

MINISTERUL EDUCATIEI SI INVATAMINTULUI
INSTITUTUL POLITEHNIC "TRAIAN VUIA"
TIMISOARA

Ing. TÓTH STEFAN GHERJON

INFLUENTA GEOMETRIEI CUPELOR CINEMATICE
ASUPRA CAPACITATII PORTANTE SI FIABILITATII
MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT

T E Z A D E D O C T O R A T

BIBLIOTECA CENTRALĂ
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"
TIMIȘOARA

CONDUCATOR STIINTIFIC

Prof.dr.ing. KOVÁCS FRANCISC

- 1982 -

464138
540 D

C U P R I N S

	pag.	
INTRODUCERE.....	6	
CAPITOLUL 1		
STADIUL ACTUAL AL CERCETARII, CONSTRUCTIEI SI		
UTILIZARII MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT.....		10
1.1. Introducere.....	10	
1.2. Geometria și dimensiunile danturii roților de lanț...		
1.3. Cinematica mecanismelor cu lanț articulată cu zale....	12	
1.4. Dinamica mecanismelor cu lanț articulată cu zale.....	12	
1.5. Calculul capacității portante și al durabilității....	13	
1.6. Concluzii.....	13	
CAPITOLUL 2.		
STRUCTURA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT.....		14
2.1. Prezentarea a câteva exemple de tipuri de mecanisme cu lanț studiate.....	14	
2.2. Impărțirea mecanismelor în grupe cinematice.....	15	
2.3. Particularitatea geometrică a grupei cinematice L....	16	
2.4. Elemente și cuple cinematice.....	17	
2.5. Scheme cinematice și structurale, grad de mobilitate.	20	
2.6. Concluzii.....	30	
CAPITOLUL 3.		
BAZELE SINTEZEI MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT DIN		
CONDITIA ELIMINARII EFECTELOR INFASURARII POLIGONALE.		32
3.1. Introducere.....	32	
3.2. Condițiile de bază ale eliminării efectelor înfășurării poligonale la mecanismele cu lanț.....	32	
3.3. Metoda analitică de calcul al traiectoriei de ghidare, mecanisme cu lanț spațiale, cazul general.....	37	
3.4. Concluzii.....	42	
CAPITOLUL 4.		
SINTEZA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT DIN CONDITIA		
ELIMINARII EFECTELOR INFASURARII POLIGONALE.....		43
4.1. Introducere.....	43	
4.2. Condiții de sinteză, alegerea sistemului de coordonate	43	
4.3. Calculul coordonatelor punctelor traiectoriei.....	45	

4.4. Metoda de optimizare a traiectoriei de ghidare.....	pag. 48
4.5. Metoda de calcul al profilului camei de ghidare.....	52
4.6. Utilizarea calculatorului electronic Felix C256 la calculul de optimizare a traiectoriei și al profi- lului camei de ghidare.....	54
4.6. Concluzii.....	54

CAPITOLUL 5.

METODA DE PROIECTARE A SISTEMELOR DE ELIMINARE A EFECTELOR INFASURARII POLIGONALE, UTILIZIND ELEMENTE DE CALCUL DETERMINATE PRIN OPTIMIZARE PE CALCULATOR PENTRU PASUL UNITAR.....	64
---	----

5.1. Introducere.....	64
5.2. Exemple de proiectare.....	64
5.3. Concluzii.....	75

CAPITOLUL 6.

