

**Universitatea “Politehnica” din Timișoara
Facultatea de Mecanică**

ing. Eugen-Sever ZĂBAVĂ

TEZĂ DE DOCTORAT

**„Contribuții la analiza și sinteza
mecanismelor cu came și bare”**



**Conducător științific
Prof. dr. ing. Dan PERJU**

**TIMIȘOARA
2009**

Cuprins

Cap. 1 Stadiul actual al studierii mecanismelor cu came și bare. Obiectivele tezei.....	1
1.0 Introducere.....	1
1.1 Analiză cinetostatică asupra mecanismelor cu bare.....	15
1.1.1 Forțele exterioare.....	15
1.1.2 Forțele de frecare în mecanismele cu bare.....	17
1.1.3 Forțele de inerție în mecanismele cu bare.....	17
1.1.4 Forțele de legătură din cuplele cinematice.....	19
1.1.5 Autoblocarea mecanismelor.....	20
1.1.6 Randamentul mecanic.....	20
1.2 Analiză cinetostatică asupra mecanismelor cu camă.....	22
1.2.1 Asigurarea permanentă a contactului dintre tchet și camă.....	22
1.2.2 Determinarea momentului de acționare la mecanismele cu camă.....	24
1.2.3 Determinarea puterii necesare a motorului de acționare.....	25
1.2.4 Determinarea lățimii de contact.....	26
1.2.5 Stabilirea durabilității.....	28
1.2.6 Determinarea analitică a unghiului de transmitere.....	28
1.2.7 Determinarea analitică a razei de curbură a camei.....	29
1.3 Obiectivele tezei.....	31
Cap. 2 Sinteza structurală a mecanismelor plane cu bare și came.....	32
2.1 Structura mecanismelor plane.....	32
2.2 Cuple cinematice ale mecanismelor plane.....	33
2.3 Sistematizarea mecanismelor plane.....	35
2.3.1 Sistematizarea mecanismelor plane patrulate cu bare.....	36
2.3.2 Sistematizarea mecanismelor plane ternare cu cuple superioare.....	39
2.3.3 Sistematizarea mecanismelor cu camă.....	39
2.3.4 Sistematizarea mecanismelor înseriate.....	41
Cap. 3 Contribuții la sinteza mecanismelor cu camă.....	44
3.1 Determinarea gabariturii mecanismelor cu camă.....	44
3.1.1 Dimensiunile caracteristice ale mecanismelor cu came plane.....	44
3.1.2 Determinarea razei de bază a camei.....	46
3.1.3 Etapele de lucru în determinarea gabariturii minim al camelor.....	48
3.2 Unele aspecte cu privire la gabariturii mecanismelor cu came.....	49
3.2.1 Determinarea gabariturii camei.....	49
3.2.2 Determinarea lungimii ghidajului.....	51
3.2.3 Gabariturii mecanismelor cu camă și tchet în mișcare de translație.....	53
3.2.4 Factorii de influență asupra gabariturii total al mecanismelor cu camă.....	55
3.2.4.1 Influența legii de mișcare.....	55
3.2.4.2 Influența unghiului de rotire al camei corespunzător fazei de urcare / coborâre.....	56

3.2.4.3	Infuența coeficientului de frecare.....	57
3.2.4.4	Influența coeficientului de încărcare.....	58
3.2.4.5	Influența razei rolei.....	59
3.2.4.6	Concluzii.....	60
3.3	Considerații asupra sintezei mecanismelor cu camă și tchet tangențial oscilant...61	
3.3.1	Ecuțiile sintezei.....	61
3.3.2	Determinarea razei de bază.....	63
3.3.3	Exemplu pentru verificarea metodei.....	66
3.3.4	Concluzii.....	68
Cap. 4	Sinteza mecanismelor cu camă și bare (mecanisme înseriate).....	69
4.1	Sinteza mecanismului cu camă și tchet oscilant înseriat cu mecanismul manivelă – piston.....	70
4.2	Sinteza mecanismului cu camă și tchet oscilant înseriat cu mecanism patruleter articulate.....	73
4.3	Sinteza mecanismului cu camă și tchet oscilant înseriat cu mecanismul cu culisă de translație.....	75
4.4	Sinteza mecanismului cu camă și tchet în translație înseriat cu mecanism dublu-piston.....	77
4.5	Sinteza mecanismului cu camă și tchet în translație înseriat cu mecanism manivelă-piston.....	78
Cap. 5	Precizia realizată de mecanismele cu camă și bare. Studiu de caz.....	81
5.1	Date privitoare la legea de mișcare a tchetului.....	81
5.2	Stabilirea legii de mișcare a tchetului.....	81
5.2.1	Aspecte generale.....	81
5.2.2	Etapele de lucru în alegerea și trasarea legii de mișcare.....	83
5.3	Precizia și calitatea suprafețelor.....	84
5.3.1	Precizia de realizare a camelor.....	84
5.3.2	Calitatea suprafețelor.....	86
5.4	Noțiuni constructive și tehnologice.....	87
5.4.1	Imbinare arbore-camă.....	87
5.4.2	Ajustarea camelor la montajul pe arbore.....	88
5.4.3	Soluții constructive pentru tchet.....	89
5.4.3.1	Rola tchetului.....	89
5.4.3.2	Tchetul.....	91
5.4.4	Proiectarea elementelor auxiliare.....	92
5.4.4.1	Calculul fusului rolei.....	92
5.4.4.2	Calculul arcului.....	95
5.5	Procedee tehnologice de realizare a camelor.....	97
5.5.1	Prelucrarea camelor prin așchiere (frezare și rectificare).....	97
5.5.1.1	Prelucrarea camelor prin așchiere punct cu punct.....	97
5.5.1.2	Prelucrarea camelor prin generarea profilului.....	98
5.5.1.3	Frezarea și rectificarea camelor prin copiere.....	99
5.5.2	Prelucrarea camelor prin turnare.....	99
5.5.3	Prelucrarea camelor prin ștanțare de precizie.....	99

5.6 Analiza preciziei și calculul factorilor de influență ai parametrilor geometrici ai unui mecanism.....	100
5.6.1 Metode pentru analiza preciziei.....	102
5.6.2 Factorii de influență ai parametrilor geometrici.....	104
5.7 Studiu de caz.....	109
5.7.1 Analiza cinetostatică a mecanismului investigat.....	109
5.7.1.1 Calculul forțelor și reacțiilor din cuple. Grupa cinematică TRR.....	111
5.7.1.2 Calculul reacțiunii în cupla de rotație D.....	115
5.7.1.3 Variația reacțiilor în cuplele tchetului.....	117
5.7.1.4 Calculul înălțimii minime a ghidajului.....	120
5.7.1.5 Calculul de dimensionare al arcului tchetului.....	122
5.7.2 Abaterile parțiale, influența jocului și calculul toleranțelor.....	126
Cap. 6 Incercări experimentale. Concluzii pentru studiul de caz.....	135
6.1 Problematika analizată.....	136
6.2 Soluția propusă spre rezolvarea problemei.....	137
6.3 Construcția sistemului automat de montaj.....	138
6.4 Mecanismul înseriat – investigare.....	141
6.5 Metodă propusă pentru corectarea erorii sistemului automat de montaj.....	142
6.6 Concluzii.....	149
Cap. 7 Concluzii finale și contribuții personale.....	163
Bibliografie.....	167

Cap.1 Stadiul actual al studierii mecanismelor cu came și bare. Obiectivele tezei.

*"Deschide cartea ca sa inveti ce au gandit altii.
Inchide cartea ca sa gandesti tu insuti."
T. Heide*

1.0 Introducere

Metodele moderne de calcul oferă posibilități noi și raționale de efectuare a analizei și a sintezei mecanismelor și respectiv de optimizare a acestora. Reluarea sistematică a analizei mecanismului cu modificarea dimensiunilor inițiale conduce la determinarea mărimilor geometrice caracteristice ale acestuia, de asemenea manieră încât să satisfacă cerințele beneficiarului (comportare dinamică, materiale utilizate, jocuri în cuplele cinematice, ș.a.).

Cercetările actuale, privind proiectarea și realizarea mașinilor și utilajelor sunt orientate în direcția creșterii productivității, reducerea prețului de cost, lărgirea domeniului de utilizare, diminuarea fenomenelor dinamice dăunătoare și asigurarea esteticii tehnice. Acestea presupun ca în procesul de proiectare să se realizeze o optimizare a parametrilor structurali, cinematici, dinamici și de exploatare.

Având un număr minim de elemente, mecanismele cu bare și came sunt recomandate pentru a fi utilizate ca mecanisme generatoare de funcții. Mecanismele cu came și bare au o serie de caracteristici comune, cât și o serie de particularități constructive și de proiectare.

Cerințele tehnologice pentru automatele de montaj sunt deseori complexe și dificil de realizat deoarece mișcarea organului de lucru este condiționată de spațiu și timpul de lucru. Dezvoltarea în ritm accelerat a industriei, în condițiile sporirii eficacității economice, presupune introducerea pe scară largă a utilajelor complexe, a sistemelor de montaj cu un înalt grad de automatizare și funcțiuni multiple, concomitent cu reducerea substanțială a cheltuielilor de producție, a reducerii timpului și creșterii a calității produsului finit [A2], [A3], [D4], [D5], [D6], [I2], [L4], [L5], [P3], [P4], [P11], [M2], [M4], [T2], [T4].

Dezvoltarea tehnicii de acționare a condus în ultimii ani la sisteme de antrenare complexe care împreună cu mecanismele și angrenajele simple, pot dezvolta legi de mișcare destul de complexe.

Mișcarea de lucru necesară se realizează deseori prin intermediul mecanismelor de transmitere. Pe această cale se folosesc acționări cu pârghii articulate la cuplele de translație ce măresc unghiul de transmitere, corelează forța și mișcarea de transmitere între elementul condus și elementul conducător.

Comanda mecanică a desfășurării mișcării organului de lucru are și în zilele de astăzi o importanță deosebită. Acest lucru se referă cu precădere la automatele de montaj, mașinile de prelucrat și împachetat etc.

Proiectarea și realizarea design-ului camei au un rol hotărâtor pentru buna funcționare a mecanismului, o variație mică a profilului camei putând aduce modificări esențiale în buna funcționare a mecanismului de distribuție a motorului cu ardere internă și a întregului motor, putându-se astfel realiza, printr-o bună proiectare a profilului camei, un consum mai mic de combustibil și o putere sporită (printr-o umplere, evacuare și ardere superioare), vibrații, zgomote și noxe mai reduse, dar și un motor modern, mai compact, mai turat, mai fiabil, și eventual unul neconvențional (care să funcționeze cu combustibili neconvenționali, cum ar fi de exemplu hidrogenul, care are avantajul de a se găsi în cantități nelimitate și de a funcționa *numai* pe motoare turate, deoarece arderea hidrogenului se face mult mai rapid decât cea a hidrocarburilor).

Mecanismele simple folosite trebuie să asigure posibilități de deplasare impuse cu exactitate în funcționare. Structurile mecanismelor simple asigură mișcarea obligatorie și precisă a organului de lucru.

Cele mai des întâlnite mișcări la automatele de montaj sunt cele pentru tăiere, transformare și modelare, proceselor de mutare și mânuire, de exemplu îmbinarea diferitelor componente folosite.

Metodele moderne de calcul oferă posibilități noi și raționale de efectuare a analizei și a sintezei mecanismelor și respectiv de optimizare a acestora. Reluarea sistematică a analizei mecanismului cu modificarea dimensiunilor inițiale conduce la determinarea mărimilor geometrice caracteristice ale acestuia, de asemenea manieră încât să satisfacă cerințele beneficiarului (comportare dinamică, materiale utilizate, jocuri în cuplele cinematice, ș.a.).

În general, un mecanism este un sistem mecanic destinat transmiterii mișcării și a forțelor sau conducerii anumitor puncte ale unui corp prin poziții sau pe traiectorii impuse ([L4], [L5], [P4], [V1] ș.a.). Pornind de la această definiție se vor putea distinge: mecanismele generatoare de funcțiuni și mecanismele de conducere (a unui element - mecanisme de poziționare, a unui punct - mecanisme generatoare de traiectorie).

Mecanismele generatoare de funcții servesc la transmiterea mișcării și a forțelor către elementul condus. Acest element poate realiza o mișcare de rotație sau de translație, care este determinată prin funcția de transmitere [A2], [A3], [D4], [D5], [D6], [I2], [L4], [L5], [P3], [P4], [P8], [P11], [M2], [M4], [T2], [T4].

Mecanismele de conducere servesc la conducerea unui punct sau a unui element al mecanismului printr-o serie de puncte / poziții prescrise.

Mecanismele cu camă se bucură de o largă utilizare și o bogată varietate structurală. Mecanismele cu camă sunt folosite în construcția mașinilor de ambalat, a mașinilor textile, a mecanismelor de mecanică fină, a mașinilor-unelte, a motoarelor cu ardere internă etc. În general, mecanismele cu came intră în structura mașinilor în combinație cu alte tipuri de mecanisme: mecanisme cu roți dințate, mecanisme cu

bare etc. [A2], [A3], [D4], [D5], [D6], [I2], [L4], [L5], [P3], [P4], [P11], [M2], [M4], [T2], [T4].

Mecanismele cu came întâlnite în construcția mașinilor actuale sunt atât plane cât și spațiale. Sunt folosite cel mai frecvent came disc cu profil exterior, came disc cu canal profilat, came disc conjugate, came spațiale cilindrice, având atât tacheți oscilanți cât și de translație.

Vitezele de lucru și accelerațiile din mecanismele cu camă sunt, în general mari.

Legea de mișcare, impusă tachelului, de către profilul camei, are un rol hotărâtor în buna funcționare a mecanismului de distribuție, la toate regimurile de lucru ale motorului cu ardere internă și în special la turații ridicate și la accelerații bruște (în regimuri dinamice de funcționare).

Lumea concurențială de astăzi conduce la o competiție industrială înverșunată, fără menajamente, în lansarea de noi produse mai ieftine și mai bune.

Pentru a răspunde exigențelor din ce în ce mai severe, fabricanții sunt obligați să perfecționeze continuu metodele de concepție și fabricație ale produselor lor, să-și modernizeze în permanență structura organizatorică, astfel încât să creeze o legătură fluentă, fără frontiere între studiu, concepție, pregătire, fabricație, comercializare și urmărire în exploatare [[A2], [A3], [D4], [D5], [D6], [I2], [L4], [L5], [P3], [P4], [P11], [M2], [M4], [T2], [T4].

În toate aceste demersuri tehnice, economice și manageriale, mașinile unelte, purtătoare de progres tehnic și tehnologii avansate în toate ramurile industriale, pot juca un rol decisiv în stabilirea învingătorilor în competiția industrială.

Câștigurile cele mai însemnate le au aceia care știu să-și doteze compartimentele de producție cu mașini unelte având caracteristici în concordanță cu produsele ce urmează a fi fabricate, să le utilizeze cât mai intens și să-și înnoiască echipamentele când trebuie și cu ceea ce este necesar.

Constructorii de mașini unelte trebuie să-și subordoneze acțiunile în totalitatea cerințelor beneficiarilor, privind posibilitățile lor tehnologice, calitatea acestora, costul și termenul de livrare. Satisfacerea acestor cerințe complexe impune adoptarea soluțiilor optime pentru fiecare fază, atât de concepție, cât și de execuție a mașinilor unelte. Evident, este o problemă dificilă și soluționarea ei cere constructorului de mașini, proiectant sau executant, stăpânirea unui volum mare de cunoștințe de specialitate și capacitatea de a alege întotdeauna soluția cea mai bună [A2], [A3], [D4], [D5], [D6], [I2], [L4], [L5], [P3], [P4], [P11], [M2], [M4], [T2], [T4].

Calculatorul devine astfel, în zilele noastre, un instrument indispensabil în optimizarea variantelor tehnice, în simularea comportării lor funcționale la solicitări care depășesc considerabil posibilitățile practice în aprecierea tehnologicității și economicității soluțiilor adoptate.

Utilizarea tehnicii de calcul constituie premisa evaluării rapide și corecte a decalajului față de cerințele tehnice, economice și ale termenului de livrare ale beneficiarului. Astfel, în acest mod se pot aduce în fiecare fază corecțiile ce se impun.

Complexitatea crescândă a produselor conduce la dificultăți de proiectare și de fabricație. Există mai multe răspunsuri posibile la o asemenea creștere a complexității, dintre care preferată este realizarea de noi instrumente și tehnologii care să permită abordarea fără a afecta timpul și calitatea.

Acest concept necesită îmbunătățiri în procesele de proiectare, calcul și optimizare, fabricație sau în tehnologia de administrare a informațiilor, precum și în interfețele dintre acestea. Între ele, proiectarea asistată reprezintă o verigă

hotărâtoare. Foarte multe produse, în special produsele de înaltă tehnologicitate, au un ciclu de viață din ce în ce mai scurt, cu foarte mari implicații asupra proiectării și fabricației. Ca urmare, producătorul trebuie să proiecteze produse și să le aducă pe piață cât mai repede, o viață cât mai scurtă a unui produs conducând la un timp scurt de recuperare a costurilor, deci preț de vânzare ridicat.

În general, mecanismele cu bare sunt de construcție simplă. Mișcarea asigurată constructiv este o mișcare bine determinată. Marele dezavantaj al acestor mecanisme este faptul că pot reproduce funcția de generat doar într-un număr limitat de poziții impuse. În cazul analizei cinematice, aceasta se aplică la mecanisme ale căror dimensiuni sunt cunoscute și sunt, de regulă, reprezentate la scară.

Mecanismele patrulare articulate conțin trei elemente mobile - două cu mișcare simplă, de rotație sau de translație, legate la bază și unul de mișcare generală, plan paralelă sau spațială. Elementele cu mișcare de rotație completă se numesc manivele, cele cu mișcare de rotație oscilantă se numesc balansiere, iar cele cu mișcare generală se numesc biele. Ca element de execuție, se poate utiliza, în dependență de cerințele funcționale, fie un element cu mișcare simplă, fie biela.

Mecanismele patrulare articulate se utilizează frecvent și în structura unor lanțuri de mecanisme legate în serie, în care mai pot interveni și mecanisme cu came sau cu roți dințate. Se întâlnesc, uneori, și mecanisme etajate, la care baza unui mecanism patruler articulat este un element mobil care aparține altui mecanism [A2], [A3], [D4], [D5], [D6], [I2], [L4], [L5], [P3], [P4], [P11], [M2], [M4], [T2], [T4].

În majoritatea cazurilor acționarea mecanismelor articulate se face, direct sau prin intermediul altor mecanisme, cu ajutorul unei cuple de rotație conducătoare, iar motoarele sunt de tip rotativ (electrice sau termice). Face excepție mecanismul cu cilindru oscilant care are acționare hidraulică sau pneumatică, iar cupla conducătoare (motorul liniar) este, funcțional, de translație [D3], [D4], [D5], [D6].

Mecanismul patruler articulat plan este cel mai simplu mecanism patruler, sub aspectul construcției, deoarece conține numai cuple de rotație. El se utilizează în domenii foarte variate ale tehnicii.

În figura 1.1 se prezintă o serie de patrulare articulate plane având ca element de execuție un balansier. Face excepție numai mecanismul din fig.1.1i, care este un paralelogram articulat (dublă manivelă), multiplicat de șase ori și care transmite o mișcare de rotație completă, având rol de cuplaj.

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.1 este următoarea:

- a) mecanism de vătălă (mașina de țesut);
- b) mecanism pentru acționarea unui foarfece;
- c) mecanism de concasor;
- d) mecanism pentru pliat material textil;
- e) mecanismul pompei unei instalații de foraj;
- f) mecanismul mașinii de cusut-surfilat (cuțitul mobil);
- g) mecanismul cu clichet (mașini automate, sisteme de alimentare);
- h) mecanismul acului (mașini de cusut-surfilat);
- i) mecanism de cuplaj pentru arbori paraleli.

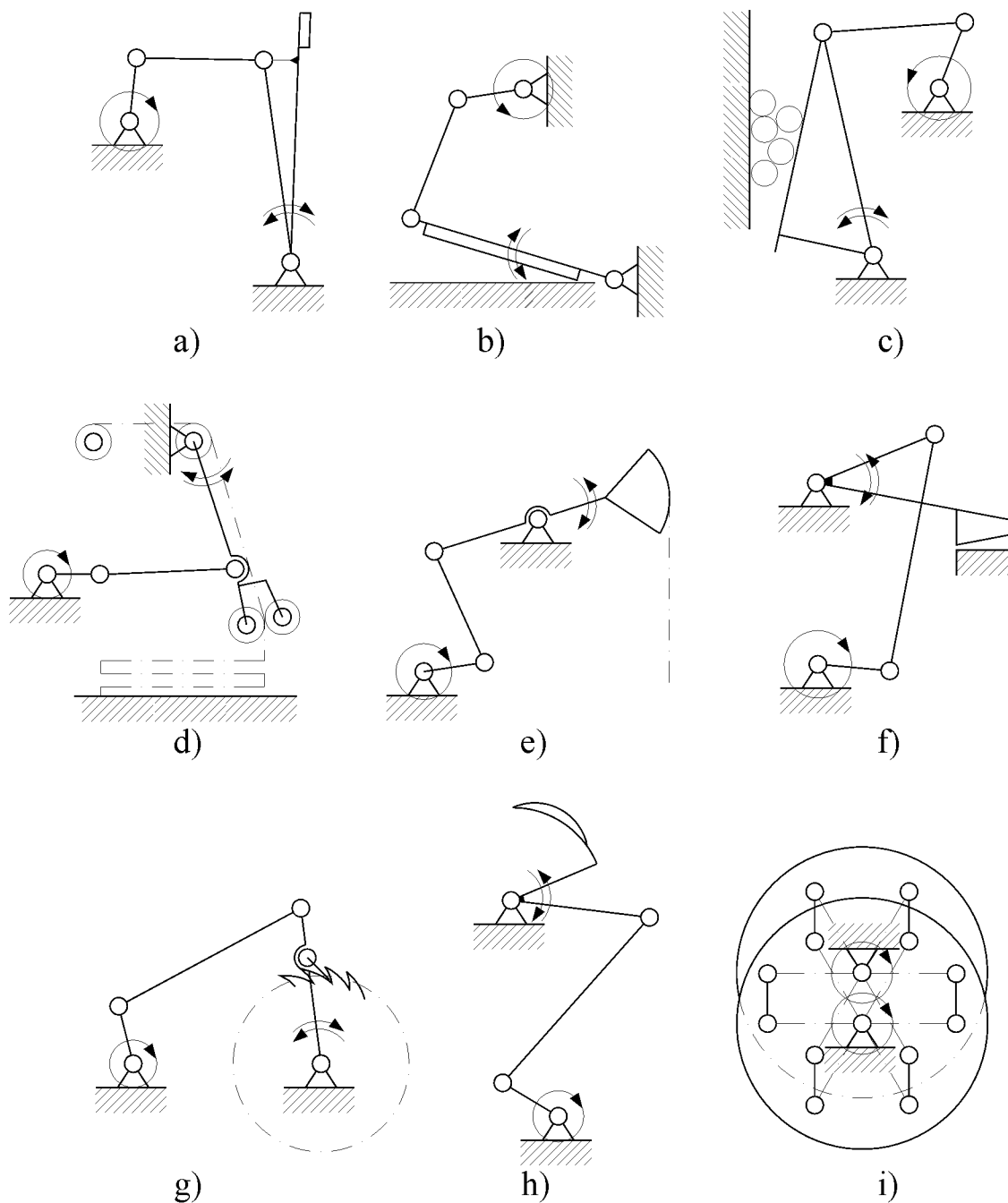


Fig.1.1 Tipuri de acționări cu mecanisme patrulater articulate

În cazul patrulaterelor din figura 1.2 elementul de execuție este biela, fapt ce reclamă obținerea unor traiectorii de formă prestabilită. Uneori aceste traiectorii trebuie să conțină segmente aproximativ rectilinii, iar mecanismele care le generează se numesc rectilineare (vezi figura 1.2b,c,e).

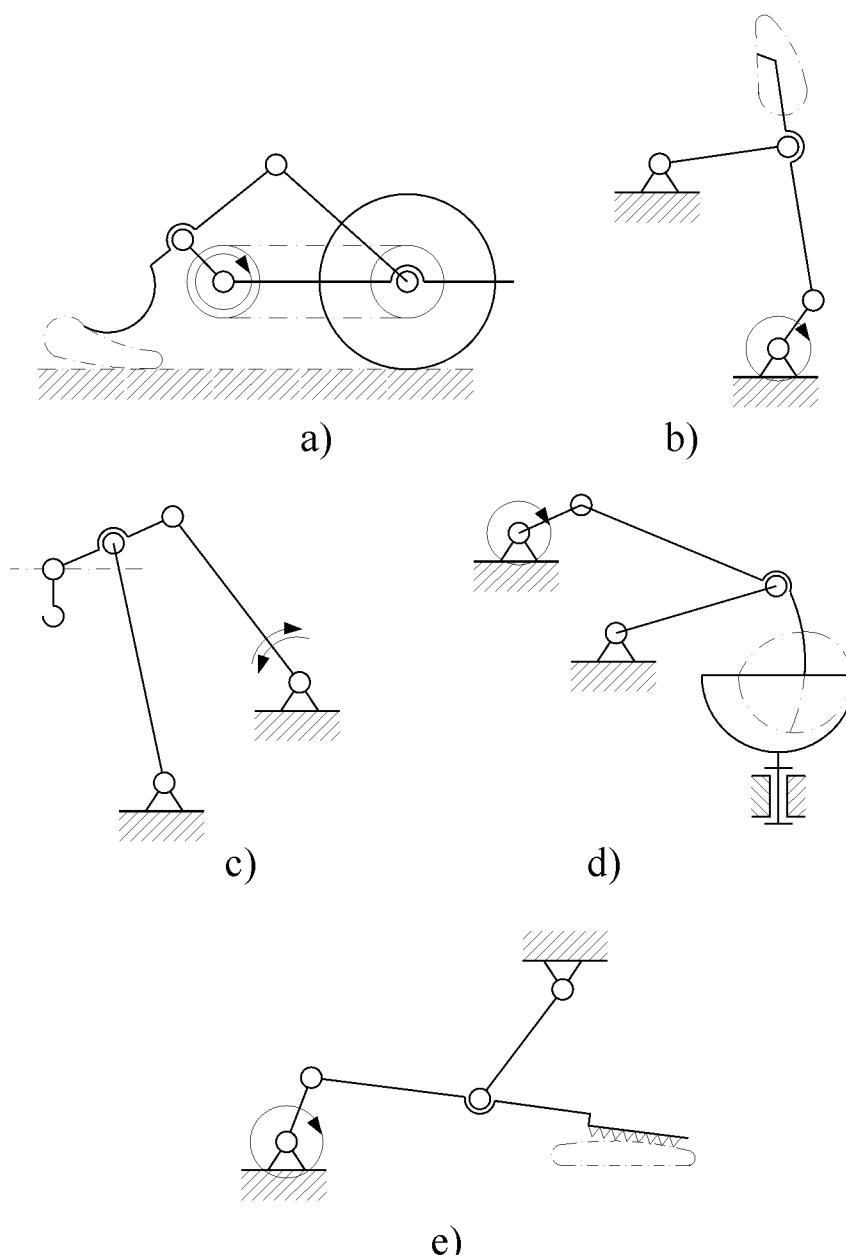


Fig. 1.2 Acționări cu mecanisme patrulatere

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.2 este următoarea:

- a) mecanism pentru întors fânul (mașini agricole);
- b) mecanism de tractare (greiferul la aparatul de filmat);
- c) mecanism de macara portuară;
- d) mecanismul malaxorului (industria alimentară);
- e) mecanismul transportor al unei mașini de cusut.

Mecanismul manivelă-piston se utilizează, de regulă, când este necesară o mișcare de translație pentru elementul de execuție sau pentru elementul conducător. O aplicație consacrată a acestui mecanism este legată de construcția mașinilor cu piston - motoare, pompe, compresoare (vezi figura 1.3 a). În figura 1.3 se indică și alte utilizări unde elementul de execuție este patina sau pistonul mecanismului [D4], [D5], [D6].

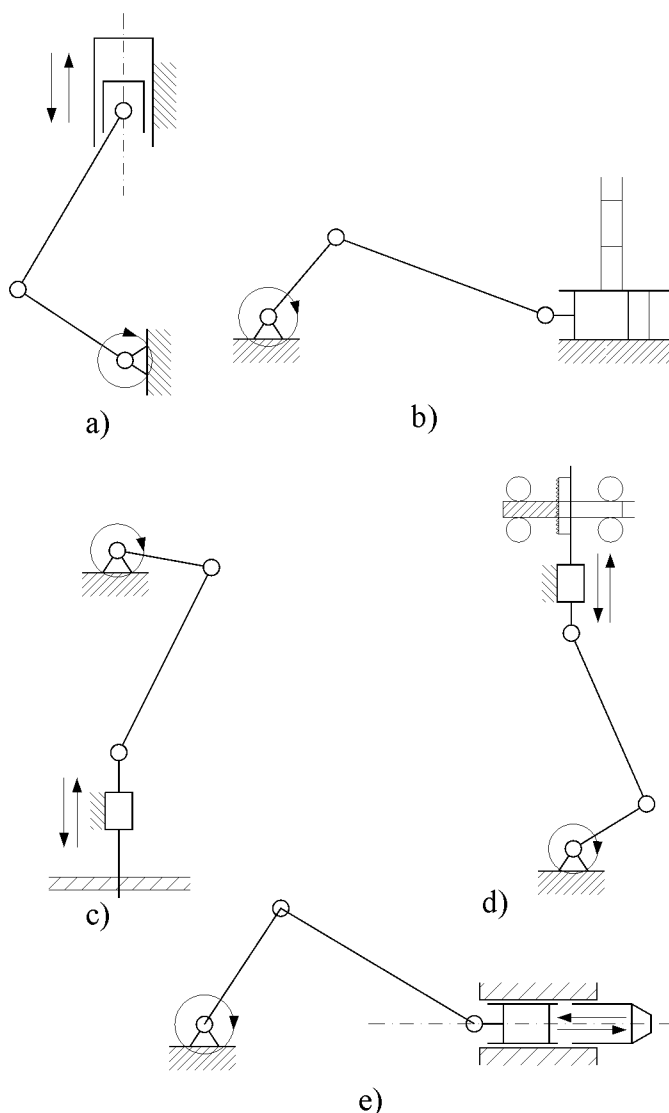


Fig. 1.3 Acționări cu mecanisme patrulatere

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.3 este următoarea:

- a) mecanismul unei mașini cu piston (motor, pompă, compresor);
- b) mecanism de alimentare piese (linie, mașină automată);
- c) mecanismul acului (la mașina de cusut);
- d) mecanism de acționare al fierăstrăului (gater);
- e) mecanism de percuție electropneumatic.

Mecanismul cu culisă de rotație se utilizează, mai mult, în varianta manivelă-balansier (cu culisă oscilantă). O aplicație binecunoscută se întâlnește la mecanismul cu cruce de Malta (vezi figura 1.4a) care servește pentru obținerea unei mișcări de rotație intermitentă fără schimbarea sensului. În figura 1.4 se prezintă și alte aplicații dar, în aceste cazuri, mecanismul este construit în așa fel, încât elementul cu

mișcare de oscilație este patina, iar culisa, care este elementul de execuție, are o mișcare de bielă [D4], [D5], [D6].

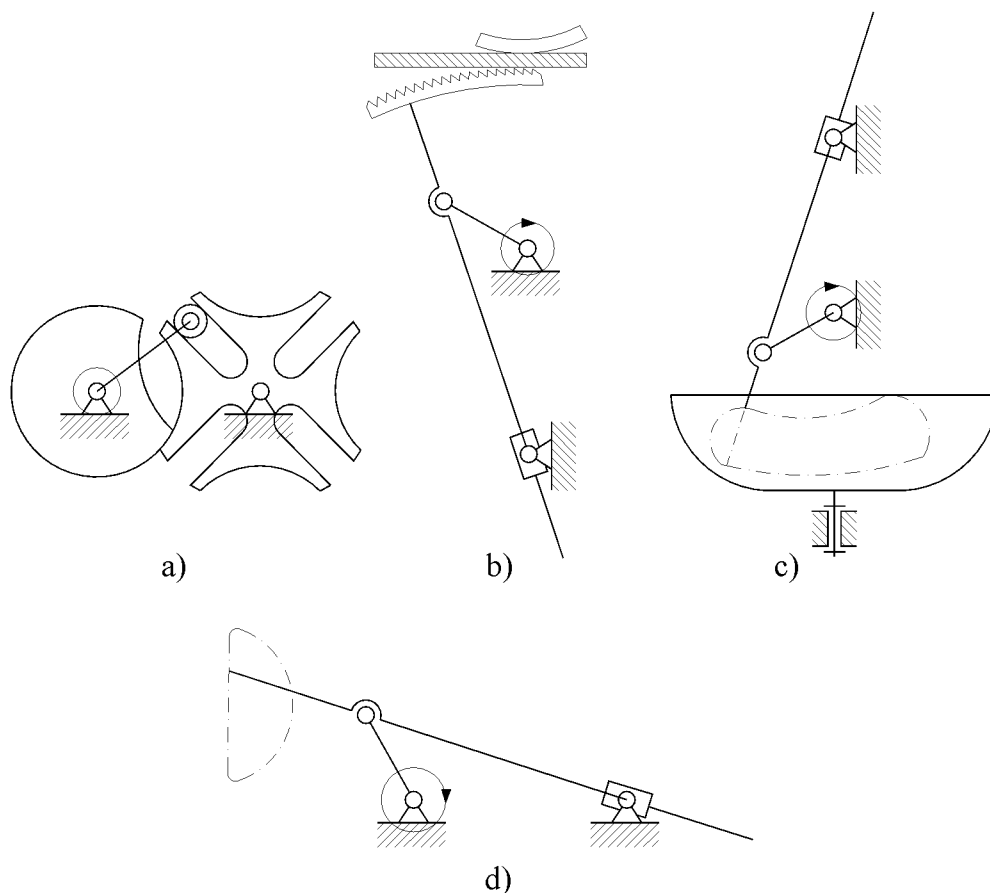


Fig. 1.4 Acționări cu mecanisme

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.4 este următoarea:

- a) mecanism cu cruce de Malta (mecanism de indexare, linii automate);
- b) mecanismul transportorului (mașină de cusut);
- c) mecanism de malaxor (industria alimentară);
- d) mecanism de tractare (aparatură de filmat).

Mecanismul cu cilindru oscilant este identic structural cu mecanismul cu culisă, dar se deosebește de acesta prin faptul că are acționare hidropneumatică, iar cupla conducătoare, funcțional de translație, este formată din cilindru și piston. Mecanismul se utilizează, în special, în construcția mașinilor grele, care dezvoltă forțe mari la viteze reduse. Se pot menționa în acest sens excavatoarele, încărcătoarele, mașinile agricole, diverse echipamente din industria grea și metalurgică, etc.

În figura 1.5 se dau câteva exemple de utilizare. O caracteristică specifică a acestui mecanism este, că, intervine deseori și în structuri etajate (vezi figura 1.5 c) [D4], [D5], [D6].

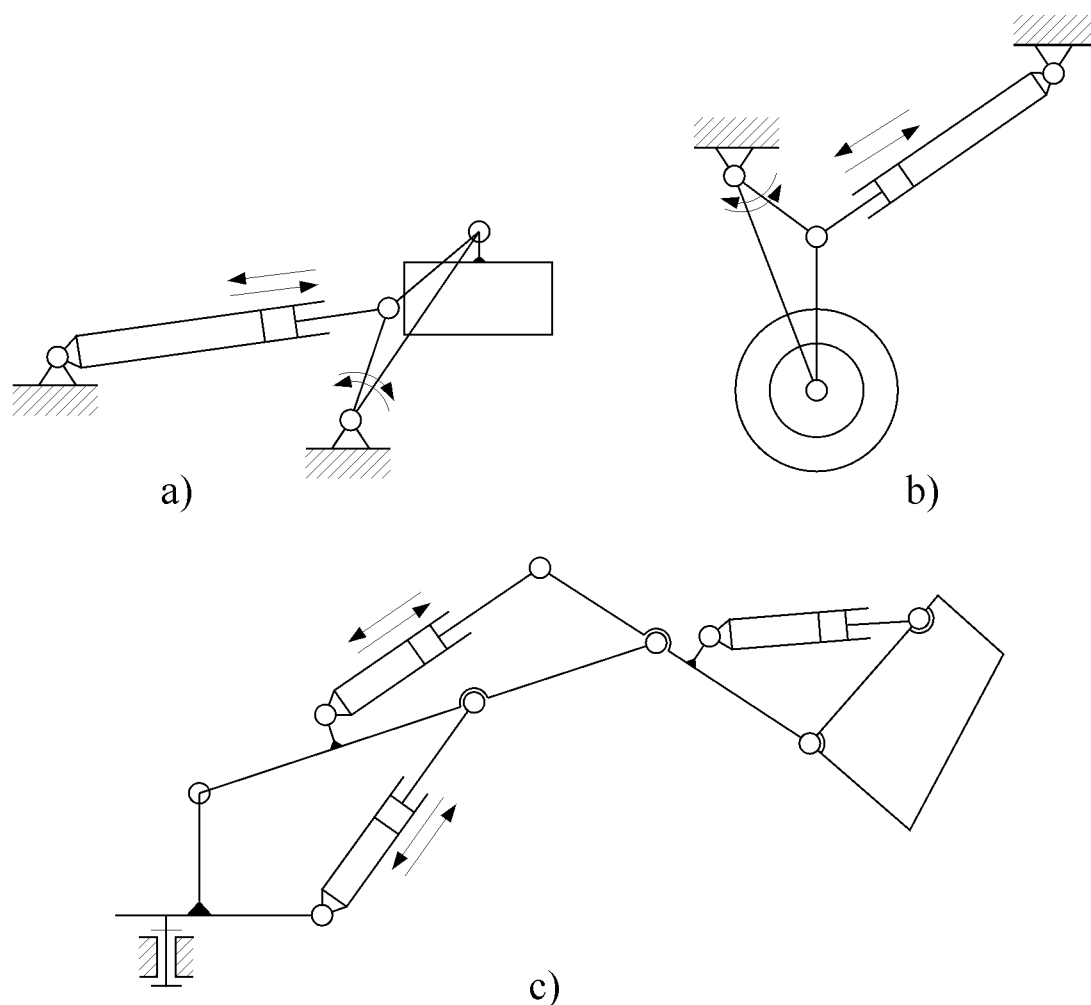


Fig. 1.5 Acționări cu mecanisme cu cilindru oscilant

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.5 este următoarea:

- a) mecanism de încărcat / descărcat containere;
- b) mecanismul de escamotare a trenului de aterizare la avion;
- c) mecanism de excavator (construcție etajată).

Mecanismul cardanic simplu se folosește cu rol de cuplaj, pentru transmiterea mișcării de rotație între arbori concurenți și pentru compensarea abaterilor unghiulare.

O utilizare foarte largă o au mecanismele bicardanice, formate din două cardane simple legate în serie, care pot transmite mișcarea de rotație în condiții de sincronism, la distanțe mari, între arbori necoaxiali sau cu poziție relativă variabilă în timpul funcționării. Domeniile reprezentative de utilizare sunt autovehiculele, mașinile agricole, mașinile unelte, laminoarele, etc. În figura 1.6 se exemplifică două dintre aceste aplicații [D4], [D5], [D6].

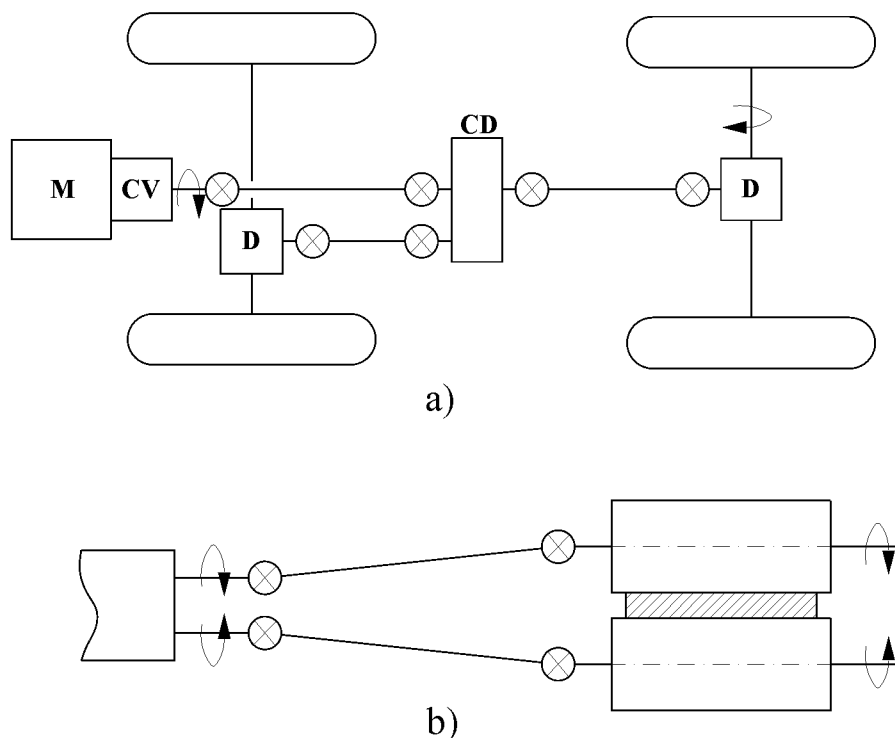


Fig. 1.6 Acționări cu mecanisme cardanice

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.6 este următoarea:

- transmisia unui autovehicul 4x4 cu trei mecanisme bicardanice (M-motor, CV-cutie viteze, CD-cutie distribuție, D-diferențial);
- schema de antrenare a unui laminor cu două transmisii bicardanice.

Mecanismul cu șaibă (furcă) oscilantă are o aplicație importantă în construcția pompelor și motoarelor hidraulice cu pistonașe axiale (vezi figura 1.7). Elementul 2, construit în formă de disc (șaibă) are o mișcare de oscilație în jurul unei axe perpendiculare pe dreapta AA' , dar și o mișcare de oscilație în jurul dreptei EE' . Acest element 2, acționează pistoanele 5 și 7 prin intermediul bielelor 4 și 6. Cuplele C și D sunt sferice, cuplele 4-5 și 6-7 sunt de rotație, iar cuplele 3-8 sunt cilindrice. Mecanismul patrulater articulat spațial se utilizează pentru transformarea unei mișcări de rotație, complete sau oscilante, într-o mișcare de oscilație, când axele celor două rotații sunt, în general, perpendiculare dar neconcurente. Se folosește, de asemenea, pentru imprimarea unei mișcări spațiale elementului de execuție care, în acest caz, este biela. Un domeniu de largă aplicabilitate a acestui mecanism este cel al mașinilor din industria confecțiilor textile și din piele. Aceste mașini au un număr mare de elemente de execuție (ace, apucătoare, transportoare de material etc.) care se deplasează în plane diferite sau execută mișcări spațiale. În aceste condiții folosirea patrulaterelor spațiale, în combinație cu alte mecanisme, conduce la construcții compacte, cu un număr mai redus de elemente în raport cu alte soluții (vezi figura 1.8) [D4], [D5], [D6].

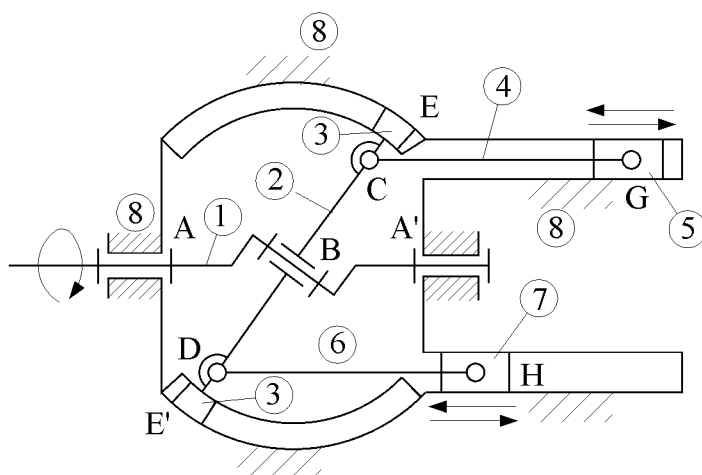


Fig. 1.7 Pompă hidrostatică cu pistonase axiale

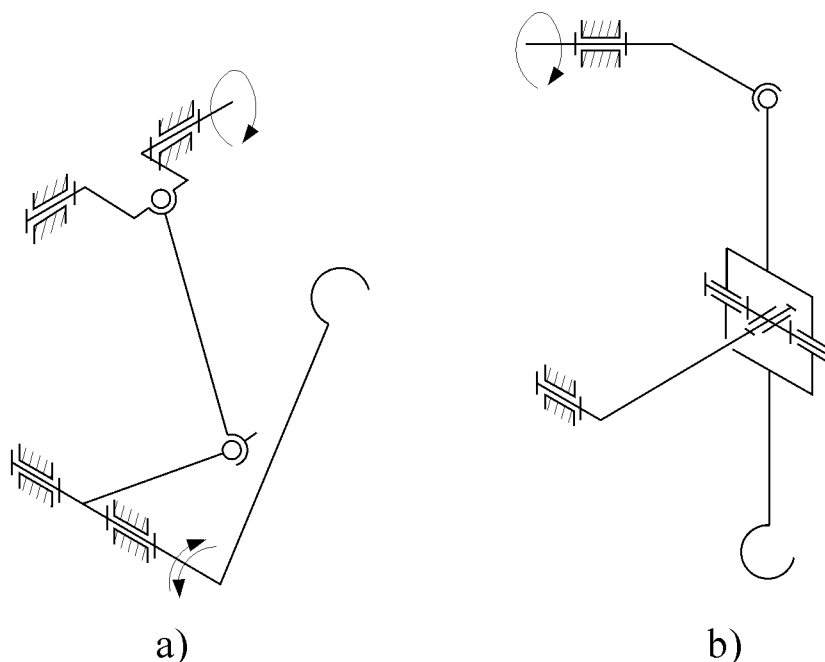


Fig. 1.8 Acționări cu mecanisme patrulatere spațiale

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.8 este următoarea:

- a) mecanism apucător (mașini de cusut-surfilat);
- b) mecanism apucător (mașina de cusut încălțăminte).

Mecanismul manivelă-piston spațial se folosește pentru a transforma o mișcare de rotație într-una de translație după o direcție, în general, perpendiculară pe planul mișcării de rotație. Aplicațiile acestui mecanism sunt mai reduse decât cele ale patrulaterului spațial. În figura 1.9 se indică două aplicații, la o mașină de cusut și la o mașină agricolă.

Așa cum s-a arătat, patrulaterile articulate se utilizează și în structura unor mecanisme complexe, obținute prin legare în serie, care au o mare aplicabilitate tehnică. În figura 1.10 se prezintă câteva mecanisme plane, complexe, aplicate în

diverse domenii industriale. În figura 1.11 se arată câteva mecanisme complexe care conțin atât mecanisme plane cât și spațiale. Aplicațiile cele mai importante provin din industria confecțiilor și din industria alimentară [D4], [D5], [D6].

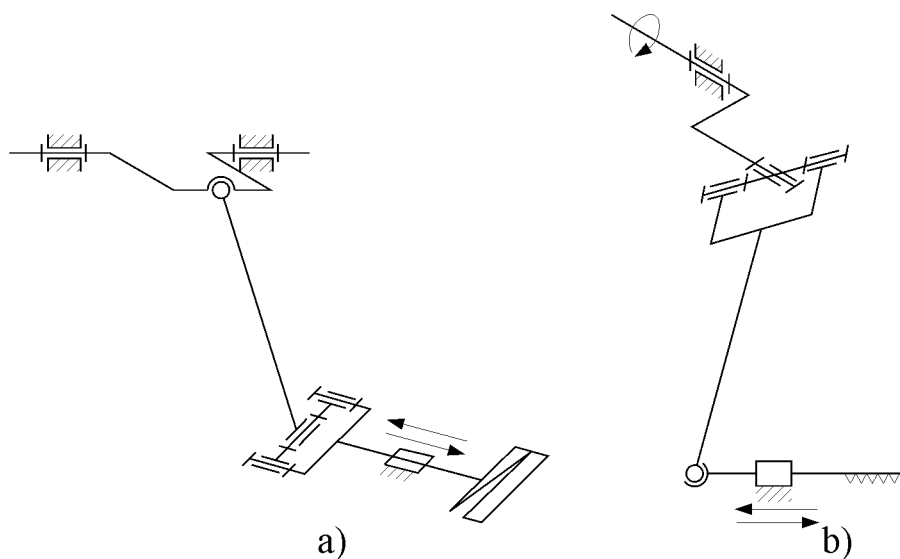


Fig. 1.9 Acționări cu mecanisme spațiale manivelă-piston

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.9 este următoarea:

- a) mecanism de acționare a unui foarfece (mașina de cusut butoniere);
- b) mecanismul unei cositori (mașină agricolă).

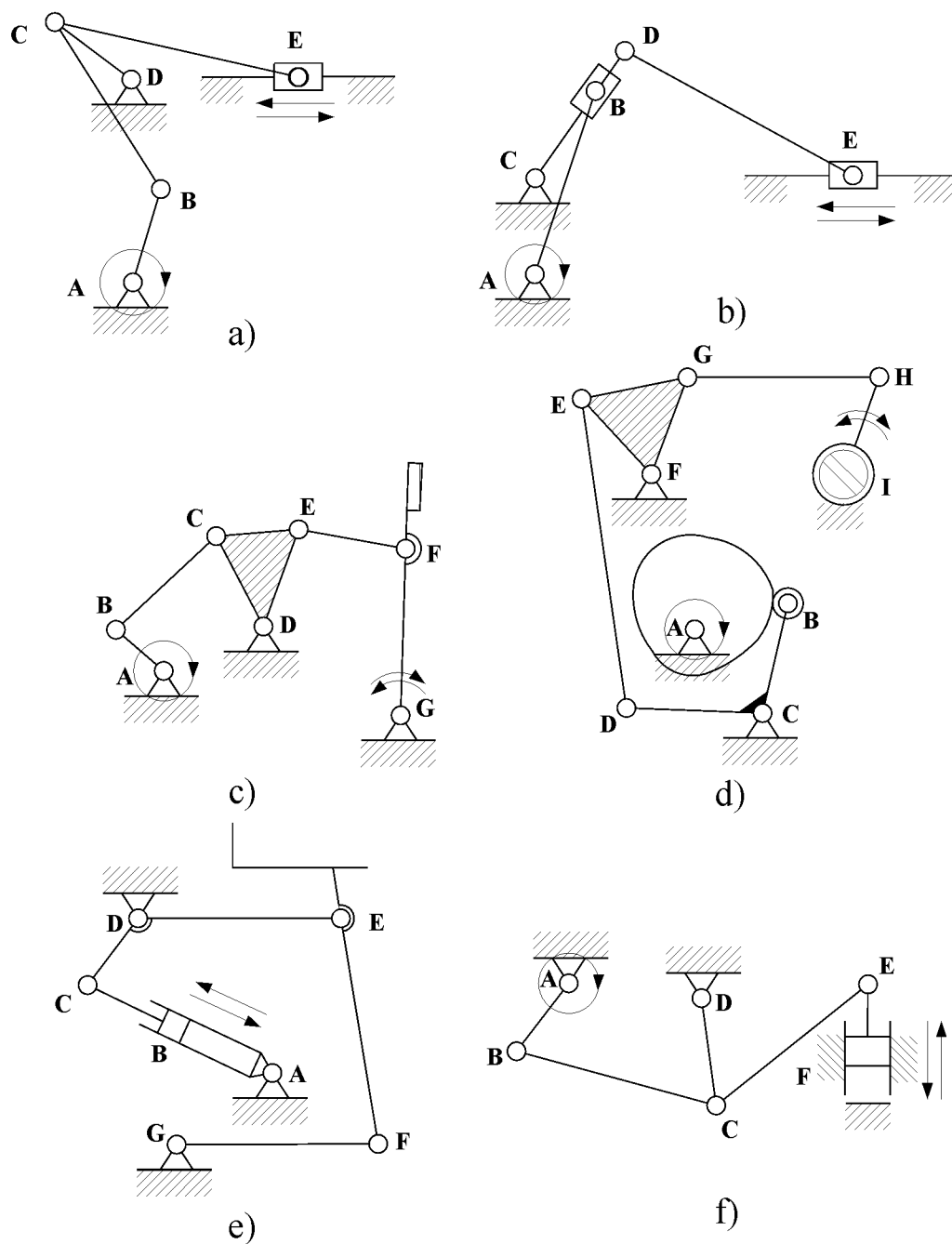


Fig. 1.10 Acționări cu mecanisme în aplicații industriale

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.10 este următoarea:

- a) mecanismul unei mașini de rabotat;
- b) mecanismul unei mașini de rabotat cu culisă rotitoare;
- c) mecanism de vătălă (mașină de țesut);
- d) mecanism de dozare cu mecanism cu camă (industria alimentară);
- e) mecanism de încărcare/descărcare cu cilindru oscilant;
- f) mecanism de presă mecanică.

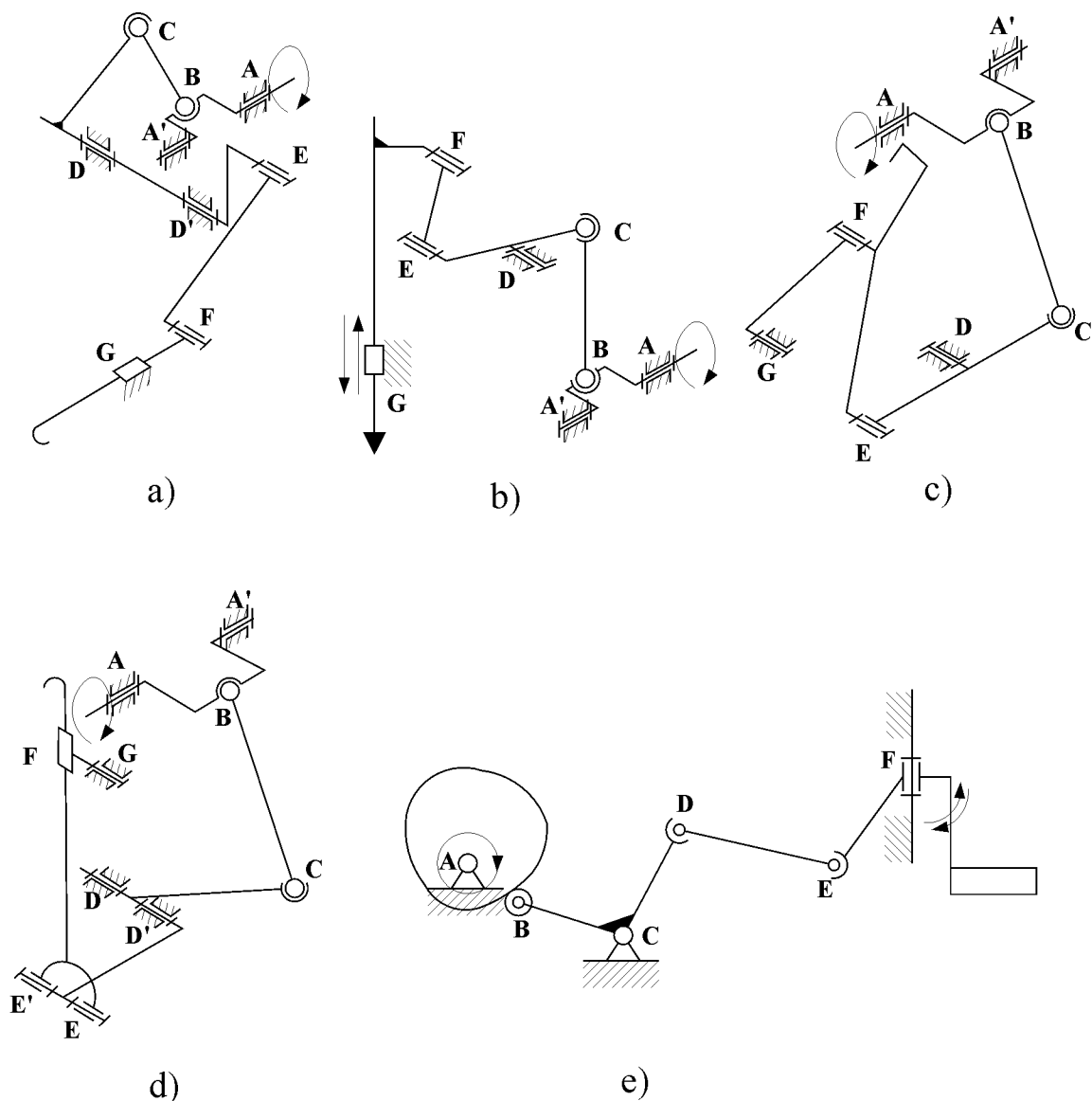


Fig. 1.11 Acționări cu mecanisme complexe

Descrierea aplicațiilor cu mecanismele din figura 1.11 este următoarea:

- a) mecanism apucător (industria textilă și confecții);
- b) mecanismul acului la mașina de cusut butoniere (industria textilă și confecții);
- c) mecanism apucător la mașina de cusut butoniere;
- d) mecanism apucător la mașina de cusut surfilat;
- e) mecanism de evacuare cu camă (mașina de ambalat în industria alimentară și nu numai).

În concluzie, pe baza unor avantaje certe cum ar fi: durabilitate ridicată, siguranță în exploatare, realizarea unor legi de mișcare complexe; mecanismele articulate împreună cu mecanismele cu camă au cea mai largă utilizare practică și sunt implementate în diverse domenii de activitate cum ar fi: construcția de mașini destinată domeniului mecanic, textil, metalurgic, energetic, chimic, aparatură electro-

casnică, construcții civile și industriale, mecanică fină cu aplicații în construcția aparatelor de măsură și control, în tehnica de calcul, roboți și nanoroboți.

1.1 Analiză cinetostatică asupra mecanismelor cu bare

Analiza cinematică se poate realiza prin diverse metode, unele mai simple cu o precizie scăzută însă suficientă pentru scopul propus sau mai complicate, cu o precizie ridicată, foarte bună, atunci când este absolut necesară.

Analiza cinetostatică se ocupă cu studiul forțelor care acționează asupra mecanismelor, cu elemente în mișcare fără a fi considerată mișcarea, utilizându-se relații folosite în echilibrul static. Acest lucru este posibil întrucât forțele care acționează asupra mecanismelor pot fi: exterioare sau forțe aplicate cunoscute; de inerție; de frecare; de legătură sau reacțiuni în cuplele cinematice și care sunt supuse principiului lui d'Alembert:

„Forțele aplicate, forțele de inerție și forțele de legătură care acționează asupra unui sistem sunt în echilibru”.

Cunoașterea forțelor care acționează asupra mecanismelor este utilă pentru: studiul mișcării sub acțiunea forțelor aplicate; determinarea energiei necesare funcționării mecanismelor; predimensionarea secțiunilor critice ale elementelor; determinarea randamentului mecanic.

Rezolvarea problemelor de cinetostatică, care în esență înseamnă determinarea reacțiunilor din cuplele cinematice, consideră cunoscute toate celelalte forțe care acționează în timpul unui ciclu cinematic sau energetic.

1.1.1 Forțele exterioare

Forțele exterioare pot fi constante, cum ar fi forțele de greutate și unele forțe rezistente în anumite condiții și variabile, dependente de poziția elementelor, de viteză sau de timp. În unele mecanisme și mașini mai complexe, forțele exterioare pot fi dependente, chiar de două sau mai multe variabile. În general, se acceptă următoarea clasificare a forțelor exterioare: motoare; rezistente pasive sau forțe de frecare; rezistente utile sau tehnologice; de greutate; elastice [A2], [A4], [D5], [D8], [P4], [P11]

Forțele motoare produc un lucru mecanic considerat pozitiv pe toată perioada de lucru a mecanismului. Forțele motoare se aplică pe elementul motor. Se menționează și existența unor momente motoare care produc același efect asupra elementului conducător, producând mișcarea lui datorită lucrului mecanic pozitiv.

Forțele motoare sau momentele (cuplurile) motoare se pot determina numai dacă sunt cunoscute caracteristicile mecanice ale motorului de acționare. Caracteristica mecanică este o diagramă de variație a forței motoare în funcție de anumiți parametri cinematici (timp, deplasare, viteză, accelerație). Aceste caracteristici, în unele situații, se pot exprima matematic printr-o anumită funcție sau se determină experimental.

Forțele de greutate, acționează în centrele de greutate ale elementelor și au un rol important în cazul unor mașini și instalații cu mișcări lente: mașini cu abur; mașini unelte; laminoare; macarale. În cazul unor mașini cu viteze mari de lucru:

avioane, mașini textile, automobile, forțele de greutate au o importanță mai mică și pot fi neglijate, în unele cazuri, având efecte mult mai mici decât alte forțe, cum ar fi: forțele de inerție, forțele de frecare.

În timpul unui ciclu cinematic, lucrul mecanic total al forțelor de greutate este nul, deoarece traiectoria centrului de greutate este o curbă închisă. Se mai precizează că, în anumite poziții, forțele de greutate pot avea și rol de forță motoare.

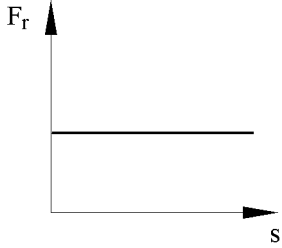
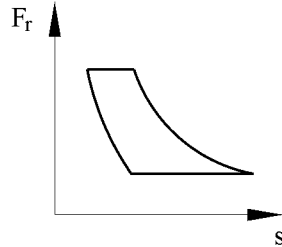
Forțele elastice, sunt introduse cu anumite scopuri: de amortizare, de menținere a unor contacte, de compensare, de scoatere a mecanismelor din anumite poziții critice când poate apărea autoblocarea.

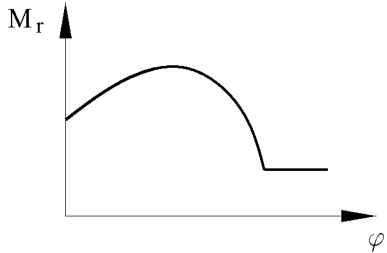
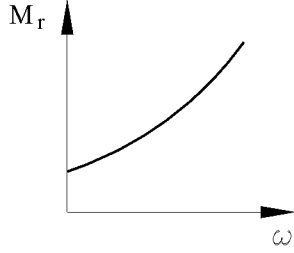
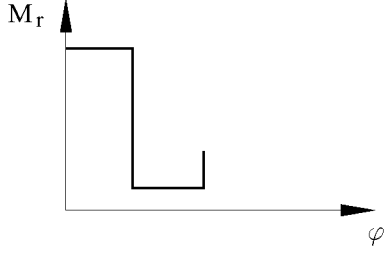
În funcție de caracteristicile materialelor utilizate și de forma constructivă a elementului, forța elastică poate fi liniară sau neliniară cu mărimi variabile.

Forțele rezistente utile, consumă o parte din lucrul mecanic produs de forțele sau momentele motoare, fiind considerate ca forțe sau momente rezistente care produc un lucru mecanic negativ. Aceste forțe sunt cunoscute ca forțe tehnologice și acționează asupra elementului de lucru. De menționat că, mecanismul se proiectează să învingă aceste forțe. Ele pot fi de așchiere, presare, frânare, transport, ridicat etc. (tabelul 1.1 prezintă unele caracteristici mecanice ale mașinilor de lucru) [P11].

Forțe rezistente pasive, consumă lucrul mecanic motor pentru a învinge frecările din cuplele cinematice și frecările dintre elementele mecanismului și mediul înconjurător la mecanismele cu viteze mari de lucru. Aceste forțe au efecte negative importante provocând: uzuri excesive, zgomote, vibrații, încălziri locale.

Tabelul 1.1

 <p>a)</p>	<p>a) caracteristica mașinilor de ridicat, laminoarelor, mașini de bobinat și a unor strunguri;</p>
 <p>b)</p>	<p>b) caracteristica pompelor, compresoarelor;</p>

 <p>c)</p>	<p>c) caracteristica unui șeping în funcție de poziția unghiulară a manivelei mecanismului respectiv;</p>
 <p>d)</p>	<p>d) caracteristica unei pompe centrifuge în funcție de viteza unghiulară a rotorului pompei;</p>
 <p>e)</p>	<p>e) caracteristica unei prese mecanice sau a altor mașini care lucrează prin lovire.</p>

1.1.2 Forțele de frecare în mecanismele cu bare

Forțele de frecare pot fi considerate utile când sunt întrebuințate pentru frânare sau antrenare și forțe pasive când efectele lor sunt dăunătoare, influențând negativ buna funcționare. De regulă, forțele de frecare pasive acționează la nivelul cuplurilor cinematice în timp ce forțele de frecare utile acționează pe anumite organe speciale [A2], [A4], [B1], [B2], [C2], [D5], [D8], [K5], [P4], [P11].

