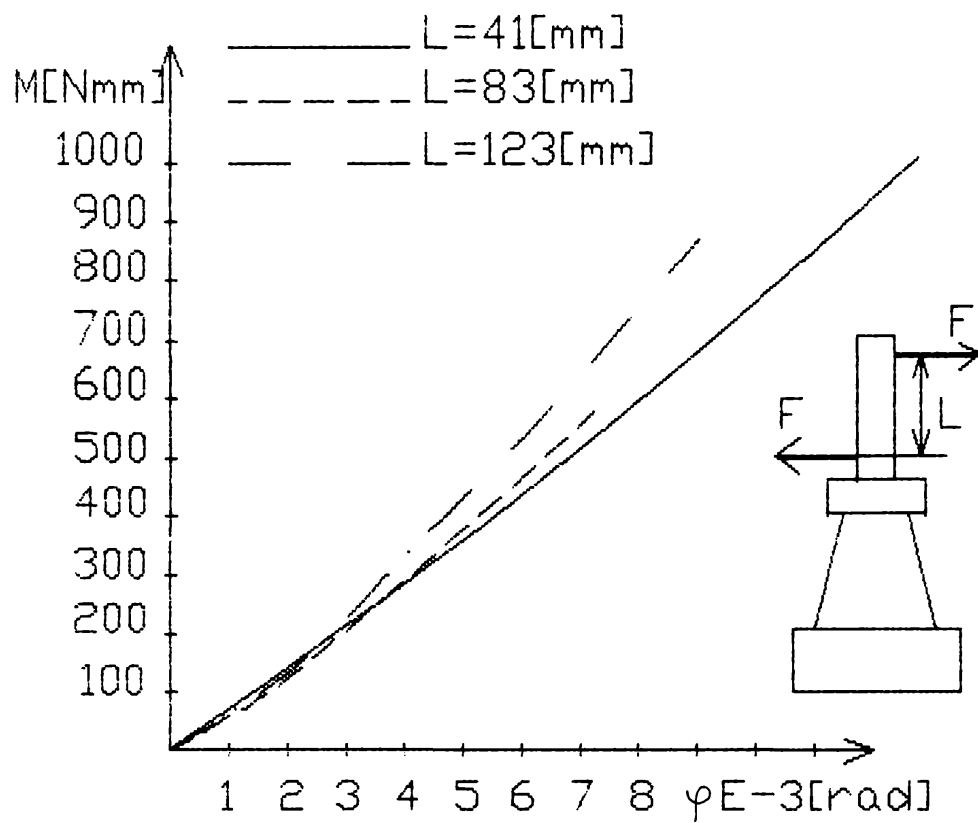


Fig.6.23

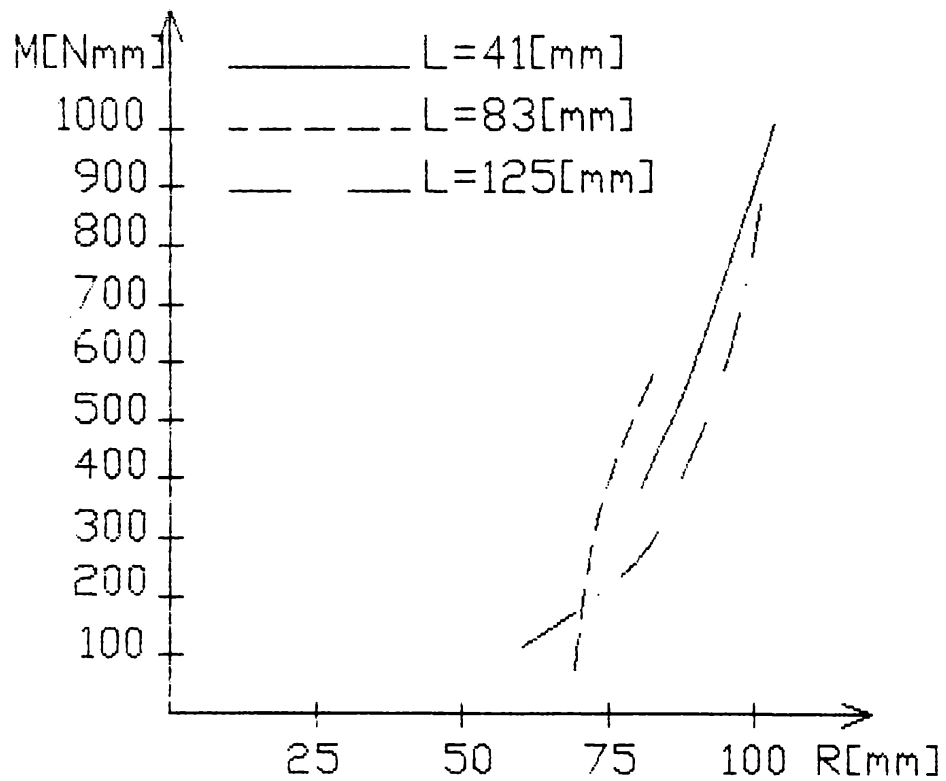


Fig.6.24

forteii F superioare pe biela la cota de 185 [mm]. Bratul L al momentului a fost de L=41 [mm], L=83 [mm] si L=125 [mm].

Unghiul de rotatie al bielei si raza de rotatie sint:

$$FI = \arctg \left(\frac{x_1 + x_2}{145} \right) \quad (6.20)$$

$$R = x_2 / FI \quad (6.21)$$

Dependentele functionale $M=f(FI)$ in cele trei cazuri sint prezentate in fig.6.23. Modul de variatie a momentului apropiat in cele trei cazuri sustine concluzia ca rigiditatea rotatională este influentata in masura mai mica de pozitia axei momentului M.

Modul de variatie a momentului M functie de valoarea razei R calculate demonstreaza o suprapunere aproximativa pentru cele trei cazuri. Acest lucru sugereaza ca centrul elastic nu are o pozitie fixa in spatiu.

Erorile de citire a indicatiilor, erori de calcul si erori constructive ale MCCE contribuie la diferentierea curbelor prezentate.

6.3. INCERCAREA UNUI MCCE SPATIAL CU 4 ELEMENTE ELASTICE.

6.3.1. Introducere

Modelul spatial al MCCE propus pentru incercare s-a obtinut practic prin legarea in paralel a doua modele plane MCCE Var. "b".

Incercarile si-au propus stabilirea modului de functionare a MCCE si influenta numarului de elemente asupra acestuia.

6.3.2. Descrierea modelului si a datelor preliminare pentru incercari

Schita modelului experimental analizat este prezentata in fig.6.25. Incercarile au fost efectuate pe standul prezentat la pct.6.2.2.

Fortele orizontale F s-au aplicat in cinci pozitii pe biela (1) la cotele: 1-185 [mm]; 2-165 [mm]; 3-144 [mm]; 4-123 [mm]; 5-102 [mm]; 6- 60 [mm]. Pentru pozitiiile 2,3,5 si 6 au fost efec-

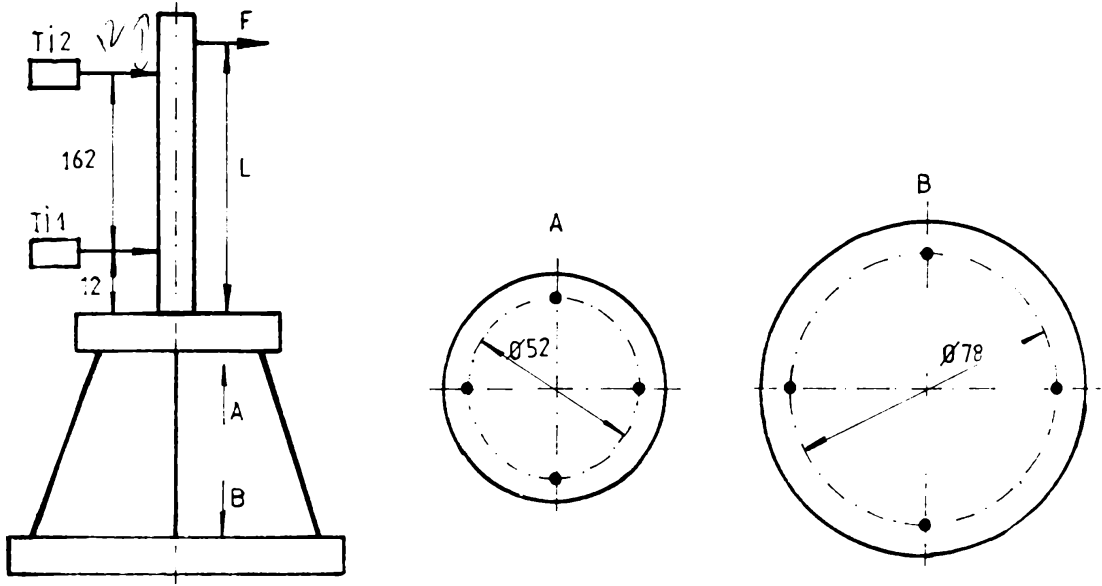


Fig. 6.25

tuare si incercari cu aplicarea unei forte verticale G.

Solicitarea mecanismului MCCE de catre un moment M s-a realizat in trei variante ale bratului fortelor,corespunzator pozitiiilor 1-3;1-5;1-6.

Aplicarea fortelor si a momentelor s-a facut intr-un plan ce continea doua elemente elastice (fig.6.25).

6.3.3.Rezultate experimentale

Datele de intrare si rezultatele incercarilor MCCE sub actiunea fortei F sint prezentate in tabelele 6.28-6.33. Marimea "X" reprezinta deplasarea bielei in dreptul fortei aplicate si a fost calculata din marimile "X1" si "X2" masurate.

$l=185$ [mm]

Tabelul 6.28

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.02442	0.05550	0.06093	0.00049
4.12000	0.03552	0.12960	0.14081	0.00102
6.18000	0.04218	0.22220	0.24015	0.00163
8.24000	0.04662	0.27770	0.29972	0.00200
10.30000	0.04884	0.36110	0.38894	0.00253
12.36000	0.05106	0.44440	0.47804	0.00306
17.26500	0.05328	0.66660	0.71548	0.00444

$l=165$ [mm]

Tabelul 6.29

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.03690	0.10183	0.09530	0.00038
4.12000	0.06660	0.18151	0.16995	0.00068
6.18000	0.08880	0.26850	0.25042	0.00106
8.24000	0.11110	0.36110	0.33595	0.00148
10.30000	0.15540	0.48140	0.44861	0.00193
12.36000	0.19980	0.60180	0.56136	0.00238
17.26500	0.30330	0.91600	0.85437	0.00363

$l=144$ [mm]

Tabelul 6.30

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.05852	0.07388	0.07104	0.00009
4.12000	0.08880	0.13880	0.12954	0.00031
6.18000	0.13320	0.20366	0.19061	0.00043
8.24000	0.17760	0.25900	0.24393	0.00050
10.30000	0.22200	0.31400	0.29696	0.00057
12.36000	0.26640	0.38800	0.36548	0.00075
14.66500	0.32550	0.47220	0.44503	0.00091
19.57000	0.44400	0.64777	0.61003	0.00126

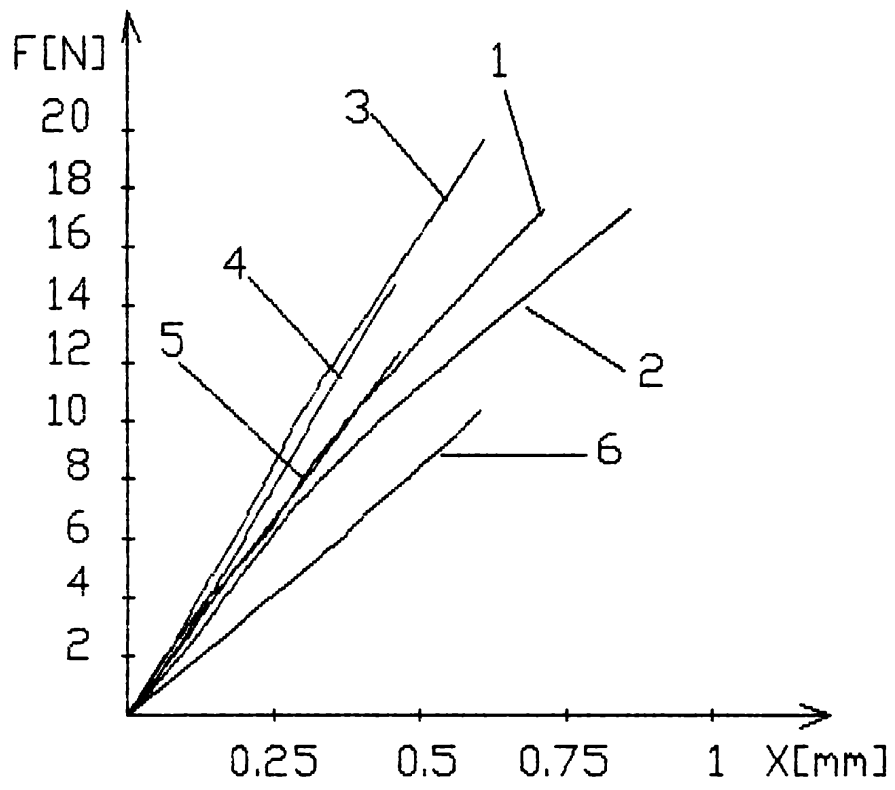


Fig.6.26

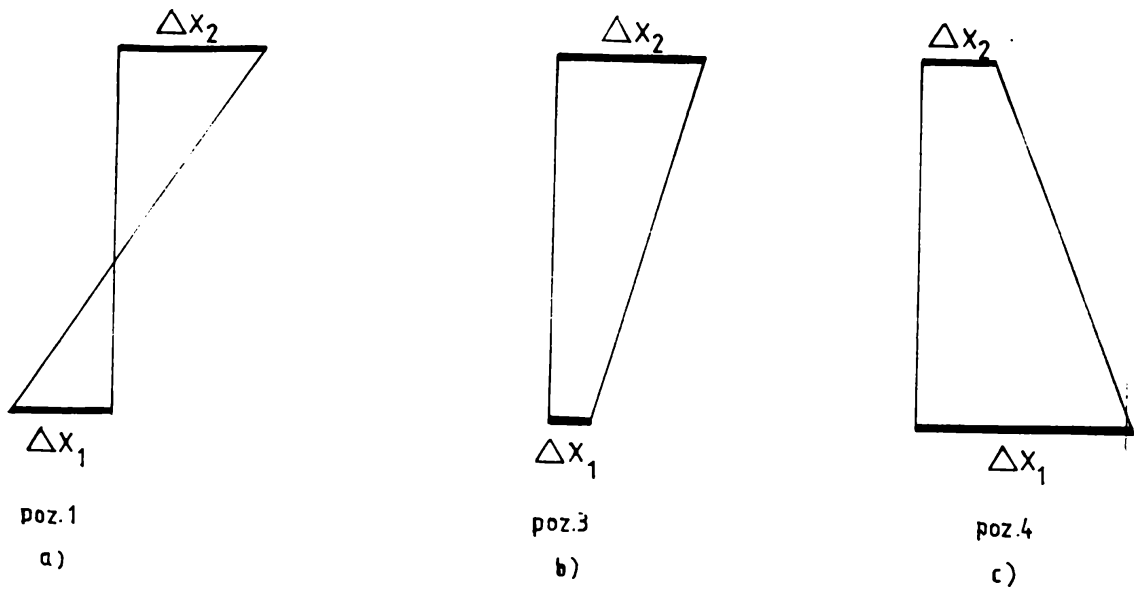


Fig. 6.27

L=123 [mm]

Tabelul 6.31

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.08880   0.07380   0.07852   0.00009
4.12000   0.15540   0.13880   0.14403   0.00010
6.18000   0.22200   0.19440   0.20309   0.00017
8.24000   0.31080   0.24050   0.26263   0.00043
10.30000  0.37740   0.29610   0.32169   0.00050
12.36000  0.45137   0.35160   0.38301   0.00062
14.66500  0.53280   0.41660   0.45318   0.00072
*****
```

L=102 [mm]

Tabelul 6.32

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.09610   0.06477   0.07869   0.00019
4.12000   0.19225   0.11110   0.14717   0.00050
6.18000   0.30368   0.16660   0.22752   0.00085
8.24000   0.41480   0.22220   0.30780   0.00119
10.30000  0.51850   0.27300   0.38211   0.00152
12.36000  0.63700   0.31477   0.45798   0.00199
*****
```

L= 60 [mm]

Tabelul 6.33

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.15550   0.02770   0.11763   0.00079
4.12000   0.32570   0.05550   0.24564   0.00167
6.18000   0.48146   0.09250   0.36621   0.00240
8.24000   0.64440   0.12960   0.49187   0.00318
10.30000  0.81460   0.16660   0.62260   0.00400
*****
```

In fig.6.26 s-au reprezentat dependentele $F_j=f(x_j)$ ($i=1,2,..,6$) avind la baza datele prezentate anterior. Din aceste reprezentari se poate concluziona:

-MCCE analizat prezinta caracteristici diferite functie de pozitia punctului de aplicare a fortei pe biela. Liniaritatea se pastreaza pentru curse reduse $x < 0.4$ mm.

-pentru pozitiile "1", "2", "3", "4", "5" caracteristicile sînt apropiate pentru deplasari de sub 0.25 mm.

-pozitiile "3" si "4" caracterizate prin caracteristici aprppiate prezinta deplasari masurate in raportul relativ corespunzator fig.6.27 b,c. Trecerea de a pozitia "3" la "4" a insemnat modificarea sensului de rotatie al bielei. Din acelasi punct de vedere, pozitia "1" are deplasari conform fig.6.27a, pozitia "2" indentica cu "3" iar "5" si "6" indentica cu "4".

-punctul remarcabil-centrul elastic-se gaseste situat intre pozitiile "3" si "4"

Rezultatele incercarilor MCCE sub actiunea fortelor F si a fortei G sint prezentate in tabelele 6.34-6.37 pentru $G_1=3.46$ [N]; $G_2=5.765$ [N]; $G_3=12.33$ [N]; $G_4=17.24$ [N]. Masuratorile s-au facut in aceleasi conditii de aplicare a fortei F ca si in cazul precedent pentru pozitiile "2", "3", "5" si "7". Din aceste date prezentate s-au calculat deplasarile "X", in dreptul punctului de aplicatie al fortei F, pentru urmatoarele cazuri:

- pozitia "2"-incarcare G_4
- pozitia "3"-incarcare G_4
- pozitia "5"-incarcare $G_1; G_2; G_4$
- pozitia "6"-incarcare $G_1; G_4$

Aceste rezultate sint prezentate in tabelele 6.38-6.44 iar

Tabelul 6.34

I		X1				I		X2		I									
I	F(N)	I	G1	I	G2	I	G3	I	G4	I	G1	I	G2	I	G3	I	G4	I	
I	2.06	I	10.044	I	10.044	I	10.044	I	10.044	I	10.111	I	10.111	I	10.111	I	10.111	I	10.111
I	4.12	I	10.066	I	10.088	I	10.088	I	10.088	I	10.194	I	10.194	I	10.166	I	10.166	I	10.166
I	6.18	I	10.088	I	10.111	I	10.111	I	10.111	I	10.277	I	10.277	I	10.25	I	10.25	I	10.25
I	8.24	I	10.111	I	10.133	I	10.133	I	10.133	I	10.361	I	10.361	I	10.333	I	10.333	I	10.333
I	10.3	I	10.155	I	10.155	I	10.155	I	10.177	I	10.444	I	10.444	I	10.416	I	10.416	I	10.416
I	12.36	I	10.2	I	10.2	I	10.2	I	10.222	I	10.583	I	10.583	I	10.555	I	10.555	I	10.555
I	17.265	I	10.311	I	10.333	I	10.333	I	10.333	I	10.888	I	10.888	I	10.833	I	10.833	I	10.833

Tabelul 6.35

I		X1				I		X2		I									
I	F(N)	I	G1	I	G2	I	G3	I	G4	I	G1	I	G2	I	G3	I	G4	I	
I	2.06	I	10.044	I	10.044	I	10.066	I	10.088	I	10.055	I	10.055	I	10.083	I	10.083	I	10.083
I	4.12	I	10.088	I	10.088	I	10.111	I	10.133	I	10.111	I	10.111	I	10.138	I	10.138	I	10.138
I	6.18	I	10.133	I	10.133	I	10.177	I	10.177	I	10.194	I	10.194	I	10.194	I	10.194	I	10.194
I	8.24	I	10.177	I	10.177	I	10.222	I	10.222	I	10.25	I	10.25	I	10.277	I	10.277	I	10.277
I	10.3	I	10.244	I	10.244	I	10.266	I	10.266	I	10.305	I	10.305	I	10.333	I	10.333	I	10.333
I	12.36	I	10.288	I	10.288	I	10.311	I	10.311	I	10.361	I	10.361	I	10.388	I	10.388	I	10.388
I	17.265	I	10.422	I	10.422	I	10.444	I	10.444	I	10.555	I	10.555	I	10.583	I	10.583	I	10.583

Tabel 6.36

I	X1				I	X2				I
F(N)	G1	G2	G3	G4	G1	G2	G3	G4		
2.06	10.111	10.111	10.155	10.166	10.055	10.055	10.055	10.055	10.055	
4.12	10.2	10.222	10.244	10.266	10.111	10.111	10.111	10.111	10.111	
6.18	10.311	10.333	10.355	10.377	10.138	10.152	10.166	10.166	10.166	
8.24	10.4	10.444	10.466	10.488	10.166	10.194	10.208	10.222	10.222	
10.3	10.511	10.533	10.555	10.6	10.222	10.222	10.25	10.25	10.25	
12.36	10.622	10.644	10.666	10.711	10.277	10.277	10.305	10.305	10.305	

Tabel 6.37

I	X1				I	X2				I
F(N)	G1	G2	G3	G4	G1	G2	G3	G4		
2.06	10.155	10.155	10.177	10.2	10.027	10.027	10.055	10.055	10.055	
4.12	10.333	10.333	10.355	10.377	10.055	10.083	10.083	10.083	10.083	
6.18	10.488	10.488	10.533	10.555	10.083	10.111	10.111	10.111	10.111	
8.24	10.666	10.666	10.711	10.733	10.138	10.138	10.138	10.138	10.138	
10.3	10.822	10.822	10.866	10.888	10.166	10.166	10.166	10.194	10.194	

poz.2

Tabelul 6.38

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.04400	0.11100	0.10426	0.00040
4.12000	0.08800	0.16600	0.15815	0.00046
6.18000	0.11100	0.25000	0.23602	0.00082
8.24000	0.13300	0.33300	0.31288	0.00118
10.30000	0.17700	0.41600	0.39196	0.00141
12.36000	0.22200	0.55500	0.52150	0.00197
17.26500	0.33300	0.83300	0.78270	0.00296

poz.3

Tabelul 6.39

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.08880	0.08330	0.08432	-0.00003
4.12000	0.13300	0.13800	0.13707	0.00003
6.18000	0.17770	0.19400	0.19098	0.00010
8.24000	0.22200	0.27700	0.26681	0.00034
10.30000	0.26600	0.33300	0.32059	0.00041
12.36000	0.31100	0.38800	0.37374	0.00048
14.66500	0.44400	0.58300	0.55726	0.00086

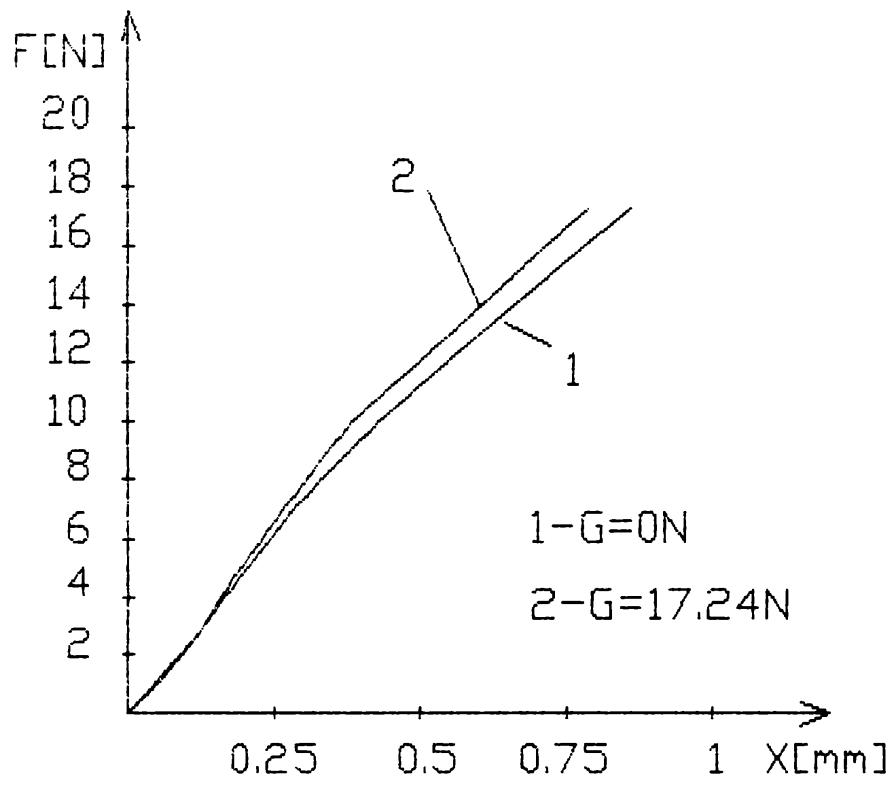


Fig.6.28

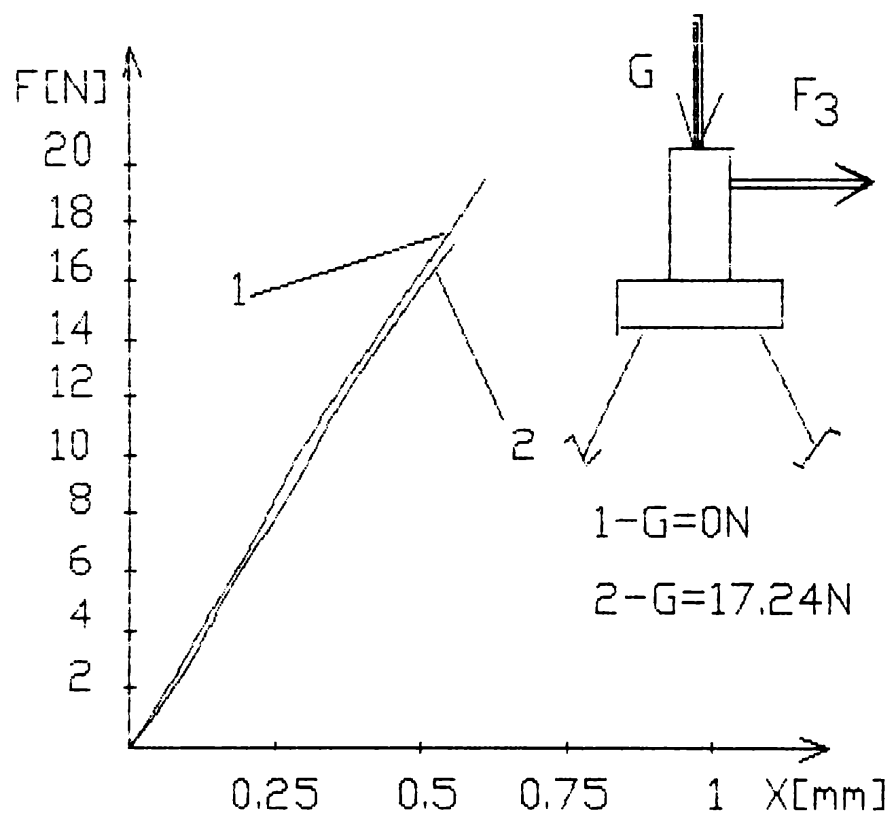


Fig.6.29

in fig.6.28-6.31 aceste dependente functionale.

poz. 5; G₁ Tabelul 6.40

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
2.06000    0.11100    0.05550    0.08017    0.00034
4.12000    0.20000    0.11100    0.15056    0.00055
6.18000    0.31100    0.13800    0.21489    0.00107
8.24000    0.40000    0.16600    0.27000    0.00144
10.30000   0.51100    0.22200    0.35044    0.00178
12.36000   0.62200    0.27700    0.43033    0.00213
*****
```

poz. 5; G₂ Tabelul 6.41

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
2.06000    0.11100    0.05550    0.08017    0.00034
4.12000    0.22200    0.11100    0.16033    0.00069
6.18000    0.33300    0.15270    0.23283    0.00111
8.24000    0.44400    0.19400    0.30511    0.00154
10.30000   0.53300    0.22200    0.36022    0.00192
12.36000   0.64400    0.27700    0.44011    0.00227
*****
```

poz. 5; G₄ Tabelul 6.42

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
2.06000    0.16600    0.05500    0.10433    0.00069
4.12000    0.26600    0.11100    0.17989    0.00096
6.18000    0.37700    0.16600    0.25978    0.00130
8.24000    0.48800    0.22200    0.34022    0.00164
10.30000   0.60000    0.25000    0.40556    0.00216
12.36000   0.71100    0.30500    0.48544    0.00251
*****
```

poz. 6; G₁ Tabelul 6.43

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
2.06000    0.15550    0.02770    0.11763    0.00079
4.12000    0.33300    0.05550    0.25078    0.00171
6.18000    0.48880    0.08330    0.36865    0.00250
8.24000    0.66600    0.13800    0.50956    0.00326
10.30000   0.82200    0.16600    0.62763    0.00405
*****
```

poz. 6; G₄ Tabelul 6.44