SINTEZA DANTURII ROTILOR DE LANȚ.....	77
6.1. Introducere.....	77
6.2. Considerații asupra angrenării lanțului cu roata de lanț.....	77
6.3. Determinarea profilului de bază ale danturii roților de lanț, considerînd $p_1 > p_r$	79
6.4. Determinarea profilului de bază ale danturii roților de lanț, considerînd $p_1 < p_r$	83
6.5. Condițiile de utilizare a setului de roți de lanț.....	87
6.6. Elementele de calcul al profilului de bază ale dan- turii roților de lanț cu dantura generală.....	89
6.7. Elementele de calcul al profilului de vîrf ale dan- turii roților de lanț cu dantura generală.....	92
6.8. Calculul coeficientului de deplasare ale danturii roților de lanț, funcție de coeficientul de alungire a pasului lanțului.....	94
6.9. Elementele danturii roților de lanț cu dantura gene- rală în arc de cerc, exprimate funcție de coeficientul de deplasare	98
6.10. Roți de lanț cu profilul danturii în arc de cerc și în evolventă realizate prin procedeul tehnologic de rostogolire cu freză melc.....	100

	pag.
6.11. Optimizarea pe calculator al caracteristicilor dimensionale de bază ale frezelor melc pentru danturarea roților de lanț.....	104
6.12. Concluzii.....	108
6.13. Elemente de control ale danturii roților de lanț....	111
CAPITOLUL 7.	
FIABILITATEA SI PRECIZIA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT CU RAPORT DE TRANSMITERE CONSTANT.....	
	113
7.1. Introducere.....	113
7.2. Parametrii de fiabilitate ai mecanismelor cu lanț articulat cu raport de transmitere constant.....	115
7.3. Calculul puterii consumate pentru învingerea frecărilor din zona angrenării.....	123
7.4. Analiza variației coeficientului de pierderi.....	129
7.5. Analiza mărimii solicitării de contact.....	130
7.6. Determinarea domeniului de funcționare ale mecanismelor cu lanț cu raport de transmitere constant.....	133
7.7. Concluzii.....	135
CAPITOLUL 8.	
CERCETARI EXPERIMENTALE DE LABORATOR.....	
	137
8.1. Introducere.....	137
8.2. Stand de cercetat mecanisme cu lanț articulat în flux energetic deschis.....	137
8.3. Stand în flux energetic închis pentru cercetarea experimentală a fiabilității mecanismelor cu lanț articulat.....	140
8.4. Metoda de analiză cinematică experimentală a mecanismelor cu lanț.....	144
8.5. Măsurători și determinări experimentale de laborator.	149
8.6. Concluzii.....	159
CAPITOLUL 9.	
APLICATII PRACTICE ALE MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT CU RAPORT DE TRANSMITERE CONSTANT.....	
	161
9.1. Mecanism de antrenare tangențială cu lanț Fleyer pentru mașini de filat bumbac	161
9.1.1. Introducere.....	161

	pag.
9.1.2. Precizia cinematică impusă mecanismelor cu lanț Fleyer utilizate la mașini de filat bumbac	161
9.1.3. Analiza tehnico-economică a transmisiilor cu elemente flexibile, utilizate la mecanis- mele de filat bumbac tipizat-modulizat cu antrenare tangențială tip F.T.....	166
9.1.4. Realizarea sistemelor de eliminare a efecte- lor înfășurării poligonale la mecanismele mașinilor de filat bumbac tipizat-mobilizat cu antrenare tangențială tip F.T.	167
9.1.5. Concluzii.....	171
9.2. Mecanism de acționare cu lanț articulată a mișcării de flexie-extensie de la brațul robotului R.I.63 N...	172
9.2.1. Introducere.....	172
9.2.2. Descrierea mecanismului cu lanț articulată de la brațul robotului R.I.63 N	173
9.2.3. Concluzii	177
9.3. Mecanism cu lanț articulată pentru aparatul de tăiere de la motoferestrăul Retezat F.M.755	177
9.3.1. Analiza cauzelor și evoluției uzurii mecanismului.....	177
9.3.2. Soluții constructive aplicate, calculul elementelor geometrice ale mecanismului.....	180
9.3.3. Concluzii.....	183
CAPITOLUL 10.	
CONSIDERATII FINALE.....	184
BIBLIOGRAFIE.....	187

I N T R O D U C E R E

Dezvoltarea construcțiilor de mașini pe baza tendințelor tehnicii moderne conduce, uneori, la sisteme de transmisii mecanice cu structuri complexe, de gabarite mari și cu regimuri funcționale intensive.