Aceste forțe produc un lucru mecanic negativ pe tot ciclul energetic al mecanismului. Lucrul mecanic consumat de forțele de frecare se transformă în energie calorică.

1.1.3 Forțele de inerție

După cum se poate observa din figura 1.12, determinarea forțelor de inerție și a momentului forțelor de inerție este posibilă numai dacă se cunoaște masa, momentul de inerție, poziția centrului de masă (greutate) și legea de mișcare a elementului. În studiul mecanismelor se întâlnesc unele cazuri particulare ale torsorului forțelor de inerție.

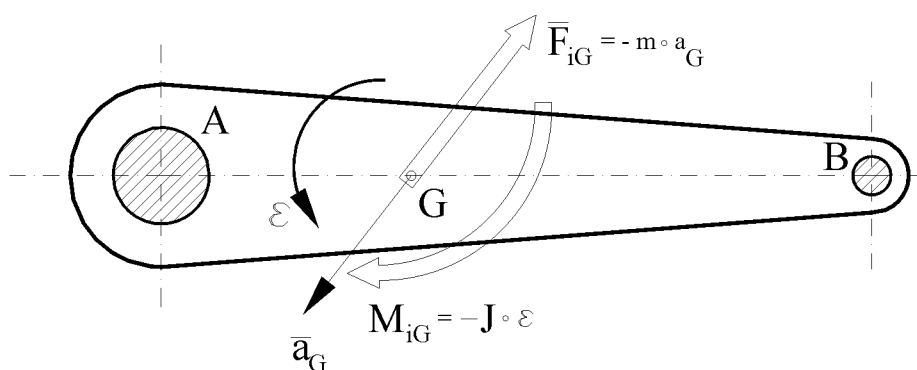


Fig. 1.12 Reprezentarea forțelor de inerție și a momentelor de inerție

Conform cu tabelul 1.2, cazurile a, b, e, sunt caracterizate de un singur element al tursorului de inerție, în timp ce, în cazurile d, f, tursorul este complet.

Acest lucru face rezolvarea mai grea și din acest motiv se caută determinarea unui tursor minimal format numai dintr-o forță de inerție care să suplinească și efectul momentului forțelor de inerție [P11].

Tabelul 1.2

Figura reprezentativă	Explicații și formule
	<p>elementul cu mișcare de translație caracterizat de $\varepsilon = 0$ care reduce tursorul numai la o forță de inerție rezultantă: $\vec{F}_{iG} = -m \cdot \vec{a}_G$.</p>
	<p>elementul cinematic cu mișcare de rotație uniformă în jurul unei axe care nu trece prin centrul de greutate, caracterizat de $\varepsilon = 0$ și prin urmare de un tursor care se reduce la o forță de inerție: $\vec{F}_{iG} = -m \cdot \vec{a}_G$.</p>
	<p>elementul cu mișcare de rotație uniformă în jurul unei axe care trece prin centrul de greutate, caracterizat de un tursor nul.</p>
	<p>element cu mișcare de rotație neuniformă în jurul unei axe care nu trece prin centrul de greutate caracterizat de:</p> $\begin{cases} \vec{F}_{iG} = -m \cdot \vec{a}_G \\ \vec{M}_{iG} = -J_G \cdot \bar{\varepsilon} \end{cases} \quad \vec{a}_G = AG\sqrt{\varepsilon^2 + \omega^4}$ $\alpha = \arctg \frac{\varepsilon}{\omega^2}$

	<p>elementul cu mișcare de rotație neuniformă în jurul unei axe care trece prin centrul de greutate, caracterizat de un torsor format numai din momentul de inerție:</p> $\bar{M}_i = -J_G \cdot \bar{\varepsilon}.$
	<p>element cinematic cu mișcare de rotație și translație, caracterizat de:</p> $\begin{cases} \bar{F}_{iG} = -m \cdot \bar{a}_G \\ \bar{M}_{iG} = -J_G \cdot \bar{\varepsilon} \end{cases} \quad \bar{F}_{iG} = \frac{G}{g} k_a (\overline{p_a g'})$ $ M_{iG} = J_G \frac{k_a (n_{BA} \cdot b')}{AB}$

1.1.4 Forțele de legătură din cuplele cinematice

Forțele de legătură sau reacțiunile reprezintă interacțiunea dintre elementele cinematice. În general pentru rezolvarea lor se vor neglija frecările, și reacțiunile vor fi normale pe suprafețele de contact. În cuplele cinematice acționează forțe și momente de frecare.

Reacțiunile sunt forțe de interacțiune reciprocă dintre elementele cuplei cinematice. Dacă se neglijează frecările în zonele de contact ale cuplelor cinematice, rezultă presiuni orientate normal la suprafețele de contact. În cazul mecanismelor plane cu bare articulate se întâlnesc numai cuple de *clasa a patra și a cincia*. Rezolvarea reacțiunilor se poate efectua dacă se cunosc câți parametri necunoscuți intervin. Se menționează că frecarea nu introduce necunoscute suplimentare (v. tabelul 1.3) [A2], [A4], [D6], [D8], [P4], [P11].

Tabelul 1.3

Figura reprezentativă	Explicații și formule	Observații
	<p>Cupla de clasă cinci de rotație transmite forțele de la elementul <i>n</i> la elementul <i>m</i> prin presiuni radiale care pot fi înlocuite cu o rezultantă $\bar{R}_{mn} = -\bar{R}_{mn}$ care trece prin centrul articulației cu punct de aplicație cunoscut.</p> $\bar{R}_{mn} = \bar{R}_{mn}^n + \bar{R}_{mn}^t$	<p>Necunoscutele scalare sunt: mărimea reacțiunii, direcția și sensul.</p> <p>Două sunt importante în rezolvarea cinetostatică: mărimea și direcția reacțiunii.</p>

	<p>Cupla de clasă cinci de translație transmite forțele de la elementul n la m prin presiuni normale pe suprafața de contact după diferite legi de distribuție în funcție de starea suprafețelor și de direcția forțelor.</p>	<p>Rezultanta este perpendiculară pe ghidaj (direcția deplasării) și are două necunoscute: mărimea și poziția punctului de aplicație dată de distanța h. Dacă se consideră frecarea, reacțiunea va fi înclinată cu unghiul de frecare în sens opus deplasării relative.</p>
	<p>Cupla de clasă patru introduce o reacțiune care are direcția normalei NN la cele două suprafețe de contact și punctul de aplicație chiar în punctul de contact. Pentru rezolvarea problemei se rezolvă grupa structurală cu ecuația de forma: $3n - 2c_5 - c_4 = 0$</p>	<p>Cupla superioară de clasă patru introduce o singură necunoscută : mărimea reacțiunii. Trebuie precizat că frecarea se neglijează.</p>

1.1.5 Autoblocarea mecanismelor

Fenomenul de autoblocare se caracterizează prin oprirea mecanismului sau prin imposibilitatea pornirii lui în anumite poziții, chiar dacă forța motoare sau momentul motor are o valoare suficient de mare. Autoblocarea apare datorită faptului că în una din cuplurile cinematice ale mecanismului, forța destinată realizării mișcărilor relative nu reușește să învingă forțele de frecare [A2], [D6], [P11].

Un parametru care caracterizează autoblocarea, este unghiul de presiune α , format ca unghi ascuțit între direcția forței motoare și direcția vitezei punctului de aplicație al acestei forțe. Complementul acestui unghi se numește unghi de transmitere γ . Cu cât unghiul de transmitere este mai mare, cu atât transmiterea mișcării se face mai ușor.

1.1.6 Randamentul mecanic

Randamentul mecanic indică eficiența utilizării energiei mecanice în procesul de funcționare a mecanismelor. Randamentul poate avea caracter instantaneu sau global (pentru o perioadă de timp). Randamentul instantaneu, η se definește ca raportul dintre puterea utilă, P_u și puterea motoare, P_m - considerate în valoare absolută:

$$\eta = \frac{P_u}{P_m} \quad (1.1)$$

Puterea utilă este folosită pentru efectuarea unei operații tehnologice la nivelul unui element condus, de execuție. Puterea motoare este primită de la motorul de acționare și se dezvoltă în cupla conducătoare. Între puterea utilă și puterea motoare există relația [D6]:

$$P_m = P_u + P_f \quad (1.2)$$

în care P_f este puterea disipată prin frecare în cuplele cinematice. Având în vedere formula (1.2), randamentul se poate exprima și în felul următor:

$$\eta = \frac{P_u}{P_u + P_f} \quad (1.3)$$

$$\eta = \frac{P_m - P_f}{P_m} \quad (1.4)$$

Randamentul global se exprimă prin formule analoge, dar în funcție de lucrul mecanic util L_u , lucrul mecanic motor L_m și lucrul mecanic de frecare L_f într-un ciclu cinematic:

$$\eta_g = \frac{L_u}{L_m} \quad (1.5)$$

$$\eta_g = \frac{L_u}{L_u + L_f} \quad (1.6)$$

$$\eta_g = \frac{L_m - L_f}{L_m} \quad (1.7)$$

$$L_m = L_u + L_f \quad (1.8)$$

Valoarea randamentului se înscrie în domeniul $0 < \eta < 1$. Limita superioară nu poate fi atinsă, așa cum rezultă din formulele (1.3) și (1.4), deoarece $P_f \neq 0$.

Randamentul poate căpăta valoarea $\eta = 0$ atunci când $P_u = 0$, adică mecanismul funcționează fără sarcină utilă, în gol. Poate rezulta din calcul și randament negativ, ceea ce conduce la faptul că mecanismul se găsește într-o zonă de autoblocare [D6].

Explicația este simplă având în vedere formulele (1.4)...(1.7), de unde va rezulta că $P_f > P_m$ și $L_f > L_m$. Funcționarea este cu atât mai eficientă, din punct de vedere energetic, cu cât randamentul se apropie mai mult de unitate.

Majorarea randamentului de poate face numai prin reducerea energiei disipate prin frecare, deci prin micșorarea forțelor de frecare.

Acestea depind direct proporțional de coeficienții de frecare și de reacțiunile normale. Reducerea coeficienților de frecare se realizează prin proiectarea corespunzătoare a cuplelor cinematice în relație cu lubrifierea și utilizarea frecării de rostogolire (rulmenți cu bile, ghidaje cu role, șuruburi cu bile, etc.).

Diminuarea reacțiunilor normale este legată de proiectarea rațională a mecanismului pentru a funcționa cât mai departe de pozițiile critice, cu respectarea condiției că [D6]:

„unghiul de presiune < unghiul de presiune admisibil < unghiul de blocare”.

1.2 Analiză cinetostatică asupra mecanismelor cu camă

Mecanismele cu camă trebuie să îndeplinească din punct de vedere cinetostatic și de rezistență următoarele cerințe [A2], [D4], [D5], [D6], [H1], [L4], [M2], [K1], [K2], [M3], [P4], [P9], [S2], [V1]:

- a) să asigure permanent o forță de contact dintre camă și tchet, astfel încât să nu existe în nici un moment din timpul funcționării riscul de desprindere al tchetului de camă;
- b) să se dimensioneze lățimea camei, astfel încât lățimea de contact dintre camă și tchet să reziste la solicitarea de contact;
- c) să se aleagă o acționare care să asigure în condiții economice o putere necesară învingerii momentelor rezistente reduse la arborele camei.

1.2.1 Asigurarea permanentă a contactului dintre tchet și camă

Pentru ca mecanismul să realizeze mișcarea tchetului după legea de mișcare impusă, trebuie să fie menținut permanent contactul dintre tchet și camă. În acest sens este necesară determinarea reacțiunilor din cupla cinematică superioară. (vezi tabelul 1.4) [L4]

Tabelul 1.4

Forțele și momentele care acționează în cazul mecanismelor cu camă (neglijând forțele de frecare din cuplele cinematice vezi figura 1.13).	<ul style="list-style-type: none"> - forța sau momentul tehnologic (util) F_{t31} respectiv M_{t31}, - greutatea tchetului G_3, - forța sau momentul elastic F_{e31} respectiv M_{e31} (apare numai în cazul mecanismelor la care contactul este asigurat prin forță), - forța de inerție F_{i3}, momentul forțelor de inerție M_{i3}, - reacțiunea din cupla superioară R_{32}. 	
Determinarea forței sau a momentului de inerție a tchetului (vezi figura 1.13)	Tchet în mișcare de translație: $F_{i3} = -m_3 \cdot \ddot{s} = -m_3 \cdot \omega_{21}^2 \cdot s''$	Tchet în mișcare oscilantă: $M_{i3} = -J_{B0} \cdot \ddot{\psi} = -J_{B0} \cdot \omega_{21}^2 \cdot \psi''$
Determinarea forței tehnologice (utilă), respective momentul tehnologic.	Acestea sunt date prin caracteristica mecanică (rezistentă) a consumatorului: $F_{t31} = F_{t31}(s)$ sau $M_{t31} = M_{t31}(\omega)$	

Determinarea forței elastice a arcului (vezi figura 1.13)	Relația: $F_{e31} = F_{e0} + k \cdot s$ unde: F_{e0} - forța de pretensionare; k - constanta elastică a arcului.
	arcuri de tracțiune sau de compresiune: $M_{e31} = F_{e31} \cdot h_F$
Observație: Greutatea tachelului se va considera doar în cazul mecanismelor cu camă, la care tachelul lucrează în plan vertical. La determinarea greutății tachelului în mișcare de translație se va considera și unghiul β pe care îl face tachelul cu verticala, astfel: $G_3 = m \cdot g \cdot \cos\beta$	

Dacă tachelul este în mișcare oscilantă, momentul generat de greutatea tachelului se va determina conform fig. 1.13 cu relația:

$$M_{G3} = G_3 \cdot h_s \tag{1.9}$$

Greutatea tachelului acționează în centrul de greutate al tachelului S_3 .

Pentru asigurarea contactului permanent este necesar ca forța rezultantă sau momentul resultant ce acționează asupra tachelului să fie orientate spre profilul camei. Suma forțelor respectiv momentelor mai sus amintite este egală cu componenta reacțiunii R_{23t} din cupla superioară respectiv cu momentul generat de reacțiunea R_{23t} și trebuie să fie pozitivă [L4]:

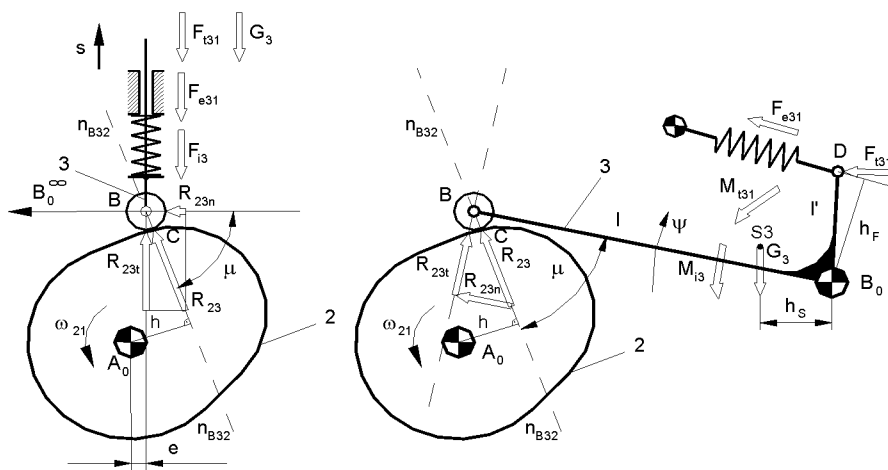


Fig. 1.13 Forțele și momentele într-un mecanism cu camă

$$F = R_{32t} = F_{t31} + F_{i3} + F_{e31} + G_3 > 0, \quad (1.10)$$

respectiv

$$M = R_{32t} \cdot l = M_{t31} + M_{i3} + M_{e31} + M_{G3} > 0. \quad (1.11)$$

1.2.2 Determinarea momentului de acționare la mecanismele cu camă

Conform echilibrului energetic, în cazul mecanismelor desmodrome există următoarea relație [L4]:

$$\Sigma P = P_m + P_r + P_d = 0, \quad (1.12)$$

unde:

P_m – puterea motoare (utilă) dezvoltată de elementul conducător,

P_r – puterea rezistentă (consumată) dezvoltată de elementul condus,

P_d – puterea disipată prin frecare.

Prin utilizarea unor lagăre cu rulmenți puterea disipată este neglijabilă, astfel relația (1.12) devine:

$$P_m + P_r = 0. \quad (1.13)$$

Relația (1.13) poate fi utilizată pentru determinarea forței sau a momentului motor necesar mecanismului cu camă [L4].

a) Mecanism cu camă și tchet în mișcare de translație

În cazul mecanismelor cu camă în mișcare de rotație și tchet în mișcare de translație relația (1.13) devine:

$$M_m \cdot \omega_{21} = -F_r \cdot \dot{s}, \quad (1.14)$$

din care, cu forța rezistentă $F_r = -R_{32t}$, momentul motor devine:

$$M_m = -\frac{\dot{s}}{\omega_{21}} F_r = s' \cdot R_{32t}. \quad (1.15)$$

b) Mecanism cu camă și tchet oscilant

În cazul mecanismelor cu camă în mișcare de rotație și tchet oscilant relația (1.13) devine:

$$M_m \cdot \omega_{21} = -M_r \cdot \dot{\psi}, \quad (1.16)$$

din care, cu momentul rezistent $M_r = -R_{32t} \cdot l$, momentul motor devine:

$$M_m = -\frac{\dot{\psi}}{\omega_{21}} M_r = \psi' \cdot R_{32t} \cdot l. \tag{1.17}$$

O metodă grafo-analitică de determinare a momentului motor constă în determinarea variației momentului rezistent redus la arborele camei. Momentul rezistent redus la arborele camei este produs de reacțiunea R_{32} în raport cu cupla de rotație a camei. Reacțiunea R_{32} se determină cu relația:

$$R_{32} = F_n(\varphi) = \frac{R_{32t}}{\sin \mu}. \tag{1.18}$$

unde: μ este unghiul de transmitere

Momentul rezistent redus M_R se va determina cu relația:

$$M_R = R_{32} \cdot h \tag{1.19}$$

unde: h este perpendiculara la normala în punctul de contact dintre rolă și profilul camei.

Momentul rezistent redus va avea semnul (+), dacă acționează în sens contrar sensului de rotație al camei respectiv semnul (-) dacă acționează în sensul de rotație al camei. Momentului motor va trebui să învingă momentul rezistent redus la arborele camei

(se

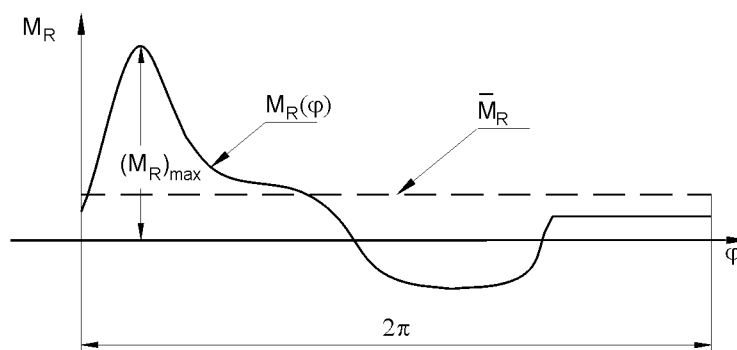


Fig. 1.14 Momentul rezistent redus la arborele camei

neglijă momentul de inerție al camei). Astfel, există relația [L4]:

$$M_m = -M_R. \tag{1.20}$$

1.2.3 Determinarea puterii necesare a motorului de acționare

Pentru determinarea puterii de acționare se va determina momentul rezistent redus mediu $\overline{M_R}$. Valoarea medie a momentului rezistent redus se determină cu relația:

$$\overline{M_R} = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} M_R(\varphi) d\varphi \quad (1.21)$$

Puterea motorului de acționare va fi aleasă respectând relația [L4]:

$$P_m \geq S \cdot P_R = S \cdot \overline{M_R} \cdot \omega_{21} \quad (1.22)$$

unde S este coeficientul de siguranță.

Dacă momentul rezistent redus prezintă valori extreme pozitive care se abat foarte mult de valoarea medie a momentului rezistent redus mediu, se va verifica dacă momentul maxim dezvoltat de motor M_{mmax} respectiv, puterea maximă P_{mmax} poate acoperi momentul rezistent redus maxim M_{Rmax} , adică [L4], [V4]:

$$P_{mmax} = M_{mmax} \cdot \omega_{21} > S \cdot M_{Rmax} \cdot \omega_{21} \quad (1.23)$$

1.2.4 Determinarea lățimii de contact

Determinarea lățimii de contact dintre tacher și camă se realizează din condiția de rezistență a acestuia la solicitarea hertziană de contact [L4], [V4].

Tensiunea la solicitarea hertziană de contact în cupla cinematică superioară va fi:

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{F_n}{2 \cdot b} \frac{E_{echiv}}{\pi} \left(\frac{1}{r_R} + \frac{1}{\rho_C} \right)}, \quad (1.24)$$

unde modulul de elasticitate echivalent se determină cu relația:

$$E_{echiv} = \frac{2}{\frac{(1 - \nu_R^2)}{E_R} + \frac{(1 - \nu_C^2)}{E_C}}, \quad (1.25)$$

în care:

- E_C modulul de elasticitate al materialului camei;
- ν_C coeficientul lui Poisson al materialului camei;
- E_R modulul de elasticitate al materialului rolei;
- ν_R coeficientul lui Poisson al materialului rolei;
- F_n forța normală la profilul camei;
- r_R raza rolei;
- b lățimea de contact dintre rola tacherului și camă.

Raza de curbura ρ_c a camei este definită ca fiind cu semnul (+), dacă profilul camei este convex (centrul de curbura este situat pe partea materializată a camei) respectiv cu semnul (-), dacă profilul camei este concav (centrul de curbura este situat pe partea nematerializată a camei) (vezi fig. 1.15).

Prin considerarea coeficienților lui Poisson $\nu_R = \nu_C \approx 0.3$ și a condiției de rezistență la solicitarea hertziană de contact:

$$\sigma_H \leq \sigma_{aH}, \tag{1.26}$$

unde: σ_{aH} - tensiunea admisibilă la contactul hertzian;

din relația (1.24) rezultă relația de calcul a lățimii de contact dintre rola tachetului și camă:

$$b_j \geq 0.175 \cdot \frac{F_n \cdot (E_{echiv})_m}{\sigma_{aH}^2} \left(\frac{1}{r_R} + \frac{1}{\rho_C} \right), \tag{1.27}$$

unde:

$$(E_{echiv})_m = \frac{2}{1/E_R + 1/E_C}. \tag{1.28}$$

Lățimea camei se va dimensiona astfel încât să fie mai mare decât valorile determinate în pozițiile considerate critice în cadrul unui ciclu cinematic.

$$b > \max(b_j). \tag{1.29}$$

Dacă lățimea camei este foarte mică, aceasta se va determina din condiții constructive și tehnologice.

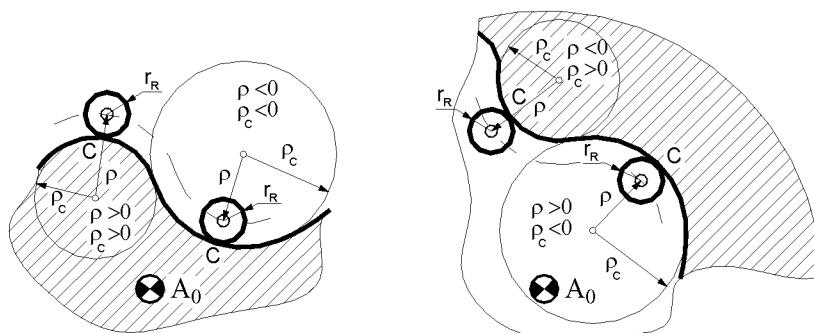


Fig. 1.15 Semnul razei de curbura

1.2.5 Stabilirea durabilității

Pentru aprecierea durabilității camei L_h , se va determina în prealabil numărul de cicluri de solicitare (număr de treceri) N_c din relația [L4]:

$$\lg(N_c) = B - A \cdot \log \left\{ \max \left[\frac{F_n}{b} \left(\frac{1}{r_R} + \frac{1}{\rho_C} \right) \right] \right\} = B - A \cdot \log(K), \quad (1.30)$$

unde A și B sunt coeficienții ai diferitelor materiale.

Durabilitatea L_h (în [ore]) se va aprecia cu relația [L4]:

$$L_h = \frac{N_c}{60 \cdot n \cdot i}, \quad (1.31)$$

unde: n - turația camei (rot/min),
 N_c - numărul de cicluri de solicitare,
 i - numărul de role.

Pentru aprecierea durabilității lagărului rolei tchetului L_{hR} , care admite o capacitate de încărcare dinamică C , se va utiliza expresia [L4]:

$$L_{hR} = \frac{(C/(F_n)_m)^3 10^6 \cdot \pi \cdot r_R}{\bar{u}_C \cdot n \cdot 30} \quad (1.32)$$

unde: - \bar{u}_C este perimetrul profilului camei,
 - $(F_n)_m$ este forța normală medie.

Forța normală medie se va determina cu relația [L4]:

$$(F_n)_m = \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n (F_{i1}^3 \cdot \bar{u}_{Ci})} / \bar{u}_K. \quad (1.33)$$

1.2.6 Determinarea analitică a unghiului de transmitere

Pentru verificarea eficienței de transmitere a forțelor de la camă la tchet este necesară determinarea analitică a unghiului de transmitere. Unghiul de transmitere se va determina considerând un sistem de referință al camei uA_0v , unde sunt cunoscute profilul camei de coordonate $u(\varphi)$, $v(\varphi)$ și funcția de transmitere $\psi(\varphi)$. (vezi figura 1.16)

Unghiul de transmitere se va determina cu relația [L4]:

$$\mu = -\frac{\pi}{2} + \arccos \frac{(i \cdot B', B - B_0)}{|i \cdot B'| \cdot |B - B_0|}, \quad (1.34)$$

unde:

$$(i \cdot B', B - B_0) = u'(\varphi)v(\varphi) - v'(\varphi)u(\varphi), \tag{1.35}$$

$$|i \cdot B'| = \sqrt{u'(\varphi)^2 + v'(\varphi)^2}, \tag{1.36}$$

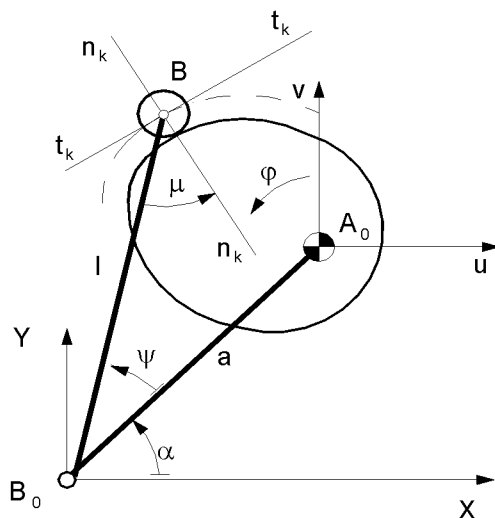


Fig. 1.16 Determinarea analitică a unghiului de transmitere

$$|B - B_0| = \sqrt{u(\varphi)^2 + v(\varphi)^2} \tag{1.37}$$

Prin determinarea variației unghiului de transmitere pe un ciclu se poate verifica corectitudinea cu care a fost determinat gabaritul minim al camei.

1.2.7 Determinarea analitică a razei de curbură a camei

Raza de curbură ρ_c a camei dă indicații referitoare la ascuțirea și interferența profilului camei proiectate. Astfel, raza de curbură curentă a camei se determină cu relația [L4]:

$$\rho_c = \frac{\sqrt{(x_B'^2 + y_B'^2)^3}}{x_B' \cdot y_B'' - x_B'' \cdot y_B'}. \tag{1.38}$$

x_B, y_B sunt coordonatele carteziene ale profilului teoretic al camei.

Pentru ca profilul camei să fie corect determinat, trebuie să fie satisfăcută următoarea condiție:

$$\rho_{cmin} \geq \frac{r_R}{0.7}. \tag{1.39}$$

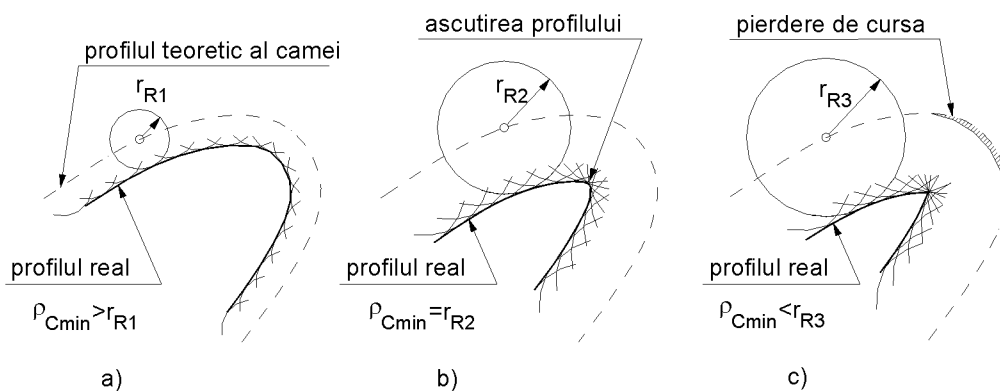


Fig. 1.17 Ascutirea și interferența profilului camei

Dacă raza de curbură ρ_C este egală cu raza rolei r_R , profilul real al camei se ascute (vezi fig. 1.17b). Dacă raza de curbură ρ_C este mai mică decât raza rolei r_R , apar pierderi de cursă datorită interferenței dintre profilul camei și rola tchetului (vezi fig. 1.17c) [L4].

1.3 Obiectivele tezei

Având în vedere cele ce preced, autorul prezentei lucrări își propune următoarele obiective:

1. Analiza critică a stadiului actual al studierii și utilizării mecanismelor cu came și bare în vederea găsirii unor soluții de îmbunătățire a performanțelor lor funcționale.
2. Sistematizarea structurală a mecanismelor cu camă și bare înseriate cu un număr minim de elemente (5).
3. Elaborarea unei metode de determinare, în ansamblul său, a gabaritului mecanismelor cu camă și tchet în mișcare de translație; analiza factorilor de influență asupra acestuia.
4. Elaborarea unei metode de determinare a razei de bază (minime) la mecanismele cu camă și tchet tangențial oscilant.
5. Elaborarea unei metode unitare pentru sinteza mecanismelor înseriate cu camă și bare.
6. Evaluarea preciziei de realizare a legii de mișcare de către un mecanism, în particular a unuia cu camă și bare, având în vedere abaterile dimensionale ale componentelor sale. Analiza erorilor constructive va avea în vedere atât producția de serie a mecanismului, cât și una de unicat, pe un studiu de caz.
7. Studiul teoretic și experimental al unui mecanism (cu camă și bare) real, prin prisma preciziei de realizare a funcției de transmitere impuse.

Cap. 2 Sinteza structurală a mecanismelor plane cu bare și camă

Mecanismele plane clasice conform definiției date de Franz von Reuleaux conțin numai elemente rigide și cuple cinematice de clasa a V-a și a IV-a. Alături de aceste cuple mecanismele pot conține și elemente flexibile și inextensibile, care respectă condiția de rigiditate după o direcție [L4], [L5].

2.1 Structura mecanismelor plane

Elementul este o piesă sau un grup de piese (corpuri) care formează un ansamblu teoretic nedeformabil în raport cu alte entități similare. În tabelul 2.1 sunt prezentate schematizat, conform [A2], [A3], [C1], [D4], [D5], [D6], [D7], [H3], [H4], [K3], [K4], [K5], [L4], [L5], [M4], [M5], [M6], [M7], [P4], [P5], [S2], cele mai uzuale tipuri de elemente. Acestea sunt denumite în funcție de tipul elementului (roată dințată, camă, culisă) respectiv a mișcării realizate (manivelă, balansier).

Tabelul 2.1




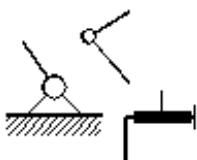
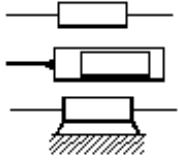
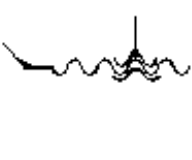
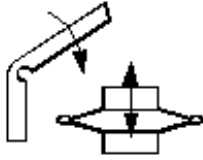
Tipuri de elemente			
Denumire	Manivela	Balansier	Culisă
Simbol			
Denumire	Piston, Piatra de culisă	Roata dințată cilindrică și cremaliera	
Simbol			
Denumire	Cama plană rotativă și de translație	Melc-roata melcătă	Roata dințată conică
Simbol			

Din punct de vedere funcțional elementele pot fi clasificate după cum urmează: element fix, element de intrare (conducător), element intermediar, element de ieșire (element condus).

2.2 Cuple cinematice ale mecanismelor plane

Cupla cinematică este legătura directă și mobilă a două elemente. Cuplele cinematice pot fi clasificate în clase. **Clasa „i”** a unei cuple cinematice este dată de numărul gradelor de libertate suprimate în mișcarea relativă a celor două elemente care formează cupla cinematică [A2], [A3], [C1], [D4], [D5], [D6], [D7], [H3], [H4], [K3], [K4], [K5], [L4], [L5], [M4], [M5], [M6], [M7], [P4], [P5], [S2]. În tabelul 2.2 sunt prezentate cuplele cinematice ale mecanismelor plane.

Tabelul 2.2

Cuple cinematice				
Denumire	Cupla plana superioara	Cupla de rostogolire	Cupla de infasurare	
Clasa	IV	V	V	
Simbol				
Denumire	Cupla de rotatie	Cupla de translatie	Cupla elicoidala	Conexiune elastica
Clasa	V	V	V	V
Simbol				

Cuplele cinematice sunt denumite cuple inferioare, dacă contactul teoretic al celor două zone de contact se realizează după o suprafață sau cuple superioare dacă contactul este linear sau punctiform.

După numărul cuplelor cinematice în componere cărora participă un element distingem: elemente binare (participă la formarea a 2 cuple cinematice), elemente ternare, etc.

Gradul de libertate al unei cuple cinematice poate fi definit astfel:

"Gradul de libertate al cuplei cinematice f ($f = dof$) reprezintă din punct de vedere cinematic numărul mișcărilor simple (elementare) permise în mișcarea relativă dintre cele două elemente care formează cupla cinematică"

Analitic, gradul de libertate f al unei cuple cinematice din componența unui mecanism plan este dată de relația:

$$f = 3 - i, \quad (2.1)$$

unde i reprezintă numărul gradelor de libertate suprimate în mișcarea relativă a elementelor componente ale cuplei cinematice.

Cuplele cinematice de clasa a V-a ale mecanismelor plane, generează în mișcarea relativă dintre elementele componente o zonă de contact după o suprafață sau după o linie. Aceste cuple cinematice de clasa a V-a sunt: cupla de rotație, cupla de translație, cupla de rostogolire și cupla de înfășurare.

Cuplele de rotație respectiv **de translație** generează o mișcare de rotație respectiv de translație cu alunecare între elementele care concură la formarea cuplei (vezi tabelul 2.2). Zonele de contact sunt suprafețe de formă cilindru respectiv plan. Deoarece traiectoriile relative descrise de două puncte de pe zonele de contact sunt identice, aceste cuple se vor denumi cuple cinematice de clasa a V-a "inferioare".

În cadrul mecanismelor plane pot fi utilizate și cuple de tip centroidal, care se bazează pe corelația dintre centroida mobilă (rostogolitoare) și centroida fixă (bază). Mecanismele care utilizează acest tip de cuple cinematice nu vor fi tratate în această lucrare.

Cuplele de rostogolire generează o mișcare relativă de rostogolire fără alunecare între elementele profilate (cilindri oarecare) care concură la formarea cuplei (vezi tabelul 2.2). Zona de contact dintre elementele profilate este lineară. Mișcarea de rostogolire fără alunecare a celor două elemente profilate este asigurată prin forță, folosind două fire sau benzi flexibile și inextensibile (metalice), respectiv prin formă, danturând profilele și realizând o forță de apăsare pentru menținerea contactului prin utilizarea unor arcuri.

Cuplele de înfășurare generează o mișcare relativă fără alunecare prin înfășurarea unui element flexibil și inextensibil pe un element profilat (vezi tabelul 2.2). Zona de contact dintre elementul profilat și elementul flexibil și inextensibil este lineară. Fiindcă traiectoriile relative descrise de două puncte de pe zonele de contact sunt diferite, aceste cuple se vor denumi cuple cinematice de clasa a V-a "superioare".

Cuplele cinematice de clasa a IV-a ale mecanismelor plane generează în mișcarea relativă dintre elementele componente o zonă de contact lineară.

Cupla plană superioară este o cuplă cinematică de clasa a IV-a. Aceasta generează o mișcare relativă de rostogolire cu alunecare între elementele profilate care concură la formarea cuplei [A2], [A3], [C1], [D4], [D5], [D6], [D7], [H3], [H4], [K3], [K4], [K5], [L4], [L5], [M4], [M5], [M6], [M7], [P4], [P5], [S2]

Nr. crt.	„n”	Cuple cinematice		Grad de mobilitate	Observații
		c_5	c_4		
1	3	2	1	1	
2	4	4	0	1	$K_{(B-1)} \rightarrow K_{(A-1)}$
3	5	5	1	1	
4	6	7	0	1	$K_{(B-1)} \rightarrow K_{(A-1)}$

Gradul de mobilitate al unui mecanism de familie „f” se calculează cu relația:

$$M = (6 - f) \cdot (n - 1) - \sum_{i=f+1}^5 (i - f) \cdot c_i \quad (2.2)$$

unde:

c_i - numărul cuplelor cinematice de clasă „i”, astfel că pentru mecanismele

plane (de familie $f=3$):

$$M = 3 \cdot (n - 1) - 2 \cdot c_5 - c_4 \quad (2.3)$$

unde: n - numărul de elemente;

c_5 - numărul cuplelor cinematice de clasa a V-a;

c_4 - numărul cuplelor cinematice de clasa a IV-a.

Un mecanism este desmodrom din punct de vedere geometric sau cinematic, dacă gradul de mobilitate M este egal cu numărul elementelor motoare n_m , adică:

$$M = n_m. \quad (2.4)$$

Numărul elementelor motoare în cazul mecanismelor plane cu un număr minim de elemente este:

$$n_m = M = 1. \quad (2.5)$$

2.3 Sistematizarea mecanismelor plane

În cazul mecanismelor plane care conțin doar cuple cinematice de clasa a V-a (cupla de translație, cupla de rotație, cupla de rostogolire și cupla de înfășurare) și pentru care firesc numărul cuplelor cinematice de clasa a IV-a este zero ($c_4 = 0$), condiția de desmodromie se poate scrie în forma:

$$2 \cdot c_5 - 3 \cdot n + 3 + M = 0 \quad (2.6)$$

Dacă se va înlocui în (2.6) relația (2.5) se va regăsi condiția de desmodromie a lui Cebâșev și Grübler:

$$2 \cdot c_5 - 3 \cdot n + 4 = 0. \quad (2.7)$$

Relația (2.7) va fi satisfăcută doar în cazul în care numărul de elemente al mecanismului plan care conține doar cuple cinematice de clasa a V-a este par.

Conform celor anterior menționate ($n_{\min} \geq 3$), numărul minim de elemente al unui mecanism plan desmodrom care satisface relația (2.6) este $n = 4$.

În cadrul sistematizării acestor mecanisme se vor utiliza următoarele simboluri pentru notarea cuplelor cinematice de clasa a V-a (care provin din denumirea acestora) [L4]:

R - cupla de rotație,

T - cupla de translație,

Denumirea mecanismelor începe cu simbolul aferent cuplei cinematice conducătoare (motoare), care reprezintă cupla de legătură dintre elementul conducător și elementul fix.

Din considerente practice pot fi cuple conducătoare doar cuplele cinematice de clasa a V-a inferioare: cupla de rotație și cupla de translație. Pentru a fi univoc determinat tipul mecanismului, denumirea acestuia va conține în continuare simbolurile aferente cuplelor de legătură dintre elementul conducător și elementul

intermediar (biela mecanismului), elementul intermediar și elementul condus respectiv elementul condus și elementul fix, în sensul închiderii lanțului cinematic. [A2], [A3], [C1], [D4], [D5], [D6], [D7], [H3], [H4], [K3], [K4], [K5], [L4], [L5], [M4], [M5], [M6], [M7], [P4], [P5], [S2].

Suplimentar se va indica în paranteză denumirea elementului considerat fix din lanțul cinematic care stă la baza transformării cinematice. În cadrul sistematizării se pot întâlni mecanisme care pot fi acționate teoretic de la oricare dintre cuplurile cinematice legate de elementul fix. Acestea mecanisme vor conține ambele denumiri.

2.3.1 Sistemizarea mecanismelor plane patrulatere cu bare

În cele ce urmează se prezintă mecanisme cu bare tipice, care apar ca și componente parțiale ale sistemelor automate de montaj și prelucrare. Se pune accent pe construcția acestora, proprietățile esențiale și, în special, modalitățile de mișcare, respectiv funcțiile de transmitere. Cerințele tehnice prevăd utilizarea de mecanisme simple în construcția mașinilor de prelucrare. În acest sens se tratează mecanismele cu număr minim de elemente și cuple cinematice.

Mecanismul patrulater cu bare este un mecanism care conține doar cuple cinematice de clasa a V-a inferioare de translație și de rotație. Elementele acestuia sunt elemente rigide. Sistemizarea acestora așează la origine cele patru lanțuri cinematice de baza: RRRR, RRRT, TRRT și RTRT [L4].

Condiția de existență a unei manivele rotitoare, ceea ce înseamnă rotația completă unui element în raport cu cel învecinat, presupune satisfacerea teoremei lui Grashof [L2]:

$$l_{\min} + l_{\max} \leq l' + l'' \quad (2.8)$$

Conform acestei teoreme mecanismele patrulatere se împart în: mecanism cu balansier, mecanism dublă manivelă, sau mecanism dublu balansier (vezi tabelul 2.3).

În cazul mecanismului cu balansier, se transformă mișcarea de rotație a manivelei într-o mișcare de oscilație a balansierului (elementul condus). Această mișcare este o mișcare periodică cu două poziții extreme, care rezultă atunci când manivela și biela sunt coliniare.

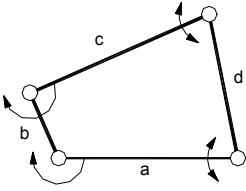
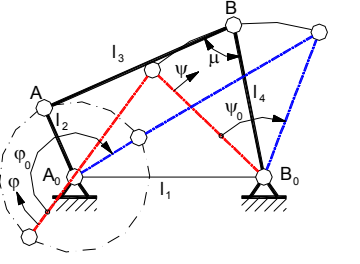
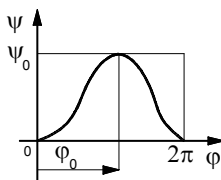
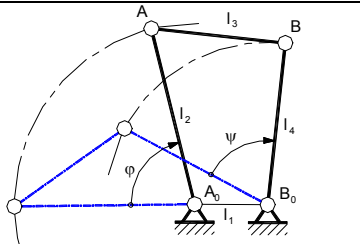
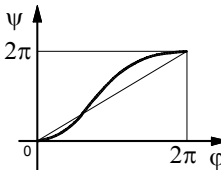
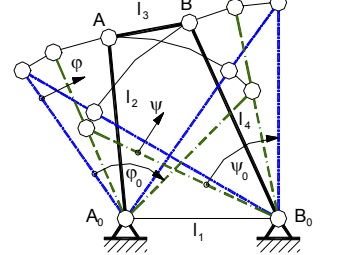
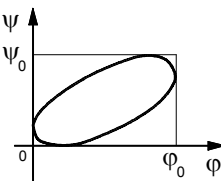
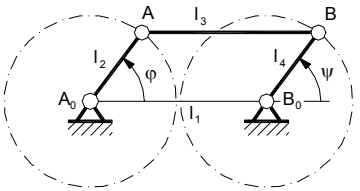
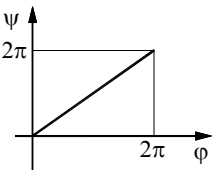
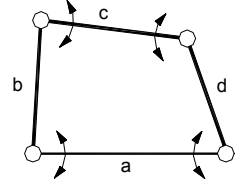
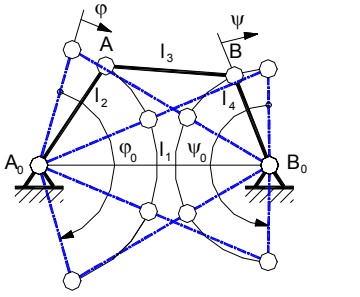
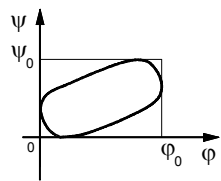
Mecanismul dublu manivelă, permite rotirea completă față de elementul fix a celor două manivele. Elementul manivelă conducătoare execută o mișcare de rotație defazată înainte respectiv în urma manivelei conduse, ceea ce înseamnă ca viteza unghiulară a manivelei conduse se abate pozitiv respectiv negativ într-o perioadă de rotație față de viteza manivelei conducătoare. Acest mecanism se utilizează cu preponderență în structura mecanismelor înseriate pentru generarea unor mișcări neliniare.

Mecanismul dublu balansier are două elemente articulate cu elementul fix, fiecare având două poziții extreme. Aceste poziții sunt atinse atunci când două elemente sunt colineare (unghiul dintre elemente este de 0, respectiv 180 grade, ceea ce înseamnă ca elementele sunt în prelungire sau suprapuse).

În cazul mecanismului dublu balansier, care nu satisface teorema lui Grashof, toate elementele execută mișcări de oscilație între ele [L4], [L5], [V3].

În tabelul 2.3 sunt prezentate configurațiile caracteristice ale mecanismelor patrulatere plan articulate.

Tabelul 2.3

Lanț cinematic	Mecanism cu bare de tip:	Schema cinematică	Funcția de transmitere
 <p> $a = l'$ $b = l_{\min}$ $c = l_{\max}$ $d = l''$ $l_{\min} + l_{\max} \leq l' + l''$ </p>	<p>cu balansier</p> <p> $a = l_1$ $b = l_2$ $c = l_3$ $d = l_4$ </p>		
	<p>Dublu manivelă</p> <p> $b = l_1$ $c = l_2$ $d = l_3$ $a = l_4$ </p>		
	<p>Dublu balansier</p> <p> $c = l_1$ $a = l_2$ $b = l_3$ $d = l_4$ </p>		
<p>Caz special al mecanismului dublu manivelă:</p> <p> $a = c = l_{\max}$ $b = d = l_{\min}$ </p>	<p>Mecanism paralelogram</p> <p> $a = c \quad l_1 = l_3$ $b = d \quad l_2 = l_4$ </p>		
 <p> $a = l_{\max}$ $b = l'$ $c = l''$ $d = l_{\min}$ $l_{\min} + l_{\max} > l' + l''$ </p>	<p>Dublu balansier</p> <p> $a = l_1$ $b = l_2$ $c = l_3$ $d = l_4$ </p>		

Pe baza transformării cinematice după Reuleaux, care presupune schimbarea elementului considerat fix și a elementului conducător în lanțul cinematic de bază, se vor obține bine cunoscutele mecanisme patrulare cu bare (vezi figura 2.1). Aceste mecanisme pot fi utilizate ca mecanisme generatoare de funcții și de conducere [L4], [L5], [V3].

	RRRR	RRRT	TRRT	TRTR
Lant cinem.				
Elem. fix a	RRRR 	RRRT TRRR 	TRRT 	RTRT
Elem. fix b		RRTR RTRR 	TTRR RRTT 	TRTR
Elem. fix c		RRTR RTRR 	RTRT 	

Fig. 2.1 Sistematizarea mecanismelor patrulare cu bare

Mecanismele patrulare cu bare din figura 2.1 sunt [L4], [L5], [V3]:

- Mecanismul patrular articulat - RRRR, care pe baza teoremei lui Grashof se poate obține ca mecanism manivelă-balansier, dublu manivelă și dublu balansier;
- Mecanismul manivela-piston sau piston balansier - RRRT, TRRR, care de asemenea se pot diferenția pe baza teoremei lui Grashof;
- Mecanismul cu culisă oscilantă sau rotativă - RRTR și RTRR, care sunt diferențiate pe baza teoremei lui Grashof;
- Mecanismul cu piston oscilant sau rotitor - RRTR și RTRR (izocinetic cu mecanismul cu culisă oscilantă sau rotativă)
- Mecanismul dublu piston - TRRT (cu axele de translație perpendiculare sau oarecare);
- Mecanismul manivelă-culisă de translație - TTRR și RRTT;
- Mecanismul dublu culisă oscilantă - RTRT;
- Mecanismul piston-piston oscilant - RTRT și TRTR (care poate fi simplu sau dublu excentric).

Dacă se ține cont de criteriul evitării autoblocării respectiv de cel al transmiterii în

bune condiții a mișcării și a forțelor, variantele RTRR, TTRR și RTRT sunt necorespunzătoare.

2.3.2 Sistematizarea mecanismelor plane ternare cu cuple superioare

În cazul mecanismelor plane, care pe lângă cuplele cinematice de clasa a V-a conțin și cuple cinematice de clasa a IV-a, condiția de desmodromie (2.6) devine:

$$2 \cdot (c_5 + \frac{c_4}{2}) - 3 \cdot n + 4 = 0 . \quad (2.9)$$

În cazul mecanismelor având o cuplă cinematică de clasa a IV-a ($c_4 = 1$) și un număr minim de elemente, relația (2.9) este satisfăcută când expresia $3 \cdot n - 5$ este un număr par și pozitiv. Aceasta înseamnă că mecanismul cu număr minim de elemente care conține cuple cinematice de clasa a IV-a și a V-a trebuie să aibă trei elemente ($n = 3$).

În cadrul sistematizării mecanismelor mai sus amintite cuplele cinematice de clasa a V-a ale mecanismelor plane se vor nota identic ca până acum, iar pentru cuplele cinematice de clasa a IV-a se vor utiliza următoarele simboluri:

- C - cupla plană superioară,
- Rd - cupla plană superioară în cazul profilelor roților dințate.

Pentru cazul mecanismelor plane cu număr minim de elemente care conțin cuple cinematice de clasa a IV-a și a V-a se disting următoarele tipuri de mecanisme: mecanisme cu camă și mecanisme cu roți dințate (care reprezintă un caz particular al mecanismelor cu camă).[L4], [L5]

2.3.3 Sistematizarea mecanismelor cu camă

Mecanismele plane cu camă sunt mecanisme care conțin cuple cinematice de clasa a IV-a și a V-a. Acestea conțin unul sau două elemente rigide profilate.

Pornind de la lanțul cinematic plan generalizat se pot obține prin transformări constructive lanțurile cinematice de bază ale mecanismelor plane cu camă. Același rezultat structural se obține pornind și pe calea inversă, adică de la cele patru lanțuri cinematice de bază ale mecanismelor patrulaterale cu bare.[L4], [L5]

	RRRR	RRRT		TRRT	TRTR
Lant cinem.					
Elem. fix a	RCR(a) 	TCR(a) 	RCT(a) 	TCT(a) 	TCR(a)
Elem. fix b	RRC(b) 		RTC(b) 	TTC(b) 	

Fig. 2.2 Sistematizarea mecanismelor plane cu camă

Pe baza transformării cinematice, care presupune schimbarea elementului considerat fix și a elementului conducător în lanțul cinematic de bază, se vor obține bine cunoscutele mecanisme plane cu camă (vezi fig. 2.2). Aceste mecanisme pot fi folosite ca mecanisme generatoare de funcții și de conducere.

Mecanismele plane cu camă din figura 2.2 sunt [L4], [L5]:

- a) Mecanism cu camă și tchet oscilant RCR și RRC (având cama element fix);
- b) Mecanism cu camă în mișcare de translație și tchet oscilant TCR;
- c) Mecanism cu camă rotativă și tchet în mișcare de translație RCT și RTC (având cama element fix);
- d) Mecanism cu camă în mișcare de translație și tchet în mișcare de translație TCT și TTC (având cama element fix);
- e) Mecanism cu camă în mișcare de translație și tchet oscilant plan TCR.

Mecanismul dedus din lanțul cinematic patrulater TRTR este un caz particular al celorlalte tipuri de mecanisme din coloanele anterioare. Unghiul de presiune minim admisibil la mecanismele plane cu camă va fi utilizat în cadrul sintezei dimensionale la determinarea gabaritului minim al camei.

2.3.4 Sistematizarea mecanismelor înseriate

































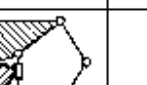
Mișcările de lucru la automatele de montaj sunt deseori mișcări de oscilație și translație care urmează un program (mișcare) prescris și care este întrerupt prin staționări. Prin introducerea elementelor ternare plane în mecanismele cu came, nu se pot realiza întotdeauna, cu adevărat, mișcările dorite, pe când utilizarea mecanismelor înseriate cu came și bare este eficientă și aceste mecanisme sunt ușor de realizat.

Legea de mișcare este asigurată de profilul camei și se transmite prin mecanismul cu bare către organul de lucru.

După [H3] și [V4] din lanțurile cinematice Watt și Stephenson rezultă diferite structuri și mecanisme plane cu camă și bare, dacă sunt introduse cupla cu camă, cupla rotativă și cupla dublă. Cupla rotativă poate fi înlocuită de o cuplă de translație.

În continuare se vor analiza numai structurile simple de mecanisme înseriate cu came și bare și vor fi folosite și analizate ca mecanisme de transmitere (vezi tabelul 2.4).

Tabelul 2.4

Lantul cinematic Watt 						
						
						
Lantul cinematic Stephenson 						
						
						
						
						
						

Mecanismul definit conform lui Franz von Reuleaux, este un lanț cinematic care conține un element fix, unul sau mai multe elemente conducătoare (motoare) față de care celelalte elemente au mișcări bine determinate, astfel rezultă 11 structuri de mecanisme plane înseriate cu came și bare cu element de antrenare rotativ.

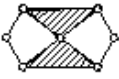
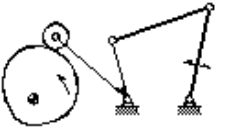
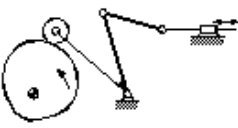


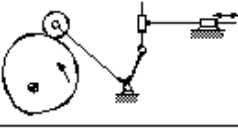
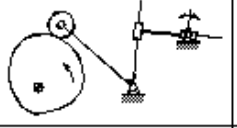
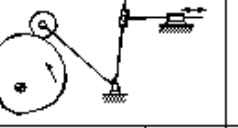

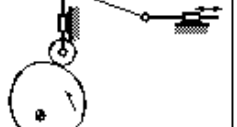


Din toate structurile de mecanisme ale lanțului cinematic Stephenson rezultă mecanismele conducătoare cu came și bare.

Toate aceste mecanisme îndeplinesc următoarele criterii de relevanță:

- elementul motor trebuie să fie camă rotativă;
- cupla motor să fie formată cu elementul fix;
- toate elementele mecanismului să fie angajate în transmiterea mișcării către elementul condus;

Cele 11 structuri de mecanisme plane cu camă și bare înseriate cu 5 elemente având elementul conducător de tip motor rotativ sunt prezentate tabelul 2.5 și pot fi analizate în continuare.

Tabelul 2.5

Lanțul cinematic Watt 				
				
				
				

Mecanismele patrulater cu bare înseriate cu mecanismul cu camă pot fi de tip patrulater articulată, manivelă piston, culisă oscilantă, culisă de translație sau dublu piston. Contactul dintre camă și tchet poate să fie exterior – camă exterioară, interior-exterior – camă cu canal sau camă cu nervură și exterior-exterior – camă dublă (vezi tabelul 2.6).

Din cadrul acestor mecanisme înseriate, în capitolul 4, s-au studiat acele mecanisme care prezintă un real interes din punct de vedere al aplicațiilor industriale.

Tabelul 2.6

	Cama plana exterioara	Cama cu canal	Cama dubla	Cama cu nervura
Cama plana tachet cu rola oscilant				
Cama plana cu tachet cu rola in translatie				

Cap. 3 Contribuții la sinteza mecanismelor cu camă

Dezvoltarea industriei constructoare de mașini și echipamente este orientată în sensul creșterii calității produselor și a optimizării gabaritului acestora. În acest context se impune minimizarea elementelor componente, modularizarea subansamblurilor mecanice, asigurarea unei reglări și ajustări eficiente între elementele și/sau subansamblurile componente și tratarea globală a subansamblurilor mecanice din componența mașinilor și echipamentelor.

Mecanismele utilizate pentru transmiterea mișcării și a forțelor, ca subansambluri ale unei mașini sau a unui echipament implică aceeași abordare globală.

3.1 Determinarea gabaritului mecanismelor cu camă

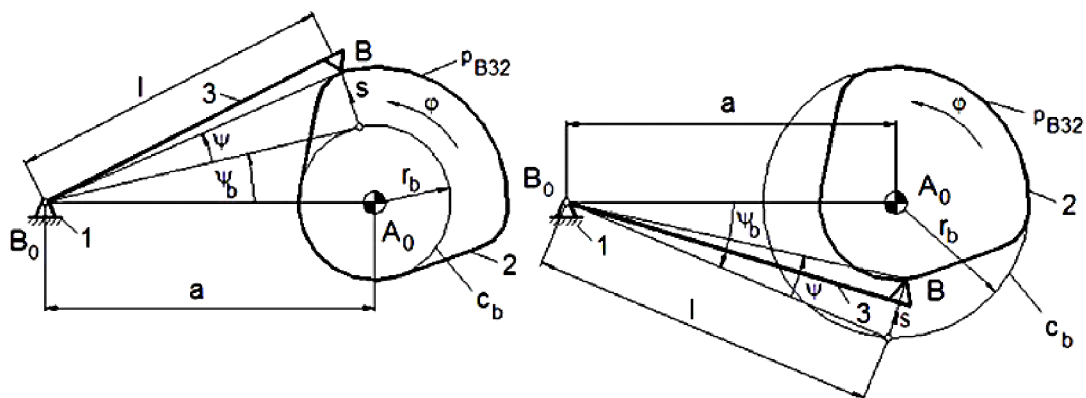
În cadrul determinării gabaritului camelor se urmărește determinarea dimensiunilor caracteristice ale camei. Dimensiunea caracteristică a unei came o reprezintă raza de bază sau lungimea de bază, în contextul în care cursa tchetului și legea de mișcare este impusă în funcție de cerințele tehnologice respectiv lungimea tchetului, excentricitatea, distanța între axe și raza rolei (vezi fig. 3.1... fig. 3.2) sunt impuse [L4].

3.1.1 Dimensiunile caracteristice ale mecanismelor cu came plane

Dimensiunile caracteristice în cazul mecanismului cu camă plană rotativă și tchet oscilant conform figurii 3.1 sunt [L4]:

$a = \overline{A_0B_0}$	-	distanța între axe,
$l = BB_0$	-	lungimea tchetului,
r_b (c_b)	-	raza de bază (cerc de bază),
ψ_b	-	unghiul de bază (unghiul inițial format de tchet cu linia centrelor).

Raza de bază r_b ca rază de referință este definită ca fiind egală cu raza minimă r_{\min} a profilului camei în cazul camelor centrifugale respectiv raza maximă r_{\max} a profilului camei în cazul camelor centripetale.



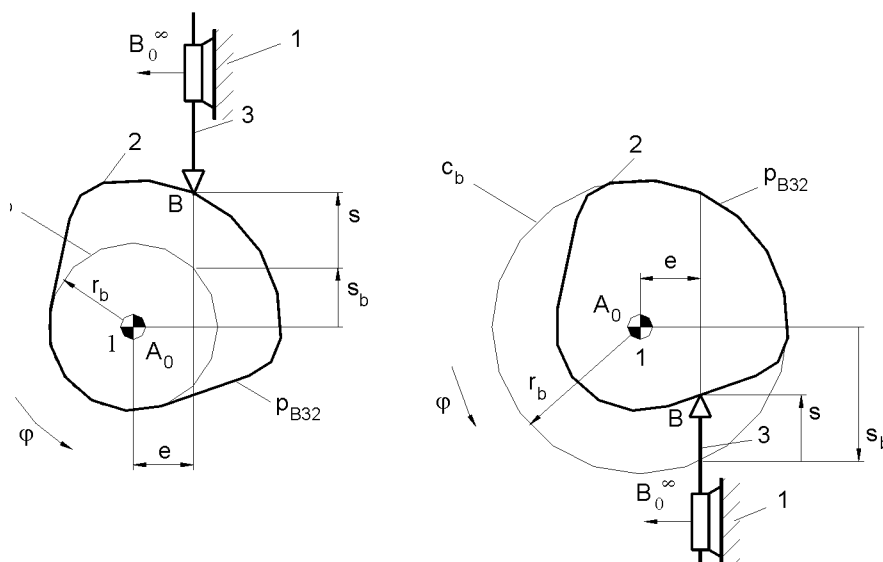
a) cama centrifugală

b) cama centripetală

Fig.3.1 Dimensiunile geometrice ale camelor rotative cu tachtet oscilant

Pentru cazul mecanismelor cu camă plană rotativă și tachtet în mișcare de translație dimensiunile caracteristice sunt conform figurii 3.2 [L4]:

- e - excentricitatea,
- r_b (c_b) - raza de bază (cerc de bază),
- s_b - poziția inițială a tachtetului.



a) cama centrifugală

b) cama centripetală

Fig. 3.2 Dimensiunile geometrice ale camelor rotative cu tachtet în mișcare de translație

Dimensiunile caracteristice în cazul mecanismului cu camă plană în mișcare de translație și tchet în mișcare de translație sunt conform figurii 3.3a [L4] :

- l_b - lungimea de bază a camei,
- h_b - poziția inițială a camei,
- s_b - poziția inițială a tchetului.

Dimensiunile caracteristice în cazul mecanismului cu camă plană în mișcare de translație și tchet oscilant sunt conform figurii 3.3b [L4]:

- e - excentricitatea axei de oscilație față de axa de translație
- l_b - lungimea de bază a camei,
- h_b - poziția inițială a camei,
- ψ_b - unghiul de bază.

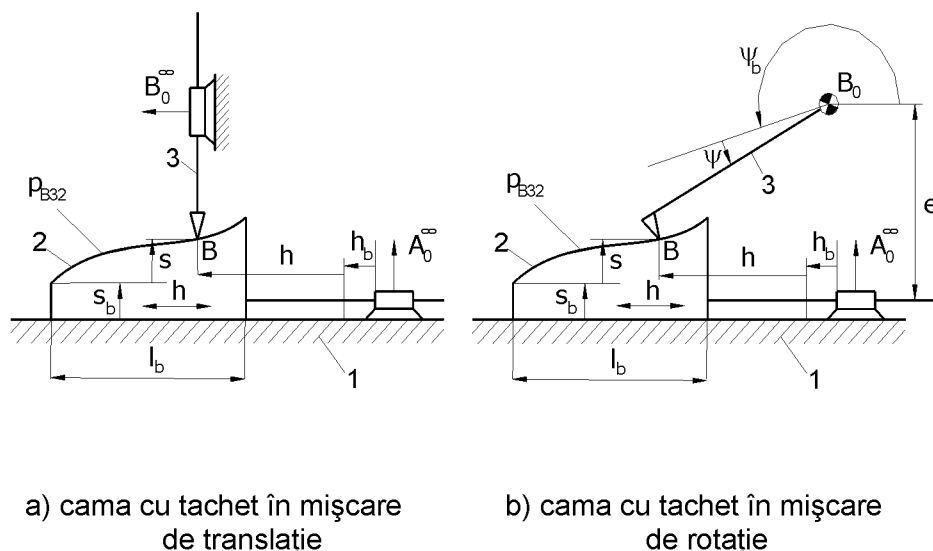


Fig. 3.3 Dimensiunile geometrice ale camelor în mișcare de translație

3.1.2 Determinarea razei de bază a camei

Determinarea razei de bază sau a lungimii de bază se face din condiții de gabarit și condiții cinetostatice. Gabaritul este cu atât mai mic cu cât raza de bază r_b sau lungimea de bază l_b este mai mică, ceea ce conduce la o serie de avantaje economice.

Din punct de vedere cinetostatic, componenta F_T a forței care se transmite către tchet din forța normală F_N la profilul camei în punctul de contact, este cu atât mai mare cu cât unghiul de transmitere μ (vezi fig. 3.4) (complementar unghiului de

presiune α) este mai mare (cel mai avantajos este unghiul de transmitere $\mu = 90^\circ$) [L4], [M4], [K3], [K4], [K5], [P4].