```
*****
F            X1            X2            X            FI
(N)         (mm)         (mm)         (mm)         (rad)
*****
2.06000    0.20000    0.05550    0.15719    0.00089
4.12000    0.37770    0.08330    0.29047    0.00182
6.18000    0.55500    0.11100    0.42344    0.00274
8.24000    0.73300    0.13800    0.55670    0.00367
10.30000   0.88800    0.19400    0.68237    0.00428
*****
```

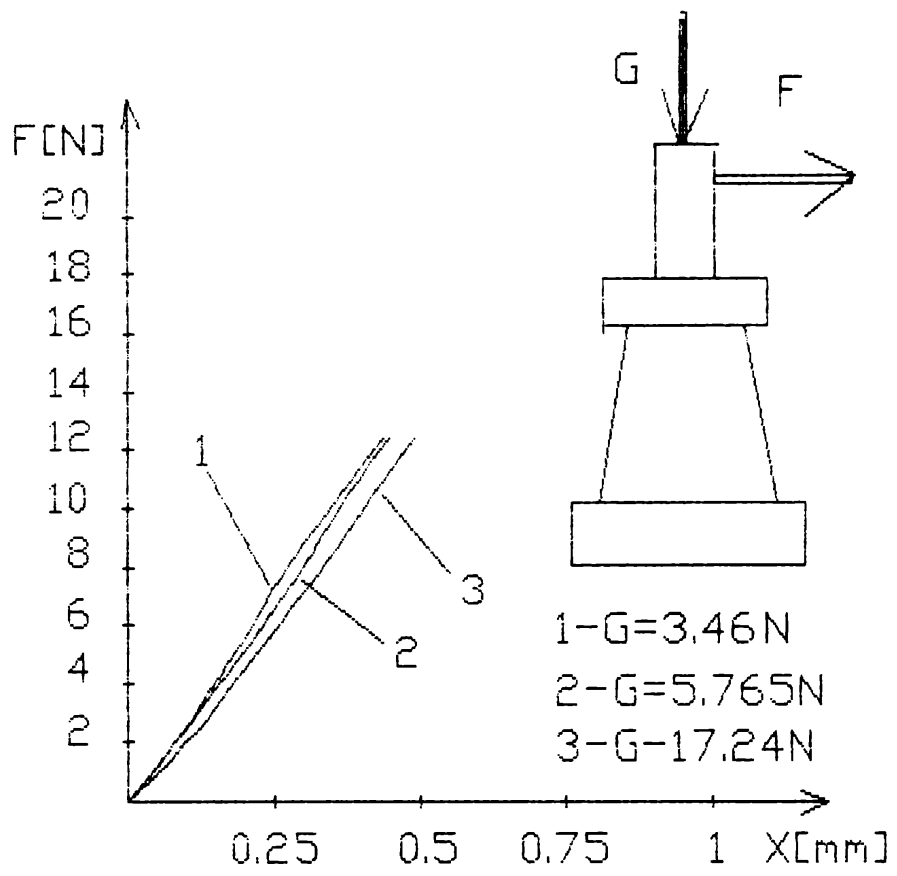


Fig.6.30

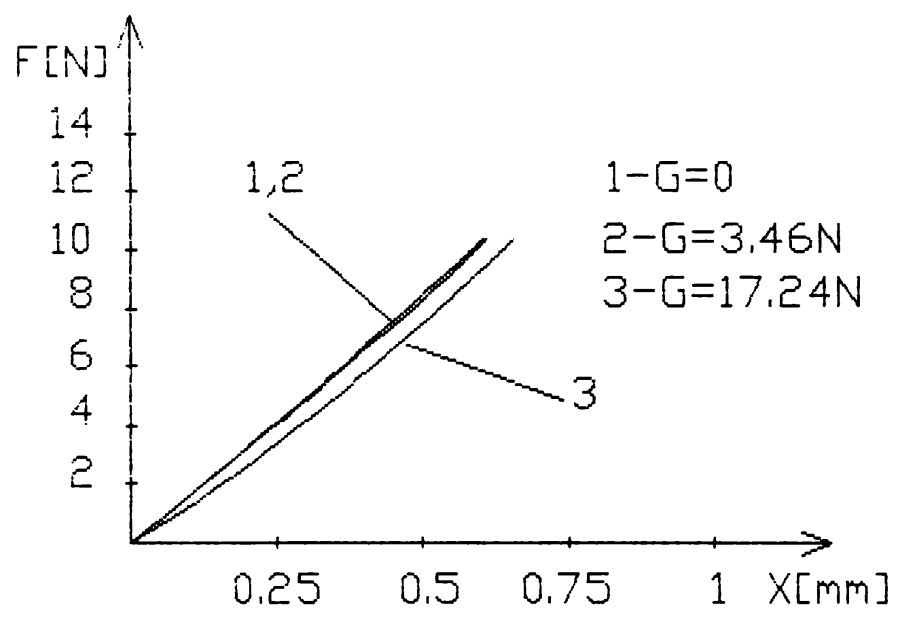


Fig.6.31

Din analiza rezultatelor experimentale obtinute se constata urmatoarele:

-caracteristicile $F=f(x)$, in prezenta fortei G , sint foarte apropiate de cele initiale (fara G). Variatiile deplasarii bielei datorate fortei verticale G sint reduse; pentru $G=17.24$ [N] ajung la 0.05 [mm]. Acest lucru se explica prin rigiditatea mare, pe directia verticala, a MCCE.

-pentru pozitia "2" a punctului de aplicatie al fortei, si-tuat deasupra punctului remarcabil "0" (intre poz. "3" si "4") forta G contribuie la reducerea deplasarii bielei. In restul cazurilor poz. "3", "5" si "6" (situat sub punctul "0") deplasariile bielei cresc. Acest lucru recomanda ca in timpul asamblarilor stift-alezaj, fortele F sa aiba punctul de aplicatie intre centrul elastic si flansa MCCE.

Reprezentind pozitia axei bielei in pozitiiile "3" si "4" (respectiv "2" si "5") la diferite forte F se pot determina coordonatele unui punct C care sa aiba aceasi deplasare "X". Punctul C ar fi echivalentul centrului elastic. Considerind sistemul de axe xOy suprapus pozitiei de echilibru a bielei fara incarcare, si considerind ecuatiile dreptelor A_3B_3 si A_4B_4 coordonatele punctelor C sint:

$$y_C = \frac{y_{22} * y_{21} * (x_{12} - x_{11})}{y_{22} * (x_{21} - x_{11}) - y_{21} * (x_{22} - x_{12})} \quad (6.22)$$

$$x_C = \frac{y_{21} * x_{11} + y_C * (x_{21} - x_{11})}{y_{21}}$$

Situatiile obtinute si coordonatele punctelor C sint prezentate in fig. 6.32 si tabelul 6.45.

Se constata urmatoarele:

- pozitia punctului C nu este unica
- pozitia punctului C este influentata in mai mare masura de pozitia punctului de aplicatie al fortei F decit de valoarea acesteia
- are loc o coborire a pozitiei punctului C la o departare a fortei F de pozitia de referinta dintre pozitiiile "3" si "4"
- coordoanatele " x_C " pentru cele doua cazuri considerate sint foarte apropiate ceea ce sustine ipoteza echivalentei punctului C cu centrul elastic al MCCE

In fig. 6.33 se prezinta modul de variatie a pozitiei punc-

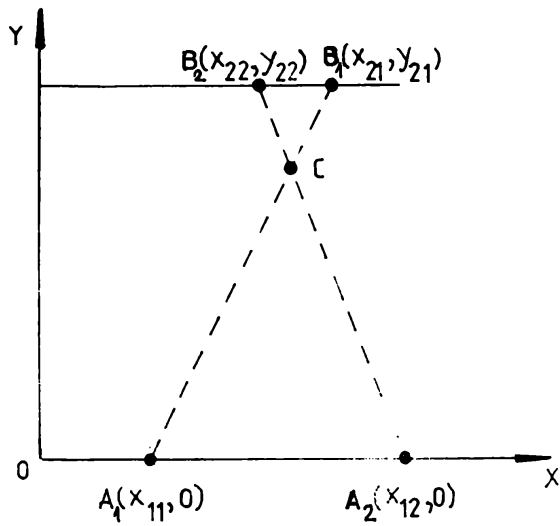


Fig.6.32

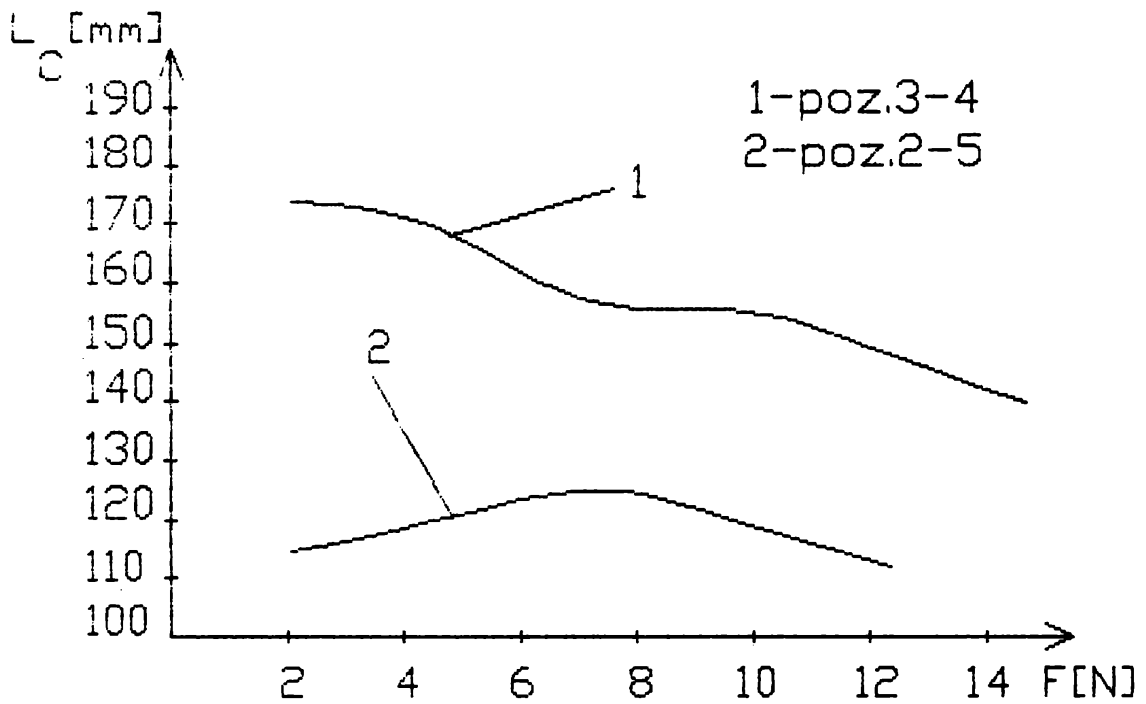


Fig.6.33

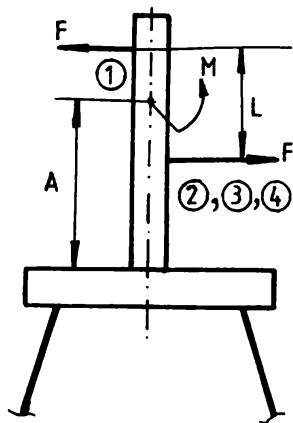


Fig.6.34

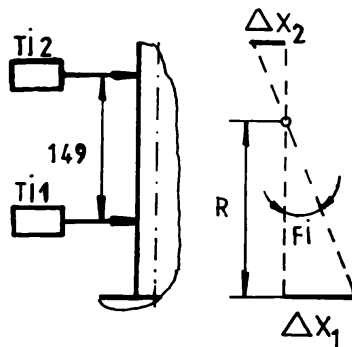


Fig.6.35

tului C functie de valoarea fortei F.

Tabelul 6.45

I	F (N)	poz.3-4		poz.2-5	
		X_C	Y_C	X_C	Y_C
I	2.06	I 0.07384	I 161.573	I 0.07627	I 102.49
I	4.16	I 0.1388	I 162	I 0.13895	I 106.4
I	6.18	I 0.197	I 146.7	I 0.20845	I 112.53
I	8.24	I 0.24907	I 142.244	I 0.27947	I 113.82
I	10.3	I 0.3045	I 145.267	I 0.35875	I 105.41
I	12.36	I 0.368	I 135.362	I 0.4379	I 100.1
I	14.665	I 0.422	I 127.74	I	I -

Aceste concluzii sint sustinute si de inregistrariile realizate in prezenta fortei G.

Inercarea MCCE sub actiunea unui moment M s-a realizat pentru trei pozitii distincte ale fortelor aplicate (fig.6.34):

- pozitia 1-2 L= 41 [mm] ; A=164.5 [mm]
- pozitia 1-3 L= 83 [mm] ; A=143.5 [mm]
- pozitia 1-4 L=125 [mm] ; A=122.5 [mm]

Rezultatele experimentale, prelucrate statistic, sint prezentate in tabelele 6.46-6.48.

Tabelul 6.46

M (Nmm)	X1 (mm)	X2 (mm)	R (mm)	FI (rad)
84.46000	0.04440	0.01380	216.19610	0.00021
168.92000	0.08880	0.02770	216.54990	0.00041
253.38000	0.15550	0.04166	203.52690	0.00076
454.48500	0.27370	0.01833	159.69510	0.00171
840.60600	0.53330	0.00000	149.00060	0.00358

Tabelul 6.47

M (Nmm)	X1 (mm)	X2 (mm)	R (mm)	FI (rad)
170.98000	0.08880	0.00555	140.23530	0.00063
341.96000	0.18880	0.00833	142.70390	0.00132
512.94000	0.31110	0.01110	143.86710	0.00216
920.05000	0.56660	0.01388	145.43800	0.00390

Pentru pozitia 1-2 deplasariile x_1 si x_2 au avut acelasi

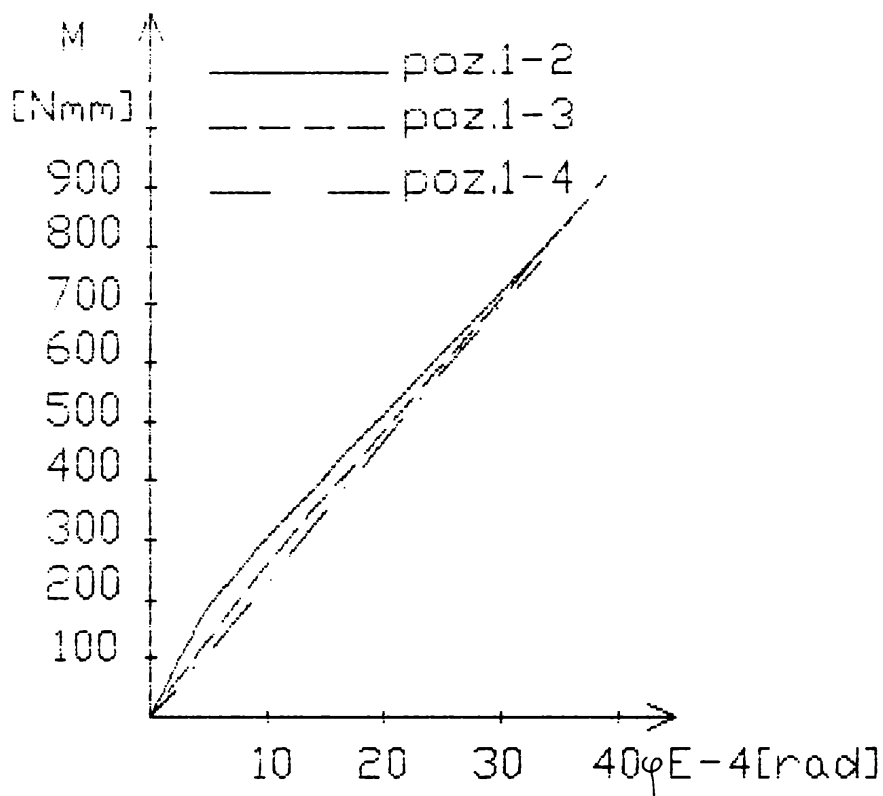


Fig.6.36

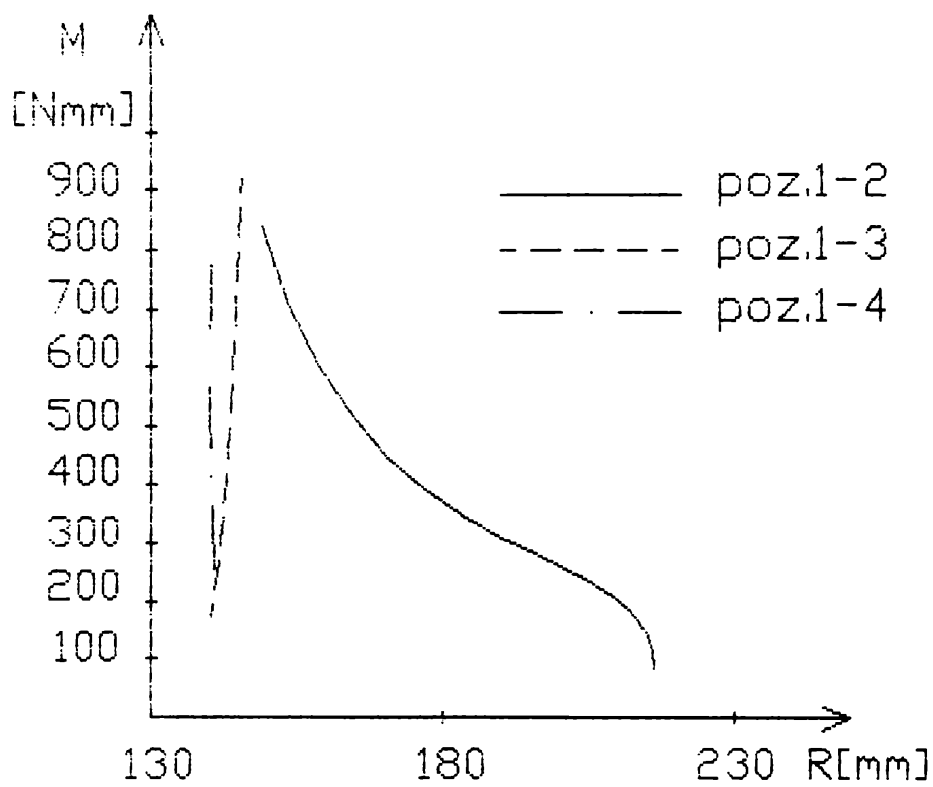


Fig.6.37

Tabelul 6.48

M (Nmm)	X1 (mm)	X2 (mm)	R (mm)	FI (rad)
257.50000	0.16660	0.00970	140.80210	0.00118
515.00000	0.30000	0.01944	139.93260	0.00214
772.50000	0.46660	0.02916	140.23650	0.00333

semn astfel ca unghiul de rotatie a fost:

$$FI = \arctg\left(\frac{x_1 - x_2}{149}\right) \quad (6.23)$$

in timp ce pentru pozitiiile 1-3 si 1-4:

$$FI = \arctg\left(\frac{x_1 + x_2}{149}\right) \quad (6.24)$$

Pozitia axei de rotatie s-a calculat in raport cu TI1 (fig.6.35):

$$R = \frac{x_1}{FI} \quad (6.25)$$

Din analiza datelor experimentale se constata:

- dependentele $M=f(FI)$ (fig.6.36) se apropie de o variatie liniara. Expresiile matematice ale variatiilor sint:

- a) poz. 1-2 $M = 246519.6 * FI + 39.7466$
- b) poz. 1-3 $M = 257362.2 * FI + 0.08685$ (6.26)
- c) poz. 1-4 $M = 252528.2 * FI - 13.707$

- pozitia axei de rotatie nu este unica (fig.6.37). Aceasta pozitie se modifica mult in cazul pozitiei 1-2 a momentului M si mai putin in cazurile 1-3 si 1-4.

- spre valori mari ale momentului M pozitia axei de rotatie tinde spre o aceasi valoare apropiata de cea teoretica. Acest lucru este sesizabil si din fig.6.36 unde caracteristicile se suprapun pentru valorile superioare ale momentului M

- modul de variatie a pozitiei axei de rotatie pentru pozitiiile 1-3 si 1-4 sint in limitele pozitiei centrului elastic practic determinat in cazul incarcarii MCCE cu forta F.

6.4. INCERCAREA UNOR MCCE SPATIALE CU TREI ELEMENTE ELASTICE.

6.4.1. Introducere

Modelul spatial de baza al MCCE a fost gindit astfel incit

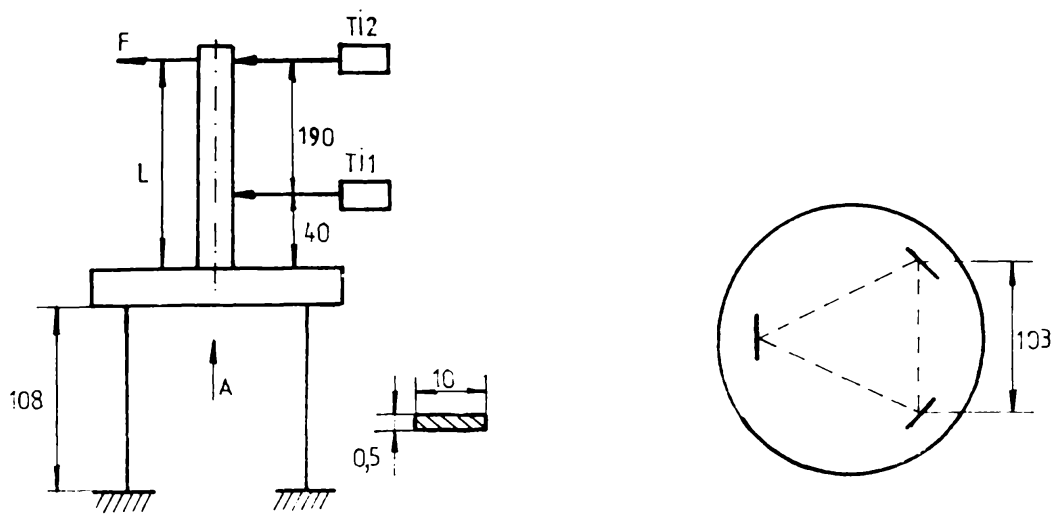


Fig 6.38

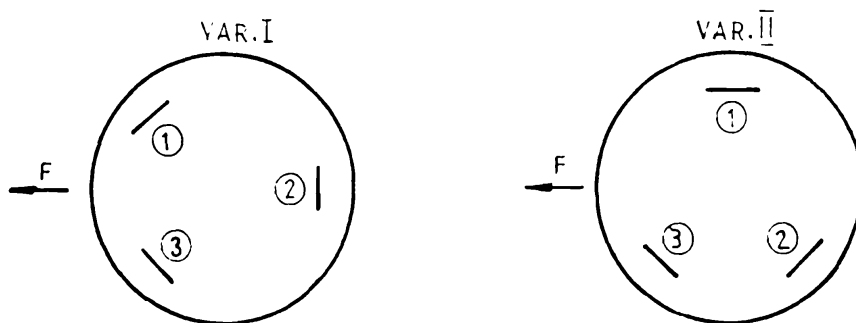


Fig.6.39

sa permita prin modificari minime obtinerea unor MCCE cu parametri diferiti.

Incarcarile si-au propus in principal:

- stabilirea influentei orientarii fortei F fata de planul elementelor elastice asupra comportamentului MCCE
- influenta unghiului de inclinare a elementelor elastice asupra caracteristicilor MCCE
- verificarea ipotezelor teoretice facute in modelele matematice referitoare la sinteza MCCE.

6.4.2.Descrierea modelelor experimentale si a datelor preliminare pentru incercari

Incarcarile s-au efectuat pe standul experimental prezentat la pct.6.2.2.

Elementele rigide ale MCCE s-au realizat din duraluminiu iar elementele elastice din banda de otel OLC 55 A.Rigidizarea elementelor elastice fata de elementele rigide s-a efectuat prin intermediul unor elemente constructive auxiliare astfel incit sa fie posibila modificarea razei de montaj,a unghiului de inclinare a elementelor elastice.

Un prim model S3P realizat si incercat a fost modelul spațial cu trei elemente elastice paralele dispuse relativ la 120° pe elementele rigide (fig.6.38).

Incarcarile s-au realizat in doua variante de asezare a MCCE in raport cu forta F (fig.6.39).

Punctul de aplicatie al fortei F a fost fixat la cotele $L=248$ [mm];217 [mm];155 [mm];93 [mm].

In ceea ce priveste aplicarea momentului M aceasta s-a realizat intr-o singura pozitie $L=186$ mm (fig.6.40).

Cel de-al doilea MCCE - S3I - a avut la baza aceleasi elemente elastice si rigide.Schita constructiva a MCCE pentru variantele "a" si "b" si dispunerea TI este prezentata in fig.6.41.

Punctul de aplicatie al fortei a fost fixat la cotele $L=248$ [mm];217 [mm];186 [mm];124 [mm];93 [mm].

In ceea ce priveste incarcarea MCCE cu un moment M aceasta s-a realizat in mod asemanator cazurilor precedente pentru urmatoarele valori ale bratului:poz.1-2 $L=186$ [mm];poz.1-3 $L=155$ [mm];poz.1-4 $L=124$ [mm].

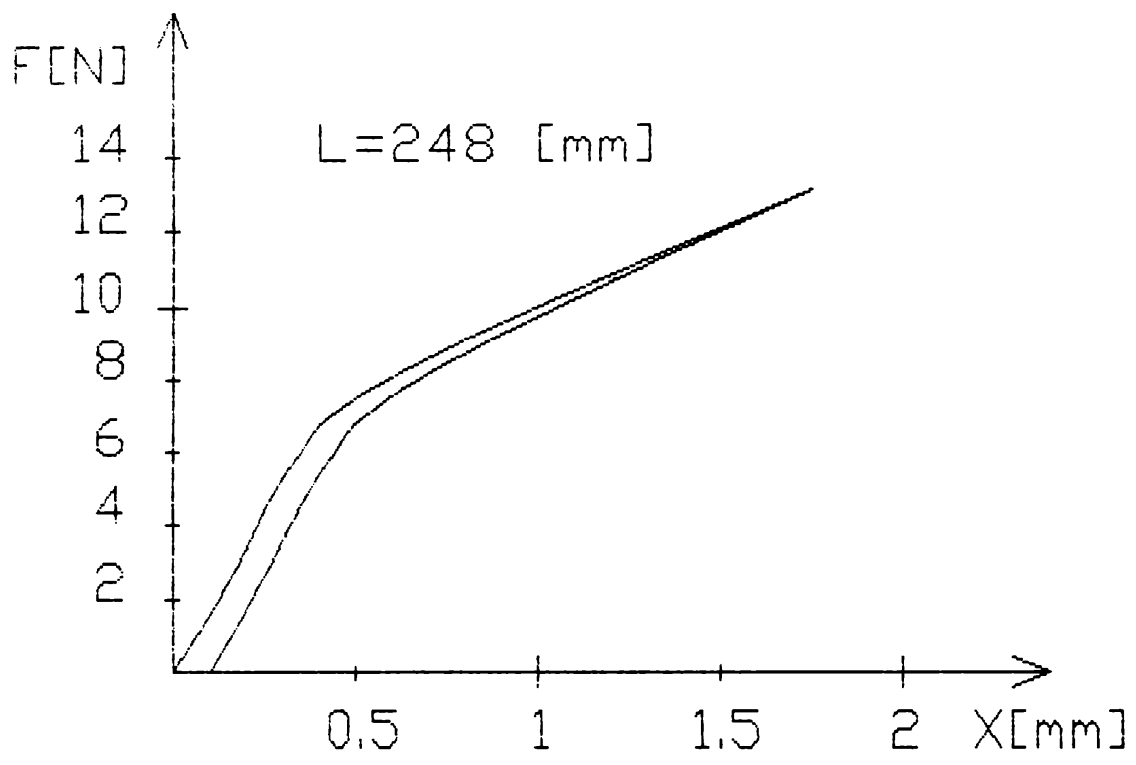


Fig.6.42

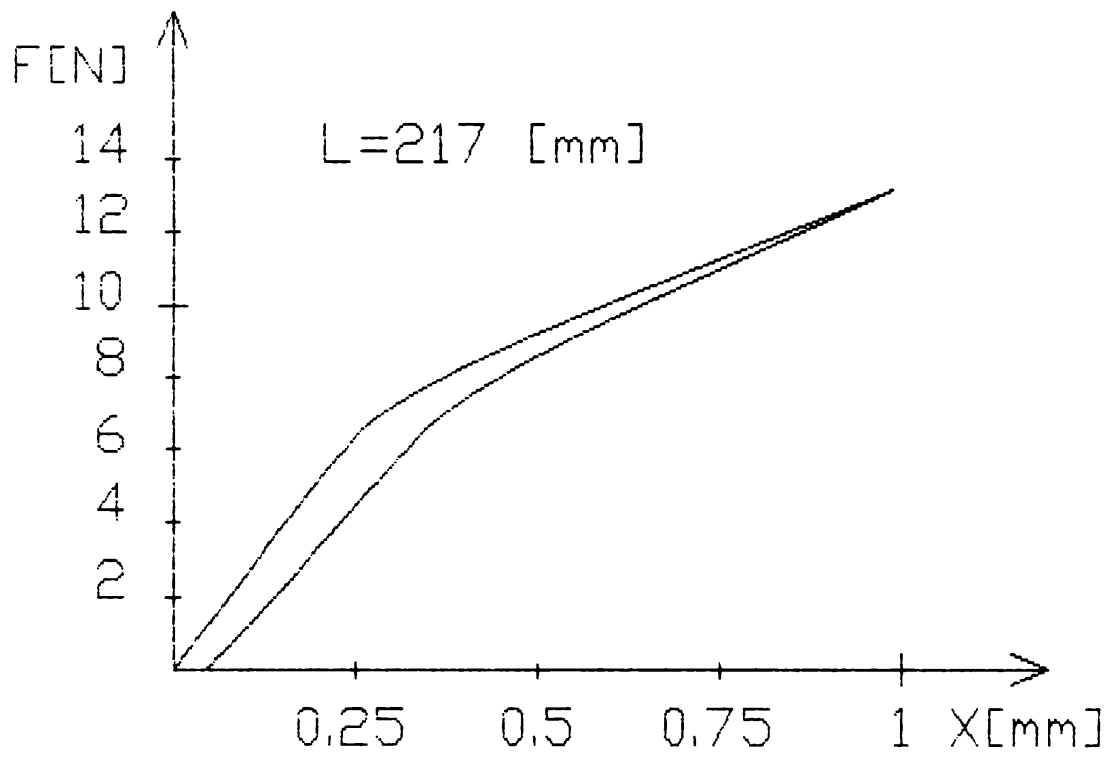


Fig.6.43

L=155 mm; Incarcare Tabelul 6.53

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.00000   0.00000   0.00000   0.00000
2.06000   0.05180   0.05550   0.05396   0.00002
4.12000   0.09629   0.12030   0.11032   0.00013
6.18000   0.13330   0.18050   0.16087   0.00025
8.24000   0.18515   0.25920   0.22841   0.00039
13.14500  0.34813   0.55550   0.46928   0.00109
15.45000  0.52590   0.91660   0.75415   0.00206
*****
```

L=155 mm; Descarcare Tabelul 6.54

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
0.00000   0.05180   0.01833   0.03225  -0.00018
2.06000   0.09629   0.08796   0.09142  -0.00004
4.12000   0.14813   0.15740   0.15355   0.00005
6.18000   0.19630   0.24073   0.22226   0.00023
8.24000   0.25182   0.32407   0.29403   0.00038
13.14500  0.40000   0.62961   0.53414   0.00121
15.45000  0.52590   0.91660   0.75415   0.00206
*****
```

L=93 mm; Incarcare Tabelul 6.55

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.04440   0.05550   0.04785   0.00006
4.12000   0.08880   0.09720   0.09141   0.00004
6.18000   0.13330   0.16660   0.14364   0.00018
8.24000   0.16660   0.22220   0.18387   0.00029
13.14500  0.31110   0.44440   0.35249   0.00070
15.45000  0.44440   0.55550   0.47890   0.00058
*****
```

Tabelul 6.56

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.06660   0.11110   0.11436   0.00023
4.12000   0.10000   0.21750   0.22611   0.00062
6.18000   0.17030   0.31480   0.32539   0.00076
8.24000   0.21480   0.44440   0.46123   0.00120
10.30000  0.37770   0.83330   0.86669   0.00239
12.36000  0.72590   1.79020   1.86821   0.00557
*****
```

Tabelul 6.57

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.07036   0.12030   0.11559   0.00026
4.12000   0.11110   0.20370   0.19497   0.00048
6.18000   0.16290   0.27770   0.26688   0.00060
8.24000   0.21480   0.37960   0.36407   0.00086
10.30000  0.29620   0.55550   0.53106   0.00136
12.36000  0.54810   1.21900   1.15577   0.00351
*****
```

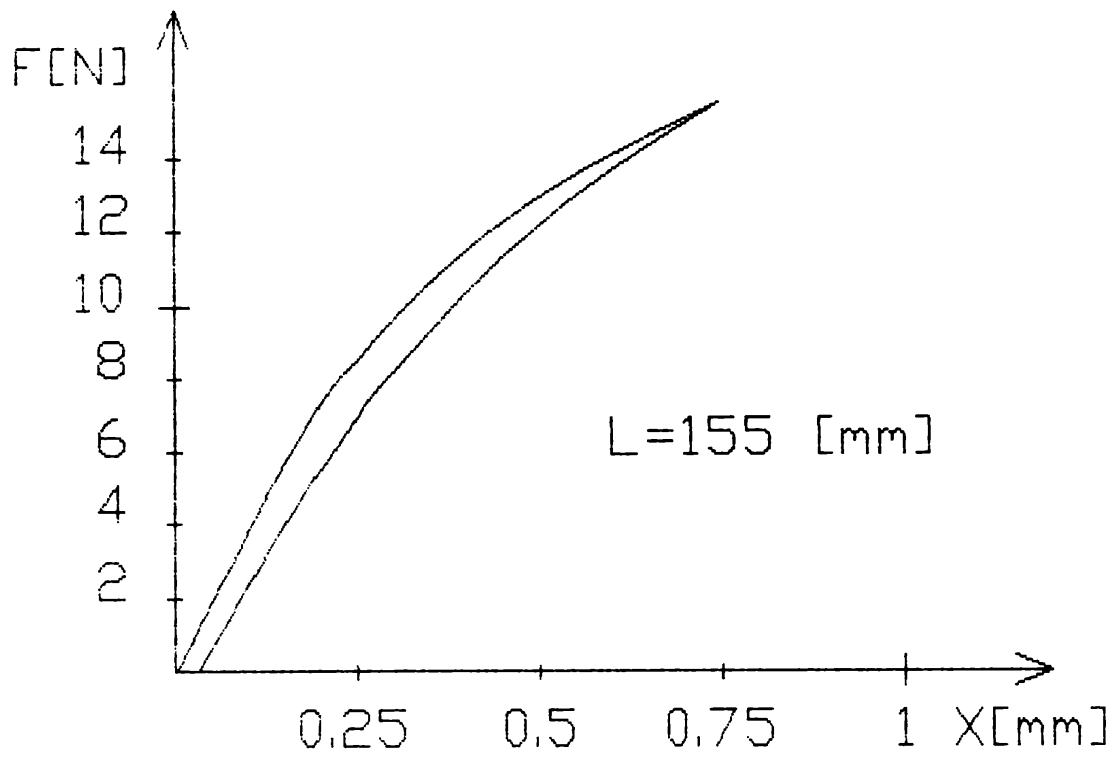



Fig.6.44

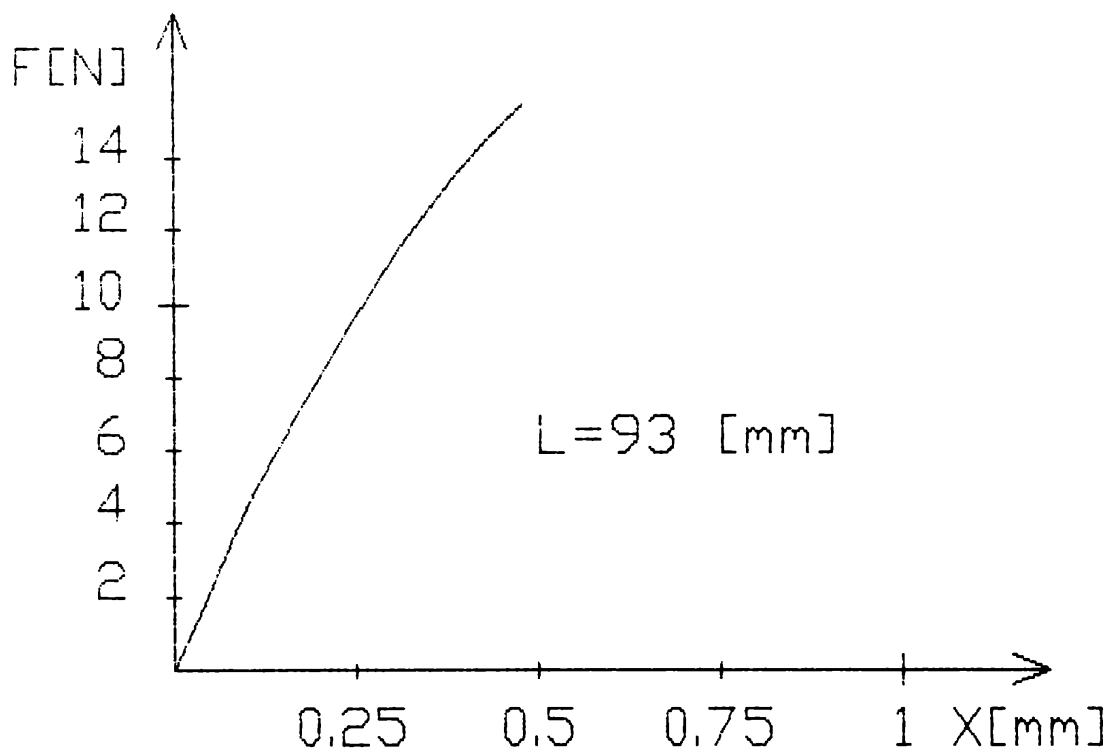


Fig.6.45

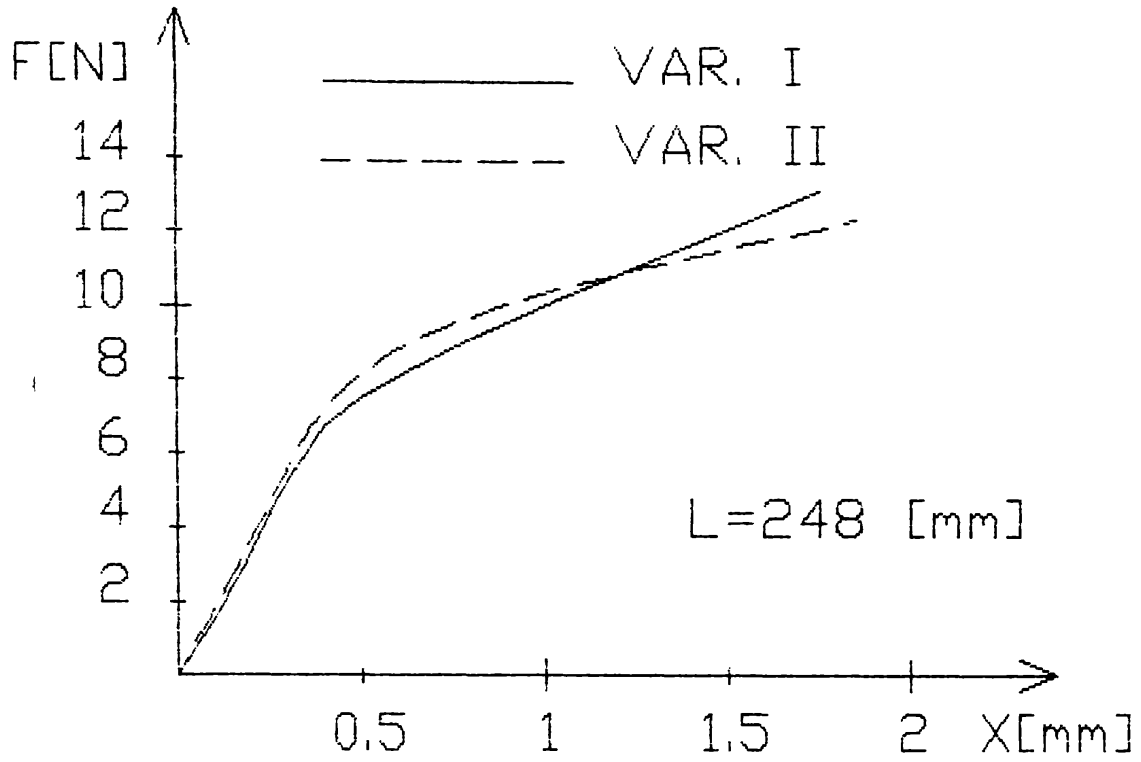


Fig.6.46

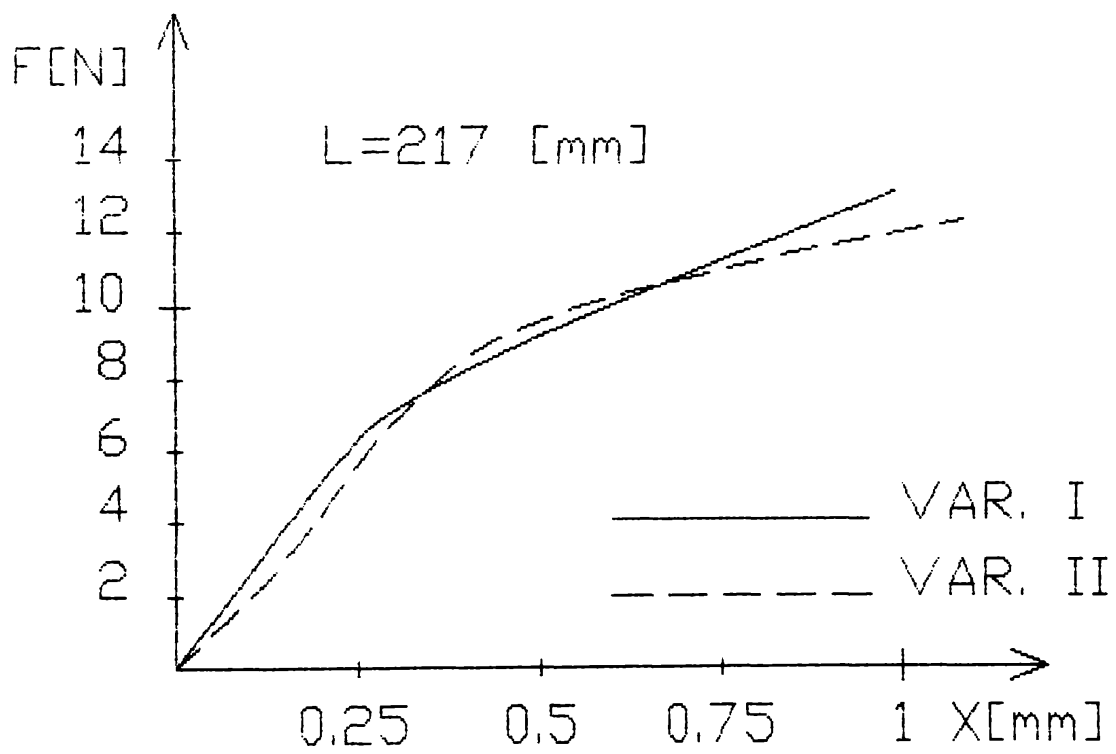


Fig.6.47

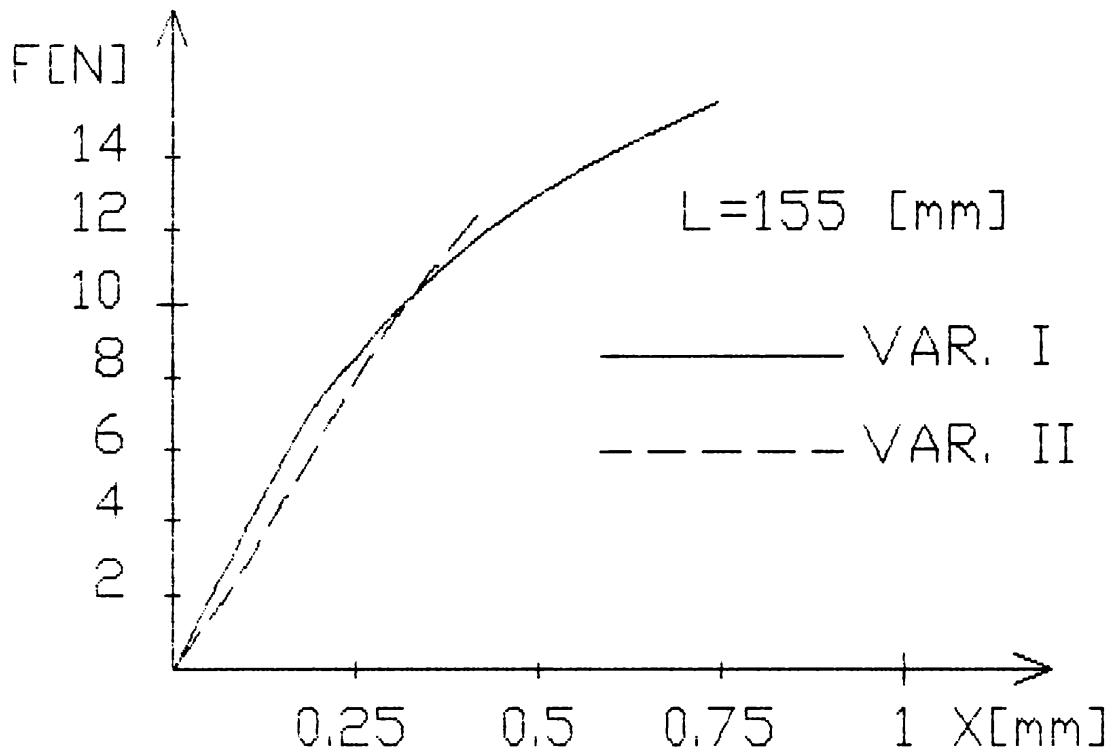


Fig.6.48

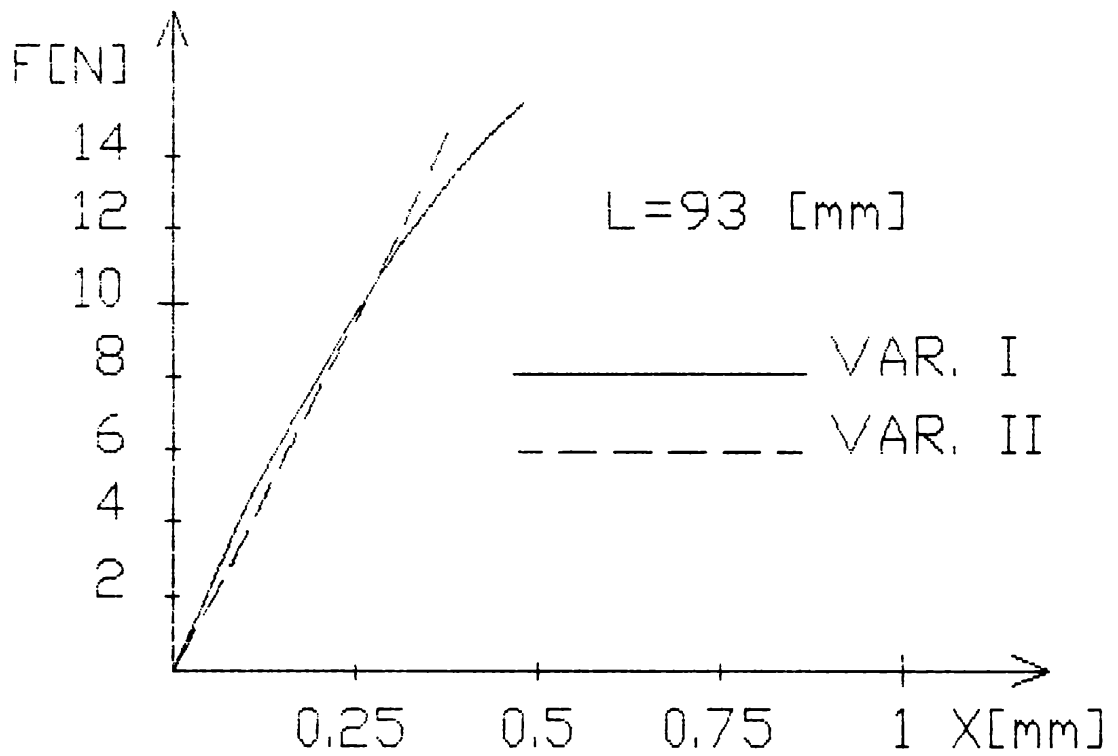


Fig.6.49

Tabelul 6.58

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.06660	0.09250	0.08165	0.00014
4.12000	0.09620	0.16660	0.13711	0.00037
6.18000	0.14810	0.24070	0.20191	0.00048
8.24000	0.19250	0.30550	0.25817	0.00059
10.30000	0.24440	0.38880	0.32832	0.00076
12.36000	0.30370	0.50000	0.41778	0.00103

Tabelul 6.59

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.05925	0.06480	0.06096	0.00003
4.12000	0.10370	0.12960	0.11170	0.00014
6.18000	0.15185	0.18518	0.16215	0.00017
8.24000	0.20000	0.25000	0.21545	0.00026
10.30000	0.24440	0.33300	0.27177	0.00046
12.36000	0.29630	0.38880	0.32487	0.00048
14.66500	0.33300	0.47220	0.37600	0.00073

Din analiza acestor rezultate se pot concluziona urmatoarele:

- MCCE prezinta o caracteristica aproximativ liniara pe prima parte (deplasari <0.5 [mm])
- pentru forte $F \geq 6$ [N] (in cazurile $L=248$ [mm] si $L=217$ [mm] in mod pronuntat) este sesizabila o pierdere a stabilitatii. Acest lucru se explica prin depasirea sarcinii critice de flambaj a elementelor elastice. Se impune astfel ca pentru aceste structuri sa fie prevazut si un calcul al stabilitatii mecanice.
- MCCE prezinta o histereza mecanica cu o eroare de caracteristica mai mica decit 0.1 [mm]
- caracteristicile MCCE pentru VAR.I si VAR.II sint foarte apropiate, ceea ce confirma considerentele teoretice

In vederea evidentierii influentelor fortelor verticale asupra functionarii MCCE s-au realizat incercari pentru pozitia 1 de aplicare a fortei F ($L=244$ [mm]). Rezultatele experimentale sint prezentate in tabelul 6.60 ($G=3.46$ [N]), tabelul 6.61 ($G=5.765$ [N]) si tabelul 6.62 ($G=12.33$ [N]). In fig.6.50 se prezinta, pe baza acestor rezultate, caracteristicile $F=f(x)$ comparativ cu aceasi caracteristica a MCCE in lipsa fortei G .