Datorită principalelor lor avantaje tehnico-economice, mecanismele cu lanț articulată satisfac, alături de celelalte tipuri de mecanisme, cerințele impuse de variantele structurale și funcționale ale unor asemenea mecanisme. Astfel mecanismele cu lanț articulată se folosesc, în general, în construcția diferitelor mașini (miniere, agricole, de ridicat și transportat, mașini-unelte, instalații de foraj, mijloace de transportat), la aparatul de tăiere a motoferestraliilor, la mașinile de filat și în cazuri speciale la unele mecanisme ale roboților industriali, etc.

Utilizarea relativ limitată a mecanismelor cu lanț articulată în sistemele mecanice mobile complexe ale diferitelor mașini cu regimuri funcționale de sarcini și viteze ridicate, și precizia de transmitere impusă, este determinată de comportarea lor funcțională nesatisfăcătoare,

, mai ales sub aspectul angrenării mecanismului, a uniformității caracteristicilor mecanice interioare și a fiabilității mecanismului, care nu sînt comparabile cu ale elementelor angrenajelor.

Cercetările teoretice și experimentale asupra mecanismelor cu lanț articulată, inițiate pe plan mondial, acum cca cinci decenii, și desfășurate, în prezent, în cadrul unor institute de cercetare, laboratoare, catedre și lucrări de doctorat, constituie un pas înainte în rezolvarea diferitelor probleme ale acestor mecanisme. /8; 9; 24; 25; 26; 27; 28; 32; 44; 45; 46; 51; 55; 56; 82; 91; 92; 97; 113; 138; 139; 140; 141; 142 ș.a./.

De asemenea, cercetări teoretice și experimentale din acest domeniu, inițiate și în țara noastră, acum un deceniu, de către un colectiv de cadre didactice din I.P.G.G. în colaborare cu întreprinderile "Independența"-Sibiu și "1 Mai"-Ploiești, reprezintă un început de tradiție în cercetarea mecanismelor cu

lanț de fabricație indigenă, folosite la instalațiile de foraj. Rezultatele obținute sînt prezentate în diferite lucrări /57; 58; 59; 60; 94; 95; 96; 103; 104; 107; 108; 114; 115; 116; 117; 118; 119; 120; ș.a./.

Complexitatea proceselor funcționale ale mecanismelor cu lanț și caracterul unilateral și limitat al cercetărilor teoretice și experimentale, nu au permis încă rezolvarea unor probleme care perturbă funcționarea și limitează fiabilitatea acestora, ca : elaborarea unei metode de eliminare a efectelor înfășurării poligonale a lanțului articulată pe roțile de lanț, cu aplicabilitate generală în practică, elaborarea teoriei angrenării mecanismelor cu lanț, sintezei danturii roților de lanț și a unei metode generale de calcul al caracteristicilor funcționale ale acestor mecanisme, și elucidarea unor probleme structurale, corespunzătoare principalelor criterii ale siguranței și fiabilității lor în exploatare.

Rezultatele cercetărilor teoretice și, în special, ale celor experimentale, efectuate asupra mecanismelor cu lanț, au condus, totuși, la elaborarea unor metode de calcul la durabilitate la oboseală și la uzură ale acestor mecanisme, dintre care unele sînt standardizate (ASA și DIN), iar altele sînt prezentate succint în cataloagele firmelor constructoare.

În condițiile stadiului actual de rezolvare unilaterală și limitată a problemelor mecanismelor cu lanț și ale noilor cerințe de exploatare la regimuri intensive a acestor mecanisme, este necesară-așa după cum se subliniază și în literatura de specialitate - extinderea și aprofundarea cercetărilor teoretice și experimentale, în vederea îmbunătățirii bazei teoretice de calcul și proiectare și a construcției și exploatării lor raționale.

În lumina acestor cerințe în prezenta teză de doctorat, aduce o contribuție originală la dezvoltarea mecanismelor cu lanț articulată.