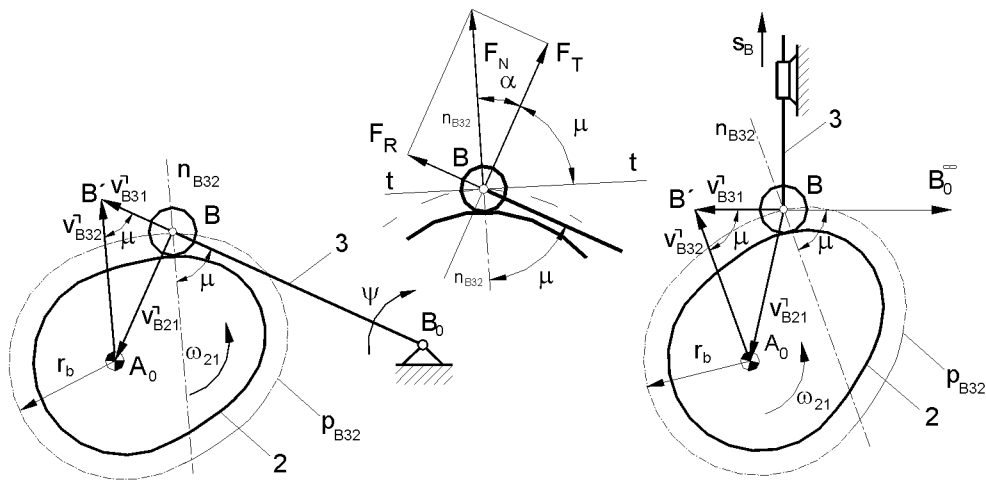


Fig. 3.4 Unghiul de transmitere la mecanismele cu camă

Din aceste considerente se poate reduce raza de bază a camei proiectate până la valoarea la care mai este îndeplinită condiția:

$$\mu \geq \mu_{\min} \tag{3.1}$$

unde μ_{\min} este unghiul de transmitere minim admisibil.

Unghiul de transmitere minim pentru cursa activă este recomandat să fie [L1], [M1], [K3], [K4], [K5], [P4]:

$\mu_{\min} > 45^\circ$ pentru came cu tchet oscilant care funcționează la turații reduse ($n < 30 \text{ rot/min}$), respectiv

$\mu_{\min} > 60^\circ$ pentru came cu tchet în mișcare de translație ($n < 30 \text{ rot/min}$) sau came cu tchet oscilant care funcționează la turații mari.

Prin măsuri constructive aceste valori pot fi mai reduse și pot fi impuse diferit la cursa de urcare respectiv coborâre.

Din punct de vedere cinematic unghiul de transmitere poate fi considerat că reprezintă unghiul format între viteza rotită a tchetului v_{B31}^1 și viteza relativă rotită dintre tchet și camă v_{B32}^1 . Pe baza acestei observații și punând condiția ca vârful vitezei rotite a punctului B aparținând camei în reprezentare grafică (v_{B21}^1) să coincidă cu articulația camei rezultă scara reprezentării grafice:

$$k_v = k_s \cdot \omega_{21}, \tag{3.2}$$

în urma căreia urmează să fie determinată raza de bază sau lungimea de bază, k_s fiind scara lungimilor.

Sunt cunoscute 2 metode de determinare a razei de bază: metoda hodografului vitezelor și metoda Flocke aproximativă [D4], [D5], [D6], [D7], [H3], [L4], [K1], [K2], [M3], [P4], [P5].

3.1.3 Etapele de lucru în determinarea gabaritudinii minim al camelor

Etapele de lucru în determinarea gabaritudinii minim al camelor sunt [L4] :

1. Din tema de proiectare sunt prescrise legile de mișcare de ordinul 0, 1, 2 și eventual 3, care sunt în cazul elementului condus aflat în mișcare de rotație (ψ , ψ' , ψ'' , ψ''') respectiv în mișcare de translație (s , s' , s'' , s''') și legile de variație a parametrilor cinematici ai elementului condus, care sunt în cazul mișcării de oscilație a tachelului (ψ , $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$, $\ddot{\psi}$) respectiv în cazul mișcării de translație (s , \dot{s} , \ddot{s} , \ddot{s}).
2. Se impun valorile minime ale unghiului de transmitere μ_{\min} la cursa de urcare, respectiv cursa de coborâre și viteza unghiulară ω_{21} sau lineară v_{21} a camei, funcție de tipul mișcării acestuia (ω_{21} - camă în mișcare de rotație, v_{21} - camă în mișcare de translație).
3. În cazuri particulare se mai impun o serie de parametri geometrici:
 - a. la came cu tachel oscilant: l – lungimea tachelului și a – distanța dintre axe;
 - b. la camele cu tachel în mișcare de translație: e – excentricitatea tachelului;
 - c. la came spațiale tronconice: 2γ – unghiul la vârf.
4. Se determină prin metoda hodografului sau prin metoda aproximativă Flocke corespunzătoare tipului de mecanism cu camă raza de bază a acesteia.

3.2 Unele aspecte cu privire la gabaritul mecanismelor cu came

Problema gabaritului mecanismelor cu camă este abordată în literatura tehnică de specialitate [A2], [D4], [D5], [D6], [D8], [L4], [L5], [P3], [P4], [P8] exclusiv din punctul de vedere al minimizării gabaritului camei, fără a ține cont de lungimea ghidajului tachelului. Aceasta din urmă, în cazul camelor plane cu tachel în mișcare de translație, fiind dependentă de raza rolei, raza de bază a camei, cursa tachelului și de lungimea ghidajului. Lungimea redusă a ghidajului implică o scădere a gabaritului mecanismului cu camă.

Determinarea lungimii optime a ghidajului rezultă din urma analizei cinetostatice a mecanismului.

În continuare se propune o metodă de calcul a gabaritului optim al ansamblului mecanism cu camă și tachel în mișcare de translație.

3.2.1 Determinarea gabaritului camei

Gabaritul camei implică determinarea razei de bază din condiții de gabarit și condiții cinetostatice. Gabaritul camei este cu atât mai mic cu cât raza de bază r_b este mai mică.

Din punct de vedere cinetostatic, componenta F_T a forței care se transmite către tachel din forța normală F la profilul camei în punctul de contact, este cu atât mai mare cu cât unghiul de presiune α (complementar unghiului transmitere μ) este mai mic (vezi figura 3.5).

Din aceste considerente se poate reduce raza de bază a camei proiectate până la valoarea la care mai este îndeplinită condiția:

$$\alpha \leq \alpha_{\max}, \quad (3.3)$$

unde α_{\max} este unghiul de presiune maxim admisibil.

Unghiul de presiune pentru cursa activă este recomandat [V5] să fie:

$$\alpha_{\max} \leq 45^\circ$$

pentru came cu tachel oscilant care funcționează la turații reduse, respectiv

$$\alpha_{\max} \leq 30^\circ$$

pentru came cu tachel în mișcare de translație sau came cu tachel oscilant care funcționează la turații mari. Prin măsuri constructive aceste valori pot fi mai reduse și pot fi impuse diferit la cursa de urcare respectiv coborâre.

î

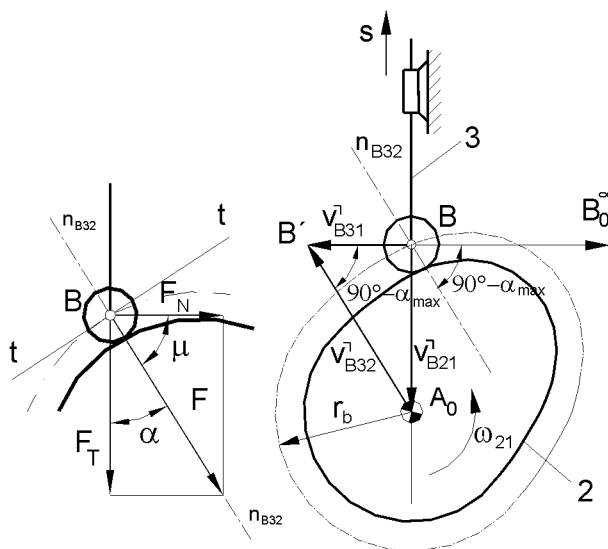


Fig. 3.5 Unghiul de presiune la mecanismele cu camă

Conform metodei aproximative Flocke, în fig. 3.6 este prezentată o schemă simplificată utilizată pentru determinarea analitică a razei de bază a camei rotative cu tchet în mișcare de translație excentric. Astfel, raza de bază se va calcula cu relația:

$$r_b = \sqrt{\left(\frac{s'_{\max} + e}{\tan \alpha} - s|_{s'_{\max}}\right)^2 + e^2} \quad (3.4)$$

unde: s'_{\max} - viteza redusă maximă a tchetului,

e – excentricitatea tchetului

În cazul camei rotative cu tchet în mișcare de translație centric ($e = 0$) relația de calcul a razei de bază devine:

$$r_b = \frac{s'_{\max}}{\tan \alpha} - s|_{s'_{\max}} \quad (3.5)$$

Pentru a putea compara razele de bază ale camelor pentru diverse legi de mișcare, se va determina raza de bază în expresie adimensională raportată la cursa tchetului h . Astfel, raza de bază adimensională conform relației (3.5) devine:

$$\frac{r_b}{h} = \frac{s'_{\max} / h}{\tan \alpha} - \frac{s|_{s'_{\max}}}{h} \quad (3.6)$$

Cu spațiul și unghiul de poziție al camei sub formă adimensională:

$$y = \frac{s}{h} \quad (3.7)$$

$$x = \frac{\varphi}{\varphi_{u/c}}, \tag{3.8}$$

$$(4.52)$$

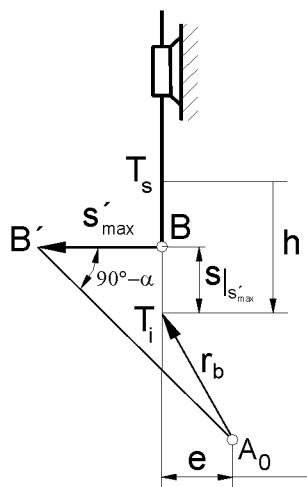


Fig. 3.6 Determinarea razei de bază

se poate calcula și viteza redusă în expresie adimensională:

$$\frac{s'}{h} = \frac{1}{h} \cdot \frac{ds}{d\varphi} = \frac{1}{h} \cdot \frac{h \cdot dy}{\varphi_{u/c} \cdot dx} = \frac{1}{\varphi_{u/c}} y', \tag{3.9}$$

cu aceste valori raza de bază adimensională dată de relația (3.6) devine:

$$\frac{r_b}{h} = \frac{y'_{\max}}{\varphi_{u/c} \cdot \tan \alpha} - y|_{y'_{\max}}. \tag{3.10}$$

în care $\varphi_{u/c}$ reprezintă unghiul caracteristic de rotație a camei pentru cursa activă, respectiv pentru cursa de revenire (urcare/coborâre).

3.2.2 Determinarea lungimii ghidajului

Determinarea lungimii totale a tachelului în mișcare de translație implică determinarea prealabilă, din condiții cinetostatice, a lungimii ghidajului. Asupra tachelului, prezentat în fig. 3.7, pe direcția lui de deplasare, acționează componenta F_T a forței care se transmite către tachel din forța normală F la profilul camei în punctul de contact (aceasta acționează sub unghiul de presiune α) și forța rezistentă Q , care reprezintă o sumă dintre forța utilă (tehnologică) F_u , forța de inerție a tachelului F_i și forța elastică a arcului F_e care asigură contactul permanent dintre tachel și camă:

$$Q = F_u + F_i + F_e. \tag{3.11}$$

Condiția de mișcare a tachelului va fi:

$$F \cdot \cos \alpha \geq Q + \mu \cdot (R_1 + R_2), \tag{3.12}$$

unde reacțiunile normale rezultând din condiția de echilibru a tachelului, cu neglijarea dimensiunilor transversale, sunt:

$$R_1 = F \cdot \sin \alpha \cdot \left(1 + \frac{x}{b}\right), \tag{3.13}$$

$$R_2 = F \cdot \sin \alpha \cdot \frac{x}{b} \tag{3.14}$$

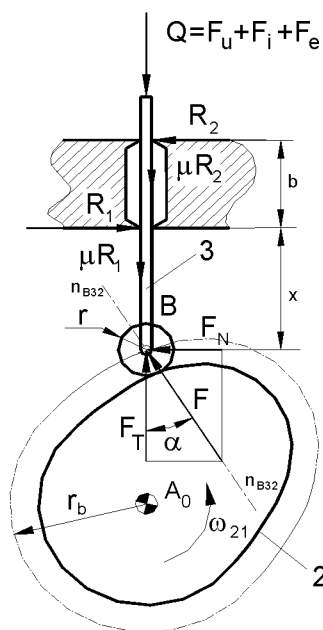


Fig. 3.7 Determinarea lungimii ghidajului tachelului

Prin înlocuirea relațiilor (3.13) și (3.14) în (3.12) rezultă:

$$F \cdot \cos \alpha \geq Q + \mu \cdot F \cdot \sin \alpha \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{x}{b}\right), \tag{3.15}$$

din care se poate determina coeficientul de încărcare $\Phi \in [0,1]$ definit ca raportul dintre forța rezistentă Q și forța de acțiune (de contact) F , astfel:

$$\Phi = \frac{Q}{F} \leq \cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{x}{b}\right), \tag{3.16}$$

Dacă se consideră legile de mișcare ca fiind simetrice, unghiul de presiune maxim (critic) corespunde valorii extreme a vitezei reduse. Această valoare se obține pentru:

$$x_{cr} = \frac{h}{2} + r. \quad (3.17)$$

unde: r reprezintă raza rolei.

Cu această valoare din relația (3.16) rezultă lungimea ghidajului în expresie adimensională:

$$\frac{b}{h} \geq \frac{\mu \cdot \sin \alpha}{\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha - \Phi} \cdot \left(1 + 2 \cdot \frac{r}{h}\right). \quad (3.18)$$

3.2.3 Gabaritul mecanismului cu camă și tchet în mișcare de translație

Conform cu figura 3.8, lungimea totală a mecanismului cu camă și tchet în mișcare de translație, pe direcția de translație, este:

$$H = 2h + R_e + \sqrt{r_b^2 - e^2} + b + c. \quad (3.19)$$

Unde raza maximă a camei R_e este:

$$R_e = \left(r_b^2 + h^2 - 2r_b h \cos \beta\right)^{1/2}. \quad (3.20)$$

cu $\beta = \pi - \arcsin e/r_b$ și c este spațiul dintre poziția superioară a tchetului cu rolă și muchia inferioară a ghidajului.

Pentru cazul particular când mecanismul cu camă și tchet cu rolă în mișcare de translație este centric ($e = 0$) lungimea totală a ghidajului este:

$$H = 3h + 2r_b + b + c \quad (3.21)$$

În expresie adimensională, ținând cont de direcția de deplasare, relația (3.21) devine:

$$\frac{H}{h} = 3 + 2 \cdot \frac{r_b}{h} + \frac{b}{h} + \frac{c}{h} \quad (3.22)$$

Conform celor prezentate anterior, gabaritul total al mecanismului cu camă și tchet în mișcare de translație depinde nu numai de raza de bază, ci și de lungimea ghidajului și a cursei tchetului.

$$\frac{H}{h} = 3 + 2 \cdot \frac{r_b}{h} + \frac{b}{h}. \quad (3.23)$$

Pentru determinarea valorii minime a gabaritului în expresie adimensională se va determina valoarea unghiului de presiune α pentru care se obține un extrem a expresiei (3.22). Astfel, se va calcula derivata în raport cu unghiul de presiune α :

$$\frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\frac{H}{h} \right) = 2 \cdot \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\frac{r_b}{h} \right) + \frac{\partial}{\partial \alpha} \left(\frac{b}{h} \right). \quad (3.24)$$

Prin anularea expresiei (3.24), se obține:

$$\frac{\left(1 + \frac{2\pi}{h} \right) \mu (1 - \Phi \cdot \cos \alpha)}{(\cos \alpha - \mu \cdot \sin \alpha - \Phi)^2} - \frac{2y'_{\max}}{\varphi_{u/c} \cdot \sin^2 \alpha} = 0, \quad (3.25)$$

din care rezultă valoarea optimă a unghiului de presiune α_{opt} , pentru care gabaritul total în expresie adimensională are valoarea minimă:

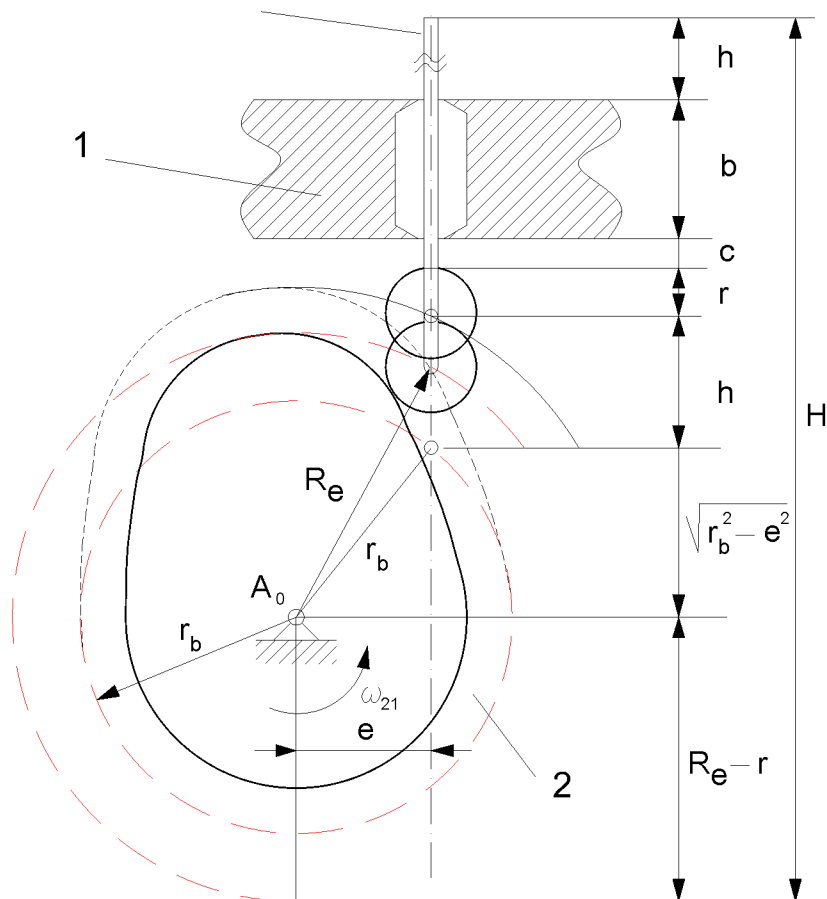


Fig. 3.8 Gabaritul mecanismului cu camă și tchet în mișcare de translație

$$\frac{H}{h} \Big|_{\min} = \frac{H(\alpha_{opt})}{h} \quad (3.26)$$

3.2.4 Factorii de influență asupra gabaritului total al mecanismului cu camă

Gabaritul mecanismului cu camă cu tchet în mișcare de translație este dependent de legea de mișcare a tchetului, unghiul de rotire al camei corespunzătoare fazei de urcare sau coborâre $\phi_{u/c}$, coeficientul de frecare dintre tchet și ghidaj μ , coeficientul de încărcare Φ și raza rolei în expresie adimensională r/h .

În cele ce urmează se va analiza prin exemple numerice influența acestor factori asupra gabaritului camei.

3.2.4.1 Influența legii de mișcare

Legea de mișcare a tchetului are influență asupra razei de bază în expresie adimensională. Se vor adopta în acest studiu valorile: $\phi_{u/c} = 90^\circ$, $\mu = 0.1$, $\Phi = 0.5$ și $r/h = 0.25$.

În tabelul 3.1 sunt prezentate pentru o serie de legi de mișcare, valoarea maximă adimensională a vitezei reduse y'_{\max} , cursa corespunzătoare acesteia $y|_{y'_{\max}}$ și expresia razei de bază adimensionale pentru $\phi_{u/c} = 90^\circ$.

Tabelul 3.1

Legea de mișcare	y'_{\max}	$y _{y'_{\max}}$	$\frac{r_b}{h} \Big _{\phi_{c/u}=90^\circ}$
1.Parabolică $y = 2x^2$	2	$\frac{1}{2}$	$\frac{8 - \pi \tan \alpha}{2\pi \tan \alpha}$
2.Polinomiala 3-4-5 $y = 10x^3 - 15x^4 + 6x^5$	$\frac{15}{8}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{60 - 9\pi \tan \alpha}{18\pi \tan \alpha}$
3.Polinomiala 4-5-6-7 $y = 35x^4 - 84x^5 - 70x^6 - 20x^7$	$\frac{35}{16}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{140 - 16\pi \tan \alpha}{32\pi \tan \alpha}$
4.Sinusoidală $y = x - \frac{1}{2\pi} \sin 2\pi x$	2	$\frac{1}{2}$	$\frac{8 - \pi \tan \alpha}{2\pi \tan \alpha}$
5.Cosinusoidală $y = \frac{1}{2}(1 - \cos \pi x)$	$\frac{\pi}{2}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{2 - \tan \alpha}{2 \cdot \tan \alpha}$

Pentru aceste legi de mișcare s-au reprezentat în figura 3.9 funcțiile razei de bază (r_b/h) în expresie adimensională, lungimea ghidajului (b/h) în expresie adimensională și gabaritul total (H/h) în expresie adimensională în raport cu unghiul de presiune α în conformitate cu relația (3.6).

Se poate observa că valoarea minimă a gabaritului total în expresie adimensională este dată de legea de mișcare la care valoarea maximă adimensională a vitezei reduse este minimă (în exemplele considerate acestea sunt legile de mișcare polinomială 3-4-5 și legea de mișcare cosinusoidală).

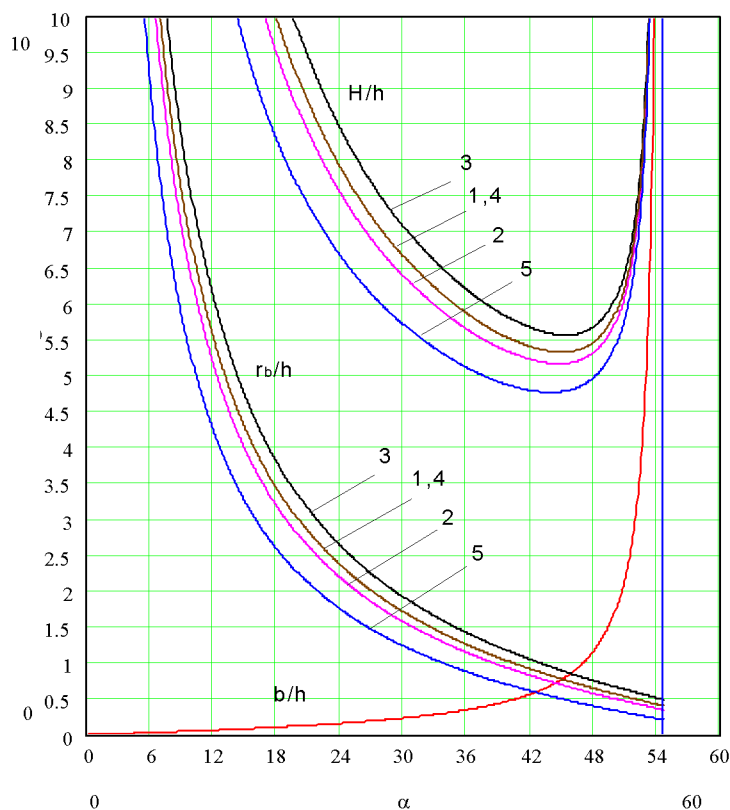


Fig. 3.9 Influența legii de mișcare asupra gabaritului total al mecanismului cu camă

Pentru unghiului de presiune $\alpha = \alpha_{cr} \cong 55^\circ$ se observă că lungimea ghidajului tinde asimptotic către infinit, ceea ce determină creșterea corespunzătoare a gabaritului total al mecanismului cu camă și tachet în mișcare de translație.

3.2.4.2 Influența unghiului de rotire al camei corespunzător fazei de urcare / coborâre

Unghiul de rotire al camei corespunzător fazei de urcare sau coborâre $\varphi_{u/c}$ va influența raza de bază în expresie adimensională. Pentru a studia această influență se vor adopta: legea de mișcare sinusoidală a tachetului, $\mu = 0.1$, $\Phi = 0.5$ și $r/h = 0.25$.

Se vor considera succesiv unghiurile corespunzătoare fazei de urcare / coborâre ca fiind $\varphi_{u/c} = \pi/3 \text{ rad}$, $\varphi_{u/c} = \pi/2 \text{ rad}$, $\varphi_{u/c} = 2\pi/3 \text{ rad}$ respectiv $\varphi_{u/c} = \pi \text{ rad}$.

În figura 3.10 sunt reprezentate funcțiile razei de bază (r_b/h) în expresie adimensională, lungimea ghidajului (b/h) în expresie adimensională și gabaritul total (H/h) în expresie adimensională în raport cu unghiul de presiune α .

Din figura 3.10 rezultă că valoarea minimă a gabaritului total în expresie adimensională, scade odată cu creșterea unghiului corespunzător fazei de urcare / coborâre $\varphi_{u/c}$. Pentru valoarea minimă a gabaritului total corespunde și un unghi de presiune maxim mai redus.

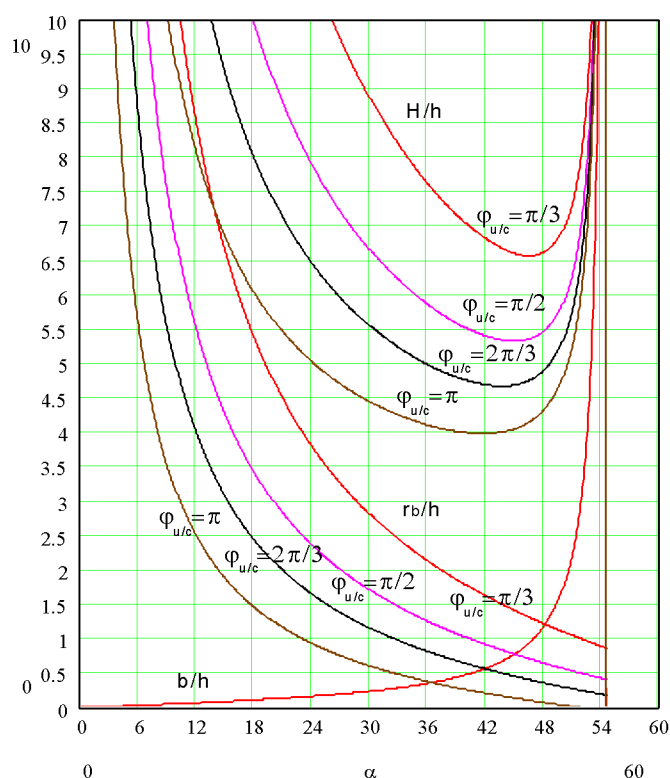


Fig. 3.10 Influența unghiului de rotire al camei corespunzătoare fazei de urcare / coborâre asupra gabaritului total al mecanismului cu camă

3.2.4.3 Influența coeficientului de frecare

Coeficientul de frecare dintre tachtet și ghidaj este dependent de materialele din care sunt acestea executate, condițiile de lubrifiere, temperatură, rugozitatea suprafețelor aflate în contact, ș.a. Coeficientul de frecare influențează lungimea ghidajului în expresie adimensională. Pentru a studia această influență se vor adopta: legea de mișcare sinusoidală a tachtetului, $\varphi_{u/c} = 90^\circ$, $\Phi = 0.5$ și $r/h = 0.25$.

Se vor considera succesiv coeficienții de frecare: $\mu=0.1$, $\mu=0.15$ respectiv $\mu=0.2$.

Funcția rază de bază (r_b/h) în expresie adimensională, funcțiile lungimii ghidajului (b/h) în expresie adimensională și gabaritul total (H/h) în expresie adimensională în raport cu unghiul de presiune α sunt prezentate în figura 3.11.

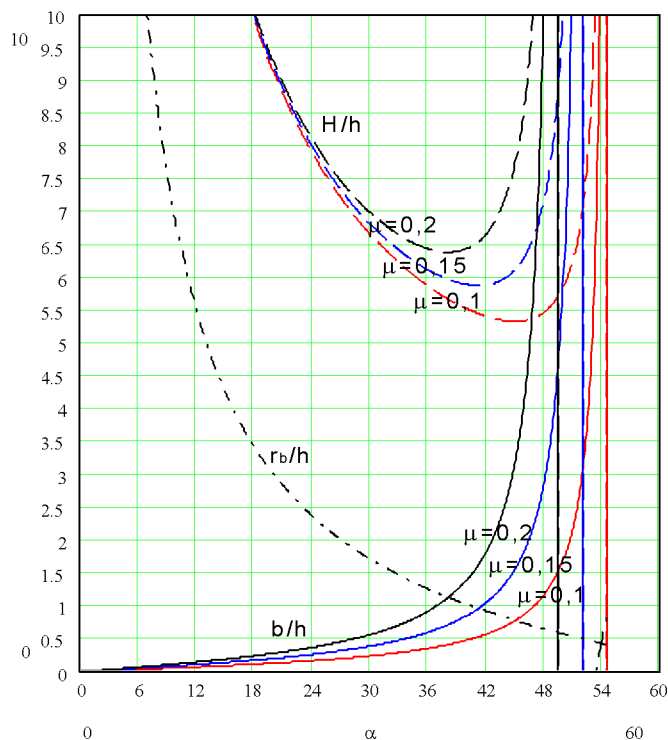


Fig. 3.11 Influența coeficientului de frecare asupra gabaritului total al mecanismului cu camă

Creșterea coeficientului de frecare conduce la creșterea gabaritului total al mecanismului cu camă în expresie adimensională, la creșterea lungimii ghidajului și la scăderea unghiului de presiune maxim corespunzător. Din figura 3.11 se mai constată o reducere a valorii critice a unghiului de presiune $\alpha = \alpha_{cr}$ odată cu creșterea coeficientului de frecare (caz în care mecanismul se blochează).

3.2.4.4 Influența coeficientului de încărcare

Coeficientul de încărcare a mecanismului cu camă este dependent de raportul dintre forța rezistentă și forța activă și influențează lungimea ghidajului în expresie adimensională în concordanță cu relația (3.18). Pentru a studia influența coeficientului de încărcare se vor adopta: legea de mișcare sinusoidală a tachetului, $\varphi_{u/c} = 90^\circ$, $\mu = 0.1$ și $r/h = 0.25$.

În reprezentările grafice se vor considera coeficienții de încărcare: $\Phi = 0$ (mecanismul cu camă nu este încărcat), $\Phi = 0.25$ și $\Phi = 0.5$.

În figura 3.12 sunt reprezentate funcția rază de bază (r_b/h) în expresie adimensională, funcțiile lungimii ghidajului (b/h) în expresie adimensională și gabaritul total (H/h) în expresie adimensională în raport cu unghiul de presiune.

Odată cu creșterea coeficientului de încărcare crește gabaritul total al mecanismului cu camă în expresie adimensională și scade valoarea unghiului de presiune maxim corespunzătoare, concomitent cu valoarea critică a unghiului de presiune $\alpha = \alpha_{cr}$.

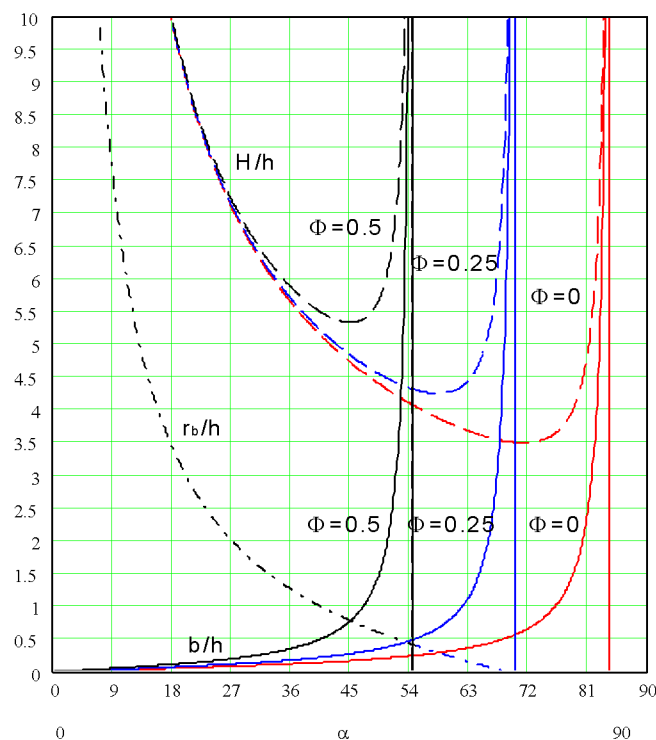


Fig. 3.12 Influența coeficientului de încărcare asupra gabaritului total al mecanismului cu camă

3.2.4.5 Influența razei rolei

Raza rolei în expresie adimensională influențează de asemenea lungimea ghidajului în expresie adimensională. Pentru acest studiu se vor adopta: legea de mișcare sinusoidală a tachelului, $\varphi_{u/c} = 90^\circ$, $\Phi = 0.5$ și $\mu = 0.1$.

Se vor considera următoarele valori pentru raza rolei în expresie adimensională: $r/h = 0.12$, $r/h = 0.25$ respectiv $r/h = 0.37$.

Funcția rază de bază, funcțiile lungimii ghidajului și gabaritul total în expresii adimensionale în raport cu unghiul de presiune sunt prezentate în figura 3.13.

Tot din figura 3.13, rezultă că, prin creșterea razei rolei obținem o creștere nesemnificativă a gabaritului total al mecanismului cu camă în expresie adimensională, respectiv o scădere a valorii unghiului de presiune maxim corespunzător.

Valoarea maximă a razei rolei este limitată de condiția de evitare a apariției subțierii profilului real al camei.

În literatura tehnică de specialitate este recomandat ca raza rolei să fie mai mică decât raza de curbură minimă a profilului real:

$$r \leq 0.7 \cdot \rho_{C \min}, \quad (3.27)$$

unde: $\rho_{C \min}$ reprezintă raza de curbură minimă a profilului teoretic al camei.

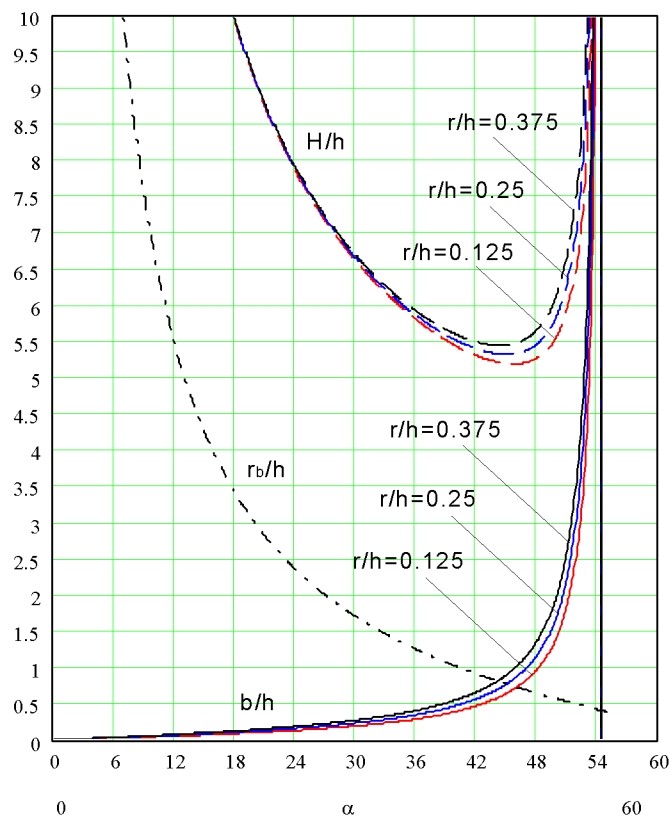


Fig. 3.13 Influența razei rolei în expresie adimensională asupra gabariturii totale al mecanismului cu camă

3.2.4.6 Concluzii

Metoda de determinare a gabariturii minimă al mecanismului cu camă prezentată, permite determinarea gabariturii totale al mecanismului cu camă și tchet în mișcare de translație, prin considerarea atât a gabariturii camei, cât și a gabariturii tchetului.

Au fost evidențiate influențele legii de mișcare a tchetului, unghiul de rotire al camei corespunzătoare fazei de urcare sau coborâre, coeficientul de frecare dintre tchet și ghidaj, coeficientul de încărcare și a razei rolei în expresii adimensionale asupra gabariturii totale al mecanismului cu camă în expresie adimensională.

Toți parametrii analizați au fost prezentați în expresii / forme adimensionale, astfel că, concluziile enumerate sunt general valabile pentru toate tipurile de mecanisme cu came cu tchet în translație.

3.3 Considerații asupra sintezei mecanismelor cu camă și tchet tangențial oscilant

Pentru fiecare mecanism cu camă se regăsesc în literatura tehnică de specialitate câteva metode grafice sau analitice pentru determinarea razei de bază a camei, excepție făcând mecanismele cu camă cu tchet tangențial oscilant. Raza de bază este importantă atât din punct de vedere al fabricării camei, cât și al dimensionării acesteia.

Este remarcabil faptul că se asigură un unghi de transmitere favorabil în punctele de contact dintre camă și tchet. Unghiul de transmitere este de 90° în cazul mecanismului cu camă plană și tchet tangențial centric (vezi figura 3.14) și $\tau = 90^\circ \pm \alpha$ în cazul mecanismul excentric.

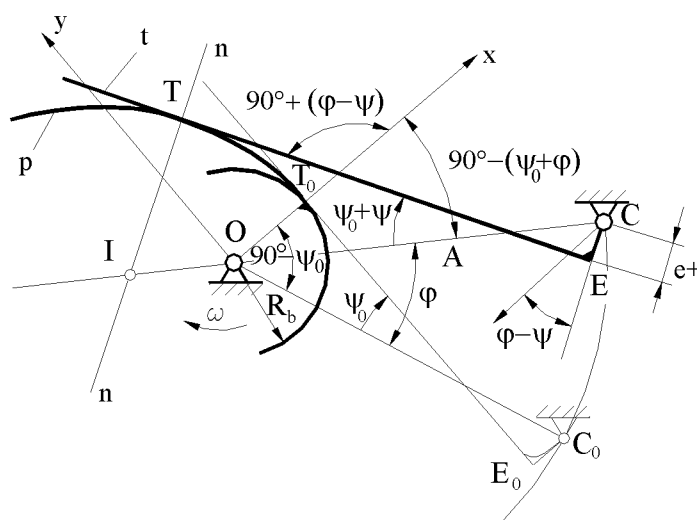


Fig. 3.14 Poziția de start și cea curentă pentru un mecanism cu camă și tchet tangențial excentric

cu:

$$\alpha = \arcsin(e/l) \tag{3.28}$$

unde l este distanța (variabilă) între punctul de contact dintre camă și tchet și articulația tchetului (C).

3.3.1 Ecuațiile de sinteză

Ecuațiile de sinteză, în speță cele pentru profilul camei se găsesc ca înfășurătoarea pozițiilor relative ale tchetului în raport cu cama pentru un ciclu al mișcării.

Acest proces presupune că, funcția de transmitere $\psi = \psi(\varphi)$, excentricitatea e , distanța dintre axe A , raza de bază R_b sunt cunoscute. Excentricitatea este considerată pozitivă dacă este orientată către profilul camei.

Unghiul minim al tachelului cu linia centrelor OC este:

$$\psi_0 = \arcsin \frac{R_b + e}{A} \quad (3.29)$$

În concordanță cu sistemul de coordonate al camei, ca în figura 3.14, coordonatele punctului C sunt:

$$\begin{aligned} x_C &= A \cdot \sin(\psi_0 + \varphi) \\ y_C &= -A \cdot \cos(\psi_0 + \varphi) \end{aligned} \quad (3.30)$$

Coordonatele punctului E de pe tachel sunt:

$$\begin{aligned} x_E &= A \cdot \sin(\psi_0 + \varphi) - e \cdot \cos(\varphi - \psi), \\ y_E &= -A \cdot \cos(\psi_0 + \varphi) - e \cdot \sin(\varphi - \psi). \end{aligned} \quad (3.31)$$

Ecuția dreptei t (direcția momentana a tachelului în raport cu cama) este:

$$t(x, y, \varphi) : (x - x_E) + (y - y_E) \cdot \tan(\varphi - \psi) = 0 \quad (3.32)$$

Ecuțiile parametrice ale profilului camei se vor determina din sistemul:

$$\begin{cases} t(x, y, \varphi) = 0 \\ \frac{\partial t(x, y, \varphi)}{\partial \varphi} = 0 \end{cases} \quad (3.33)$$

din care rezultă:

$$\begin{aligned} x &= A \cdot \sin(\psi_0 + \varphi) - e \cdot \cos(\varphi - \psi) - \frac{A}{1 - \psi'} \cos(\psi_0 + \psi) \cdot \sin(\varphi - \psi), \\ y &= -A \cdot \cos(\psi_0 + \varphi) - e \cdot \sin(\varphi - \psi) + \frac{A}{1 - \psi'} \cos(\psi_0 + \psi) \cdot \cos(\varphi - \psi). \end{aligned} \quad (3.34)$$

Parametrul φ este unghiul curent al camei și:

$$\psi' = \frac{d\psi}{d\varphi} = \frac{d\psi/dt}{d\varphi/dt} = \frac{\omega_f}{\omega} \quad (3.35)$$

în care:

ω_f este viteza unghiulară a tachelului;

ω este viteza unghiulară a camei.

3.3.2 Determinarea razei de bază

Pentru mecanismele cu camă cu tchet tangențial oscilant, nu există relații (expresii) analitice de calcul pentru determinarea razei de bază. Acest parametru poate fi totuși determinat pe baza unor metode de calcul iterative. Una dintre metode constă în verificarea condiției evidente:

$$r \leq r_{\max} \quad (3.36)$$

unde:

$$r = \sqrt{x^2 + y^2} = r(\varphi) \quad (3.37)$$

este raza polara curentă a camei din ecuațiile parametrice (3.34) și

$$r_{\max} = A \cdot \sin(\psi_0 + \psi_{\max}) - e \quad (3.38)$$

Raza maximă a camei depinde de raza de bază R_b , prin unghiul de start ψ_0 , în conformitate cu relația (3.29).

Pornind de la o valoare minima a razei de bază arbitrar aleasă, relația (3.36) este verificată pentru ambele faze ale mișcării (cursa activă, respectiv cea de revenire). Dacă nu e satisfăcută relația (3.36), se va mări valoarea razei de bază R_b , și procesul de verificare a relației (3.36) se va repeta până când aceasta va fi pe deplin satisfăcută pentru ambele faze ale mișcării.

În mod evident r_{\max} trebuie să respecte condiția impusă de distanța dintre axe și excentricitate $r_{\max} < A - e$. În cazul în care în urma sintezei această condiție nu va fi satisfăcută, mecanismul cu camă și tchet tangențial oscilant nu poate fi folosit.

O a doua metodă este bazată pe identificarea posibilelor puncte de singularitate.

Profilul camei determinat pe baza relațiilor parametrice (3.34) nu prezintă puncte de singularitate, dacă una din cele două derivate îndeplinesc condițiile:

$$\frac{dx}{d\varphi} \neq 0 \text{ sau } \frac{dy}{d\varphi} \neq 0 \quad \text{sau} \quad \frac{dx}{d\varphi} \neq 0 \text{ și } \frac{dy}{d\varphi} \neq 0 \quad (3.39)$$

Derivatele sunt:

$$\begin{aligned} \frac{dx}{d\varphi} = & A \cdot \cos(\psi_0 + \varphi) + e \cdot (1 - \psi') \sin(\varphi - \psi) - \frac{A \cdot \psi''}{(1 - \psi')^2} \cos(\psi_0 + \psi) \sin(\varphi - \psi) + \\ & + \frac{A \cdot \psi'}{1 - \psi'} \cdot \sin(\psi_0 + \psi) \cdot \sin(\varphi - \psi) - A \cdot \cos(\psi_0 + \psi) \cos(\varphi - \psi), \end{aligned} \quad (3.40)$$

$$\frac{dy}{d\varphi} = A \cdot \sin(\psi_0 + \varphi) - e \cdot (1 - \psi') \cos(\varphi - \psi) + \frac{A \cdot \psi''}{(1 - \psi')^2} \cos(\psi_0 + \psi) \cos(\varphi - \psi) - \frac{A \cdot \psi'}{1 - \psi'} \cdot \sin(\psi_0 + \psi) \cdot \cos(\varphi - \psi) - A \cdot \cos(\psi_0 + \psi) \sin(\varphi - \psi). \quad (3.41)$$

Cu aceste expresii condiția (3.39) poate fi scrisă:

$$A_j \cdot \cos \psi_0 + B_j \cdot \sin \psi_0 + C_j \neq 0 \quad j = 1, 2 \quad (3.42)$$

unde:

$$A_1 = A \cdot \cos \varphi - \frac{A \cdot \psi''}{(1 - \psi')^2} \cdot \sin(\varphi - \psi) \cdot \cos \psi + \frac{A \cdot \psi'}{1 - \psi'} \cdot \sin(\varphi - \psi) \cdot \sin \psi - A \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot \cos \psi$$

$$B_1 = -A \cdot \sin \varphi + \frac{A \cdot \psi''}{(1 - \psi')^2} \cdot \sin(\varphi - \psi) \cdot \sin \psi + \frac{A \cdot \psi'}{1 - \psi'} \cdot \sin(\varphi - \psi) \cdot \cos \psi + A \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot \sin \psi \quad (3.43)$$

$$C_1 = e \cdot (1 - \psi') \cdot \sin(\varphi - \psi)$$

și

$$A_2 = A \cdot \sin \varphi + \frac{A \cdot \psi''}{(1 - \psi')^2} \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot \cos \psi - \frac{A \cdot \psi'}{1 - \psi'} \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot \sin \psi - A \cdot \sin(\varphi - \psi) \cdot \cos \psi$$

$$B_2 = A \cdot \cos \varphi - \frac{A \cdot \psi''}{(1 - \psi')^2} \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot \sin \psi - \frac{A \cdot \psi'}{1 - \psi'} \cdot \cos(\varphi - \psi) \cdot \cos \psi + A \cdot \sin(\varphi - \psi) \cdot \sin \psi \quad (3.44)$$

$$C_2 = -e \cdot (1 - \psi') \cdot \cos(\varphi - \psi)$$

Pentru fiecare din cele 2 inegalități va rezulta:

$$\operatorname{tg} \frac{\psi_{0j}}{2} = \frac{B_j \pm \sqrt{A_j^2 + B_j^2 - C_j^2}}{A_j - C_j} \quad j = 1, 2 \quad (3.45)$$

și

$$\sin \psi_{0j} = \frac{R_{bj} + e}{A} > \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\psi_{0j}}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\psi_{0j}}{2}} \quad (3.46)$$

Cele două valori ale razei de bază (minime) vor fi:

$$R_{bj} \geq -e + A \cdot \frac{2 \cdot \operatorname{tg} \frac{\psi_{0j}}{2}}{1 + \operatorname{tg}^2 \frac{\psi_{0j}}{2}} \quad j = 1, 2 \quad (3.47)$$

Pentru raza de bază, se va accepta valoarea cea mai mare (maximă), cu precizarea că, trebuie respectată condiția (3.39).

$$R_b > \max \{R_{b1}, R_{b2}\} \quad (3.48)$$

3.3.3 Exemplu propus pentru verificarea metodei

Pentru a verifica cele enunțate anterior, a fost propus spre rezolvare un caz concret cu următoarele ipoteze:

Fazele de mișcare:

- staționare inferioară 1: $\varphi_1 = 100^\circ$;
- cursă activă: $\varphi_2 = 90^\circ$;
- staționare superioară: $\varphi_3 = 40^\circ$;
- cursa de revenire: $\varphi_4 = 90^\circ$;
- staționare inferioară 2: $\varphi_5 = 40^\circ$.
- distanța dintre axe: $A = 100\text{mm}$;
- cursa tachetului: $\psi_{\max} = 15^\circ$;
- excentricitatea: $e = 0$.

pentru legea de mișcare polinomială 3-4-5 în cazul ambelor faze ale mișcării.

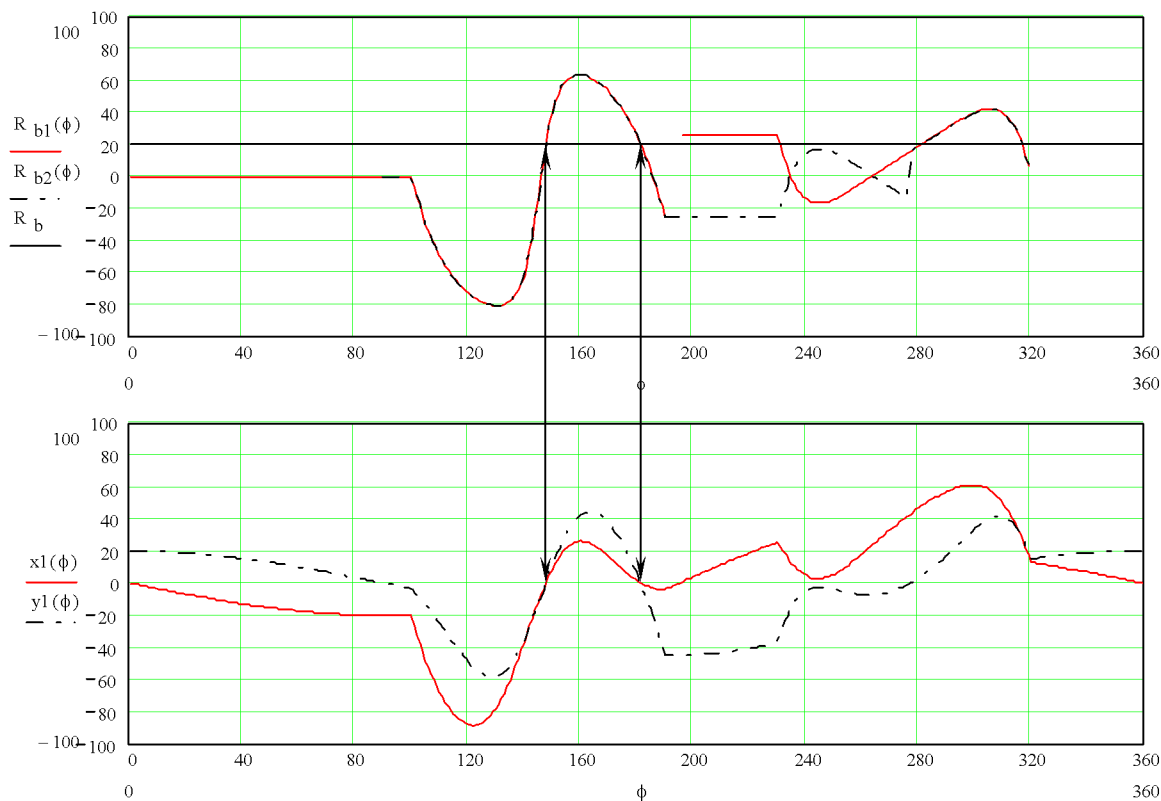


Fig. 3.15 Funcția razei de bază și identificarea punctelor de singularitate pentru derivata de ordinul 1 a ecuațiilor parametriche ale profilului camei $R_b = 20\text{mm}$

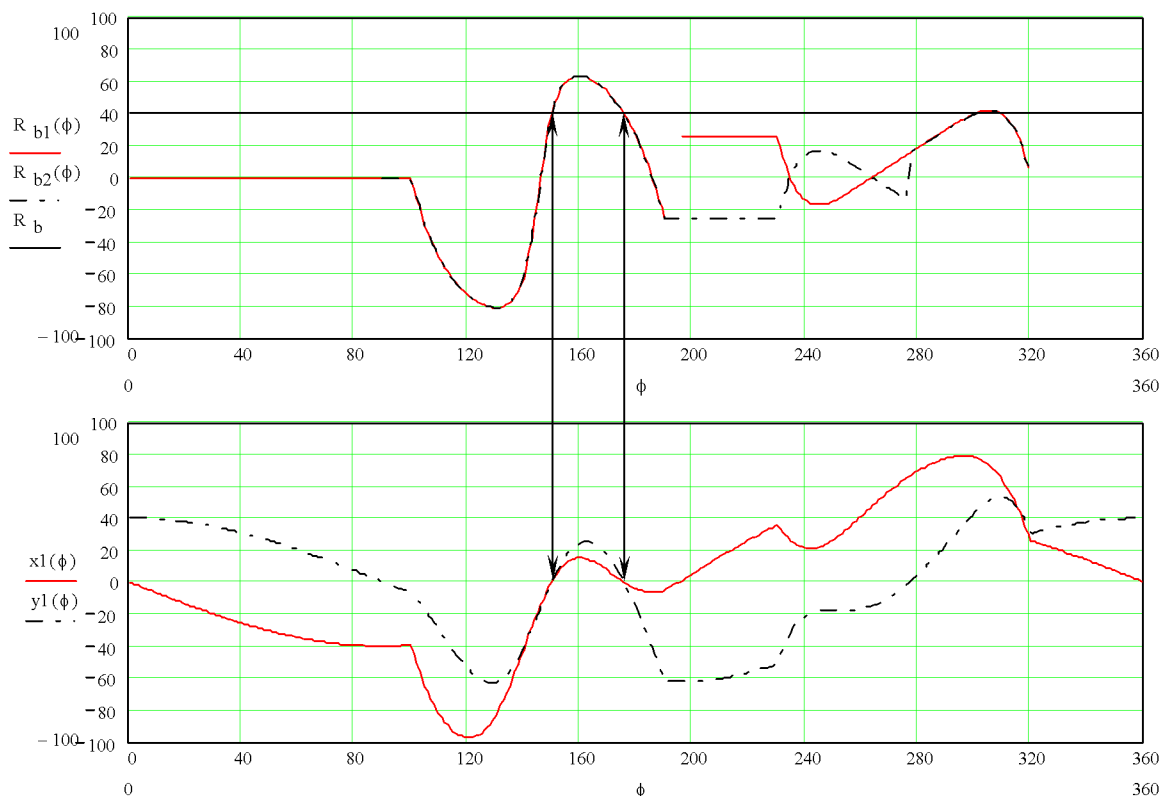


Fig. 3.16 Funcția razei de bază și identificarea punctelor de singularitate pentru derivata de ordinul 1 a ecuațiilor parametrice ale profilului camei $R_b = 40mm$

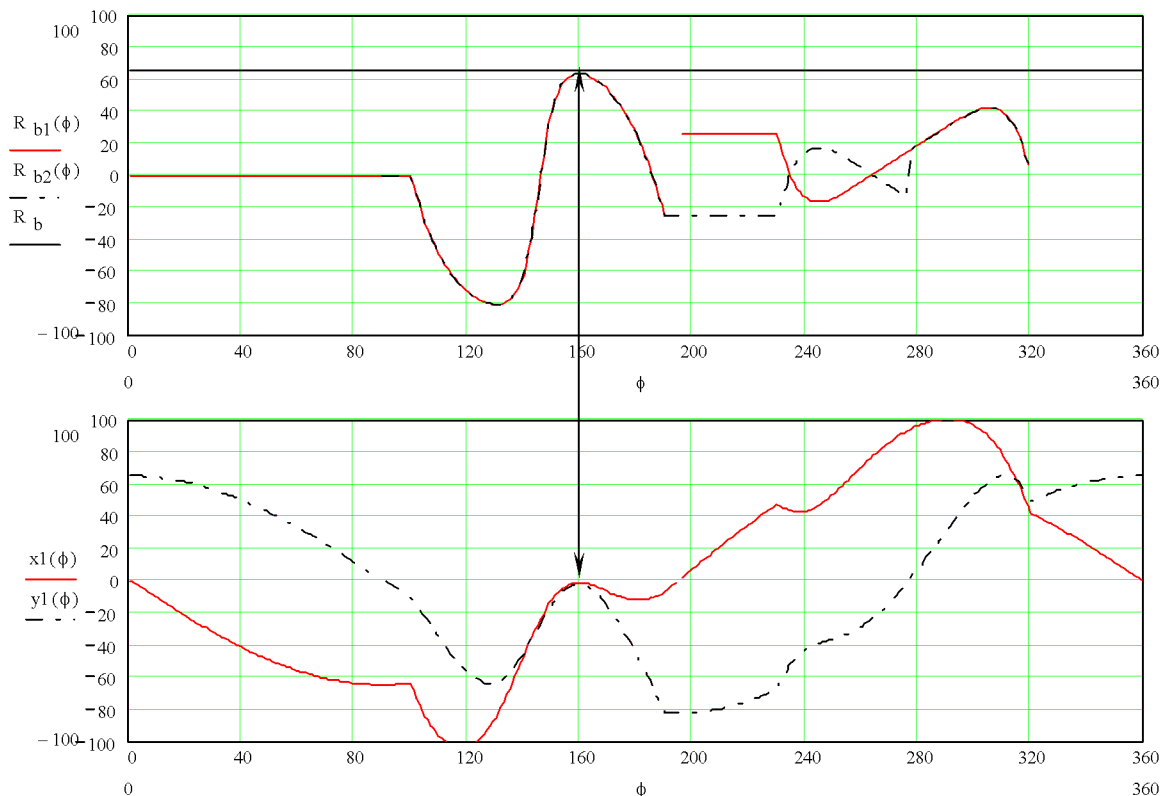


Fig. 3.17 Funcția razei de bază și identificarea punctelor de singularitate pentru derivata de ordinul 1 a ecuațiilor parametrice ale profilului camei $R_b = 65mm$

Variațiile celor 2 raze de bază determinate prin relația (3.47), și derivatele conforme cu relațiile (3.40) și (3.41), indicate prin x_1 , respective y_1 , sunt prezentate în figurile 3.15, 3.16 și 3.17

Se poate observa că, punctele de intersecție ale funcției razei de bază cu linia razei de bază aleasă arbitrar $R_b = const.$, corespund cu punctele în care cele două derivate (x', y') se anulează. Profilul camei corespunzător valorilor razei de bază R_b aleasă și anume $R_b = 20, 40$ și 65 mm este prezentat în figura 3.18.

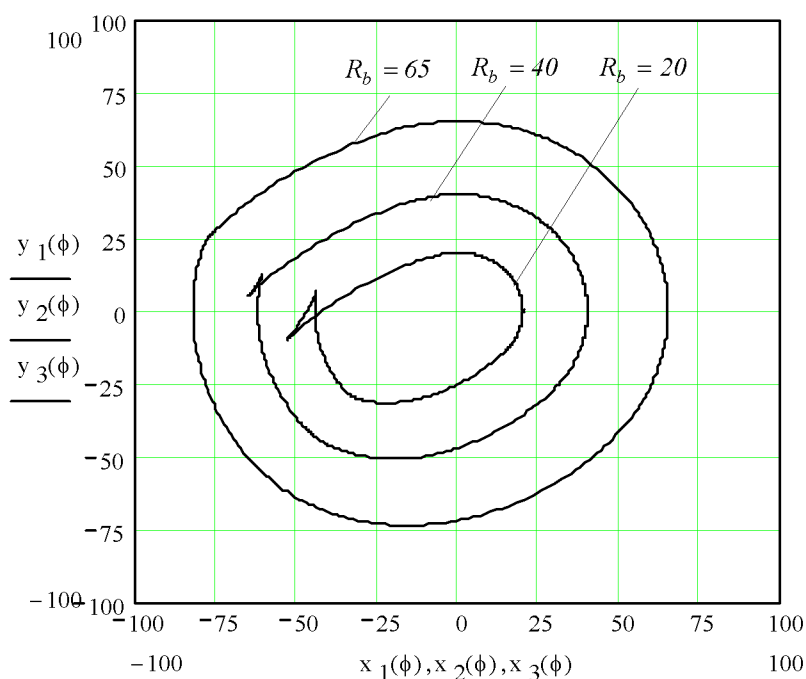


Fig. 3.18 Profilul teoretic al camei pentru raza de bază:
 $R_b = 20\text{mm}$ (1), $R_b = 40\text{mm}$ (2), $R_b = 65\text{mm}$ (3)

După cum se observă, raza de bază a camei R_{b1} , respectiv R_{b2} se găsește la valoarea maximă a funcției (3.47) și aplicând condiția (3.48).

3.3.4 Concluzii

Mecanismele cu camă și tchet tangențial oscilant au unele avantaje, mai ales din punct de vedere al unghiului de transmitere. În același timp, profilul teoretic al camei poate avea puncte de singularitate pentru valori mici ale razei de bază și pentru curse unghiulare mici.

Astfel s-a propus o metodă care să stabilească raza de bază evitând apariția punctelor de singularitate (examenul 3 din stagiul de pregătire individuală în cadrul tezei de doctorat).

Cap 4. Sinteza mecanismelor cu camă și bare (mecanisme înseriate)

Aplicațiile industriale ale mecanismelor necesită realizarea unor mișcări precise, prescrise după legile de mișcare impuse de procesul tehnologic.

Astfel, mecanismele cu came cu 3 elemente nu asigură amplitudinea mișcărilor și forțele necesare în procesul tehnologic. În acest sens, firmele producătoare de mașini care utilizează transmiterea mișcărilor de la o axă motoare la mai multe organe de lucru (mașini de împachetat, automate de montaj ș.a) înseriază mecanismele cu came cu mecanisme cu bare, prin intermediul acestor mecanisme care sunt simple din punct de vedere constructiv, asigură amplificarea mișcărilor sau a forțelor.

Din punct de vedere al aplicațiilor industriale și care prezintă interes, mecanismele plane cu camă de tipul celor cu camă rotativă și tchet oscilant (fig. 4.1) și celor de tipul camă rotativă și tchet în translație (fig. 4.2) pot fi înseriate, cu:

- a) Mecanism manivelă – piston;
- b) Mecanism patruleter articulată;
- c) Mecanism cu culisă de translație;
- d) Mecanism dublu piston.

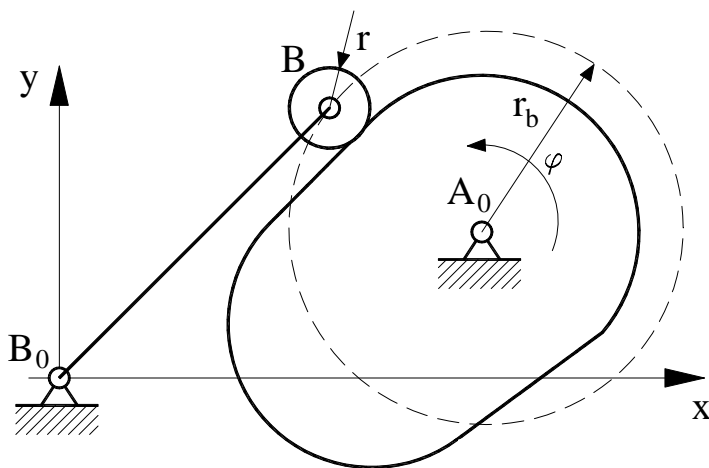


Fig. 4.1 Mecanism plan cu camă rotativă și tchet oscilant

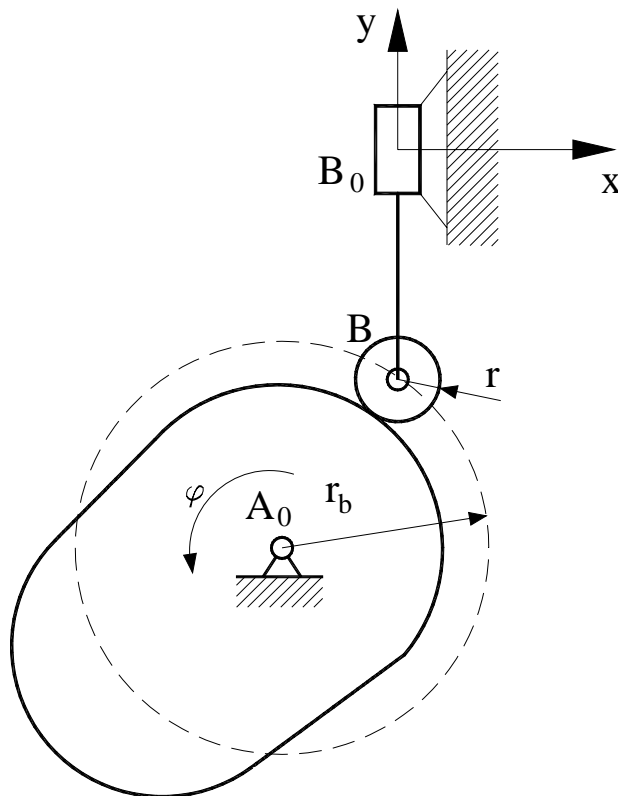


Fig. 4.2 Mecanism plan cu camă rotativă și tchet în translație

4.1 Sinteza mecanismelor plane cu camă rotativă și tchet oscilant înseriate cu mecanism manivelă-piston

La acest tip de mecanism, elementul motor este cama care transmite o mișcare de oscilație tchetului. Acesta este rigidizat cu manivela mecanismului manivelă-piston și transmite mișcarea prin intermediul bieiei (l_4) către elementul condus – pistonul.

Sistemul de coordonate XoY se va alege cu originea în B_0 cupla comună a celor două mecanisme. Poziția cuplei de translație și a butonului pistonului D poate fi în oricare cadran al sistemului de axe XoY în funcție de necesitățile tehnologice.