Se constata din cele prezentate ca in prima lor parte caracteristicile sint apropiate dupa care urmeaza starea de instabilitate pentru forte F mai reduse. Acest aspect sustine in plus

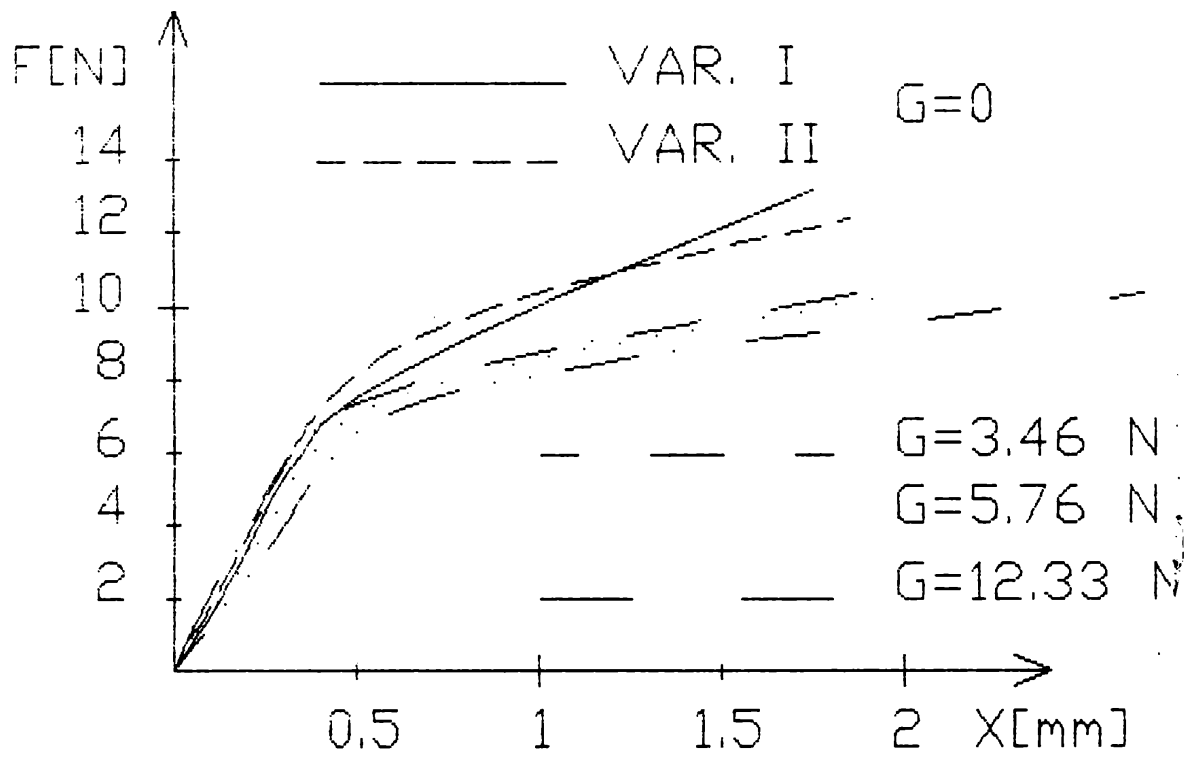


Fig.6.50

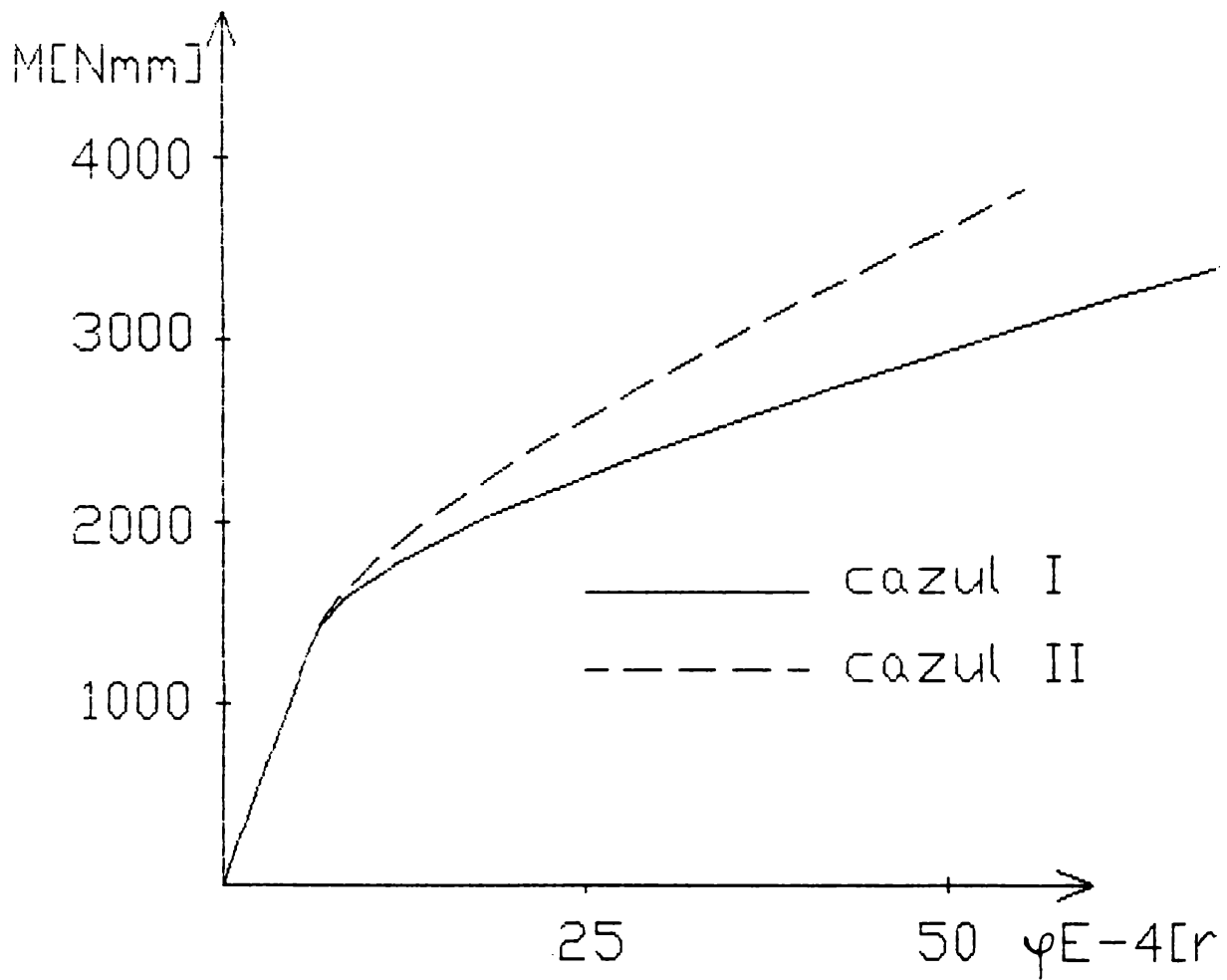


Fig.6.51

recomandarea ca MCCE-S3P trebuie folosit la forte reduse sau trebuie realizat la dimensiuni axiale reduse.

Tabelul 6.60

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
      2.06000    0.02220    0.05550    0.08330    0.00029
      4.12000    0.08880    0.16660    0.23155    0.00068
      6.18000    0.13330    0.22220    0.29641    0.00077
      8.24000    0.17770    0.38880    0.56502    0.00184
      10.30000   0.53330    1.31420    1.96608    0.00679
*****
```

Tabelul 6.61

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
      2.06000    0.03330    0.08330    0.12504    0.00043
      4.12000    0.08880    0.19440    0.28255    0.00092
      6.18000    0.13330    0.25000    0.34742    0.00101
      8.24000    0.22220    0.44440    0.62989    0.00193
      10.30000   0.62200    1.42800    2.10083    0.00701
*****
```

Tabelul 6.62

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
      2.06000    0.04440    0.11110    0.16678    0.00058
      4.12000    0.11110    0.22220    0.31494    0.00097
      6.18000    0.15550    0.30550    0.43072    0.00130
      8.24000    0.26660    0.50000    0.69484    0.00203
      10.30000   0.80000    1.94280    2.89679    0.00994
*****
```

In ceea ce priveste solicitarea MCCE de catre un moment aceasta s-a realizat pentru o singura pozitie a fortelor. Rezultatele experimentale sint trecute in tabelele 6.63, 6.64 si fig. 6.51 pentru doua cazuri de incarcare:

cazul I-MCCE a fost incarcata la inceput cu forta F_1 si apoi cu forta F_2

cazul II-MCCE a fost incarcata cu forta F_2 si apoi cu forta F_1

CAZUL I

Tabelul 6.63

```
*****
      M          X1          X2          R          FI
      (Nmm)      (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
      383.16000   0.02220    0.05550   127.33330    0.00017
      766.32000   0.04440    0.11110   127.14240    0.00035
      1149.48000  0.06660    0.16660   127.20600    0.00052
      2061.81000  0.08880    0.27770   89.78721     0.00099
      3813.48000  0.82220    2.48570   94.40588     0.00871
*****
```

Se constata din cele prezentate o suprapunere a caracte-

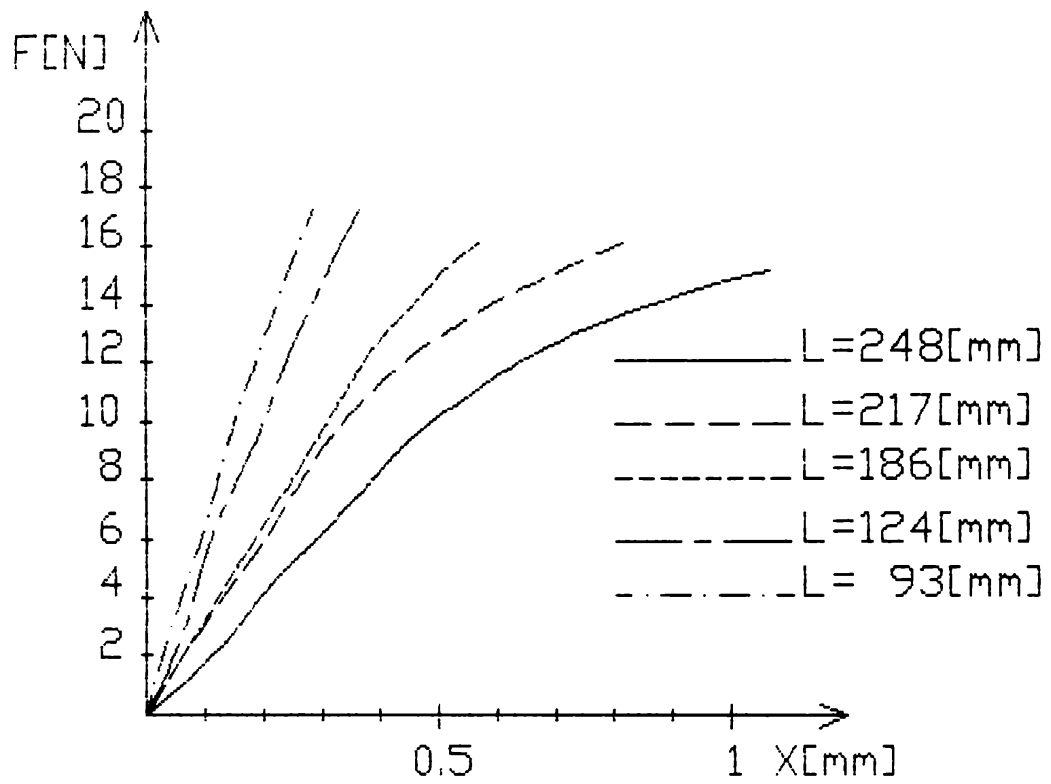


Fig.6.52

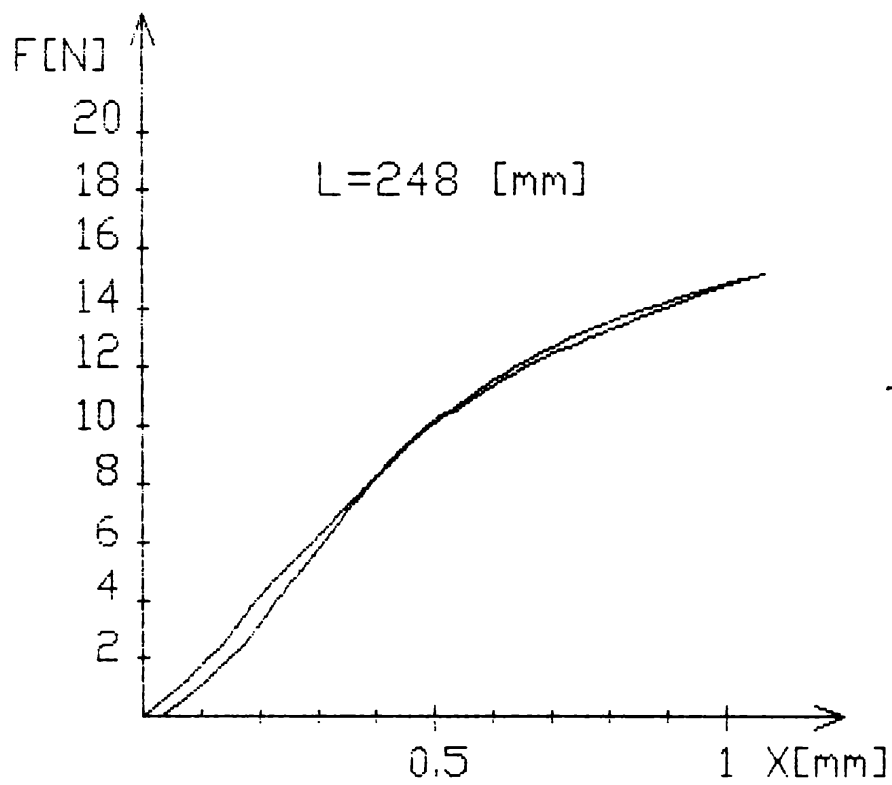


Fig.6.53

caracteristicilor pentru momente de pina la 2061 [Nmm] dupa care urmeaza o diferentiere a acestora, caracteristic fiind si o pierdere

CAZUL II

Tabelul 6.64

M (Nmm)	X1 (mm)	X2 (mm)	R (mm)	FI (rad)
383.16000	0.02220	0.05550	127.33330	0.00017
766.32000	0.04440	0.11110	127.14240	0.00035
1149.48000	0.06660	0.16660	127.20600	0.00052
2061.81000	0.08880	0.27770	89.78721	0.00099
3813.48000	0.48880	1.54280	88.57851	0.00552

stabilitatii MCCE. Acest ultim aspect se explica prin faptul ca incarcind separat MCCE cu fortele F-asa cum apar de fapt si in procesul de montaj-ia aplicarea celei de-a doua forte MCCE se gasea deja intr-o stare de instabilitate datorata primei forte.

Valoarea R s-a calculat in raport cu pozitia traductorului T11.

6.4.4. Rezultate experimentale-MCCE-S31a

Rezultatele experimentale obtinute in urma solicitarii MCCE-S31a cu o forta F sint prezentate in tabelele 6.65-6.70. Modul de variatie a deplasarii tijei, rigidizata fata de biela, functie de valoarea fortei F pentru cele 5 cazuri de incarcare este prezentat in fig.6.52. In fig.6.53 se prezinta aceasi dependenta pe un ciclu incarcare-descarcare.

L=248 [mm]; Incarcare

Tabelul 6.65

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
0.00000	0.04440	0.09000	0.12670	0.00037
2.06000	0.07770	0.13888	0.18812	0.00050
4.12000	0.08880	0.20830	0.30448	0.00097
6.18000	0.13330	0.27770	0.39392	0.00117
8.24000	0.15550	0.34720	0.50150	0.00156
10.30000	0.18880	0.45830	0.67521	0.00219
12.36000	0.22220	0.52770	0.77359	0.00248
13.29000	0.26660	0.62500	0.91347	0.00291
14.22000	0.30000	0.73610	1.08711	0.00355

In scopul evidentierii influentei unei forte verticale G asupra functionarii mecanismului MCCE-S31a acesta a fost incarcat cu fortele G=3.46 [N]; G=9.2 [N] si G=15.8 [N]. Rezultatele experimentale sint trecute in tabelele 6.71-6.79 iar in fig.6.54,

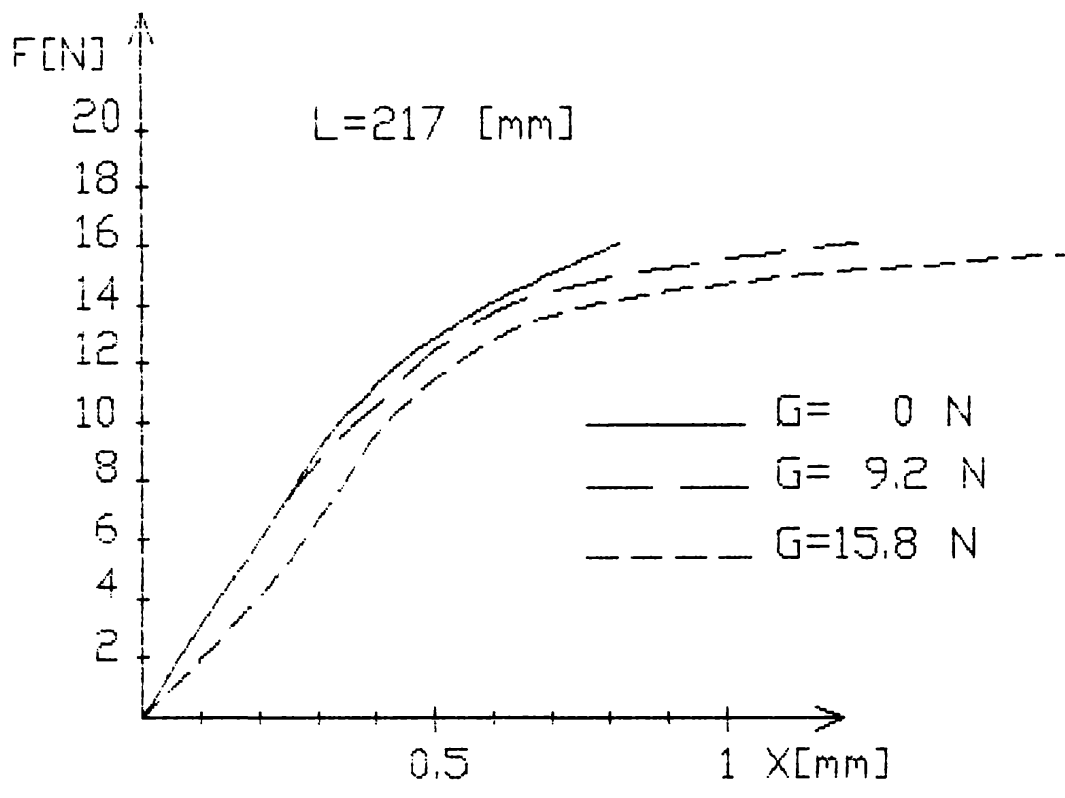


Fig.6.54

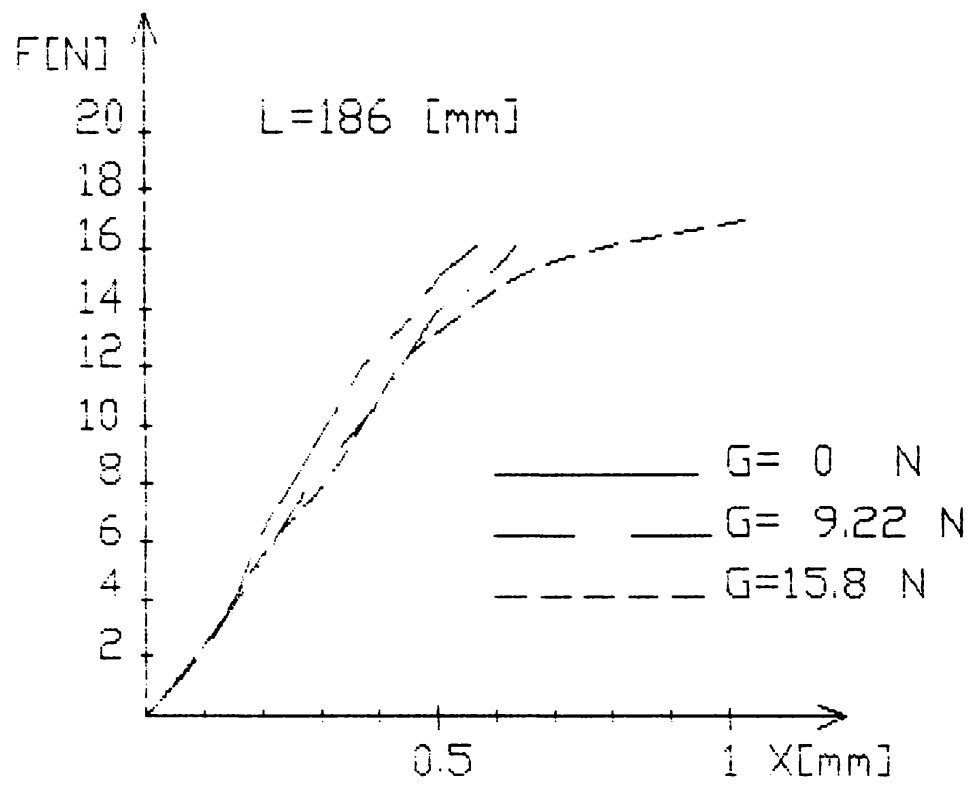


Fig.6.55

L=248 mm ; Descarcare

Tabelul 6.66

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
    0.00000    0.02220    0.02770    0.03213    0.00004
    2.06000    0.04440    0.11110    0.16479    0.00054
    4.12000    0.08880    0.16660    0.22922    0.00063
    6.18000    0.10000    0.22200    0.32020    0.00099
    8.24000    0.13300    0.27770    0.39417    0.00118
   10.30000    0.17770    0.36110    0.50871    0.00149
   12.36000    0.20000    0.47220    0.69129    0.00221
   13.29000    0.22220    0.55550    0.82377    0.00271
   14.22000    0.26660    0.63880    0.93838    0.00303
   15.15000    0.30000    0.73610    1.08711    0.00355
*****
```

L=217 mm

Tabelul 6.67

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
    2.06000    0.04440    0.05550    0.06164    0.00009
    4.12000    0.06660    0.11110    0.13570    0.00036
    6.18000    0.08880    0.16660    0.20961    0.00063
    8.24000    0.13330    0.22220    0.27135    0.00072
   10.30000    0.15550    0.27770    0.34526    0.00099
   12.36000    0.17770    0.36110    0.46249    0.00149
   13.29000    0.20000    0.41660    0.53635    0.00176
   14.22000    0.22220    0.47220    0.61041    0.00203
   15.15000    0.26660    0.55550    0.71522    0.00235
   16.08000    0.31110    0.63880    0.81997    0.00266
*****
```

fig.6.55 se prezinta comparativ caracteristica de functionare a MCCE in prezenta si in lipsa fortei G.

Din analiza acestor rezultate experimentale se desprind urmatoarele concluzii:

- MCCE-S31a prezinta caracteristici liniare pentru deplasari ale pielei de pina la 0.5 mm
- pentru pozitii indepartate ale fortei F de biela rigida,MCCE prezinta tendinte de pierdere a stabilitatii la cresterea fortei.

L=186 mm

Tabelul 6.68

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
    2.06000    0.02220    0.05550    0.06552    0.00027
    4.12000    0.06660    0.11110    0.12449    0.00036
    6.18000    0.08880    0.16660    0.19000    0.00063
    8.24000    0.11110    0.22220    0.25562    0.00090
   10.30000    0.13330    0.27770    0.32114    0.00117
   12.36000    0.17770    0.33330    0.38011    0.00127
   13.29000    0.20000    0.38880    0.44559    0.00153
   14.22000    0.22220    0.41660    0.47508    0.00158
   15.15000    0.24440    0.44440    0.50456    0.00163
   16.08000    0.26660    0.50000    0.57021    0.00190
*****
```

L=124 mm

Tabelul 6.69

```

*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
    2.06000    0.04440    0.05550    0.05324    0.00009
    4.12000    0.07770    0.08330    0.08216    0.00005
    6.18000    0.10000    0.11110    0.10884    0.00009
    8.24000    0.13330    0.16660    0.15983    0.00027
   10.30000    0.17770    0.22220    0.21316    0.00036
   12.36000    0.20000    0.25000    0.23984    0.00041
   17.26500    0.26660    0.38880    0.36396    0.00099

```

L=93 mm

Tabelul 6.70

```

*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
    2.06000    0.02000    0.02890    0.02485    0.00007
    4.12000    0.04890    0.07227    0.06163    0.00019
    6.18000    0.07740    0.11080    0.09559    0.00027
    8.24000    0.10190    0.14450    0.12510    0.00035
   10.30000    0.13450    0.17340    0.15569    0.00032
   12.36000    0.16300    0.21600    0.19187    0.00043
   17.26500    0.24460    0.31800    0.28458    0.00060

```

L=248 mm ; G=3.46 N

Tabelul 6.71

```

*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
    2.06000    0.02220    0.05550    0.08230    0.00027
    4.12000    0.04440    0.11110    0.16479    0.00054
    6.18000    0.08880    0.16660    0.22922    0.00063
    8.24000    0.11110    0.22220    0.31162    0.00090
   10.30000    0.13330    0.30500    0.44320    0.00140
   12.36000    0.17770    0.38880    0.55871    0.00172
   13.29000    0.22220    0.50000    0.72360    0.00226
   14.22000    0.26660    0.58330    0.83820    0.00257
   15.15000    0.35550    0.83330    1.21787    0.00388

```

Este semnificativ cazul 1 si 2 de incarcare (L=248 mm si 217 mm). Acest lucru se explica prin aparitia fenomenului de flambaj ale elementelor elastice.

- caracteristicile sînt cu atît mai dure cu cit L scade.
- mecanismul cu cuple cinematice elastice prezinta o histereza mecnica cu existenta fenomenului de relaxare mecnica. Acest lucru explica si forma mai deosebita a curbei de histereza prezentata in fig.6.53
- forta G se face simtita sub doua aspecte:
 - a) la valori reduse devine sesizabila numai la cresterea deplasarilor bieiei
 - b) la valori mai mari impune marirea deplasarilor bieiei incepind

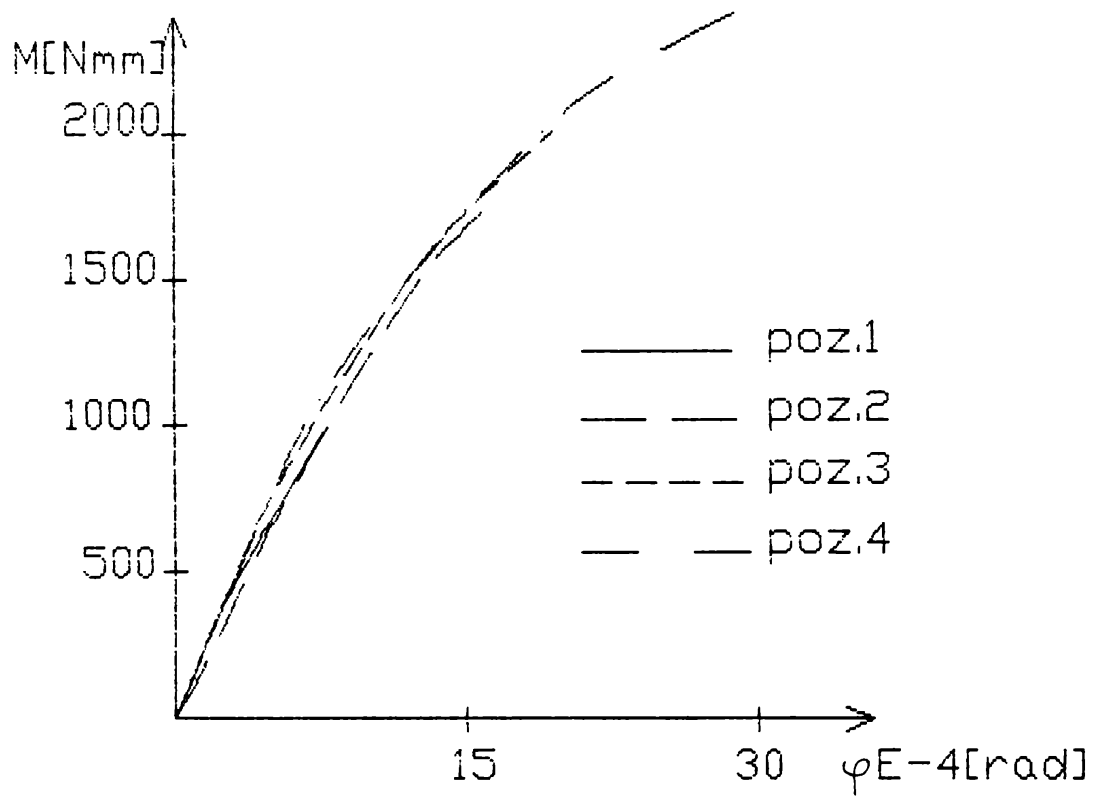


Fig.6.56

chiar din pozitia de "zero"

L=248 mm ; G=9.2 N

Tabelul 6.72

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.04440   0.05550   0.06443   0.00009
4.12000   0.06660   0.11110   0.14692   0.00036
6.18000   0.08880   0.16660   0.22922   0.00063
8.24000   0.11110   0.22220   0.31162   0.00090
10.30000  0.15550   0.33330   0.47641   0.00145
12.36000  0.20000   0.44440   0.64111   0.00199
13.29000  0.22220   0.52770   0.77359   0.00248
14.22000  0.28880   0.66660   0.97068   0.00307
15.15000  0.48880   1.25710   1.87549   0.00625
*****
```

L=248 mm ; G=15.8 N

Tabelul 6.73

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.04440   0.05550   0.06443   0.00009
4.12000   0.06660   0.11110   0.14692   0.00036
6.18000   0.08880   0.16660   0.22922   0.00063
8.24000   0.13330   0.25000   0.34393   0.00095
10.30000  0.17770   0.33330   0.45854   0.00127
12.36000  0.22220   0.50000   0.72360   0.00226
13.29000  0.26660   0.63880   0.93838   0.00303
14.22000  0.44440   1.08330   1.59754   0.00519
15.15000  1.02220   2.74280   4.12767   0.01399
*****
```

L=217 mm ; G=9.2 N

Tabelul 6.74

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.04440   0.05550   0.06164   0.00009
4.12000   0.06660   0.11110   0.13570   0.00036
6.18000   0.08880   0.16660   0.20961   0.00063
8.24000   0.13330   0.22220   0.27135   0.00072
10.30000  0.15550   0.30550   0.38843   0.00122
12.36000  0.20000   0.38880   0.49318   0.00153
13.29000  0.22220   0.44440   0.56724   0.00181
14.22000  0.24440   0.50000   0.64131   0.00208
15.15000  0.28880   0.63880   0.83230   0.00285
16.08000  0.40000   0.94440   1.24537   0.00443
*****
```

Pentru valori ridicate ale cotei L de aplicatie a fortei F, actiunea fortei G constituie un dezavantaj intrucit este accentuat fenomenul de pierdere a stabilitatii.

Datele experimentale, obtinute in urma solicitarilor MCCE-31a cu un moment, sint prezentate in tabelele 6.80-6.83. In fig. 6.56 se prezinta, comparativ, modul de variatie $M=g(\varphi)$ pentru cele 4 pozitii de incarcare: poz.1-1=217 [mm]; poz.2-186 [mm];

poz.3- l=170.5 [mm];poz.4-l=155 [mm].

L=217 mm ;G=15.8 N

Tabelul 6.75

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.04440   0.08330   0.10481   0.00032
4.12000   0.08880   0.16660   0.20961   0.00063
6.18000   0.11110   0.22220   0.28362   0.00090
8.24000   0.13330   0.27770   0.35753   0.00117
10.30000  0.17770   0.33330   0.41932   0.00127
12.36000  0.22220   0.44440   0.56724   0.00181
13.29000  0.24440   0.50000   0.64131   0.00208
14.22000  0.26660   0.61110   0.80156   0.00280
15.15000  0.40000   0.88880   1.15903   0.00397
16.08000  0.57770   1.48570   1.98768   0.00738
*****
```

L=186 mm ;G=9.2 N

Tabelul 6.76

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.04440   0.08330   0.09500   0.00032
4.12000   0.06660   0.13880   0.16052   0.00059
6.18000   0.08880   0.19440   0.22617   0.00086
8.24000   0.13330   0.25000   0.28510   0.00095
10.30000  0.15550   0.30550   0.35062   0.00122
12.36000  0.17770   0.36110   0.41627   0.00149
13.29000  0.20000   0.41660   0.48176   0.00176
14.22000  0.22220   0.44440   0.51124   0.00181
15.15000  0.26660   0.50000   0.57021   0.00190
16.08000  0.28880   0.55550   0.63573   0.00217
*****
```

L=186 mm ;G=15.8 N

Tabelul 6.77

```
*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.04440   0.08330   0.09500   0.00032
4.12000   0.08880   0.13880   0.15384   0.00041
6.18000   0.11110   0.19440   0.21946   0.00068
8.24000   0.13330   0.25000   0.28510   0.00095
10.30000  0.17770   0.30550   0.34394   0.00104
12.36000  0.20000   0.38880   0.44559   0.00153
13.29000  0.22220   0.44440   0.51124   0.00181
14.22000  0.24440   0.50000   0.57689   0.00208
15.15000  0.26660   0.55550   0.64240   0.00235
16.08000  0.31110   0.66660   0.77354   0.00289
16.96000  0.40000   0.88880   1.03584   0.00397
17.45000  0.48880   1.11110   1.29830   0.00506
17.94000  0.60000   1.48570   1.75213   0.00720
*****
```

Se constata din cele prezentate o suprapunere a caracteristicilor si o liniaritate a acestora pina la $15 \cdot 10^{-4}$ [rad]. Tija se (modeleaza stiftul cilindric executa o rotatie in jurul unei axe situata la distanta R de pozitia traductorului TI2 si deci la

distanța:

$$Y=149 - R \quad (6.27)$$

fata de biela rigida a MCCE. Aceasta pozitie este relativ stabila pentru valori ale momentului de sub 1000 [Nmm], peste aceasta valoare aparind tendinte de pierderea stabilitatii.

L=124 mm ; G=15.8 N Tabelul 6.78

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
      2.06000    0.04440    0.05550    0.05324    0.00009
      4.12000    0.07770    0.08330    0.08216    0.00005
      6.18000    0.10000    0.11110    0.10884    0.00009
      8.24000    0.13330    0.16660    0.15983    0.00027
     10.30000    0.17770    0.22220    0.21316    0.00036
     12.36000    0.20000    0.27770    0.26191    0.00063
     17.26500    0.31110    0.41660    0.39516    0.00086
*****
```

L=93 mm ; G=15.8 N Tabelul 6.79

```
*****
      F          X1          X2          X          FI
      (N)        (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
      2.06000    0.04440    0.02770    0.03530   -0.00014
      4.12000    0.08880    0.05550    0.07066   -0.00027
      6.18000    0.11110    0.11110    0.11110    0.00000
      8.24000    0.15550    0.16660    0.16155    0.00009
     10.30000    0.17770    0.19440    0.18680    0.00014
     12.36000    0.22220    0.25000    0.23734    0.00023
     17.26500    0.31110    0.36100    0.33828    0.00041
*****
```

poz. 1 Tabelul 6.80

```
*****
      M          X1          X2          R          FI
      (Nmm)      (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
     255.44000    0.00000    0.01927   123.00000    0.00016
     383.16000    0.00000    0.02890   123.00000    0.00023
     608.22000    0.00000    0.05300   123.00000    0.00043
     735.94000    0.00000    0.06745   123.00000    0.00055
     863.66000    0.00000    0.08190   123.00000    0.00067
     991.38000    0.00000    0.09630   123.00000    0.00078
*****
```

poz. 2 Tabelul 6.81

```
*****
      M          X1          X2          R          FI
      (Nmm)      (mm)        (mm)        (mm)        (rad)
*****
     255.44000    0.00000    0.02650   123.00000    0.00022
     510.88000    0.00000    0.04577   123.00000    0.00037
     766.32000    0.00000    0.07227   123.00000    0.00059
    1374.54000    0.00611    0.14454   128.42900    0.00113
    1490.10000    0.01223    0.16860   132.62020    0.00127
    1605.80000    0.01834    0.18800   136.29620    0.00138
    1727.30000    0.02446    0.22160   138.26130    0.00160
*****
```

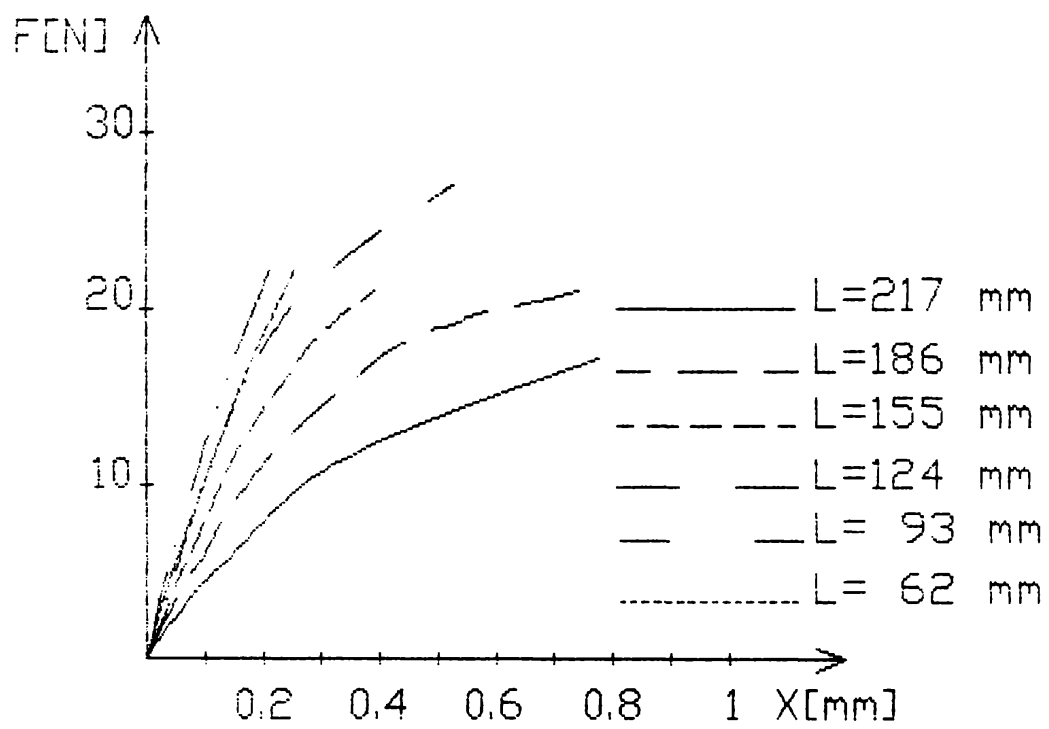


Fig.6.57

poz.3

Tabelul 6.82

```

*****
M          X1          X2          R          FI
(Nmm)     (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
319.30000  0.00000  0.02400  123.00000  0.00020
638.60000  0.00000  0.04800  123.00000  0.00039
957.90000  0.00000  0.08200  123.00000  0.00067
1718.10000 0.02000  0.19200  137.30240  0.00140
1862.60000 0.02440  0.24000  136.92040  0.00175
2007.20000 0.04000  0.28400  143.16410  0.00198
    
```

poz.4

Tabelul 6.83

```

*****
M          X1          X2          R          FI
(Nmm)     (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
383.16000  0.00000  0.02900  123.00000  0.00024
766.32000  0.00000  0.06260  123.00000  0.00051
1149.48000 0.00000  0.09150  123.00000  0.00074
2061.81000 0.03260  0.26980  139.90490  0.00193
2235.16000 0.05700  0.35170  146.79060  0.00240
2408.70000 0.10200  0.47210  156.89940  0.00301
    
```

6.4.5. Rezultate experimentale -MCCE-S3Ib

Datele experimentale obtinute in urma incercarilor efectuate asupra MCCE-S3Ib sint prezentate in tabelele 6.84-6.89 pentru solicitarea MCCE cu o forta F si tabelele 6.92-6.94 - pentru cazul solicitarii MCCE cu un moment M. In tabelul 6.90 si tabelul 6.91 sint prezentate rezultatele incarcarii multiple a MCCE cu o forta F si o forta G ($G_1=9.2$ [N] si $G_2=15.8$ [N]). Solicitarea MCCE cu un moment s-a realizat pentru trei pozitii: poz.1 $l=201,5$ [mm]; poz.2- $l=170.5$ [mm]; poz.3- 155 [mm].