În cadrul tezei s-a respectat concepția conform căreia teza trebuie să aibă trei elemente principale : o parte teoretică prin care se aduce o contribuție la teoria mecanismelor cu lanț articulată, o parte referitoare la realizarea practică a unor astfel de mecanisme și demonstrarea utilității și necesității conținutului tezei prin aplicații în producție

pe bază de contracte de cercetare științifică. Originalitatea tezei să fie justificată prin brevete de invenții.

Tema tezei de doctorat este orientată în trei direcții :

a) cercetarea unor caracteristici structurale, geometrice și funcționale ale mecanismelor cu lanț prin conceperea unor mecanisme cu lanț articulată spațiale, elaborarea unei metode generale de studiu al structurii, cu posibilități de particularizare pentru mecanisme cu lanț plane;

b) cercetarea posibilității de eliminare a efectelor înfășurării poligonale, elaborarea unei metode teoretice generale cu aplicabilitate practică în vederea realizării unor mecanisme cu lanț cu precizia de transmitere și fiabilitate ridicată;

c) cercetarea și elaborarea sintezei danturii roților de lanț, a relațiilor teoretice și a experiențelor pentru realizarea unor danturi cu profilul deplasat în vederea obținerii unor mecanisme cu lanț cu raportul de transmitere constantă și cu fiabilitate ridicată.

Lucrarea prezintă cercetarea teoretică a problemelor, experimentările de laborator și aplicațiile practice ale mecanismelor cu lanț, realizate cu caracteristici mecanice interioare uniforme și cu fiabilitate ridicată.

Cercetarea acestor probleme, de către autor, aduce în totalitate contribuții originale la dezvoltarea teoriei angrenării mecanismelor cu lanț articulată, la perfecționarea bazei teoretice de calcul și proiectare, la stabilirea căilor de îmbunătățire a calității și fiabilității mecanismelor cu lanț articulată.

Autorul aduce pe această cale sincere mulțumiri :

- Profesorului dr.ing. Kovács Francisc, decanul facultății de mecanică, conducătorului științific al acestei lucrări, pentru sprijinul științific și moral acordat la elaborarea ei.

- Sefului catedrei de organe de mașini mecanisme și desen tehnic I.P.T.V.T, prof. dr.ing. Perju Dan, pentru interesul permanent cu care a urmărit elaborarea tezei și sprijinul deosebit acordat în crearea unor condiții de cercetare adecvate.

- Profesorului dr.ing. Gheorghiu Nicolae, pentru ideile sugerate cu ocazia diverselor discuții care le-a avut cu autorul pe această temă.

- Colegilor de catedră, pentru concursul acordat și interesul manifestat la realizarea acestei teze.

- Tuturor acelora care au sprijinit și încurajat elaborarea
acestei lucrări.

Autorul.

C A P I T O L U L 1.

STADIUL ACTUAL AL CERCETĂRII, CONSTRUCȚIEI ȘI UTILIZĂRII MECANISMELOR CU LANȚ ARTICULAT.

1.1. INTRODUCERE.

Mecanismele cu lanț articulată se folosesc în cele mai variate sectoare ale construcției de mașini, mai ales ca transmisii de putere. Aceste mecanisme prezintă unele caracteristici specifice, datorită cărora - în anumite condiții - sînt mai avantajoase decît alte tipuri de mecanisme pentru transmiterea mișcării de rotație.

Mecanismele cu lanț prezintă și unele dezavantaje, mai ales funcționale. "Cele mai importante rezultă din efectul poligonal, datorită înfășurării zalelor pe periferia roților de lanț. Acest efect, asociat cu șocul ciocnirii dinte-roță, ce se produce la angrenarea zalelor, generează forțe dinamice suplimentare, variabile periodic, vibrații și zgomot funcțional, care pot atinge intensități supărătoare. Pentru aceste motive, mecanismele cu lanț permit o viteză periferică relativ mică." [32].