Pentru sinteza mecanismului prezentat în figura 4.3, se vor considera cunoscute: coordonatele cuplei de rotație a camei, (x_{A_0}, y_{A_0}) , raza de bază r_b , aleasă convenabil, lungimea tchetului l_3 și lungimile elementelor mecanismului manivelă-piston l_3' , l_4 și y_D (excentricitatea pistonului). De asemenea este impusă și legea de mișcare a organului de lucru (pistonul) prin $s(\varphi)$, sensul de mișcare al pistonului și poziția inițială $x_D = s_0$ a butonului pistonului D .

În urma sintezei se dorește determinarea profilului camei (2). Ecuația de contur a mecanismului manivelă-piston în numere complexe va fi:

$$l'_3 \cdot e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} + l_4 \cdot e^{i\vartheta} = x_D + i \cdot y_D \quad (4.1)$$

de unde: $l_4 \cdot e^{i\vartheta} = x_D + i \cdot y_D - l'_3 \cdot e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)}$ (4.2)

$$l_4 \cdot e^{-i\vartheta} = x_D - i \cdot y_D - l'_3 \cdot e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} \quad (4.3)$$

Înmulțind ecuația (4.2) cu complex conjugata ei (4.3) se obține ecuația:

$$l_4^2 = x_D^2 + y_D^2 + l_3'^2 - l'_3 [(x_D + i \cdot y_D) \cdot e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} + (x_D - i \cdot y_D) \cdot e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)}] \quad (4.4)$$

sau:

$$x_D^2 + y_D^2 + l_3'^2 - l_4^2 - l'_3 \cdot x_D \cdot (e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} + e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)}) + i \cdot l'_3 \cdot y_D (-e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} + e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)}) = 0 \quad (4.5)$$

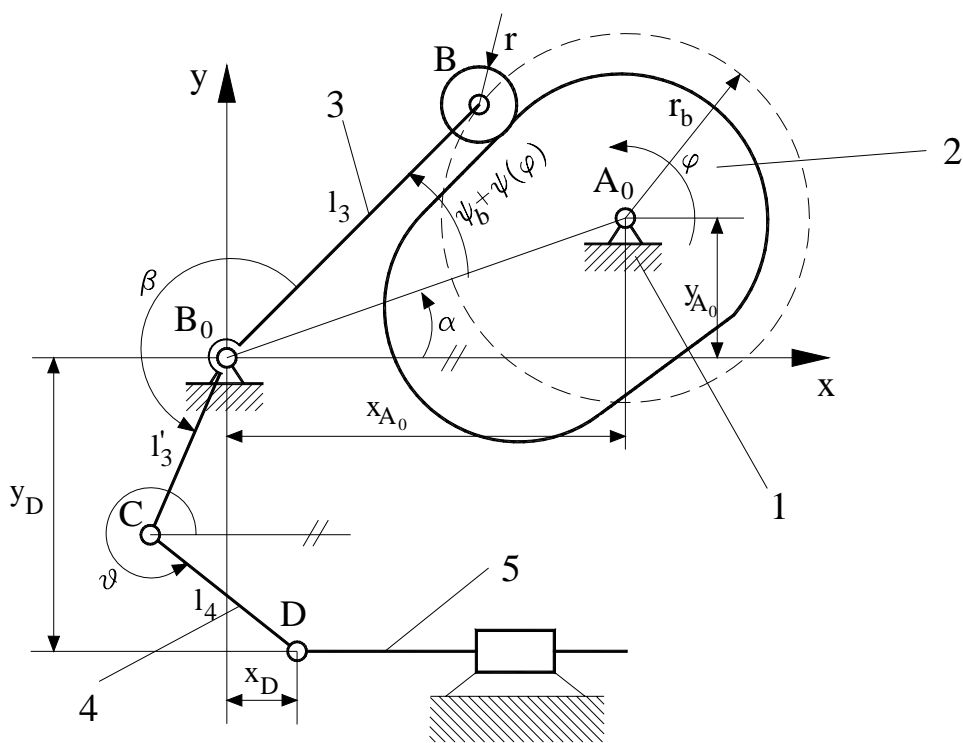


Fig. 4.3 Mecanism cu camă și tchet oscilant cu rolă înseriat cu mecanism manivelă-piston

Se urmărește obținerea ecuației (4.7) din care să rezulte legea de mișcare pentru mecanismul cu camă conform transformărilor:

$$e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} = \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) + i \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) \quad (4.6)$$

$$e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} = \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) - i \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta)$$

$$A \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) + B \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) + C = 0 \quad (4.7)$$

$$\begin{aligned}
 & -2l'_3 x_D \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) - 2l'_3 y_D \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) \\
 & + x_D^2 + y_D^2 + l_3^2 - l_4^2 = 0
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

Coeficienții relației 4.7 sunt următorii :

$$A = -2 \cdot l'_3 \cdot x_D = -2 \cdot l'_3 \cdot x_D(s(\varphi)) = -2 \cdot l'_3 (s_0 + s(\varphi)) \tag{4.9}$$

$$B = -2 \cdot l'_3 \cdot y_D \tag{4.10}$$

$$C = x_D^2 + y_D^2 + l_3^2 - l_4^2 = x_D^2(s(\varphi)) + y_D^2 + l_3^2 - l_4^2 = (s_0 + s(\varphi))^2 + y_D^2 + l_3^2 - l_4^2 \tag{4.11}$$

Conform transformărilor trigonometrice:

$$\cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) = \frac{1-t^2}{1+t^2} \tag{4.12}$$

$$\sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) = \frac{2 \cdot t}{1+t^2} \tag{4.13}$$

unde $t = \operatorname{tg} \frac{\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta}{2}$

va rezulta ecuația de forma:

$$A \left(\frac{1-t^2}{1+t^2} \right) + B \left(\frac{2 \cdot t}{1+t^2} \right) + C = 0 \tag{4.14}$$

de unde: $A(1-t^2) + 2 \cdot B \cdot t + C(1+t^2) = 0$ (4.15)

sau sub forma: $(C - A) \cdot t^2 + 2 \cdot B \cdot t + C + A = 0$ (4.16)

Rezolvând ecuația (4.16) obținem rădăcinile acesteia de următoarea formă:

$$t_{1,2} = \frac{B \pm \sqrt{B^2 - C^2 + A^2}}{A - C} \tag{4.17}$$

Înlocuindu-l pe t cu expresia asociată acestuia rezultă:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta}{2} = \frac{B \pm \sqrt{B^2 - C^2 + A^2}}{A - C} \tag{4.18}$$

Legea de mișcare pentru mecanismul cu camă va fi dată de relația:

$$\psi(\varphi) = 2 \operatorname{arctg} \frac{B \pm \sqrt{B^2 - C^2 + A^2}}{A - C} - \alpha - \beta - \psi_b \tag{4.20}$$

unde valorile coeficienților A, B și C sunt deja determinate în relațiile (4.9, 4.10, 4.11) ca funcții de poziția camei (φ).

În funcție de cadranul în care se află cupla de rotație A_0 a camei se va alege semnul corespunzător din fața radicalului în relația (4.20).

4.2 Sinteza mecanismelor cu camă plană rotativă și tchet oscilant cu rolă înseriate cu mecanism patruleter articulată

□i în acest caz elementul motor este cama (2), care transmite o mișcare de oscilație tchetului cu rolă. Tchetul este rigidizat cu manivela mecanismului patruleter articulată în punctul B_0 și transmite mișcarea prin intermediul balansierului organului de lucru aflat în punctul D. □i în acest caz, sistemul de coordonate XoY este poziționat tot în cupla de rotație B_0 comună celor două mecanisme înseriate.

Pentru sinteza mecanismului în cauză prezentat în figura 4.4, se consideră cunoscute următoarele: coordonatele cuplei de rotație ale camei (x_{A_0}, y_{A_0}), raza de bază r_b , lungimea tchetului l_3 , raza rolei r cât și lungimile elementelor mecanismului patruleter articulată (l_3', l_4 și l_5). De asemenea este impusă legea de mișcare a organului de lucru $\gamma(\varphi)$, sensul de mișcare și poziția inițială a butonului balansierului D.

Ecuția de contur a mecanismului patruleter articulată în numere complexe va fi:

$$l_3' \cdot e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} + l_4 \cdot e^{i\vartheta} = (x_{D_0} + i \cdot y_{D_0}) + l_5 \cdot e^{i\gamma} \tag{4.21}$$

de unde:

$$l_4 \cdot e^{i\vartheta} = x_{D_0} + i \cdot y_{D_0} + l_5 \cdot e^{i\gamma} - l_3' \cdot e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} \tag{4.22}$$

$$l_4 \cdot e^{-i\vartheta} = x_{D_0} - i \cdot y_{D_0} + l_5 \cdot e^{-i\gamma} - l_3' \cdot e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} \tag{4.23}$$

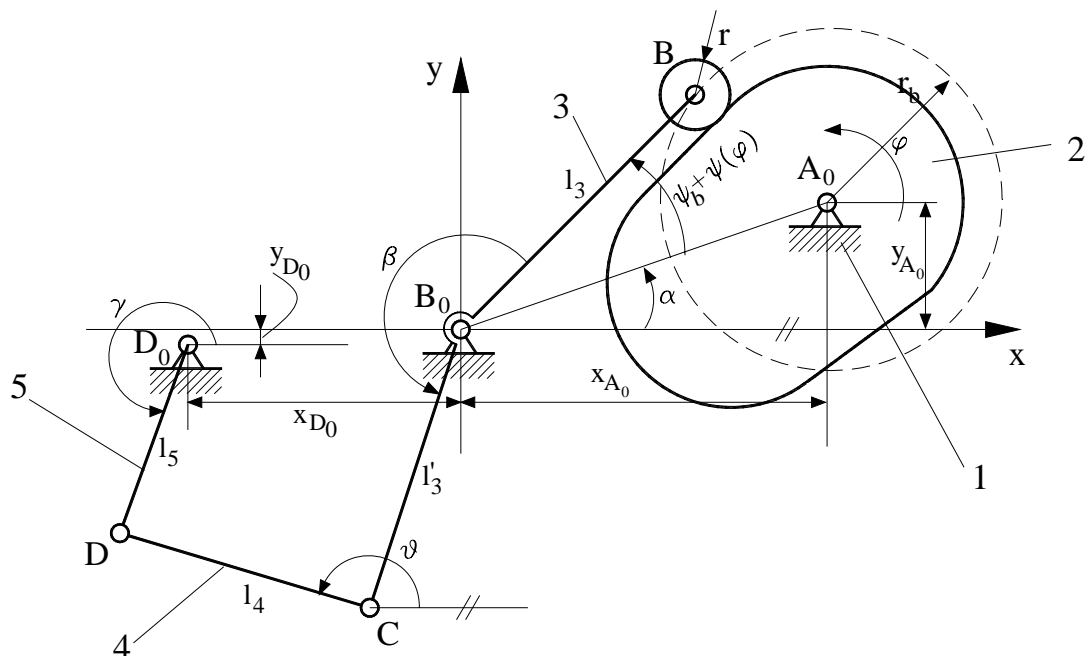


Fig. 4.4 Mecanism cu camă și tchet oscilant înseriat cu mecanism patruleter articulată

Analog metodologiei de calcul prezentată în subcapitolul anterior §4.1 vor rezulta următoarele:

$$l_4^2 = x_{D_o}^2 + y_{D_o}^2 + l_5^2 + l_3^2 + l_5 + x_{D_o} l_5 (e^{i\gamma} + e^{-i\gamma}) - i y_{D_o} l_5 (e^{i\gamma} - e^{-i\gamma}) - x_{D_o} l_3' (e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} + e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)}) + i y_{D_o} l_3' (e^{i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)} - e^{-i(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta)}) - l_3' l_5 (e^{i(\gamma-(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta))} + e^{-i(\gamma-(\alpha+\psi_b+\psi(\varphi)+\beta))}) \quad (4.24)$$

Conform transformărilor trigonometrice (4.6) rezultă următoarea expresie:

$$l_4^2 = x_{D_o}^2 + y_{D_o}^2 + l_5^2 + l_3^2 + l_5 + 2x_{D_o} l_5 \cos \gamma + 2y_{D_o} l_5 \sin \gamma - 2x_{D_o} l_3' \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) - 2y_{D_o} l_3' \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) - 2l_3' l_5 \cos \gamma \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) - 2l_3' l_5 \sin \gamma \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) \quad (4.25)$$

$$\cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta)(-2x_{D_o} l_3' - 2l_3' l_5 \cos \gamma) + \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta)(-2y_{D_o} l_3' - 2l_3' l_5 \sin \gamma) + x_{D_o}^2 + y_{D_o}^2 + l_5^2 + l_3^2 - l_4^2 + 2x_{D_o} l_5 \cos \gamma + 2y_{D_o} l_5 \sin \gamma = 0 \quad (4.26)$$

Se urmărește obținerea ecuației (4.27) din care să rezulte legea de mișcare pentru mecanismul cu camă :

$$D \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) + E \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta) + F = 0 \quad (4.27)$$

Coeficienții D, E și F ai ecuației vor avea valorile următoare:

$$D = -2 \cdot l_3' \cdot x_{D_o} - 2 \cdot l_3' \cdot l_5 \cdot \cos \gamma(\varphi) = -2 \cdot l_3' \cdot (x_{D_o} + l_5 \cdot \cos \gamma(\varphi)) \quad (4.28)$$

$$E = -2 \cdot l_3' \cdot y_{D_o} - 2 \cdot l_3' \cdot l_5 \cdot \sin \gamma(\varphi) = -2 \cdot l_3' \cdot (y_{D_o} + l_5 \cdot \sin \gamma(\varphi)) \quad (4.29)$$

$$F = x_{D_o}^2 + y_{D_o}^2 + l_3^2 - l_4^2 + l_5^2 + 2 \cdot l_5 \cdot (x_{D_o} \cdot \cos \gamma(\varphi) + y_{D_o} \cdot \sin \gamma(\varphi)) \quad (4.30)$$

Conform transformărilor trigonometrice (4.12, 4.13) ecuația (4.27) va căpăta următoarea formă:

$$D \left(\frac{1-t^2}{1+t^2} \right) + E \left(\frac{2 \cdot t}{1+t^2} \right) + F = 0 \quad (4.31)$$

Rezolvând ecuația (4.31) se obțin rădăcinile de forma:

$$t_{1,2} = \frac{E \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{D - F} \quad (4.32)$$

Înlocuindu-l pe t cu expresia asociată acestuia rezultă:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha + \psi_b + \psi(\varphi) + \beta}{2} = \frac{E \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{D - F} \quad (4.33)$$

Legea de mișcare pentru mecanismul cu camă va fi dată de relația:

$$\psi(\varphi) = 2 \arctg \frac{E \pm \sqrt{D^2 + E^2 - F^2}}{D - F} - \alpha - \beta - \psi_b \quad (4.34)$$

unde valorile coeficienților D , E și F sunt deja determinate în relațiile (4.28, 4.29, 4.30) ca funcții de poziția camei (φ). În cazul acesta, în funcție de cadranul în care se află cupla de rotație A_0 a camei se va alege semnul corespunzător din fața radicalului în relația (4.33).

4.3 Sinteza mecanismelor cu camă plană rotativă și tachtet oscilant cu rolă înseriate cu mecanisme cu culisă de translație

Ca și în cazul mecanismelor prezentate anterior, și pentru acest mecanism elementul motor este cama, care transmite o mișcare de oscilație tachtetului cu rolă. În acest caz, sistemul de coordonate X_0Y_0 a fost poziționat cu originea în cupla de rotație B_0 a elementului 3.

Pentru sinteza mecanismului prezentat în figura 4.5, se vor considera cunoscute: coordonatele cuplei de rotație a camei, (x_{A_0}, y_{A_0}) , raza de bază r_b aleasă convenabil, cât și geometria manivelei 3 prin lungimile l_3 , l'_3 , și unghiul β . Sensul de mișcare și poziția inițială $x_D = s_0$ este de asemenea impusă ca și legea de mișcare $s = s(\varphi)$.

Ecuția de contur a mecanismului cu culisă de translație în numere complexe va fi:

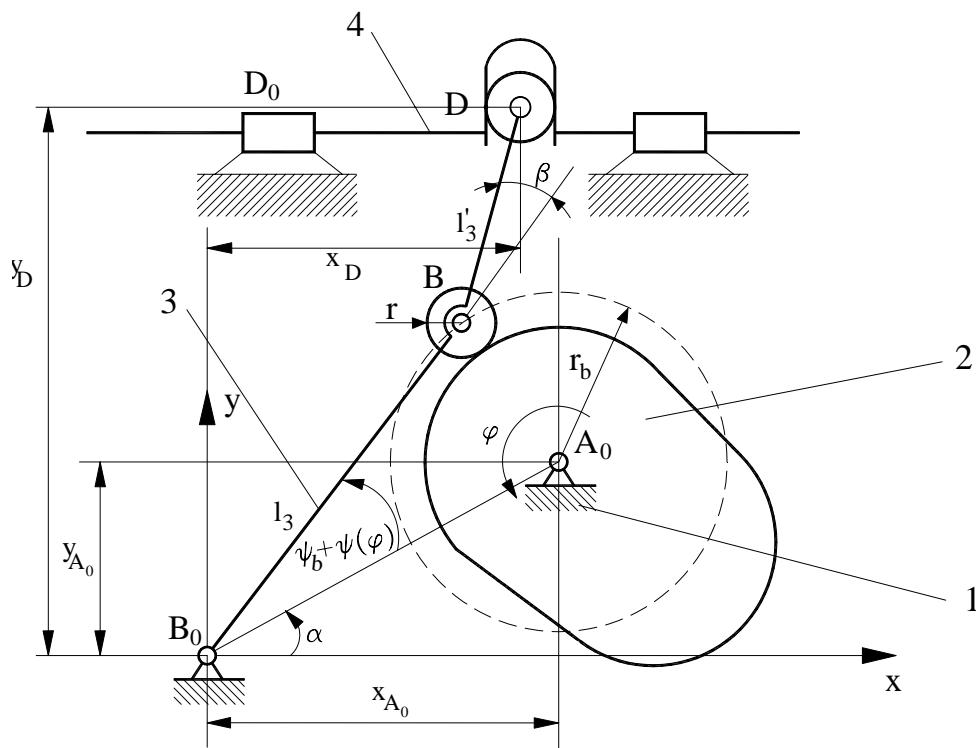


Fig. 4.5 Mecanism cu camă și tachtet oscilant înseriat cu mecanism cu culisă de translație

$$(l_3 + l_3' e^{i\beta}) \cdot e^{i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))} = x_D + iy_D \quad (4.35)$$

$$(l_3 + l_3' e^{-i\beta}) \cdot e^{-i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))} = x_D - iy_D \quad (4.36)$$

Adunând ecuația (4.35) cu complex conjugata ei (4.36) obținem:

$$l_3(e^{i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))} + e^{-i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))}) + l_3'(e^{i\beta} \cdot e^{i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))} + e^{-i\beta} \cdot e^{-i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))}) - 2x_D = 0 \quad (4.37)$$

Conform transformărilor (4.39) se urmărește obținerea ecuației:

$$G \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) + H \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) + I = 0 \quad (4.38)$$

$$\begin{aligned} e^{i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))} &= \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) + i \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) \\ e^{-i(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))} &= \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) - i \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) \\ e^{i(\beta + (\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)))} &= \cos(\beta + (\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))) + i \sin(\beta + (\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))) \\ e^{-i(\beta + (\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)))} &= \cos(\beta + (\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))) - i \sin(\beta + (\alpha + \psi_b + \psi(\varphi))) \end{aligned} \quad (4.39)$$

Astfel ecuația (3.48) capătă următoarea formă pentru care coeficienții G, H, I vor fi următorii:

$$(l_3 + l_3' \cos \beta) \cos(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) - l_3' \sin \beta \sin(\alpha + \psi_b + \psi(\varphi)) - x_D = 0 \quad (4.40)$$

$$G = l_3 + l_3' \cos \beta = l_3 + l_3' \cos \beta(\varphi) \quad (4.41)$$

$$H = -l_3' \sin \beta = -l_3' \sin \beta(\varphi) \quad (4.42)$$

$$I = -x_D = -(s_0 + s(\varphi)) \quad (4.43)$$

Aplicând transformările trigonometrice:

$$\cos(\alpha - \psi_b - \psi(\varphi)) = \frac{1 - t^2}{1 + t^2} \quad (4.44)$$

$$\sin(\alpha - \psi_b - \psi(\varphi)) = \frac{2 \cdot t}{1 + t^2} \quad (4.45)$$

$$\text{cu } t = \text{tg} \frac{\alpha - \psi_b - \psi(\varphi)}{2}$$

va rezulta ecuația de forma următoare:

$$G \left(\frac{1 - t^2}{1 + t^2} \right) + H \left(\frac{2 \cdot t}{1 + t^2} \right) + I = 0 \quad (4.46)$$

$$\text{sau: } (I - G) \cdot t^2 + 2 \cdot H \cdot t + I + G = 0 \quad (4.47)$$

În urma rezolvării ecuației de gradul 2 obținem rădăcinile:

$$t_{1,2} = \frac{H \pm \sqrt{G^2 + H^2 - I^2}}{G - I} \quad \text{înlocuindu-l pe } t \text{ cu expresia asociată acestuia}$$

rezultă:

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha - \psi_b - \psi(\varphi)}{2} = \frac{H \pm \sqrt{G^2 + H^2 - I^2}}{G - I} \quad (4.48)$$

Legea de mișcare pentru mecanismul cu camă va fi dată de expresia:

$$\psi(\varphi) = \alpha - \psi_b - 2 \operatorname{arctg} \frac{H \pm \sqrt{G^2 + H^2 - I^2}}{G - I} \quad (4.49)$$

unde valorile coeficienților G, H și I sunt deja determinate în relațiile (4.41, 4.42, 4.43) ca funcții de poziția camei (φ).

□i în cazul acesta, în funcție de cadranul în care se află cupla de rotație A_0 a camei se va alege semnul corespunzător din fața radicalului în relația (4.49).

4.4 Cazul mecanismului cu camă și tchet cu rolă în translație înseriat cu un mecanism dublu-piston

Pentru sinteza mecanismului prezentat în figura 4.6, se vor considera cunoscute: coordonatele cuplei de rotație a camei, (x_{A_0}, y_{A_0}) , raza de bază r_b aleasă convenabil, lungimea elementului conducător l_3 , a elementului l_4 și poziția inițială a elementului condus $x_D = s_0$. □i pentru acest caz, elementul motor este cama. Poziția inițială a cuplei de translație și a butonului D al pistonului de alege în funcție de necesitățile tehnologice impuse.

Sistemul de coordonate se găsește poziționat cu originea în cupla de translație B_0 . Poziția $x_D(\varphi)$ este cunoscută, și se dorește a se determina $y_C(\varphi)$, chiar cursa tchetului.

Ecuția de contur a mecanismului dublu-piston în numere complexe este:

$$i \cdot y_C + l_4 \cdot e^{i\vartheta} = x_D + i \cdot y_D \quad (4.50)$$

din care:

$$l_4 \cdot e^{i\vartheta} = x_D + i \cdot y_D - i \cdot y_C \quad (4.51)$$

$$l_4 \cdot e^{-i\vartheta} = x_D - i \cdot y_D + i \cdot y_C \quad (4.52)$$

prin înmulțirea relației (4.51) cu complex conjugata ei (4.52) obținem ecuația de gradul 2:

$$l_4^2 = x_D^2 + y_D^2 + y_C^2 - 2y_D y_C \quad (4.53)$$

sau:

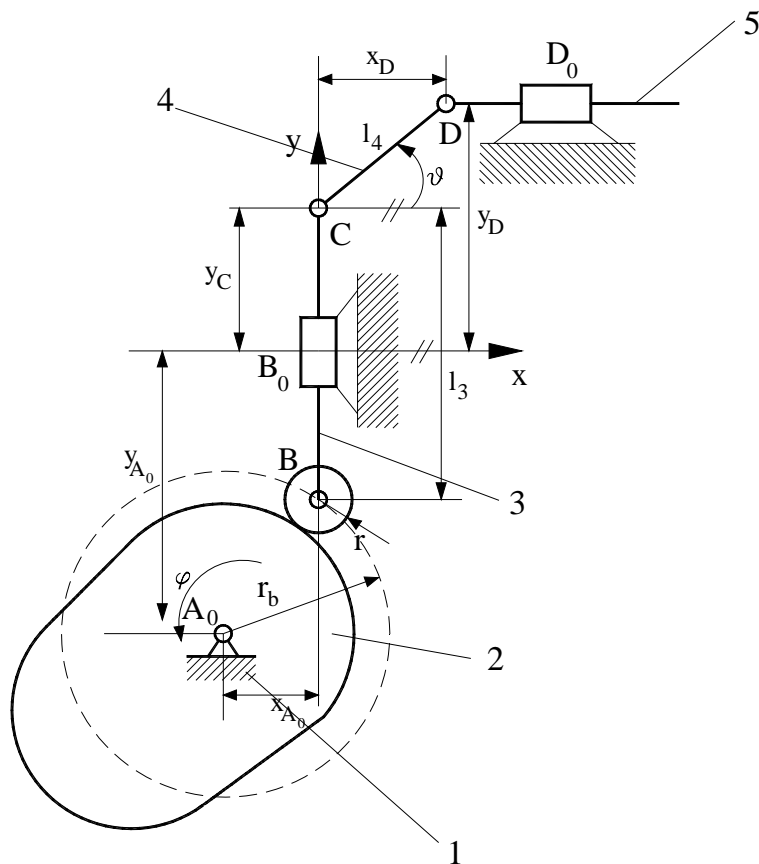


Fig. 4.6 Mecanism cu camă și tachtet cu rolă în translație înseriat cu mecanism dublu-piston

$$y_C^2 - 2y_D y_C + x_D^2 + y_D^2 - l_4^2 = 0 \tag{4.54}$$

Rezolvand ecuația de gradul 2 obținută, rezultă rădăcinile:

$$y_{C1,2} = y_D \pm \sqrt{l_4^2 - x_D^2}(\varphi) \tag{4.55}$$

Cum am precizat anterior, y_C este chiar funcția din care rezultă cursa tachtetului.

4.5 Sinteza mecanismului cu camă plană rotativă și tachtet în translație înseriat cu mecanism manivelă-piston

La mecanismul plan cu camă rotativă și tachtet în mișcare de translație cu rolă înseriat cu un mecanism manivelă-piston, elementul motor este cama, care transmite o mișcare de translație tachtetului. Manivela mecanismului conducător - manivelă-piston - transmite mișcarea prin intermediul bielei (l_4) către elementul condus l_5 .

Sistemul de coordonate XoY se va alege cu originea în cupla B_0 . Pentru sinteza mecanismului prezentat în figura 4.7, se vor considera cunoscute: coordonatele cuplei de rotație a camei, (x_{A_0}, y_{A_0}) , raza de bază r_b , aleasă

convenabil, lungimea tachelului l_3 și lungimile elementelor mecanismului manivelă piston l_4, l_5 . De asemea este impusă și legea de mișcare a organului de lucru prin $\gamma(\varphi)$.

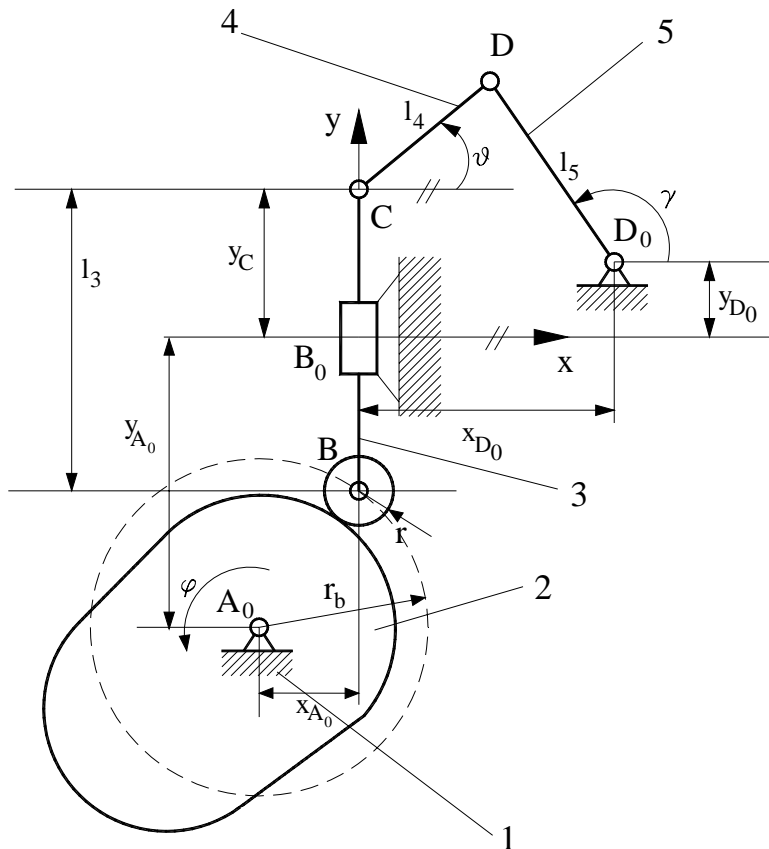


Fig. 4.7 Mecanism cu camă și tachel în translație înseriat cu mecanism manivelă-piston

Ecuția de contur a mecanismului manivelă-piston în numere complexe este:

$$i \cdot y_C + l_4 \cdot e^{i\theta} = x_{D_0} + i \cdot y_{D_0} + l_5 \cdot e^{i\gamma} \quad (4.56)$$

de unde:

$$l_4 \cdot e^{i\theta} = x_{D_0} + i \cdot y_{D_0} + l_5 \cdot e^{i\gamma} - i \cdot y_C \quad (4.57)$$

$$l_4 \cdot e^{-i\theta} = x_{D_0} - i \cdot y_{D_0} + l_5 \cdot e^{-i\gamma} + i \cdot y_C \quad (4.58)$$

înmulțind ecuația (4.57) cu complex conjugata ei (4.58) obținem ecuația:

$$x_{D_0}^2 + y_{D_0}^2 + y_C^2 + l_5^2 - l_4^2 + x_{D_0}l_5(e^{i\gamma} + e^{-i\gamma}) - i \cdot y_{D_0}l_5(e^{i\gamma} - e^{-i\gamma}) - 2y_Cy_{D_0} + i \cdot y_Cl_5(e^{i\gamma} - e^{-i\gamma}) = 0 \quad (4.59)$$

Se urmărește obținerea ecuației din care să rezulte legea de mișcare pentru mecanismul cu camă conform transformărilor:

$$e^{i\gamma} = \cos \gamma + i \sin \gamma \quad (4.60)$$

$$e^{-i\gamma} = \cos \gamma - i \sin \gamma$$

adică:

$$M \cdot y_C^2 + N \cdot y_C + P = 0 \quad (4.61)$$

sau:

$$y_C^2 + 2y_C(y_{D_0} - l_5 \sin \gamma) + 2x_D l_5 \cos \gamma + 2y_{D_0} l_5 \sin \gamma + x_{D_0}^2 + y_{D_0}^2 + y_C^2 + l_5^2 - l_4^2 = 0 \quad (4.62)$$

Coeficienții ecuației urmărite (4.61) și care reies din ecuația (4.62) sunt:

$$M = 1; \quad (4.63)$$

$$N = 2(y_{D_0} - l_5 \cdot \sin \gamma(\varphi)); \quad (4.64)$$

$$P = x_{D_0}^2 + y_{D_0}^2 + l_5^2 - l_4^2 + 2 \cdot l_5(x_{D_0} \cos \gamma(\varphi) + y_{D_0} \sin \gamma(\varphi)) \quad (4.65)$$

În urma rezolvării ecuației (4.62) se obțin rădăcinile:

$$y_{C1,2} = \frac{-N \pm \sqrt{N^2 - 4MP}}{2M} \quad (4.66)$$

unde coeficienții M, N, P au valorile date în relațiile (4.63, 4.64, 4.65) ca funcții de poziția camei (φ). Legea de mișcare a tchetului este dată de expresia (4.66).

Cap.5 Precizia realizată de mecanismele cu came și bare. Studiu de caz

5.1 Date privitoare la legea de mișcare a tchetului

În urma analizei operației tehnologice executate de tchet și în urma corelării mișcării acestuia cu alte elemente ale mașinii de lucru, se obțin următoarele date referitoare la legea de mișcare [D3], [D4], [D5], [L4], [M2] :

- cursa;
- unghiul de fază;
- expresia legii de mișcare;
- precizia legii de mișcare.

Cursa și unghiul de fază sunt precizate, întotdeauna, pe baza analizei operației tehnologice executate de tchet, iar valorile lor trebuie cunoscute în mod obligatoriu. În cazul legii de mișcare, aceasta este dată rareori și revine proiectantului sarcina de a o stabili (impune). Precizia legii de mișcare se referă la abaterile admisibile ale deplasării reale față de cea teoretică impusă. Aceste abateri sunt foarte strict impuse la mecanismele de precizie și vizează anumite secvențe ale mișcării.

Viteza unghiulară a camei. Este un parametru determinat de viteza de funcționare a mașinii din care face parte mecanismul. În majoritatea cazurilor este constantă sau are o variație ne semnificativă.

Forța tehnologică. Valoarea și, eventual, funcția de variație se deduc din analiza operației tehnologice. În cazul mecanismului cu came, unde asigurarea contactului dintre tchet și camă se face prin forță cu ajutorul unui arc, solicitarea tchetului se majorează cu forța elastică a arcului care se determină după proiectarea acestuia.

Elemente constructive impuse. Aceste date intervin uneori și sunt determinate de dispunerea în spațiu a diverselor mecanisme și piese ale mașinii. Astfel, poate fi limitat gabaritul funcțional al mecanismului, adică, dimensiunile maxime ale spațiului în care se mișcă elementele. Un alt parametru, cu valori limitate sau impuse, poate fi distanța dintre axele de rotație ale camei și tchetului.

5.2 Stabilirea legii de mișcare a tchetului

5.2.1 Aspecte generale

Adoptarea legii de mișcare a tchetului constituie o etapă foarte importantă în procesul de proiectare a mecanismului. Spre deosebire de alte mecanisme, cele cu came permit obținerea unei game largi și foarte variate de legi de mișcare pentru elementul condus. Această caracteristică reprezintă poate, principalul avantaj al utilizării lor. Pentru adoptarea adecvată a legii de mișcare se utilizează următoarele criterii [D5]:

- criteriul de asigurare a rolului funcțional;

- criteriul dinamic;
- criteriul tehnologic.

Conform primului criteriu, cel de **asigurare a rolului funcțional**, legea de mișcare trebuie să îndeplinească condițiile cinematice specifice operației tehnologice executate fie direct de tchet, fie prin intermediul unui lanț cinematic de transmitere a mișcării la elementul de execuție. Spre exemplu, mecanismele cu came utilizate ca mecanisme de înfășurare (formarea bobinelor) în industria textilă. Tchetul este elementul care execută depunerea firului pe o suprafață de o formă anumită (cilindru, con) și cu un pas prestabilit. Formularea analitică a legii de mișcare este determinată de aceste elemente tehnologice.

De multe ori rolul funcțional nu impune o lege de mișcare precis definită ci reclamă doar anumite caracteristici ale acesteia. Astfel, la mecanismele de distribuție ale motoarelor cu ardere internă se cere obținerea unei valori recomandate pentru coeficientul de umplere. În majoritatea cazurilor, parametrii determinați după acest criteriu sunt cursa și unghiurile de fază.

Criteriul dinamic se referă la adoptarea unor legi de mișcare de natură să asigure o funcționare „liniștită”; fără șocuri, într-un regim de vibrații acceptabil și cu solicitări cât mai reduse. Comportarea dinamică este determinată, desigur, de legea de variație a accelerației tchetului.

Cel mai nefavorabil fenomen dinamic este șocul dur care se înregistrează când viteza este discontinuă, iar accelerația tinde la infinit. Acest fenomen este similar cu o ciocnire și este însoțit de o suprasolicitare foarte mare a mecanismului.

Atunci când accelerația are discontinuități finite, supraaccelerația tinde la infinit, se produc șocuri moi. Acestea constituie o sursă de vibrații importantă iar efectul lor defavorabil se poate evalua cu ajutorul factorului de încărcare dinamică. Acest factor reprezintă raportul dintre modulul maxim al accelerației elementului de ieșire, cu considerarea elasticității elementelor mecanismului și modulul maxim al accelerației aceluiași element fără considerarea elasticității.[D5]

Valoarea maximă a accelerației absolute constituie, de asemenea, un element de apreciere a dinamicii mecanismului. Mai trebuie remarcat faptul că, forțele de inerție, ca și suprasolicitările cauzate de șocuri și vibrații sunt proporționale cu pătratul vitezei unghiulare a camei (viteza de funcționare a mecanismului). De aceea când se discută oportunitatea alegerii unei legi de mișcare, trebuie avută în vedere și viteza de funcționare. Spre exemplu, legile de mișcare cu discontinuități la viteze (șocuri dure), cum ar fi mișcarea uniformă, nu se recomandă a fi utilizate.[D5] Totuși, la viteze de funcționare foarte lente (sub 1 rad/sec) pot fi acceptate fără consecințe dinamice majore. În mod similar, legile de mișcare cu discontinuități la accelerații (șocuri moi) pot fi utilizate la viteze de funcționare mici și medii (sub 100 rad/sec).

Criteriul tehnologic caracterizează legi de mișcare din punct de vedere al posibilităților de prelucrare a profilului în condiții economice. Un element important care intervine în această problemă este precizia de prelucrare. Relația precizie de prelucrare – precizie cinematică este diferită pentru diverse legi de mișcare astfel încât unele legi „sunt mai tehnologice iar altele mai puțin”. [D5]

5.2.2 Etapele de lucru în alegerea și trasarea legii de mișcare

Etapele de lucru în alegerea și trasarea legii de mișcare sunt [D5], [L4], [K1], [P4]:

1. Conform cu tema de proiectare se indică ciclograma mișcării tachelului și cursa de realizat y_H .
2. Se stabilește felul mișcării camei ca element conducător (în general) și al tachelului ca element condus: rotație sau translație.
3. În funcție de poziția impusă axelor de rotație și de translație, de modul de asigurare a contactului dintre tachel și camă, respectiv forma constructivă a elementului de rostogolire se alege forma constructivă a camei și a tachelului.
4. În funcție de cerințele de proiectare se aleg sau sunt impuse legile de mișcare normate convenabile funcție de valorile cinematice caracteristice pentru fiecare fază a mișcării și pentru tipul de racordare.
5. Conform relațiilor aferente și în funcție de felul mișcării camei și a tachelului se vor determina legile de mișcare de ordinul 0, 1, 2 și 3, care sunt în cazul elementului condus aflat în mișcare de rotație (ψ , ψ' , ψ'' , ψ''') și în cazul mișcării de translație (s , s' , s'' , s''').
6. Pe baza parametrilor cinematici ai elementului conducător în cazul mișcării de rotație a camei (φ , $\dot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$, $\ddot{\varphi}$) respectiv în cazul mișcării de translație (h , \dot{h} , \ddot{h} , \ddot{h}) se vor determina și parametrii cinematici ai elementului condus în cazul mișcării de oscilație a tachelului (ψ , $\dot{\psi}$, $\ddot{\psi}$, $\ddot{\psi}$) respectiv în cazul mișcării de translație (s , \dot{s} , \ddot{s} , \ddot{s}).

5.3 Precizia și calitatea suprafețelor

Precizia dimensională, a tuturor elementelor componente, și calitatea suprafețelor, în general și a profilului camei în particular, influențează calitatea și durabilitatea mecanismului. Calitatea mecanismului este apreciată prin compararea mișcării reale a tchetului cu mișcarea teoretică, dată de legea de mișcare impusă.

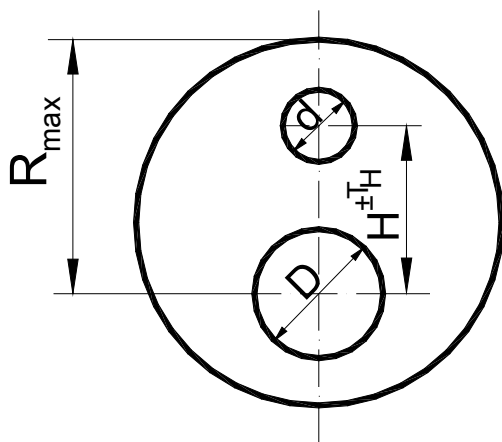
5.3.1 Precizia de realizare a camelor

Precizia mecanismelor este abordată în diverse lucrări. Din analizele teoretice rezultă că deplasarea tchetului este influențată de:

- precizia de execuție a tuturor elementelor componente;
- variația dimensională datorită deformațiilor termice;
- deformațiile elastice, mai ales, ale camei și tchetului;
- jocurile din cuplele cinematice.

Până în prezent nu s-a căzut de acord asupra unor elemente de precizie, unanim recunoscute, prin care să se pună în evidență precizia mecanismelor cu came.

Considerându-se că cele mai multe probleme ale preciziei mecanismelor cu came se pot trata separat ca pentru orice organ de mașină, în continuare se vor analiza numai elementele cele mai importante, doar cu utilizări practice, din precizia profilului camei.



Tabelul 5.1

R_{\max}	D	d	H	T_H
15-25	8	4	7	$\pm 0,01$
25-45	15	6	12	$\pm 0,01$
45-70	25	10	22	$\pm 0,01$
70-100	40	12	35	$\pm 0,015$
100-140	50	15	60	$\pm 0,015$
>140	55	15	90	$\pm 0,02$

Fig. 5.1 Tipizarea unor dimensiuni de bazare

Trebuie scos în evidență faptul că toleranța aleasă trebuie să fie în concordanță cu variația minimă a razei vectoare a profilului camei, de pe subintervalele stabilite în faza de lucru.

Aceste variații sunt dependente de legea de mișcare impusă și care, spre exemplu [D5], pentru un mecanism cu tchet de translație cu vârf sunt chiar variațiile spațiului parcurs de tchet.

Aceste analize conduc la relații complicate, greu de utilizat în practică, totuși se pot desprinde cauzele principale care conduc la apariția erorilor de execuție [D5] sub forma unor sume de erori ale razei vectoare:

$$\sum E_R = \sum R_b + \sum R_a + \sum R_m \quad (5.1)$$

unde:

$\sum R_b$ - eroarea razei vectoare, dată de bazare și care este influențată de mărimea jocului de montaj Δ_c și a excentricității arborelui pe care se montează cama Δ_e . Pentru limitarea acestor influențe, fabricile constructoare au stabilit bătăile radiale la valori de 0,01-0,05 [mm], fără a depăși 0,2-0,3 din toleranța razei vectoare T_R . Influențele jocurilor sunt limitate prin stabilirea unor ajustaje speciale, H6/h5, H8/h7 STAS 8140-68, echivalente cu cele din GOST. Tot pentru micșorarea acestor erori de bazare s-a trecut la tipizarea unor dimensiuni de bazare și orientare, prezentate în figura 5.1 și tabelul 5.1.

De menționat că influențele Δ_c și Δ_e scad cu creșterea unghiului de pantă al profilului, definit de relația:

$$\alpha_p = \alpha + \alpha_e \quad (5.2)$$

unde:

α - unghiul de presiune,

$\alpha_e = \arctg \frac{e}{(s_0 + s_\varphi)}$, unghiul de excentricitate,

s_0 - poziția inferioară a tchetului,

s_φ - spațiul parcurs de tchet când cama se rotește cu unghiul φ .

Pentru creșterea preciziei de bazare, unele firme au limitat abaterea de la perpendicularitate a camei față de axa alezajului de bazare, la 0,02-0,05 [mm].

$\sum R_a$ - eroarea cauzată de aparatul de măsură, influențată de așezarea palpatorului pentru măsurarea deplasării liniare a tchetului Δ_h și a poziției Δ_φ . Eroarea Δ_φ este dependentă de mărimea razei vectoare a camei și de unghiul de pantă al profilului.

$\sum R_m$ - eroarea de măsurare, dependentă de temperatura la care se face măsurarea, rugozitatea suprafeței, calificarea operatorului, condițiile de citire. Ele sunt considerate întâmplătoare și reprezintă cca. 10% din valoarea erorii însumate a razei vectoare.

Pentru cele mai reprezentative tipuri de came, pe baza rezultatelor experimentale, se recomandă calculul toleranței cu relația:

$$T_R = \pm 3\sigma(\sum E_R) \quad (5.3)$$

unde:

$\sigma(\sum E_R)$ - abaterea medie pătratică a erorii însumate a razei vectoriale.

Astfel, pe baza acestei relații se prezintă valorile toleranțelor pentru came, împărțite în 12 clase de precizie pentru diverse tipuri de came [D5]. Clasele de precizie depind de mărimea razei vectoriale, de unghiul de pantă și de destinație, având următoarele caracteristici generale:

- **clasele 1 – 2**, cu toleranțe de $\pm (0,005 – 0,007)$ [mm], destinate camelor de precizie înaltă;
- **clasele 3 – 7**, cu toleranțe de $\pm (0,01 – 0,04)$ [mm], destinate camelor precise;
- **clasele 8 – 9**, cu toleranțe de $\pm (0,05 – 0,07)$ [mm], destinate camelor de precizie medie;
- **clasele 10 – 12**, cu toleranțe de $\pm (0,1 – 0,2)$ [mm], destinate camelor de precizie mică.

În funcție de domeniile de utilizare se recomandă: clasele 1 – 9 pentru aparate; clasele 3 – 6 pentru construcția de mașini cu toleranțe de $\pm (0,1 – 0,12)$ [mm] la strungurile revolver, $\pm (0,007 – 0,15)$ [mm] la mașinile textile și $\pm (0,1 – 0,2)$ [mm] la mașinile tipografice.

Observație:

Diametrele găurii de orientare $d < 10$ [mm] la toate camele din clasele de precizie 3, 4, 5 și 6 cu prelucrarea în câmpul H6 după STAS.

Toleranțele la camele închise (cu canal) se recomandă în clasele de precizie 4...5 după GOST sau 10...11 după ISO în funcție de mărimea unghiului de pantă și configurația profilului.

Camele cu unghiul de pantă $\alpha_p < 30^\circ$ și raza vectoriale $R < 60$ [mm] pot fi prelucrate prin frezare precisă după copiere, pe mașini de frezat universale sau speciale, în clasele de precizie 3...12.

5.3.2 Calitatea suprafețelor

Calitatea suprafețelor de lucru, de regulă, este dată de mărimea parametrilor microneregularităților suprafeței, cunoscută ca rugozitate. Ea favorizează funcționarea silențioasă, asigură realizarea peliculei de lubrifiant și mărește durabilitatea suprafețelor

Alegerea calității suprafețelor reprezintă un compromis între cerințele funcționale și cele economice. Creșterea exagerată a calității suprafeței conduce la costuri mari, care în unele cazuri nu sunt justificate.

În cazul mecanismelor cu came, pentru profilul camei trebuie să se țină cont de recomandările specifice organelor componente cu destinație generală. cu precizările:

- găurile de centrare se execută cu $R_a = 6,3 \dots 12,5$ [μm];
- alezajele de bazare și găurile de orientare se execută cu $R_a = 0,2 \dots 0,8$ [μm];
- suprafața activă a camei se execută cu $R_a = 0,1 \dots 3,2$ [μm];
- suprafețele laterale se execută cu $R_a = 6,3 \dots 12,5$ [μm].

Observație:

- 1 – conform STAS 5730/1-85;
- 2 – $R_a=0,97 \text{ RMS}$;
- 3 – $R_z=4,5 R_a$;
- 4 – $R_{\max}=R_y \approx (2...6) R_a$;
- 5 - $\sqrt{\quad} \approx 10 R_z$.

Alături de rugozitate, calitatea suprafeței este dată și de anumite proprietăți fizice, chimice și mecanice pe care aceasta le posedă. Aceste proprietăți sunt dependente de tensiunile anterioare prelucrării, de tensiunile din timpul prelucrării, de tratamentele termice și termochimice, tratamente mecanice și de prezența lubrifiantului. De regulă, starea și calitatea suprafețelor se reprezintă pe desen conform STAS 612-83.

5.4 Noțiuni constructive și tehnologice

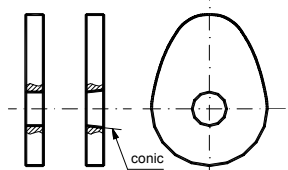
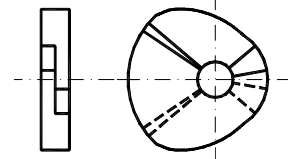
5.4.1 Îmbinarea arbore-camă

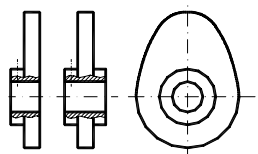
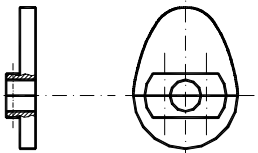
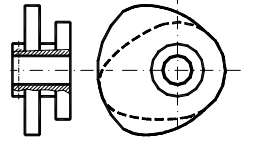
Din punct de vedere constructiv îmbinările camă-arbore se pot clasifica după următoarele criterii:

- forma alezajului camei: cilindric sau conic;
- direcția de montaj: radială (camă secționată) sau axială (camă neseționată);
- raportul dintre lungimea și diametrul ajustajului: camă cu butuc sau camă fără butuc.

Soluțiile constructive cele mai frecvent utilizate pentru îmbinările camă-arbore sunt prezentate în tabelul 5.2 [L4], [V2].

Tabelul 5.2

	Forme constructive	Îmbinarea arbore-camă	Observații
1	fără butuc, neseționat 	Alezaj cilindric: - fixare pe o flanșă - îmbinări prin strângere elastică Alezaj conic: - bușă conică elastică de fixare cu piuliță - elemente de strângere tensionate una față de cealaltă	- pentru schimbarea camei este necesară demontarea arborelui - îmbinare dependentă de frecare - posibilitate de ajustare - nu este afectat arborele
2	fără butuc, secționat 		- pentru schimbarea camei nu este necesară demontarea arborelui - permite ajustarea curselor de staționare

3	cu butuc, neseționat 	Alezaj cilindric: Îmbinări prin: - știfturi conice - știfturi cilindrice - știfturi cu strângere elastică	- înlocuire dezavantajoasă, datorită orificiului radial din arbore - precizie mare de ajustare
4	cu butuc, secționat 	Îmbinări prin: - pene - știfturi conice - știfturi cilindrice - știfturi cu strângere - șuruburi (doar pentru ușura demontarea)	- demontare ușoară - avantajos în cazul schimbării frecvente a setului de came
5	Camă dublă 	neseționat: - îmbinări prin strângere elastică secționat: - îmbinări cu cleme	- demontare ușoară

5.4.2 Ajustarea camelor la montajul pe arbore

Mecanismele cu camă sunt utilizate în construcția de mașini trebuie să fie ajustate la montaj pentru a realiza corelarea mișcărilor conform diagramei de mișcare impuse.

Ajustarea se poate realiza principial în două moduri:

1. Cama va fi poziționată pe arbore, astfel încât aceasta să fie corelată în raport cu organul de lucru acționat de mecanismul cu camă. Cama astfel poziționată se va fixa pe arbore.

2. Cama va avea un marcaj de reglare poansonat și/sau un canal de pană, la care direcția radială a marcajului de reglare respectiv a axei de simetrie a canalului de pană indică axa verticală (de referință verticală), cât și un alezaj pentru bolțul de poziționare, care indică pe direcție diametral opusă poziția bazei de măsurare a unghiului de rotație a camei φ . În cazul îmbinărilor cu pene poziționarea camei se face prin intermediul penei, nefiind posibilă o ajustare ulterioară. La îmbinările prin știfturi sau cu cleme, ajustarea se face cu ajutorul marcajului de reglare de pe camă (vezi fig. 5.2).

Poziția marcajului de reglare de pe camă este definită prin unghiul δ dintre dreapta radială care trece prin alezajul pentru bolțul de poziționare φ_J și dreapta radială care trece prin marcajul de reglare (conform fig. 5.2).

Unghiul δ se determină cu relația:

$$\delta = 90^\circ - \varphi_J - \varphi_{B0} \tag{5.4}$$

unde în cazul mecanismului cu camă rotativă și tchet oscilant:

$$\varphi_J = \arccos \frac{a^2 + r_G^2 - l^2}{2 \cdot r_G \cdot a}, \quad \varphi_{B0} = \arctan \frac{y_{B0}}{x_{B0}}, \tag{5.5}$$

respectiv în cazul mecanismului cu camă rotativă și tchet în mișcare de translație:

$$\varphi_J = \arccos \frac{e}{r_G}, \quad \varphi_{B0} = 0. \tag{5.6}$$

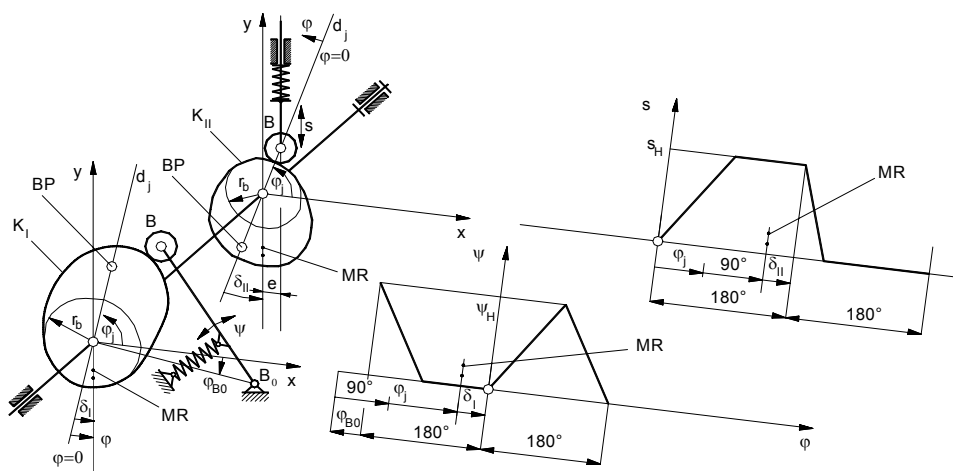


Fig.5.2 Ajustarea camelor la montajul pe arbore

5.4.3 Soluții constructive pentru tchet

5.4.3.1 Rola tchetului

Rola tchetului asigură contactul de rostogolire între tchet și camă, mai avantajos decât cel de alunecare, care apare în cazul utilizării unui tchetul plan sau profilat. În figura 5.3 sunt prezentate o serie de soluții constructive de role utilizate la mecanismele cu camă.

Diametrul rolei d_R se stabilește în raport cu raza de curbură minimă a profilului teoretic al camei ρ_{Cmin} și în raport cu raza de bază a camei r_b , astfel:

$$d_R \leq 1.4 \cdot \rho_{Cmin}, \tag{5.7}$$

$$d_R \leq 0.8 \cdot r_b \quad (5.8)$$

Datorită uzurii care apare la rostogolirea dintre rolă și camă și a uzurii de alunecare, între rolă și camă realizându-se o mișcare de rostogolire cu alunecare, este indicat, ca materialul rolei să fie călit și profilul real al camei să fie călit superficial.

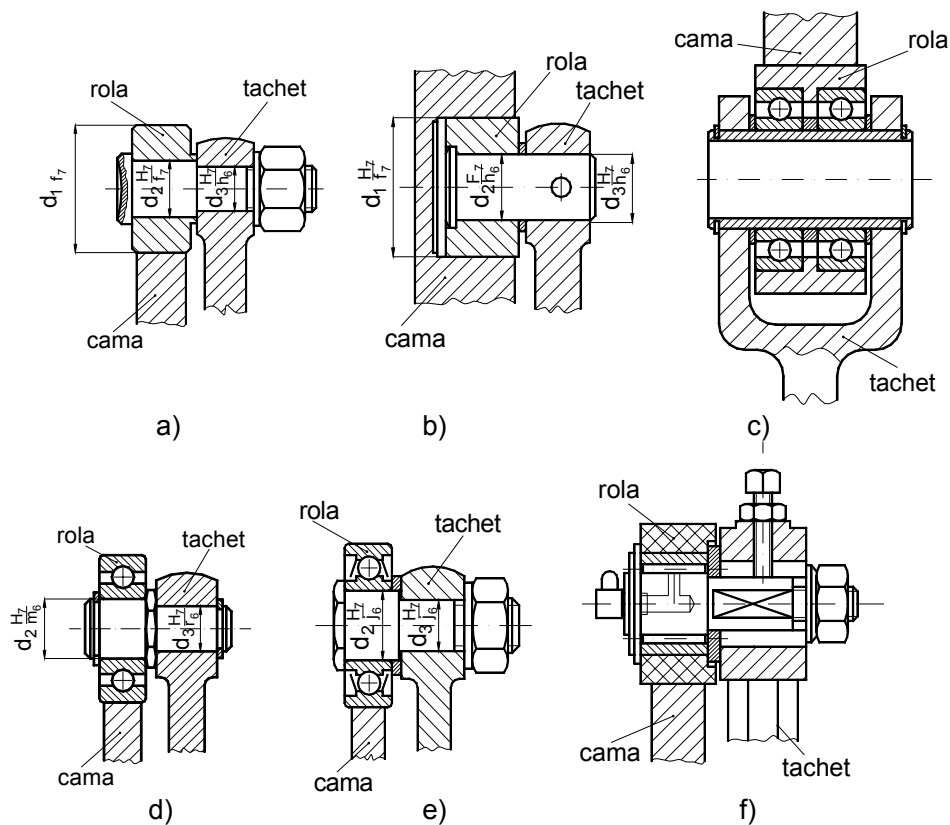


Fig. 5.3 Soluții constructive pentru rola tachelului

5.4.3.2 Tachetul

Tachetul oscilant trebuie să fie dimensionat la solicitările de încovoiere. Acesta poate fi realizat prin turnare, forjare în matriță, din componente sudate între ele sau din tablă. La cama dublă tachetul poate fi realizat dintr-o componentă sau două componente rigidizate între ele printr-o îmbinare filetată (vezi fig. 5.4 și fig. 5.5 b, d conform [L4], [V2]).

Tachetul poate oscila pe un ax, antrenând un alt mecanism sau poate fi fixat pe un arbore, antrenându-l în mișcare oscilatorie. Fixarea tachetului pe arbore în cel din urmă caz, poate fi realizată prin îmbinare cu știft, cu filet sau cu îmbinări cu clemă.

Bolțul rolei tachetului se va fixa rigid în alezajul corespunzător al tachetului cu filet, cu știft, cu clemă sau prin presare. La solicitări mai mari, rola se va lăgăruși într-un tachet cu furcă (vezi fig. 5.3 c, fig. 5.5 a).[L4], [V1].

Tachetul în mișcare de translație trebuie să fie dimensionat la solicitările de încovoiere și compresiune. Forma constructivă a tachetului trebuie să fie corelată cu forma ghidajului său (cupla de translație).

Cupla de translație este recomandat să fie realizată din două ghidaje dispuse la distanță suficient de mare între ele, pentru a evita autoblocarea, adică pentru a crește unghiul de transmitere admis (scăderea unghiul de presiune admis). În scopul reducerii frecărilor din ghidaje este recomandată o ungere corespunzătoare respectiv utilizarea de ghidaje cu bile.

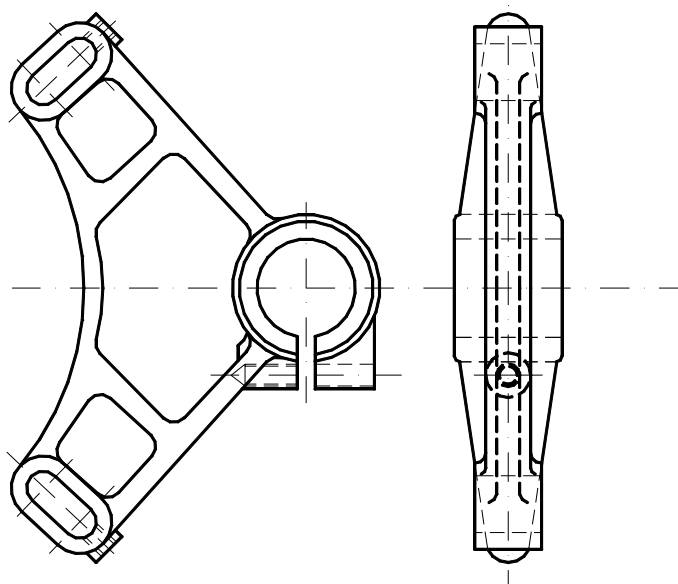


Fig. 5.4 Tachet pentru mecanism cu camă dublă

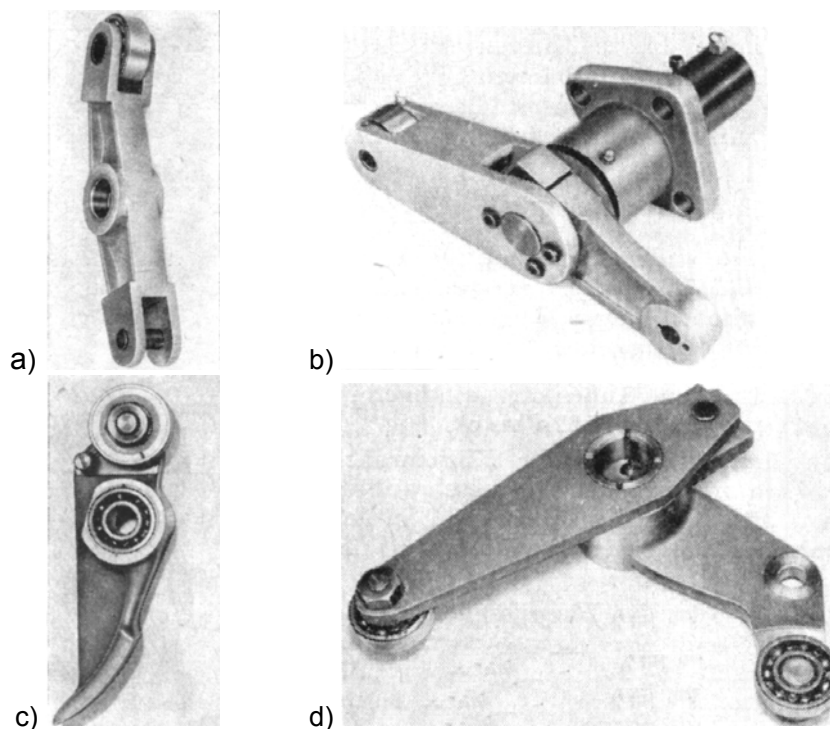


Fig. 5.5 Soluții constructive de realizare a tachetului

5.4.4 Proiectarea elementelor auxiliare

Deși parametrii geometrici de bază nu sunt cunoscuți, pentru a face analiza cinetostatică a mecanismului, proiectarea elementelor auxiliare se poate face pe baza datelor existente.

Cu excepția camei, toate celelalte elemente ale mecanismului cu came se proiectează pe baza principiilor cunoscute de la organele de mașini cu destinații generale. Aceste cunoștințe se aplică la câteva elemente auxiliare, cum ar fi, fusul rolei și arcul care asigură închiderea contactului.

5.4.4.1 Calculul fusului rolei

Fusul formează cu rola un lagăr de alunecare cu ungere semifluidă, formând ajustajele H6/e7 sau H7/e8. În aceste condiții se predimensionează fusul cu relația:

$$d = \sqrt{\frac{R_{12}}{0,2 \cdot \sigma_{ai}} \cdot \frac{l}{d}} \quad [\text{mm}] \quad (5.9)$$

unde:

σ_{ai} [N/mm²] – rezistența admisibilă la încovoiere pentru materialul fusului;
 $\frac{l}{d}$ - raportul lungimii fusului la diametrul său.