Pe baza rezultatelor experimentale obtinute s-au ridicat caracteristicile $F=f(x)$ si $M=g(\varphi)$. Aceste caracteristici sint prezentate in fig.6.57-6.59.

$l=17$ mm

Tabelul 6.84

```

*****
F          X1          X2          X          FI
(N)       (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
2.06000   0.00407   0.02891   0.03655   0.00017
4.12000   0.01019   0.07227   0.09137   0.00043
6.18000   0.01631   0.12045   0.15249   0.00073
8.24000   0.02038   0.16381   0.20794   0.00100
10.30000  0.02446   0.21681   0.27599   0.00135
12.36000  0.03669   0.28908   0.36674   0.00176
17.26500  0.12231   0.63000   0.78621   0.00355
    
```

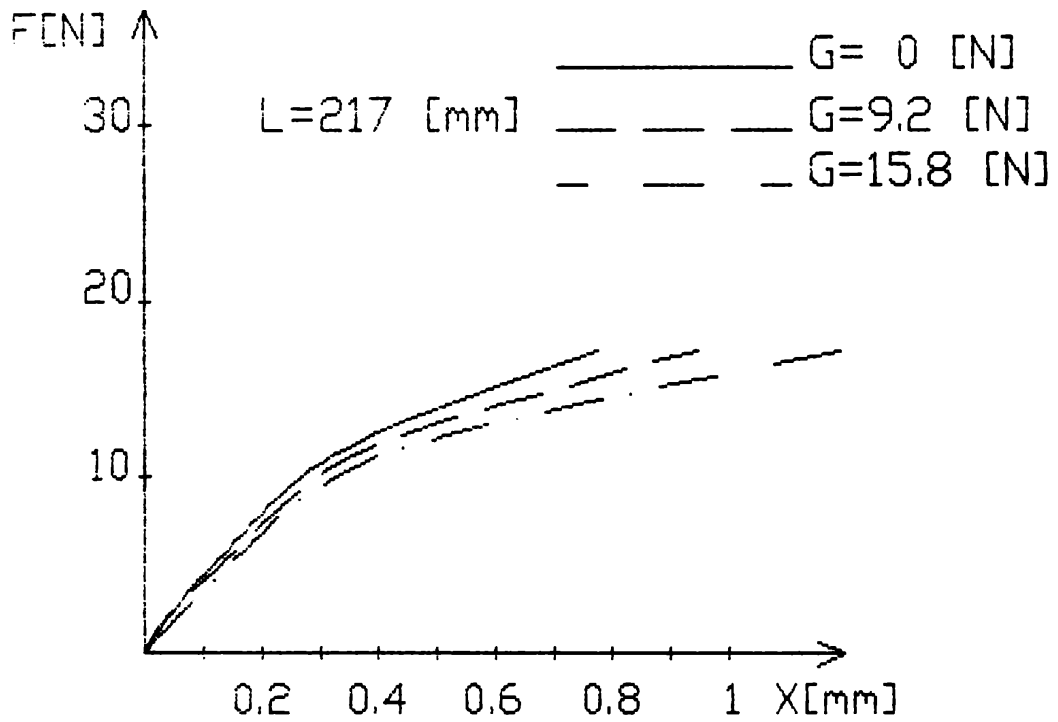


Fig.6.58

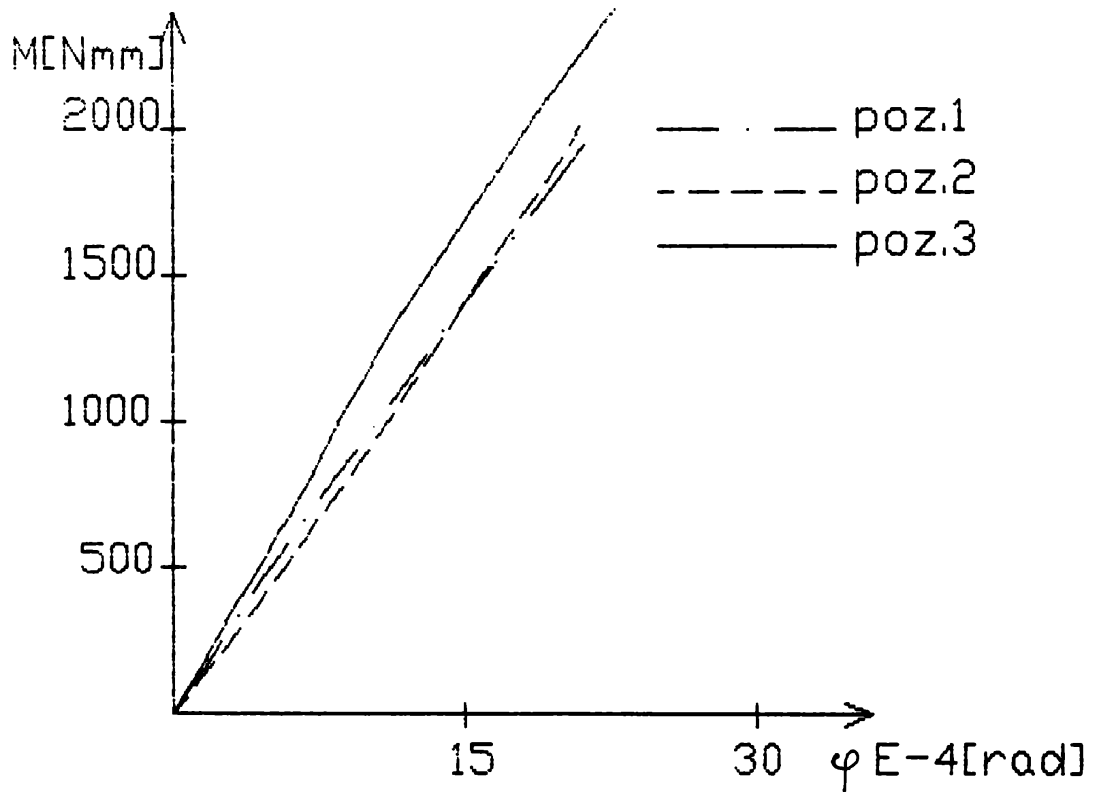


Fig.6.59

In urma analizei rezultatelor experimentale se desprind urmatoarele:

- cu cit bratul L al fortei F este mai mare, cu atat caracteristica $F=f(x)$ a MOCE este mai "moale". Caracteristicile se prezinta liniare pina la deplasari de 0.3 [mm] ale bielei. Peste aceste valori caracteristicile devin neliniare si apar tendinte de pierdere a stabilitatii.

L=186 mm

Tabelul 6.85

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.00000	0.02409	0.02628	0.00017
4.12000	0.00815	0.05781	0.06232	0.00035
6.18000	0.01631	0.09636	0.10364	0.00056
8.24000	0.02038	0.12045	0.12955	0.00070
10.30000	0.02854	0.16863	0.18137	0.00098
12.36000	0.03669	0.20717	0.22267	0.00119
17.26500	0.07746	0.37098	0.39766	0.00205
18.19700	0.09377	0.41435	0.44349	0.00224
19.12900	0.11212	0.48180	0.51541	0.00259
20.06000	0.13862	0.56125	0.59967	0.00296
20.99300	0.17939	0.69875	0.74596	0.00363

L=155 mm

Tabelul 6.86

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.00815	0.02650	0.02419	0.00013
4.12000	0.01834	0.05300	0.04864	0.00024
6.18000	0.02500	0.08191	0.07475	0.00040
8.24000	0.03466	0.11322	0.10333	0.00055
10.30000	0.04892	0.14213	0.13040	0.00065
12.36000	0.05708	0.17345	0.15880	0.00081
17.26500	0.09785	0.28908	0.26501	0.00134
18.19700	0.10192	0.31558	0.28869	0.00149
19.12900	0.11415	0.34689	0.31759	0.00163
20.06000	0.12842	0.38785	0.35519	0.00181
20.99300	0.14473	0.43362	0.39726	0.00202

L=124 mm

Tabelul 6.87

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.01630	0.02891	0.02459	0.00009
4.12000	0.02854	0.04818	0.04145	0.00014
6.18000	0.04077	0.06745	0.05831	0.00019
8.24000	0.05300	0.08672	0.07517	0.00024
10.30000	0.06523	0.11563	0.09836	0.00035
12.36000	0.08154	0.14454	0.12295	0.00044
17.26500	0.11823	0.21681	0.18303	0.00069
22.17000	0.17938	0.33726	0.28316	0.00110
27.07500	0.30577	0.65500	0.53533	0.00244

- forta B contribuie la marirea deplasarilor bieiei dar si la accentuarea fenomenului de pierdere a stabilitatii

- la trecerea punctului de aplicatie al fortei F din pozitia L=93 [mm] in pozitia L=62 [mm] tija rigidizata cu biela MCCE isi

L=93 mm

Tabelul 6.88

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.01223	0.01445	0.01321	0.00002
4.12000	0.02446	0.02891	0.02642	0.00003
6.18000	0.04077	0.04818	0.04403	0.00005
8.24000	0.06115	0.06745	0.06393	0.00004
10.30000	0.07746	0.08672	0.08154	0.00006
12.36000	0.09377	0.10599	0.09915	0.00009
17.26500	0.13862	0.15899	0.14759	0.00014
22.17000	0.19569	0.23126	0.21136	0.00025

L=62 mm

Tabelul 6.89

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.01631	0.01445	0.01589	0.00001
4.12000	0.03262	0.02891	0.03179	0.00003
6.18000	0.05096	0.03854	0.04818	0.00009
8.24000	0.07338	0.04818	0.06774	0.00018
10.30000	0.09377	0.06263	0.08680	0.00022
12.36000	0.11415	0.07709	0.10586	0.00026
17.26500	0.16715	0.11563	0.15562	0.00036
22.17000	0.23646	0.16381	0.22020	0.00051

L=217 mm ; G₁=9.2 N

Tabelul 6.90

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.00815	0.03854	0.04789	0.00021
4.12000	0.01631	0.08672	0.10838	0.00049
6.18000	0.02038	0.13008	0.16383	0.00077
8.24000	0.02446	0.18308	0.23189	0.00111
10.30000	0.04077	0.24090	0.30248	0.00140
12.36000	0.05300	0.32280	0.40582	0.00189
17.26500	0.17531	0.78000	0.96606	0.00423

L=217 mm ; G₂=15.8 N

Tabelul 6.91

F (N)	X1 (mm)	X2 (mm)	X (mm)	FI (rad)
2.06000	0.01223	0.04336	0.05294	0.00022
4.12000	0.01631	0.09154	0.11469	0.00053
6.18000	0.02038	0.14454	0.18274	0.00087
8.24000	0.03261	0.19272	0.24198	0.00112
10.30000	0.04485	0.26981	0.33903	0.00157
12.36000	0.06523	0.37098	0.46506	0.00214
17.26500	0.30985	1.00500	1.21889	0.00486

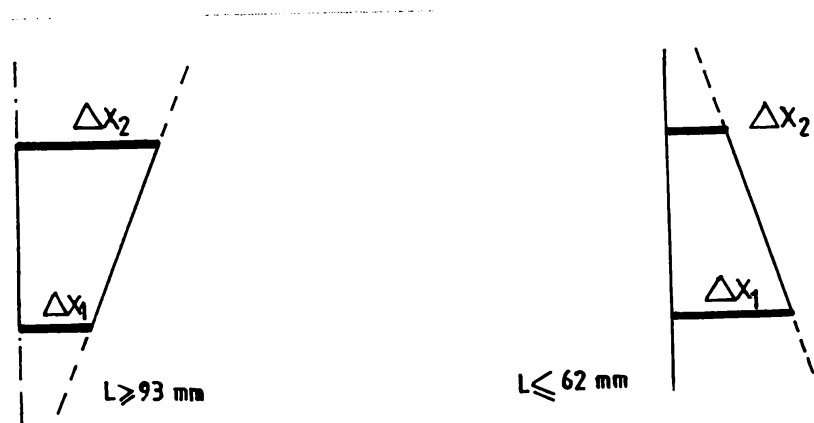


Fig.6.60

poz. 1

Tabelul 6.92

```

*****
M          X1          X2          R          FI
(Nmm)     (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
191.58000 0.00815  0.01927  100.49640  0.00019
383.16000 0.01630  0.03854  100.49640  0.00038
574.74000 0.02446  0.05781  100.48420  0.00058
1030.90500 0.04077  0.11563  105.72310  0.00109
1943.23500 0.08000  0.23120  106.23920  0.00218
    
```

poz. 2

Tabelul 6.93

```

*****
M          X1          X2          R          FI
(Nmm)     (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
319.30000 0.01631  0.03854  100.47800  0.00038
638.60000 0.02446  0.07708  108.55270  0.00071
957.90000 0.04077  0.11563  105.72310  0.00109
1718.17000 0.06931  0.19272  105.17490  0.00183
1862.43500 0.07746  0.21199  104.73180  0.00202
2007.25000 0.08154  0.22644  105.13990  0.00215
    
```

poz. 3

Tabelul 6.94

```

*****
M          X1          X2          R          FI
(Nmm)     (mm)       (mm)       (mm)       (rad)
*****
383.16000 0.01631  0.02891  91.42259  0.00032
766.32000 0.03261  0.06745  96.39568  0.00070
1149.48000 0.04892  0.08672  91.42558  0.00095
2061.81000 0.09785  0.17826  92.32267  0.00193
2235.16000 0.10192  0.20235  95.10006  0.00213
2408.70000 0.11000  0.22644  96.24592  0.00235
    
```

Tabelul 6.95

F [N]	X _C [mm]	Y _C [mm]
2.06	0.01445	31
4.12	0.02891	31
6.18	0.04457	15.9299
8.24	0.06359	12.0358
10.3	0.08119	12.5151
12.36	0.09882	12.8202
17.265	0.1467	12.3025
22.17	0.20909	11.6787

schimba sensul de rotatie. Raportul calitativ al deplasărilor înregistrate este prezentat în fig. 6.60. În mod asemănător cu cele

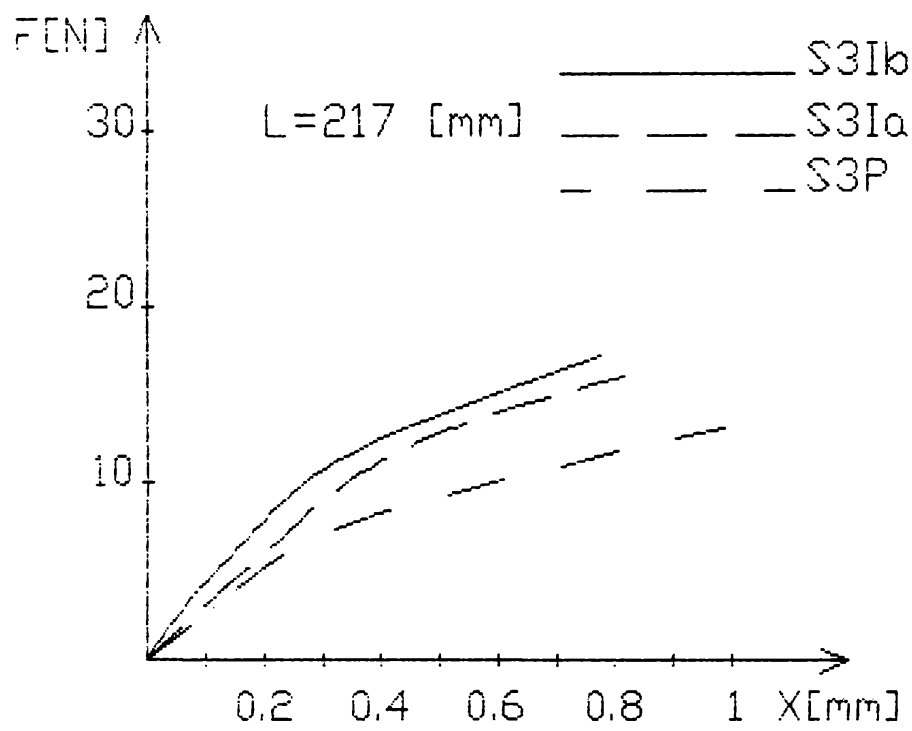


Fig.6.61

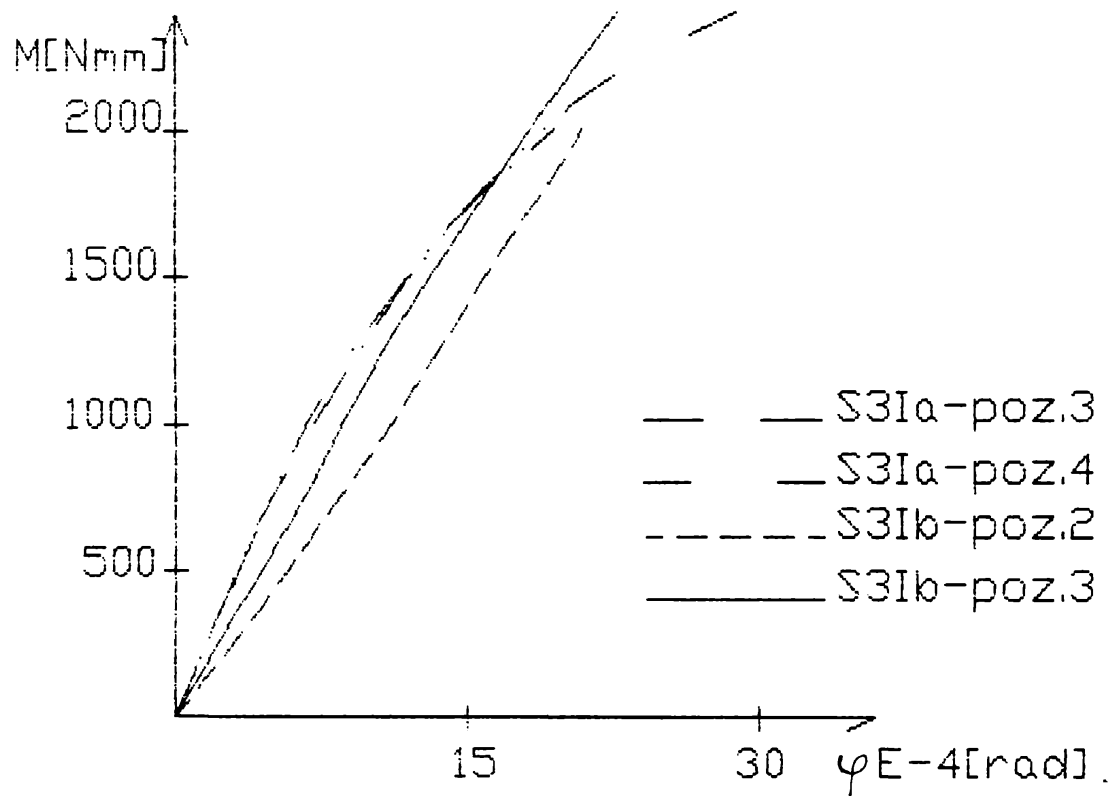


Fig.6.62

enuntate la pct.6.3.3 se pot determina, cu relatiile 6.16, coordonatele punctului C (fata de pozitia de referinta $L=62$ [mm]). Coordonatele punctului sint prezentate in tabelul 6.95. Din compararea pozitiei punctului C cu pozitia axei de rotatie din cazul incarcarii MCCE cu un moment se constata ca apartin unui domeniu comun de aproximativ 19 [mm].

- raspunsul MCCE la solicitarea cu un moment este liniar existind o diferenta intre caracteristicile din poz.1,2 respectiv poz.3. Acest lucru este explicabil prin existenta histerezei mecanice si prin modul de realizare a momentului: se aplica forta F_2 (situata deasupra punctului C) peste o structura deplasata initial de forta F_1 (situata sub punctul C).

- nu se constata - la momentele aplicate - aparitia tendintei de pierdere a stabilitatii.

6.4.6. Comparatie intre caracteristicile MCCE spatiale cu 3 elemente elastice

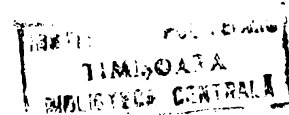
In urma incercarilor efectuate asupra MCCE spatiale cu 3 elemente elastice se impune o privire comparativa intre caracteristicile acestora.

Pe baza datelor obtinute in urma incarcarii MCCE cu o forta F se confirma aspectele teoretice conform carora marirea unghiului de inclinare al elementelor elastice conduce la cresterea rigiditati mecanismului cu cuple cinematice elastice. Demonstrativ se prezinta in fig.6.61 caracteristica $F=f(x)$ pentru cele 3 modele de MCCE incercate (cazul $L=217$ [mm]). Se constata de asemenea ca fenomenul de pierdere a stabilitatii este mai accentuat la MCCE-S3P.

In fig.6.62 se prezinta comparativ caracteristicile $M=g(\varphi)$ pentru MCCE-S3I in aceleasi conditii de incarcare. Se constata ca marirea unghiului de inclinare al elementelor elastice reduce pericolul de aparitie a fenomenului de instabilitate mecanica.

6.5. INCERCARI EXPERIMENTALE PRIVIND INSERTIA STIFT RIGID-ALEZAJ RIGID. STAND EXPERIMENTAL.

In scopul evidentierii diferitelor influente asupra opera-



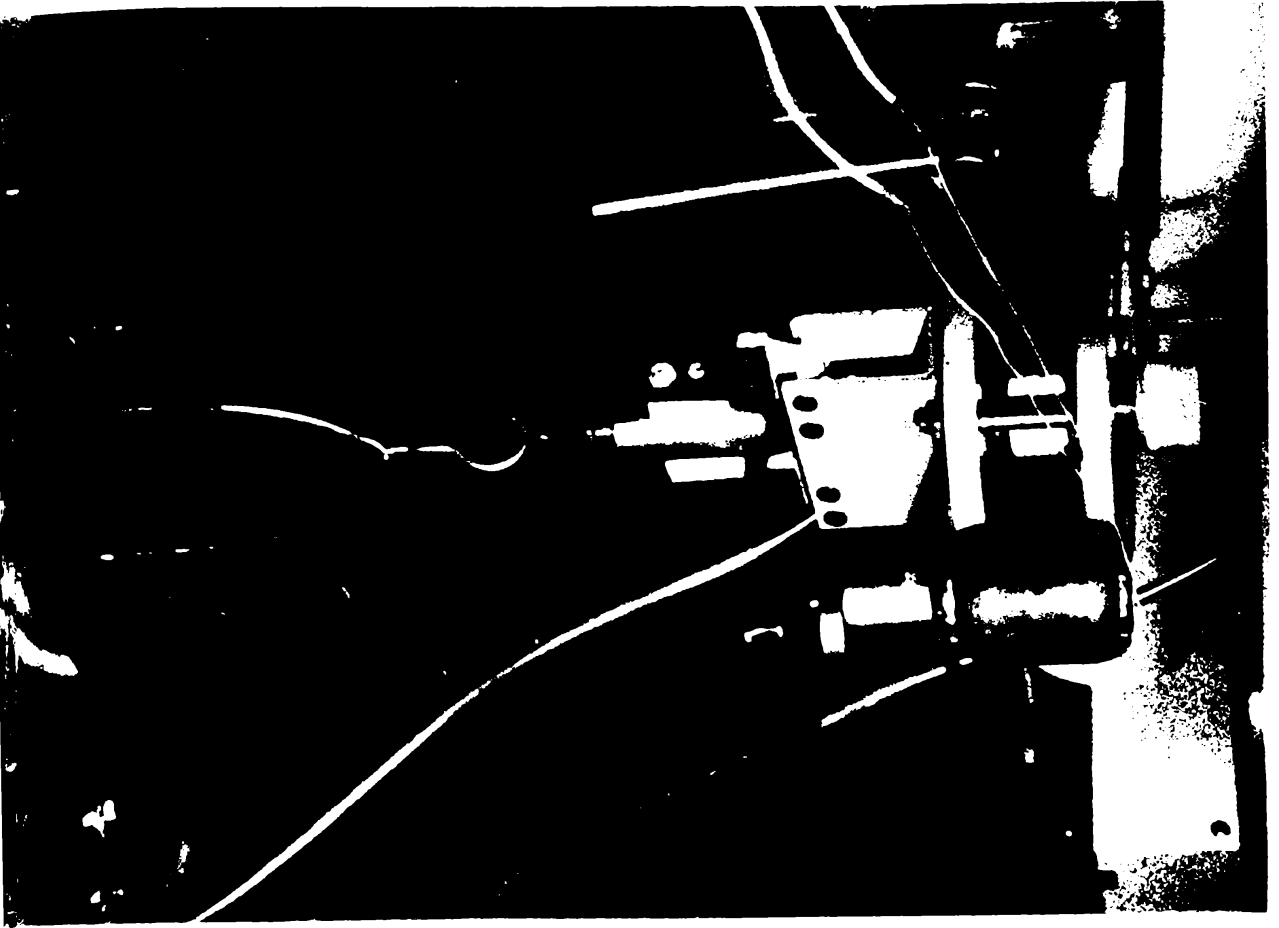


Fig. 6.63

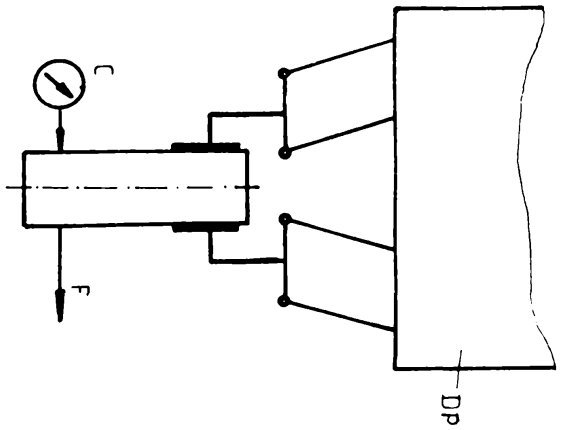
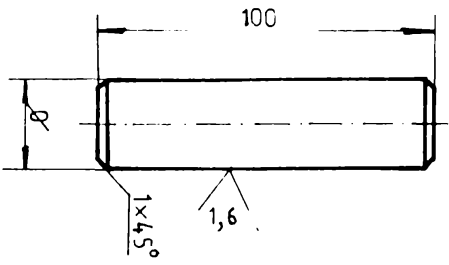


Fig. 6.64

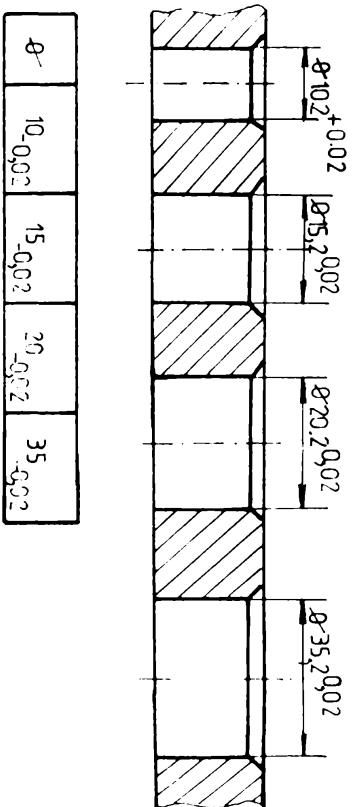


Fig. 6.65

tiei de montaj stift-alezaj incercarile experimentale ale unui mecanism cu cuple cinematice elastice intr-o astfel de operatie s-au realizat in conditiile apropiate de cele reale. In acest scop s-a utilizat un efector compus dintr-un dispozitiv de prehensiune (DP) (actionare pneumatica, miscare plan paralela a bacurilor) si un dispozitiv de complianta (MCCE cu elemente elastice din cauciuc) avind atasat un vibrator cu actionare electrica /D8/.

Prima etapa in cadrul incercarilor a constat in determinarea fortei de smulgere a unei piese cilindrice dintre bacurile dispozitivului de prehensiune. In timpul operatiei de asamblare stift-alezaj este interzisa alunecarea stiftului intre bacurile DP. Forta de smulgere dintre bacuri este un bun indicator atat pentru sarcina nominala de lucru a dispozitivului de prehensiune cit si pentru fortele de contact ce apar intre stift si alezaj. Stiftul cilindric s-a realizat in gama de diametre: $\varnothing 10, \varnothing 15, \varnothing 20$ si $\varnothing 35$ [mm]. Bacurile DP au fost realizate in doua variante de material: DLC 45 si duramit. Incarcarea piesei cilindrice cu forta (pina la smulgere) a fost efectuata gravimetric (fig. 6.63) la o presiune constanta in circuitul pneumatic (5.1 bar). Valorile determinate pentru fortele de smulgere s-au incadrat in domeniul (7.2-7.8) [daN] in cazul bacurilor din otel, respectiv (3-4) [daN] in cazul bacurilor din duramit.

A doua etapa a incercarilor experimentale a constat in determinarea abaterilor pozitiei stiftului prehensat sub actiunea unei forte radiale (fig. 6.64). Forta F de valoare constanta (6 [daN]) s-a aplicat dupa 8 directii radiale simetrice (la intervale de 45°) masurindu-se in acelasi timp cu ajutorul comparatorului deplasarea stiftului pe directia respectiva. Deplasarile respective sint rezultatul "elasticitatii" contactului bac-stift, a jocului din cuplele cinematice ale mecanismului DP, a elasticitatii "degetelor" DP. In urma incercarilor s-a constatat ca cedările maxime (1.5-1.65) [mm] au loc intr-un plan ce coincide cu planul bacurilor in timp ce intr-un plan perpendicular pe planul bacurilor cedările au fost inferioare lui 0.8 mm.

A treia etapa a incercarilor a constat in incercarea propriuzisa de insertie stift-alezaj. In fig. 6.65 se prezinta parametri geometrici ai pieselor asamblate. Piesele au fost realizate din OL 50.

Efectorul s-a fixat pe capul mobil al unei masini de mortezat B 5020 simulindu-se miscarea pe verticala a RI

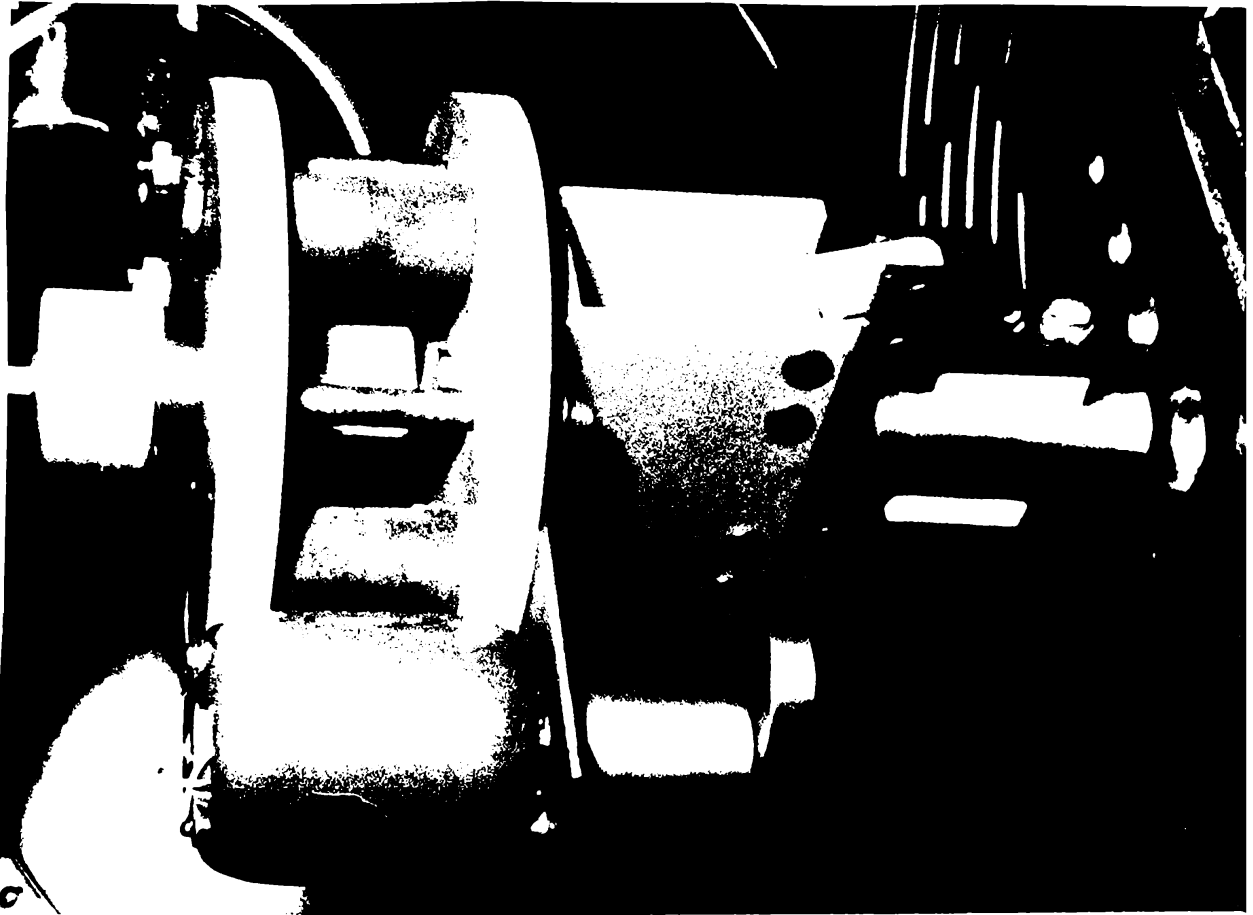


Fig.6.66

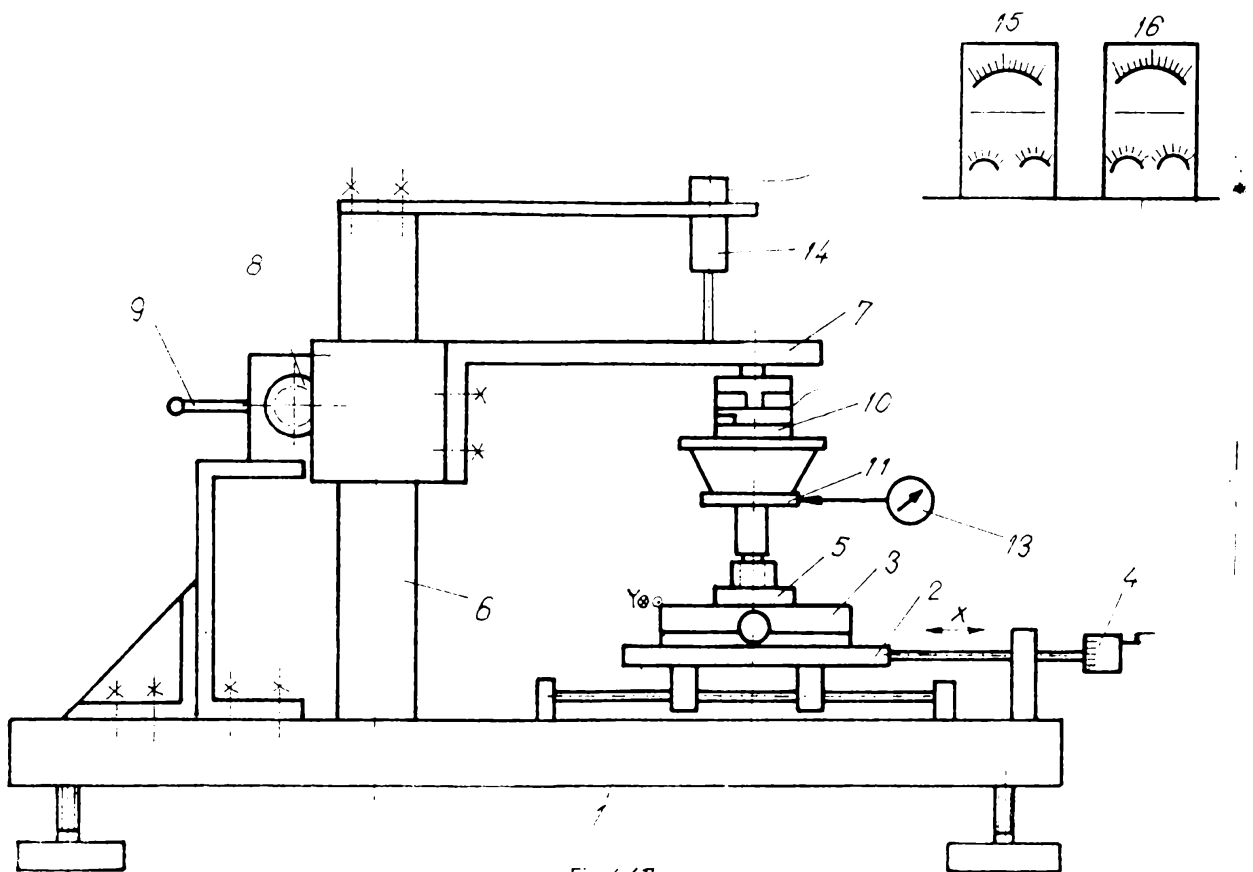


Fig.6.67

(fig.6.66).Deplasarea pe verticala a capului mobil s-a efectuat manual.Eroarea de pozitionare a RI s-a simulat prin deplasarea alezajului cu ajutorul mesei in coordonate a masinii.Datorita cedarilor relativ mari in planul bacurilor DP,simularile erorilor de pozitionare s-au realizat numai in plan perpendicular pe planul bacurilor.