"Transmisii de putere se realizează cu lanțuri articulate cu zale și cu lanțuri articulate cu eclise dințate. Pentru ambele tipuri de lanțuri este caracteristic faptul că permit numai o mișcare plană, astfel încît pot fi folosite numai între arbori paraleli și numai ca transmisii deschise - fără încrucișarea ramurilor -." [32].

În ansamblul lor mecanismele cu lanț cuprind, de obicei, următoarele elemente componente principale [32] : lanțul de transmisie, roțile de lanț, arborii și lagărele aferente, dispozitivele pentru întinderea lanțului, uneori și pentru susținerea ramurilor transmisiei, carcase de protecție, dispozitive de ungere și control și elemente de etanșare și asamblare. Dintre acestea, specifice pentru mecanismele cu lanț sînt lanțurile de transmisie și roțile de lanț. Principalele tipuri de lanțuri articulate cu zale sînt prezentate în [32], pag 170 . Prezenta lucrare nu are drept scop construcția, tehnologia și precizia

de execuție a lanțurilor de transmisie, ci procesele funcționale ale mecanismelor în ansamblu.

1.2.GEOMETRIA SI DIMENSIUNILE DANTURII ROTILOR DE LANT [32]

"Acesta este definită prin forma și mărimea parametrilor geometrici și profilelor danturii în planele frontale și axiale. Dintre acestea, profilul frontal este esențial, deoarece acesta influențează în mare măsură performanțele funcționale ale transmisiei prin lanț. PÎNĂ ÎN PREZENT NU S-A REUSIT A SE ELABORA ÎNCĂ LEGEA ANGRENĂRII SPECIFICĂ TRANSMISIILOR PRIN LANT, pe baza căreia să se poată stabili forma geometrică a profilului frontal optim al dinților roților de lanț. În lipsa acestei indicații științifice, forma profilului frontal al roților de lanț se stabilește de standarde. Acestea, conțin însă indicații diferite, corespunzătoare experienței țării respective. Relativ recent ISO a elaborat o recomandare în această problemă, care a fost acceptată de majoritatea țărilor interesate, printre care și R.S.România. Recomandarea I.S.O. nu precizează însă forma profilului frontal al dintelui, ci forma și dimensiunile profilelor limită ale golului dintre doi dinți alăturați, între care trebuie să se încadreze profilul frontal efectiv al dinților. Este evident că prevederile respective pot fi satisfăcute cu o mare varietate de forme geometrice ale profilului frontal al dinților, mai mult sau mai puțin avantajoase.

Deoarece nu există indicații unice asupra formei efective a profilului frontal al dintelui, segmentul de lucru al acestuia se execută cu arce de diferite forme: convexă, concavă sau rectilie. Efectul funcțional al acestor forme este diferit "

În lucrarea [114] se face un studiu comparativ asupra comportării funcționale a șase profile frontale diferite, standardizate în R.S.România și în străinătate. Din studiul respectiv rezultă că nici unul dintre profilele analizate nu satisfac optim toate criteriile.

Calculul mecanismelor cu lanțuri.

[32] "Portanța și durabilitatea transmisiilor prin lanț sînt influențate de un mare număr de factori (peste douăzeci), precum și de unele procese funcționale specifice, mai complexe decît în cazul altor mecanisme pentru transmiterea mișcării de rotație. Cuprinderea în calcule a acestor influențe este deosebi

de anevoioasă. Din această cauză, nu s-a reușit a se elabora pînă în prezent metode de calcul bazate pe o fundamentare științifică corespunzătoare rolului important pe care îl au aceste transmisii în construcția de mașini. Situația aceasta este remarcată în literatura de specialitate și, ca urmare, se insistă asupra necesității de a se intensifica cercetările în această problemă spre a se îmbunătăți baza teoretică pentru calculul, construcția și exploatarea transmisiilor prin lanțuri."