Dimensiunile auxiliare (conform figurii (5.6)) se pot calcula cu relațiile:

$$d_0 = 0,6d \text{ sau } d_0 = d - (2 \dots 4) \text{ [mm];}$$

$$l_0 = 0,8l;$$

$$D_0 = (1,2 \dots 2)d;$$

$$b = 1,4a;$$

$$a = 0,07d + 3 \text{ [mm];}$$

$$a = 0,1d + 5 \text{ [mm];}$$

$$D_1 = d + 2a;$$

$$D = (1,5 \dots 3)d \text{ – diametrul rolei stabilit din condiția rostogolirii ușoare;}$$

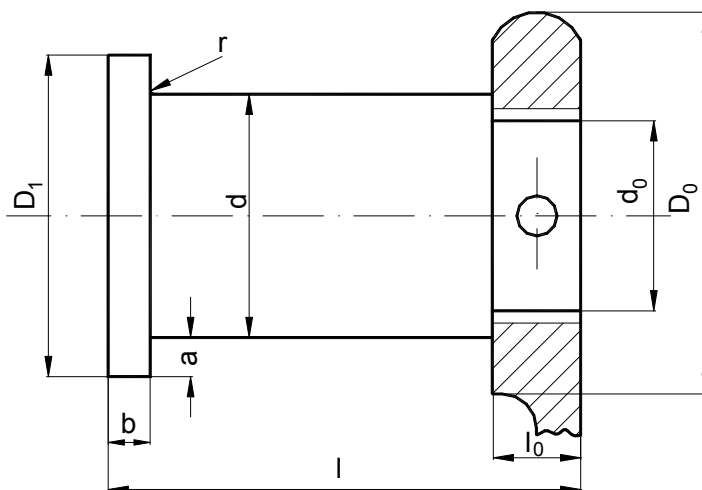


Fig. 5.6 Dimensiunile fusului rolei

Se recomandă, după definitivarea fusului și a rolei, să se verifice dacă diametrul rolei îndeplinește, pe lângă condiția de rezistență la contact calculată la profilul camei și condiția de ascuțire, care trebuie să garanteze un coeficient de siguranță la ascuțire C_{sa} , și un coeficient de încărcare utilizat în calculul arcului (conform tabelului 5.3). Acest coeficient de încărcare se poate calcula în funcție de datele mecanismului cu relația:

$$C_{in} = \frac{mg + F_{tmax}}{mh} \cdot t^2 \quad (5.10)$$

unde:

m [mg] – masa tchetului și a elementului legat de el;

g [m/s²] – accelerația gravitațională;

h [m] – cursa tchetului;

t [s] – timpul cât durează faza de lucru;

F_{tmax} [N] – forța tehnologică maximă.

După această verificare, se definitivează forma constructivă a rolei, conform figurii 5.7:

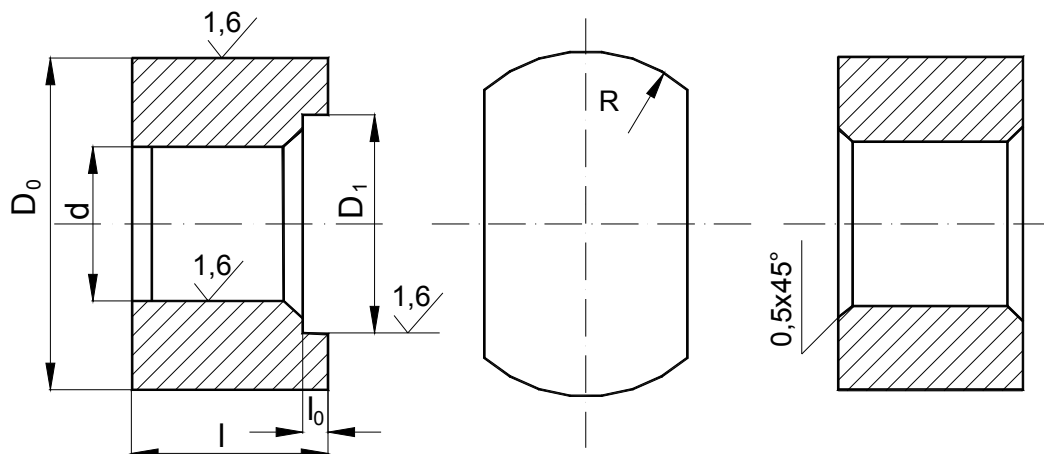


Fig. 5.7 Forma constructivă a rolei

Tabelul 5.3

Caracteristici de funcționare	C_{in}	C_{sa}
Mecanisme cinematice lucrate îngrijit	0 – 2	1,2 – 1,3
Mecanisme cu forțe de inerție mari	2 – 8	1,4 – 1,5
Mecanisme cu forțe statice mici	8 – 12	1,6 – 1,8
Mecanisme cu forțe statice predominante pe toată faza	>12	2

În figura 5.8, se prezintă câteva variante de montare a fusului pe brațul tachetului. În multe construcții, unde solicitările sunt mari, se utilizează fusul rolei ca parte a unui rulment cu ace cu un exemplu concret în figura 5.9.,

De remarcat că pe fus pot fi montați și rulmenți comerciali cu bile sau role, în diverse montaje. În această situație, fusul trebuie corelat cu dimensiunile rulmentului utilizat ca rolă.

După definitivarea formei constructive a fusului, rolei și a modulului de montaj, sunt obligatorii unele verificări, cum ar fi: la oboseala de încovoiere, la presiunea de contact, la încălzire, la deformații, la forfecare etc.

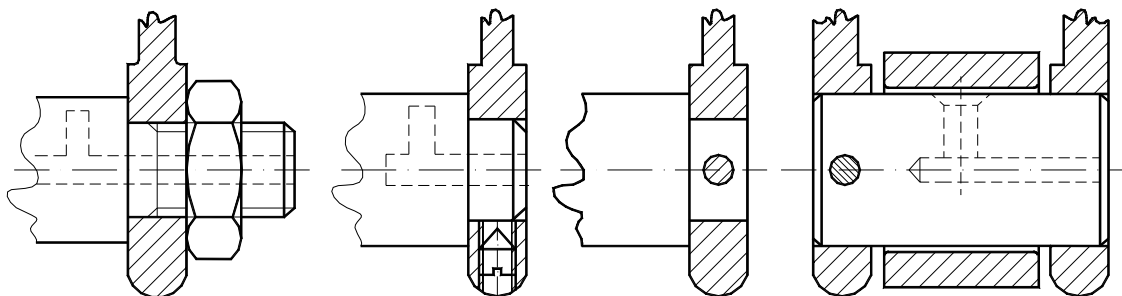


Fig. 5.8 Variante de montarea a fusului pe brațul tachetului

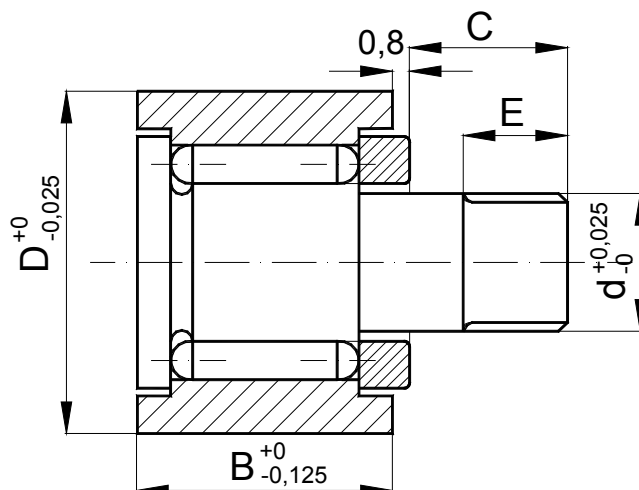


Fig. 5.9 Utilizarea fusului rolei ca parte a unui rulment cu ace

În continuare, se prezintă, în ipoteza unei lubrifieri sărace, verificarea la încălzire, cu relația:

$$(p_{ef} \cdot v)_{max} < (p \cdot v)_a \quad (5.11)$$

unde:

$$p_{ef} = \frac{R_{12}}{d \cdot l} \text{ [N/mm}^2\text{]} - \text{presiunea de contact efectivă;}$$

$$v = \frac{\omega \cdot R \cdot d}{D} \text{ [m/s]} - \text{viteza periferică maximă pe fus;}$$

$$(p \cdot v)_a \text{ [Nm/mm}^2\text{s]}$$

ω [rad/s] - viteza unghiulară a camei;

R [m] - raza vectoare a camei în punctul unde viteza este maximă;

D [mm] - diametrul rolei;

d [mm] - diametrul fusului.

Observație:

Această verificare se poate realiza numai după proiectarea și efectuarea analizelor cinematice și cinetostatice din care să rezulte produsul $(pv)_{max}$.

5.4.4.2 Calculul arcului

Forța din arc trebuie să învingă forțele de inerție și să realizeze o apăsare sigură în vederea menținerii contactului camă – tchet. Forțele de inerție sunt maxime când accelerațiile sunt maxime și negative. Din aceste condiții, se determină coeficientul de rigiditate al arcului, sub forma:

$$k = C_a \frac{C_{amax} m}{(C_h + h_{st} / h) \cdot t^2} \quad (5.12)$$

unde:

$C_a = 1,3 \dots 1,5$ - coeficientul de siguranță a arcului;

C_{amax} - coeficientul accelerației maxime, dependent de legea de mișcare;

$C_h = s/h$ - coeficientul adimensional al deplasării;
 $h_{st} = (0,1 \dots 0,4)h$ - săgeata arcului la montaj;
 h - cursa tchetului, egală cu săgeata maximă a arcului.

Astfel proiectarea arcului se realizează în următoarea succesiune:

- calculul forței de dimensionare, $F = kh$;
- alegerea indicelui arcului i , ținând cont de recomandările $4 \leq i \leq 10$, pentru arcurile înfășurate la cald și $4 \leq i \leq 16$, pentru arcurile înfășurate la rece;
- calculul diametrului sârmei arcului: $d = \sqrt{K8F \frac{i}{\pi} \tau_{at}}$, unde, $K = k + 1.6 \cdot i$, și K reprezintă coeficientul de formă, iar τ_{at} reprezintă tensiunea admisibilă la torsiune a materialului din care este executat arcul;
- se alege diametrul standardizat al sârmei, conform cu STAS 1800-87;
- se calculează diametrul mediu al arcului: $D = id$;
- se calculează diametrul spirei: $D = D_m + d$, respectiv $D_1 = D_m - d$;
- se verifică tensiunea maximă din arc: $\tau_{tmax} = 8KD_m F / \pi d^3 < \tau_{at}$;
- se calculează numărul spirelor active: $n = Gh d^4 / 8D_m^3 F$;
- se calculează numărul total de spire: $n_t = n + n_r$, unde n_r este 1,5 dacă $n \leq 7$ și n_r ia valori între 1,5...3,5, dacă $n > 7$;
- calculul înălțimii de blocare: $H_b = n_t d$;
- calculul pasului spirelor active în stare liberă: $0,2 + D_m / h \leq p \leq 2D_m / 3$;
- calculul înălțimii arcului cu capete închise în stare liberă: $H_0 = pn + (n_r - 0,5)d$;
- calculul unghiului de înclinare al spirei: $\alpha_0 = \arctg \frac{p}{\pi D_m}$;
- calculul lungimii semifabricatului: $l_s = \pi D_m n_t / \cos \alpha_0$;
- calculul frecvenței proprii de oscilație: $\nu = \frac{1}{2\pi} \frac{d}{n D_m^2} \sqrt{\frac{G}{2\rho^*}}$, unde ρ^* este densitatea arcului, iar G modulul de elasticitate transversal.

5.5 Procedee tehnologice de realizare a camelor

Camele plane rotative se prelucrează asemenea modului de generare a profilului real al acestora. Pentru realizarea profilului camei conform coordonatelor profilului real calculat cu o precizie ridicată se utilizează mașini de prelucrat cu comandă numerică NC sau cu comandă numerică asistată de calculator CNC.

Procedeele tehnologice de prelucrare a camelor pot fi:

- prin așchiere (frezare - rectificare) punct cu punct pe mașini unelte cu comandă numerică,
- prin așchiere (frezare - rectificare) prin generare pe mașini unelte cu comandă numerică asistată de calculator,
- prin frezare respectiv rectificare prin copiere,
- prin turnare, turnare sub presiune, injectare,
- prin ștanțare de precizie

5.5.1 Prelucrarea camelor prin așchiere (frezare și rectificare)

Coordonatele profilului camei sunt în general determinate cu un program CAD și convertite ca date numerice de intrare pentru mașina uneltă. Datele numerice de intrare în formă digitală conțin atât informații referitoare la coordonatele profilului camei, cât și informații tehnologice (turația sculei, diametrul sculei, viteza de avans) respectiv informații despre tipul coordonatelor (coordonate carteziane, polare).

5.5.1.1 Prelucrarea camelor prin așchiere punct cu punct

În cazul prelucrării profilului camei prin frezare și rectificare punct cu punct freza respectiv piatra de rectificare generează (rectifică) un număr mare de găuri circulare învecinate tangente la profilul real (fig. 5.10).

Materialul din care se va realiza cama se va fixa pe masa mașinii, se va centra utilizând alezajul camei și alezajul pentru bolțul de poziționare, pentru a defini poziția de referință de la care urmează a fi determinat unghiul curent de rotație ale camei. În timpul prelucrării prin așchiere, axa de rotație a sculei se va poziționa pe profilul teoretic (dacă diametrul sculei este egal cu diametrul rolei tachetului) sau pe un profil echidistant al acestuia (dacă diametrul sculei este diferit de diametrul rolei).

Conform celor de mai sus, datele numerice de intrare la mașinile de prelucrat cu comandă numerică vor trebui să conțină pe lângă informațiile referitoare la coordonatele profilului teoretic și informații referitoare la diametrul sculei și la precizia de divizare a punctelor de prelucrare de pe profilul teoretic (profilul echidistant profilului teoretic) al camei. Precizia de divizare a punctelor de prelucrare determină înălțimea resturilor de prelucrare, care trebuie să fie mai mici decât înălțimea maximă a rugozității realizabilă prin procedeu de prelucrare considerat. Datorită numărului foarte mare de puncte de prelucrare trebuie să se transmită mașinii de prelucrare NC un număr foarte mare de coordonate.

Prin alegerea unui unghi de divizare $\Delta\varphi$ foarte mic se poate aproxima foarte bine profilul real al camei. Precizia de prelucrare este dependentă de rigiditatea mașinii de prelucrat și de precizia de poziționare a axelor de translație și respectiv a masei de poziționare.

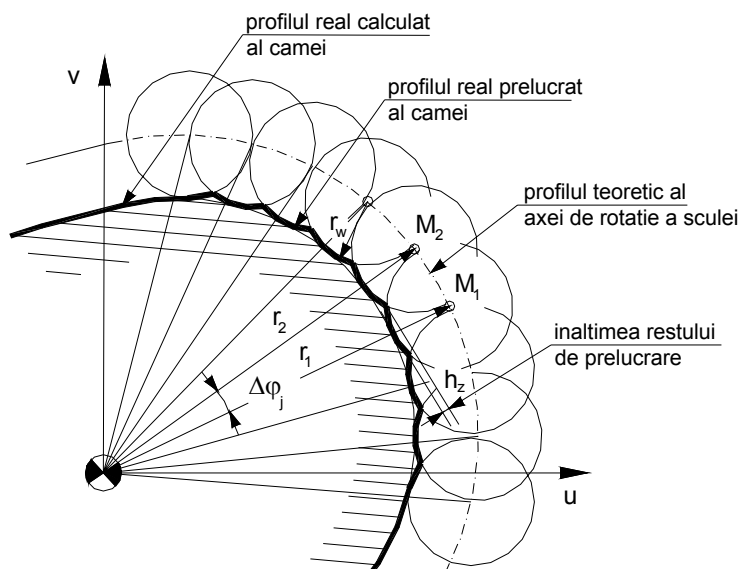


Fig.5.10 Prelucrarea prin așchiere punct cu punct a profilului camei

5.5.1.2 Prelucrarea camelor prin generarea profilului

Mașinile cu comandă numerică asistate de calculator CNC conțin un calculator intern, care permite prelucrarea profilului camei cu un număr redus de coordonate ale profilului teoretic al camei. Calculatorul mașinii de prelucrat CNC va interpola traiectoria sculei între două coordonate ale profilului teoretic al camei. Obișnuit, interpolarea între coordonate se realizează cu drepte, cercuri sau curbe spline.

Profilul camei prelucrat rezultat prin interpolare trebuie să nu modifice semnificativ variația vitezelor și a accelerațiilor impuse tachelului prin profilul camei.

Acest procedeu necesită un număr relativ redus de informații ca date de intrare. Profilele echidistante profilului real sau teoretic sunt calculate automat de calculatorul mașinii de prelucrare în funcție de diametrul sculei și abaterile acesteia. Abaterile de la traiectoria impusă sunt în general mai mici decât $10\mu\text{m}$ și rugozitatea

după rectificare este în jurul valorii $R_z \approx 1\mu\text{m}$. Precizia de prelucrare ridicată implică însă costuri foarte ridicate.

5.5.1.3 Frezarea și rectificarea camelor prin copiere

La mașinile de frezat și rectificat prin copiere șablonul și materialul camei sunt fixate pe un arbore al unei sănii și vor fi rotite sincron. Un palpator palpează profilul șablonului pentru fiecare unghi de rotație și aduce printr-un servosistem sania cu materialul camei în dreptul frezei.

Este necesar ca diametrul palpatorului (d_p) și cel al frezei (d_s) să fie identice, adică $d_p = d_s$. Precizia de reproducere la mașinile de frezat prin copiere sunt mai mici decât $\pm 0.02\text{ mm}$ respectiv la mașinile de rectificat prin copiere mai mici decât $\pm 0.01\text{ mm}$. Prin utilizarea de șabloane de mare precizie pot fi atinse rugozități de $R_z \approx 7\mu\text{m}$ (frezare de precizie) respectiv $R_z \approx 1\mu\text{m}$ (rectificare).

5.5.2 Prelucrarea camelor prin turnare

În cazul unor cerințe reduse referitoare la suprafața și precizia de execuție a camei, acestea pot fi realizate din metal turnat în forme și mai apoi rectificate.

Turnarea de precizie în coji cu modele ușor fuzibile permite realizarea de came cu geometrie complicată din materiale rezistente la temperaturi ridicate, greu așchiabile și rezistente la uzură. Precizia corespunde claselor de precizie IT8 până la IT1. Rugozitatea suprafeței este $R_z \approx 10...30\mu\text{m}$.

Turnarea sub presiune este recomandată pentru came realizate din aluminiu, zinc și aliaje cu magneziu.

Camele care se utilizează în produsele de larg consum se realizează din materiale plastice prin procedee de injectare sub presiune. Precizia suprafeței este dependentă de proprietățile materialului plastic utilizat.

5.5.3 Prelucrarea camelor prin ștanțare de precizie

În domeniul mecanicii fine se utilizează procedeul de ștanțare de precizie a camelor. Acest procedeu se pretează în cazul produselor de serie mare, având costuri unitare reduse. Precizia de realizare a conturului este mai mică de $\pm 30...50\mu\text{m}$.

5.6 Analiza preciziei și calculul factorilor de influență ai parametrilor geometrici ai unui mecanism

După cum este cunoscut în literatura de specialitate indicii de performanță ai unui sistem mecanic automat sunt influențați în mare măsură de parametrii dinamici și de precizie ai mecanismelor ce îl compun. S-a ales pentru exemplificare cât și pentru a reliefa aspectul aplicativ al problemei cazul unui sistem automat de montaj utilizat pentru inserarea unor pini conectori în mufe conectoare, mufe care fac legătura între computerul de bord al unui autoturism cu un periferic. (vezi capitolul 6).

Această influență se manifestă în mod direct prin afectarea deplasării elementelor de lucru din mecanismele executoare dar și indirect prin introducerea sau amplificarea erorilor de reglaj.

Tot în literatura de specialitate sunt definiți o serie de parametri de precizie ai mecanismelor. În cazul de față, ne-am oprit la câțiva dintre aceștia, pe care i-am considerat a fi cei mai potriviți în studiul întreprins:

- eroarea de poziție (deplasare) a mecanismului, definită ca, diferența între poziția (deplasarea) elementelor conduse din mecanismul real (afectat de abateri de prelucrare) și cel ideal la aceeași poziție (deplasare) a elementelor conducătoare, în ambele mecanisme;

Este evident că eroarea de poziție sau deplasare este provocată (cauzată) în principal de o serie de abateri dimensionale, de forma sau de poziție relativă, care caracterizează construcția cuplelor cinematice din structura mecanismului. Aceste abateri sunt numite în literatura de specialitate erori inițiale (elementare, primare, de intrare etc.) fiind definite ca abateri de dispunere pe elementul cinematic, a suprafețelor cuplelor cinematice de la poziția ideală și abateri de la forma geometrică prescrisă a acestor suprafețe [D6].

Analiza preciziei presupune și definirea noțiunilor de mecanism ideal și mecanism real. În cazul mecanismului ideal, parametrii constructivi au valori strict egale cu cele proiectate, numite valori nominale. În cazul mecanismului real, valorile acestor parametri sunt afectate de abateri (erori) în raport cu valorile nominale, numite abateri elementare. Aceste abateri sunt o consecință a proceselor de prelucrare, montare și reglare.

Precizia de funcționare a mecanismului ideal este absolută, pe când parametrii mișcării la mecanismul real (deplasări, viteze, accelerații) sunt afectați de abateri funcționale.

Scopul analizei preciziei este de a determina abaterile funcționale în funcție de abaterile elementare considerate cunoscute. Trebuie menționat că analiza preciziei este justificată numai în situațiile în care abaterile funcționale influențează decisiv calitatea proceselor deservite de mecanism [D6].

Pot fi menționate, în acest sens, mecanismele echipamentelor de mecanică fină și mecatronică, mecanismele din industria militară, mecanismele de dozare din industria farmaceutică și alimentară, sistemele automate de montaj, etc.

Abaterile de deplasare sunt cele mai importante pentru aprecierea preciziei de funcționare a unui element de execuție. (cazul în speță – gripper-ul sistemului automat de montaj, vezi capitolul 6).

Abaterile elementare sunt erorile de poziție ale suprafețelor active care aparțin unui element, dar fac parte din cuple cinematice diferite.

Astfel, un element k , având două cuple de rotație, are două suprafețe active de formă cilindrică, exterioare sau interioare (vezi figura 5.11a)

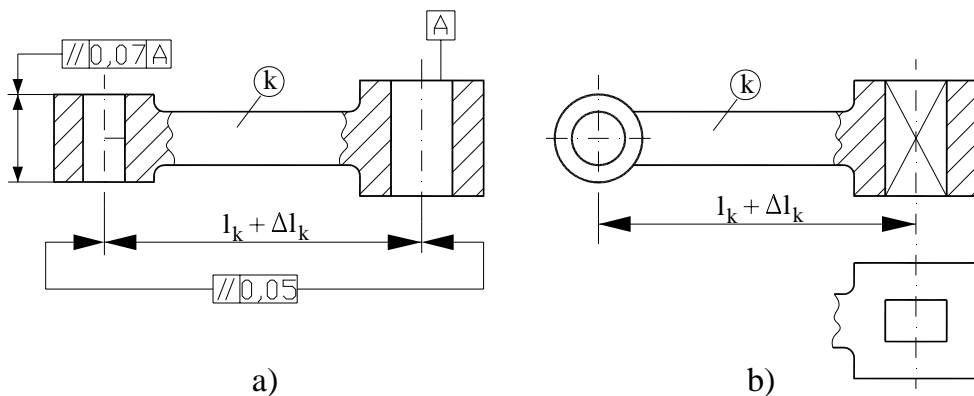


Fig. 5.11 Abaterile elementare ale unui element

Distanța dintre axele geometrice ale acestor suprafețe l_k este afectată de abaterea elementară Δl_k . În acest caz pot interveni și alte abateri, cum ar fi abaterea unghiulară de la paralelismul axelor sau eroarea de la paralelismul suprafețelor plane frontale. Acestea se neglijează dacă nu influențează consistent abaterile funcționale.

Dacă elementul are o cuplă de rotație și una de translație (vezi figura 5.11.b), parametrul care pune în evidență poziția relativă dintre suprafețele active este lungimea l_k dintre axele suprafeței cilindrice, care intervine în cupla de rotație, și a suprafeței prismatice, care ține de cupla de translație. Cele două axe trebuie să fie, teoretic perpendiculare, dar eroarea de la perpendicularitate, de obicei, se neglijează.

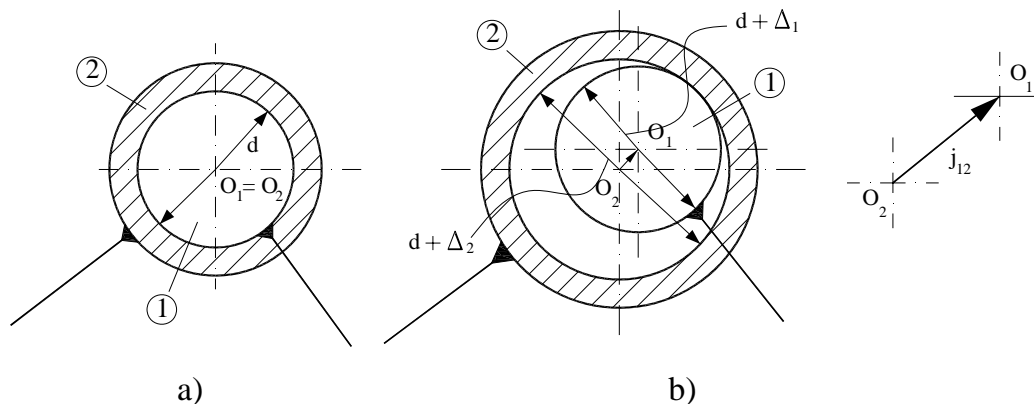


Fig. 5.12 Abaterile elementare în cupla cinematică de rotație

În mecanismul ideal cuplele cinematice au suprafețele active congruente, astfel încât contactul se realizează după o zonă din aceste suprafețe.

De exemplu, în cazul cuplei de rotație (vezi figura 5.12.a), raza fusului este egală cu raza lagărului, iar centrele lor coincid. În mecanismul real, diametrele celor două suprafețe sunt afectate de abateri, iar între ele se creează un spațiu care permite deplasări relative în raport cu poziția ideală - numite jocuri. Această situație este ilustrată în figura 5.12.b, pentru cupla de rotație.

Jocul \bar{j}_{12} este o mărime vectorială, caracterizată prin modul, direcție și sens. În timp ce modulul $j_{12} = \frac{1}{2}(\Delta_2 - \Delta_1)$ (Δ_2, Δ_1 abaterile celor două diametre) este constant, direcția și sensul jocului sunt variabile în timpul funcționării.

O situație similară se poate constata în cazul cuplei de translație (vezi figura 5.13), unde poate să intervină o deplasare de translație (figura 5.13b) sau una de rototranslație (figura 5.13c) care dă naștere unui joc unghiular. Existența jocurilor influențează, desigur, precizia de funcționare. Ele pot fi interpretate ca niște abateri elementare [D6].

Dificultatea problemei constă în determinarea orientării jocului în fiecare cuplă. Există, în acest sens, două teorii care se sprijină pe anumite ipoteze legate de funcționarea mecanismului. Dacă regimul de lucru permite o apreciere bună a distribuției de forțe și aceasta are un caracter pronunțat periodic, atunci orientarea jocurilor este dependentă de orientarea reacțiunilor din cuplele cinematice.

Se înțelege că, în acest caz, analiza preciziei trebuie asociată cu analiza cinetostatică. Dacă regimul de funcționare este aleator, orientarea jocurilor are același caracter și se impune o tratare probabilistică.

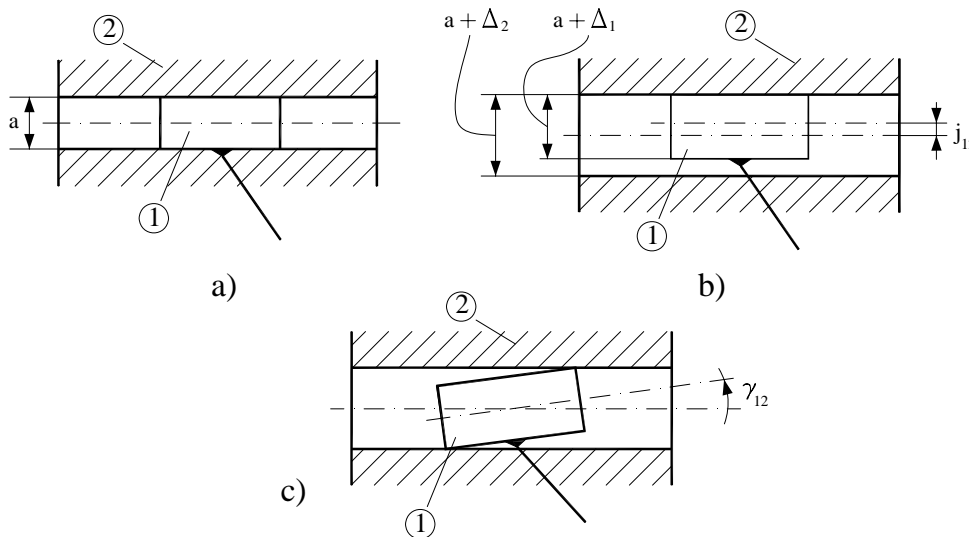


Fig. 5.13 Abaterile elementare în cupla cinematică de translație

5.6.1 Metode pentru analiza preciziei

Analiza preciziei cunoaște două metode: metoda deterministă și metoda probabilistică sau stohastică.

Metoda deterministă se aplică unui mecanism singular, cu abateri elementare cunoscute, iar rezultatul operației îl constituie valorile abaterilor funcționale. Abaterea de poziție $\Delta\varphi$ a parametrului φ , este dată de relația:

$$\Delta\varphi = \varphi(q_k + \Delta q_k) - \varphi(q_k) \tag{5.13}$$

în care Δq_k este abaterea elementară a parametrului constructiv q_k .

Printr-o dezvoltare în serie Taylor a funcției $\varphi(\varphi_k + \Delta\varphi_k)$ din care se rețin termenii de ordinul I, se ajunge la o relație mai comodă:

$$\Delta\varphi = \sum \frac{\partial\varphi}{\partial q_k} \Delta q_k \quad (5.14)$$

Deoarece expresia obținută este liniară în raport cu abaterile elementare, aplicarea ei în calculul preciziei poartă numele de metoda liniară. Derivatele parțiale $\frac{\partial\varphi}{\partial q_k}$ se numesc funcții de transmitere / de propagare ale abaterilor. Funcțiile de transmitere se pot calcula analitic sau prin derivare numerică.

Avantajul metodei liniare constă în faptul că, după ce se calculează funcțiile de transmitere ale abaterilor, abaterea funcțională $\Delta\varphi$ se determină cu ușurință pentru orice set de abateri elementare Δq_k .

Trebuie de menționat că problema preciziei, ca și problemele de analiză cinematică și de analiză cinetostatică, prezintă singularități în pozițiile critice ale mecanismului.

În cadrul **metodei stohastice** datele de intrare, pentru fiecare abatere elementară, sunt câmpul de toleranță și legea de distribuție în funcție de procesul tehnologic de fabricație. Rezultatul aplicării acestei metode se concretizează printr-o lege de distribuție a abaterii funcționale.

Metoda stohastică simulează un proces real de fabricație în serie și oferă date foarte importante pentru proiectarea acestuia în raport cu precizia funcțională dorită. Pentru abaterile elementare ale parametrilor cu dimensiune de lungime se recomandă folosirea unei legi de distribuții normale (Gauss), exprimată prin ecuația:

$$f(x) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2}} \quad (5.15)$$

iar pentru jocuri, se recomandă o lege de distribuție exponențială:

$$f(x) = \begin{cases} \lambda \cdot e^{-\lambda x}, & x > 0 \\ 0, & x < 0 \end{cases} \quad (5.16)$$

în care λ este un parametru determinat experimental.

În cadrul metodei stohastice se aplică, în mod repetat, metoda liniară. Prin urmare, înainte de analiza preciziei, trebuie efectuată analiza cinematică.

Parametrii de intrare pentru o problemă de analiza preciziei sunt:

1. Parametrii constructivi și parametrii de poziție;
2. Abaterile elementare.

Pe de altă parte, dezvoltarea generală a tehnicii de calcul electronic din ultimii ani furnizează elaborarea de metodologii și algoritmi ce permit modelarea și rezolvarea stohastică a problemelor de precizie. Aceste metodologii sunt aplicabile și pertinente în toate situațiile cerute de practică.

În privința metodelor de calcul a erorilor de poziție ale elementelor conduse din mecanisme, literatura de specialitate recomandă mai multe posibile abordări.

Astfel, calculul se poate face pentru un mecanism singular sau pentru o grupă de mecanisme identice, caz în care este necesară o abordare statistico-matematică a problemei.

De asemenea, s-a mai amintit că studiul preciziei mecanismelor se face în corelație cu natura forțelor cu care acesta este încărcat, apărând în această situație

două cazuri distincte; forțele au un caracter stabil, perfect determinat sau forțele ce încarcă mecanismul au un caracter aleator imposibil de anticipat, atât în privința mărimii lor cât și a direcției suport.

În cazul sistemelor automate de montaj ne aflăm întotdeauna în prima situație, acestea făcând parte din categoria mașinilor cu grad ridicat de specializare.

Calculul erorii de poziție în mecanism se poate face aplicând relațiile specifice pentru mecanismul complex privit în ansamblu sau lucrând separat pentru fiecare din mecanismele elementare și apoi asamblând rezultatele, metodă pe care am adoptat-o în cadrul acestei lucrări.

5.6.2 Factorii de influență ai parametrilor geometrici

Calculul factorilor de influență ai parametrilor geometrici asupra funcției de transmitere are o importanță practică deosebită [D5]. Cu ajutorul acestora se pot determina jocurile din articulații, frecările, modificările de temperatură, precizia de realizare (toleranța) și deformările / alungirile elastice asupra parametrilor de lucru. Aceste cercetări contribuie la determinarea optimă a toleranțelor dimensionale pentru diametrele bolțurilor și lagărelor la cuplele de rotație, a alungirii maxime admisibile a elementelor și a erorilor dimensionale admisibile pentru realizarea camelor. În cele ce urmează se prezintă factorii de influență ai parametrilor geometrici ai mecanismelor cu bare patrulatere (vezi figura 5.14).

În general funcția de transmitere pentru un mecanism patrulater articulată este [P4]:

$$\psi = \psi(\varphi, l_1, l_2, l_3, l_4). \quad (5.17)$$

Dacă fiecare dintre acești parametri geometrici se abat de la valorile nominale, funcția de transmitere se va putea scrie sub următoarea formă:

$$\psi + \Delta\psi = \psi(\varphi, l_1 + \Delta l_1, l_2 + \Delta l_2, l_3 + \Delta l_3, l_4 + \Delta l_4), \quad (5.18)$$

respectiv după dezvoltarea în serie Taylor și separare după termenii de ordinul întâi va fi:

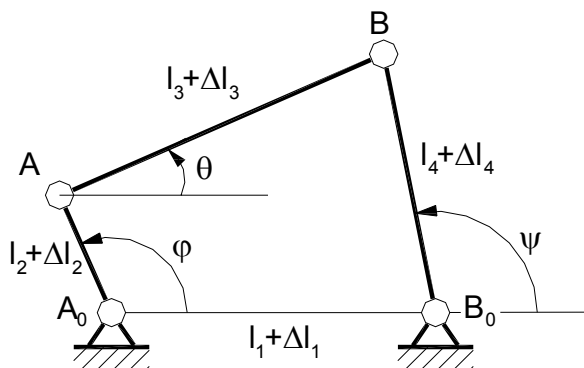


Fig. 5.14 Calculul factorilor de influență pentru mecanismul patrulater

$$\psi + \Delta\psi = \psi(\varphi, l_1, l_2, l_3, l_4) + \frac{\partial\psi(\varphi)}{\partial l_1} \Delta l_1 + \frac{\partial\psi(\varphi)}{\partial l_2} \Delta l_2 + \frac{\partial\psi(\varphi)}{\partial l_3} \Delta l_3 + \frac{\partial\psi(\varphi)}{\partial l_4} \Delta l_4. \quad (5.19)$$

În măsura în care funcția de transfer este matematic formulată, se pot determina direct derivate parțiale ale în raport cu fiecare parametru geometric și se vor stabili așa numiții „coeficienți de pondere” sau factorii de influență ai mecanismului. Acești coeficienți indică măsura în care abaterea individuale influențează abaterea funcției de transmitere sau de poziție de la funcția de generat impusă.

Pentru a determina funcția de transmitere pentru elementul l_4 se elimină unghiul θ și se obține (conform [P4]):

$$0 = A(\varphi) \cdot \cos\psi(\varphi) + B(\varphi) \cdot \sin\psi(\varphi) + C(\varphi) \quad (5.20)$$

Coeficienții funcției (5.20), care sunt dependenți de parametrul pozițional al elementului motor, sunt:

$$A(\varphi) = 2l_4(l_1 - l_2 \cos\varphi),$$

$$B(\varphi) = -2l_2l_4 \sin\varphi,$$

$$C(\varphi) = l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 - 2l_1l_2 \cos\varphi.$$

Înlocuind în ecuația (5.20) : $\cos\psi = \frac{1-t^2}{1+t^2}$; și $\sin\psi = \frac{2t}{1+t^2}$ cu $t = \operatorname{tg} \frac{\psi}{2}$ și rezolvând-o, se obține funcția de poziție pentru elementul l_4 :

$$\psi(\varphi) = 2 \operatorname{arctg} \frac{-B(\varphi) \pm \sqrt{B^2(\varphi) + A^2(\varphi) - C^2(\varphi)}}{C(\varphi) - A(\varphi)} \quad (5.21)$$

Factorii de influență cinematică a parametrului geometric q_i ai mecanismului patrulater sunt :

$$\frac{\partial\psi(\varphi, q_i)}{\partial q_i} = \frac{\frac{\partial A(\varphi, q_i)}{\partial q_i} \cdot \cos\psi(\varphi, q_i) + \frac{\partial B(\varphi, q_i)}{\partial q_i} \cdot \sin\psi(\varphi, q_i) + \frac{\partial C(\varphi, q_i)}{\partial q_i}}{A(\varphi, q_i) \cdot \sin\psi(\varphi, q_i) - B(\varphi, q_i) \cdot \cos\psi(\varphi, q_i)}, \quad (5.22)$$

cu:

$$\begin{aligned} \frac{\partial A(\varphi, q_i)}{\partial q_i} &= \frac{\partial}{\partial q_i} [2l_4(l_1 - l_2 \cos\varphi)], & \frac{\partial B(\varphi, q_i)}{\partial q_i} &= \frac{\partial}{\partial q_i} [-2l_2l_4 \sin\varphi], \\ \frac{\partial C(\varphi, q_i)}{\partial q_i} &= \frac{\partial}{\partial q_i} [l_1^2 + l_2^2 - l_3^2 + l_4^2 - 2l_1l_2 \cos\varphi], & q_i &\in \{l_1, l_2, l_3, l_4\}. \end{aligned} \quad (5.23)$$

Derivatele parțiale ale factorilor de influență ai parametrilor geometrici sunt:

1. pentru elementul fix $q_i \rightarrow l_1$

$$\frac{\partial A(\varphi)}{\partial l_1} = 2 \cdot l_4, \quad \frac{\partial B(\varphi)}{\partial l_1} = 0, \quad \frac{\partial C(\varphi)}{\partial l_1} = 2[l_1 - l_2 \cos\varphi]. \quad (5.24)$$

2. pentru element motor (conducător) $q_i \rightarrow l_2$

$$\frac{\partial A(\varphi)}{\partial l_2} = -2 \cdot l_4 \cos \varphi, \quad \frac{\partial B(\varphi)}{\partial l_2} = -2 \cdot l_4 \sin \varphi, \quad \frac{\partial C(\varphi)}{\partial l_2} = 2[l_2 - l_1 \cos \varphi]. \quad (5.25)$$

3. pentru elementul intermediar (biela) $q_i \rightarrow l_3$

$$\frac{\partial A(\varphi)}{\partial l_3} = 0, \quad \frac{\partial B(\varphi)}{\partial l_3} = 0, \quad \frac{\partial C(\varphi)}{\partial l_3} = -2 \cdot l_3. \quad (5.26)$$

4. pentru element condus $q_i \rightarrow l_4$

$$\frac{\partial A(\varphi)}{\partial l_4} = 2(l_1 - l_2 \cos \varphi), \quad \frac{\partial B(\varphi)}{\partial l_4} = -2 \cdot l_2 \sin \varphi, \quad \frac{\partial C(\varphi)}{\partial l_4} = 2 \cdot l_4. \quad (5.27)$$

Expresia influenței toleranțelor asupra funcției de transmitere este:

$$\Delta \psi(\varphi) = \sum_{j=1}^4 \frac{\partial \psi}{\partial j_j} \Delta l_j(\varphi) \quad (5.28)$$

În figurile 5.15a până la 5.15d sunt prezentați factorii de influență în domeniul $\varphi \in [0, 2\pi]$ al parametrului pozițional al elementului motor. Indicațiile numerice pentru lungimile elementelor sunt prezentate în tabelul 5.4.

Tabelul 5.4

Nr.	Parametru geometric		Toleranțe de construcție (v. relația 5.19)
1	Lungime element fix l_1	100 mm	$\Delta l_1 = 0.3$ mm
2	Lungime element motor (conducător) l_2	30 mm	$\Delta l_2 = 0.2$ mm
3	Lungime element intermediar (biela) l_3	120 mm	$\Delta l_3 = 0.5$ mm
4	Lungime element condus l_4	70 mm	$\Delta l_4 = 0.3$ mm

Din studiul acestor coeficienți de pondere ai abaterilor asupra funcției de transmitere se observă că ponderea cea mai mare o are parametrul pozițional al elementului motor l_2 .

Astfel jocurile din cupla motoare trebuie să fie cât mai reduse și trebuie respectată cu strictețe poziția inițială a elementului motor.

Coeficienți de pondere ai abaterilor asupra elementului de cuplare (bielei) l_3 (vezi figura 5.15c) par relativ constanți în comparație cu precizia funcției de transfer în domeniul $\varphi \in [\pi/2, 3\pi/2]$.

Lungimea elementului fix trebuie realizată cu un câmp de toleranțe mai restrâns, pentru că, coeficientul de pondere al acestuia are o mai mare influență asupra erorii totale a funcției de transmitere (vezi figura 5.15a).

În subcapitolul 5.7.2 vor fi studiate efectele erorilor elementare, de poziționare și factorii de influență ai parametrilor geometrici reținuți pentru studiul asupra poziției și deplasării elementelor de lucru ale mecanismelor executoare din structura sistemului automat de montaj. Metodologia de calcul va fi aplicată mecanismului particular din componența acestui sistem, un sistem format din mecanisme cu camă și bare.

În figura 5.15 sau făcut următoarele notații:

$$\psi_{11} = \frac{\partial \psi}{\partial l_1}, \quad \psi_{12} = \frac{\partial \psi}{\partial l_2}, \quad \psi_{13} = \frac{\partial \psi}{\partial l_3}, \quad \psi_{14} = \frac{\partial \psi}{\partial l_4}$$

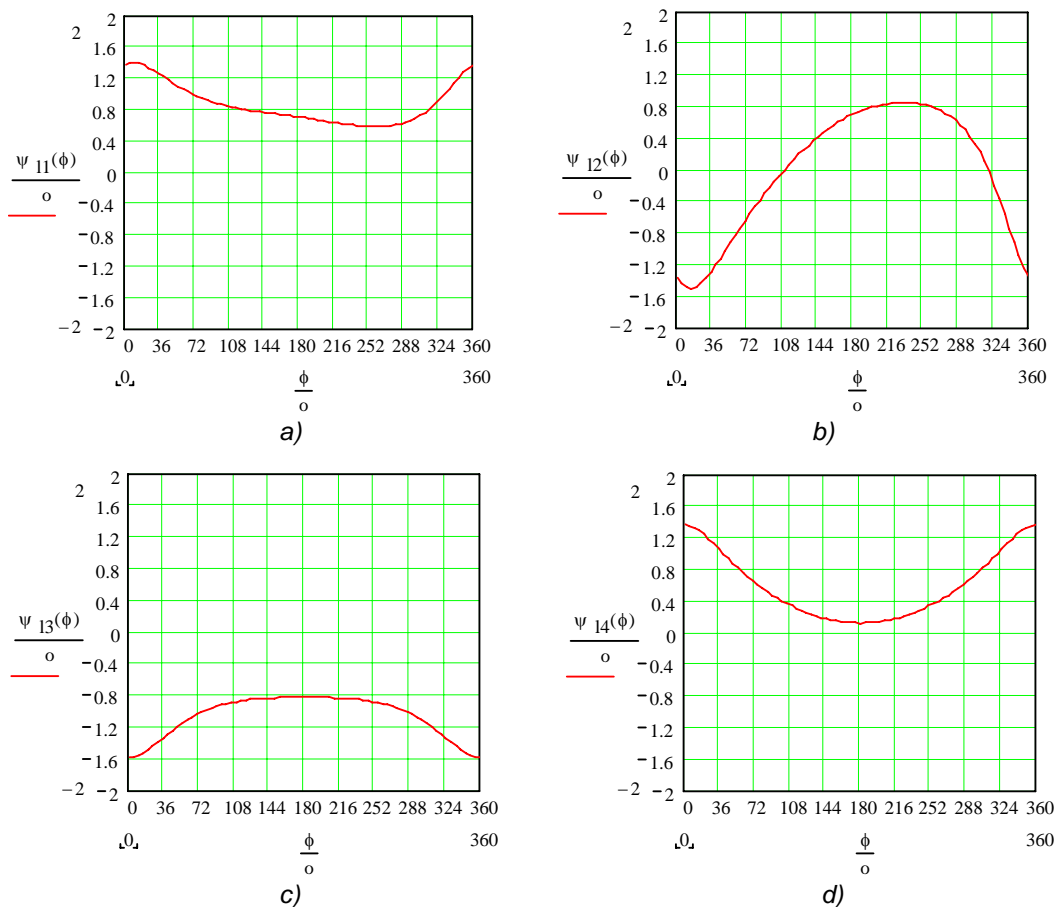


Fig. 5.15 Influența parametrilor cinematici $\partial\psi / \partial l_j, j = 1..4$

- a) pt. elementului fix [$^{\circ} / mm$]
- b) pt. lungimea elementului motor [$^{\circ} / mm$]
- c) pt. elementul intermediar (biela) [$^{\circ} / mm$]
- d) pt. elementul condus [$^{\circ} / mm$]

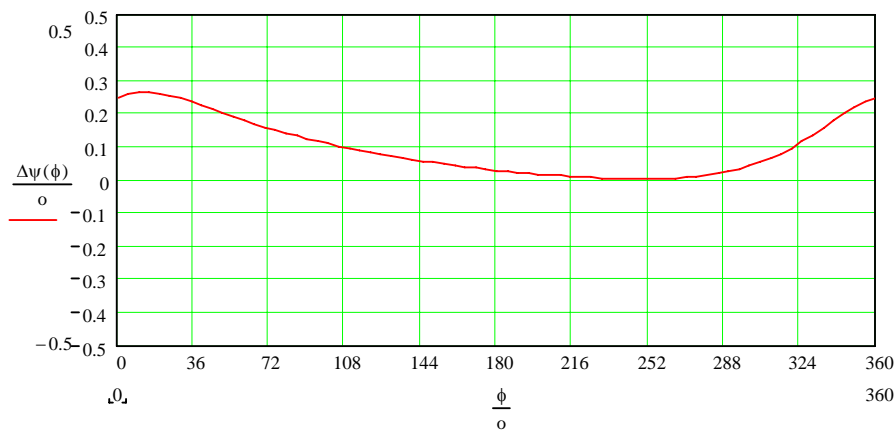


Fig. 5.16 Influența toleranțelor asupra funcției de transmitere [$^{\circ} / mm$]

5.7 Studiu de caz

5.7.1 Analiza cinetostatică a mecanismului investigat

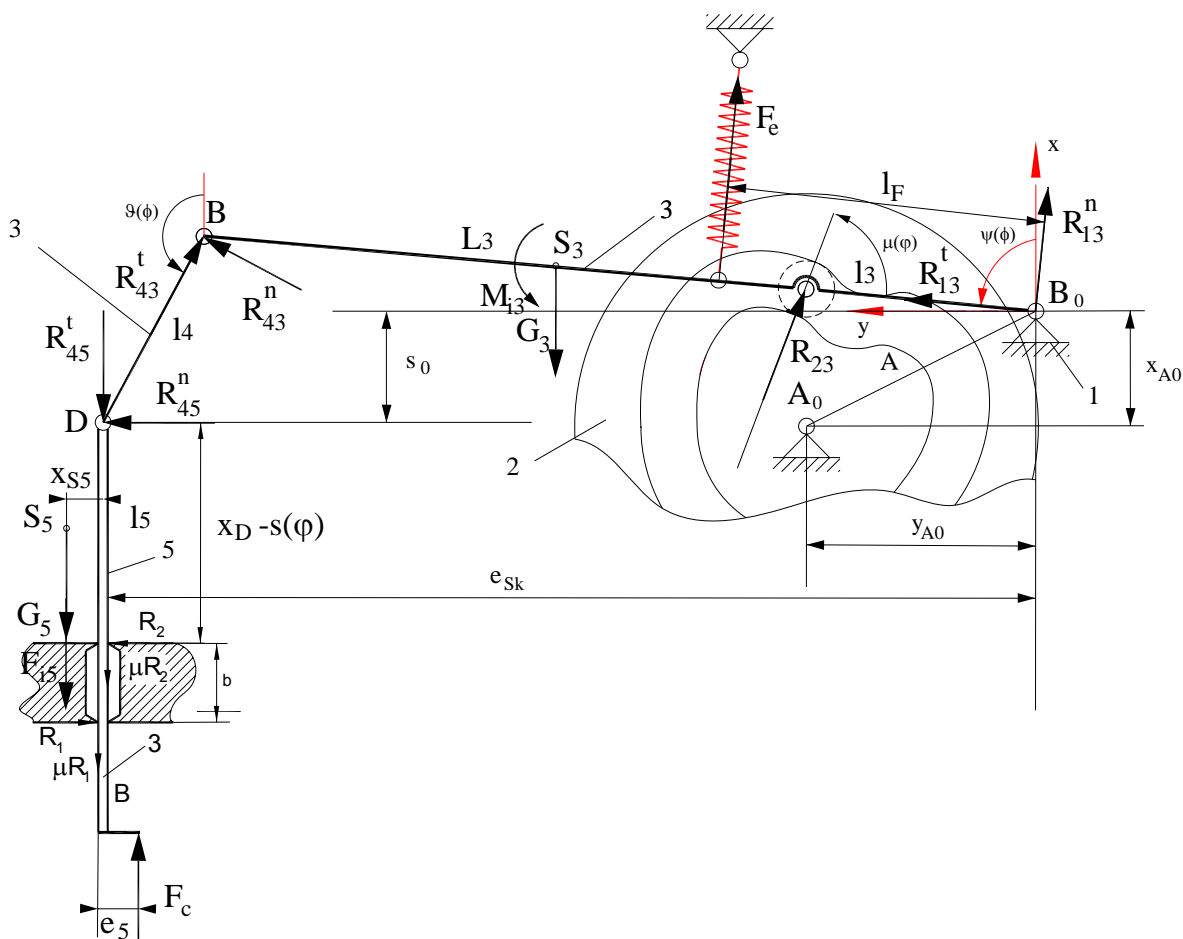


Fig. 5.17 Schema cinematică a mecanismului de inserare a pinilor

În cazul mecanismului investigat, toate valorile cu care se lucrează au fost determinate experimental, prin măsurare directă a componentelor sistemului automat de montaj.

- Lungimea tachelului: $L_3 = 0.260m$;
- Masa tachelului: $m_3 = 0.910kg$;
- Cursa tachelului: $s_H = 0.042m$;
- Unghiul de start: $\alpha_{sk} = 4.65^\circ$;
- Lungimea parghiei: $l_3 = 0.065m$;
- Coordonatele centrului camei: $x_{A_0} = -0.034$;
 $y_{A_0} = 0.065$;
- Lungimea bieiei: $l_4 = 0.122m$;

Masa bielei: $m_4 = 0.090\text{kg}$;

Raza rolei: $r_R = 0.008\text{m}$;

Poziția inițială: $s_0 = -0.101$;

Excentricitatea: $e_{sk} = 0.259\text{m}$;

Lungimea elementului pe care e montat gripper-ul: $l_5 = 0.193\text{m}$;

Masa elementului pe care e montat gripper-ul $m_5 = 0.780\text{kg}$;

Este cunoscută și poziția centrelor de greutate a elementelor mecanismului înseriat. Poziția centrelor de greutate e generată automat de mediul de proiectare în care au fost modelate elementele mecanismului.

Ecuația de contur a mecanismului înseriat investigat în numere complexe este:

$$L_3 \cdot e^{i\psi(\varphi)} + l_4 \cdot e^{i\vartheta(\varphi)} = (s_0 - s(\varphi)) + i \cdot e_{sk} \quad (5.29)$$

Analog metodologiei de calcul prezentată în capitolul 4, se obține ecuația de transmitere pentru elementul conducător:

$$-2L_3(s_0 - s(\varphi)) \cos \psi(\varphi) - 2L_3 \cdot e_{sk} \sin \psi(\varphi) + (s_0 - s(\varphi))^2 + e_{sk}^2 + L_3^2 - l_4^2 = 0 \quad (5.30)$$

și va rezulta funcția de transmitere $\psi(\varphi)$ a mecanismului înseriat:

$$\psi(\varphi) = 2 \cdot \arctg \left(\frac{B(\varphi) + \sqrt{A(\varphi)^2 + B(\varphi)^2 - C(\varphi)^2}}{A(\varphi) - C(\varphi)} \right) \quad (5.31)$$

pentru care coeficienții A, B și C au următoarele valori care reies din ecuația (5.30):

$$A(\varphi) = -2 \cdot L_3 (s_0 - s(\varphi))$$

$$B(\varphi) = -2 \cdot L_3 \cdot e_{sk}$$

$$C(\varphi) = (s_0 - s(\varphi))^2 + e_{sk}^2 + L_3^2 - l_4^2$$

Ecuația de transmitere $\vartheta(\varphi)$ pentru elementu condus este:

$$-2l_4(s_0 - s(\varphi)) \cos \vartheta(\varphi) - 2l_4 \cdot e_{sk} \sin \vartheta(\varphi) + (s_0 - s(\varphi))^2 + e_{sk}^2 - L_3^2 + l_4^2 = 0 \quad (5.32)$$

analog, va rezulta și funcția de transmitere:

$$\vartheta(\varphi) = 2 \cdot \arctg \left(\frac{E(\varphi) - \sqrt{D(\varphi)^2 + E(\varphi)^2 - F(\varphi)^2}}{D(\varphi) - F(\varphi)} \right) \quad (5.33)$$

în care coeficienții D, E, și F au următoarele valori care reies din ecuația (5.32):

$$D(\varphi) = -2 \cdot l_4 (s_0 - s(\varphi))$$

$$E(\varphi) = -2 \cdot l_4 \cdot e_{sk}$$

$$F(\varphi) = (s_0 - s(\varphi))^2 + e_{sk}^2 - L_3^2 + L_4^2$$

5.7.1.1 Calculul forțelor și reacțiunilor din cuple. Grupa cinematică TRR

Forța F_c necesară gripper-ului pentru ca pinul conector să străpungă carcasa, a fost determinată experimental prin măsurare directă. Valoarea ei este de 40 N, însă ca funcție de poziția camei φ , $F_c(\varphi)$ are următoarea expresie corespunzătoare fazelor de mișcare :

$$F_c(\varphi) = \begin{cases} 40, & \text{daca } \varphi_1 \leq \varphi \leq \varphi_2 \\ 0, & \text{pe restul fazelor de mișcare} \end{cases} \quad (5.34)$$

unde:

φ_1 este faza de mișcare corespunzătoare staționării inferioare;

φ_2 este faza de mișcare corespunzătoare cursei active (urcării);

φ_3 este faza de mișcare corespunzătoare capătului de cursă active (staționare superioară);

φ_4 este faza de mișcare corespunzătoare cursei de revenire (pasivă);

φ_5 este faza de mișcare corespunzătoare staționării inferioare (pregătirii unei noi acțiuni).

În urma analizei cinetostatice, au rezultat expresiile pentru reacțiunea normală R_{34}^n , respectiv reacțiunea tangențială R_{34}^t (vezi figura 5.18) :

$$R_{34}^n = \frac{-l_{s4}}{l_4} (G_4 + F_{i4x}) \sin \vartheta + \frac{1}{l_4} \cdot M_{i4} - \frac{l_{s4}}{l_4} \cdot F_{i4y} \cos \vartheta \quad (5.35)$$

$$R_{34}^t = \frac{1}{\cos \vartheta} \cdot (R_{34}^n \sin \vartheta + G_4 + G_5 - F_c + F_{i5} + F_{i4x}) \quad (5.36)$$

Astfel reacțiunea totală în cupla B va fi:

$$R_{34} = \sqrt{(R_{34}^t)^2 + (R_{34}^n)^2} \quad (5.37)$$

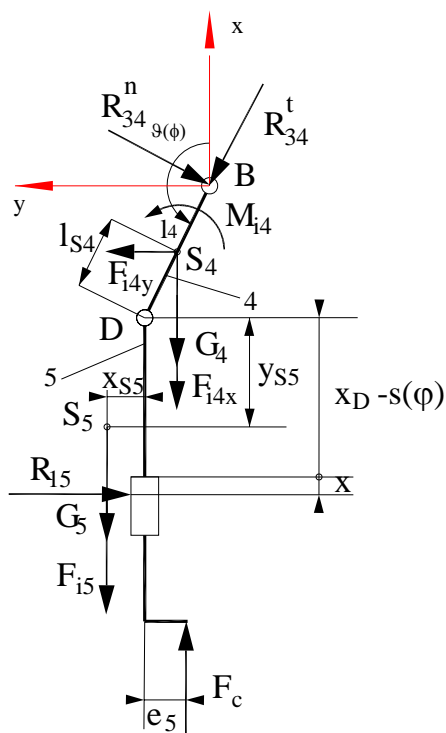


Fig. 5.18 Calculul reacțiunilor în cupla de legătură la tchet B

Variațiile componentelor reacțiunii din cupla de legătură sunt prezentate în figura 5.19 și 5.20, iar variația reacțiunii totale în figura 5.21. Diagramele au fost obținute cu softul MathCad 12.

Observație:

- **Unitatea de măsură a reacțiunilor reprezentate în grafice este [N];**
- **Unitatea de măsură a momentelor reprezentate în grafice este [Nm];**

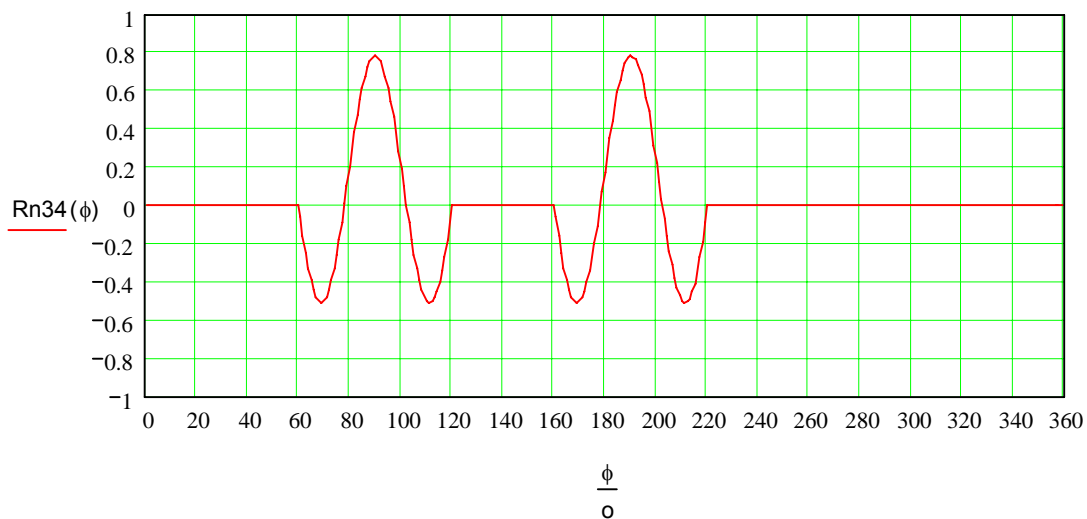


Fig. 5.19 Variația componentei reacțiunii R_{34}^n [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

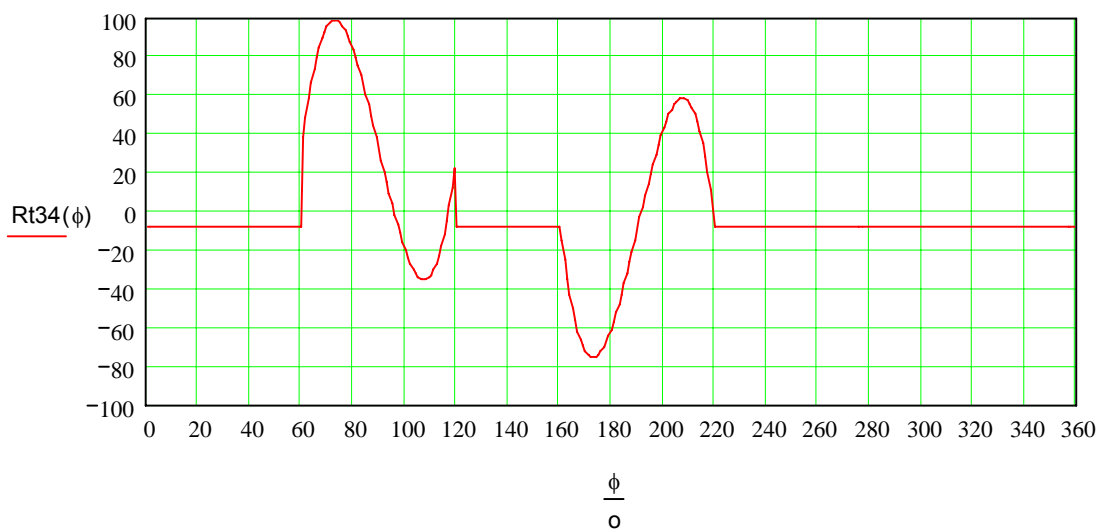


Fig. 5.20 Variația componentei reacțiunii R_{34}^t [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

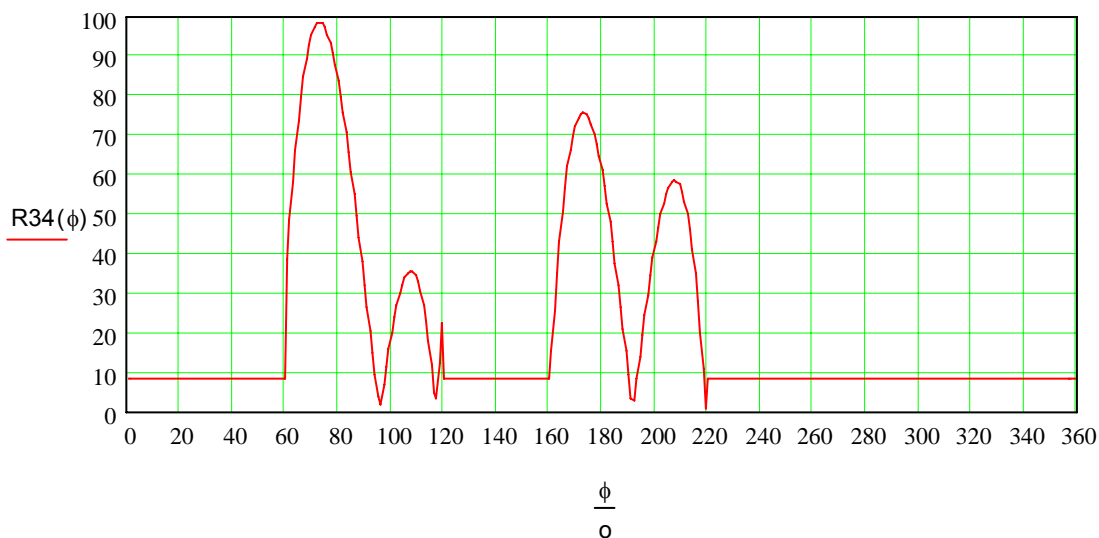


Fig. 5.21 Variația reacțiunii totale R_{34} [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

Expresia reacțiunii în cupla de translație are următoarea formă:

$$R_{15} = R'_{34} \sin \vartheta + R''_{34} \cos \vartheta + F_{i4,y} \tag{5.38}$$

Variația reacțiunii în această cuplă este prezentată în figura 5.22.