Erorile de pozitionare maxime ce au putut fi corectate, fara aparitia alunecarii stiftului intre bacurile DP,sint prezentate in tabelul 6.96.

Tabelul 6.96

Stift	Ø 10	Ø 15	Ø 20	Ø 35
Fara vibrator	2.4	2.1	1.9	1.3
Cu vibrator	3.5	3.3	3	2.7

In urma incercarilor se pot concluziona urmatoarele:

- dispozitivele de prehensiune pentru montaj trebuie sa prezinte rigiditati deosebite in directii perpendiculare pe axa stiftului.
- utilizarea unui vibrator electromecanic in componenta dispozitivului de complianta maresta domeniul erorilor de pozitionare ce pot fi compensate
- necesitatea realizarii unui stand experimental specific unor astfel de operatii

Avind in vedere ultima observatie s-a trecut la proiectarea si realizarea unui stand experimental specializat care permite simularea insertiei stift-alezaj si determinarea mai multor parametri caracteristici operatiei.

Schema standului experimental este prezentata in fig.6.67.

Pe batiul "1" se fixeaza o masa in coordonate("2"-miscarea X;"3"-miscarea Y) actionata manual.Pe aceasta masa in coordonate se fixeaza piesa "5" prevazuta cu un alezaj cilindric.Prin intermediul acestei mese se simuleaza erorile de pozitionare ale RI.Deplasarile corespunzatoare acestor erori se pot urmari fie la a mecanismul mesei +ie prin comparator atasat acesteia.

Pe o coloana "6" culiseaza suportul "7" actionat prin intermediul transmisiei pinion-cremaliera "8" de la maneta "9". Pe suportul "7" este fixat senzorul de forta-moment "10" (pentru componente) iar in partea inferioara inferioara a acestuia mecanismul cu cuple cinematice "11".Pe unul din elementele rigide

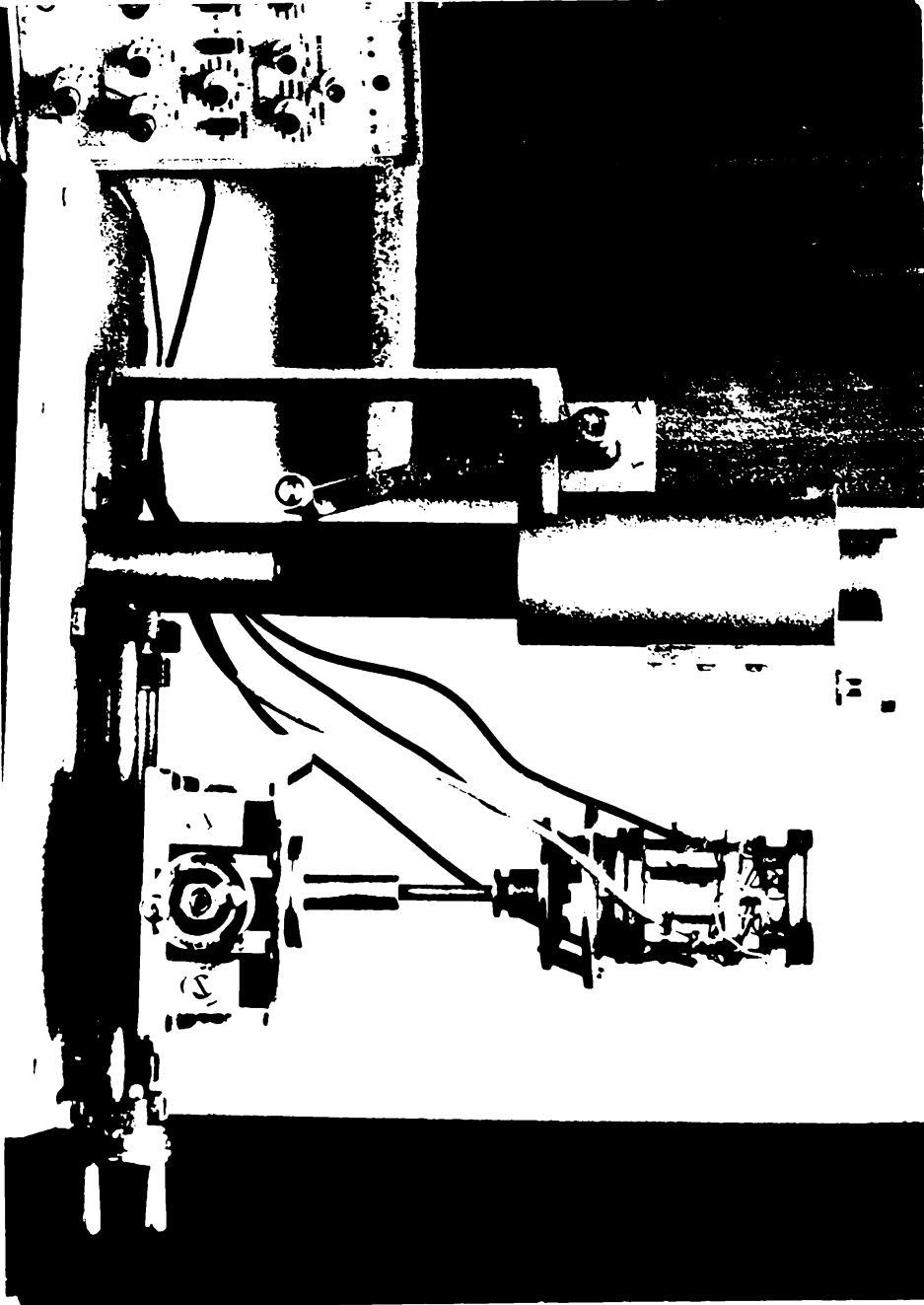


Fig. 6.68

ale MCCE se fixeaza stiftul "12". Deplasarea pe verticala a suportului "7" este controlata cu traductorul inductiv de deplasare "14" legat la puntea tensometrica "15". Prin intermediul senzorului de forta-moment "10" se pot inregistra la puntea tensometrica "16" componentele torsorului fortelor de contact stift-alezaj. Deplasarile in planul xOy ale MCCE se controleaza pe doua directii perpendiculare fie cu ajutorul unor comparatoare fie cu ajutorul trauctoarelor inductive fara contact "13".

Un aspect al standului experimental avind montat un MCCE cu elemente elastice din cauciuc este prezentat in fig.6.68.

6.6. DETERMINAREA UNOR ELEMENTE SPECIFICE MECANISMULUI CU CUPLE CINEMATICE ELASTICE PE BAZA REZULTATELOR EXPERIMENTALE.

Datele experimentale obtinute in urma incercarilor se pot utiliza pentru determinarea rigiditatilor echivalente ale MCCE in vederea compararii cu cele calculate si a efectuarii corectiilor necesare.

Consideram un MCCE al carei biela este incarcata cu forta F. Modelul linear al mecanismului cu cuple cinematice elastice este exprimat prin ecuatiile matriceale:

$$\begin{pmatrix} F \\ F \cdot L \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} K_{xx} & K_{x\alpha} \\ K_{\alpha x} & K_{\alpha\alpha} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x \\ \alpha \end{pmatrix} \tag{6.28}$$

unde K_{ij} sint rigiditatile mecanismului cu cuple cinematice elastice prezentate pe directia "j" daca sarcina este dirijata dupa directia "i".

Valorile rigiditatilor ce intervin in relatia (6.28) se pot determina, prin prelucrare statistica, pe baza valorilor experimentale ale deplasarilor "x" calculate in dreptul fortei F. Din relatia (6.28) se obtine dupa prelucrare:

$$\begin{pmatrix} K_{xx} & K_{x\alpha} \\ K_{\alpha x} & K_{\alpha\alpha} \end{pmatrix} = \langle F_i \rangle * \langle x_i \rangle * [\langle x_i \rangle * \langle x_i \rangle^T]^{-1} \tag{6.29}$$

unde :

$$\langle F_i \rangle = \begin{pmatrix} F_1 & F_i \\ F_1 \cdot L & F_i \cdot L \end{pmatrix} ; \quad \langle x_i \rangle = \begin{pmatrix} x_1 & x_i \\ \alpha_1 & \alpha_i \end{pmatrix} \tag{6.30}$$

iar x_1, α_1 sînt deplasările liniare și unghiulare experimentale rezultate în măsurătorile "1" și "j".

Aplicînd cele expuse s-au calculat pentru mecanismul cu cuple cinematice elastice plan rigiditățile K_{xx} obținîndu-se valori în intervalul {1.297-1.538} [N/mm] față de valoarea teoretică de 1.591 [N/mm] calculată cu relațiile din cap.5. Situație asemănătoare se întîlneste și pentru celelalte mecanisme analizate.

O prelucrare statistică mai aproape de realitate se poate obține prin utilizarea metodei de regresie multinelineară.

6.7. CONCLUZII

Încercările efectuate asupra unor mecanisme cu cuple cinematice elastice au evidențiat o serie de aspecte care au confirmat ipotezele enunțate sau unele calcule: existența centrului elastic, comportarea identică a unui MCCE indiferent de orientarea forței față de poziția elementelor elastice, influențe reduse a forțelor axiale asupra deplasărilor MCCE etc.

În același timp încercările experimentale au adus unele clarificări în ceea ce privește construcția și calculul mecanismelor cu cuple cinematice elastice, cu implicații asupra modelării procesului de asamblare. Astfel din încercările efectuate a rezultat faptul că centrul elastic nu are o poziție fixă în spațiu, comportarea cea mai apropiată de valorile teoretice întîlnindu-se la încărcarea cu un moment M . Aceste aspecte recomandă luarea în considerare a modificării poziției centrului elastic în modelarea matematică.

7. CONSIDERATII SI CONCLUZII FINALE. CONTRIBUTII ORIGINALE

Lucrarea de fata, constituita ca un tot unitar, este rodul unei activitati mai indelungate a autorului si aduce o serie de contributii teoretice si practice in domeniul mecanismelor cu cuple cinematice elastice din componenta dispozitivelor de complianta ale robotilor industriali de montaj.

Pe baza acestei activitati se pot enunta o serie de concluzii directionate astfel:

1.-se considera ca obiectul propus al prezentei lucrari, acela de a contribui la dezvoltarea unor aspecte teoretice si experimentale privind mecanismele cu cuple cinematice elastice, a fost indeplinit

2.-documentatia privind stadiul actual al constructiei robotilor industriali si a utilizarii acestora in montajul automat evidenziaza urmatoarele:

2.1-cresterea productivitatii muncii prin utilizarea robotilor industriali in montaj este un fapt cert.

2.2-variabilitatea mediului tehnologic este deosebita, principala sarcina de montaj fiind cea din categoria stift-alezaj cu directia de miscare de sus in jos.

2.3-mecanismele cu cuple cinematice elastice elaborate in mod documentat au rol determinant in realizarea unor dispozitive de complianta, avind in vedere faptul ca modul de compensare a erorilor prin aceasta metoda este asemanator cu operatia manuala.

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

3.1-modelele matematice ale montajului stift-alezaj (rigid sau elastic) prin cuplarea cu modelul matematic al mecanismului cu cuple cinematice elastice pe baza de elemente finite intr-un program unic necesita o unitate de calcul puternica; modelul "centrului elastic" al mecanismului cu cuple cinematice elastice vine extrem de util in modelarea matematica a procesului de

asamblare.

3.2-este posibila realizarea unor micromodule de positionare locala pe baza unor mecanisme plane cu cuple cinematice elastice avind elementele elastice paralele;caracteristica $F=f(x)$ prezinta o buna liniaritate;deplasarea bielei rigide nu este influentata practic de punctul de aplicatie al fortei F pe biela;forta exterioara dirijata dupa axa stiftului nu modifica caracterul liniar al caracteristicii.

3.3-mecanismele plane cu cuple cinematice elastice avind elementele elastice inclinate prezinta deplasari ale bielei rigide dependente de pozitia punctului de aplicatie al fortei exterioare pe biela;se confirma existenta "centrului elastic" in limite apropiate de valoarea teoretica calculata.

3.4-la mecanismele spatiale cu cuple cinematice elastice se confirma de asemenea existenta "centrului elastic";pozitia acestuia depinde de pozitia punctului de aplicatie al fortei exterioare pe biela rigida si in acelasi timp variaza intr-un domeniu restrins functie de valoarea fortei;se justifica incercarea in laborator a modelului in paralel cu modelarea matematica;raspunsul mecanismului cu cuple cinematice elastice la solicitarea cu un moment M aplicat pe biela, se apropie cu o buna aproximatie de o variatie liniara.

3.5-mecanismele spatiale cu cuple cinematice elastice prezinta fenomenul de pierdere a stabilitatii elastice la depasirea unor valori critice ale sarcinii exterioare;portiunea stabila a caracteristicii este liniara.

3.6-rigiditatea axiala a elementelor elastice,din expresiile de calcul a rigiditatilor echivalente,trebuie afectata cu un coeficient constructiv (0.4-0.6) pentru a tine cont de faptul ca elementele elastice sint solicitate la flambaj.

3.7-influenta fortei exterioare (orientate dupa axa stiftului) se face simtita sub aspectele:

- la valori reduse devine sesizabila numai la cresterea deplasarilor bielei rigide
- la valori mari determina marirea deplasarilor incepind chiar din pozitia initiala
- accentueaza fenomenul de pierdere a stabilitatii.

3.8-fenomenul de pierdere a stabilitatii elastice se reduce cu marirea unghiului de inclinare a elementelor elastice.

3.9-se confirma considerentul teoretic conform caruia orienta-

rea fortei exterioare fata de planul elementelor elastice nu influenteaza comportamentul mecanismului cu cuple cinematice elastice

Solutionarea problemelor din prezenta lucrare a fost pregatita de autor printr-o cercetare concretizata prin publicarea unor articole la diferite sesiuni de comunicari /D9/,/D15/, /D20/,/D26/,/D28/,/D29/ prin contract de cercetare /D8/ brevete de inventie /D4/,/D6/ si dosar pentru obtinerea brevetului de inventie /D23/.

Principalele contributii originale ale tezei de doctorat se pot grupa in doua entitati:

3. Contributii teoretice

A1.-sintezele monografice,elaborate pe baza unor vaste referinte bibliografice privitoare la constructia robotilor industriali pentru montaj si calculul mecanismelor cu cuple cinematice elastice,ofera informatii sistematizate,concise legate de solutii constructive si modele de calcul.

A2.-elaborarea unei metode de analiza teoretica a erorilor de situare ale robotilor industriali in operatiile de montaj si definirea influentelor acestor erori asupra procesului de montaj.

A3.-elaborarea unui model structural de analiza a procesului de montaj stift-alezaj (un model plan) prin care se justifica necesitatea existentei mecanismului cu cuple cinematice elastice pentru compensarea erorilor de situare;definirea unor elemente de sinteza structurala pentru aceste mecanisme destinate dispozitivelor de complianta;intocmirea unor scheme cinematice plane echivalente pentru procesul de montaj stift rigid-alezaj elastic tinindu-se cont de prezenta mecanismului cu cuple cinematice elastice,redus la "centrul elastic".

A4.-elaborarea modelului matematic - geometric si dinamic - al montajului stift rigid - alezaj elastic pentru doua solutii constructive ale stiftului.

A5.-elaborarea programului de calcul "ALEZE", pentru simularea procesului de montaj stift - alezaj elastic , bazat pe modelul matematic prezentat anterior.

A6.-elaborarea modelului matematic (plan) -geometric si dinamic - asamblare stift rigid-alezaj rigid tinindu-se cont de prezenta mecanismului cu cuple cinematice elastice redus la "centrul

elastic".

A7.-elaborarea programului de calcul "INSERT" pentru simularea procesului de montaj stift-alezaj rigid bazat pe modelul specificat anterior.

A8.-evidentierea ,concretizata matematic,a faptului ca modelul geometric al montajului stift-alezaj rigid nu si-a restrins generalitatea prin abordarea notiunii de "centrul elastic".

A9.-evidentierea unor modificari ce se impun modelului dinamic al montajului stift-alezaj rigid daca se renunta la notiunea de "centru elastic" pentru mecanismul cu cuple cinematice elastice.

A10.-definirea spatiului admisibil pentru erorile de situare ale robotului industrial in operatia de montaj stift-alezaj rigid si estimarea acestora.

A11.-analiza structurala a mecanismelor cu cuple cinematice elastice cu propuneri de simbolizare pentru elementele aflate in componenta acestora.

A12.-elaborarea modelului matematic pentru calculul "centrului elastic" al unui mecanism cu cuple cinematice elastice.

A13.-determinarea rigiditatilor echivalente ale mecanismului cu cuple cinematice elastice metalice pe baza modelului matematic specificat anterior.

A14.-formularea problemei de optimizare a mecanismelor cu cuple cinematice elastice pe baza functiei obiectiv definita de lucrul mecanic al fortelor de frecare dintre stift si alezaj.

A15.-elaborarea programului de optimizare "OPTIM2" pe baza modelului matematic anterior si a programului de calcul "INSERT".

A16.-elaborarea metodologiei de calcul al mecanismului cu cuple cinematice elastice (RCC) pe baza notiunii de "centru elastic".

A17.-elaborarea programului de calcul automatizat "MECELAS" bazat pe metodologia de calcul prezentata anterior.

A18.-elaborarea programului de calcul "OPTIM3" pentru optimizarea constructiva a unui mecanism cu cuple cinematice elastice (RCC).

A19.-elaborarea unei metodologii de calcul prin metoda elementului finit a mecanismelor cu cuple cinematice elastice si a programului "ELFIN" pentru un mecanism plan cu cuple cinematice elastice.

A20.-elementele de analiza a fiabilitatii mecanismelor cu cuple cinematice elastice din dotarea dispozitivelor de complianta.

A21.-enuntarea criteriilor de evaluare complexa a mai multor

variante de mecanisme cu cuple cinematice elastice pentru dispozitivele de complianță și elaborarea programului de calcul "OPTIM1" pentru alegerea automată a variantei optime.

A22.-elaborarea programului de calcul "REGRESIE" și a programului de calcul "PDEX" pentru prelucrarea datelor experimentale rezultate din încercări.

A23.-elaborarea unei variante de mecanism cu cuple cinematice elastice metalice ce face obiectului dosarului de invenție OSIM nr.144655 /D23/.

A24.-elaborarea unei variante de dispozitiv de blocare a mecanismelor cu cuple cinematice elastice pe parcursul etapei de "manipulare" (brevet de invenție nr.99591 /D6/).

8. Contribuții în domeniul cercetării experimentale.

B1.-conceperea și executia unui stand experimental pentru determinarea caracteristicilor de lucru ale unui mecanism cu cuple cinematice elastice.

B2.-conceperea și realizarea unui stand experimental pentru determinarea caracteristicilor de lucru ale unui mecanism cu cuple cinematice elastice în operații de asamblare stift-alezaj.

B3.-conceperea și realizarea unor mecanisme cu cuple cinematice elastice-metalice și din cauciuc în vederea încercărilor experimentale.

B4.-încercări experimentale asupra unor mecanisme cu cuple cinematice elastice plane și spațiale în vederea determinării caracteristicilor de lucru;evidențierea existenței "centrului elastic" și a modului în care acesta își modifică poziția;evidențierea influenței poziției forței exterioare sau a unui moment asupra comportamentului mecanismului;comparații critice a caracteristicilor de lucru pentru diferite variante de încercare.

B5.-încercări experimentale privind montajul stift rigid-alezaj rigid cu utilizarea unui dispozitiv de prehensiune având mișcare plan paralela a bacurilor și un mecanism cu cuple cinematice elastice din cauciuc.

Complexitatea problemelor analizate - montajul stift-alezaj și răspunsul mecanismului cu cuple cinematice elastice la diverse solicitări - oferă cimp deschis pentru cercetări ulterioare.Se pot remarca în acest sens direcțiile:

influența ajustajului stift-alezaj asupra comportamentului

mecanismului cu cuple cinematice elastice

- stabilitatea elastica a mecanismelor cu cuple cinematice elastice pe parcursul procesului de asamblare

- imbunatatirea performantelor dispozitivelor de complianta prin elaborarea unor variante de dispozitive cu corectie mixta.

BIBLIOGRAFIE

- A1. Azuma K., s.a. - Uoversenstvovanie tehnologiceski gibkoi sistem mi podaci detalei, in "Gibkie sborocinie sistemi" p.32 Moskva 1988
- A2. *** - Assembly and greater precision in view, "Industrial Robot" 1983, n. 2, p. 126
- A3. *** - Assembly Automation 4th Inter. Conference, 1983, Tokyo
- A4. *** - Assembly Automation 7th Inter. Conference, 1986, Zurich
- A5. *** - Assembly Automation 8th Inter. Conference, 1987, Copenhagen
- A6. Abele E. - Industrieroboter in der Montage Erfahrungen - neue Einsatzgebiete Entwicklungstendenzen, material II Stuttgart, Germania
- A7. Artobolevski I. - Les mecanismes dans la technique moderne, vol. 1-5, Editions MIR, Moskva, 1978
- A8. Asada H. - The dynamic RCC hand for high-speed assembly, "Proc. IEEE Int. Conf. Rob. and Autom.", Philadelphia, 1988, vol. 1, p. 120
- A9. Andre P., s.a. - Les robots (tome 4) - Constituants technologiques, Hermes Pub. (France), Paris, 1983
- A10. Andrasiu M., s.a. - Metode de decizii multicriteriale, Ed. tehnica Bucuresti, 1986
- A11. Avetikov B.G., s.a. - Automatic assembly of transformers, "Assembly Automation", febr. 1981, p. 94
- B1. Beuhabib B., s.a. - Computer-aided error analysis of robots, "IEEE J. Rob. and Autom.", 1987, nr. 4, p. 317
- B2. Beuthner A. - Wachstum scheinchenweise, "Roboter", markt 1992, p. 40
- B3. Bloch J. - Compliant robot and adapter assembly, Brevet inventie nr. 4518307 (SUA)
- B4. Breitinger R. - Losungskataloge fur Sensoren, Teil 1, Federfuhren und Federgelenke, Krausskopf Verlag, Mainz, 1980
- B5. Burtev A.A., s.a. - Matematicescoe modelirovanie professov sborki s pomosiu ociuvstvlennih robotov, "Teh. Kibernetika", 1980, nr. 1, p. 148
- B6. Bogdan R.C., s.a. - Sinteza mecanismelor plane articulate, Ed. Academiei, Bucuresti, 1977
- B7. Banut V., s.a. - Stabilitatea structurilor elastice, Ed. Academiei Bucuresti, 1975
- C1. Crisan I. s.a. - Sisteme flexibile de montaj cu roboti si manipulatori, Ed. tehnica, Bucuresti, 1988
- C2. Crisan I. - Conceptul de flexibilitate in tehnologia contemporana, "Revolutiile industriale in istoria societatii" pag. 198, Ed. Politica, Bucuresti, 1981
- C3. Cojocaru G., Kovacs Fr. - Robotii in actiune, Ed. Facla, Timisoara, 1985
- C4. Collins K. s.a. - The development of a European Benchmark for comparison of assembly robot programming systems, "Robot Techn. and Appl., Proc. 1th", Bruxelles, '84, p. 187
- C5. Cartwright A.G. - Aligment devices, Brevet de inventie nr. 2168029, Anglia
- C6. Colson J.c., s.a. - Quasi-static performance of robots, "Robotics and Comput. Integr. Manuf.", 1985, nr. 3-4, p. 261
- C7. Crespo D. - Spanien auf dem Vormarsch, "Roboter", markt 1992, p. 40
- C8. Chavey P. - Organe d'extremite pour robot d'assemblage l'insertion automatique des pieces dans des trous Brevet de inventie nr. 2564363 (Franta)
- C9. Cartwright G.A., s.a. - Aligment devices, Brevet de inventie nr. 2168029 (Anglia)
- C10. Clot J. s.a. - Dispositif mobil de liaison permettant de faire

- subir a un element porte des déplacements suivant plusieurs degrés de liberté, Brevet inv. Franta, nr. 2537909
- C11. Chavey P. s.a. - Organe d'extrémité pour robot d'assemblage destinée à l'insertion automatique des pièces dans des trous, Brevet inv. Franta, nr. 2564363
- C12. Cutkoski W. - Position sensing wrists for industrial manipulators, "12th ISIR", Paris, 1982, p. 427
- C13. Cerniahovskaia L.V. - Analiz protessa sovmesenia tilindricesk detalei s garantirovannim zazorom, "Av. sb. protessov", Riga, 1981, pag. 21
- C14. Cerniahovskaia L.V. - Vlianie sil trenia na protess avtomaticheskoi sborki tilindriceskikh soedinenii, "Av. sb. protessov" Riga, 1986, pag. 17
- C15. Cerniahovskaia L.V. - Matematicheskaja modeli protessa sovmesenia tilindriceskikh detalei, "Av. sb. protessov", Riga, 1981, p. 1
- C16. Crisan I. s.a. - Sisteme flexibile de montaj cu roboti si manipolatoare, Ed. tehnica, Bucuresti, 1988
- C17. Constantinescu I. s.a. - Prelucrarea datelor experimentale pe calculatoare numerice, Ed. tehnica, Bucuresti, 1980
- C18. Cristuinea C., Blaj L., Dolga V. - Analiza teoretica si experimentală a unui mecanism cu cuple cinematice elastice destinat dispozitivului de complianță (partea I) "Lucrarile celui de al VI-lea Simpozion MTM", vol. I, pag. 54.1-54.6, Timisoara, 1992
- D1. Davidoviciu A., Magda R. - Robotii industriali, Ed. Tehnica, Bucuresti, 1983
- D2. Dolga V. - Utilizarea robotilor industriali in montaj, Referat doctorat nr. 1, Timisoara, 1989.
- D3. Dolga V. - Prehensiunea in biomecanica si robotehnica, "Mecanica", 1984, vol. 3, p. 29, Timisoara
- D4. Dolga V. s.a. - Dispozitiv de prehensiune, Brevet de inventie nr. 93549, Romania, 1987
- D5. Dolga V. s.a. - Flansa de legatura, Brevet de inventie nr. 9516, Romania, 1988
- D6. Dolga V. s.a. - Dispozitiv de blocare a mecanismelor de complianță, Brevet de inventie nr. 99591, Romania, 1989
- D7. Dolga V. s.a. - Dispozitiv pentru montarea inelelor elastice, Brevet de inventie nr. 99862, Romania, 1989
- D8. Dolga V. s.a. - Studii cercetari si proiectari privind realizarea sistemului de roboti industriali. Mina mecanica sistem de complianță cu autocentrare pentru lucrari asamblare mecanice, Contract de cercetare nr. 163/198 ICSIT-Titan Bucuresti
- D9. Dolga V. s.a. - Consideratii privind corectia pasiva a erorilor de positionare in operatiile de montaj automat, "Simpozion National de roboti industriali", 1983, p. 99, Bucuresti
- D10. Dragoun J. s.a. - Adaptivna montazna hlavica najma pre priemy elne roboty, Brevet inv. RSC nr. 240320
- D11. De Fazio T.L. - Displacement-state monitoring for the remote center compliance (RCC) - Realisation and application "Material CSDL", (USA)
- D12. Demian Tr. s.a. - Aspecte noi privind calculul ghidajelor si elemente elastice de incovoiere, "Tribotehnica", Galati, 1978, vol 2, p. 361
- D13. Demian Tr. s.a. - Lagare si ghidaje pentru aparate, Ed. Acad. Rom. Bucuresti, 1980
- D14. Dudita Fl. s.a. - Curs de mecanisme, fascicula 1 - Structura, Univ. Brasov, 1984
- D15. Dolga V. - Centrul elastic al unui mecanism cu cuple cinematice elastice, "Al 5-lea Simpozion National de RI", Bucuresti

- 1985, pag. 165
- D16. Dolga V. - Modele teoretice utilizate la studiul mecanismelor cu cuple cinematice elastice pentru dispozitivele compliante, Referat doctorat nr. 2, Timisoara, 1990
- D17. Dolga V. - Stadiul actual al cercetarilor privind constructia si functionarea mecanismelor cu cuple cinematice elastice utilizate la dispozitivele de complianta, Referat doctorat nr. 3, Timisoara, 1991
- D18. Dudita Fl., s.a. - Mecanisme articulate spatiale inchise hexagonale utilizabile ca modul in robotii industriali, "Robotica '86", vol. 1, p. 39
- D19. Domrachev A.N. - Modelirovanie visokociastotnogo robotizirovannogo protesa sborki detalei, "Teh. i av. masinostroenie" 1986, nr. 38, p. 34
- D20. Dolga V. - Geometria montajului robotizat stift-alezaj, Al 5-lea Simpozion National de RI, p. 173, Bucuresti, 1985
- D21. Djalova N.V. - O dvijenii sopriagaemih detalei pri odnom sposobov avtomaticheskoi sborki, "Masinovedenie", 1985, nr. 1, p. 44
- D22. DeFazio T.L., s.a. - The instrumented remote center compliant "Ind. Robot", 1984, nr. 4, p. 238
- D23. Dolga V., s.a. - Mecanism compliant pentru robotii de montaj Dosar OSIM, nr. 144655
- D24. Duncheon Ch.S. - On their own, robots build Winchester drives, "Electronics", 1983, nr. 131
- D25. Drimer D., s.a. - Robotii industriali si manipuloare, Ed. tehnica, Bucuresti, 1985
- D26. Dolga V. - Consideratii privind proiectarea optima a dispozitivelor de prehensiune, "Robot-MTM '88", vol. II, p. 469-474 Cluj-Napoca 1988
- D27. Demidovici B. - Elements de calcul numerique, Editions Mir Moscou, 1979
- D28. Dolga V., s.a. - Analiza teoretica si experimentală a unui mecanism cu cuple cinematice elastice destinat dispozitivelor de complianta (partea II), "Al VI-lea Simpozion MTM", octombrie 1992, vol. I, pag. 55.1-55.6, Timisoara
- D29. Dolga V., s.a. - Stadiul actual al utilizării robotilor industriali in montajul automat, "Al XI-lea Simpozion National de RI", vol. 3, pag. 8.1-8.6, Timisoara, 1992
- D30. Dolga V., s.a. - Consideratii privind alegerea dispozitivului de prehensiune optim, "PRASIC '86", vol. I, pag. 147-154, Brasov 1986
- D31. Dolga V., s.a. - Modelul matematic al asamblării stift rigid-alezaj elastic, "Prasic '90", vol. II, pag. 69-77, Brasov, 1990
- D32. Dolga V., s.a. - Asupra fiabilitatii dispozitivelor de prehensiune, "Robot-MTM '88", vol. I, pag. 183-187, Cluj-Napoca, 1988
- D33. Dolga V., s.a. - Dispozitivul de prehensiune in operatiile de montaj, "Al X-lea Simp. National de RI-1991", Bucuresti vol. I, pag. 36, aprilie 1991, Bucuresti
- D34. Dolga V., s.a. - Mediul tehnologic si variabilitatea acestuia in montajul robotizat, "Al X-lea Simp. National de RI-1991" vol. III, pag. 564, aprilie 1991, Bucuresti
- D35. Dolga V., Sida M. - Proiectarea si realizarea unui dispozitiv de prehensiune pentru robotii industriali de montaj, "Al 5-lea Simpozion National de RI", Bucuresti, 1985, vol. I, pag. 136-148
- D36. Dolga V., Kovacs Fr. - Sinteza mecanismelor cu cuple cinematice elastice din structura dispozitivelor de prehensiune ale robotilor industriali, "Al V-lea Simpozion National de RI", Bucuresti, 1985, vol. I, pag. 136-148

- D37. Dolga V. - Sinteza dimensională a mecanismelor cu cuple cinetice elastice pentru dispozitivele de compliant "FRASIC '90", Braşov, 1990, vol. I, pag. 228
- F1. Frank H.E. - Handhabungseinrichtungen, Krausskopf Verlag, Mai 1975
- F2. Foule J.N. s.a. - Initiation à la robotique. Systeme de commandes des robots, "Le Nouvel Automatism", avr. 1981, p. 52
- F3. Fricke A., s.a. - Ungesteuerter Fugemechanismus mit internem Antrieb für die Werkstückmontage, Brevet inv. RDG, nr. 2296
- F4. Fakri A., s.a. - Passive compliant wrist two rotation centers for assembly robot (DCR-LAI device) "Proc. 5th Int. Conf. Assembly Automation", Paris, 1984, p. 235
- F5. Friederici C. - Anordnung zur Positionierfehlerkompensation der Geratemontage, Brevet inv. RDG, nr. 222542 (1985)
- F6. Fischer J., s.a. - Flexibler Greifer für Montageaufgaben, "Fertig. und Betr.", 1988, nr. 3, p. 174
- F7. Frolov K., s.a. - Mehanika promislennih robotov, vol. I, "Visskshkola", Moskva, 198
- F8. Fischer J., s.a. - Automatische Montage von Teilen mit Übermaß "VDI-Z.", 1991, nr. 4, p. 64
- F9. ***** - Flexibility can be achieved through robot assembly, "Assembly Automation", 1983, nr. 4, p. 218
- G1. Gusev A.A. - Avtomatizatsia sborki zubciatih peredaci, "Iteknauki i tehniki", tom 6, Moskva, 1990
- G2. Gaillet A., s.a. - Dispositif d'articulation actif à compliant Brevet inv. Franta, nr. 2549916
- G3. Gobel E.F. - Gummifedern, Springer-Verlag Berlin, 1969
- G4. Gentzen G., s.a. - Industrieroboter - Montagekopf für automatisierte Baugruppenmontage, "Maschinenbautechnik", 1982, nr. p. 450
- G5. Gusev A.A. - Raschet rejimov dlia avtomaticheskoi sborki soedinenii detalei, "Vestnik masinostr.", n. 3, 1978, pag. 57
- G6. Gafitanu M., s.a. - Elemente finite si de frontiera cu aplicatii la calculul organelor de masini, Ed. tehnica, Bucuresti 1987
- G7. Garbea D. - Analiza cu elemente finite, Ed. tehnica, Bucuresti, 19
- G8. Gerbes J. - Industrie roboter arbeitsplatz zur Montage von Relaisfassungen im VEB Werk für signal- und Sicherungstechnik Berlin, "Fertig. und Betr.", 1983, nr. 10, p. 603
- H1. Hesse S. - Roboter - Automat mit Zukunft ?, "Wiss. Beitrage der Zwickau", 1988, nr. 2, p. 2
- H2. Haaf D. - Ein Programmierbares montagesystem mit taktilen sensoren und visueller prozessüberwachung, material I Stuttgart - Germania
- H3. Holmqvist U. - Programmable automatic assembly station with n ASEA robot, material ASEA Robotics (Sweden).
- H4. Hartley J. - Robots at work, IFS (Publications), Kempston, 1983
- H5. Heginbotham W.B., s.a. - Versatile assembly by dedicated programming, 2th International Conference on Assembly Automation, p. 253, Brighton, 1981
- H6. Horst J. - Das Wesentliche Geräte und Einrichtungen für Montagetechnik, "Maschinenmarkt", 1989, nr. 21, p. 34
- H7. Hautau C. - Robot Compliance apparatus, Brevet de inventie nr. 4801240, SUA
- H8. Hardenby T. - Zweithöchste Pro-Kopf-Quote, "Roboter", markt 199 p. 30
- H9. Hricisak L., s.a. - Kompensator polohy a orientacie z pružného materialu pre poddajne ulozenie uchopovacej hlavy pram, Brevet inv. RSC, nr. 250025 (1986)
- H10. Harris C.M., s.a. - Socuri si vibratii vol. II, Editura Tehnic