1.3. CINEMATICA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT CU ZALE.

Studiul obișnuit al cinematicii transmisiei prin lanț se face în următoarele ipoteze simplificatoare: ramura conducătoare a transmisiei se consideră ca element rigid, legat articulat cu roțile de lanț, pasul lanțului se presupune perfect egal cu pasul roții de lanț. Aspectul specific al cinematicii transmisiilor prin lanț rezultă din faptul că lanțul se înfășoară poligonal pe conturul roților de lanț, prin mișcarea de oscilație a zalelor care intră succesiv în angrenare. Acest proces specific este cunoscut sub denumirea de efect poligonal. Datorită acestui efect parametrul cinematic al transmisiei prin lanț variază în timp pe durata angrenării unei zale. Viteza ramurilor transmisiei prin lanț variază - datorită efectului poligonal - chiar și atunci cînd viteza roții conducătoare este constantă. [32]. Datorită efectului poligonal, raportul de transmitere variază ciclic cu frecvența angrenării zalelor pe roata conducătoare, ca și viteza și accelerația lanțului.

1.4. DINAMICA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT CU ZALE este influențată de cele două fenomene cinematice specifice acestora : de efectul poligonal și de șocul ciocnirii dinte-rolă. Aceste procese produc solicitări dinamice suplimentare, care acționează cu frecvența angrenării zalelor. Din fig. 2.66 și 2.67 [32], se constată că regimul de încărcare a zalei la un parcurs complet al acesteia este format din patru regimuri de forțe rezultante ce acționează asupra zalelor. Pe parcursul ramurilor transmisiei, zaua suportă solicitările dinamice suplimentare generate de efectul poligonal atît la înfășurarea, cît și la desfășurarea de pe roțile de lanț. Rezultă că ambele extremități ale ramurilor sînt generatoare de solicitări dinamice

suplimentare și de vibrații.

În concluzie, se constată că din cauza efectului poligonal și a ciclului cinematic, zaua este solicitată totdeauna variabil, chiar și atunci când cuplul transmis este constant.

1.5. CALCULUL CAPACITĂȚII PORTANTE ȘI AL DURABILITĂȚII mecanismelor cu lanțuri se face considerând elementul critic al transmisiei prin lanț, lanțul de transmisie. Sintetizând formele de avariere ale lanțului după natura principalelor cauze care le determină, acestea pot fi grupate în trei categorii principale diferite, și anume: uzarea elementelor articulațiilor lanțului; ruperea la oboseală a elementelor zalelor și spargerea rozelor.

În [32] se arată că metodele de calcul fundamentate teoretic, nu se pot folosi deocamdată în activitatea curentă de proiectare, deoarece nu s-au stabilit încă experimental - în suficientă măsură - valorile unor factori ce intră în structura acestora. Din această cauză, în activitatea de proiectare se folosesc metode și relații de calcul - unele standardizate - cu un pronunțat caracter empiric. În asemenea metode, influența diferiților factori asupra portanței și durabilității transmisiei prin lanț se ia în considerare prin folosirea unor coeficienți de adaptare prin care se adaptează datele transmisiei de proiectat, la datele transmisiei de referință. În standard sînt indicate diagramele puterii limită admisibile P_D pe tipodimensiuni de lanțuri de transmisie, funcție de turația n_1 , a roții de lanț conducătoare.

1.6. CONCLUZII.

Din cele de mai sus rezultă că cercetările teoretice și experimentale efectuate pînă în prezent nu au dezvăluit în suficientă măsură problemele ce apar în construcția și funcționarea mecanismelor cu lanț articulată. Necesitatea efectuării unor cercetări cît mai cuprinzătoare care să conducă la rezolvarea problemelor, este subliniată tot mai mult atît în literatura tehnică de specialitate, cît și în activitatea de proiectare.

C A P I T O L U L 2.

STRUCTURA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT.