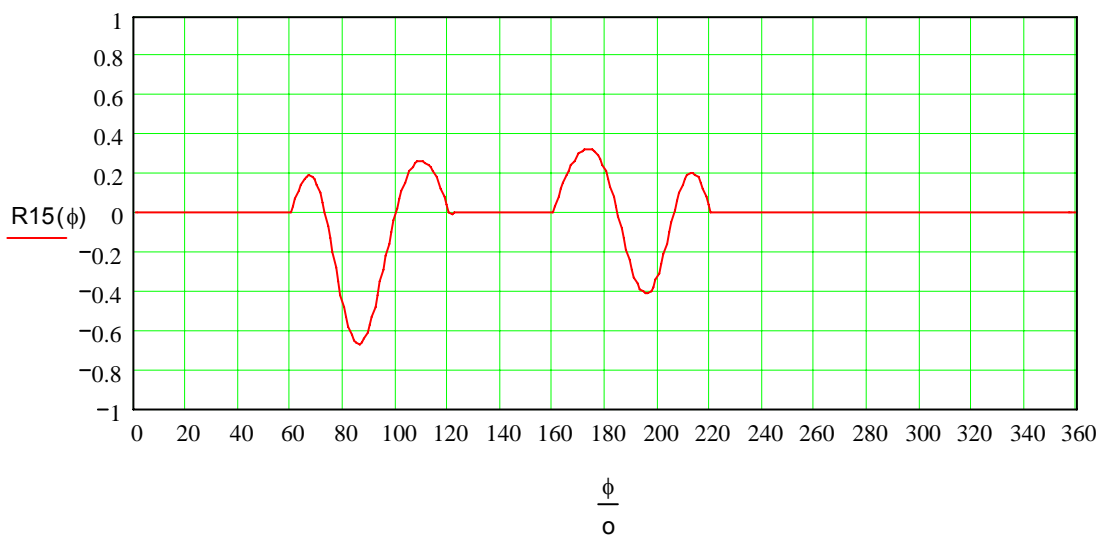


Fig. 5.22 Variația R_{15} [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

5.7.1.2 Calculul reacțiunii în cupla de rotație D

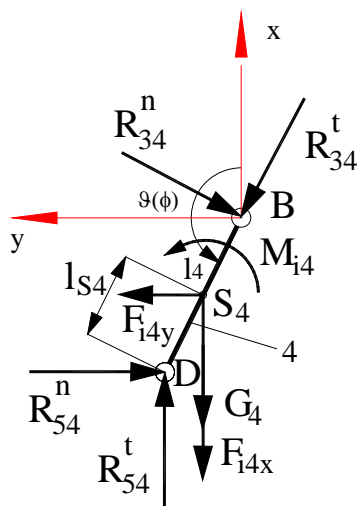


Fig. 5.23 Calculul reacțiunilor cuplei de rotație D

Conform cu figura 5.23 și în urma calculului cinetostatic, expresiile reacțiunilor normală R_{54}^n , respectiv tangențială R_{54}^t sunt următoarele:

$$\begin{aligned} R_{54}^t &= R_{34}^n \sin \vartheta - R_{34}^t \cos \vartheta + F_{i4x} + G_4 \\ R_{54}^n &= R_{34}^n \cos \vartheta + R_{34}^t \sin \vartheta + F_{i4y} \end{aligned} \tag{5.39}$$

Variațiile reacțiunilor sunt prezentate în figurile 5.24, respectiv 5.25.

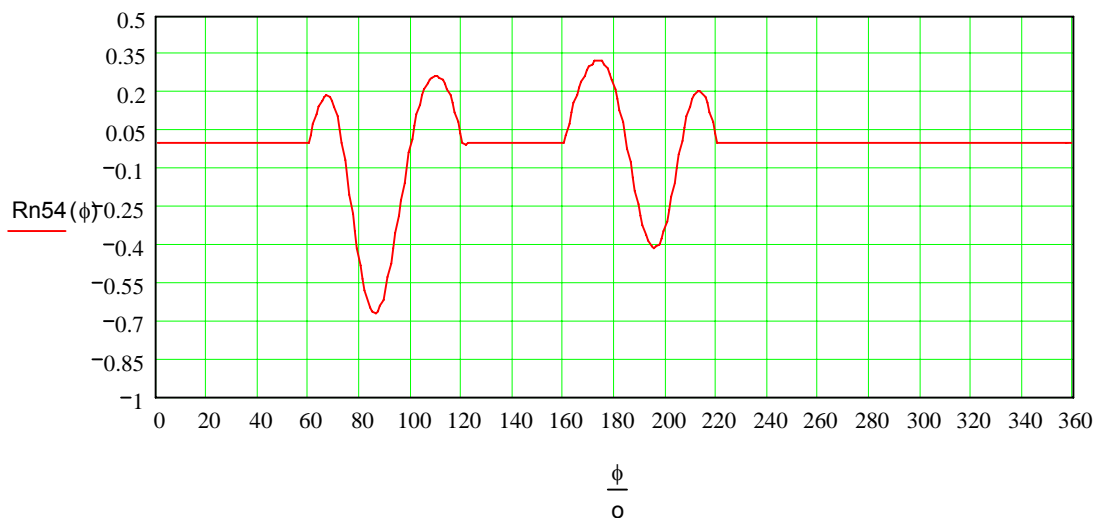


Fig. 5.24 Variația componentei reacțiunii R_{54}^n [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

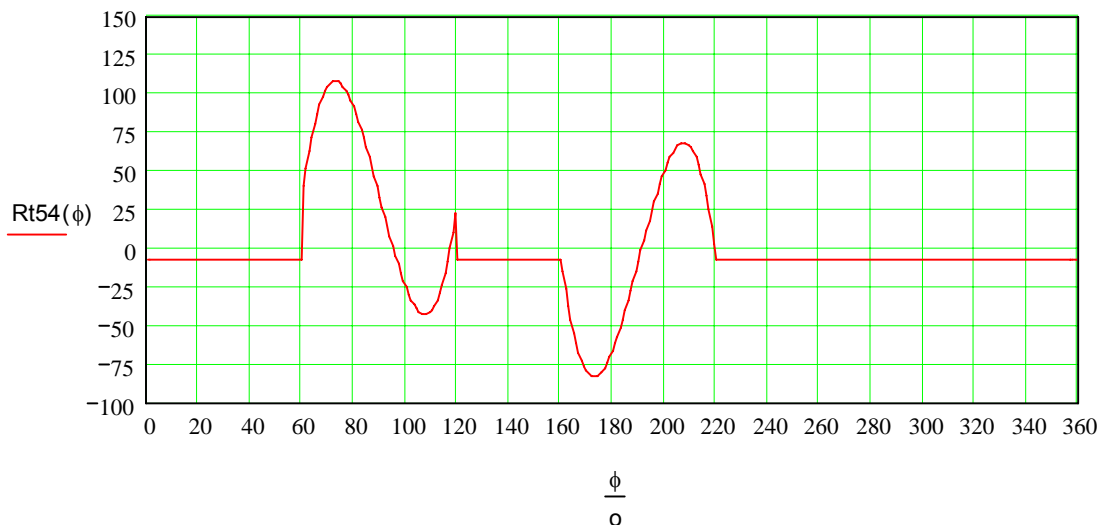


Fig. 5.25 Variația componentei reacțiunii R_{54}^t [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

Reacțiunea totală R_{54} în urma calculului cinetostatic are expresia:

$$R_{54} = \sqrt{(R_{54}^t)^2 + (R_{54}^n)^2} \tag{5.40}$$

Variația reacțiunii R_{54} funcție de unghiul de rotație al camei ca urmare a analizei cinetostatice este reprezentată în figura 5.26.

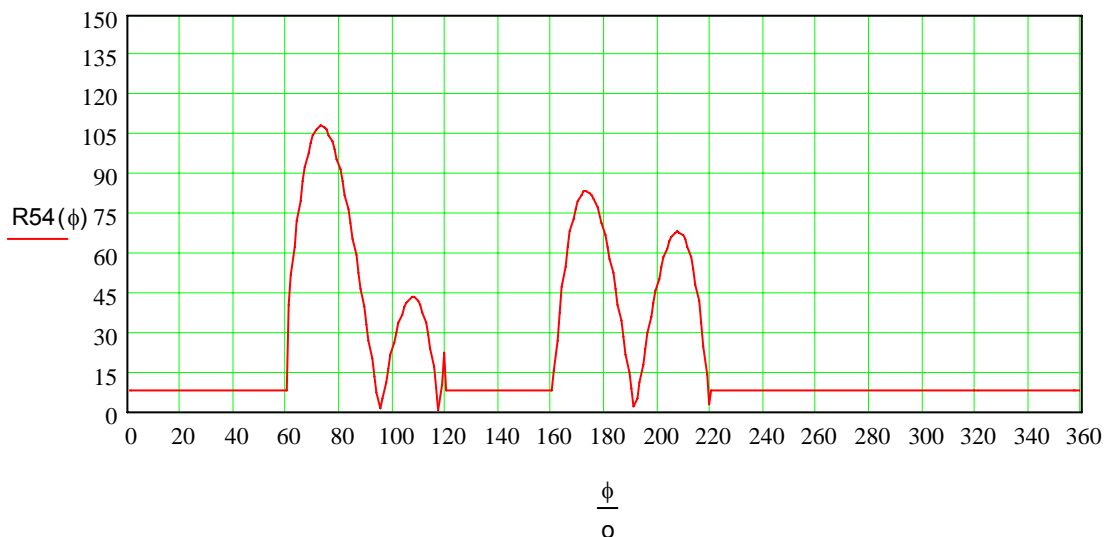


Fig. 5.26 Variația reacțiunii totale R_{54} [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

5.7.1.3 Calculul reacțiilor în cuplele tchetului

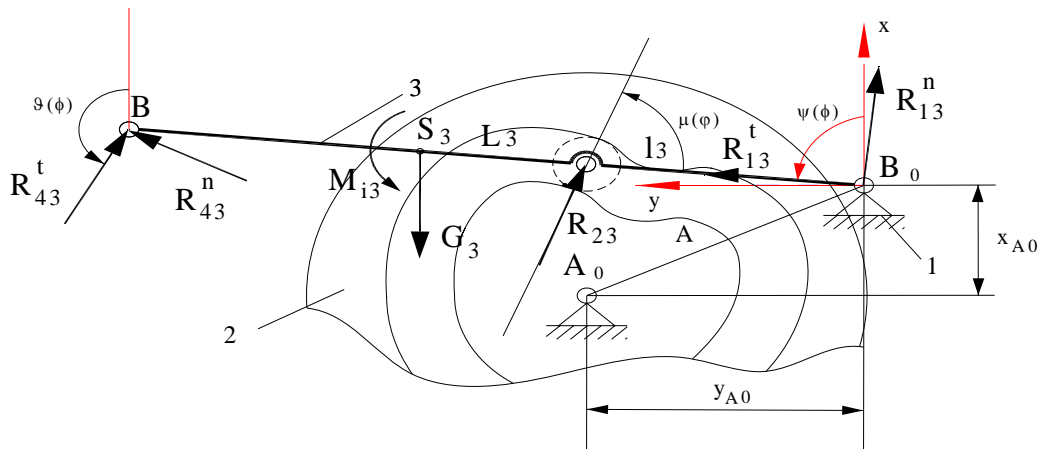


Fig. 5.27 Calculul reacțiilor în cuplele tchetului

Expresia reacțiunii R_{23} conform calculului cinetostatic este următoarea (vezi figura 5.27) :

$$R_{23} = \frac{1}{l_3 \cdot \sin \mu} [G_3 \sin \psi \cdot l_{s3} - R_{43}^t \sin(\vartheta - \psi) l_3 - R_{43}^n \cos(\vartheta - \psi) + M_{i3}] \quad (5.41)$$

Pentru cupla cinematică de rotație B_0 , în urma analizei cinetostatice, pentru determinarea componentei reacțiilor normală și cea tangențială s-a pornit de la următoarele expresii:

$$\begin{aligned} R_{13}^t \cos \psi + R_{13}^n \sin \psi &= -R_{23} \cos(\psi - \mu) + G_3 + R_{43}^t \cos \vartheta - R_{43}^n \sin \vartheta \\ R_{13}^t \sin \psi - R_{13}^n \cos \psi &= -R_{23} \sin(\psi - \mu) - R_{43}^t \sin \vartheta - R_{43}^n \cos \vartheta \end{aligned} \quad (5.42)$$

Astfel în urma calculelor efectuate, au rezultat următoarele expresii pentru reacțiunea R_{13}^t , respectiv reacțiunea R_{13}^n :

$$\begin{aligned} R_{13}^t &= \sin \psi \cdot (-R_{23} \sin(\psi - \mu) + R_{43}^t \sin \vartheta + R_{43}^n \cos \vartheta) \\ &\quad - (-R_{23} \cos(\psi - \mu) + R_{43}^t \cos \vartheta - R_{43}^n \sin \vartheta + G_3) \cdot \cos \psi \end{aligned} \quad (5.43)$$

$$R_{13}^n = (-R_{23} \cos(\psi - \mu) + R_{43}^t \cos \vartheta - R_{43}^n \sin \vartheta + G_3) \cdot \sin \psi$$

$$- (-R_{23} \sin(\psi - \mu) + R_{43}^t \sin \vartheta + R_{43}^n \cos \vartheta) \cdot \cos \psi$$
(5.44)

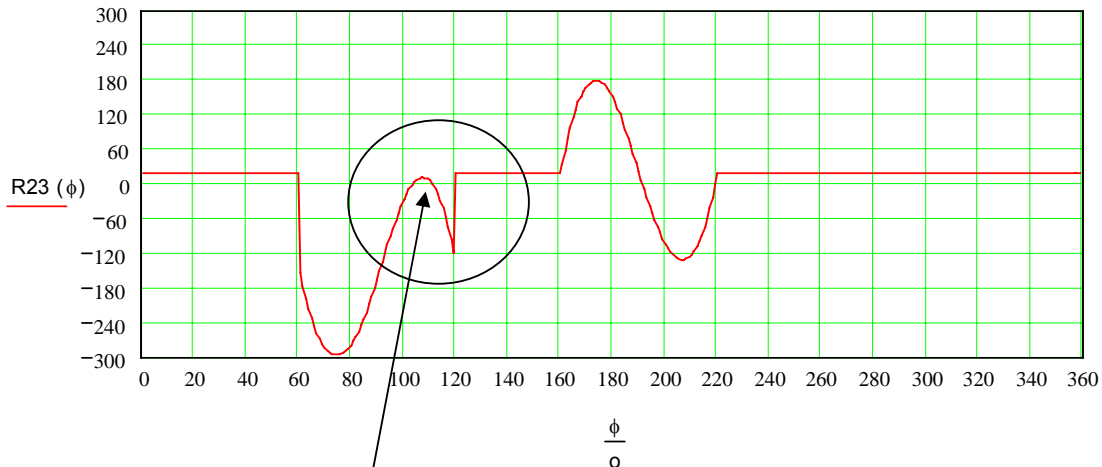


Fig. 5.28 Variația R_{23} [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

Conform calculului teoretic, se observă că la capătul cursei active apare un salt, de fapt, se observă cum contactul rolei tachetului cu camă, migrează de pe profilul interior pe profilul exterior al camei cu canal, se schimbă practic sensul reacțiunii după cum se observă în grafic.

Acest lucru se datorează în primul rând forței de inerție care coroborată cu variația toleranțelor din sistem provoacă acest salt de la un profil la celălalt.

Variațiile reacțiunilor normale R_{13}^n , respectiv, tangențiale R_{13}^t sunt prezentate în figurile 5.29, respectiv 5.30.

Reacțiunea totală R_{13} este:

$$R_{13} = \sqrt{(R_{13}^t)^2 + (R_{13}^n)^2}$$
(5.45)

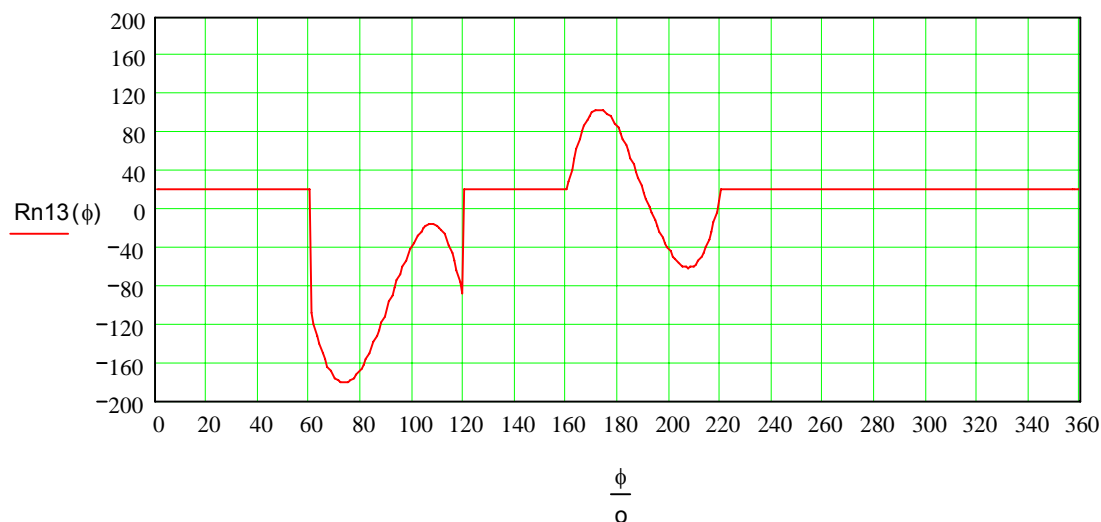


Fig. 5.29 Variația componentei reacțiunii R_{13}^n [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

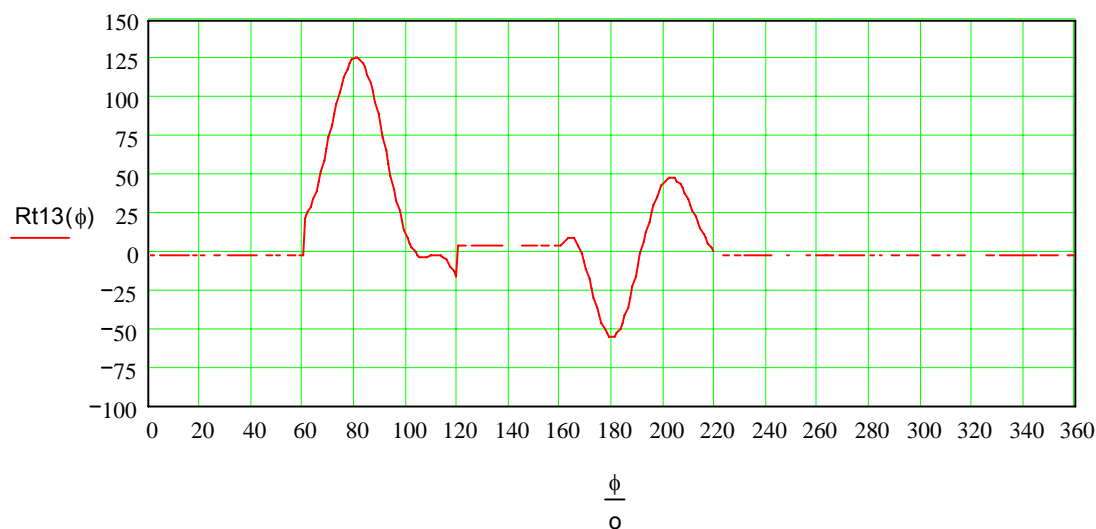


Fig. 5.30 Variația componentei reacțiunii R_{13}^t [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

Variația reacțiunii totale R_{13} este prezentată în figura 5.31 cu observația că și aici se manifestă apariția unui salt, însă la începutul perioadei de staționare superioară.

Acest salt împreună cu jocurile din cuple neconsumate în același sens, provoacă apariția vibrației (saltului) în repaus a gripper-ului, adică la începutul perioadei de staționare superioară. (vezi figura 5.31).

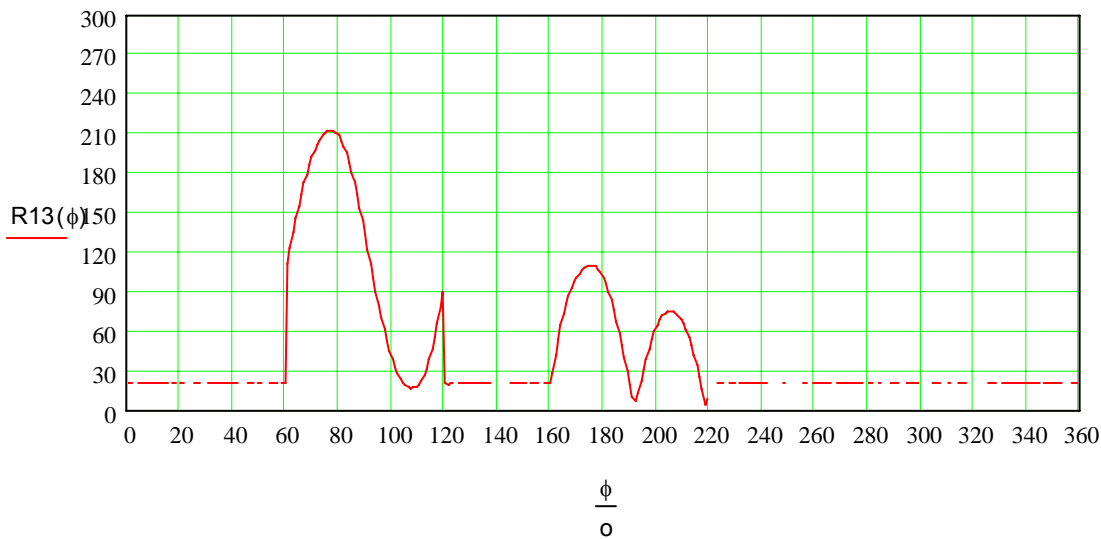


Fig. 5.31 Variația reacțiunii totale R_{13} [N] funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

5.7.1.4 Calculul înălțimii minime a ghidajului

Conform figurii 5.32 și în urma analizei cinetostatice va rezulta expresia pentru calculul înălțimii minime a ghidajului din condițiile de echilibru a elementului final.

$$(\sum M_{M2})_5 = 0$$

$$R_{54}^n (x_D - s(\varphi)) + (G_5 + F_{i5})x_{s5} + F_C \cdot e_5 + R_1 \cdot b = 0$$

$$(\sum M_{M1})_5 = 0$$

$$R_{54}^n (x_D - s(\varphi) + b) + (G_5 + F_{i5})x_{s5} + F_C \cdot e_5 + R_2 \cdot b = 0$$

$$R_1 + R_2 - R_{15} = 0$$

$$R_1 = \frac{1}{b} \left[R_{54}^n (x_D - s(\varphi) + b) + (G_5 + F_{i5})x_{s5} + F_C \cdot e_5 \right]$$

$$R_2 = \frac{1}{b} \left[R_{54}^n (x_D - s(\varphi)) + (G_5 + F_{i5})x_{s5} + F_C \cdot e_5 \right]$$

$$R_1 + R_2 = R_{15}$$

$$2 \cdot R_{54}^n (x_D - s(\varphi)) + 2(G_5 + F_{i5})x_{s5} + 2 \cdot F_C \cdot e_5 + R_{54}^n \cdot b = R_{15} \cdot b$$

$$b = \frac{2 \left[R_{54}^n (x_D - s(\varphi)) + (G_5 + F_{i5}) x_{s5} + F_C \cdot e_5 \right]}{R_{15} - R_{54}^n}$$

$$F_C \geq \mu \frac{1}{b} \left[2 \cdot R_{54}^n (x_D - s(\varphi)) + 2(G_5 + F_{i5}) x_{s5} + 2 \cdot F_C \cdot e_5 \right] + \mu \cdot R_{54}^n + R_{54}^t + F_{i5} + G_5$$

$$b_{\min} = \frac{2 \cdot \mu \left[R_{54}^n (x_D - s(\varphi)) + (G_5 + F_{i5}) x_{s5} + F_C \cdot e_5 \right]}{F_C - R_{54}^t - F_{i5} - G_5 - \mu \cdot R_{54}^n} \tag{5.46}$$

Din figura 5.33 se observă că lățimea ghidajului b_{\min} [mm] trebuie să fie mai mare decât valoarea minimă de 50 mm.

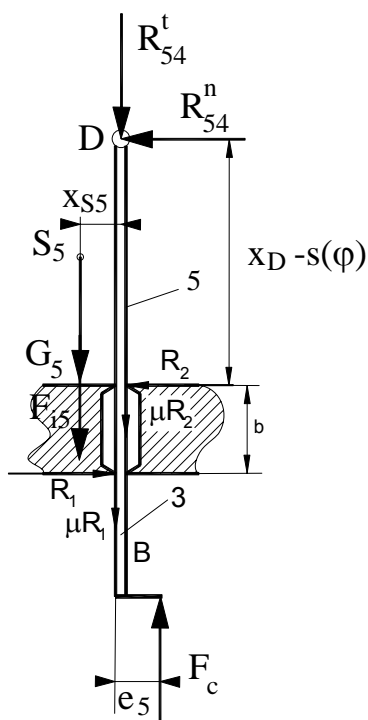


Fig. 5.32 Încărcarea elementului final. Schemă pentru calculul înălțimii ghidajului



Fig. 5.33 Variația înălțimii minime b_{\min} [mm] a ghidajului funcție de unghiul de rotație al camei [°] urmare a analizei cinetostatice

5.7.1.5 Calculul de dimensionare a arcului tachelului

Cu scopul asigurării contactului dintre tachel și camă și pentru a se evita migrarea rolei tachelului de pe un profil al camei pe celălalt profil, pe tachel a fost montat un arc de întindere.

Constanta elastică a arcului k în urma calculului cinetostatic (vezi figura 5.34) are expresia următoare (valorile corespund cazului real și rezultă în urma măsurării directe):

$$s_S - s_0 = \psi_{\max} \cdot l_F$$

$$l_F = 0.100m ;$$

$$s_S = 0.042m ; \quad s_0 = 0$$

$$Me_S = 2.5 \cdot 10 ; \quad Me_0 = 2 \cdot 10$$

$$Fe_S = \frac{Me_S}{l_F} ; \quad Fe_0 = \frac{Me_0}{l_F}$$

unde: Fe_S - forța elastică de siguranță;

Fe_0 - forța elastică de pretensionare;

s_S - cursa liniară maximă a punctului de prindere a arcului de pe tachel;

s_0 - poziția la staționare;

Me_S - momentul elastic de siguranță;

Me_0 - momentul elastic de pretensionare.

$$k := \frac{F_{eS} - F_{e0}}{s_S - s_0} \tag{5.47}$$

În urma analizei cinetostatice și a calculelor de rezistență [L2], [P4] rezultă că:
 $k = 1.19 \text{ N/mm}$

și se va căuta să se aleagă din cataloage un arc cu o constantă elastică care să aproximeze această valoare.

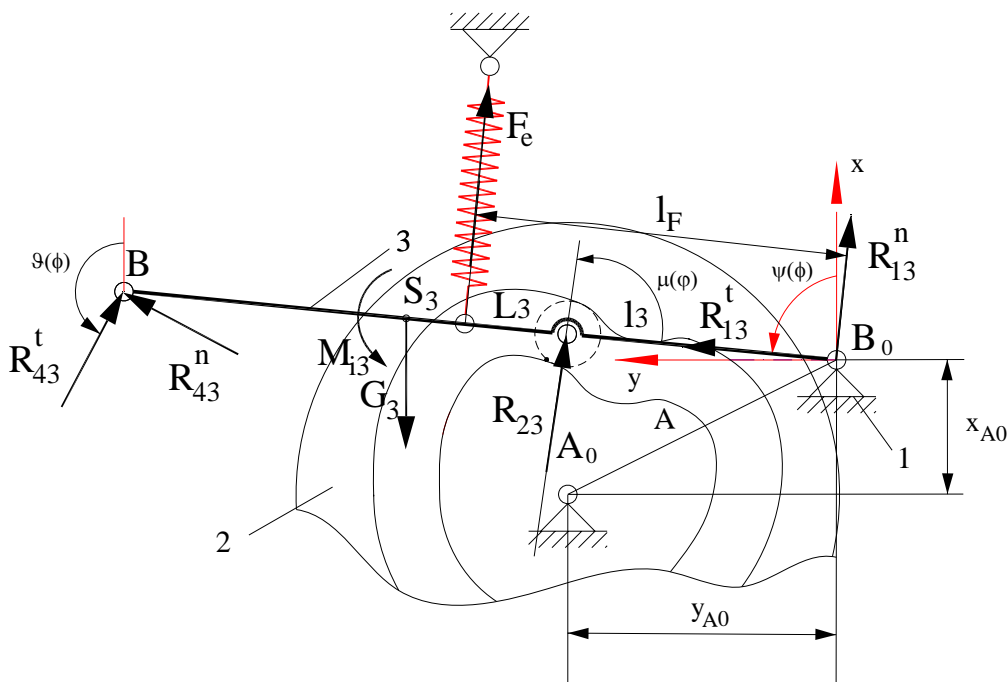


Fig. 5.34 Dimensionarea arcului tachetului

Momentul rezultat care acționează asupra tachetului trebuie să fie orientat spre profilul camei pentru asigurarea contactului permanent. Acesta are următoarea expresie:

$$M_{23} = R_{23} \sin \mu \cdot l_3 \tag{5.48}$$

Variația momentului rezultat M_{23} funcție de unghiul de rotație al camei este prezentată în figura 5.35.

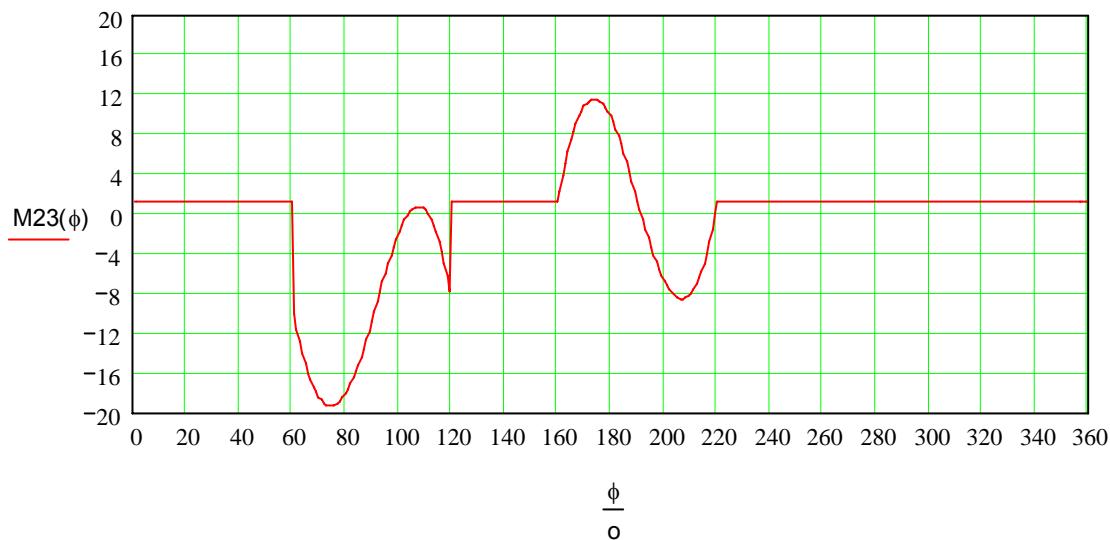


Fig. 5.35 Variația momentului rezultat M_{23} [Nm] funcție de unghiul de rotație al camei [°]

Forța F_e și momentul elastic M_e apar întotdeauna în cazul mecanismelor la care contactul este asigurat prin forță.

$$F_e = F_{e0} + l_F \cdot \psi \quad (5.49)$$

$$M_e = F_e \cdot l_F \quad (5.50)$$

Variația momentului elastic funcție de unghiul de rotație al camei este prezentată în figura 5.36. Pentru asigurarea contactului permanent este necesar ca forța rezultantă sau momentul rezultat ce acționează asupra tachelului să fie orientate spre profilul util și profilul de siguranță.

Variația sumei momentelor funcție de unghiul de rotație al camei este prezentată în figura 5.37.

$$M_{\Sigma} = M_{23} + M_e \quad (5.51)$$

În figura 5.37 se observă că prin utilizarea unui arc de tracțiune pe tachel, migrarea contactului de pe profilul util (interior) pe profilul de siguranță (exterior) al camei cu canal nu mai este posibilă.

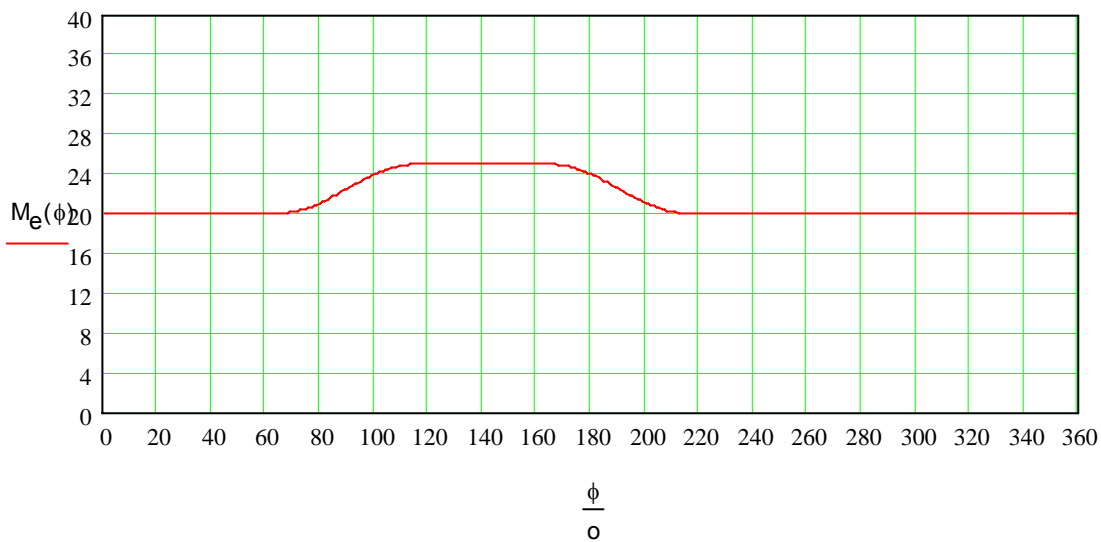


Fig. 5.36 Variația momentului elastic M_e [Nm] funcție de unghiul de rotație al camei [°]

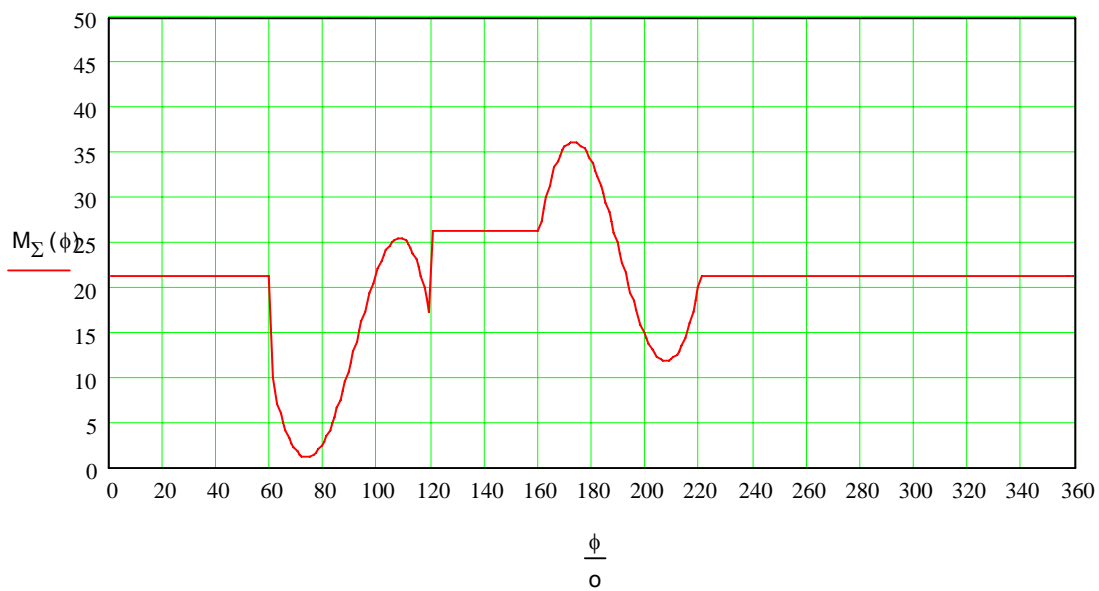


Fig. 5.37 Variația sumei momentelor M_Σ [Nm] funcție de unghiul de rotație al camei [°]

5.7.2 Abaterile parțiale, influența jocurilor și calculul toleranțelor

Cuplele cinematice au suprafețele active, teoretic congruente, de formă și dimensiuni identice, astfel încât, contactul se realizează după o zonă din aceste suprafețe. De exemplu, în cazul cuplelor de rotație, raza fusului este egală cu raza lagărului, iar centrele lor coincid. În mecanismul real dimensiunile care definesc cele două suprafețe sunt afectate de abateri, iar între ele se creează un spațiu care permite deplasări relative în raport cu poziția ideală, aceste deplasări sunt denumite jocuri.

Existența jocurilor influențează, desigur, precizia în funcționare. Jocurile pot fi interpretate ca niște abateri elementare și pot fi introduse în procesul de analiză liniară a preciziei. Dificultatea problemei constă în determinarea orientării jocului din fiecare cuplă. Dacă regimul de lucru permite o apreciere bună a distribuției de forțe și aceasta are un caracter pronunțat periodic, atunci orientarea jocurilor se poate considera aceeași cu orientarea reacțiunilor din cuplele cinematice. Astfel, în acest caz, analiza preciziei trebuie asociată cu analiza cinetostatică [D5], [D6].

Conform cu metodologia de calcul prezentată în capitolul 5, subcapitolele 5.6, 5.6.1, 5.6.2, jocurile din cuplele cinematice, frecarea, modificările de temperatură, precizia de fabricație (toleranțele) și deformările / alungirile elastice conduc la apariția erorilor constructive și implicit afectează exactitatea generării funcției de transmitere impuse [L4], [M9].

Astfel se vor tolera mai strâns acele dimensiuni caracteristice care, prin factorii de influență ai funcției realizate, au ponderea cea mai mare în generarea erorii constructive totale a mecanismului [P4], [M9].

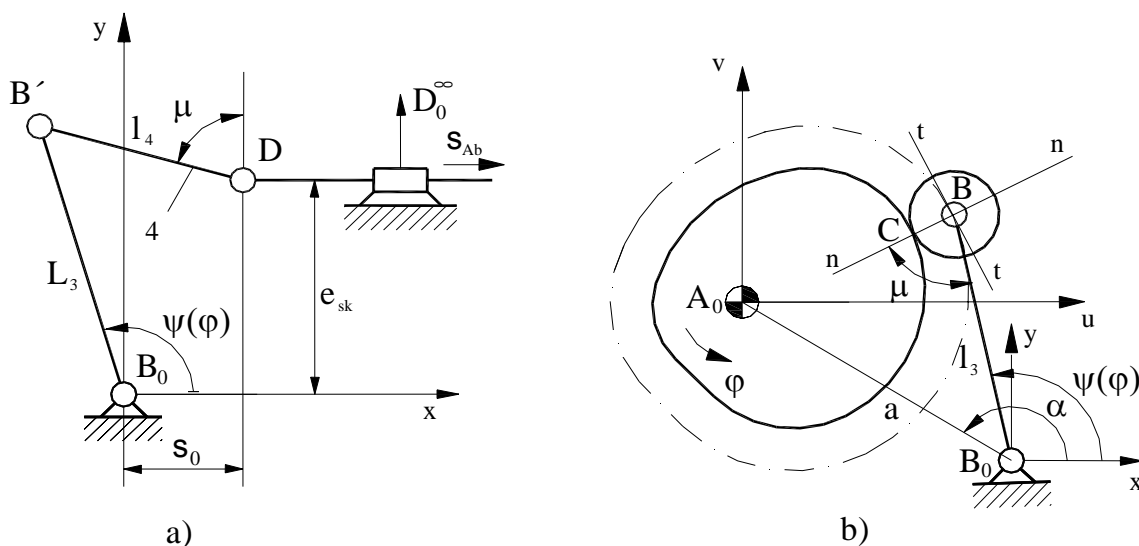


Fig. 5.38 Influența parametrilor geometrici

Conform cu figura 5.17 și cu figura 5.38 funcția de transmitere generală a mecanismului înseriat are următoarea formă:

$$s = s(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi), s_0, L_3, l_4, e_{sk}) \quad (5.52)$$

Dacă fiecare dintre acești parametri geometrici se abat de la valorile nominale, atunci funcția de transmitere se va putea scrie:

$$\begin{aligned} s + \Delta s = s(\varphi, x_{A_0} + \Delta x_{A_0}, y_{A_0} + \Delta y_{A_0}, l_3 + \Delta l_3, r(\varphi) + \Delta r(\varphi), \\ s_0 + \Delta s_0, L_3 + \Delta L_3, l_4 + \Delta l_4, e_{sk} + \Delta e_{sk}), \end{aligned} \quad (5.53)$$

sau după dezvoltarea în serie Taylor, reținând doar termenii de ordinul I va fi:

$$\begin{aligned} s + \Delta s = s(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi), s_0, L_3, l_4, e_{sk}) + \\ + \frac{\partial s}{\partial x_{A_0}} \cdot \Delta x_{A_0} + \frac{\partial s}{\partial y_{A_0}} \cdot \Delta y_{A_0} + \frac{\partial s}{\partial l_3} \cdot \Delta l_3 + \frac{\partial s}{\partial r(\varphi)} \cdot \Delta r(\varphi) + \\ + \frac{\partial s}{\partial s_0} \cdot \Delta s_0 + \frac{\partial s}{\partial L_3} \cdot \Delta L_3 + \frac{\partial s}{\partial l_4} \cdot \Delta l_4 + \frac{\partial s}{\partial e_{sk}} \cdot \Delta e_{sk}. \end{aligned} \quad (5.54)$$

Astfel, după ce funcția de transmitere este analitic determinată, se pot determina derivatele parțiale după fiecare parametru geometric al mecanismului înseriat. Acestea reprezintă niște „coeficienți de pondere” sau factori de influență, care indică măsura în care abaterile individuale influențează abaterea funcției de transmitere de la funcția de generat impusă [L4], [M9].

Pornind de la ecuația de transmitere din care rezultă parametrul pozițional $\psi(\varphi)$, în speța ecuația (5.30), se scrie ecuația sub forma ei implicită și se dorește obținerea ecuației de forma:

$$s(\varphi)^2 + D(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) \cdot s(\varphi) + E(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) = 0 \quad (5.55)$$

Coeficienții noii ecuații vor fi:

$$\begin{aligned} D(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) &= 2L_3 \cos(\psi(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi))) - 2 \cdot s_0, \\ E(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi)) &= s_0^2 + e_{sk}^2 + L_3^2 - l_4^2 - 2L_3 e_{sk} \sin(\psi(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi))) - \\ &\quad - 2L_3 s_0 \cos(\psi(\varphi, x_{A_0}, y_{A_0}, l_3, r(\varphi))). \end{aligned}$$

Analog metodei de calcul prezentată în subcapitolul 5.6.2, factorii de influență notați cu q_i ai parametrilor geometrici ai mecanismului cu camă și tchet oscilant cu rolă din structura mecanismului înseriat vor fi determinați cu ajutorul expresiei:

$$\frac{\partial s(\varphi, q_i)}{\partial q_i} = \frac{-\left(\frac{\partial D(\varphi, q_i)}{\partial q_i} s(\varphi) + \frac{\partial E(\varphi, q_i)}{\partial q_i}\right)}{2s(\varphi) + D} = \frac{L_3 [(s(\varphi) - s_0) \cdot \sin(\psi(\varphi)) + e_{sk} \cdot \cos(\psi(\varphi))]}{(s(\varphi) - s_0) + L_3 \cdot \cos(\psi(\varphi))} \frac{\partial \psi(\varphi, q_i)}{\partial q_i} \quad (5.56)$$

unde:

$$\frac{\partial \psi(\varphi, q_i)}{\partial q_i} = \frac{\partial}{\partial q_i} \left[2 \cdot x_{A_0} \cdot l_3 \cos \psi(\varphi) + 2 \cdot y_{A_0} \cdot l_3 \sin \psi(\varphi) + r(\varphi)^2 - x_{A_0}^2 - y_{A_0}^2 - l_3^2 \right] \quad (5.57)$$

cu: $q_i = \{x_{A_0}, y_{A_0}, l_3 \cdot r(\varphi)\}$.

Astfel, derivatele parțiale ale coordonatelor cuplei de rotație a elementului motor reprezintă coeficienții de pondere ai abaterii de la coordonatele centrului camei (vezi figura 5.40 și figura 5.41) și au următoarele expresii:

$$\begin{aligned} \psi_{x_{A0}}(\varphi) &= \frac{\partial \psi(\varphi, x_{A0})}{\partial x_{A0}} = 2 \cdot (l_3 \cdot \cos \psi(\varphi) - x_{A0}) \\ s_{x_{A0}}(\varphi) &= \frac{L_3 [(s(\varphi) - s_0) \cdot \sin(\psi(\varphi)) + e_{sk} \cdot \cos(\psi(\varphi))]}{(s(\varphi) - s_0) + L_3 \cdot \cos(\psi(\varphi))} \cdot \psi_{x_{A0}}(\varphi) \end{aligned} \quad (5.58)$$

$$\begin{aligned} \psi_{y_{A0}}(\varphi) &= \frac{\partial \psi(\varphi, y_{A0})}{\partial y_{A0}} = 2 \cdot (l_3 \cdot \sin \psi(\varphi) - y_{A0}) \\ s_{y_{A0}}(\varphi) &= \frac{L_3 [(s(\varphi) - s_0) \cdot \sin(\psi(\varphi)) + e_{sk} \cdot \cos(\psi(\varphi))]}{(s(\varphi) - s_0) + L_3 \cdot \cos(\psi(\varphi))} \cdot \psi_{y_{A0}}(\varphi) \end{aligned} \quad (5.59)$$

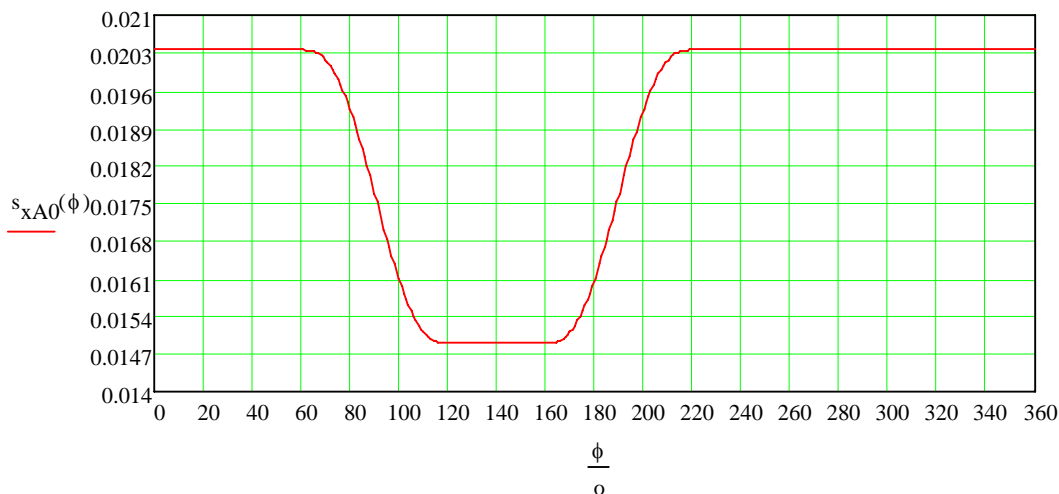


Fig. 5.40 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale ale coordonatelor centrului camei după axa X

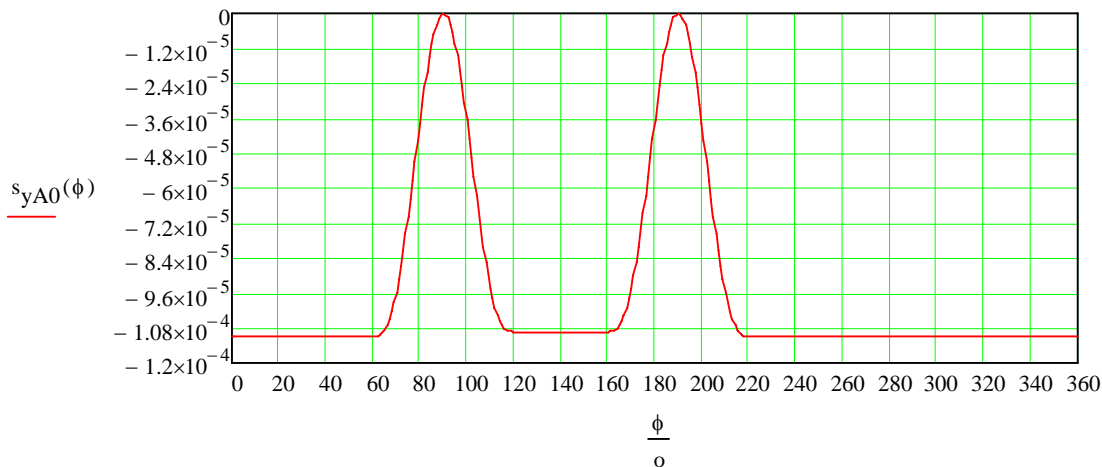


Fig. 5.41 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale ale coordonatelor centrului camei după axa Y

Coeficienții de pondere (vezi figura 5.42) pentru elementul intermediar (biela) l_3 calculați, au următoarea expresie:

$$\psi_{l_3}(\varphi) = \frac{\partial \psi(\varphi, l_3)}{\partial l_3} = 2 \cdot (x_{A0} \cdot \cos(\psi(\varphi)) + y_{A0} \cdot \sin(\psi(\varphi)) - l_3)$$

$$s_{l_3}(\varphi) = \frac{L_3 [(s(\varphi) - s_0) \cdot \sin(\psi(\varphi)) + e_{sk} \cdot \cos(\psi(\varphi))]}{(s(\varphi) - s_0) + L_3 \cdot \cos(\psi(\varphi))} \cdot \psi_{l_3}(\varphi) \tag{5.60}$$

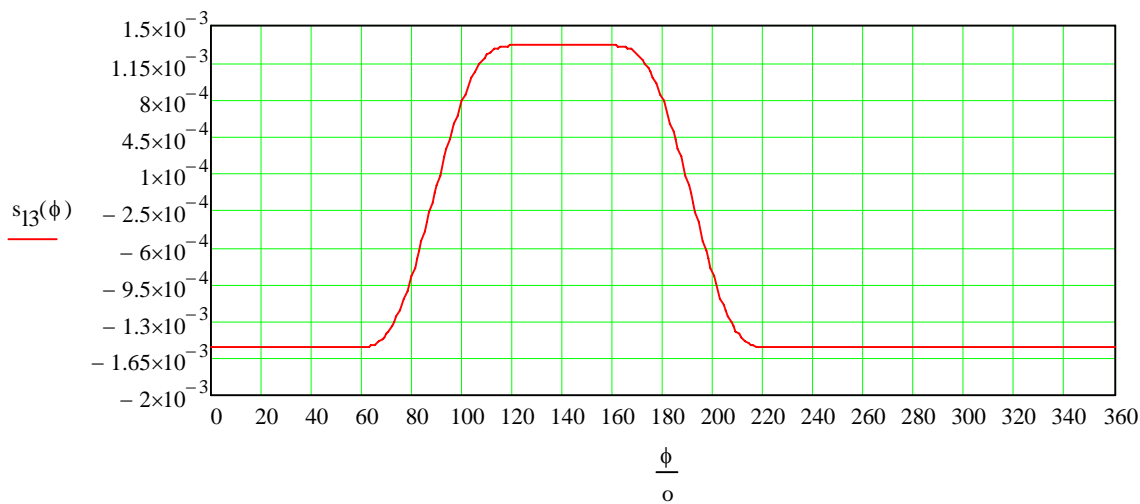


Fig. 5.42 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale pentru elementul intermediar l_3 (biela)

Coeficienții de pondere de la coordonatele polare ale profilului camei sunt reprezentate în figura 5.43:

$$\psi_r(\varphi) = \frac{\partial \psi(\varphi, r(\varphi))}{\partial r(\varphi)} = 2 \cdot r(\varphi)$$

$$s_r(\varphi) = \frac{L_3[(s(\varphi) - s_0) \cdot \sin(\psi(\varphi)) + e_{sk} \cdot \cos(\psi(\varphi))]}{(s(\varphi) - s_0) + L_3 \cdot \cos(\psi(\varphi))} \cdot \psi_r(\varphi) \quad (5.61)$$

Pentru mecanismul cu bare, factorii de influență notați cu w_i ai parametrilor geometrici vor fi determinați cu ajutorul expresiei:

$$\frac{\partial s(\varphi, w_i)}{\partial w_i} = \frac{\partial D(\varphi, w_i)}{\partial w_i} s(\varphi) + \frac{\partial E(\varphi, w_i)}{\partial w_i} \quad (5.62)$$

$$w_i = \{s_0, L_3, l_4 \cdot e_{sk}\}.$$

Abaterile parțiale de la excentricitate pe direcția de translație a bielei (vezi fig. 5.17) sunt prezentate în figura 5.44:

$$Ds_0(\varphi) = \frac{\partial D(\varphi, s_0)}{\partial s_0} = -2$$

$$Es_0(\varphi) = \frac{\partial E(\varphi, s_0)}{\partial s_0} = 2(s_0 - L_3 \cdot \cos(\psi(\varphi)))$$

$$s_{s_0}(\varphi) = Ds_0(\varphi) \cdot s(\varphi) + Es_0(\varphi) \quad (5.63)$$

Abaterile parțiale pentru elementul L_3 , adică pe tachmentul pe care e montat rola (vezi figura 5.45):

$$DL_3(\varphi) = \frac{\partial D(\varphi, L_3)}{\partial L_3} = -2 \cos(\psi(\varphi))$$

$$EL_3(\varphi) = \frac{\partial E(\varphi, L_3)}{\partial L_3} = 2(L_3 - e_{sk} \cdot \sin(\psi(\varphi)) - s_0 \cdot \cos(\psi(\varphi)))$$

$$s_{L_3}(\varphi) = DL_3(\varphi) \cdot s(\varphi) + EL_3(\varphi) \quad (5.64)$$

Abaterile parțiale pentru elementul l_4 de care se prinde gripper-ul (vezi figura 5.46):

$$Dl_4(\varphi) = \frac{\partial D(\varphi, l_4)}{\partial l_4} = 0$$

$$El_4(\varphi) = \frac{\partial E(\varphi, l_4)}{\partial l_4} = -2l_4$$

$$s_{l_4}(\varphi) = Dl_4(\varphi) \cdot s(\varphi) + El_4(\varphi) \quad (5.65)$$

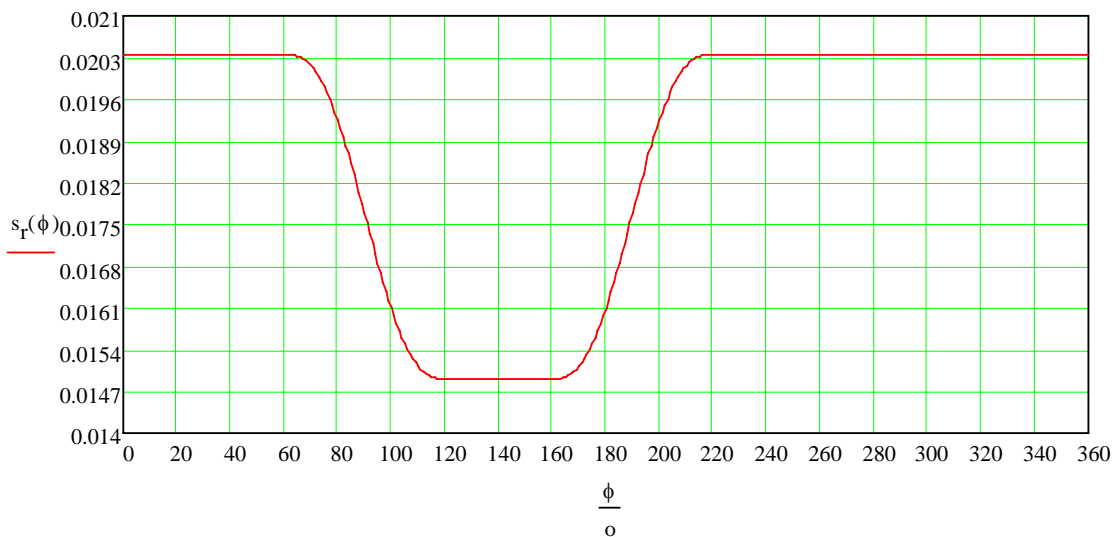


Fig.5.43 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale de la coordonatele profilului camei

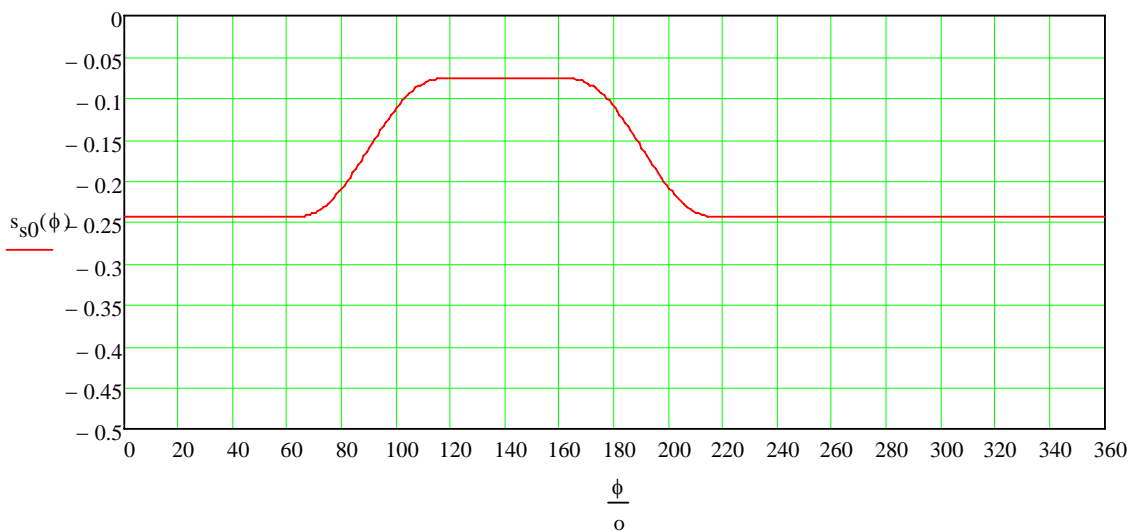


Fig. 5.44 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale de la excentricitate pe direcția bielei

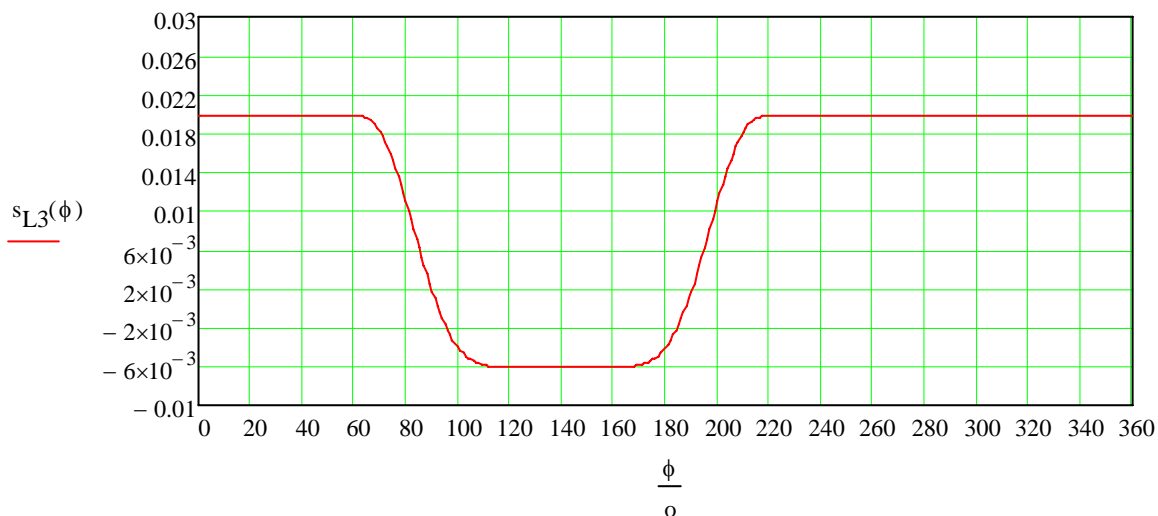


Fig. 5.45 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale pentru elementul L_3

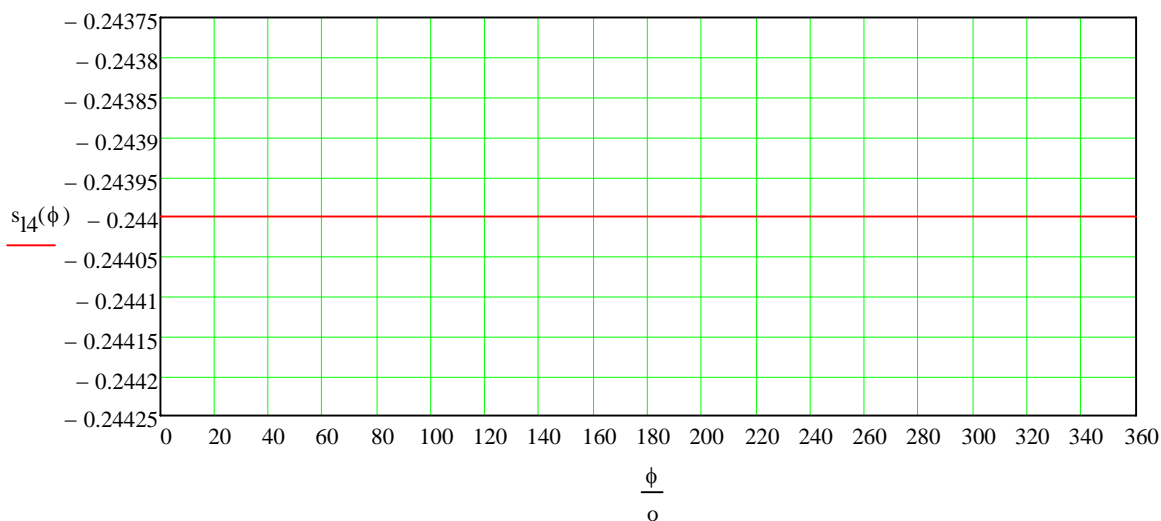


Fig. 5.46 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale pentru elementul l_4

Abaterile parțiale de la excentricitatea direcției de translație a barei l_5 pe care e montat gripper-ul (vezi figura 5.47) .

$$\begin{aligned}
 De_{sk}(\varphi) &= \frac{\partial D(\varphi, e_{sk})}{\partial e_{sk}} = 0 \\
 Ee_{sk}(\varphi) &= \frac{\partial E(\varphi, e_{sk})}{\partial e_{sk}} = -2(e_{sk} - L_3 \cdot \sin(\psi(\varphi))) \\
 s_{e_{sk}}(\varphi) &= De_{sk}(\varphi) \cdot s(\varphi) + Ee_{sk}(\varphi)
 \end{aligned}
 \tag{5.62}$$

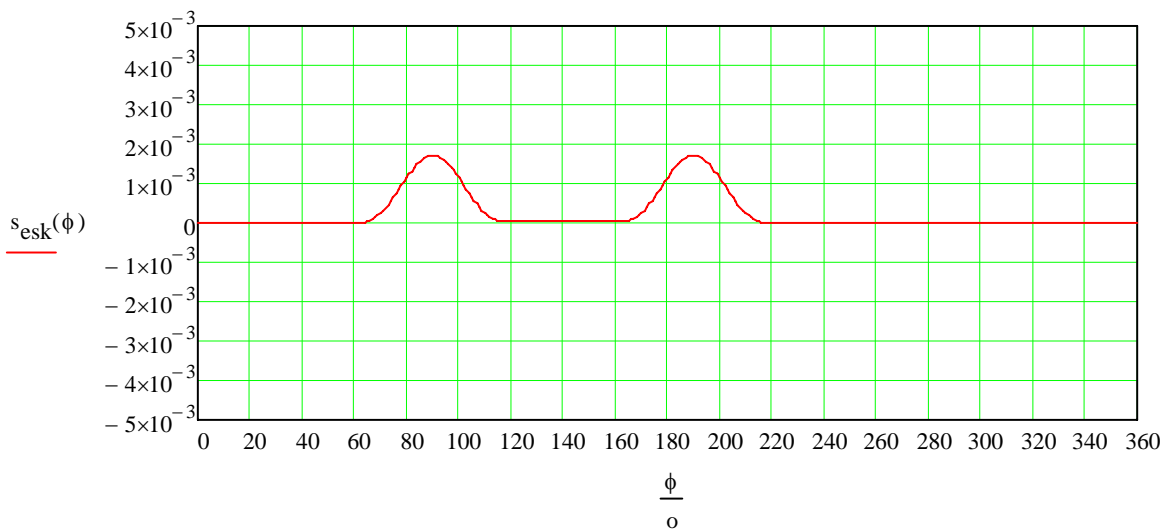


Fig. 5.47 Coeficientul de pondere al abaterii parțiale de la excentricitatea direcției de translație

Au fost determinați coeficienții de pondere sau factorii de influență, care indică măsura în care abaterile individuale influențează abaterea funcției de transmitere.

Trebuie menționat faptul că toate dimensiunile luate în calculul toleranțelor sunt în metri.

Din cataloage s-au scos pentru fiecare element toleranțele si domeniile în care acestea trebuiesc să se regăsească. Calculul toleranțelor s-a făcut cu scopul de a vedea cu cât se abate mecanismul înseriat real față de mecanismul înseriat teoretic proiectat și conceput.