Bucuresti 1968

- H11. Hildebrand S.-Feinmechanische Bauelemente, VEB Verlag Technik Berlin, 1980
- H12. Herfter D., s.a.-Berechnungsgrundlagen für die Auslegung von nutgesteuerten Fugemechanismen mit Gummifederelement. Maschinenbautechnik, nr. 7, 1985, pag. 313
- H13. Herfter D.-Zur Auslegung ungesteuerter Fugemechanismen mit elastomeren Federelementen, Wiss. Z. d. Techn. Hochsch., Karl-Marx-Stadt 1985, H. 5, pag. 753
- H14. Hennessey M.P.-Compliant Part Mating and Minimum Energy Chamfer Design, (-)
- H15. Hahnel K.-Raumkinematik von ungesteuerten Fugemechanismen "Fachtung Getriebetechnik Karl-Marx-Stadt", 1981, p. 74
- H16. Hollis R.L., s.a.-A six degree of freedom magnetically levitated variable compliance fine-motion wrist: design modeling, control, "IEEE Trans. on Rob. and Autom.", 1991, nr. 3, p. 320
- H17. Havlik S.-Zapastie robota s pruznou poddajnost'ou, "Strojnic Casopis", 1982, nr. 2, p. 179
- H18. Hollis R.L., s.a.-A six Degree of Freedom Magnetically Levitated Variable Compliance Fine-Motion Wrist: Design Modeling and Control, "IEEE Robotics and Autom.", 1991, nr. 3, p. 320
- H19. Handra-Luca V., Stoica A.I.-Introducere in teoria mecanismelor, vol. 1, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1982
- H20. Heginbotham W.B.-Gibkie sborocinie sistemi, "Masinostroenie Moskva", 1988
- I1. Illes G.-Pruzne poddajno navadzaci clen, Brevet inv. RSC 23483
- I2. *****-Insertion compliance devices, Brevet inv. SUA n. 2150111
- I3. Iurevici E., s.a.-Ustroistvo promislennih robotov, Izv. Masinostroenie, Leningrad, 1980
- I4. Illes G., s.a.-Pruzne poddajno navadzaci clen, Brevet inv. R nr. 234872 (1984)
- I5. Illes G., s.a.-Pruzne poddajno navadzaci clen, Brevet inv. R nr. 234869 (1984)
- I6. Ivanov A.A.-Proektirovanie sistem avtomaticeseskogo manipulirovania miniaturnimi izdeliami, Moskva, "Masinostroenie 1981
- I7. Ispas V., s.a.-Roboti industriali, Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1985
- J1. Jacobi P.-Fugemechanismen für die automatisierte montage in Industrierobotern, Tech. Hoch. Karl-Marx-Stadt, 1982
- J2. Jutard A., s.a.-Geometric model of the DCR-LAI compliant device "Robotica", vol. 7, 1989, p. 151
- J3. Jabotinskii Io.D., s.a.-Adaptivnie promislennie roboti i primenenie v mikroelektronike, "Radio i sviazi", Moskva 1985
- K1. Kovacs Fr. s.a.-Manipulatoare, roboti si aplicatiile lor industriale, Ed. Facla, Timisoara 1982
- K2. Koller R.-Design of assembly systems for maximum flexibility. Proceedings of the 4th International Conference Assembly Automation, pag. 104, Tokyo, 1983
- K3. Kozirev Iu.G.-Promislennie roboti, Masinostroenie, Moskva, 1981
- K4. Kreis W., s.a.-Montage und Handhabungstechnik, Industrieroboter "VDI-Z", 1991, nr. 4, p. 55
- K5. Khalil W., s.a.-Identification of geometric parameters of robots, "1st IFAC Symp. Robot Contr.", Barcelona, 1981, p. 191
- K6. Kovacs Fr.-Mecanisme cu cuple cinematice elastice, SYROM-8 vol. II-1, pag. 195, Bucuresti 1985
- K7. Kovacs Fr.-Mecanisme patrulater articulater plane cu cuple

- cinematice elastice si elemente specifice acestor SYROM-89, vol. I-2, pag. 439, Bucuresti 1989
- K8. Kovacs Fr. - Analiza cinematico-cinetostatica a mecanismel patrulater articulata cu cuple elastice, avind bie rigida, SYROM-89, vol. I-2, pag. 451, Bucuresti 1989
- K9. Krouse J.K. - Compliant mechanisms - a new class of mechanic devices, Machine Design, January 1980, pag. 86
- K10. Kobrinskii A.E. - Mehanizmi s uprugimi sviazami, "Nauka", Moskv 1964
- K11. Kojevnikov S.N. - Teoria mehanizmov i masin, "Masinostroenie Moskva, 1969
- K12. Korsakov V.S., s.a. - Sboraka rezibovih soedinenii s primeneni avtomaticheskikh manipulatorov, "Meh. i avtom. proiz.", 19 nr. 10, p. 2
- K13. Kovacs Fr. - Unele considerente cinematice ale montajului rob tizat folosind dispozitive de corectie pasiva cu co plianta, "Robot MTM-88", vol. 1, pag. 415, C. Napoca
- K14. Kovacs Fr. - Aspecte cinestotatice ale montajului automat rob tizat, "Robot MTM 88", vol. 1, pag. 427, C. Napoca
- K15. Kovacs Fr. - Aspecte structurale ale montajului robotiza "Robot-MTM 88", vol. 1, pag. 427, Cluj-Napoca, 1988
- K16. Kim K., s.a. - Volumetric accuracy analysis based on generaliz geometric error model in multi-axis machine tools, "Me Mach. Theory", 1991, nr. 2, p. 207
- K17. Kovacs Fr., Dolga V., Balu D. - Cercetari experimentale asup mecanismelor cu cuple cinematice elastice din structu dispozitivelor de prehensiune, "SYROM '85", vol. II- p. 329, Bucuresti, 1985
- K18. Kovacs Fr., s.a. - Metoda pentru verificarea eficientei fun tionale a dispozitivelor de corectie pasiva folosite montajul robotizat, "Robot-MTM '88", vol. 3. p. 445, Clu Napoca, 1988
- K19. Kovacs Fr., Perju D., Savii G. - Metode noi in sinteza mecanism lor, Ed. Facla, Timisoara, 1976
- K20. Kovacs Fr., Perju D., Crudu M. - Mecanisme. Analiza mecanismelo Lito. IPT, Timisoara, 1978
- K21. Kovacs Fr., Radulescu C. - Roboti industriali, vol. I, II, Lit Univ. Tehnice Timisoara, 1992
- K22. Kojevnikov S.I. - Osnovania struktornogo sinteza mehanizmov, Kiev, Nauka, 1979
- K23. Kyu W., s.a. - Developments of a pneumatic vibratory wrist for robotic assembly, "Robotica", 1989, vol. 7, part 1, p. 9
- K24. Kovacs Fr., Dolga V. - Incercari experimentale asupra un mecanism cu cuple cinematice elastice, "Al VI-lea Simp zion MTM", vol. I, pag. 53.1-53.6, Timisoara, 1992
- L1. Lotze W. - Berechnung von Biegefeder-System mit Hil konzentrierter Ersatzelemente, Feingeratetechnik, nr. 1968, pag. 440
- L2. Lotze W. - Liniare Theorie statisch und kinematisch unbestimmt ebener elastischer Systeme, "Feingeratetechnik", 197 nr. 3, p. 104
- L3. Loncaric J. - Normal forms of stiffness and compliance matrices. "IEEE J. Rob. and Autom.", 1987, nr. 6, p. 567
- L4. Lin P.P., s.a. - Development of a position and force sensor f, robotic applications, "Proc. IEEE Int. Conf. Rob. and Auto. 1986, vol. 3, p. 1798
- L5. Lemarchand L. - Organes Compliantes Passif, "SYROM '85", vol. II- p. 231, Bucuresti, 1985
- L6. Levitski N.I. - Teoria mehanizmov i masin, Moskva, Nauka, 1979
- L7. Lotfer B. - Avtomatizirovannaia sborka v elektroniceskoi pr

- mislennosti, "Gibkie sborocinie sistemi", Masinostroeni
Moskva, 1988, pag. 93
- M1. Makarov I.M.s.a. - Gibkie avtomatizirovannie proizvodstva
otrasliah promislennosti, Vissaiia skola, Moskva 1986
- M2. Makarov I.M. - Sistemnie printipi sozdania gibkih avtomatizir
vannih proizvodstv, vol.1, Vissaiia skola, Moskva, 1986
- M3. Martins G. - Profitability and flexibility in assembly autom
tion, Proceedings of the 8th Int. Conf. Assembly Autom
tion, p. 409-412, Copenhagen, 1987
- M4. Malot J. - Dispositif de liaison elastiquement deformable
seuil de securite d'aux moins deux pieces deplasabl
ensemble, Brevet de inventie nr. 2630956, Franta.
- M5. Massaro G. - Deutliche Zuwachse, "Roboter", markt 1992, p. 37
- M6. Menq Ch., s.a. - Statistical characterization of position erro
of an ensemble of robots and its applications, "Tran
ASME. J. Mech., Transmiss., and Autom. Des.", 1989, nr. 2, p. 2
- M7. Massonnet Ch. - Calculul structurilor la calculatoare electr
nice, Editura tehnica, Bucuresti 1972
- M8. McCallion H. - Compliant device for inserting a peg in a hol
"Ind. Robot", june 1979, p. 81
- M9. McCallion H. - Some thoughts on the automatic assembly of a p
and a hole, "I. Mech. E.", 1975, p. 347
- M10. Merlet J.P. - A control law for the insertion of a flexib
cylindrical peg using a robot, "Material INRIA", France
- M11. Merlet J.P. - Etude bidimensionelle de l insertion d u
cheville souple dans un ensamble rigide, Raports
Recherche n. 166, INRIA, 1982
- M12. Montana D.J. - The kinematics of contact with compliance, "IE
Int. Conf. Rob. and Autom.", 1989, vol. 2, p. 770, Washington
- M13. Mutenek K.I. - Osnovi proektirovania sborociniah avtomatova
linii, Zinatne, Riga, 1981
- M14. Moser Ch. - Entwicklung eines rezistiven beschleunigungsaufne
mers, "Eighth World Congress on the Theory of Machin
and Mechanisms", vol. 1, p. 337, Praga, 1991
- M15. Manolescu N.I., Kovacs Fr. Oranescu A. - Teoria mecanismelor si
mecanismelor si a masinilor, Ed. did. si pedagogica
Bucuresti, 1972
- M16. Mihoc Gh., s.a. - Bazele metematice ale teoriei fiabilitati
Ed. Dacia, Cluj-Napoca, 1976
- M17. Matveciuk V.S. - K opredeleniu uslovii samoorientirovan
detalei sopriagaemih tilindriceskiah povernostiami, "Pr
borostroenie", vol. I, Riga 1965, pag. 182
- N1. Nevins J.L.s.a. - Exploratory Research in Industrial Modul
Assembly, R 1111, CSDL Massachusetts (USA), 1978
- N2. Nevins J.L.s.a. - Exploratory Research in industrial assemb
partmating, R 1276, CSDL Massachusetts (USA), 1980
- N3. Nevins J.L.s.a. - Robot Assembly Research and Its Future Dire
tions, Report no. P-741, CSDL Cambridge, Massachusetts (US
- N4. Nevins J.L.s.a. - Exploring new assembly concepts, "Americ
Machinist", march 1978, p. 93
- N5. Nevins J.L., s.a. - Assembly Research, "Automatica", 1980, vol. 1
p. 595
- N6. Novikov M.P. - Osnovi tehnologii sborki masin i mehanizmo
"Masinostroenie", Moskva, 1980
- N7. Novikov M.P. - Naucnye osnovu avtomatizatii sborki masin, "Mas
ostroenie", Moskva, 1976
- O1. Opitz H., s.a. - Beitrag zur Erweiterung des Einsatzbereiches v
Industrierobotern in flexiblen automatischen Montag
systemen, "Wiss. Z. der Techn. Hochsch. Karl-Marx-Stadt.
1985, nr. 5, p. 651

- O2.Ostapciuk V.G.,s.a.-Strestva ociuvstvlenia promislennih robotov,"Obzornaia informatia,Robototehnika",seria 7,fasc Moskva,1987
- O3.Okada T.,s.a.-A Tactile Sensor Based on a Suspension-She Mechanism for Dexterous Fingers,"IEEE Trans.on Rob.a Automation",1992,nr.1,p.126
- O4.Oprean A.-Fiabilitatea masinilor unelte,Ed.Tehnica,Bucurest 1979
- P1.Pandrea N.,s.a.-Metoda deplasariilor relative in calculul elastic al mecanismului de complianta RCC,Al 5-lea Simpoz on National de RI,Bucuresti,1985
- P2.Perianu E.-Aspecte privind calculul elastic al mecanismelor orientare la montaj pentru RI,Al 5-lea Simpozion National de RI,Bucuresti 1985.
- P3.Pelecudi Chr.,s.a.-Prezentarea si calculul unei variante mecanismului de complianta,Al 8-lea Simpozion National de RI,Cluj-Napoca,Oct.1988,pag.593
- P4.Polisuk M.K.,s.a.-Optimizatia rejimov robotizirovannoi sbor pretizionnih soedinenii metodom avtopoiska,"Vestn masinostroenia",1986,nr.8,p.49
- P5.Pandrea N.,s.a.-Calculus of the compliance devices of the programmable assembly systems,"Eighth World Congress on the Theory of Machines and Mechanisms",vol.4,p.122 Praga,1991
- P6.Paul R.P.,s.a.- Work methods measurement a comparison between robot and human task performance,Int.J.Prod.Res.,197 n.3,pag.277
- P7.Polak M.-Zarizeni pro nastaveni prumysloveho robotu pro bro seni odlitku,Brevet de inventie nr.256264 (1989 Cehoslovacia
- P8.Peshkin M.A.-Programmed Compliance for Error Corrective Assembly,"IEEE Tran.on Rob.and Autom.",1990,nr.4,p.473
- P9.Paul R.P.-Robot Manipulators:Mathematics,Programming and Control,MIT Press,Cambridge,1982
- P10.Pham D.T.-Improvements in compliant devices,Brevet inventie nr.2152473,Anglia
- P11.Peyrat P.,s.a.-Positionnement fin par recherche de referenc utilisant la mesure d'efforts.Application a l'assemblage robotise,"Eighth World Congress on the Theory Machines and Mechanisms",vol.4,p.1225,Praga,1991
- P12.Popov E.P.-Teoria i rascet gibkikh uprugih sterznej,"Nauka" Moskva,1986
- P13.Peshkin M.A.-Programmed Compliance for Error Corrective Assembly,"IEEE Trans.on Robotics and Automation",1990,nr.4,p.473
- P14.Perju D.-Mecanisme de mecanica fina,vol.1,2,Lito.I.P.V.T Timisora,1986
- P15.Pelecudi Chr., Simionescu I., Moise V., Ene M.,- Proiectare mecanismelor,Lito.IPB,Bucuresti,1981
- P16.Pelecudi Chr.,Maros D.,Merticariu V.,Pandrea N.,Simionescu -Mecanisme,Ed.did.ped.,Bucuresti,1985
- P17.Pacoste C.,s.a.-Metode moderne in mecanica structurilor Ed.stiin.si encicl.,Bucuresti,1988
- R1.Redford A.H.,s.a.-Product design for automatic assembly,Proc of the Int.Conf.on Assembly Automation,p.129,Brighton 1981
- R2.Rembold U.,s.a.-Technische Anforderungen an Zukunflige Montage roboter (teil 2),"VDI-Z",1981,nr.19,p.790
- R3.Reboulet C.,s.a.-Dispositif capteur d'effort a six composants notamment pour la robotique,Brevet de inventie 263111.

Franta

- R4.***** -Roboter fur Kleinteilmontage haben Chances,"Roboter markt 1992,p.9
- R5.***** - 1500 neue Roboter,"Roboter",markt 1992,p.32
- R6.Rumsiski L.Z.-Prelucrarea matematica a datelor experimental Bucuresti,Ed.tehnica,1974
- R7.Rourke J.,s.a.-Remote center compliance device,Brevet inventie (SUA) nr.4556203
- R8.Radulescu O.-Sinteze optimale in constructia de masini,E tehnica,Bucuresti,1984
- R9.**** -Robotizatia sborocinih protessov,Nauka,1985
- S1.Silkin A.S.,s.a.-Organizatia sborocinih robotizirovann kompleksov ,robotizatia sborocinih protessov,pag.1 Masinostroenie ,Moskva 1987
- S2.Schweizer M.-Ungebrochener Aufwärtstrend,"Roboter",1985,nr. p.52
- S3.Scott P.B.-The Robotics Revolution,Blackwell Publisher Ltd Oxford,1985
- S4.Sevak M.N.,s.a.- Optimal synthesis of Flexible Link Mechanis with Large Static Deflections,Trans.ASME,J.E.for Indu try,May 1975,pag.520
- S5.Satohin V.M.,s.a.- Sintez parametrov vibrationnovo montajno ustroistva dlia sborocinovo robota,"Teoria meh.i masi nr.38,1985
- S6.Sawada C.-Specification and generation of a motion path f compliant motion,"IEEE Int.Conf.Rob.and Autom.",198 vol.2,p.808,Washington
- S7.Starr G.P.-Experiments in Assembly Using a Dexterous Han "IEEE Trans.on Robotics and Autom.",1990,nr.3,p.342
- S8.Stoyanov B.,s.a.-Experimental research and analysis of R Device,"4th Inter.Conf.on Ass.Autom.",p.282,Tokyo,198
- S9.Savii G.G.-Sinteza mecanismelor cu elemente elastice aplicatii la mecanisme cu elemente conduse miscate viteze mari,Teza de doctorat,Timisoara,1982
- S10.Stauffer R.N.-Robots speed assembly of floppy disk drive "Robotics Today",1983,nr.6,p.25
- S11.Schweizer M.-Taktile Sensoren fur programmierbare Handhabun Dissertation,Univ.Stuttgart,1978
- S12.Schoninger J.-Vorrichtung zum Fugen von Bauelementen,Brev de inventie nr.3628750 (Germania).
- T1.Taniguchi N.-Present state of the arts of system design automated assembly in Japan,4th International Conf rence on Assembly Automation,p.1,Tokyo,1983.
- T2.Terasima M.-Mecanism compliant,"Kokai tokke koho",1989,nr.: p.587 (R.J.Prommislennie roboti nr.1,1990)
- T3.Tham H.,s.a.-Erfassung der Greifkraft sowie raumlicher Rea tionskrafte und moment,Brevet inv. 272250,Germania
- T4.Tao J.M.,s.a.-Compliant Coordination Control of Two Movin Industrial Robots,"IEEE Trans.on Rob.and Autom.",199 nr.3,p.322
- T5.Terazano N,s.a.-Application of robots for assembly and tran sportation work of elevators and escalators part "Robot",1983,nr.37,p.64
- T6.Takeyasu K.-Precision Insertion Control Robot and Its Applic ation,"J.of Eng.for Industry",nov.1976,pag.1313
- U1.Ulrich S.,s.a.-Wege zur flexiblen automatischen bedienarm Montage durch den Einsatz von sensor gefurhten Indus trierobotern,"Wiss.Z.der Techn.Hochsch.Karl-Marx-Stad 1985,nr.5,p.782
- U2.Ulrich S.,s.a.-Die Montage als Bestandteil der flexiblen

- automatischen Fertigung, "Wiss. Z. der Techn. Hochsch. Karl Marx-Stadt", 1986, nr. 5, p. 642
- V1. Volmer J. - Flexible automatische Montagesysteme maschinenbautechnische Aspekte, "Wiss. Z. der Techn. Hochsch. Karl-Marx-Stadt", 1983, nr. 5, p. 626
- V2. *****-Montagegreifer für Handhabungsgeräte, Brevet de invent nr. 276256, Germania (titular VEB Wema)
- V3. Veitschegger W.K., s.a. - Robot accuracy analysis based on Kinematics, "IEEE J. Rob. and Autom.", 1986, nr. 3, p. 171
- V4. Volmer J., s.a. - Fugemechanismen mit nachgiebigen Gliedern für Montage-Industrieroboter, Maschinenbautechnik, nr. 3, 19 pag. 115
- V5. Van Brussel H., s.a. - The adaptable compliance concept and its use for automatic assembly by active force feedback accommodations, 9th International Symp. on Industrial Robots, p. 167, Washington
- V6. Volmer J. - Industrieroboter, VEB Verlag Technik, Berlin, 1983
- W1. Warnecke H.J. - Einsatzplanung von Industrierobotern, "Maschinenmarkt", 1988, nr. 18, p. 30, 31, 33, 35, 37
- W2. Warnecke H.J. - Automatisierung in der Verkettungs-Handhabung und Montagetechnik, "wt-Z. ind. Fertig.", 1982, nr. 12, p. 29
- W3. Warnecke H.J., s.a. - Flexible assembly system for unmanipulated factory, 4th International Conference on Assembly Automation, 1983, Tokyo
- W4. Warnecke H.J., s.a. - Entwicklung und Einsatz flexibler Montagesysteme, "Maschinenbautechnik", 1986, nr. 3, p. 115
- W5. Warnecke H.J., s.a. - Influence of microelectronics on the development and application of assembly robot, "Manufacturing systems", vol. 13, nr. 1, p. 16
- W6. Wu C.H., s.a. - Estimation of the accuracy of a robot manipulator, "IEEE Trans. Autom. Contr.", 1985, nr. 3, p. 304
- W7. Watson P.C. - The Remote Center Compliance System And Its Application To High Speed Robot Assemblies, Assembly Conf., Oct. 1977
- W8. Watson P.C. - The Remote Axis Admittance A Key to Robot Assembly, Robot IV Conference, Oct/Nov. 1979
- W9. Whitney D.E., s.a. - Mechanical Behavior and Design Equations for Elastomer Shear Pad Remote Center Compliance "Konstr. i tehn. masinostroenia", nr. 3, 1986, pag. 240
- W10. Whitney, s.a. - Part mating theory for compliant parts, R 140 CSDL (USA), 1980
- W11. Wright P. - A manufacturing hand, "Rob. and Comput. Integr. Manuf.", 1985, nr. 1, p. 13
- W12. Warnecke H.J., s.a. - Fitting of crimp contacts to connectors using industrial robots supported by vibrating tool "Robotica", 1988, vol. 6, part 2, p. 123
- W13. Warnecke H.J., s.a. - Montagetechnik, Krausskopf Verlag, Mainz, 1975
- W14. Warnecke H.J., s.a. - Industrieroboter. Katalog '85, Vereinigte Fachverlage, Mainz, 1985
- W15. Wright P.K., s.a. - Active Control of a Compliant Wrist for Manufacturing Tasks, "Konstr. i tehn. mas.", nr. 3, 1986, pag.

ANEXA

Montajul tirantului directiei automobilelor /F9/	Exemplul nr.	Pag.
	1	1

Problema de rezolvat - asamblarea celor patru piese ce compun produsul:capac din otel cu stifturi filetate,cuzinet sferic (din masa plastica) montat in capacul lagarului ,tirantul trasversal , corpul din material plastic fixat pe partea sferica a tirantului .

Modalitate de solutionare-Organizarea sistemului de montaj la uzinele Cam Gears (Anglia) se aseamana cu cel de la uzinele Fiat (Italia).

Se utilizeaza trei RI dispusi de-a lungul liniei robotizate.Pentru alimentarea cu piese se utilizeaza alimentatoare vibratoare iar transportul intre posturile de lucru se realizeaza cu conveior cu banda sau role .

Primul RI preia cuzinetul si il fixeaza in capacul metalic cu ajutorul unui DP special.Utilizind un al doilea DP (dispus pe acelasi element) RI ridica capacul metalic cu cuzinetul si il instaleaza pe o paleta de transport.In acesta pozitie in partea de sus a capacului se introduce lubrifiantul necesar. Paleta este deplasata pe conveiorul cu banda la urmatorul post.

Al doilea RI preia tirantul,il roteste cu 180 aducindu-l cu partea sferica in jos si realizeaza asamblarea cu corpul sferic (din material plastic) pina cind acesta ajunge in zona sferica a tirantului.Utilizind cel de-al doilea DP,RI ridica paleta cu capacul,continuind sa retina tirantul,si aseaza cele doua pise pe platoul presei de lucru (80 tf).

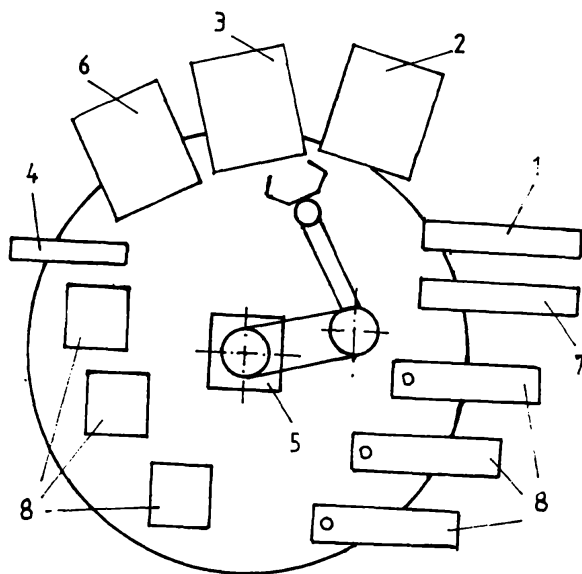
Al treilea RI aseaza ansamblul in dispozitivul de control al momentului .Reactia este inregistrata de catre senzorul de forta-moment al RI.Ansamblele rebutate sint asezate pe un jgheab alimentator pentru controlul manual iar cele corespunzatoare pe un suport transportat cu un conveior cu role.

Echipeamente periferice-alimentatoare vibratoare,conveior cu banda si paleta ,conveior cu role ,presa .

Obs.-se utilizeaza RI DEA PRAGMA
 -ciclul de asamblare are 10 secunde
 -se monteaza sase variante ale produsului avind un volum de la 2000 la 10000 ansamble

Problema de rezolvat-asamblarea a trei tipuri de role. Prima rola consta dintr-un rulment, bandaj din cauciuc si siguranta inelara. Al doilea tip de rola consta din doi rulmenti si bandaj din cauciuc, iar rola a treia din doi rulmenti si inel de siguranta. Masa rolei este pina la 400 gr.

Modalitate de solutizare-In fig.II.1 se prezinta aranjarea celulei.



- 1,4-dispozitiv alim.ev.
- 2-post fixare rulment
- 3-post montare inel de siguranta
- 5-RI
- 6-post pt. confirmarea existentei inelului
- 7-magazin cu rulmenti
- 8-magazin cu role de diferite tipuri

Fig.II.1

DP al RI are o constructie speciala care permite prehensarea atat pe exteriorul rolor cit si pe interiorul rulmentilor. Cursa cilindrului pneumatic al DP este astfel redusa realizandu-se un gabarit redus.

Echipele periferice-transportor pentru piese si produs, dispozitive de control.

Obs-se elibereaza un operator pentru fiecare operatie

- calitatea ansamblului montat se imbunatateste
- durata ciclului 40 s.
- RI are 4 grade de mobilitate:trei rotatii (270° , 270° , 330°) si o translatie ($z=300$ mm; $v_z=2.5$ m/s)
- lungimea elementelor 650 mm
- precizie ± 0.05 mm.

Montajul robotizat al unei pompe .	Exemplul nr. /R2/	Pag.
	3	3

Problema de rezolvat-asamblarea a 35 piese componente ale unei pompe cu palete .

Modalitate de solutionare-sistemul de montaj realizat de firma "Toyoda Machine Tool" se bazeaza pe o linie echipata cu 15 RI si mai multe posturi de lucru.

Pieseile sint transportate pe palete ,care au patru zone de asezare (una pentru carcasa si trei pentru piesele mici),de catre un transportor.

In cadrul primului post un RI suspendat preia carcasa din container si o depune pe paleta.

In al doilea post se gasesc trei RI.Un RI pozitioneaza carcasa in dispozitivul de montaj sub presa .Un al doilea RI preia de la un alimentator vibrator o garnitura circulara si o monteaza.Tot acest RI pozitioneaza locasul de control al debitului si un inel de oprire .Al treilea RI pozitioneaza garnitura de etansare ce va fi presata de presa.Carcasa este ridicata de primul RI (de capacitate mai mare) si asezata pe paleta .

In al treilea post se monteaza o garnitura inelara.RI este dotat cu un DP special (cinci degete) care insereaza garnitura in mod treptat .

In al patrulea post se monteaza paletele de catre un RI. Paletele sint montate in perechi .Un senzor vizual (Auto-Matix) examineaza orientarea paletelor (urmareste un reper poansonat pe acestea).

In al cincilea post un RI (Scara) si un RI articulata realizeaza fixarea rotorului.Alti doi RI asigura montarea unei garnituri ,buson,saiba,surub.

In acest moment un al doilea senzor vizual determina tipul pompei prin detectarea literei de pe carcasa .Aceasta informatie este transmisa spre postul urmator .

Un RI (Scara) selectioneaza si instaleaza supapa adecvata pentru controlul debitului .Un ultim RI (articulat) monteaza (in cooperare cu o masina de insurubat) un arc si un buson .

Produsul finit este transferat la o masina de control

	Exemplul nr.	Pag.
	3	4

dupa care este paletizat de un RI.

La fiecare post celule fotoelectrice (traductoare de proximitate) verifica daca piesele au fost montate efectiv.

Echipamente periferice-alimentator vibrator,container, transportor cu palete ,presa ,senzori vizuali.

Obs.-suprafata la sol a liniei 18 m * 9 m
 -se utilizeaza 2 RI suspendati (in coordonate carteziene),9 RI (articulati) si 4 RI (Scara)
 -durata ciclului 45 s
 -productia 10000 buc./luna

Problema de rezolvat - montajul discurilor flexibile trebuie sa se realizeze intr-o incinta curata fara impuritati ($< 300/m$). Montajul consta din fixarea pe arborele principal a discului (iar pe acesta suportul de informatie) cu ajutorul piulitei. Discul in aceasta stare trebuie echilibrat. Ultima operatie consta in montarea magnetilor .

Modalitate de solutionare-In fig.IV.1 se prezinta sistemul de montaj .

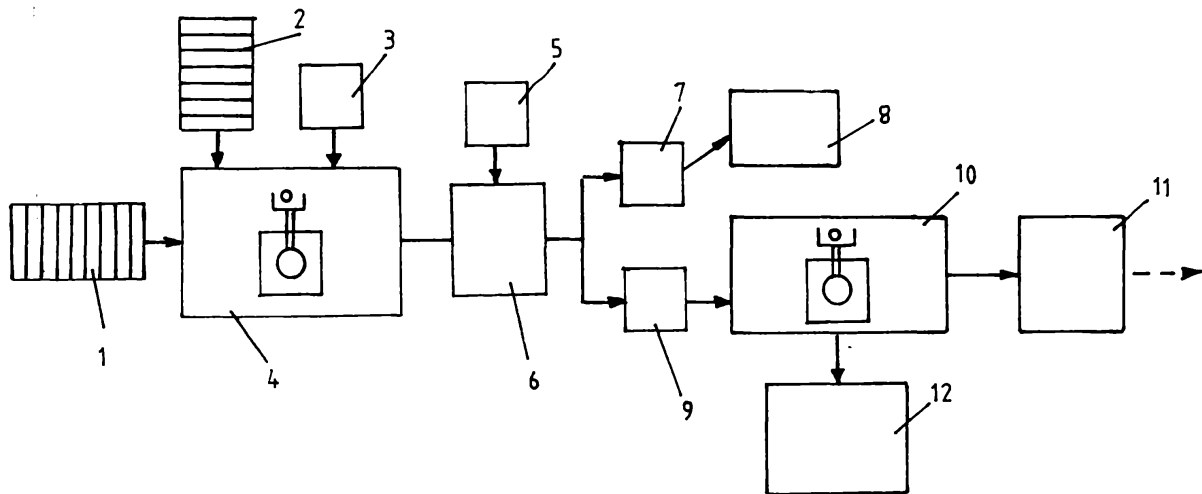


Fig.IV.1

- | | |
|--|---|
| 1,2-conveior | 7-post de verificare globala |
| 3 -alimentator cu garnitura din material plastic | 8-post de echilibrare |
| 4 -post de montaj cu RI | 9-post de inregistrare a directiei |
| 5 -inel de siguranta | 10-post de montaj cu RI (discul cu capul magnetic) |
| 6 -post de fixare a discului | 11-post de montaj a magnetilor |
| | 12-alimentator cu cap inregistrare |

Discurile sint transportate cu ajutorul casetelor pe conveior . Sesizarea casetei este facuta de traductoare de proximitate . In acelasi timp al doilea conveior transporta arborele .Operatia de montaj a discului pe arbore se face pe

	Exemplul nr.	Pag.
	4	6

caie adaptiva (compensare activa) avind in vedere ca jocul posibil intre arbore si alezajul discului este de 0.013 mm iar precizia de repetabilitate a RI de +0.22 mm.RI indeplineste urmatoarele operatii:manipularea discului din caseta ,asamblarea acestuia cu arborele ,montajul garniturii din material plastic.

Echipamente periferice - conveior cu casete pentru transport interoperational si final ,alimentatoare cu piese in posturile de asamblare .

Obs.-RI utilizati sint de tip SCARA

-productivitatea 20 discuri / ora .

-se impun conditii speciale pentru ungerea RI si a echipamentelor periferice, pentru actionarea acestora.

Montajul discurilor floppy	Exemplul nr.	Pag.
/S10/	5	7

Problema de rezolvat-montajul mecanismului discurilor magnetice de diametru 203 mm (corpul turnat,arbore,doi rulmenti, doua bucle distantiere,saiba elastica,rotorul,statorui).

Modalitate de solutie-Sistemul de montaj robotizat consta din patru celule dispuse succesiv de-a lungul unui conveior cu lant .Pentru alimentarea si instalarea pieselor se utilizeaza RI (Seiko).Componentele sint transportate spre conveiorul principal cu ajutorul unui transportor cu banda .

DP utilizat este de tipul "revolver" cu miscare paralela a bacurilor pentru toate cele trei mecanisme de prehensiune.Primul mecanism este utilizat pentru prehensarea rotorului.Al doilea consta din doua dispozitive de fixare dispuse etajat (unul destinat prehensarii rulmentilor si a unei bucle distantiere de 0 15.87 mm iar celalalt pentru prehensarea celei de-a doua bucle de 0 7.9 mm si a arborelui).Cel de-al treilea DP este utilizat pentru prehensarea saibei elastice.Corpul turnat este incarcat in mod manual pe conveiorul de transport din alimentator vertical .

In primul post are loc verificarea orientarii corpului turnat pe cale optica.In al doilea post RI monteaza in corp flansa lagarului .Asezarea corecta este verificata cu ajutorul senzorului de proximitate pneumatic .

In al treilea post un RI roteste corpul dupa ce in prealabil minirobotul Seiko a positionat statorul in raport cu rulmentul.Doua dispozitive pneumatice fixeaza relativ corpul si statorul .In timp ce RI (Seiko) indeplineste operatia sa al doilea RI realizeaza a doua operatie pe conveior :el preia arborele de pe al doilea conveior ,il aseaza in postul de lucru nr.4 semnalizindu-se declansarea operatiei de transport a corpului din postul nr.3 sub arbore.Positionarea corecta este verificata prin senzorul pneumatic de proximitate si pe cale optica .In aceasta pozitie se monteaza al doilea rulment in corp apoi un dispozitiv pneumatic monteaza arborele pe rulmenti.In final al doilea RI realizeaza operatiile ramase:montajul buclilor ,a celui de-al doilea rulment.Asezarea corecta este verificata pe cale

	Exemplul nr.	Pag.
	5	8

optico-mecanica .Al doilea RI pozitioneaza rotorul (Ø 102 mm) sub arborele principal realizindu-se asamblarea .Produsul este evacuat cu ajutorul conveiorului spre alte posturi de montaj manual .

Echipamente periferice-conveior cu lant,transportor cu banda,dispozitive pneumatice de fixare si presare .

Obs.-operatiile de montaj principale sint realizate de RI -T3/726 (Cincinnati Milacron) .

- operatiile secundare se realizeaza de RI-Seiko.
- productivitatea 20 discuri / ora .

Problema de rezolvat - Asamblarea pieselor componente ale unui releu pentru aparatura de automatizare destinata cailor ferate:partea superioara a corpului,partea inferioara a corpului, grupul de contacte,arcul de revenire.Releul contine doua arcure si aprox.20 contacte .

Modalitate de solutionare - In fig.VI se prezinta schema celulei.

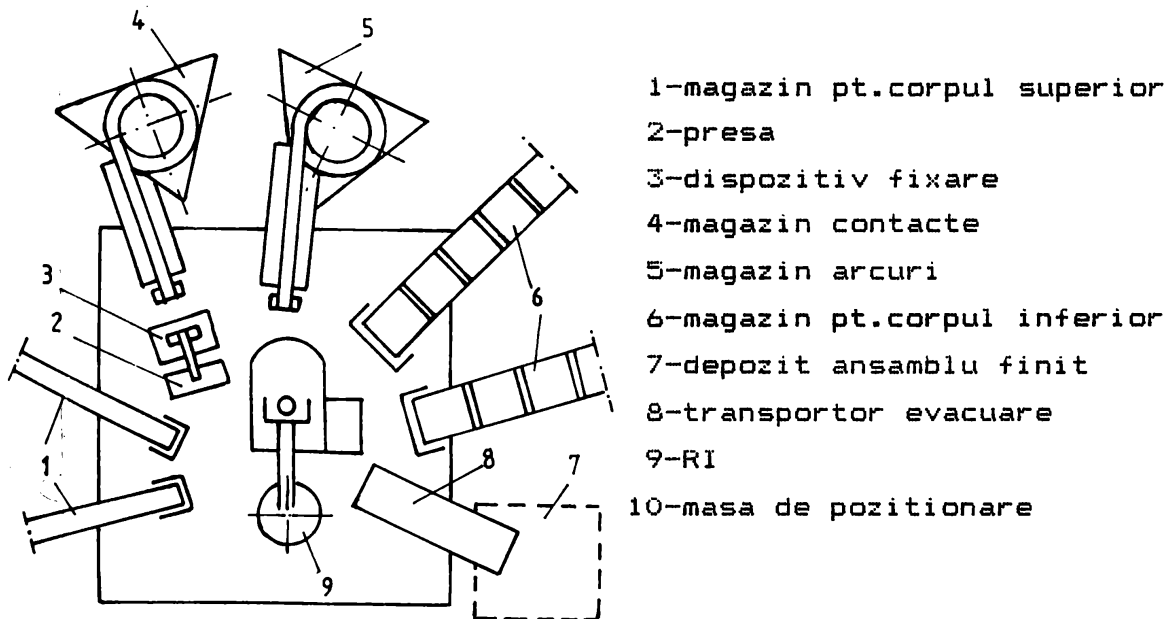


Fig.VI

Masa de pozitionare (actionata pneumatic) serveste pentru instalarea blocurilor si elementelor complexului.Pe ea se amplaseaza pneumoagregate,vibrotransportor,magazine piese,presa.

Grupul de contacte este preluat din alimentatorul vibrator si este transportat pe cale pneumatica.Corpul inferior si superior se incarca manual pe transportor (suprafata de alunecare) si se deplaseaza sub actiunea greutatii proprii.Cele doua corpuri sint asamblate prin presare (presa de 200 N).Asamblarea este de tip "sandvici" cu corpul inferior baza.

Echippinge periferice - transportor gravimetric (unghi de inclinare 33° ,lungime 585 mm,forma suprafetei de alunecare U), alimentatoare vibratoare ,presa .

Obs. - se utilizeaza RI tip PHM 4
- durata ciclului 130 s.

Problema de rezolvat - asamblarea componentelor unor minitransformatoare.

Modalitate de solutionare-Schema sistemului de montaj este prezentata in fig.VII.