Toleranțele corespunzătoare lungimii fiecărui element al mecanismului înseriat [m]			
$\Delta x_{A0} := 0.000021$	$\Delta y_{A0} := 0.000021$	$\Delta l_3 := 0.000054$	$\Delta r := 0.00005$
$\Delta s_0 := 0.000068386$	$\Delta L_3 := 0.000094$	$\Delta l_4 := 0.000076$	$\Delta e_{sk} := 0.000093718$

Pentru mecanismul cu camă de pe sistemul investigat, expresia abaterii sub influența toleranțelor arborelui pe care e montat cama și alezajului, se regăsește sub următoarea formă:

$$\Delta_{s_mec_cama}(\varphi) = s_{xA0}(\varphi) \cdot \Delta x_{A0} + s_{yA0}(\varphi) \cdot \Delta y_{A0} + s_{l3}(\varphi) \cdot \Delta l_3 + s_r(\varphi) \cdot \Delta r \tag{5.63}$$

Pentru mecanismul cu bare de pe sistemul investigat, expresia abaterii sub influența toleranțelor lungimii elementelor mecanismului se regăsește sub următoarea formă:

$$\Delta_{s_mec_bare}(\varphi) = s_{s0}(\varphi) \cdot \Delta s_0 + s_{L3}(\varphi) \cdot \Delta L_3 + s_{l4}(\varphi) \cdot \Delta l_4 + s_{esk}(\varphi) \cdot \Delta e_{sk} \tag{5.64}$$

Expresia abaterii legii de mișcare pentru întreg mecanismul înseriat cu came și bare este următoarea:

$$s_{eff}(\varphi) = s(\varphi) + \Delta_{s_mec_cama}(\varphi) + \Delta_{s_mec_bare}(\varphi) \tag{5.65}$$

Diferența dintre cele două legi de mișcare (figura 5.49) este dată de următoarea expresie:

$$\Delta_s(\varphi) = s_{eff}(\varphi) - s(\varphi) \tag{5.66}$$

Legea de mișcare și abaterea de la aceasta sub influența toleranțelor este prezentată în figura 5.48 și se observă că acesta se încadrează în domeniul admis.

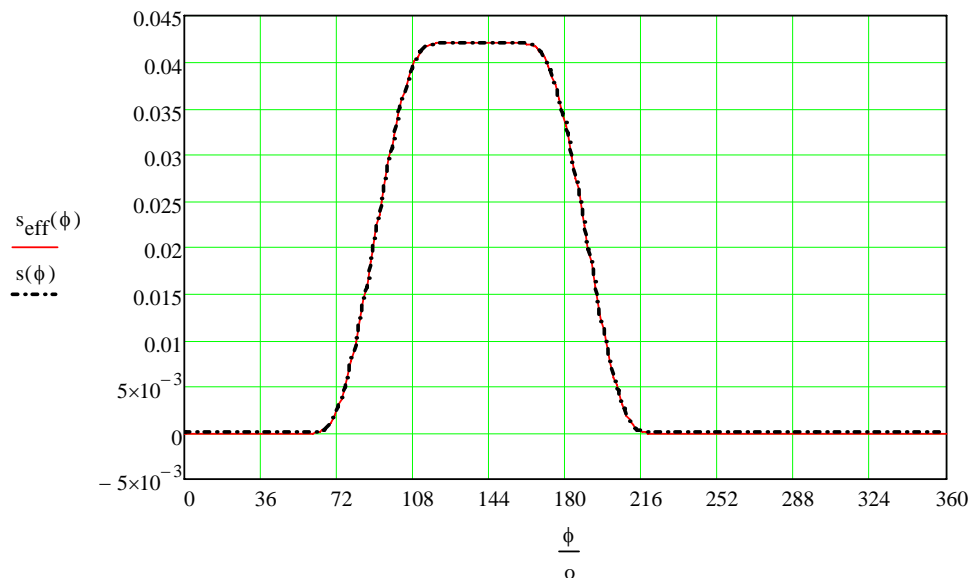


Fig. 5.48 Reprezentarea legii de mișcare și abaterea [m] acesteia sub influența toleranțelor

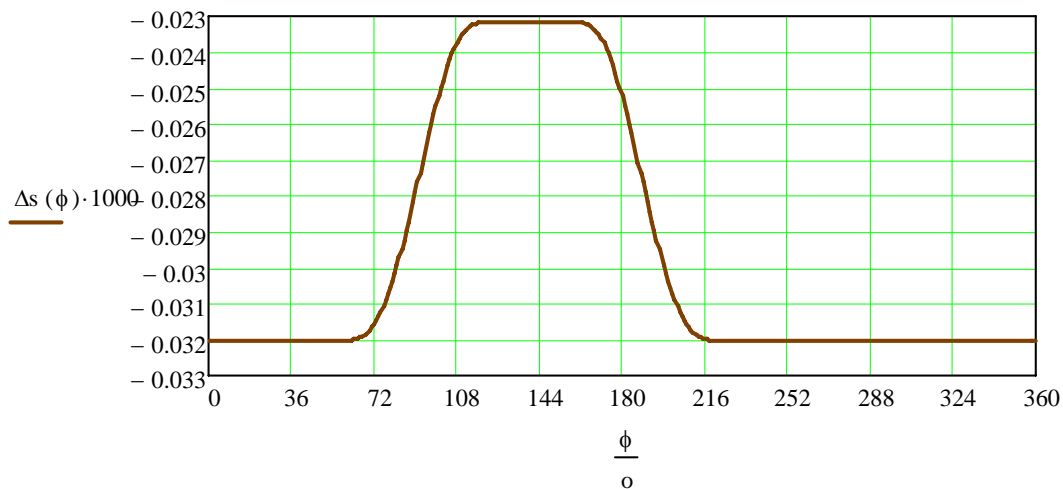


Fig. 5.49 Reprezentarea diferenței dintre cele două legi de mișcare [m]

Cap. 6 Încercări experimentale. Concluzii pentru studiul de caz

Pentru efectuarea multitudinilor de mișcări în cadrul mașinilor unelte automate este necesară transmiterea mișcării de la un arbore cu camă la organele de lucru ale acestora (elemente conduse).

Încercările experimentale au fost efectuate pe un sistem automat de montaj și instalare al firmei „XENON Automatisierungstechnik GmbH Dresden”, Germania, cu scopul verificării performanțelor acestuia.

În acest sens a fost investigat un sistem automat de montaj și instalare, care inserează pini într-un conector (mufă) utilizat la transferul de informații digitale de la un calculator la un periferic al acestuia (vezi figura 6.1a), prin aceasta s-au descoperit imperfecțiunile menționate în subcapitolul 6.1.

Acest sistem automat de montaj este capabil să insereze între 100 – 300 pini pe minut.

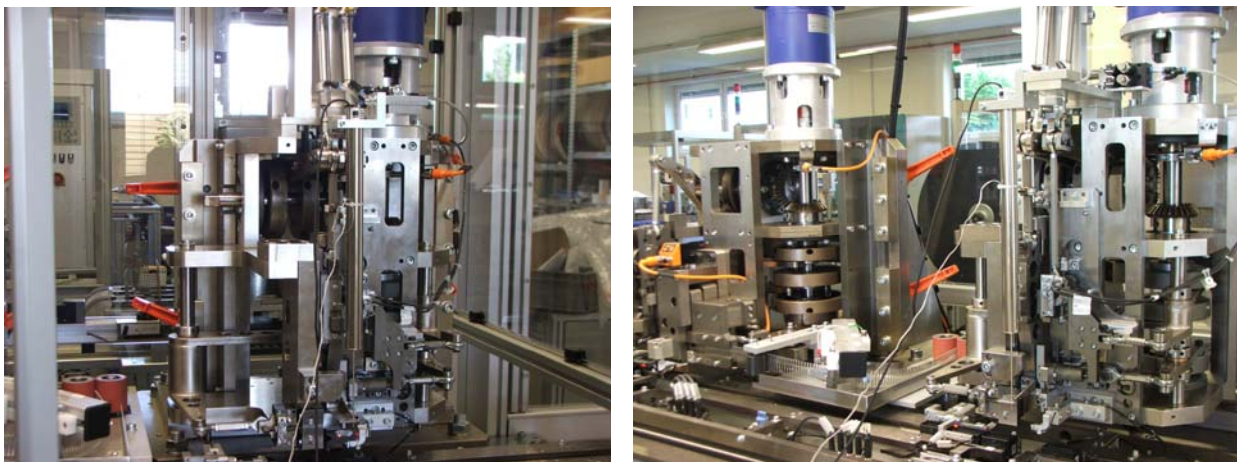


Fig. 6.1a Sistem automat de montaj

6.1 Problema analizată

Sistemul automat de montaj investigat prezintă o eroare în funcționare, eroare ce constă în faptul că, la inserarea pinilor conectori în mufa conecitoare, la începutul și sfârșitul fazei de inserare, rămâne câte un pin în afara sau înăuntrul carcasei mufei, necorespunzând astfel cerințelor tehnice și calitative impuse (vezi fig. 6.1b).

În urma unei investigații minuțioase efectuate împreună cu cei de la firma XENON Automatisierungstechnik GmbH, s-a constatat cu ajutorul unei camere video de înaltă rezoluție, faptul că în momentul inserării primilor pini, respectivi ultimii, într-un mod aleatoriu, se produce un salt al gripper-ului, fapt care conduce la eroarea respectivă.

Astfel s-a stabilit că pe traseul elementului / glisorului care inserează pinii, de fapt mecanismul ce are ca efector final gripper-ul, se manifestă această anomalie și acest mecanism inserat va fi supus investigațiilor.

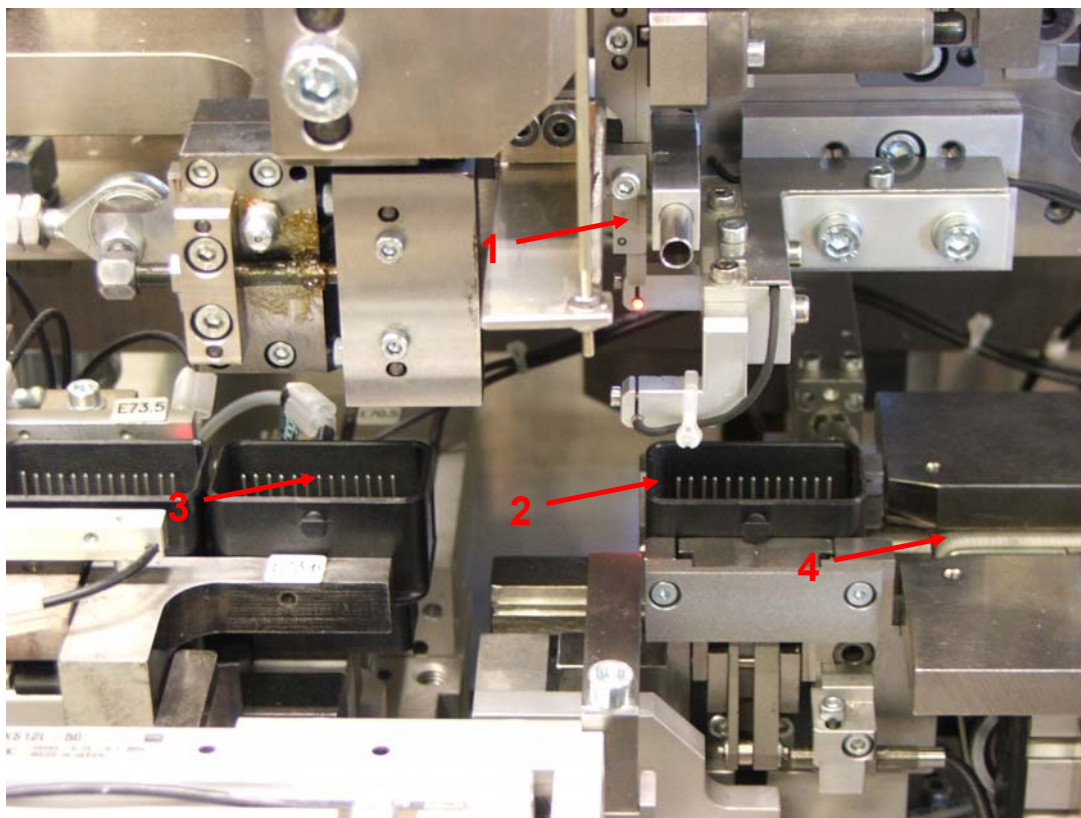


Fig. 6.1b Sistem automat de montaj

Componentă:

1. Gripper;
2. Mufă conecătoare;
3. Pin;
4. Bandă transportoare mufe.

6.2 Soluția propusă spre rezolvarea problemei

Pentru corectarea acestei erori sa pornit de la premisa că, mai întâi se vor calcula reacțiunile și forțele din cuplele cinematice, adică se va face o analiză cinetostatică a mecanismului, ulterior se vor calcula jocurile și toleranțele pentru a vedea dacă se regăsesc în domeniul admis.

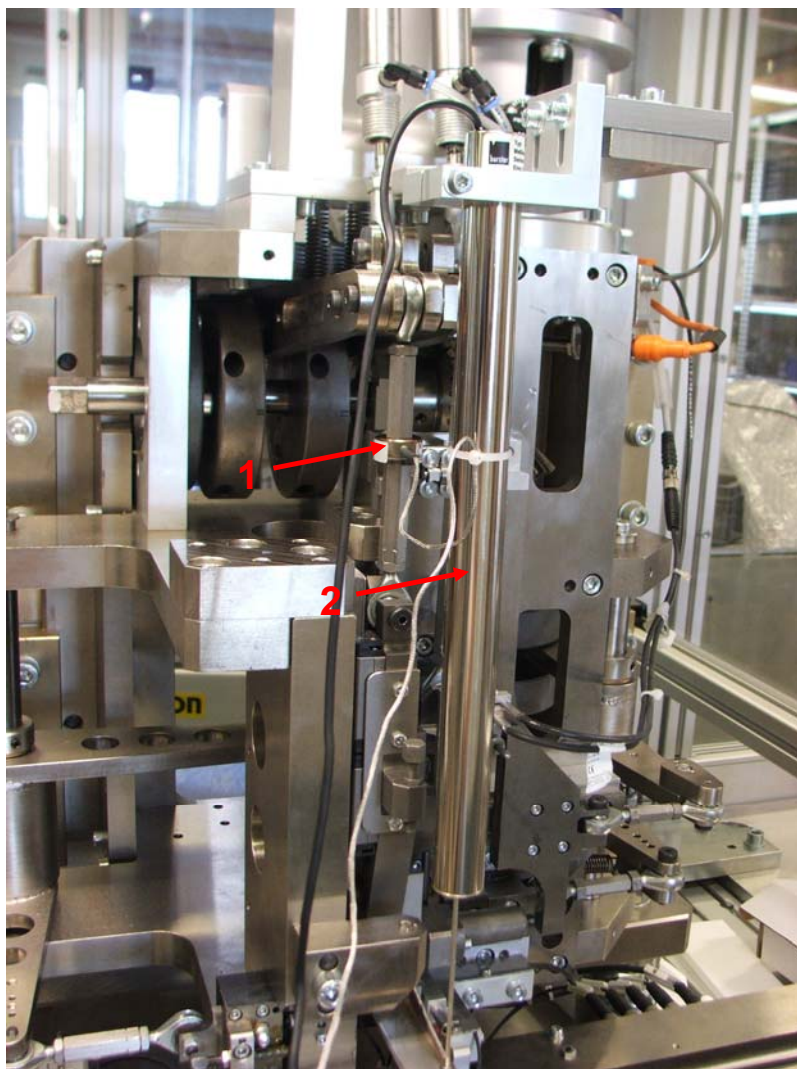


Fig. 6.2a Montajul senzorilor pe mașina de lucru

Componentă:

1. Traductor de forță;
2. Traductor de deplasare.

Cu ajutorul unui traductor de forță montat pe elementul care susține gripper-ul se va determina cu ce forță va introduce gripper-ul pinii conectori în carcasa mufei și dacă această forță se regăsește pe întreg procesul de lucru, și cu un traductor de

deplasare montat în așa fel încât să se poată determina dacă gripper-ul se deplasează cu o cursă constantă în timpul procesului de lucru (vezi figura 6.2a).

Detalii despre aceste măsurători se vor regăsi în subcapitolul 6.5 aferent acestui scop.

Cu ajutorul programului MathCad 12 s-au efectuat majoritatea calculelor și s-au ridicat diagramele aferente mărimilor investigate.

6.3 Construcția sistemului automat de montaj

Din motive de securitate a informațiilor și a prevenirii spionajului industrial, se va prezenta doar partea de mecanism înseriat a sistemului automat de montaj, acesta fiind un prototip ce urma să fie livrat către o anumită firmă.

Sistemul automat de montaj și instalare include în structura sa un mecanism cu came și bare (mecanism înseriat) capabil să genereze mișcări neliniare, acest tip de mecanism fiind chiar obiectul de studiu al tezei de doctorat.

Mișcarea principală a acestui automat este generată de către un motor și transmisă prin intermediul unui arbore.

Pe acest arbore sunt montate came care transmit mișcarea către elementul condus prin intermediul unui tchet cu rolă înseriat cu un mecanism cu bare (vezi figura 6.2b).

Automatul trebuie să execute cinci mișcări pentru realizarea operației de introducere a pinilor în conector:

- Prehensiune sârmă;
- Debitare pin;
- Translație pe orizontala a pinului;
- Translație și inserție pe verticală a pinului;
- Mișcarea de revenire în poziția inițială de lucru pentru reluarea procesului.

În figura 6.3 este prezentat modul de transmitere a mișcării de la motor la elementul condus.

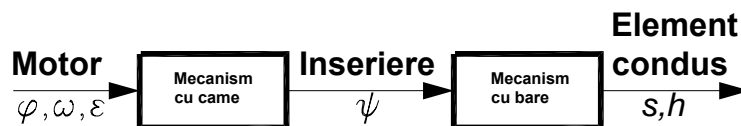


Fig. 6.3 Modul de transmitere a mișcării de la motor la elementul condus

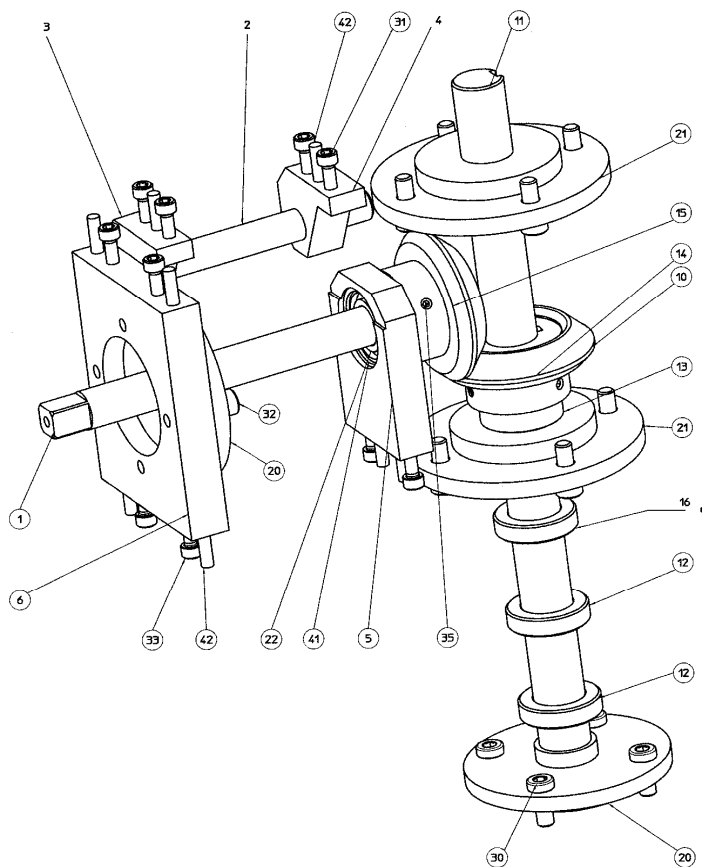


Fig. 6.2b Arbori centrali

Montajul camelor pe arborii centrali este prezentat în figura 6.4.

Componența:

1. Camă alimentare sârmă;
2. Camă inserare pini conectori;
3. Camă debitare pin conector;
4. Camă alimentare cu mufe (carcase);
5. Camă eliberare spațiu de lucru (schimare mufe).

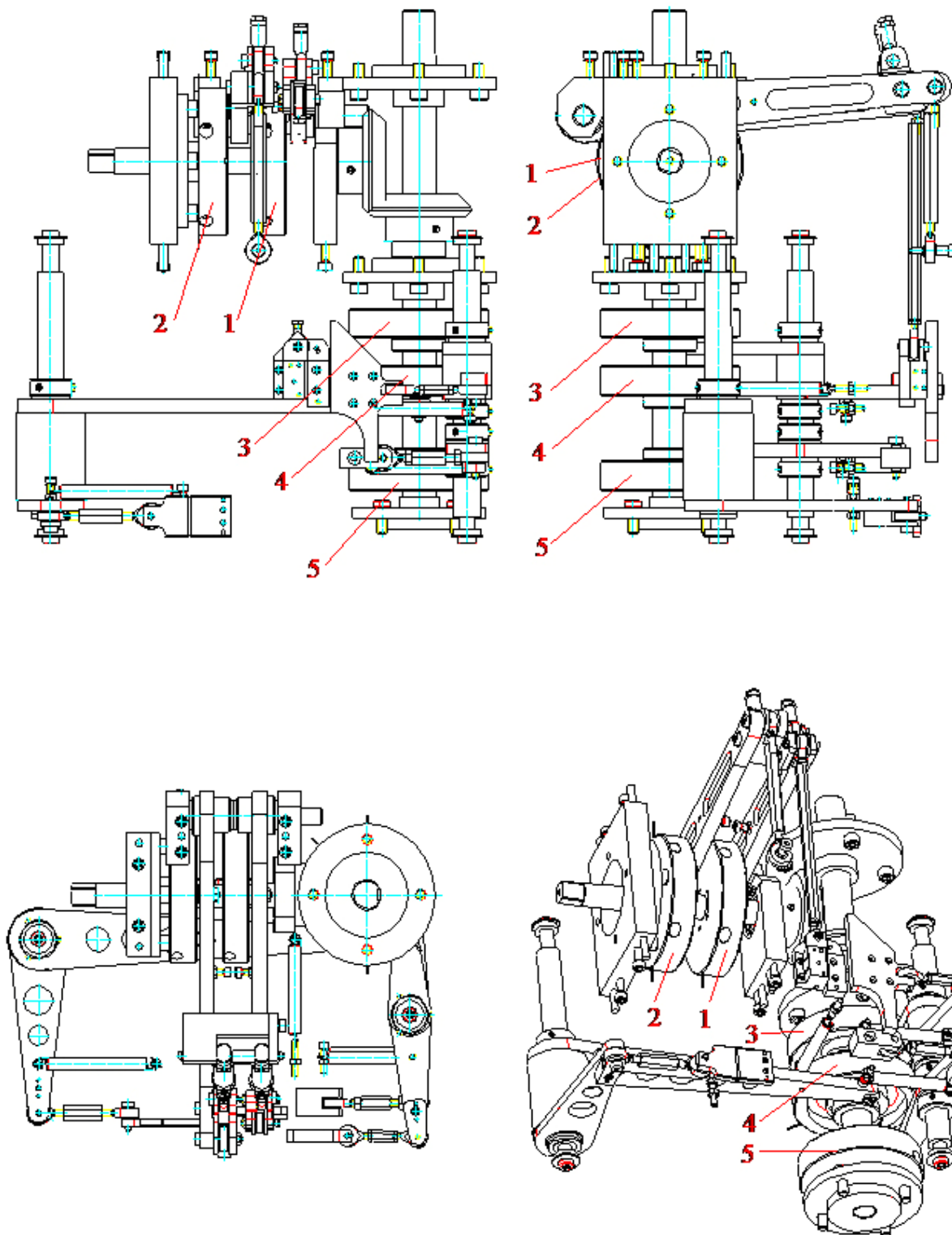


Fig. 6.4 Montajul camelor pe arbori

6.4 Mecanismul înseriat - investigare

Schema cinematică a mecanismului investigat, adică a mecanismului înseriat care corespunde gripper-ului este prezentată în figura 6.6, iar o vedere a montajului mecanismului este prezentată în figura 6.5.

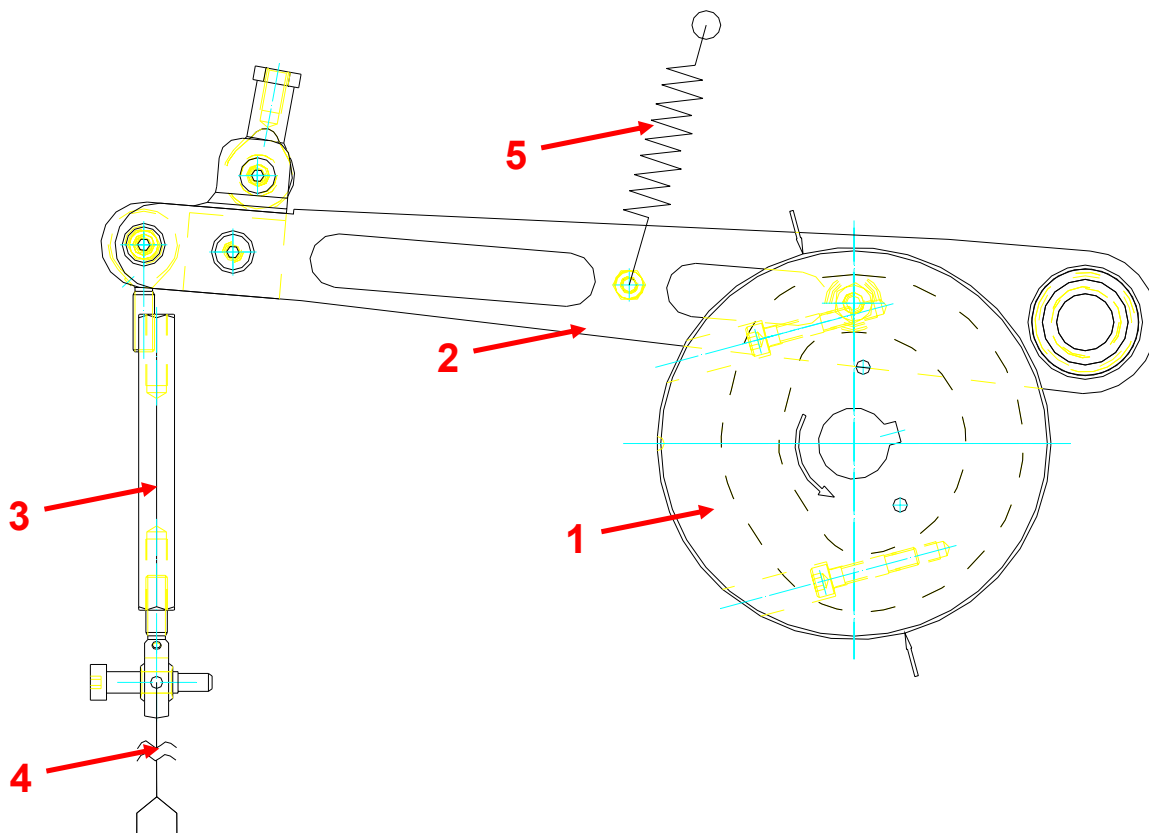


Fig. 6.5 Montaj mecanism de inserare a pinilor în mufa conectoare

Componență:

1. Camă plană cu canal;
2. Tachet oscilant cu rolă;
3. Bielă;
4. Glisorul port-gripper (elementul final);
5. Arc de întindere.

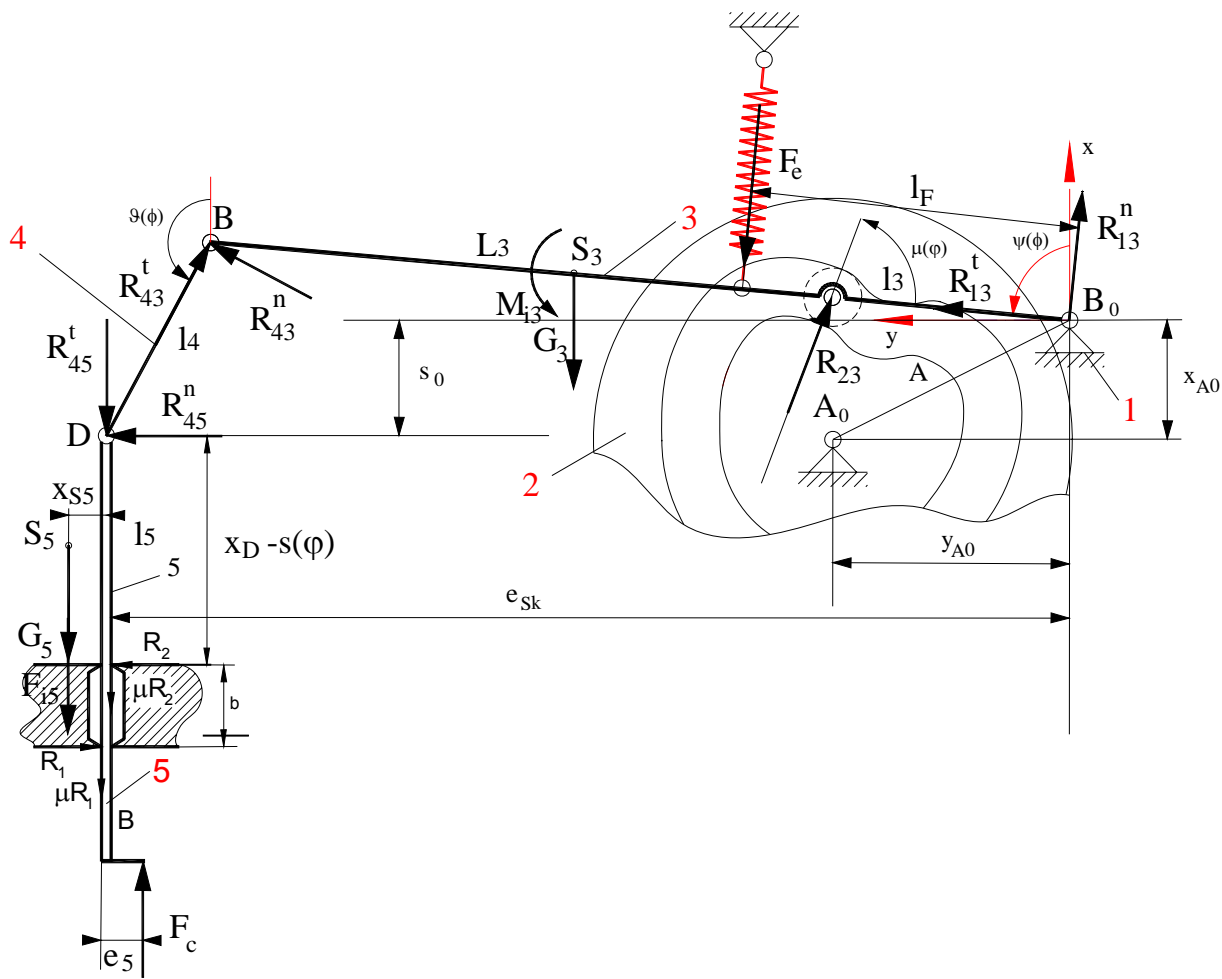


Fig. 6.6 Schema cinematică a mecanismului de inserare a pinilor

6.5 Metodă propusă pentru corectarea erorii sistemului automat de montaj

În subcapitolul 6.2 s-a propus o soluție pentru măsurarea forței cu care introduce gripper-ul pinii conectori în carcasa mufei, soluție care utilizează un senzor pentru măsurarea forței, senzor montat pe elementul corespunzător gripper-ului. S-a folosit și un senzor de deplasare pentru a determina cu cât se deplasează gripper-ul la inserarea fiecărui pin conector.

Senzorul de forță se montează undeva pe biela l4, într-o poziție convenabilă, pentru ridicarea experimentală a dependenței forței din biela față de unghiul de rotație al camei cât și a dependenței forță – deplasare.

În figura 6.7 se observă exact montajul senzorului de forță pe elementul respectiv.

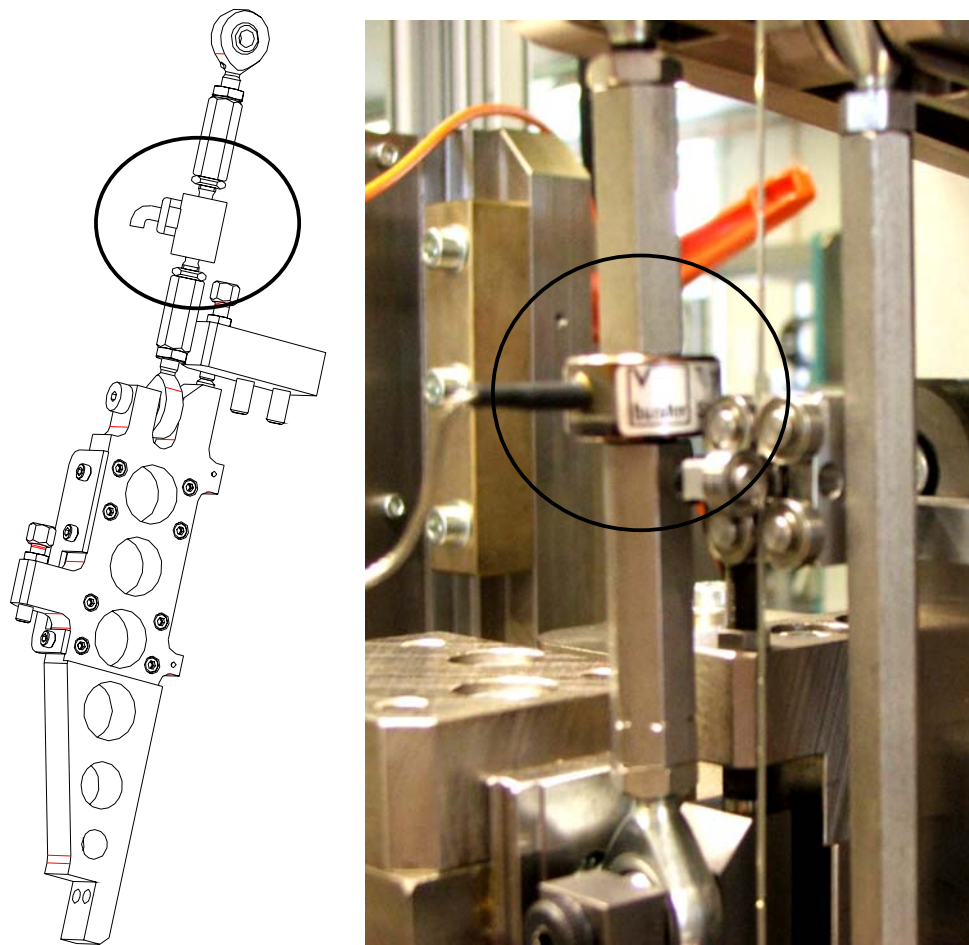


Fig. 6.7 Montaj senzor de forță

Senzorul de forță folosit, Burster - model 8411, este un senzor tensometric rezistiv de dimensiuni reduse dar care suportă 1000 N. Datele tehnice și dimensiunile acestuia sunt prezentate în figura 6.8.

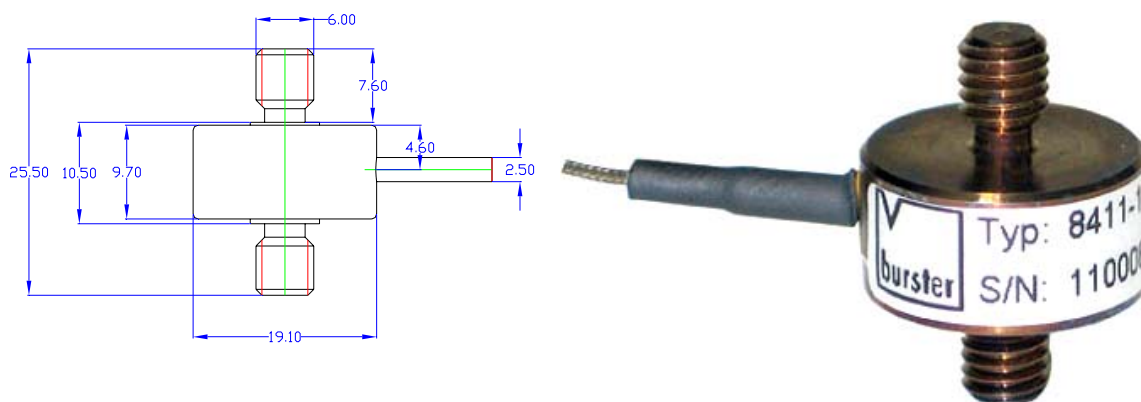


Fig. 6.8 Senzor de forță tensometric– Burster model 8411

Date tehnice:

Domeniul de măsurare	0.....1000 N la 350 Ω
Tensiune de alimentare de referință	5 V DC
Rezistența la izolație	> 5000M Ω la 50V DC
Rezistența la calibrare	59 k Ω \pm 0,1 %
Regimul temperaturii de lucru	- 55 °C ... + 120 °C
Temperatura regim utilizare	+ 15 °C ... + 70 °C
Influența temperaturii	$\leq \pm$ 0.02%
Abatere caracteristică relativă	< \pm 0,5 %
Tensiunea relativă de revenire	< \pm 0,5 %
Tensiunea relativă la calibrare	< \pm 0,1 %

Pentru senzorul de deplasare inductiv diferențial, Burster model 8740, a trebuit să se construiască un suport pentru prinderea sa, deoarece a fost dificil de montat pe sistemul automat de montaj din condiții constructive ale acestuia.

Corpul senzorului de deplasare se fixează pe un element fix, undeva pe un suport pe ghidajul fix al berbecului, cu ajutorul suportului de prindere construit, tija traductorului se rigidizează cu berbecul (pe gripper) prin clema confecționată și piulițe (vezi figura 6.9).

Senzorul se folosește pentru ridicarea experimentală a deplasării berbecului funcție de unghiul de rotire al camei, cu scopul evidențierii erorilor legii de mișcare a berbecului produse de saltul apărut în timpul funcționării sau de jocuri.

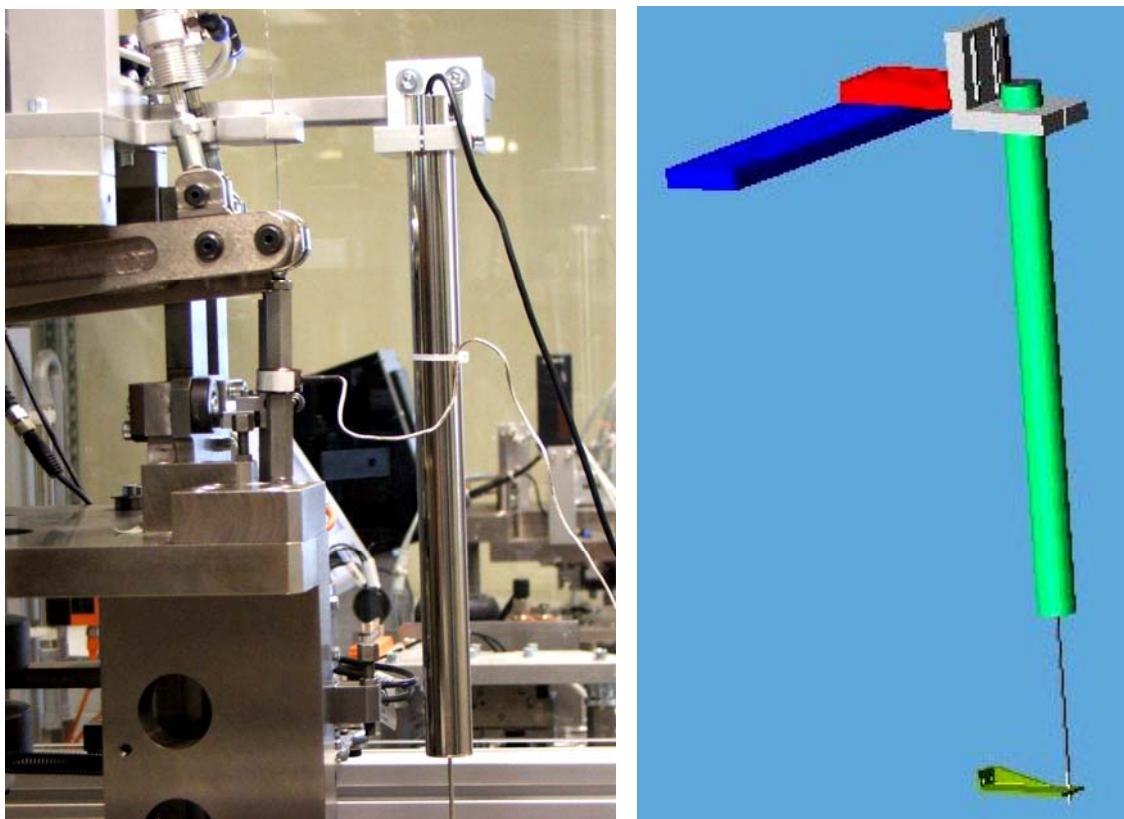


Fig. 6.9 Montaj senzor de deplasare inductiv – Burster model 8740

Date tehnice:

Domeniul de măsurare	0 ... 100 mm, 100Hz
Tensiunea de alimentare	9 ... 25 V DC
Curent de alimentare	≤ 26 mA
Tensiunea la ieșire	5 V
Frecvența purtătoare internă	12 kHz
Rezistența de ieșire	1 k Ω
Rezistența de sarcină	> 1 M Ω
Regimul temperaturii de lucru	-20 °C ... + 80 °C
Temperatura regim utilizare	-20 °C ... + 80 °C
Influența temperaturii	0,03 %
Abatere caracteristică relativă	$\leq 0,25$ %
Anvergura neschimbată din construcție	0,01%

Achiziția și prelucrarea datelor s-a făcut cu ajutorul unui sistem de achiziții de date BURSTER - DIGIFORCE 9310 (vezi figura 6.10).

Acest sistem e prevăzut cu softul propriu DigiControl 9310 PC Software, soft care permite configurarea tuturor parametrilor de pe panoul de comandă propriu și cu ajutorul căruia se pot vizualiza direct curbele ridicate (vezi figura 6.11 interfața softului). Acest sistem a fost conectat la un laptop printr-un port serial (vezi figura 6.12).



Fig. 6.10 Sistem achiziții date DIGIFORCE 9310

Date tehnice:

Preluare valori	max. 100000 perechi / s
Adâncime stocare valori	4000 perechi valori / curbă
Timp evaluare	≤ 90 ms
Curent alimentare	$100 V_{rms} \dots 240 V_{rms}$ 50-60 Hz / 10 VA
Temperatură de lucru	$+5^{\circ}C \dots +23^{\circ}C \dots +40^{\circ}C$
Canal senzor –Y	
Indice – DMS	$\pm 0,5 \dots \pm 40mV / V$
Rezistența punții	$350 \Omega \dots 5 k\Omega$
Tensiunea de alimentare	2,5 V și 5 V
Curent de alimentare maxim	20 mA
Tip de alimentare	4 trepte
Frecvența limită	5 ... 5000 Hz în trepte
Precizie (acuratețe)	0,5 %
Semnal procesat	
Semnal de intrare	$\pm 5 V$
Precizie (acuratețe)	0,4 %
Canal senzor – X	
Potențiomtru, DC/DC și semnal procesat	
Tensiunea la intrare	$\pm 5 V$ și $\pm 10 V$
Tensiunea de alimentare	5 V

Curent de alimentare	max. 8 mA
Frecvența limită	5 ... 5000 Hz în trepte
Precizie (acuratețe)	0,4 %
Porturi de comunicare I/O	
Port paralel, porturi seriale, port rețea	

Faza de pregătire în vederea realizării măsurărilor, constă în stabilirea canalelor de intrare și de ieșire din unitatea sistemului de măsurare, respectiv canalul pentru senzorul de forță cât și pentru senzorul de deplasare, calibrarea canalelor, stabilirea unei strategii în vederea efectuării măsurărilor și a condițiilor impuse pe perioada măsurărilor.

Cu ajutorul sistemului de măsurare prezentat și al senzorilor utilizați, se vor realiza o serie de determinări experimentale. Studiul experimental are ca scop verificarea rezultatelor teoretice, confirmarea acestora, pentru a putea identifica eroarea în funcționare la regimul de lucru a sistemului automat de montaj.

Softul permite descărcarea valorilor obținute în urma măsurărilor în format Excel, și ulterior acestea se pot prelucra și fără ajutorul acestuia.

Seturile de măsurători au fost făcute în varianta pin cu pin, pentru fiecare pin conector introdus în carcasă s-a obținut câte o curbă cu scopul de a fi analizate individual și a observa unde și cum se manifestă acea eroare ce apare în timpul funcționării sistemului automat de montaj.

Din diagramele obținute practic, forță funcție deplasare (vezi figurile din anexe), se observă că există o variație a forței cu care gripper-ul inserează pinii conectori în carcasa mufei. Această variație a forței reiese din faptul că, s-a montat pe tchet un arc de tracțiune supradimensionat, cu scopul de a nu mai permite migrarea contactului dintre rola tchetului și camă de pe profilul interior pe profilul exterior al camei cu canal. Constanta elastică a arcului montat pe tchet este de 1,89 N/mm, foarte mare în comparație cu constanta arcului rezultat din calculele teoretice (1,19 N/mm).

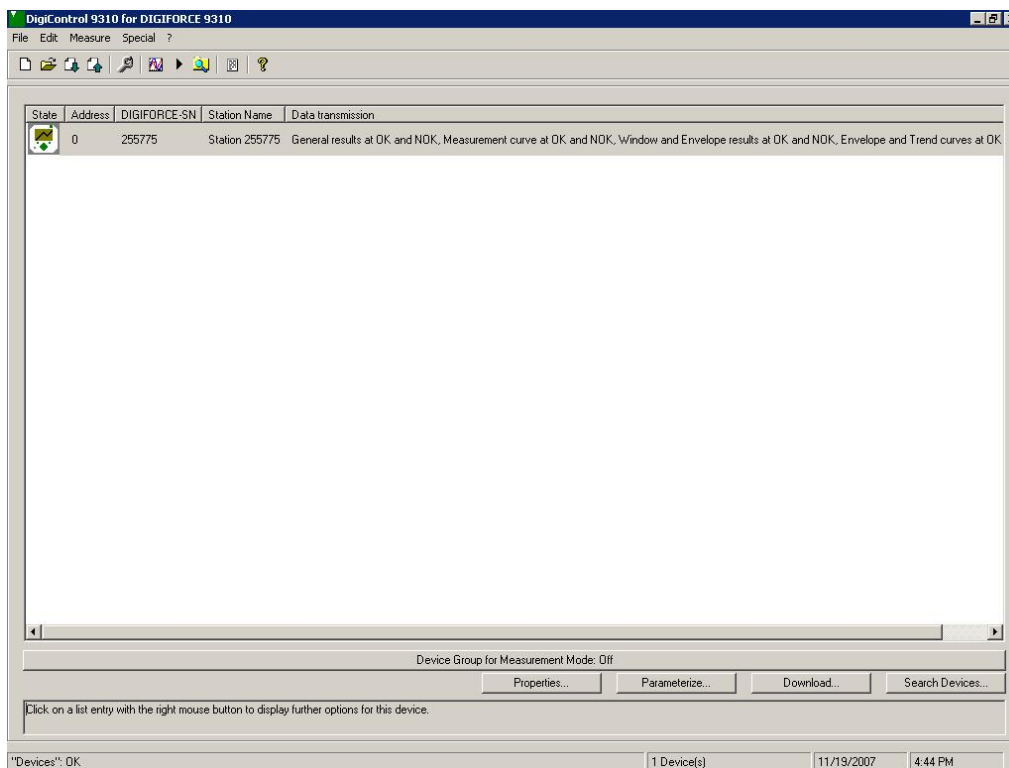


Fig. 6.11 Interfața softului DigiControl 9310 PC Software

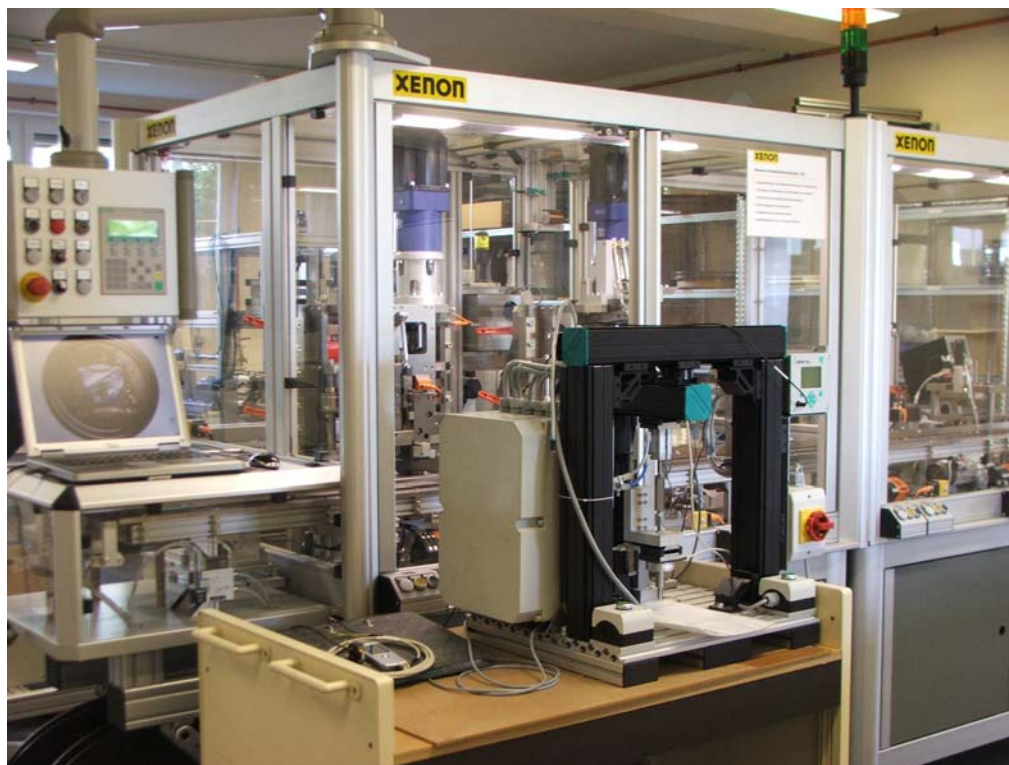


Fig. 6.12 Vedere generală a standului

6.6 Concluzii

Conform calculului teoretic, se observa că la capătul cursei active apare un salt, defapt, se observă cum contactul rolei tachelului cu cama, migrează de pe profilul interior pe profilul exterior al camei cu canal, se schimbă practic sensul reacțiunii după cum se observă în grafic (vezi figurile din anexa 1, respectiv anexa 2).

Acest lucru se datorează forței de inerție care coroborată cu variația tolerantelor din sistem provoacă acest salt de pe un profil la celălalt, însă acest lucru se poate compensa cu un arc montat pe tachel.

În analiza cinetostatică se regăsește calculul unui arc necesar, care să compenseze acel salt de la valori negative la valori pozitive ale reacțiunii.

Foarte interesant este faptul că pe toată perioada efectuării măsurătorilor automatul a funcționat perfect, fiind testat în toate fazele de lucru de la viteza minimă la cea maximă de lucru, efectuând măsurători pin cu pin, carcasă cu carcasă (cca. 2600 pini, aproximativ 200 carcase).

Explicația ar fi următoarea: senzorul de forță montat pe bara de lungime 14, netensionat, nu a putut fi montat exact la o poziție inițială de 0 a forței, din condiții evidente. Practic aceasta tensionare a senzorului cu -25 N a compensat forța dezvoltată de arc, asigurând o reacțiune R23 care nu schimbă sensul de acțiune al forței, acest lucru putând fi observat pe pini din carcase care toți au fost corespunzător introduși. Nu am obținut nici un singur pin care să nu fie în poziția prescrisă.

Conform cu calculele teoretice ar trebui să se folosească un arc cu constanta elastică de 1,19 N/mm, în urma verificărilor făcute, am constatat că în schițele sistemului automat de montaj, figura un arc cu constanta elastică de 1,09 N/mm, acesta fiind mai slab d.p.d.v. al rezistenței opuse, însă contrazicea faptul că biela pe care era montat senzorul de forță era solicitată la întindere și nu la compresiune, ceea ce a dus la concluzia că, pe tachelul mașinii de lucru e montat un arc mai tare, cu o constantă elastică mult mai mare. Verificând arcul montat pe mașină am constat că nu e cel trecut în schițele mașinii, și, în urma măsurătorilor făcute pe arcul utilizat, am ajuns la concluzia că e un arc cu constanta elastică de 1,680 N/mm, foarte rezistent în comparație cu cel calculat în teorie și cel care era trecut în cartea tehnică a mașinii.

Comparând curbele obținute practic cu cele pe cale teoretică s-a observat că, oscilațiile apar când arcul permite la cursa de revenire, ca rola tachelului să schimbe profilul cu care vine în contact.

Un joc de 0.05 mm de la camă, este amplificat de circa 4 ori de către bielă, acest factor de amplificare fiind raportul dintre lungimea tachelului și lungimea bielei.

Acest joc împreună cu jocurile din cuple neconsumate în același sens, provoacă apariția vibrației în repaus a capului gripper-ului (vezi figurile din anexe), adică în perioada de staționare superioară.

Se observă că și la faza de pornire întotdeauna exista un salt, tocmai din cauza forței de rezistență produsă de arc, și datorită faptului că viteza unghiulară a camei nu este constantă. Nu am reușit să determin această viteză experimental neavând echipamentul necesar.

Pe grafice se mai observă acele oscilații între cursa activă, respectiv de revenire a tachelului pe camă, cauzate de faptul că arcul folosit în construcția mașinii este supradimensionat, senzorul de forță sesizând acest lucru, dar preluând o mare

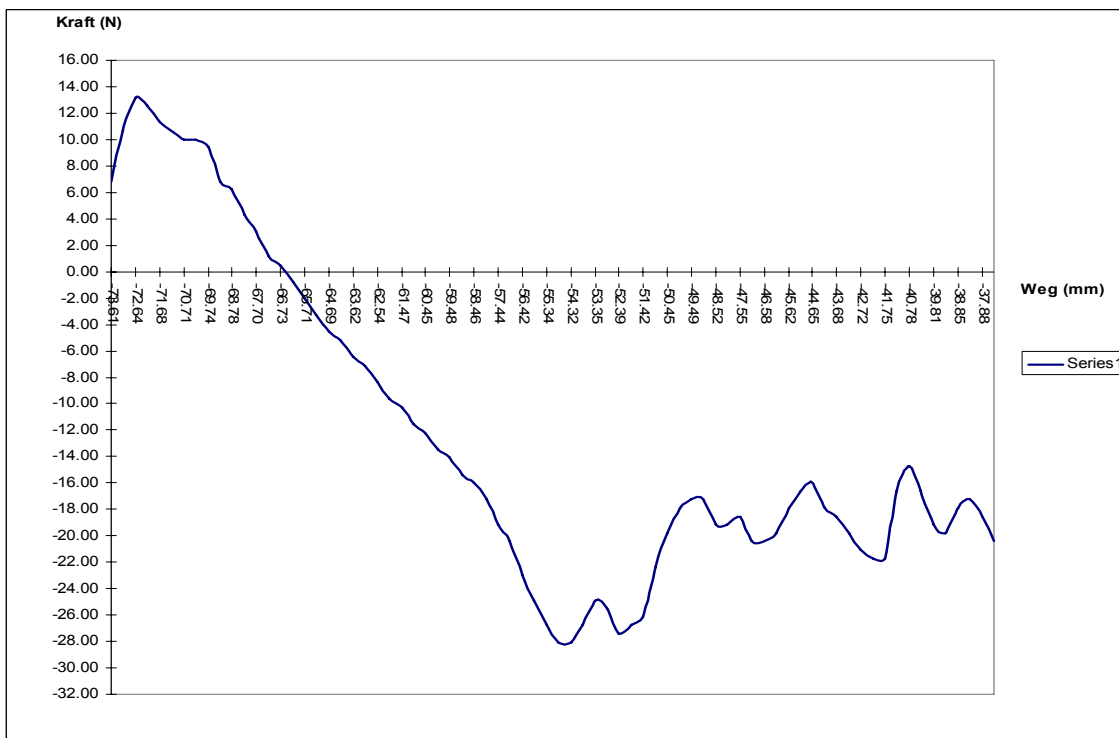
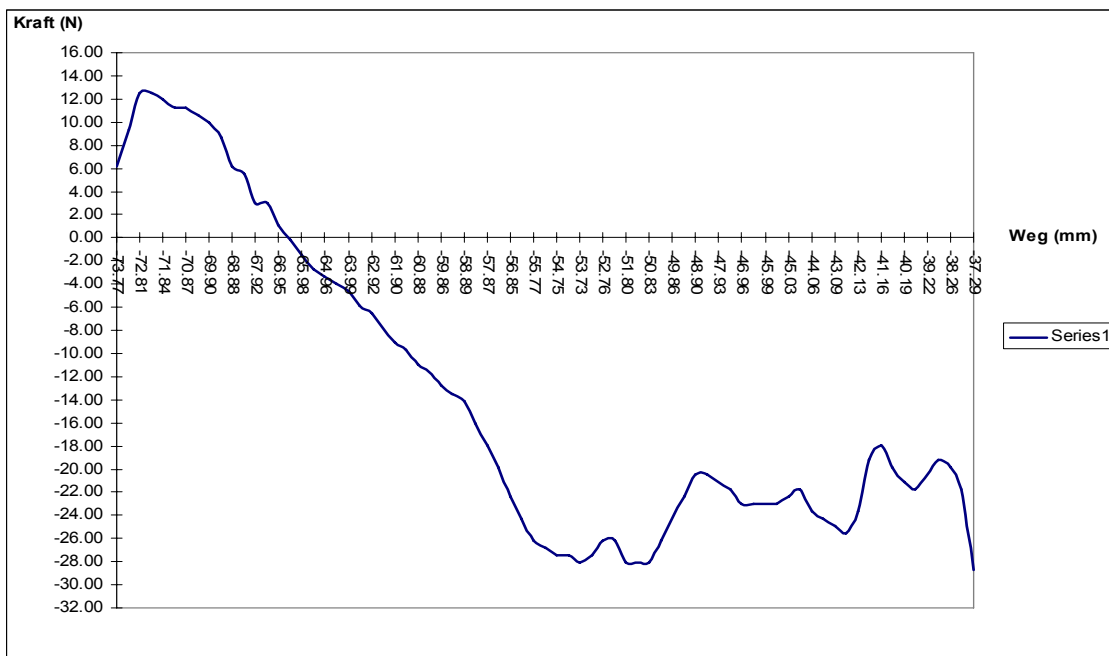
parte din forța elastică a arcului, rezultatul, adică pinii fiind montați corespunzător în carcasa mufei.

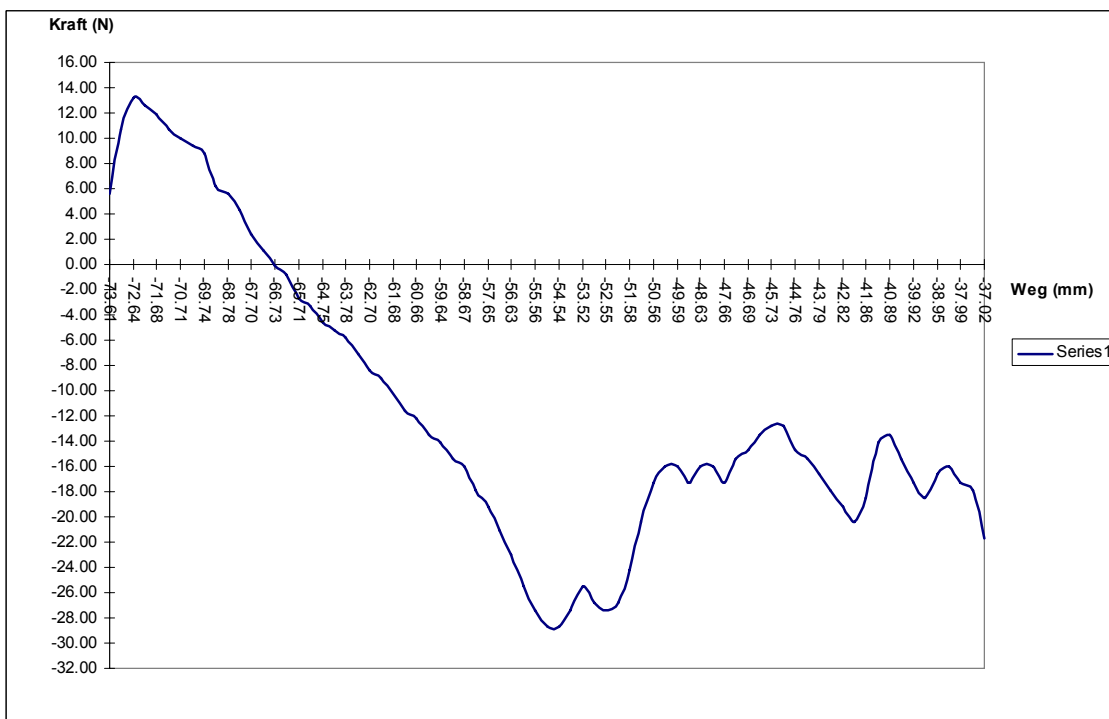
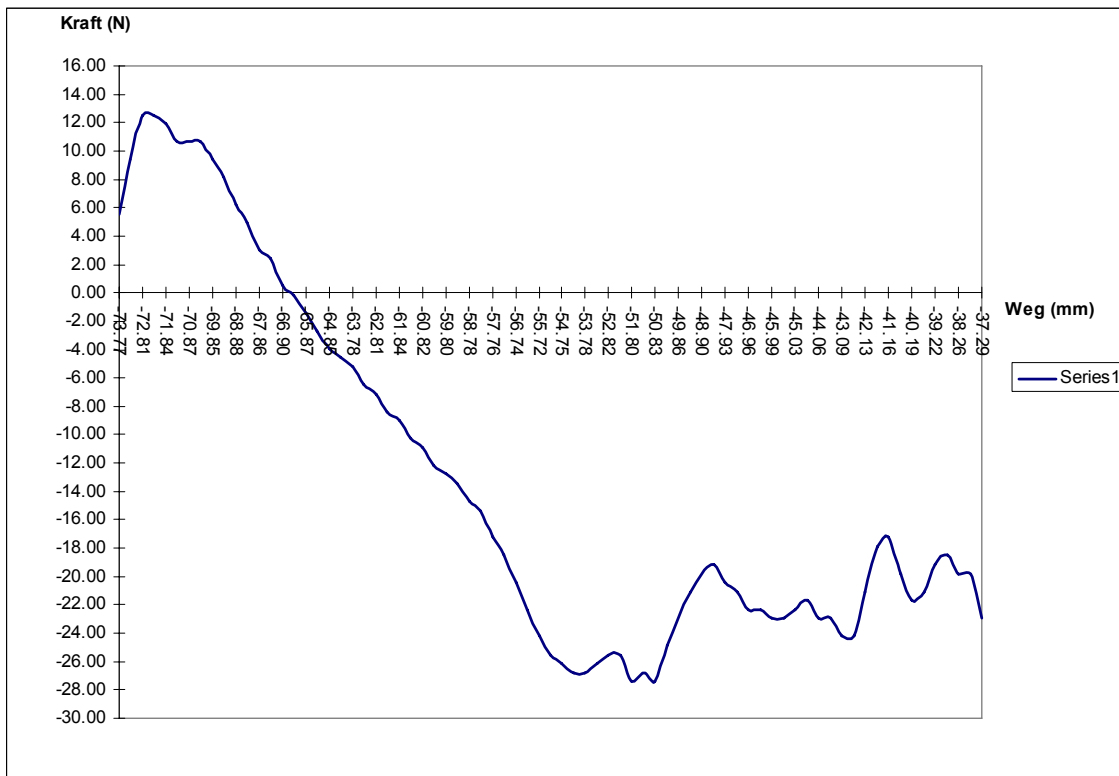
Prin montarea unor bolțuri pe mașină, s-a dorit controlarea exactă a cursei gripper-ului neținându-se cont de efectele forței elastice produsă de arcul supradimensionat, apariția aceluși salt la finalul cursei (salt observat cu o cameră video de înaltă rezoluție) fiind evidentă tocmai din această cauză de a controla introducerea pinilor conectori la o adâncime constantă în carcasa mufei.

Sau efectuat seturi de minim 50 de măsurători pentru a avea un rezultat cât mai concludent, fapt care s-a și concluzionat în urma realizării unor calcule de statistică, făcute automat de softul plăcii de achiziție DigiControl DIGIFORCE 9310.