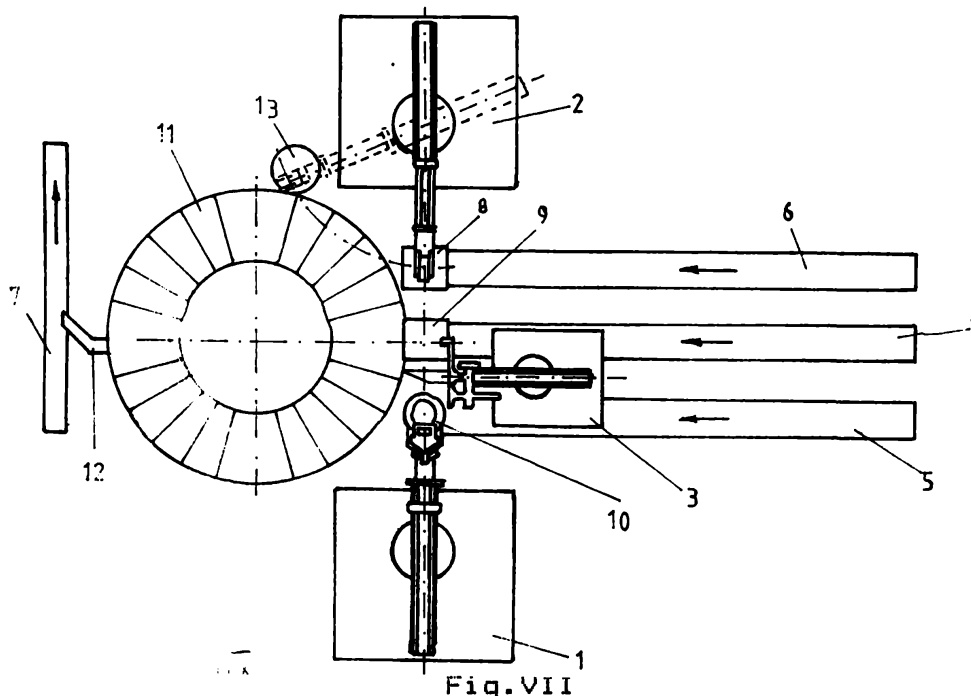


Fig.VII

- | | |
|---------------------------|----------------------------|
| 1,2-RI | 8,10-poz.de prehensare |
| 3 -manipulator | 9-masa de asamblare/verif. |
| 4,5,6-conveior alimentare | 11-cuptor pt.uscare |
| 7-conveior evacuare | 12-plan evacuare |
| 13-tanc cu ulei | |

Secventa operatiilor este urmatoarea :

- prezentarea partilor transformatorului la statia de incarcare
- prezentarea partii inferioare a magnetului la statia de asamblare
- prezentarea bobinei si fixarea ei de partea inferioara a magnetului
- prehensarea perechii superioare a magnetului
- lipirea celor doua parti ale magnetului
- inspectarea asamblarii
- uscarea produsului asamblat

	Exemplul nr.	Pag.
	7	11

-verificarea calitatii produsului si inregistrarea rebuturilor

Corectitudinea operatiilor este confirmata de o serie de senzori :

-senzori magnetici sau fotocelule (conjugarea partilor de asamblat)

-senzori magnetici,termici (automatizarea cuptorului)

-senzori de curent (verifica existenta contactului electric dintre robot si transformator,verifica caracteristicile functionale ale transformatorului)

Echipamente periferice - conveioare pentru alimentare si evacuare produs,cuptor pentru uscarea produsului.

Obs.- se realizeaza 7-8 transformatoare/min.

- sint inlocuiti 9 operatori

- un operator supravegheaza 3-4 celule.

```

10 REM *****
20 REM *          PROGRAMUL ALEZE          *
30 REM * CALCULUL PARAMETRILOR DE MONTAJ
40 REM *          STIFT-ALEZAJ SEMIELASTIC          *
50 REM *****
60 PRINT "*****"
70 PRINT "* DATE DE INTRARE *"
80 PRINT "*****"
90 INPUT "D1="; D1; INPUT "D2="; D2; INPUT "D3="; D3
100 INPUT "L="; L; INPUT "LC="; LC
110 INPUT "R1="; R1; INPUT "R2="; R2
120 INPUT "MIU1="; MIU1; INPUT "MIU2="; MIU2
130 INPUT "MIU3="; MIU3
140 INPUT "KX="; KX; INPUT "KXE="; KXE; INPUT "KFI="; KFI
150 INPUT "DELTAY="; DELTAY; INPUT "DELTA="; DELTA
160 INPUT "H="; H; INPUT "ALFA0="; ALFA0
170 PRINT "D1="; D1; "D2="; D2; "D3="; D3
180 PRINT "L="; L; "LC="; LC
    PRINT "R1="; R1; "R2="; R2
200 PRINT "MIU1="; MIU1; "MIU2="; MIU2; "MIU3="; MIU3
210 PRINT "KX="; KX; "KXE="; KXE; "KFI="; KFI
    PRINT "DELTA="; DELTA; "ALFA0="; ALFA0
    PRINT "DELTAY="; DELTAY
240
    PRINT
260 REM
270 REM          UNghiURILOR          I FIIUR
280 REM          INITIALE          51
290 REM
300 PRINT "*****"
310 PRINT "    REZULTATE DE CALCUL    *"
320 PRINT "*****"
330 PRINT "*****"
    PRINT "*****"
340 PRINT "*" ; SPD(3) ; "S1" ; SPD(10) ; "ALFA0" ; SPD(10) ;
    "KXE" ; SPD(10) ; "KFI" ; SPD(5) ;
350 PRINT "*" ; SPD(4) ; "mm." ; SPD(6) ; "rad." ; SPD(6) ;
    "(MM)" ; SPD(10) ; "(N)" ; SPD(5) ; "*"
360 PRINT "*****"
    PRINT "*****"
370 LET SBO=(D2+(R1-D1/2)*COS(ALFA0)-L+
    +LC*SIN(ALFA0)-DELTAY)/(R1+R2)
380 LET VS=SBO
390 GOSUB 1210
400 LET BETAO=UNghi-ALFA0
410 PRINT "BETA0="; BETAO
420 LET D1=(R1+R2)*COS(BETA0+ALFA0)/R1
430 LET C2=(2-D1/R1)*SIN(ALFA0)-H/R1

```

```

440 LET C60=C1+C2
450 LET VC=C60
460 GOSUB 1230
470 LET GAMAO=UNSH1-ALFA0
480 PRINT "GAMAO=";GAMAO
490 CONTOR=0 :CONTOR1=0:0=CONTOR1+1
500 SP=0
510 ALFAI=ALFA0:BETAI=BETA0
520 ALFAJ=ALFA0:GAMA1=GAMAO
530 SP=SP+DELTA Y
540 GOSUB 1300
550 GOSUB
560 GOSUB 840
570 GOSUB 730
580 GOSUB 1040
590 IF ABS (ALFA0/ALFAI-1)<=.001 THEN GOTO 630
600 CONTOR=CONTOR +1 :ALFAI=AL FA0
610 IF CONTOR<=100 THEN GOTO 540
620 STOP
630 F1=FA*(COS(GAMAO)+N103*SIN(GAMAO))
640 F2=FB*(COS(BETA0)+N101*SIN(BETA0))
650 F=1/F2
660 CONTOR1=CONTOR1+1
670          ,SP;TAB(10);ALFAJ;TAB(29);DX;TAB(42)
680 ALFAI=ALFA0
690 BETAI=BETA0
700 GAMAI=GAMAO
710 IF GAMAI<=F          GOTO 630
720 STOP
      REM *****
740 REM   SUBPROGRAM PENTRU CALCULUL UNSHIULUI *
750 REM *           DE CONTACT GAMA
760 REM *****
770 LET VOB=(R1+R2)*COS(ALFAI+BETA0)/R1+
      *           +(2-R1/R2)*SIN(ALFAI)-R/R1
780 LET VC=VOS
790 GOSUB 1230
800 LET GAMAO=UNSH1-ALFAI
810 RETURN
820 REM *****
830 REM * SUBPROGRAM PENTRU CALCULUL DEFORMATIEI DRE
840 REM *****
850 XA0=D1/2+R1*(1-SIN(BETA0));YA0=LC+R1*COS(BETA0)
860 XB0=-D1/2+R1*(1-SIN(GAMAO));YB0=LC+R1*COS(GAMAO)
870 XA0=D1/2+R1*(1-SIN(BETA0));YA0=LC+R1*COS(BETA0)
880 XB0=-D1/2+R1*(1-SIN(GAMAO));YB0=LC+R1*COS(GAMAO)
      RAD3=SQRT((XA0-XB0)*(XA0-XB0)+(YA0-YB0)*(YA0-
      *           YB0)+R2*R2*(COS(ALFAI+BETA0)+SIN(ALFAI+BETA0))

```

```

900      RAD2=DDR ((XAO-XBO)*(XAO-XBO)+(YAO-YBO)*(YAO-YBO))
          (H-R2*DCOS(ALFA0+BETA0))*(H-R2*DCOS(ALFA0+BETA0))
910  DAE=+(RAD1+RADP*R2)*SIN(ALFA1+BETA0)-R2*SIN(ALFA0+BETA0)
920  RETURN
930  REM *****
  REM  SUBPROGRAM PENTRU CALCULUL DEFORMATIEI *
940  REM *****
      (D1/2-R1)*DCOS(ALFA0)+D2*SIN(ALFA0)+
      +(R1+R2)*SIN(ALFA0+BETA0)-D2=C
      X01=D2-C-R2*SIN(ALFA0+BETA0)
      (D1/2-R1)*DCOS(ALFA0-ALFA1)+SIN(ALFA0-
      *SIN(ALFA0+BETA0)          DYE
990  DX=(X0-XD+DELTAY*SIN(ALFA0))/DCOS(ALFA0)
1000  RETURN
1010  REM *****
1020  REM * SUBP      PENTRU CALCULUL PURTELUI
      *****
1040      T=(1-MI01*MI02)*SIN(ALFA1+BETA0)
1050  LET      *DCOS(ALFA0+BETA0)
      ZAF=ZB*ZAL/(ZAL+ZAF)
  LET  TBI=ZB*SIN(BETA0)-MI01*DCOS(BETA0)
      PD2=KAF*ZB
      PT=(SIN(GAMA0)-MI03*DCOS(GAMA0))
  LET      PA=(SIN(GAMA0)-MI03*DCOS(GAMA0))
      *DCOS(GAMA0)
1120  LET  PC1=PD1
1130  LET  PC4=AL+R1*DCOS(BETA0)
1140  LET  ALFA0=(PC1*PC2-PC3*PC4)/RF1+ALFA0
1150  RETURN
1160  REM *****
1170  REM * SUBPROGRAM PENTRU CALCULUL ASIN SI ACOS
1180  REM *****
1190  REM VALOAREA FUNCTIEI SIN=VS;COS=VC
1200  REM VALOAREA FUNCTIEI TAN=VT
1210  LET  VT=VS/SQR(1-VS*VS)
1220  GOTO 1240
1230  LET  VT=SQR(1-VC*VC)/VC
1240  LET  UNCHI=ATN(VT)
1250  RETURN
1260  REM *****
1270  REM * SUBPROGRAM PENTRU CALCULUL UNCHIULUI *
1280  REM *          CURENT BETA          *
1290  REM *****
1300  LET  CB0=COS(BETA1+ALFA1)-DELTAY*DCOS(ALFA0)/(R2+R1)
1310  LET  VC=CB0
1320  GOSUB 1230
1330  LET  BETA0=UNCHI-ALFA0
1340  RETURN

```

```

10>REM
20 REM *****
30 REM * MODELARE AŞAMBLARE STIFT-ALEZAJ *
40 REM *****
50 REM
60 READ miu,beta,fi,ky,l1,l2,d1,kg,g,alfaz,a,deltay,d2
70 DATA .15,0,PI/4,15,5,150,50,53000,10,.5*PI/180,1.5,-1,50.5
80 LET psi=ATN miu
   LET x1=1/TAN fi*(d2/2-d1/2*COS alfaz+a*(1-SIN alfaz/TAN fi)+deltay)
   LET y1=-d2/2-a+x1/TAN fi
90 LET xo2p=x1-d1/2*SIN alfaz+a*COS alfaz
100 LET u=.15
   LET m=30
110 LET xo31=xo2p-l1*COS alfaz
   LET yo31=deltay-l1*SIN alfaz
120 LET A2=Ky*COS (psi)/SIN (beta+fi-psi)
   LET A3=g*SIN beta*COS psi/SIN (beta+fi-psi)
   LET A4=(Kg-G*(l1-l2))*COS psi
   LET A5=Kg*alfaz*COS psi
   LET A6=u/TAN (beta+fi)
   LET A7=d1/2*COS fi-l1*SIN fi
130 DIM d(m)
   DIM n(m)
   DIM f(m)
   DIM x(m)
   DIM y(m)
140 DIM u(m)
   DIM v(m)
   DIM i(m)
   DIM j(m)
   DIM s(m)
150 LET y(1)=0
   LET alfa=alfaz
   LET x(1)=xo31
   LET s(1)=yo31

160 DIM a(m)
170 FOR j=1 TO m
180 IF j>1 THEN GO TO 200
190 LET a(1)=0
   GO TO 210
200 LET A(j)=ky*COS psi/SIN (beta+fi-psi)*y(j-1)
   LET B1=A(1)+A2*A6+A3-A2*A7*alfa
   LET c1=B1*(11-a)
   LET c2=A2*A7*(11-a)
   LET c3=b1*d1/2
   LET c4=A2*A7*d1/2
   LET c5=A4
   LET c6=A5
   GO TO 220
210 LET B1=A(1)+A2*A6+A3-A2*A7*alfa
   LET c1=B1*(11-a)
   LET c2=A2*A7*(11-a)
   LET c3=b1*d1/2
   LET c4=A2*A7*d1/2
   LET c5=A4
   LET c6=A5
220 LET alfa=alfaz
   LET A9=fi+alfa-psi
230 GO SUB 1090

```

```

240>LPRINT "alfa=";alfa
250 LET d(j)=A6+A7*(alfa-alfal)
260 LET n(j)=A(j)+A2*d(j)+A3
270 IF j>1THEN GO TO 290
280 LET y(1)=d(1)
    GO TO 300
290 LET y(j)=y(j-1)+d(j)
300 LET f(j)=1/COS beta*(-ky*y(j)*SIN beta+n(j)*(miu*SIN fi+COS fi)-g)
310 IF j>1THEN GO TO 330
320 LET x(1)=xo3l+u*COS beta
    LET s(1)=yo3l+u*SIN beta
    GO TO 350
330 LET x(j)=x(j-1)+u*COS beta
    LET s(j)=s(j-1)+u*SIN beta
    LPRINT "x(";j;")=";x(j), "s(";j;")=";s(j)
340 DIM q(5)
350 LET u(j)=x(j)-d(j)*SIN beta
    LET v(j)=s(j)+d(j)*COS beta
    LET i(j)=u(j)+(11-a)*COS alfa+d1/2*SIN alfa
    LET j(j)=v(j)+(11-a)*SIN alfa-d1/2*COS alfa
    LPRINT "u(";j;")=";u(j), "v(";j;")=";v(j)
    LPRINT "i(";j;")=";i(j), "j(";j;")=";j(j)
360 IF i(j)>aTHEN LPRINT "faza a doua de insertie"
    LET yv=y(j)
    LET alfa1=alfa
    LPRINT "n(";j;")=";n(j)
    LPRINT "f(";j;")=";f(j)
    LET h1=(i(j)-a)/COS alfa+a
    LPRINT "h1=";h1
    LET q(1)=n(j)
    LET q(2)=f(j)
    LET q(3)=alfa1
    LET alfa1=alfa1
    LET q(4)=d(j)
    LET q(5)=0
    LET xce=u(j)
    LET yce=v(j)
    LET xc=x(j)
    LET sc=s(j)
    GO TO 410
370 LET alfa1=alfa
380 LET yv=y(j)
390 LPRINT "f(";j;")=";f(j)
    LPRINT "n(";j;")=";n(j)
    LPRINT "i(";j;")=";i(j)
400 NEXT j
410 LET u=1.5
420 DIM h(20)
430 DIM n(20)
    DIM f(20)
    DIM d(20)
    DIM o(20)
440 DIM x(20)
    DIM s(20)
    DIM u(20)
    DIM v(20)
450 DIM p(5)
    DIM w(5,5)
460 DIM a(5,5)
    DIM b(5,5)

```



```

470>FOR e=1TO 20
480 GO SUB 1230
490 LET n(e)=q(1)
      LET f(e)=q(2)
      LET alfa=q(3)
      LET d(e)=q(4)
      LET dh=q(5)
500 IF e=1THEN LET x(1)=xc
      LET s(1)=sc
      LET u(1)=xc-d(1)*SIN beta
      LET v(1)=sc+d(1)*COS beta
      LET yb=v(1)+(11-a)*SIN alfa+d1/2*COS alfa
      LPRINT "x(";e;")=";x(1),"s(";e;")=";s(1)
      LPRINT "u(";e;")=";u(1),"v(";e;")=";v(1),"yb=";yb
      GO TO 530
510 LET x(e)=x(e-1)+u*COS beta
      LET s(e)=s(e-1)+u*SIN beta
      LET u(e)=x(e)-d(e)*SIN beta
      LET v(e)=s(e)+d(e)*COS beta
      LET yb=v(e)+(11-a)*SIN alfa+d1/2*COS alfa
      LET o(e)=u(e)+11*COS alfa+(d1/2-a)*SIN alfa
520 LPRINT "x(";e;")=";x(e),"s(";e;")=";s(e)
      LPRINT "u(";e;")=";u(e),"v(";e;")=";v(e)
      LPRINT "yb=";yb,"o(";e;")=";o(e)
530 LET xb=u(e)+(11-a)*COS alfa-d1/2*SIN alfa
      IF xb<aTHEN GO TO 560
540 IF (yb-d2/2)=0THEN LPRINT "contact in doua puncte"
      GO TO 620
550 IF (yb-d2/2)>0THEN LPRINT "modifica rigiditatele"
      STOP
560 IF e=1THEN LET h(1)=dh+h1
      GO TO 580
570 LET h(e)=h(e-1)+dh
580 LPRINT "f(";e;")=";f(e)
      LPRINT "n(";e;")=";n(e)
      LPRINT "h(";e;")=";h(e)
590 IF e=1THEN LET y(1)=yv+d(1)
      GO TO 610
600 LET y(e)=y(e-1)+d(e)
610 LET q(1)=n(e)
      LET q(2)=f(e)
      LET q(3)=alfa
      LET q(4)=d(e)
      LET q(5)=dh
      LET alfa1=alfa
      GO TO 630
620 LET h2=h(e)
      LET uv=u(e)
      LET w1=v(e)
      GO TO 640
630 NEXT e
640 LET u=1.5
      LET n=300
      LET c1=h2-a
      LET c2=d1
      LET c3=d2
650 GO SUB 1870
660 LET alfa1=alfa

```

```

670>LET ab=SQR((h2-a)^2+d1^2)
LET xb=xa+SQR(ab^2-d1^2)
LET xce2=xb-(1-a)*COS alfai+d1/2*SIN alfai
LET yce2=d1/2-(1-a)*SIN alfai-d1/2*COS alfai
680 LET yv2=yce2-w1
690 DIM x(100)
DIM s(100)
DIM u(100)
DIM v(100)
DIM n(100)
DIM f(100)
700 DIM q(6)
DIM h(100)
DIM y(100)
DIM r(6)
DIM t(6)
DIM w(6,6)
710 DIM d(100)
DIM m(100)
DIM a(6,6)
DIM b(6,6)
720 LET q(1)=10
LET q(2)=10
LET q(3)=10
LET q(4)=0.1
LET q(5)=.1
LET q(6)=.001
730 FOR f=1 TO 100
740 GO SUB 1980
750 LET f(f)=q(1)
LET n(f)=q(2)
LET m(f)=q(3)
LET d(f)=q(4)
LET dh=q(5)
LET alfa=q(6)
760 IF f=1 THEN LET y(1)=yce2+d(1)
GO TO 780
770 LET y(f)=y(f-1)+d(f)
780 IF f=1 THEN LET h(1)=h2+dh
GO TO 800
790 LET h(f)=h(f-1)+dh
800 IF h(f)>hmax THEN LPRINT "opreste insertia"
STOP
810 LPRINT "f(";f;")=";f(f)
LPRINT "n(";f;")=";n(f)
LPRINT "d(";f;")=";d(f)
LPRINT "dh=";dh
LPRINT "alfa=";alfa
820 LET q(1)=f(f)
LET q(2)=n(f)
LET q(3)=m(f)
LET q(4)=d(f)
LET q(5)=dh
LET q(6)=alfa
830 NEXT f
840 STOP
850 FOR i=1 TO n
FOR j=1 TO n
LET b(i,j)=(i=j)
NEXT j
NEXT i

```

```

060>LET det=1
070 FOR k=1TO n
080 IF k=nTHEN GO TO 980
090 LET imax=k
LET amax=ABS a(k,k)
100 FOR i=k+1TO n
IF amax>ABS a(i,k)THEN GO TO 920
110 LET imax=i
LET amax=ABS a(i,k)
120 NEXT i
130 IF imax=kTHEN GO TO 980
140 FOR j=1TO n
LET atemp=a(imax,j)
150 LET a(imax,j)=a(k,j)
LET a(k,j)=atemp
160 LET btmp=b(imax,j)
LET b(imax,j)=b(k,j)
LET b(k,j)=btmp
NEXT j
170 LET det=-det
180 IF ABS a(k,k)<1e-20THEN LPRINT "matrice singulara"
190 LET det=a(k,k)*det
LET div=a(k,k)
1000 FOR j=1TO n
LET a(k,j)=a(k,j)/div
LET b(k,j)=b(k,j)/div
NEXT j
1010 FOR i=1TO n
LET amult=a(i,k)
1020 IF i=kTHEN GO TO 1050
1030 FOR j=1TO n
LET a(i,j)=a(i,j)-amult*a(k,j)
LET b(i,j)=b(i,j)-amult*b(k,j)
1040 NEXT j
1050 NEXT i
1060 NEXT k
1070 RETURN
1080 REM *****
1090 REM * calculul unei ecuatii transcendente de forma c1*SIN a+c2*COS a-c3*a=0 *
1100 REM *****
1110 LET n=15
1120 FOR i=1TO n
1130 LET fx=C1*SIN a9+C2*alfa*SIN a9-C3*COS a9-C4*alfa*COS a9+C5*alfa-C6
LET fpx=(C1-C4)*COS a9+(C3+C2)*SIN a9+C2*alfa*COS a9+C4*alfa*SIN a9+C5
1140 LET teta=alfa-fx/fpx
1150 LET a8=teta
LET a9=fi+teta-psi
1160 LET fx=C1*SIN a9+C2*a8*SIN a9-C3+COS a9-C4*a8*COS a9+C5*a8-C6
1170 IF ABS (fx)>=.0000001THEN GO TO 1190
1180 LET alfa=teta
LPRINT "alfa=";alfa
LPRINT "i=";i
GO TO 1210
1190 LET alfa=teta
LET a9=fi+alfa-psi
1200 NEXT i
1210 RETURN
1220 REM *****

```

```

1230>REM * Program pentru rezolvarea sistemelor de ecuatii *
1240 REM *      neliniare prin metoda NEWTON      *
1250 REM *****
1260 REM *****
1270 REM *      q(n)-mat.aproxi.initile;p(n)-mat.valorilor *
1280 REM *      functiilor;w(n*n)-mat.jacobiana;r(n)-matricea *
1290 REM *      aproximatiei ulterioare;l-contor;m-iteratii *
1300 REM *****
1310 FOR l=1TO 20
1320 GO SUB 1470
1330 LET n=5
1340 GO SUB 1590
1350 FOR i=1TO n
      FOR k=1TO n
        LET a(i,k)=w(i,k)
      NEXT k
    NEXT i
1360 GO SUB 850
1370 DIM r(n)
1380 GO SUB 1800
1390 FOR i=1TO n
      IF ABS (q(i)/r(i)-1)<=.001THEN GO TO 1410
1400 GO TO 1430
1410 NEXT i
1420 GO TO 1450
1430 FOR i=1TO n
      LET q(i)=r(i)
    NEXT i
1440 NEXT l
1450 RETURN
1460 REM *****
1470 REM * Subprogram evaluare fuctii *
1480 REM *****
1490 IF e=1THEN LET p(1)=q(2)*COS beta+ky*(yv+q(4))*SIN beta-q(1)*SIN (psi+q(3))/COS psi+g
      GO TO 1510
1500 LET p(1)=+q(2)*COS beta+ky*(y(e-1)+q(4))*SIN beta+g-q(1)*SIN (psi+q(3))/COS psi
1510 IF e=1THEN LET p(2)=+q(2)*SIN beta-ky*(yv+q(4))*COS beta+q(1)*COS (psi+q(3))/COS psi
      GO TO 1530
1520 LET p(2)=+q(2)*SIN beta-ky*(y(e-1)+q(4))*COS beta+q(1)*COS (psi+q(3))/COS psi
1530 IF e=1THEN LET p(3)=q(1)*((11-h1-q(5))-miu*d1/2)-kg*(alfaz-q(3))-g*(11-12)*SIN q(3)
      GO TO 1550
1540 LET p(3)=q(1)*((11-h(j-1)-q(5))-miu*d1/2)-kg*(alfaz-q(3))-g*(11-12)*SIN q(3)
      GO TO 1550
1550 LET p(4)=q(5)*COS q(3)+(alfai-q(3))*d1/2+q(4)*SIN beta-u*COS beta
1560 LET p(5)=q(5)*q(3)+11*(alfaz-q(3))-q(4)*COS beta-u*SIN beta
1570 RETURN
1580 REM *****
1590 REM * Subprogram pentru evaluare mat.jacobiana *
1600 REM *****
1610 LET w(1,1)=-SIN (psi+q(3))/COS psi
1620 LET w(1,2)=COS beta
1630 LET w(1,3)=-q(1)*COS (psi+q(3))/COS psi
1640 LET w(1,4)=ky*SIN beta
      LET w(1,5)=0
1650 LET w(2,1)=COS (psi+q(3))/COS psi
      LET w(2,2)=SIN beta
1660 LET w(2,3)=-q(1)*SIN (psi+q(3))/COS psi
1670 LET w(2,4)=-ky*COS beta
      LET w(2,5)=0
1680 IF e=1THEN LET w(3,1)=11-h1-q(5)-miu*d1/2
      GO TO 1700

```

```

1690 LET w(3,1)=11-h(e-1)-q(5)-miu*d1/2
1700 LET w(3,2)=0
1710 LET w(3,3)=kg-g*(11-12)*COS q(3)
      LET w(3,4)=0
      LET w(3,5)=-q(1)
1720 LET w(4,1)=0
      LET w(4,2)=0
1730 LET w(4,3)=-q(5)*SIN q(3)-d1/2
1740 LET w(4,4)=SIN beta
      LET w(4,5)=COS q(3)
1750 LET w(5,1)=0
      LET w(5,2)=0
1760 LET w(5,3)=q(5)-11
1770 LET w(5,4)=-COS beta
      LET w(5,5)=q(3)
1780 RETURN
1790 REM *****
1800 REM * Subprogram pt.calculul matricii aproximatiei ulterioare *
1810 REM *****
1820 DIM t(n)
1830 FOR i=1 TO n
      LET t(i)=0
      FOR k=1 TO n
          LET t(i)=t(i)+b(i,k)*p(k)
      NEXT k
NEXT i
1840 FOR i=1 TO n
      LET r(i)=q(i)-t(i)
NEXT i
1850 RETURN
1860 REM *****
1870 REM * Calculul unei ecuatii transcendente de forma c1*SIN a+ c2*COS a+c3=0 *
1880 REM *****
1890 FOR i=1 TO 20
1900 LET x=alfa
      GO SUB 2510
1910 LET beta=alfa-fx/fpx
1920 IF ABS(beta/alfa-1)>=.001 THEN GO TO 1960
1930 LET x=beta
      GO SUB 2510
1940 IF ABS(fx)>=.00001 THEN GO TO 1960
1950 LET alfa=beta
      GO TO 1970
1960 LET alfa=beta
NEXT i
1970 RETURN
1980 FOR l=1 TO 30
1990 GO SUB 2110
2000 GO SUB 2250
2010 FOR i=1 TO 6
      FOR k=1 TO 6
          LET a(i,k)=w(i,k)
      NEXT k
NEXT i
2020 GO SUB 850
2030 LET n=6
2040 GO SUB 1800
2050 FOR i=1 TO n
      IF ABS(q(i)-1)<.001 THEN GO TO 2070

```

```

2060>GO TO 2080
2070 NEXT i
2080 RETURN
2090 NEXT-1
2100 REM *****
2110 REM * Evaluare functii *
2120 REM *****
2130 IF f=1THEN LET p11=q(1)*COS beta+ky*(y(1)+q(4))*SIN beta
      LET p12=-miu*q(3)-q(2)*SIN (q(6)+psi)/COS psi+g
      LET p(1)=p11+p12
      GO TO 2150
2140 LET p(1)=q(1)*COS beta+ky*(y(f-1)+q(4))*SIN beta-miu*q(3)-q(2)*SIN (q(6)+psi)/COS psi+g
2150 IF f=1THEN LET p(2)=q(1)*SIN beta-ky*(y(1)+q(4))*COS beta-q(3)+q(2)*COS (q(6)+psi)/COS psi
      GO TO 2170
2160 LET p(2)=q(1)*SIN beta-ky*(y(f-1)+q(4))*COS beta-q(3)+q(2)*COS (q(6)+psi)/COS psi
2170 IF f=1THEN LET p31=q(3)*COS (q(6)+psi)/COS psi*(11-a)
      LET p32=-q(3)*SIN (q(6)+psi)/COS psi*d1/2
      LET p33=-q(2)*(11-h(1)-q(5)-miu*d1/2)
      LET p34=kg*(alfaz-q(6))
      LET p(3)=p31+p32+p33+p34
      GO TO 2190
2180 LET p31=q(3)*COS (q(6)+psi)/COS psi*(11-a)
      LET p32=-q(3)*SIN (q(6)+psi)/COS psi*d1/2-q(2)*(11-h(f-1)-q(5)-miu*d1/2)
      LET p33=kg*(alfaz-q(6))
      LET p(3)=p31+p32+p33
2190 IF f=1THEN LET p41=q(1)*(COS beta*d1/2-SIN beta*(11-h(1)-q(5)))
      LET p42=kg*(alfaz-q(6))+q(3)*(COS (q(6)+psi)/COS psi*(h(1)+q(5)-a)-SIN (q(6)+psi)/COS psi*d1/2)
      LET p(4)=p41+p42
      GO TO 2210
2200 LET p41=q(1)*(COS beta*d1/2-SIN beta*(11-h(f-1)-q(5)))
      LET p42=kg*(alfaz-q(6))+q(3)*(COS (q(6)+psi)/COS psi*(h(f-1)+q(5)-a)-SIN (q(6)+psi)/COS psi*d1/2)
      LET p(4)=p41+p42
2210 LET p(5)=u*SIN beta+q(4)*COS beta+(11-a)*(q(6)-alfai)+d1/2*(COS q(6)-COS alfai)
2220 LET p(6)=u*COS beta-q(4)*SIN beta+d1/2*(q(6)-alfai-q(5))*COS q(6)
2230 RETURN
2240 REM *****
2250 REM * Evaluare matrice iacobiana *
2260 REM *****
2270 LET w(1,1)=COS beta
      LET w(1,2)=-SIN (q(6)+psi)/COS psi
2280 LET w(1,3)=-miu
      LET w(1,4)=ky*SIN beta
2290 LET w(1,5)=0
      LET w(1,6)=-q(2)*COS (q(6)+psi)/COS psi
2300 LET w(2,1)=SIN beta
      LET w(2,2)=COS (q(6)+psi)/COS psi
2310 LET w(2,3)=-i
      LET w(2,4)=-ky*COS beta
2320 LET w(2,5)=0
      LET w(2,6)=-q(2)*SIN (q(6)+psi)/COS psi
      LET w(3,1)=0
2330 IF f=1THEN LET w(3,2)=11-h(1)-q(5)-miu*d1/2
      GO TO 2350
2340 LET w(3,2)=11-h(f-1)-q(5)-miu*d1/2
2350 LET w(3,3)=COS (q(6)+psi)/COS psi*(11-a)-SIN (q(6)+psi)/COS psi*d1/2
2360 LET w(3,4)=0
      LET w(3,5)=q(2)
2370 LET w(3,6)=-q(3)*(SIN (q(6)+psi)/COS psi+(11-a)+COS (q(6)+psi)/COS psi*d1/2)-kg
2380 IF f=1THEN LET w(4,1)=COS beta*d1/2-SIN beta*(11-h(1)-q(5))
      GO TO 2400

```

```

2390 LET w(4,1)=COS beta*d1/2-SIN beta*(1-h(f-1)-q(5))
2400 LET w(4,2)=0
2410 IF f=1 THEN LET w(4,3)=COS (q(6)+psi)/COS psi*(h(1)+q(5)-a)-SIN (q(6)+psi)/COS psi*d1/2
      GO TO 2430
2420 LET w(4,3)=COS (q(6)+psi)/COS psi*(h(f-1)+q(5)-a)-SIN (q(6)+psi)/COS psi*d1/2
2430 LET w(4,4)=0
      LET w(4,5)=SIN beta*q(1)+q(3)*COS (q(6)+psi)/COS psi
2440 IF f=1 THEN LET w461=(SIN (q(6)+psi)/COS psi*(h(1)+q(5)-a)+COS (q(6)+psi)/COS psi*d1/2)
      LET w(4,6)=-q(3)*w461-kg
      GO TO 2460
2450 LET w(4,6)=-q(3)*(SIN (q(6)+psi)/COS psi*(h(f-1)+q(5)-a)+COS (q(6)+psi)/COS psi*d1/2)-kg
2460 LET w(5,1)=0
      LET w(5,2)=0
      LET w(5,3)=0
      LET w(5,4)=COS beta
      LET w(5,5)=0
      LET w(5,6)=1-a-d1/2*SIN q(6)
2470 LET w(6,1)=0
      LET w(6,2)=0
      LET w(6,3)=0
      LET w(6,4)=-SIN beta
2480 LET w(6,5)=-COS q(5)
      LET w(6,6)=d1/2+q(5)*SIN q(6)
2490 RETURN
2500 REM *****
2510 REM * Evaluare functii fx si fpx *
2520 REM *****
2530 LET fx=c1*SIN x+c2*COS x-c3
      LET fpx=c1*COS x-c2*SIN x
2540 RETURN

```

```

10 REM *****
20 REM *      OPTIM 2      *
30 REM *****
40 REM
50 REM PROGRAMUL PERMITE OPTIMIZAREA "MCCE" DIN
60 REM PUNCTUL DE VEDERE AL RIGIDITATILOR.
70 REM SE UTILIZEAZA SUBPROGRAMUL "MODELINS" PENTRU
80 REM MODELAREA INSERTIEI STIFT-ALEZAJ
90 REM FUNCTIA OBIECTIV:LUCRUL MECANIC AL FORTELOR
100 REM DE FRECARA - MINIM
110 REM
120 DIM A(1,3)
130 INPUT "KYMIN=";KYMIN:INPUT "KYMAX=";KYMAX
140 INPUT "KTMIN=";KTMIN:INPUT "KTMAX=";KTMAX
150 INPUT "DKY=";DKY:INPUT "DKT=";DKT
160 INPUT "DS=";DS:INPUT "SMAX=";SMAX
170 LMIN=0
180 L=0
190 FOR KY=KYMIN TO KYMAX STEP DKY
200     FOR KT=KTMIN TO KTMAX STEP DKT
210         FOR S=0 TO SMAX STEP DS
220             GOSUB 360
230             L=L+MIU*N*DS
240         NEXT S
250             IF LMIN <=L THEN GOTO 300
260             LMIN=L
270             A(1,1)=LMIN
280             A(1,2)=KY
290             A(1,3)=KT
300     NEXT KT
310 NEXT KY
320 FOR I=1 TO 3
330     LPRINT "A(1,"I")=";A(1,I)
340 NEXT I
350 STOP
360 REM
370 REM "MODELINS"--SUBPROGRAM PENTRU MODELAREA INSERTIEI
380 REM

```



```

5>LPRINT CHR$(27);"0";
10 REM *****
20 REM *CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE MCEDE*
30 REM *           MECDEL           *
40 REM *****
50 DIM K(3)
   DIM Q(3)
   DIM W(3,3)
   DIM V(3,3)
   DIM C(3)
   DIM R(3)
60 REM "PROGRAM DE REZOLVARE A SISTEMULUI PRIN METODA NEWTON"
70 INPUT "Kx0=";KX0,"Ky0=";KY0,"KB0=";KB0
80 INPUT "n=";n,"R=";R,"EPS=";EPS,"E=";E,"G=";G
90 INPUT "SE DA APROXIMATIA INITIALA d0,10,s0",Q(1),Q(2),Q(3)
100 LET d=Q(1)
   LET l=Q(2)
   LET s=q(3)
110 LET h=(1/2)*(COS s)+R/(TAN s)
120 GO SUB 240
130 GO SUB 360
140 GO SUB 720
150 GO SUB 860
160 GO SUB 900
170 PRINT "k(1)=";k(1),"k(2)=";k(2),"k(3)=";k(3)
180 FOR i=1 TO 3
190   IF ABS (R(i)-Q(i))>EPSTHEN LET d=R(1)
       LET l=R(2)
       LET s=R(3)
       PRINT d,l,s
       LET Q(1)=R(1)
       LET Q(2)=R(2)
       LET Q(3)=R(3)
       GO TO 110
200 NEXT i
210 LET d=R(1)
   LET l=R(2)
   LET s=R(3)
220 PRINT "DIAMETRUL ESTE d= ";d
   PRINT
   PRINT "UNGHIUL ESTE s= ";s
   PRINT
   PRINT "LUNGIMEA ESTE l= ";l
   PRINT
   PRINT "PRECIZIA CALCULELOR A FOST EPSILON= ";EPS
230 STOP
240 LET k1=(COS s)*(COS s)+(3*d*d*(SIN s)*(SIN s))/(4*1*1)
250 LET k2=n*PI*d*d*E/(4*1)
260 LET K(1)=-KX0+k2*k1
270 LET k3=(SIN s)*(SIN s)+(3*d*d*((COS s)*(COS s)+1))/(4*1*1)
280 LET K(2)=-KY0+k2*k3/2
290 LET w8=3*PI*d*d*d*E/(16*1*1*1)
300 LET w9=h*TAN s
310 LET A=w9*w9*w8*(1+k1)/k3
320 LET w10=(PI*d*d*d*d*G*(SIN s)*(SIN s))/(32*1)
330 LET w11=((PI*d*d*d*d*E)*((COS s)*(COS s)+1))/(64*1)
340 LET K(3)=-KB0+(n/2)*(A+w10+w11)
350 RETURN
360 LET w2=(COS s)*(COS s)+(3*d*d*(SIN s)*(SIN s))/(2*1*1)
370 LET w1=n*PI*d*E/(2*1)

```

```

320 LET W(1,1)=w1*w2
390 LET w3=(COS s)*(COS s)+(9*d*d*(SIN s)*(SIN s))/(4*1*1)
400 LET W(1,2)=-k2*w3/1
410 LET w5=(3*d*d)/(4*1*1)-1
420 LET w4=SIN s*COS s
430 LET W(1,3)=2*k2*w4*w5
440 LET w6=(SIN s)*(SIN s)+(3*d*d*((COS s)*(COS s)+1))/(2*1*1)
450 LET W(2,1)=w1*w6/2
460 LET w7=(SIN s)*(SIN s)+(9*d*d*((COS s)*(COS s)+1))/(4*1*1)
470 LET W(2,2)=-k2*w7/(2*1)
480 LET W(2,3)=-k2*w4*w5
490 LET w13=w8*(1+k1)*3*d*(1+COS s*COS s)/(2*1*1)
500 LET w141=3*PI*d*d*d*E*(1+k1)/(4*1*1*1)
510 LET w142=w8*3*d*SIN s*SIN s/(2*1*1)
520 LET w14=w141+w142
530 LET w12=w9*w9*(w14*k3-w13)/(k3*k3)
540 LET W(3,1)=n*(w12+4*w10/d+4*w11/d)/2
550 LET w151=9*PI*d*d*d*d*E*(1+k1)/(16*1*1*1*1)
560 LET w152=3*w8*d*d*SIN s*SIN s/(2*1*1*1)
570 LET w15=w151+w152
580 LET w161=h*COS s*TAN s*TAN s*w8*(1+k1)/k3
590 LET w162=w9*w9*(w14-w15)/(k3*k3)
600 LET w16=w161+w162
610 LET w321=G*SIN s*SIN s+E/2*(COS s*COS s+1)
620 LET W(3,2)=n*(w16-PI*d*d*d*d*w321/(32*1*1))/2
630 LET w18=SIN s*COS s*PI*d*d*d*d*(G-E/2)/(16*1)
640 LET w191=-1*SIN s*TAN s/2
650 LET w192=R/(SIN s*COS s)+h/(COS s*COS s)
660 LET w19=w191+w192
670 LET w20=2*h*TAN s*w8*(1+k1)/k3
680 LET w21=2*w8*SIN s*COS s*(3*d*d/(4*1*1)-1)
690 LET w17=w20*w19+w21*(k3+k1+1)/(k3*k3)
700 LET W(3,3)=n*(w17+w18)/2
710 RETURN
720 LET DETW1=(W(2,2)*W(3,3)-W(2,3)*W(3,2))*W(1,1)
730 LET DETW2=-(W(2,1)*W(3,3)-W(2,3)*W(3,1))*W(1,2)
740 LET DETW3=(W(2,1)*W(3,2)-W(2,2)*W(3,1))*W(1,3)
750 LET DETW=DETW1+DETW2+DETW3
760 LET V(1,1)=(1/DETW)*(W(2,2)*W(3,3)-W(2,3)*W(3,2))
770 LET V(1,2)=-1/DETW*(W(1,2)*W(3,3)-W(1,3)*W(3,2))
780 LET V(1,3)=(1/DETW)*(W(1,2)*W(2,3)-W(1,3)*W(2,2))
790 LET V(2,1)=-1/DETW*(W(2,1)*W(3,3)-W(2,3)*W(3,1))
800 LET V(2,2)=(1/DETW)*(W(1,1)*W(3,3)-W(1,3)*W(3,1))
810 LET V(2,3)=-1/DETW*(W(1,1)*W(2,3)-W(1,3)*W(2,1))
820 LET V(3,1)=(1/DETW)*(W(2,1)*W(3,2)-W(3,1)*W(2,2))
830 LET V(3,2)=-1/DETW*(W(1,1)*W(3,2)-W(1,2)*W(3,1))
840 LET V(3,3)=(1/DETW)*(W(1,1)*W(2,2)-W(1,2)*W(2,1))
850 RETURN
860 LET C(1)=v(1,1)*K(1)+v(1,2)*K(2)+v(1,3)*K(3)
870 LET C(2)=v(2,1)*K(1)+v(2,2)*K(2)+v(2,3)*K(3)
880 LET C(3)=v(3,1)*K(1)+v(3,2)*K(2)+v(3,3)*K(3)
890 RETURN
900 LET R(1)=Q(1)-C(1)
910 LET R(2)=Q(2)-C(2)
920 LET R(3)=Q(3)-C(3)
930 RETURN

```

```

0 REM *****
0 REM *      OPTIM 3      *
0 REM *****
0 REM
0 REM PROGRAMUL PERMITE OPTIMIZAREA CONSTRUCTIVA A UNUI
0 REM MCCE PE BAZA FUNCTIEI OBIECTIV - VOLUM MINIM
0 REM SE UTILIZEAZA SUBPROGRAMUL "MECELAS" PENTRU
0 REM CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE MCCE
0 REM
00 DIM K(3):DIM Q(3):DIM W(3,3):DIM V(3,3):DIM C(3)
10 DIM R(3):DIM A(4,1)
20 PI=3.14
30 INPUT "RMIN=";RMIN:INPUT "RMAX=";RMAX
40 INPUT "DR=";DR
50 INPUT "DMIN=";DMIN
60 INPUT "DMAX=";DMAX
70 INPUT "LMIN=";LMIN
80 INPUT "LMAX=";LMAX
90 INPUT "TMIN=";TMIN
00 INPUT "TMAX=";TMAX
10 VMAX=1E+07
20 FOR R=RMIN TO RMAX STEP DR
30     GOSUB 410
40     IF D<DMIN THEN GOTO 360
50     IF D>DMAX THEN GOTO 360
60     IF L<LMIN THEN GOTO 360
70     IF L>LMAX THEN GOTO 360
80     IF T<TMIN THEN GOTO 360
90     IF T>TMAX THEN GOTO 360
00     V1=PI*L*COS T *[(R+L*SIN T)*(R+L*SIN T)]
10 V2=R*R + R*(R+L*SIN T)]/3
20 V=V1+V2
30     IF V > VMAX THEN GOTO 360
40     A(1,1)=R:A(1,2)=D
50     A(1,3)=L:A(1,4)=T
60 NEXT R
70 FOR I=1 TO 4
80     LPRINT "A(1,"I")=";A(1,I)
90 NEXT I
00 STOP
10 REM
20 REM "MECELAS"-SUBPROGRAM PENTRU CALCUL
30 REM DE DIENSIONARE A MCCE
40 REM

```

```

10 REM *****
20 REM * PROGRAM PENTRU CALCULUL UNUI MECANISM MCCE PRIN METODA *
30 REM *           ELEMENTELOR FINITE                               *
40 REM *****
50 PRINT "*****
      *****"
60 LPRINT "*****
      *****"
70 PRINT "* CARACTERISTICILE DE STRUCTURA SI MATERIALE
      ALE MCCE *"
80 LPRINT "* CARACTERISTICILE DE STRUCTURA SI MATERIALE
      ALE MCCE *"
90 PRINT "*****
      *****"
100 LPRINT "*****
      *****"
110 PRINT "Manivela si balansierul elastic de sectiune:
      rotunda-cs=1"
120 LPRINT "Manivela si balansierul elastic de sectiune:
      rotunda-cs=1"
130 PRINT "dreptunghiulara-cs=0"
140 LPRINT "dreptunghiulara-cs=0"
150 INPUT "cs=";CS
160 LPRINT "cs=";CS
170 IF CS=0 THEN GOTO 190
180 GOTO 290
190 INPUT "B1=";B1
200 PRINT "B1=";B1
210 LPRINT "B1=";B1;"[mm]"
220 INPUT "H1=";H1
230 PRINT "H1=";H1
240 LPRINT "H1=";H1;"[mm]"
250 I1=B1*H1*H1*H1/12 : PRINT "I1=";I1:LPRINT "I1=";I1;"[mm4]"
260 A1=B1*H1 : PRINT "A1=";A1:LPRINT "A1=";A1;"[mm2]"
270 INPUT "E1=";E1 : PRINT "E1=";E1:LPRINT "E1=";E1;"[N/mm2]"
280 GOTO 340
290 INPUT "D=";D : PRINT "D=";D:LPRINT "D=";D;"[mm]"
300 PI=3.14
310 I2=PI*D*D*D*D/64 : PRINT "I2=";I2 :LPRINT "I2=";I2 ;"[mm4]"
320 A2=PI*D*D/4 : PRINT "A2=";A2 :LPRINT "A2=";A2;"[mm2]"

```

```

330 INPUT "E2=";E2 :PRINT "E2=";E2:LPRINT "E2=";E2;"[N/mm2]"
340 INPUT "B3=";B3 :PRINT "B3=";B3:LPRINT "B3=";B3;"[mm]"
350 INPUT "H3=";H3 :PRINT "H3=";H3
360 LPRINT "H3=";H3;"[mm]"
370 I3=B3*H3*H3*H3/12 : PRINT "I3=";I3
380 LPRINT "I3=";I3;"[mm4]"
390 A3=B3*H3 :PRINT "A3=";A3
400 LPRINT "A3=";A3;"[mm2]"
410 INPUT "E3=";E3 :PRINT "E3=";E3
420 LPRINT "E3=";E3;"[N/mm]"
430 INPUT "L3=";L3
440 LPRINT "L3=";L3;"[mm]"
450 INPUT "F0=";F0
460 LPRINT "F0=";F0;"[N]"
470 INPUT "BR=";BR
480 LPRINT "BR=";BR;"[mm]"
490 INPUT "G=";G
500 LPRINT "G=";G;"[N]"
510 PRINT "NUMARUL ELEMENTELOR FINITE PE MANIVELA/
        BALANSIER NE="
520 LPRINT "NUMARUL ELEMENTELOR FINITE PE MANIVELA/
        BALANSIER NE="
530 INPUT "NE=";NE
540 LPRINT "NE=";NE
550 T=6*NE
560 DIM K(T,T):DIM D(T,1):DIM P(T,1):DIM E(T,T):DIM X(T,1)
570 DIM A(6,6):DIM B(T,2*T):DIM T(6,6):DIM C(6,6)
580 DIM R(6,6):DIM G(6,6):DIM O(6,6):DIM Q(6,6):DIM F(4*NE+4)
590 DIM H(6,1):DIM L(6,1):DIM S(T,1):DIM Z(T,1):DIM V(T,1)
600 DIM N(T,1):DIM M(6,1)
610 REM
620 REM INTRODUCEREA COORDONATELOR GLOBALE ALE NODURILOR
630 REM
640 FOR I=1 TO 4*NE+4
650 PRINT "F(";I;")=":INPUT F(I)
660 NEXT I
670 FOR I= 1 TO 2*NE+1
680 GOSUB 870
690 IF I=NE+1 THEN GOTO 720
700 A=A1:Y=11:E=E1

```

```

710 GOTO 730
720 A=A3:Y=I3:E=E3:L=L3
730 GOSUB 980
740 GOSUB 1060
750 GOSUB 1130
760 GOSUB 1220
770 GOSUB 1410
780 NEXT I
790 GOSUB 1670
800 GOSUB 1730
810 GOSUB 2160
820 FOR I=1 TO T
830 PRINT "D("I",1)=";D(I,1)
840 LPRINT "D("I",1)=";D(I,1)
850 NEXT I
860 STOP
870 REM CALCULUL LUNGIMII ELEMENTULUI FINIT
880 IF I=1 THEN LET X1=0:Y1=0:GOTO 910
890 X1=F(2*I-1)+D(3*I-5,1):Y1=F(2*I)+D(3*I-4,1)
900 IF I=2*NE+1 THEN LET X2=F(4*NE+3):Y2=F(4*NE+4):GOTO 920
910 X2=F(2*I+1)+D(3*I-2,1):Y2=F(2*I+2)+D(3*I-1,1)
920 L=SQR((X2-X1)*(X2-X1)+(Y2-Y1)*(Y2-Y1))
930 IF I=1 THEN LET U1=0:V1=0:T1=0:GOTO 950
940 U1=D(3*I-5,1):V1=D(3*I-4,1):T1=D(3*I-3,1)
950 IF I=2*NE+1 THEN LET V2=0:U2=0:T2=0:GOTO 970
960 U2=D(3*I-2,1):V2=D(3*I-1,1):T2=D(3*I,1)
970 RETURN
980 REM CALCULUL MATRICII DE RIGIDITATE ELASTICA
990 R(1,1)=E*A/L:R(1,4)=-R(1,1):R(2,2)=12*E*Y/L/L/L:
    R(2,3)=6*E*Y/L/L
1000 R(2,5)=-R(2,2):R(2,6)=R(2,3):R(3,3)=4*E*Y/L:
    R(3,5)=-R(2,3):R(3,6)=2*E*Y/L
1010 R(4,4)=R(1,1):R(5,5)=R(2,2):R(5,6)=-R(2,3):R(6,6)=R(3,3)
1020 FOR J=1 TO 6:FOR K=1 TO 6
1030 R(K,J)=R(J,K)
1040 NEXT K:NEXT J
1050 RETURN
1060 REM CALCULUL MATRICII IN SISTEMUL LOCAL
1070 FOR J= 1 TO 6
1080     FOR K=1 TO 6

```

```

1090          T(J,K)=R(J,K)+G(J,K)
1100      NEXT K
1110 NEXT J
1120 RETURN
1130 REM
1140 REM CALCULUL MATRICII DE ROTATIE
1150 REM
1160 CG=(X2-X1)/L:SG=(Y2-Y1)/L
1170 O(1,1)=CG:O(1,2)=SG:O(2,1)=-SG:O(2,2)=CG:
      O(3,3)=1:O(4,4)=CG
1180 O(4,5)=SG:O(5,4)=-SG:O(5,5)=CG:O(6,6)=1
1190 Q(1,1)=CG:Q(1,2)=-SG:Q(2,1)=SG:Q(2,2)=CG:
      Q(3,3)=1:Q(4,4)=CG:
1200 Q(4,5)=-SG:Q(5,4)=SG:Q(5,5)=CG:Q(6,6)=1
1210 RETURN
1220 REM CALCULUL MATRICII DE RIGIDITATE IN SISTEMUL GLOBAL
1230 REM
1240 FOR J=1 TO 6
1250     FOR K=1 TO 6
1260     A(J,K)=0
1270         FOR Q=1 TO 6
1280         A(J,K)=A(J,K)+Q(J,Q)*T(Q,K)
1290         NEXT Q
1300     NEXT K
1310 NEXT J
1320 FOR J=1 TO 6
1330     FOR K=1 TO 6
1340     C(J,K)=0
1350         FOR Q=1 TO 6
1360         C(J,K)=C(J,K)+A(J,Q)*O(Q,K)
1370         NEXT Q
1380     NEXT K
1390 NEXT J
1400 RETURN
1410 REM
1420 REM ASAMBLAREA MATRICII GENERALE
1430 REM
1440 IF 1>1 THEN GOTO 1510
1450 FOR M=1 TO 3
1460     FOR N=1 TO 3

```

```

1470     K(M,N)=C(M+3,N+3)
1480     NEXT N
1490 NEXT M
1500 GOTO 1660
1510 IF I=2*NE+1 THEN GOTO 1610
1520 O=1
1530 FOR M=3*I-5 TO 3*I
1540     FOR N=3*I-5 TO 3*I
1550         X=N-M+O
1560         K(M,N)=K(M,N)+C(O,X)
1570     NEXT N
1580     O=O+1
1590 NEXT M
1600 GOTO 1660
1610 FOR J=1 TO 3
1620     FOR K=1 TO 3
1630         K(6*NE-3+J,6*NE-3+K)=K(6*NE-3+J,6*NE-3+K)+C(J,K)
1640     NEXT K
1650 NEXT J
1660 RETURN
1670 REM
1680 REM CALCULUL INCARCARILOR IN NODURI
1690 REM
1700 P(3*NE-2,1)=F0/2:P(3*NE-1,1)=3*F0*BR/2/L3-G/2:
    P(3*NE,1)=F0*BR/4-G*L3/8
1710 P(3*NE+1,1)=F0/2:P(3*NE+2,1)=-3*F0*BR/2/L3-G/2:
    P(3*NE+3,1)=F0*BR/4+G*L3/8
1720 RETURN
1730 REM
1740 REM INVERSAREA MATRICII DE RIGIDITATE
1750 REM
1760 FOR J=1 TO T
1770     FOR K=1 TO T
1780         E(J,K)=K(J,K):B(J,K+T)=0:B(J,K)=E(J,K)
1790     NEXT K
1800 B(J,J+T)=1
1810 NEXT J
1820 FOR K=1 TO T
1830 IF K=T THEN GOTO 1940
1840 M=K

```



```

1850 FOR I=K+1 TO T
1860     IF ABS(B(I,K))>ABS(B(M,K)) THEN LET M=I
1870 NEXT I
1880 IF M=K THEN GOTO 1940
1890 FOR J=K TO 2*T
1900     BE=B(K,J)
1910     B(K,J)=B(M,J)
1920     B(M,J)=BE
1930 NEXT J
1940 FOR J=K+1 TO 2*T
1950 B(K,J)=B(K,J)/B(K,K)
1960 NEXT J
1970 IF K=1 THEN GOTO 2040
1980 FOR I=1 TO K-1
1990     FOR J=K+1 TO 2*T
2000         B(I,J)=B(I,J)-B(I,K)*B(K,J)
2010     NEXT J
2020 NEXT I
2030 IF K=N THEN GOTO 2090
2040 FOR I=K+1 TO T
2050     FOR J=K+1 TO 2*T
2060         B(I,J)=B(I,J)-B(I,K)*B(K,J)
2070     NEXT J
2080 NEXT I
2090 NEXT K
2100 FOR I=1 TO T
2110     FOR J=1 TO T
2120         B(I,J)=B(I,J+T)
2130     NEXT J
2140 NEXT I
2150 RETURN
2160 FOR I=1 TO T
2170     D(I,1)=0
2180     FOR J=1 TO T
2190         D(I,1)=D(I,1)+B(I,J)*P(J,1)
2200     NEXT J
2210 NEXT I
2220 RETURN

```

```

*****
* CARACTERISTICILE DE STRUCTURA SI MATERIALE ALE MCCE *
*****
Manivela si balansierul elastic de sectiune:rotunda-cs=1
dreptunghiulara-cs=0
cs= 0
B1= 10 [mm]
H1= .55 [mm]
I1= .1386458 [mm4]
A1= 5.5 [mm2]
E1= 210000 [N/mm2]
B3= 30 [mm]
H3= 20 [mm]
I3= 20000 [mm4]
A3= 600 [mm2]
E3= 70000 [N/mm]
L3= 78 [mm]
FO= 1.22 [N]
BR= 200 [mm]
G= 0 [N]
NUMARUL ELEMENTELOR FINITE PE MANIVELA/BALANSIER NE=
NE= 2
D( 1 ,1)= .385417
D( 2 ,1)= 1.225819E-04
D( 3 ,1)=-1.521457E-02
D( 4 ,1)= .7709466
D( 5 ,1)= 2.451639E-04
D( 6 ,1)=-5.936257E-06
D( 7 ,1)= .7709468
D( 8 ,1)=-2.451639E-04
D( 9 ,1)=-5.936256E-06
D( 10 ,1)= .3854169
D( 11 ,1)=-1.225819E-04
D( 12 ,1)=-1.521457E-02

```

```

10 REM *****
20 REM * ALEGEREA VARIANTEI OPTIME OPTIM
30 REM *****
40 REM
50 REM DATE DE INTRARE
60 REM
70 INPUT "INTRODUCETI DIMENSIUNEA MATRICII
80 DIM B(N,N):DIM Y(N,1):DIM X(1,N):DIM A(N,N)
90 DIM C(M,N):DIM I(N,N):DIM T(N,N):DIM R(M,N)
100 PRINT "INTRODUCETI MATRICEA IMPORTANTELOR RELATIVE "
110 FOR I=1 TO N
120     FOR J=1 TO N
130         INPUT ("B(";I;";";J;")=");B(I,J)
140         C(I,J)=B(I,J)
150     NEXT J
160 NEXT I
170 PRINT "INTRODUCETI COEF.ERORARE PT.VALDAREA PROPRIE"
180 INPUT "EPSILON=";EPSILON
190 REM
200 REM CALCULUL VALORII PROPRII MAXIME
210 REM
220 FOR I=1 TO N
230     Y(I,1)=1
240 NEXT I
250 L0=1
260 FOR K=1 TO 10
270     FOR I=1 TO N
280         X(1,I)=0
290         FOR J=1 TO N
300             X(1,I)=X(1,I)+B(I,J)*Y(J,1)
310         NEXT J
320     NEXT I
330 PRINT "MATRICEA X"
340 FOR I=1 TO N
350     PRINT "X(1,";I;")=";X(1,I)
360 NEXT I
370 L1=0
380 FOR I=1 TO N
390     L1=L1+X(1,I)/Y(I,1)
400 NEXT I

```

```

410 L1=L1/N
420 PRINT "LO=";LO,"L1=";L1,"L1-LO=";L1-LO
430 IF ABS (L1-LO)<=EPSILON THEN GOTO
440 LO=L1
450 FOR I=1 TO N
460     Y(I,1)=X(I,1)
470 NEXT I
480 NEXT K
490 PRINT "VALOREA PROPRIE MAXIMA L1=";L1
500 IF K>=10 THEN PRINT "APPROXIMARE IN PASI"
510 IF K>=10 STOP
520 FOR I=1 TO N
530     FOR J=1 TO N
540         A(I,J)=B(I,J)
550     NEXT J
560 NEXT I
570 FOR I=1 TO N
580     FOR J=1 TO N
590         IF I=0 THEN LET (I,0)=1
600     NEXT J
610 NEXT I
620 FOR I=1 TO N
630     FOR J=1 TO N
640         T(I,J)=-L1*I(I,0)
650         A(I,J)=A(I,J)+T(I,J)
660     NEXT J
670 NEXT I
680 FOR I=1 TO N
690     A(I,1)=1
700 NEXT I
710 PRINT "MATRICEA A"
720 FOR I=1 TO N
730     FOR J=1 TO N
740         PRINT "A(";I;",";J;")=";A(I,J)
750     NEXT J
760 NEXT I
770 FOR I= 1 TO N
780     Y(I,1)=0
790 NEXT I
800 Y(1,1)=1

```

```

810 REM
820 REM REZOLVAREA SISTEMULUI DE ECuatII LINIARE
830 REM
840 FOR I=1 TO N
850     FOR J=1 TO N
860         B(I,J)=A(I,J)
870     NEXT J
880 NEXT I
890 GOSUB 2000
900 DIM Z(N,1):DIM P(N,1)
910 FOR I=1 TO N
920     Z(I,1)=0
930     FOR J=1 TO N
940         Z(I,1)=Z(I,1)+B(I,J)*Y(J,1)
950     NEXT J
960 NEXT I
970 PRINT "MATRICEA COEFICIENTILOR DE IMPORTANTA"
980 FOR I=1 TO N
990     P(I,1)=I(I,1)
1000    PRINT "P(";I;",";1)="";P(I,1)
1010 NEXT I
1020 REM
1030 REM CALCULUL MATRICII NORMALIZATE
1040 REM
1050 INPUT "NUMARUL DE VARIANTE M=";M
1060 PRINT "INTRODUCETI MATRICEA CONSECINTELOR C"
1070 FOR I=1 TO M
1080     FOR J=1 TO N
1090         INPUT ("C(";I;",";J;")=");C(I,J)
1100     NEXT J
1110 NEXT I
1120 FOR J=1 TO N
1130     SUMN=0
1140     FOR I=1 TO M
1150         SUMN=SUMN+C(I,J)*C(I,J)
1160     NEXT I
1170     FOR I=1 TO M
1180         R(I,J)=C(I,J)/SGN(SUMN)
1190         PRINT "R(";I;",";J;")=";R(I,J)
1200     NEXT I

```

```

1210 NEXT J
1220 REM
1230 REM CALCULUL MATRICII PONDERATE
1240 REM
1250 DIM V(M,N):DIM K(N):DIM Q(N):DIM W(N)
1260 FOR I=1 TO M
1270     FOR J=1 TO N
1280         V(I,J)=R(I,J)*P(J,1)
1290         PRINT "V(";I;",";J;")=";V(I,J)
1300     NEXT J
1310 NEXT I
1320 REM
1330 REM MATRICEA CRITERIILOR
1340 REM
1350 REM K(I)=1 DACA ESTE MAX.
1360 REM K(I)=0 DACA K ESTE MIN.
1370 FOR I=1 TO N
1380     INPUT ("K(";I;")=";K(I)
1390 NEXT I
1400 REM
1410 REM CALCULUL SOLUTIILOR IDEALE
1420 REM
1430 FOR J=1 TO N
1440     A=V(1,J)
1450     B=V(1,J)
1460     FOR I=2 TO M
1470         IF V(I,J)>=A THEN LET A=V(I,J)
1480         IF V(I,J)<=B THEN LET B=V(I,J)
1490     NEXT I
1500     IF K(J)=1 THEN LET Q(J)=B:W(J)=A:GOTO 1520
1510     Q(J)=A:W(J)=B
1520 NEXT J
1530 PRINT "SOLUTIA IDEALA"
1540 FOR J=1 TO N
1550     PRINT "W(";J;")=";W(J)
1560 NEXT J
1570 PRINT "SOLUTIA IDEALA NEGATIVA"
1580 FOR J=1 TO N
1590     PRINT "Q(";J;")=";Q(J)
1600 NEXT J

```

```

1610 REM
1620 REM CALCULUL DISTANTEI DINTRE SOLUTII
1630 REM
1640 DIM E(M):DIM F(M):DIM G(M)
1650 FOR I=1 TO M
1660     S1=0:S2=0
1670     FOR J=1 TO N
1680         S1=S1+(V(I,J)-W(J))*(V(I,J)-W(J))
1690         S2=S2+(V(I,J)-G(J))*(V(I,J)-G(J))
1700     NEXT J
1710     E(I)=SOR(S1):F(I)=SOR(S2)
1720     PRINT "E(";I;")=";E(I)
1730     PRINT "F(";I;")=";F(I)
1740 NEXT I
1750 REM
1760 REM APROPIEREA RELATIVA DE SOLUTIA IDEALA
1770
1780     I=1 TO M
1790     G(I)=F(I)/(E(I)+F(I))
1800     PRINT "G(";I;")=";G(I)
1810 NEXT I
1820 STOP
1830 FOR I=1
1840     FOR J=1 TO N
1850         E(I,J)=(I+J)
1860     NEXT J
1870     IF I=N THEN GOTO 2230
1880     IMAX=I:AMAX=ABS A(I,IMAX)
1890     FOR I=I+1 TO N
1900         IF ABS A(I,IMAX) > ABS A(I,I) THEN GOTO 2120
1910     NEXT I
1920     IF IMAX=I THEN GOTO 2130
1930     FOR J=1 TO N
1940         ATEMP=A(IMAX,J)
1950         A(IMAX,J)=A(I,J)
1960         A(I,J)=ATEMP

```

```

2180          BTMP=B(IMAX,J)
2190          B(IMAX,J)=B(K,J)
2200          B(K,J)=BTMP
2210          NEXT J
2220          DET=-DET
2230          IF ABS A(K,K) < 9.999999E-21 THEN PRINT "MATRICE SINGOLARA"
2240          DET=A(K,K)*DET:DIV=A(K,K)
2250          FOR J=1 TO N
2260              A(K,J)=A(K,J)/DIV
2270              B(K,J)=B(K,J)/DIV
2280          NEXT J
2290          FOR I=1 TO N
2300              AMULT=A(I,K)
2310              IF I=K THEN GOTO 2360
2320                  FOR J=1 TO N
2330                      A(I,J)=A(I,J)-AMULT*A(K,J)
2340                      B(I,J)=B(I,J)-AMULT*B(K,J)
2350                  NEXT J
2360          NEXT I
2370 NEXT K
2380 RETURN

```



```

10 REM *****
20 REM * PROGRAM PENTRU REGRESIE NELINIARA MULTIPLA
30 REM *****
40 PRINT "CARE ESTE NUMARUL M A PUNCTELOR?"
50 INPUT M
60 PRINT "CARE ESTE GRADUL N A POLINOMULUI?"
70 INPUT N
80 DIM X(M),Y(M),Z(M,N+1),D(N+1),A(M,M)
90 DIM B(M,2*M),C(M,M)
100 FOR I=1 TO M
110 PRINT I,TAB(5),"X,Y="
120 INPUT X(I),Y(I)
130 NEXT I
140 REM
150 REM URMEAZA SUBPROGRAMUL DE GENERARE COEFICIENTILOR
160 REM
170 GOSUB
180 REM
190 REM URMEAZA SUBPROGRAMUL DE REGRESIE
200 REM
210 LET N=N+1
220 GOSUB 2120
230 PRINT "COEFICIENTII CALCULATI SINT:"
240 FOR I=1 TO N
250 PRINT I,TAB(5),INT(1000000*D(I))/1000000
260 NEXT I
270 REM
280 REM DEVIATIA STANDARD
290 REM
300 LET N=N-1
310 GOSUB 2670
320 PRINT
330 PRINT "DEVIATIA STANDARD:",INT(1000000*SE)/1000000
340 PRINT
350 END
360 REM *****
370 REM SUBPROGRAM INMULTIRE MATRICI
380 REM *****
390 FOR I=1 TO M1
400   FOR J=1 TO N2
410     LET C(I,J)=0
420     FOR K=1 TO N1
430       LET C(I,J)=C(I,J)+A(I,K)*B(K,J)
440     NEXT K
450   NEXT J
460 NEXT I
470 RETURN

```



```

480 REM *****
490 REM SUBPROGRAM TRANSPONERE MATRICE
500 REM *****
510 FOR I=1 TO N
520   FOR J=1 TO M
530     LET B(I,J)=A(J,I)
540   NEXT J
550 NEXT I
560 RETURN
570 REM *****
580 REM SALVARE MATRICE
590 REM *****
600 IF N1*N2*N3=0 THEN GOTO 690
610   FOR I2=1 TO N2
620     FOR I3=1 TO N3
630       LET A(I1,I2,I3)=B(I1,I2,I3)
640     NEXT I3
650   NEXT I2
660 NEXT I1
670 RETURN
680 IF N1*N2=0 THEN GOTO
690 FOR I1=1 TO N1
700   FOR I2=1 TO N2
710     LET A(I1,I2)=B(I1,I2)
720   NEXT I2
730 NEXT I1
740 RETURN
750 IF N1=0 THEN RETURN
760 FOR I1=1 TO N1
770   LET A(I1)=B(I1)
780 NEXT I1
790 RETURN
800 REM *****
810 REM SUBPROGRAM SALVARE MATRICE C IN B
820 REM *****
830 IF N1*N2*N3=0 THEN GOTO 930
840 FOR I1=1 TO N1
850   FOR I2=1 TO N2
860     FOR I3=1 TO N3
870       LET B(I1,I2,I3)=C(I1,I2,I3)
880     NEXT I3
890   NEXT I2
900 NEXT I1
910 RETURN
920 IF N1*N2=0 THEN GOTO 1000
930 FOR I1=1 TO N1
940   FOR I2=1 TO N2

```

```

960             LET B(I1,I2)=C(I1,I2)
970             NEXT I2
980     NEXT I1
990 RETURN
1000 IF N1=0 THEN RETURN
1010 FOR I1=1 TO N1
1020 LET B(I1)=C(I1)
1030 NEXT I1
1040 RETURN
1050 REM *****
1060 REM SUBPROGRAM SALVARE MATRICE A IN C
1070 REM *****
1080 IF N1*N2*N3=0 THEN GOTO 1170
1090 FOR I1=1 TO N1
1100     FOR I2=1 TO N2
1110         FOR I3=1 TO N3
1120             C(I1,I2,I3)=A(I1,I2,I3)
1130         NEXT I3
1140     NEXT I2
1150 NEXT I1
1160 RETURN
1170 IF N1*N2=0 THEN GOTO 1240
1180 FOR I1=1 TO N1
1190     FOR I2=1 TO N2
1200         LET C(I1,I2)=A(I1,I2)
1210     NEXT I2
1220 NEXT I1
1230 RETURN
1240 IF N3=0 THEN RETURN
1250 FOR I1=1 TO N1
1260 LET C(I1)=A(I1)
1270 NEXT I1
1280 RETURN
1290 REM *****
1300 REM SUBPROGRAM SALVARE MATRICE IN A
1310 REM *****
1320 IF N1*N2*N3=0 THEN GOTO 1410
1330 FOR I1=1 TO N1
1340     FOR I3=1 TO N3
1350         FOR I2=1 TO N2
1360             LET A(I1,I2,I3)=C(I1,I2,I3)
1370         NEXT I2
1380     NEXT I3
1390 NEXT I1
1400 RETURN
1410 IF N1*N2=0 THEN GOTO 1480
1420 FOR I1=1 TO N1
1430     FOR I2=1 TO N2

```

```

1440             LET A(I1,I2)=C(I1,I2)
1450         NEXT I2
1460 NEXT I1
1470 RETURN
1480 IF N1=0 THEN RETURN
1490 FOR I1=1 TO N1
1500 LET A(I1)=C(I1)
1510 NEXT I1
1520 RETURN
1530 REM *****
1540 REM SUBPROGRAM INVERSARE MATRICE
1550 REM *****
1560 FOR I=1 TO N
1570     FOR J=1 TO N
1580         LET B(I,J+N)=0
1590         LET B(I,J)=A(I,J)
1600     NEXT J
1610 LET B(I,I+N)=1
1620 NEXT I
1630 FOR K=1 TO N
1640 IF K=N THEN GOTO 1750
1650 LET M=K
1660     FOR I=K+1 TO N
1670 IF ABS(B(I,K))>ABS(B(M,K)) THEN M=I
1680 NEXT I
1690 IF M=K THEN GOTO
1700 FOR J=K TO 2*N
1710     LET B=B(K,J)
1720     LET B(K,J)=B(K,J)
1730     LET B(M,J)=B
1740 NEXT J
1750 FOR J=K+1 TO 2*N
1760     LET B(K,J)=B(K,J)/B(K,K)
1770 NEXT J
1780 IF K=1 THEN GOTO 1850
1790 FOR I=1 TO K-1
1800     FOR J=K+1 TO 2*N
1810         LET B(I,J)=B(I,J)-B(I,K)*B(K,J)
1820     NEXT J
1830 NEXT I
1840 IF K=N THEN GOTO 1910
1850 FOR I=K+1 TO N
1860     FOR J=K+1 TO 2*N
1870         LET B(I,J)=B(I,J)-B(I,K)*B(K,J)
1880     NEXT J
1890 NEXT I
1900 NEXT K
1910 FOR J=1 TO N

```

```

1920     FOR J=1 TO N
1930         LET B(1,J)=B(1,J+N)
1940     NEXT
1950 NEXT I
1960 RETURN

1970 REM *****
1980 REM SUBPROGRAM DE CALCUL A COEFICIENTILOR POLINOMIALI
1990 REM *****
2000 FOR I=1 TO M
2010 LET B=1
2020     FOR J=1 TO N+1
2030         LET Z(1,J)=B
2040         LET B=B*X(I)
2050     NEXT
2060 NEXT I
2070 RETURN

2080 REM *****
2090 REM FORMA ECUAȚIEI DE APROXIMARE
2100 REM  $Y=D(1)*X1+D(2)*X2+...+D(N)*XN$ 
2110 REM *****
2120 LET M4=M
2130 LET N4=N
2140 REM MUTA (1,J) IN
2150 FOR I=1 TO M
2160     FOR J=1 TO N
2170         LET A(1,J)=Z(1,J)
2180     NEXT J
2190 NEXT I
2200 GOSUB 810
2210 LET N1=M
2220 LET N2=N
2230 LET N3=0
2240 GOSUB 1080
2250 LET N1=N
2260 LET N2=N
2270 GOSUB 600
2280 LET N1=M
2290 LET N2=N
2300 GOSUB 840
2310 LET M1=N
2320 LET N1=M
2330 LET M2=M
2340 GOSUB
2350 LET N1=N
2360 GOSUB 1320
2370 GOSUB 1560
2380 LET M=M4
2390 GOSUB 600

```

```

2400 FOR I=1 TO M
2410   FOR J=1 TO N
2420     LET B(J,I)=Z(I,J)
2430   NEXT J
2440 NEXT I
2450 LET M2=N
2460 LET N2=M
2470 GOSUB 390
2480 LET N1=N
2490 LET N2=M
2500 GOSUB 1320
2510 FOR I=1 TO M
2520   LET B(I,1)=Y(I)
2530 NEXT I
2540 LET N2=1:LET N1=M
2550 LET M2=M
2560 GOSUB 390
2570 REM
2580 REM COEFICIENTII REGRESIEI
2590 REM
2600 FOR I=1 TO N
2610   LET D(I)=C(I,1)
2620 NEXT I
2630 RETURN
2640 REM *****
2650 REM SUBPROGRAM PENTRU DEVIATIA STANDARD
2660 REM *****
2670 LET D=0
2680 FOR I=1 TO
2690   LET Y=0
2700   LET B=1
2710     FOR J=1 TO N+1
2720       LET Y=Y+D(J)*B
2730       LET B=B*X(I)
2740     NEXT J
2750     LET D=D+(Y-Y(I))*(Y-Y(I))2
2760 NEXT I
2770 IF M-N=1 THEN GOTO 2800
2780 LET D=0
2790 RETURN
2800 LET E=D/(M-N-1)
2810 LET DE=E*.5
2820 RETURN

```

```

10 REM *****
20 REM * PROGRAM PENTRU PRELUCRAREA DATELOR *
30 REM *      EXPERIMENTALE - PDEX      *
40 REM *****
50 LPRINT "DATE INTRARE SI REZULTATE EXPERIMENTALE NR.7PPD"
60 PRINT "N-NUMARUL PUNCTELOR ;M-NUMARUL INCERCARILOR"
70 INPUT "N=";N:INPUT "M=";M
80 DIM F(N):DIM X(N):DIM Y(N):DIM Z(N):DIM U(N)
90 DIM A(M,N):DIM B(M,N)
100 PRINT "DATE PRIVIND SARCINA (F/M)?" :INPUT A#
110 PRINT "NUMARUL INCARCARII ": INPUT B#
120 C#="DE"+A#+B#+".DAT"
130 OPEN "0",#1,"A:"+C#
140 FOR I=1 TO N
150 PRINT "F(";I;")=":INPUT F(I)
160 PRINT #1,F(I)
170 NEXT I
180 CLOSE #1
190 PRINT "DATE DE INCARCARE SAU DESCARCARE (I/D)?:":INPUT A#
200 PRINT "NUMARUL INREGISTRARII":INPUT B#
210 C#="D"+A#+B#+".DAT"
220 FOR I=1 TO M
230 FOR J=1 TO N
240 PRINT "A(";I;",";J;")":INPUT A(I,J)
250 PRINT "B(";I;",";J;")":INPUT B(I,J)
260 NEXT J
270 NEXT I
280 FOR J=1 TO N
290 X1=0:X2=0
300 FOR I=1 TO M
310 X1=X1+A(I,J)
320 X2=X2+B(I,J)
330 NEXT I
340 X(J)=X1/M:Y(J)=X2/M
350 NEXT J
360 OPEN "0",#2,"A:"+C#
370 FOR J=1 TO N
380 PRINT #2,X(J)
390 PRINT #2,Y(J)
400 NEXT J

```

```

410 CLOSE #2
420 LPRINT "*****
          *****"
430 LPRINT SPC(5); "F"; SPC(7); "X1"; SPC(9); "X2";
          SPC(10); "X"; SPC(14); "FI"
440 LPRINT SPC(4); "(N)"; SPC(5); "(mm)"; SPC(6); "(mm)";
          SPC(9); "(mm)"; SPC(10); "(rad)"
450 LPRINT "*****
          *****"
460 FOR J=1 TO N
470 U(J)=ATN((Y(J)-X(J))/TR)
480 FI=U(J)
490 Z(J)=X(J)-(BF-168)*TAN(FI)
500 LPRINT TAB(3); F(J); TAB(13); X(J); TAB(22); Y(J); TAB(33);
          Z(J); TAB(46); U(J)
510 NEXT J
520 STOP

```