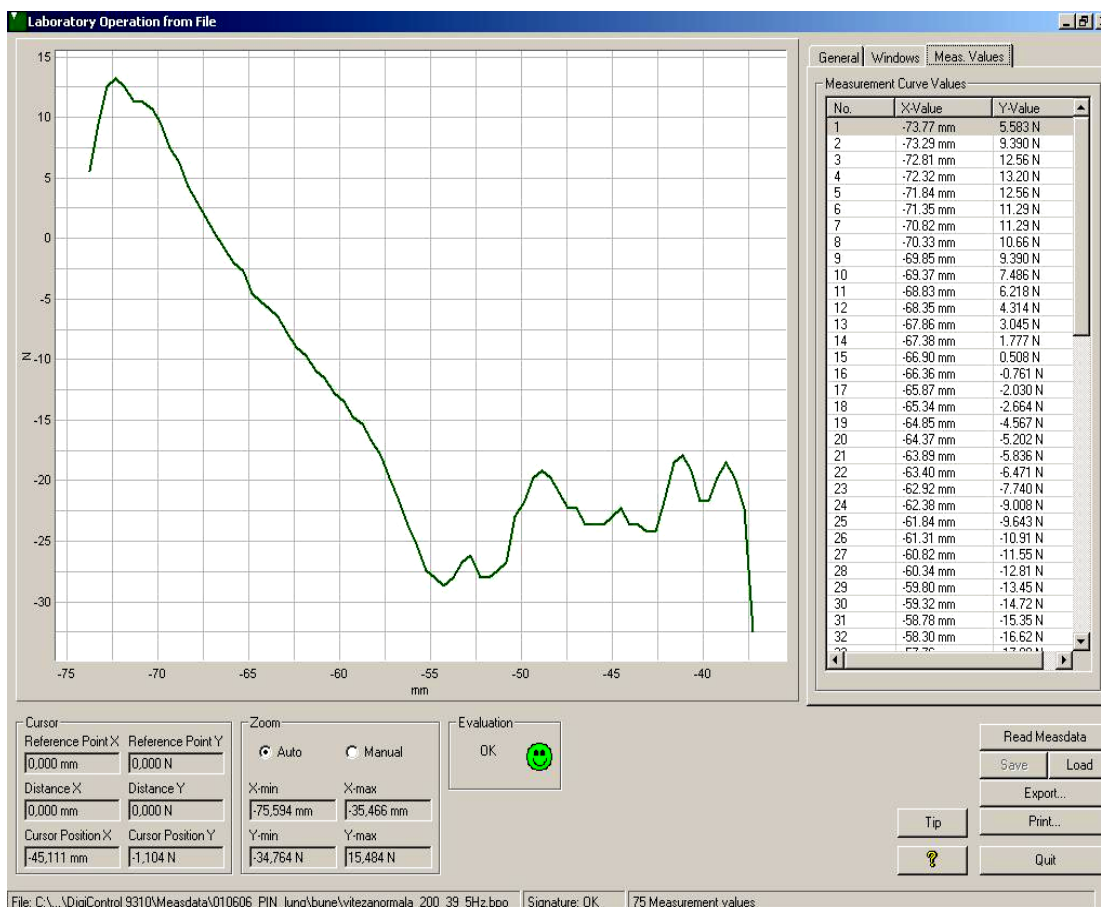
Măsurători forță - deplasare

Anexa 1



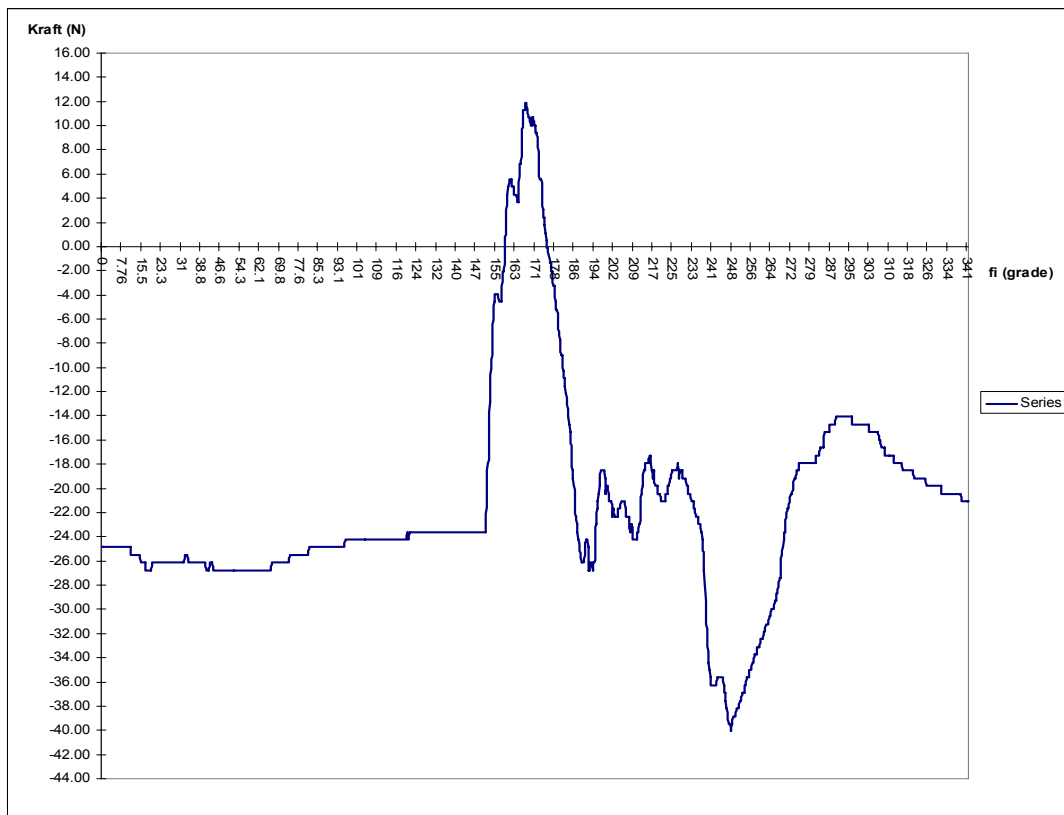
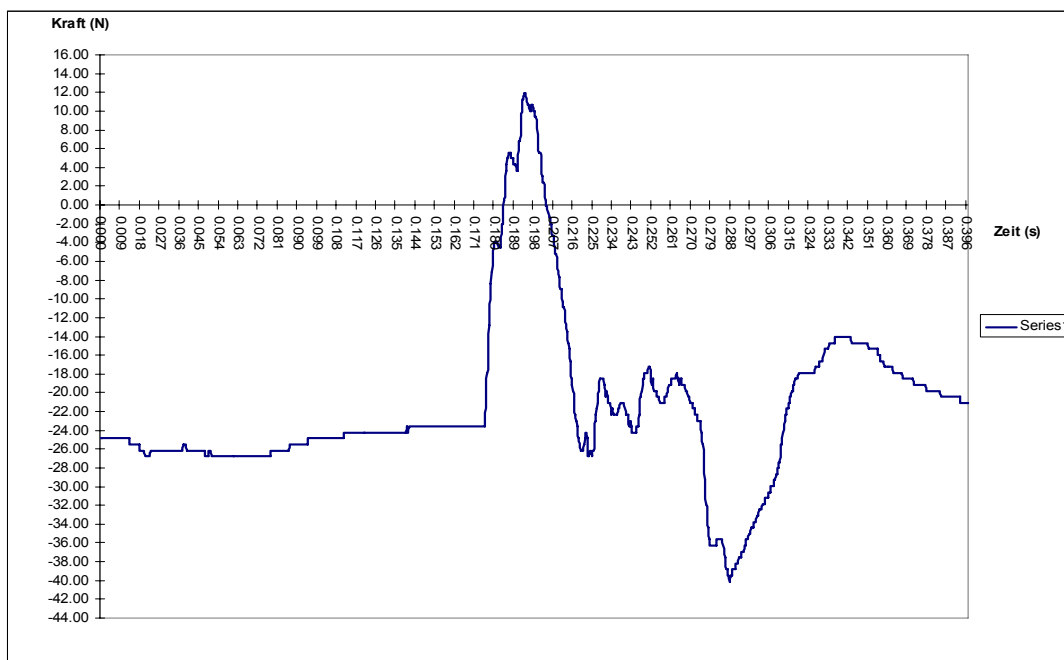


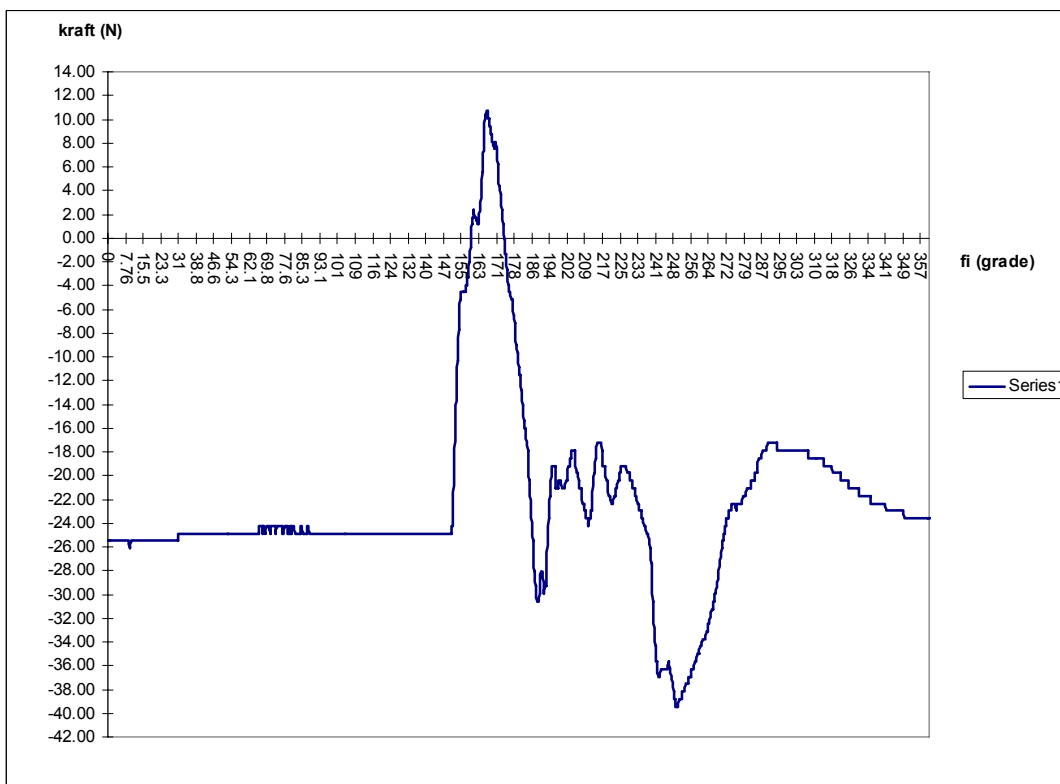
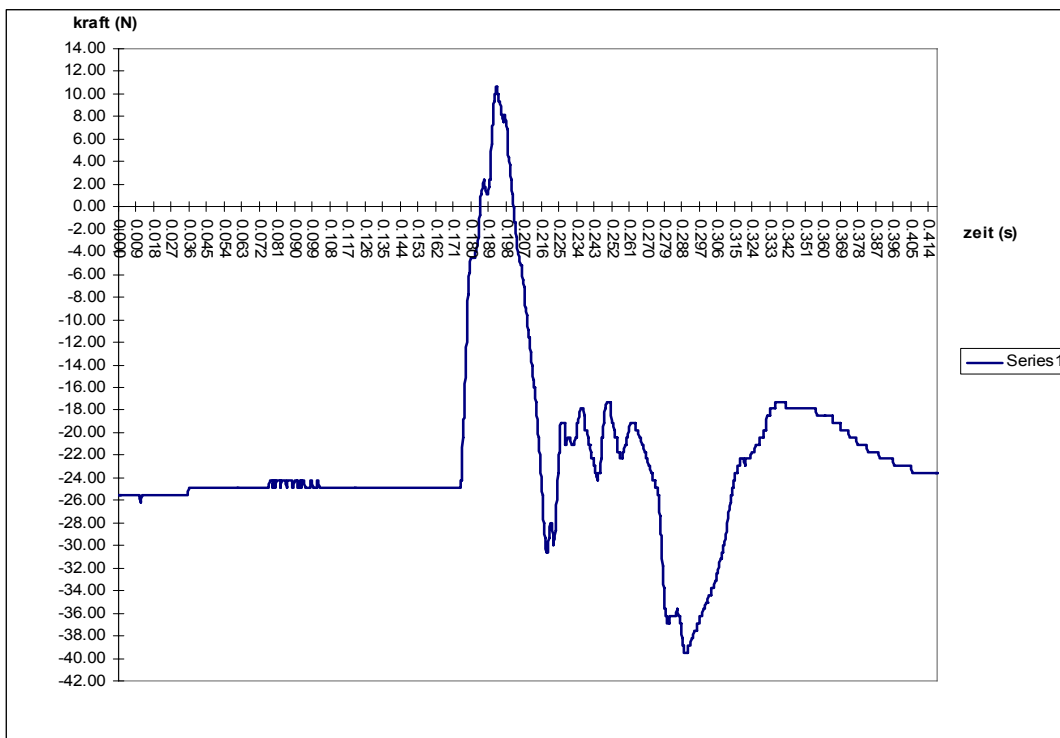
Captură ecran interfață soft DigiControl 9310

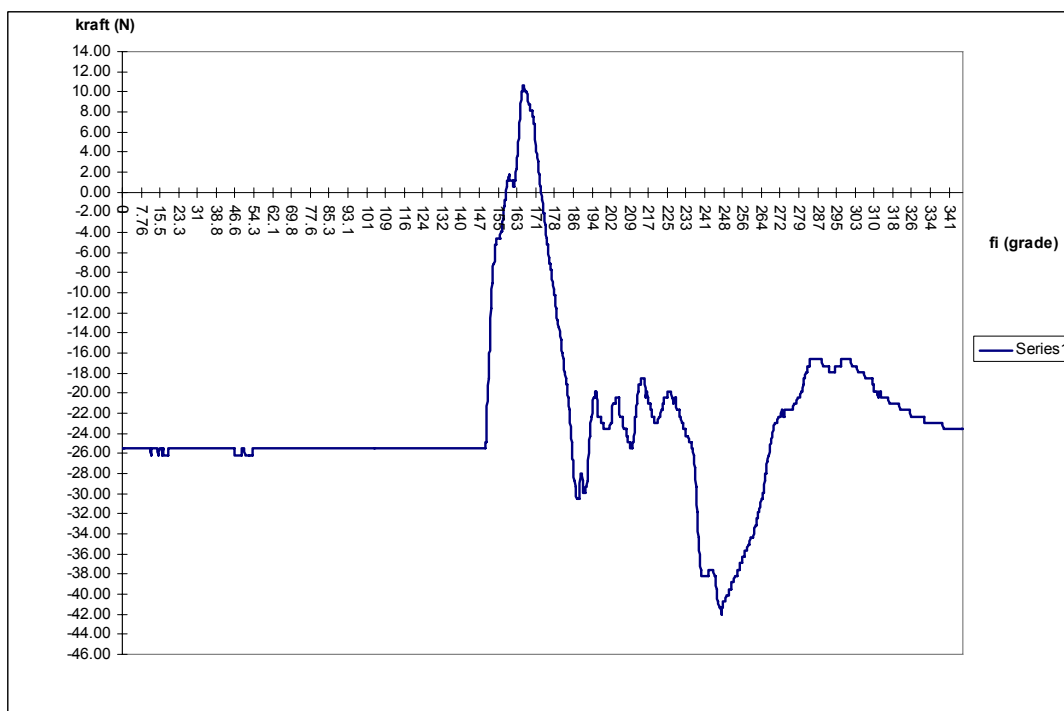
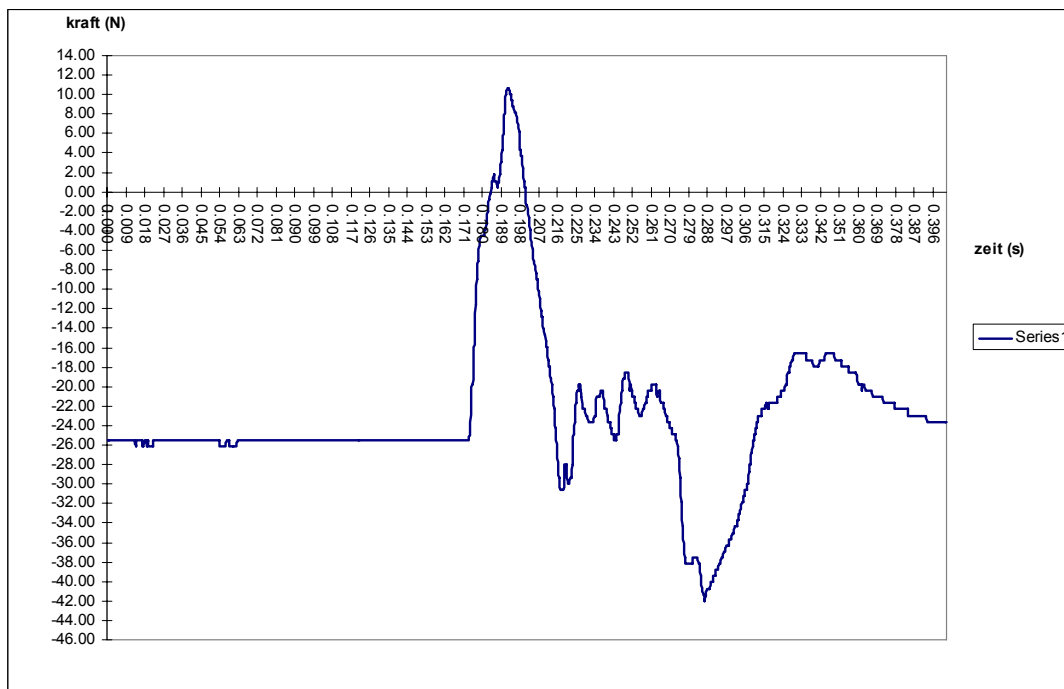


Măsurători forță – timp și forță – cursă unghiulară

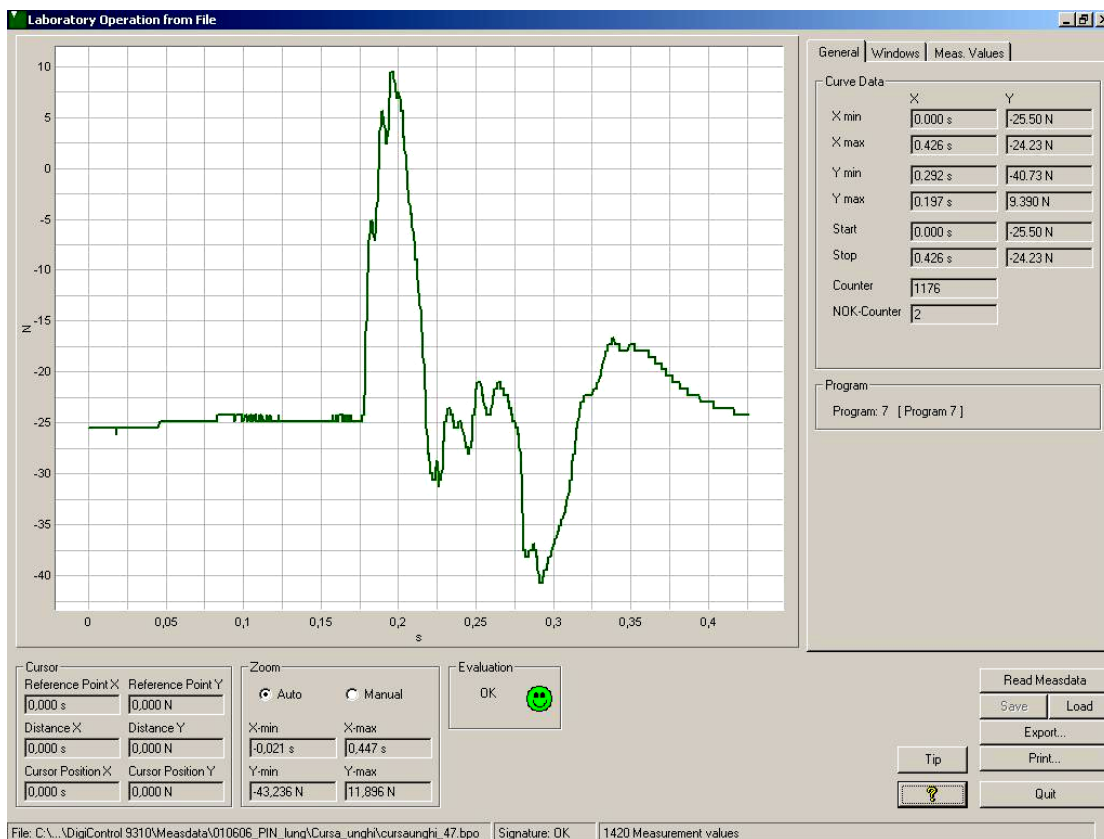
Anexa 2



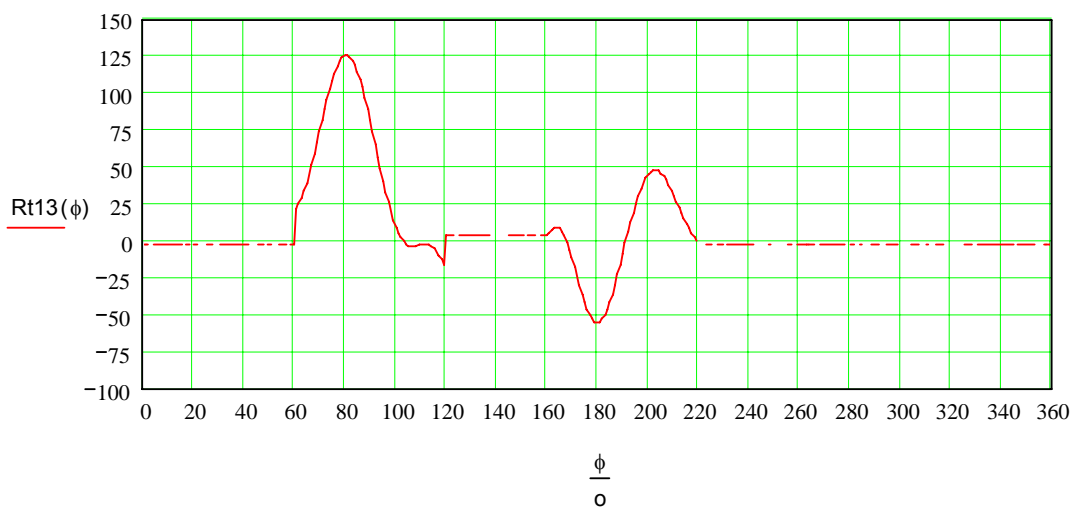




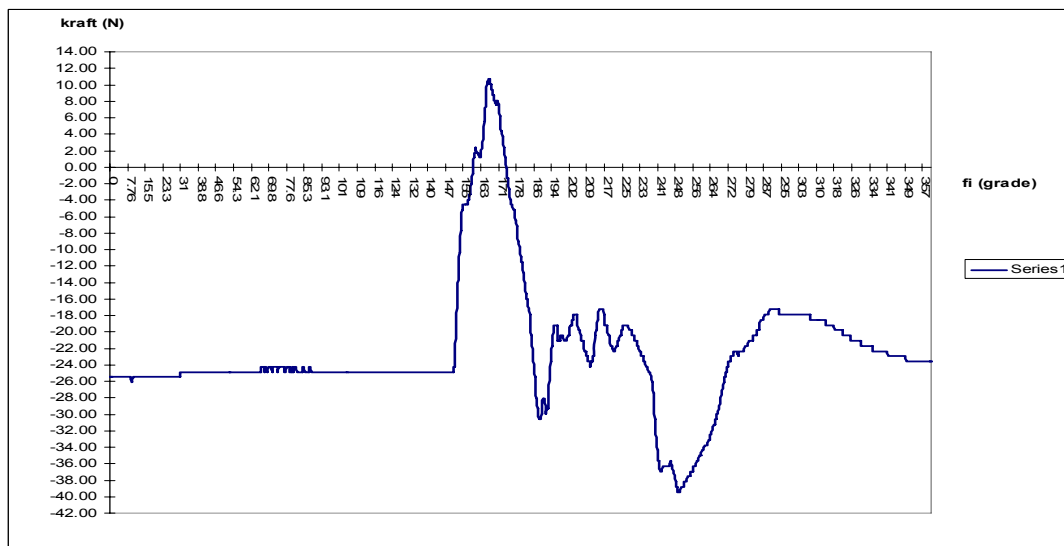
Captură ecran interfață soft DigiControl 9310



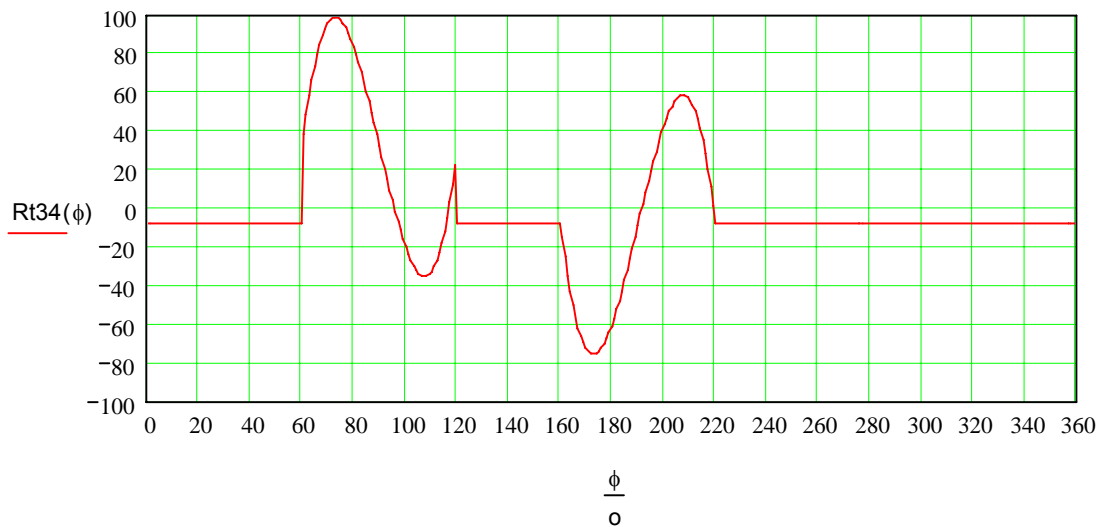
Anexa 3



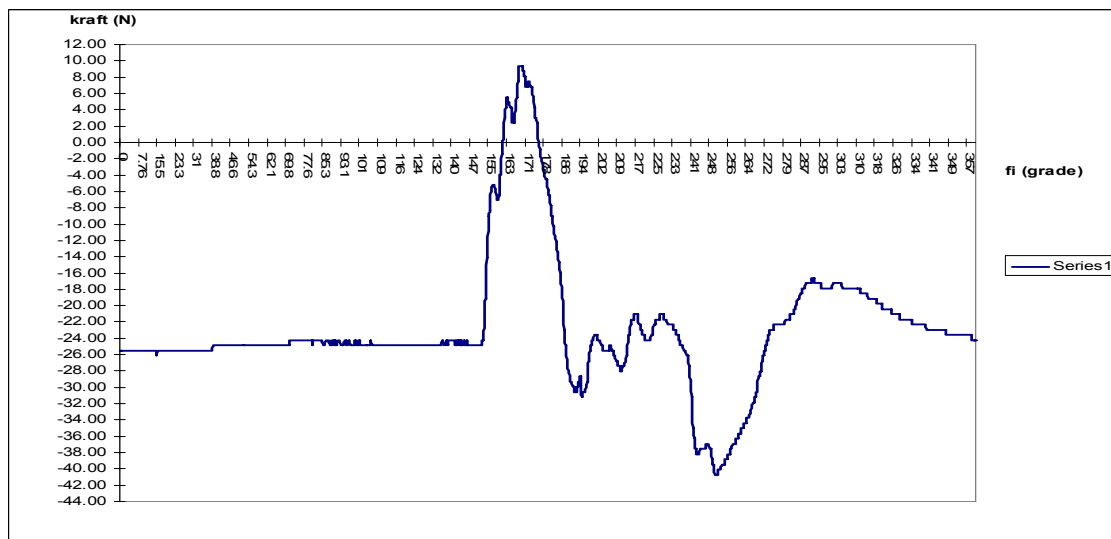
Reprezentare diagramă teoretic obținută



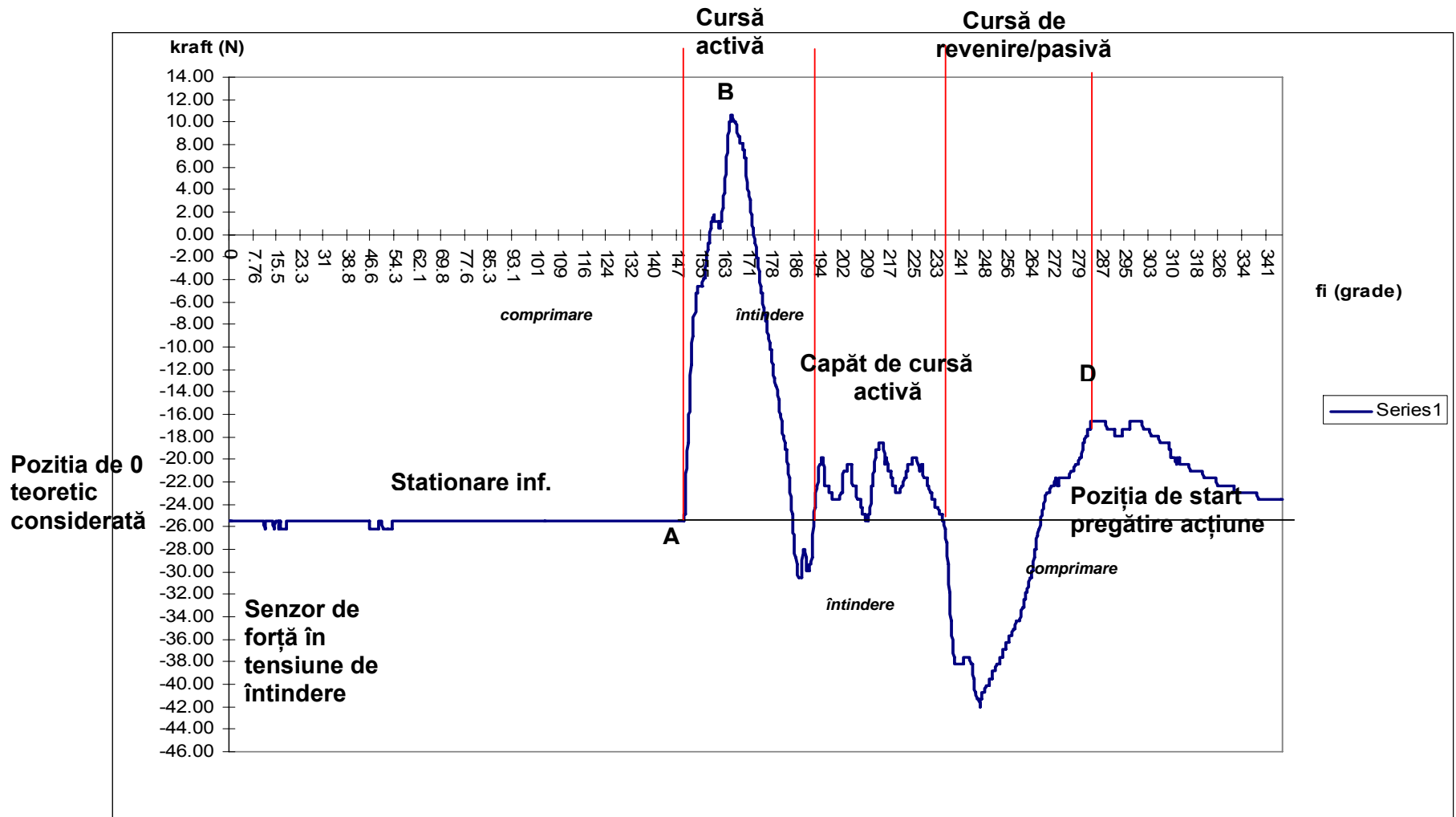
Reprezentare diagramă practic obținută



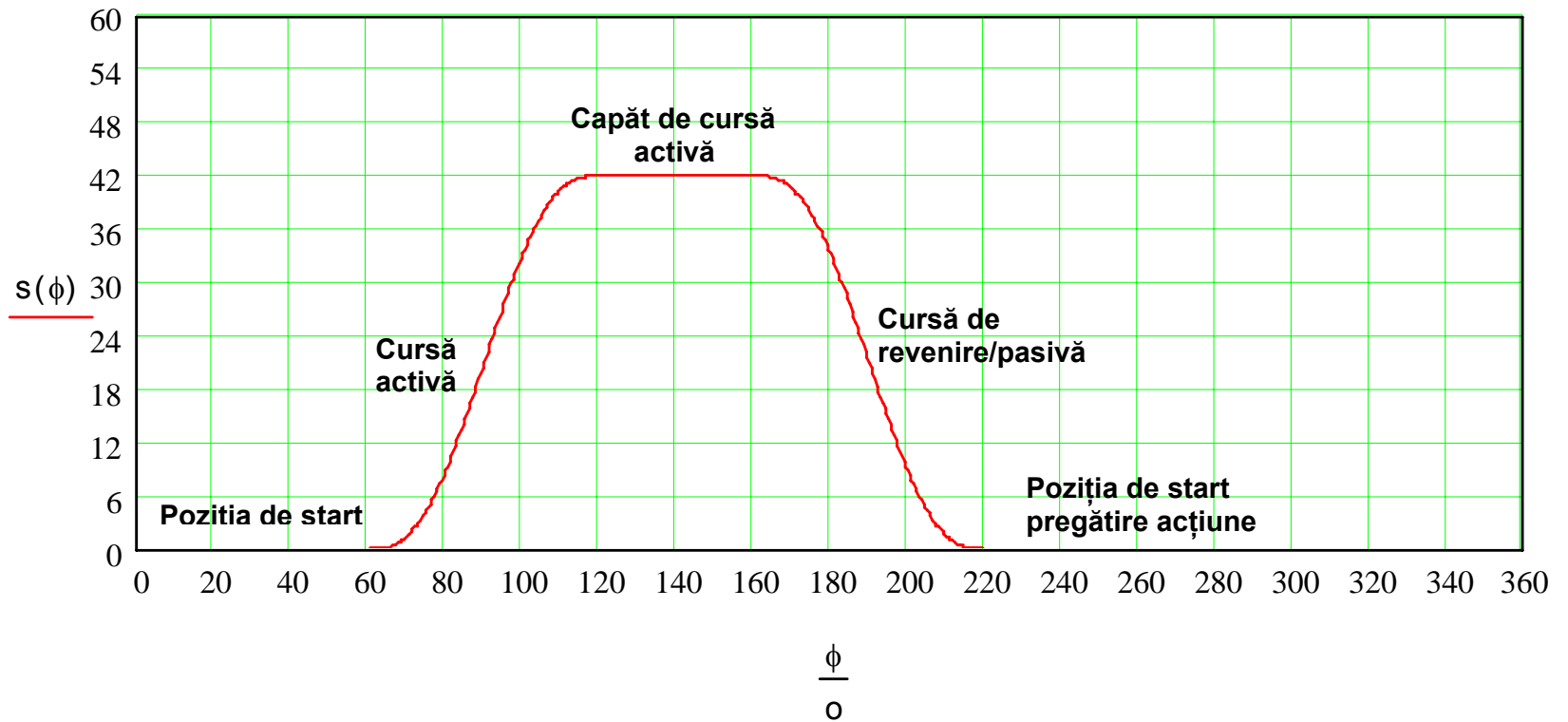
Reprezentare diagramă teoretic obținută



Reprezentare diagramă practic obținută



Variația legii de mișcare pentru elementul condus



Legendă:

A – Început cursă ;

B – Pinul străpunge carcasa;

D – Revenire cursă gripper.

Întârzierea e de 0,1 secunde aproximativ 80-90 grade

Cap. 7 Concluzii finale și contribuții personale

Parcurgând literatura tehnică de specialitate s-a putut face o analiză a mecanismelor complexe (înseriate) din punct de vedere al eficacității economice cât și a calității produsului finit.

Mecanismele de transmitere a mișcării cele mai des întâlnite folosesc acționări cu bare articulate care măresc unghiul de transmitere, corelează forța și mișcarea de transmitere între elementul condus și elementul conducător.

Mecanismele înseriate s-au impus în primul rând datorită exigentelor severe impuse de industrie pentru a produce atât calitativ cât și din privința costurilor de producție, dar și din privința re tehnologizării echipamentelor industriale, deoarece produsele tind către un grad de complexitate și tehnologicitate cât mai ridicat. Din această cauză s-au impus mecanismele patrulete înseriate cu mecanisme cu camă și tchet însă, nedepășind pe cât posibil 6 elemente în structura lor.

Metodele moderne de calcul oferă posibilități noi și raționale de efectuare a analizei și a sintezei mecanismelor și respectiv de optimizare a acestora. Reluarea sistematică a analizei mecanismului cu modificarea dimensiunilor inițiale conduce la determinarea mărimilor geometrice caracteristice ale acestuia, de asemenea manieră încât să satisfacă cerințele beneficiarului (comportare dinamică, materiale utilizate, jocuri în cuplele cinematice, ș.a.).

Cercetările actuale, privind proiectarea și realizarea mașinilor și utilajelor sunt orientate în direcția creșterii productivității, reducerea prețului de cost, lărgirea domeniului de utilizare, diminuarea fenomenelor dinamice dăunătoare și asigurarea esteticii tehnice. Acestea presupun ca în procesul de proiectare să se realizeze o optimizare a parametrilor structurali, cinematici, dinamici și de exploatare.

S-a realizat un studiu original din punct de vedere al sistematizării informațiilor existente la momentul actual cu privire la mecanismele articulate, care împreună cu cele cu camă au cea mai largă utilizare practică, și care sunt implementate în diverse domenii de la construcția de mașini destinate domeniului mecanic, medical chiar, până la roboți și nanoroboți.

Parcurgând literatura tehnică de specialitate fost făcută o analiză critică a modalităților de realizare a mecanismelor înseriate din punct de vedere al aplicațiilor industriale care prezintă interes. Au fost sintetizate aspectele teoretice și practice legate de modul în care mecanismele cu camă pot fi înseriate cu mecanismele cu bare, însă în cazul de față respectând o cerință tot mai des impusă de mediul industrial și anume ca, mecanismul inseriat să nu depășească pe cât posibil 6 elemente în componența lui.

Dezvoltarea industriei constructoare de mașini și echipamente este orientată în sensul creșterii calității produselor și a optimizării gabaritului acestora. În acest context se impune minimizarea elementelor componente, modularizarea subansamblurilor mecanice, asigurarea unei reglări și ajustări eficiente între elementele și/sau subansamblurile componente și tratarea globală a subansamblurilor mecanice din componența mașinilor și echipamentelor.

Mecanismele utilizate pentru transmiterea mișcării și a forțelor, ca subansambluri ale unei mașini sau a unui echipament implică aceeași abordare globală.

A fost realizat un studiu original cu privire la stadiul actual al studiului și analizei mecanismelor cu came și bare.

Problema gabariturii mecanismelor cu camă este abordată în literatura tehnică de specialitate exclusiv din punctul de vedere al minimizării gabariturii camei, fără a ține cont de lungimea ghidajului tachelului. Aceasta din urmă, în cazul camelor plane cu tachel în mișcare de translație, fiind dependentă de raza rolei, raza de bază a camei, cursa tachelului și de legea de mișcare. Lungimea optimă a ghidajului implică o scădere a gabariturii mecanismului.

Determinarea lungimii optime a ghidajului rezultă din urma analizei cinetostatice a tachelului în ghidajul său.

S-a elaborat o metodă de calcul a gabariturii optim pentru un mecanism cu camă și tachel în mișcare de translație ținând cont de lungimea ghidajului tachelului care implică o scădere a gabariturii.

S-a realizat o analiză concretă prin exemple numerice a factorilor de influență ce acționează asupra gabariturii camei.

A fost propusă o metodă pentru determinarea gabariturii minim al mecanismului cu camă și tachel în mișcare de translație, prin considerarea atât a gabariturii camei cât și al gabariturii ghidajului tachelului.

Au fost evidențiate influențele legii de mișcare a tachelului, unghiul de rotire al camei corespunzătoare fazei de urcare sau coborâre, coeficientul de frecare dintre tachel și ghidaj, coeficientul de încărcare și a razei rolei în expresii adimensionale asupra gabariturii total al mecanismului cu camă în expresie adimensională. Toți parametrii analizați au fost prezentați în expresii / forme adimensionale, astfel că, concluziile enumerate sunt general valabile pentru toate tipurile de mecanisme cu came cu tachel în translație.

Pentru fiecare mecanism cu camă se regăsesc în literatura tehnică de specialitate câteva metode grafice sau analitice pentru determinarea razei de bază a camei, excepție făcând mecanismele cu camă cu tachel tangențial oscilant. Raza de bază este importantă atât din punct de vedere al fabricării camei, cât și al dimensionării acesteia.

Este remarcabil faptul că se asigură un unghi de transmitere favorabil în punctele de contact dintre camă și tachel.

A fost concepută o metodă de calcul iterativ pentru determinarea razei de bază a mecanismelor cu camă și tachel tangențial oscilant, cu verificarea condiției evidente ($r \leq r_{\max}$) ca, oricare dintre razele vectoare ale profilului camei să nu depășească raza maximă a camei dedusă din cursa unghiulară a tachelului.

S-a elaborat o metodă pentru determinarea razei de bază a camei prin identificarea posibilelor puncte de singularitate și evitarea apariției acestora.

Aplicațiile industriale ale mecanismelor necesită realizarea unor mișcări precise, prescrise după legile de mișcare impuse de procesul tehnologic.

Astfel, mecanismele cu came cu 3 elemente nu asigură amplitudinea mișcărilor și forțele necesare în procesul tehnologic. În acest sens, firmele producătoare de mașini care utilizează transmiterea mișcărilor de la o axă motoare la mai multe organe de lucru (mașini de împachetat, automate de montaj ș.a) înseriază

mecanismele cu came cu mecanisme cu bare, prin intermediul acestor mecanisme care sunt simple din punct de vedere constructiv, asigură amplificarea mișcărilor sau a forțelor.

Din punct de vedere al aplicațiilor industriale și care prezintă interes, pentru mecanismele plane cu camă de tipul celor cu camă rotativă și tchet oscilant (fig. 4.1, capitolul 4) și celor de tipul camă rotativă și tchet în translație (fig. 4.2, capitolul 4) ce pot fi înseriate, cu: mecanism manivelă – piston; mecanism patruleter articulat; mecanism cu culisă de translație; mecanism dublu piston, a fost făcută sinteza acestora.

Precizia dimensională, a tuturor elementelor componente, și calitatea suprafețelor, în general și a profilului camei în particular, influențează calitatea și durabilitatea mecanismului. Calitatea mecanismului este apreciată prin compararea mișcării reale a tchetului cu mișcarea teoretică, dată de legea de mișcare impusă.

Pe baza analizelor teoretice, a fost elaborată și o metodologie originală cu privire la precizia realizată de mecanismele cu camă și bare.

Pentru derularea oricărui calcul în scopul studierii preciziei mecanismelor înseriate care corespund unui tip de sistem de montaj automat, este necesară cunoașterea prealabilă amănunțită a locului pe care fiecare mecanism îl ocupă în cadrul sistemului și a rolului funcțional pe care îl are.

Studiul parametrilor de precizie trebuie făcut în corelație cu o serie de parametri tehnico-funcționali ai sistemului: productivitate, viteze de lucru, precizie impusă, grad de complexitate al sistemului etc., în funcție de care sunt stabilite pretențiile calculului.

Parametrii constructivi și funcționali ai mecanismului investigat pentru care s-a elaborat studiul sunt reali; ei caracterizează un sistem automat de montaj produs de către firma XENON Automatisierungstechnik GmbH Dresden, Germania, pentru o anumită firmă.

Au fost stabilite relații (unele originale) pentru calculul numărului total și real de erori elementare din structura mecanismului selectat (vezi capitolul 5); din numărul mare de erori elementare au fost reținute pentru studiu numai cele ce prezintă importanță practică reală.

Pentru calculul parametrilor de precizie este absolut necesară cunoașterea tuturor parametrilor cinematici importanți ce caracterizează mișcările tuturor elementelor și cuplelor cinematice.

Ipotezele de studiu de precizie au fost formulate de asemenea în conformitate cu particularitățile funcționale și tehnologice ale mecanismului, în acest sens s-a presupus absența desfacerii aleatorii a contactului dintre suprafețele active din cuplele cinematice, caz în care ar fi fost necesară o abordare probabilistică a problemei; s-a considerat că jocul se consumă în cuplele cinematice după direcția reacțiunilor.

Relațiile analitice de calcul al numărului total de erori elementare pentru mecanisme came-bare prezintă un înalt grad de generalitate precum și elemente de originalitate; acestea au fost deduse luând în considerare formele constructive ale tuturor elementelor active din mecanism (vezi capitolul 5).

Studiul de caz se impune prin prezentarea minuțioasă a rezultatelor intermediare și finale prin formule matematice și un set de figuri reprezentative, generate exclusiv prin calcul automat, pe baza unor aplicații MathCad.

Studiul experimental a avut la bază un sistem automat de montaj și instalare al firmei „XENON Automatisierungstechnik GmbH Dresden”, Germania, cu scopul verificării performanțelor acestuia.

În acest sens a fost investigat acest sistem automat de montaj și instalare, care inserează pini într-un conector (mufă) utilizat la transferul de informații digitale de la un calculator la un periferic al acestuia (vezi figura 6.1a), prin aceasta sau descoperit imperfecțiunile menționate în subcapitolul 6.1.

Astfel, a fost concepută și realizată o metodă originală pentru soluționarea problemei apărute (vezi subcapitolul 6.5), metodă care s-a bucurat de un real succes, la baza acestei afirmații se află seturile de măsurători efectuate, diagramele obținute, o parte a acestora fiind prezentate ca anexe în lucrarea de față.

Sau efectuat seturi de minim 50 de măsurători pentru a avea un rezultat cât mai concludent, fapt care s-a și concluzionat în urma realizării unor calcule de statistică, făcute automat de softul plăcii de achiziție DigiControl DIGIFORCE 9310.

O bună parte din rezultatele tezei se datorează cercetării experimentale cât și documentării ample efectuate la Universitatea Tehnică din Dresda, Germania, pe durata stagiului desfășurat în perioada 15 martie–30 iunie 2006, prin cadrul Programului de Burse Socrates.- Erasmus.

Țin să adresez cele mai calde mulțumiri domnului Prof. Dr. rer. nat habil Karl-Heinz Modler pentru tot sprijinul acordat în această perioadă a bursei și nu numai, cât și domnului Dr. ing. Hartmut Freitag, managerul firmei XENON Automatisierungstechnik GmbH Dresden, Germany, care m-a sprijinit și mi-a facilitat efectuarea cercetărilor experimentale, studiului de caz prezentat în teză, fără de care lucrarea de față nu ar fi putut fi finalizată până în momentul actual.

Doresc să adresez călduroase mulțumiri colegilor Departamentului de Mecatronică, Catedrei de Organe de Mașini și Mecanisme și Catedrei de Mecatronică, colegilor Catedrei de Geometrie Descriptivă, Desen și Grafică Computerizată, care, cu o sugestie sau un gând bun au fost alături de mine în elaborarea acestei lucrări. Aceleași deosebite mulțumiri sunt adresate colegului Conf. dr. ing. Erwin–Chr. Lovasz pentru sprijinul continuu acordat în toată această perioadă a elaborării lucrării de doctorat, colegului □.I dr. ing. Dan Mărgineanu și colegei ing. Eugenia Mărgineanu cei care m-au îndrumat să apuc pe acest frumos drum încă din timpul studenției.

De asemenea mulțumesc părinților, familiei, și tuturor prietenilor care m-au sprijinit moral și material în toată această perioadă.

Nu în ultimul rând doresc să mulțumesc domnului Prof. dr. ing. Dan Perju atât pentru seriozitatea și exigența cu care m-a îndrumat permanent, în calitate de conducător științific cât și pentru sugestiile și sprijinul acordat în rezolvarea problemelor complexe ce au apărut pe parcursul studiilor și cercetărilor necesare elaborării tezei de doctorat.

BIBLIOGRAFIE

- [A1] Alexandru, P., Vișa, I., Bobancu, S., Mecanisme - Sinteza, vol.2, Litografia Universității, Brașov, 1984.
- [A2] Antonescu, P., Ocnărescu, C., Antonescu, O., Mecanisme. Teme de proiect, Editura Printech, București, 2000.
- [A3] Anghel, □t., Mecanisme, vol.1 și 2, Curs pentru uzul studenților, Reșița, 1993.
- [A4] Artobolevski, I., I., Les mecanismes dans la technique moderne, vol. 1-5, Editions MIR, Moscou, 1975-1978.
- [A5] Artobolevski, I., I., Theorie des mecanismes et des machines, Editions MIR, Moscou, 1977.
- [A6] Avram, V., Fitero, L., Anghel, F., Voia, I., Bizadea, S., Desen tehnic industrial - Indrumător de lucrări, partea I-a, Litografia I.P.T.V.T., Timișoara, 1989.
- [B1] Balekics, M., Contribuții privind uzura de pitting la roțile dințate cilindrice - teza de doctorat, I.P.T.V., Timișoara, 1981.
- [B2] Balekics, M., Pommersheim, A., Dolga, V., Reductoare cilindrice - Îndrumăr de proiectare, Litografia I.P.T.V.T., Timișoara, 1984.
- [B3] Balekics, M., Cristuinea, C., Calculul arcurilor - Indrumar de proiectare, Litografia I.P.T.V.T, Timișoara, 1985.
- [B4] Balekics, M., Tribologie – Frecarea, Editura Todesco, Cluj – Napoca, 2000.
- [B5] Balekics, M., Tribologie, curs Institutul Politehnic Traian Vuia, Timișoara 1991.
- [B6] Bogdan, R., C., Larionescu, D., Cononovici, S., Sinteza mecanismelor plane articulate, Editura Academiei Române, București, 1977.
- [B7] Buzdugan, G., Manolescu, N., (coordonatori), ș.a., Manualul inginerului mecanic - Mecanisme, Organe de Mașini, Dinamica Mașinilor, Editura Tehnică, București, 1976.
- [C1] Cărăbaș, I.; Mesaroș-Anghel, V.; Lovasz, E.-C.: Manual pentru proiectarea mecanismelor; Editura Mirton; Timișoara; 2000
- [C2] Constantinescu, V., N., Lagăre cu alunecare, Editura Tehnică, București, 1980.
- [C3] Crudu, I., Stefanescu, I., Panduru, D., Palaghian, L., Atlas - Reductoare cu roți dințate, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981.
- [D1] Dale, C., Nițulescu, T., Precupețu, P., Desen tehnic industrial pentru construcția de mașini, ed.II-a, Editura Tehnică, București, 1990.
- [D2] Damcalescu, D., Tacorian, T., Came pentru strunjirea de precizie pe strunguri automate, Editura Tehnică, București, 1979.
- [D3] Demian, T., Bazele proiectării aparatelor de mecanică fină, vol.1 și 2, Editura Tehnică, București, 1894 respectiv, 1986.
- [D4] Demian, T., Mecanisme de mecanică fină, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
- [D5] Duca, C., Bazele proiectării mecanismelor cu came, Editura Ghe. Asachi, Iași 1999.
- [D6] Duca, C., ș.a., Mecanisme, Editura Ghe. Asachi, Iași 2003.
- [D7] Duca, C., Buium, Gh., Florentin, Doroftei, I., D., Mecanisme articulate cu 4 elemente, Editura Politehnicum, Iași 2005.
- [D8] Dudiță, F., Diaconescu, D., Curs de mecanisme, fasciculele 1-4, Litografia Universității, Brașov, 1983-1987.
- [D9] Dudiță, F., Diaconescu, D., Mecanisme articulate, Editura Tehnică, București, 1989.
- [F1] Fălticeanu, C., Mecanisme de transmitere a mișcării, îndrumar de proiectare, Galați 1997.
- [F2] Fitero, L., Bizadea, S., Popa, M., Nicoara, P., Desen tehnic industrial - Curs pentru Facultatea de Electrotehnică, Litografia I.P.T.V.T., Timișoara, 1989.
- [G1] Gafițanu, M., Mecanisme, Institutul Politehnic Iași, 1977.
- [G2] Ghenadi, A., Mecanisme, manual pentru uzul studenților, Bacău 2000.

- [G3] Gheorghiu, N., Ionescu, N., Organe de Mașini, vol.1-2, Litografia I.P.T.V.T., Timișoara, 1983.
- [H1] Hain, K.: Angewandte Getriebelehre. VDI Verlag, Düsseldorf, 1961.
- [H2] Handra-Luca, V., Mecanisme, Litografia I.P., Cluj-Napoca, 1980.
- [H3] Handra-Luca, V., Stoica, A., Introducere în teoria mecanismelor, vol.1/2, Editura Dacia, Cluj-Napoca, 1982/1983.
- [H4] Hauk, N., Mecanisme, îndrumar de laborator, Brăila 1997.
- [H5] Horovitz, B., Reductoare și variatoare de turație, Editura Tehnică, București, 1963.
- [I1] Ignea, A., Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice, Editura de Vest, Timișoara 1996.
- [I2] Ispas, C-tin., ș.a., Mașini unelte – mecanisme de reglare, Editura Tehnică, București 1997.
- [J1] Jula, A., Velicu, D., Dudiță, F., Moldovean, G., Chișu, E., Diaconescu, D., V., Vișa, I., Proiectarea angrenajelor evolventice, Editura "Scrisul Românesc", Craiova, 1989.
- [K1] Kovacs, F., Perju, D., Crudu, M., Mecanisme, vol.1, Litografia I.P.T.V.T., Timișoara, 1978.
- [K2] Kovacs, F., Perju, D., Mecanisme, vol.2, Litografia I.P.T.V.T., Timișoara, 1977.
- [K3] Kovacs, F., Perju, D., Savii, G., Metode noi în sinteza mecanismelor, Editura Facla, Timișoara, 1976.
- [K4] Kovacs, F., Crudu, M., Perju, D., Mecanisme - curs, Litografia Universității Tehnice din Timișoara, 1992.
- [K5] Kovacs, F., Perju, D., Văcărescu, I., Mesaroș-Anghel, V., Savii, G., Văcărescu, V., Sinteza Mecanismelor - curs, partea I și II, Litografia Universității Tehnice din Timișoara, 1992.
- [K6] Kovacs, F., Gheorghiu, N., Perju, D., Anghel, ș., Crudu, M., Gligor, O., Marina, M., Mădăras, L., Skach, C., îndrumător de lucrări de laborator la Mecanisme și Organe de Mașini, vol.1, ed. a V-a, Litografia I.P.T.V., Timișoara, 1972.
- [K7] Kraus, R.: Getriebelehre. Band III, VEB Verlag Technik, Berlin, 1956.
- [L1] Lichtenheldt, W., Konstruktionslehre der Getriebe, Akademie - Verlag, Berlin, 1965.
- [L2] Lichtenheldt, W., Luck, K., Konstruktionslehre der Getriebe, Akademie - Verlag, Berlin, 1979.
- [L3] Lohse, P.: Getriebesynthese. Springer-Verlag Berlin-Heidelberg-New York, 1975.
- [L4] Lovasz, E.-Chr., Cărăbaș, I., Principii de sinteză a mecanismelor cu roți dințate și came, Editura Politehnica, Timișoara 2004.
- [L5] Lovasz, E.-Chr., Sinteza mecanismelor generatoare de funcții cu aplicații în mecanica fină, teză de doctorat, Timișoara 1998.
- [L6] Lovasz, E.-Chr., Perju, D., Cărăbaș, I., **Zăbavă, E.**, Modler, K-H., On the synthesis of the Cam mechanisms with tangential oscillating follower, The IX-th International Symposium on Theory of Machines and Mechanisms, SYROM'05, Ed. PRINTECH, Bucharest, sept. 01-04, 2005, vol.2, pp. 81-86, ISBN 973-718-289-8.
- [L7] Lovasz, E.-Chr., Perju, D., Modler, K-H., **Zăbavă, E.**, Hotea, A., Some considerations regarding the cam Mechanism's size, Proceedings of the VIII-th National Symposium for Computer Aided Design of Mechanisms PRASIC'06, Brasov, Romania, 08-10.11.2006, Vol.I, pp. 85-90.
- [L8] Lovasz, E.-Chr., Modler, K-H., Perju, D., Wadewitz, C., Realisierung von Übertragungsfunktionen mit Bereichen konstanter Übersetzung, The 9-th International Conference of Mechanisms and Mechanical Transmissions MTM'2004, Cluj-Napoca, Acta Technica Napocensis, Rumänien, 06-08.06.2004, vol.1 pp. 103-109.
- [L9] Lovasz, E.-Chr., Modler, K-H., Perju, D., Militaru, R., Contact force optimisation at the cam mechanisms, Revista Mecanisme si Roboți, Revista științifică a ARO-TMM afiliată la IFToMM, Vol.3, Nr.2, 2004, pag.35-40, ISSN 1583-4743.
- [L10] Lovasz, E.-Chr., Modler, K-H., Perju, D., Mărgineanu, D., **Zăbavă, E.**, On the relative sliding at the cam mechanisms with the tangential/flat follower, Proceedings of X-th International Congress on the Theory of Machines and Mechanisms, Liberec, Cehien, 02.09-05.09.2008, pp. 371-376.
- [L11] Lovasz, E.-Chr., Perju, D., Mărgineanu, D., **Zăbavă, E.**, Evaluation of wear susceptibility of a cam mechanism with tangential oscillating follower, Scientific Bulletin of The "Politehnica" University of Timisoara, Romania ISSN 1224 Tom 53(67) Fascicola S1 MTM 2008 vol. A05, pag. 27-31.

- [L12] Luck, K., Modler, K.-H.: Getriebetechnik - Analyse, Synthese, Optimierung. Springer Verlag, Berlin Heidelberg New York London Paris Tokyo Hong Kong Barcelona Budapest, 2. Auflage, 1995.
- [M1] Mădăras, L., Organe de Mașini, vol.1-2, Litografia I.P.T.V.T / Universității Tehnice, Timișoara, 1983/1990.
- [M2] Manolescu, N., Kovacs, F., Orănescu, A., Teoria mecanismelor și a mașinilor, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1972.
- [M3] Manolescu, N., ș.a., Probleme de teoria mecanismelor și a mașinilor, vol.1/2, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1963/1972.
- [M4] Maroș, D., Mecanisme, Litografia I.P., Cluj-Napoca, 1980.
- [M5] Merticariu, E., Contribuții privind studiul comportării dinamice a mecanismelor cu came, rezumatul tezei de doctorat, Iași 2003.
- [M6] Merticariu, V., Mecanisme (probleme noi de curs), Institutul Politehnic Iași, 1991.
- [M7] Mesaroș-Anghel, V., Cărăbaș, I., Lovasz, E.-C., Mecanisme (elemente de sinteză practică) - Manual pentru proiectare, Litografia Universității "Politehnica" din Timișoara, 1996.
- [M8] Modler, K.-H., Becker, K.: Mathematische Methoden in der Konstruktion, Studienbrief der TU Dresden, 2001
- [M9] Modler, K.-H., Lovasz, E.-Chr., Freitag, H., hagedorn, J., Perju, D., Mărgineanu, D., Praxisorientierte Anwendung von nachgeschalteten Getrieben in Montageautomaten, 50. Internationales Wissenschaftliches Kolloquium, Technische Universität Ilmenau, 19-23.09.2005, ISBN 3-932633-98-9, pp. 179-192 + extenso CD-ROM.
- [O1] Olaru, D., N., Tribologie, Litografia Universitatea Tehnică Gh. Asachi, Iași 1995.
- [P1] Pavelescu, D., Organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică București, 1985.
- [P2] Pavelescu, D., Tribotehnica, Editura Tehnică București, 1983.
- [P3] Pelecudi, C., Maroș, D., Merticariu, V., Pandrea, N., Simionescu, I., Mecanisme, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1985.
- [P4] Perju, D., Mecanisme de mecanică fină, vol.1-2, Litografia I.P.T.V.T./ Universității Tehnice din Timișoara, 1986/1990.
- [P5] Perju, D., Sinteza mecanismelor cu camă și tchet tangențial prin calcul automatizat, Al V-lea Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii Mecanice MTM-'88, Cluj-Napoca 20-22 Octombrie 1988.
- [P6] Perju, D., Aparate și sisteme de măsurare - teme experimentale, Ed. Politehnica Timișoara, 2005.
- [P7] Perju, D., Modler, K-H., Lovasz, E.-Chr., **Zăbavă, E.**, Synthesis of a Linkage on the Efficient Forces Transmission's Basis", Proceedings of the VIII-th National Symposium for Computer Aided Design of Mechanisms PRASIC'06, Brasov, Romania, 08-10.11.2006, Vol.I, pp. 125-130.
- [P8] Perju, D., Contribuții la sinteza mecanismelor plane pentru conducerea unui punct pe o curbă dată – teză de doctorat, Institutul Politehnic București 1971.
- [P9] Perju, D., O nouă metodă de sinteză structurală a mecanismelor plane, Lucrările celui de al VII-lea Simpozion Național de Mecanisme și Transmisii mecanice MTM 96, Timișoara 10-12 Octombrie 1996.
- [P10] Pastor, A., E., Optimizarea factorilor tehnologici la prelucrarea camelor plane, teză de doctorat, Timișoara 2002.
- [P11] Popovici, Ghe., A., Mecanisme cu bare articulate – curs, Timișoara 1999.
- [P12] Popa, M., Nicoară, P., Dumitrescu, C., Bica, S., Mocuța, G., Ivan, L., Desen tehnic industrial - Culegere de norme, partea a II-a, Litografia I.P.T.V.T, Timișoara, 1989.
- [P13] Popescu, I., Proiectarea mecanismelor plane, Editura "Scrisul Românesc", Craiova, 1977.
- [R1] Radulescu, G., Miloiu, G., Gheorghiu, N., Muntean, C., Vișa, F., Ionescu, N., ș.a., Indrumar de proiectare în construcția de mașini, vol.3, Editura Tehnică, București, 1986.
- [R2] Rusu, C., Contribuții privind studiul mecanismelor pentru mecatronică, teză de doctorat, Cluj - Napoca 2005.

- [S1] Simionescu, P., A., Contribuții la sinteza optimală a mecanismelor articulate cu aplicații în construcția de mașini, teză de doctorat, București 1999.
- [S2] Simionescu, I., ș.a., Mecanisme, Editura Tehnică București, 1999.
- [S3] Sticlaru, C., Mecanisme, Editura Politehnica, Timișoara 2001.
- [S4] Szekely, I., Mecanisme, Litografia I.P., Cluj-Napoca, 1974.
- [T1] Teodorescu, I., D., Geometrie analitică și elemente de algebră liniară, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1972.
- [T2] Tesar, D., The Dynamic Synthesis, Analysis, and Design of Modeled Cam System”, Lexington Books, D.C. Heath and Company Lexington, Massachusetts Toronto, 1976.
- [T3] Tipei, N., Lagăre cu alunecare, Editura Academiei Republicii Populare Române, București 1961.
- [T4] Tudor, A., Durabilitatea și fiabilitatea transmisiilor mecanice, Editura Tehnică, București 1988.
- [V1] Volmer, J.: Getriebetechnik Lehrbuch. VEB Verlag Technik, Berlin, 1968.
- [V2] Volmer, J.: Getriebetechnik Kurvengetriebe. VEB Verlag Technik, Berlin, 1976.
- [V3] Volmer, J.: Getriebetechnik Grundlagen. Verlag Technik, Berlin, 1995.
- [*1] * * *, Mica enciclopedie matematică, Editura Tehnică, București, 1980.
- [*2] * * *, Colecție STAS-Organe de Mașini, vol.IIIc, Editura Tehnică, București, 1986.
- [*3] * * *, Colecție STAS-Organe de Mașini, vol.Id, Editura Tehnică, București, 1984.
- [*4] ***, VDI Richtlinien 2127. Getriebetechnische Grundlagen Begriffsbestimmungen der Getriebe, 1988.
- [*5] ***, VDI Richtlinien 2142-1. Auslegung ebener Kurvengetriebe Grundlagen, Profilberechnung und Konstruktion, 1994.
- [*6] ***, VDI Richtlinien 2142-2. Auslegung der Kurvengetriebe Rechnergestützte Profilberechnung, 1994.
- [*7] ***, VDI Richtlinien 2143-1. Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe, 1980.
- [*8] ***, VDI Richtlinien 2143-2. Bewegungsgesetze für Kurvengetriebe Praktische Anwendung, 1987.
- [*9] ***, VDI Richtlinien 2147. Ebene Kurvengetriebe Begriffserklärungen, 1962.
- [*10] ***, VDI Richtlinien 2721. Schrittgetriebe Begriffsbestimmungen, Systematik, Bauarten, 1980.