2.1. PREZENTAREA A CITEVA ELEMENTE DE TIPURI DE MECANISME CU LANT STUDIATE.

Pentru transmiterea mișcărilor nelimitate mecanismele cu lanțuri articulate, spațiale sau plane, sînt formate din două sau mai multe roți de lanț, peste care se înfășoară lanțul formînd un contur închis, fără fine, conform fig.2.1, - schema mecanică simplificată s.m.s :

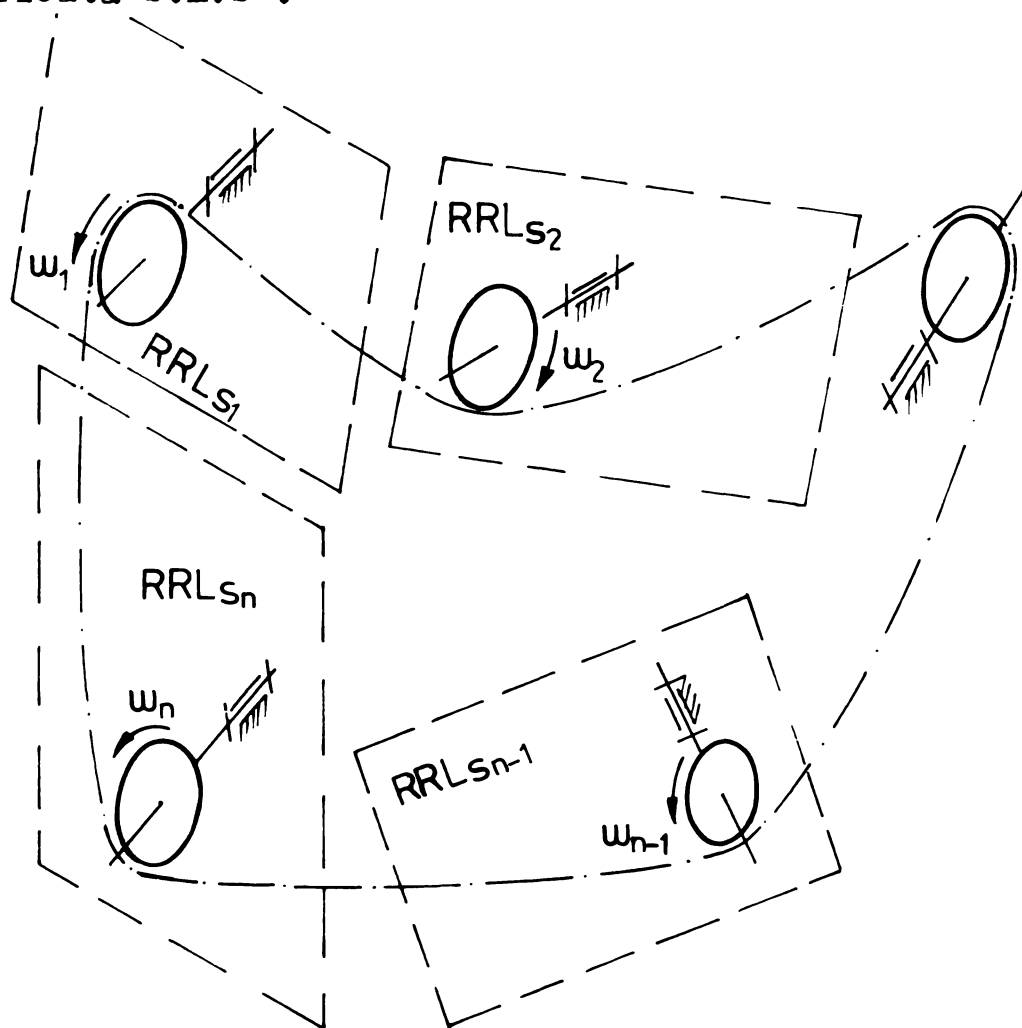


Fig. 2.1.

Pentru transmiterea mișcărilor finite mecanismele cu lanțuri articulate spațiale sau plane sînt formate din roți de lanț între care se transmite mișcarea prin cîte o ramură de lanț de lungimi finite, înfășurate parțial pe roțile de lanț și fixate de aceștia, conf. fig.2.2. (s.m.s.)

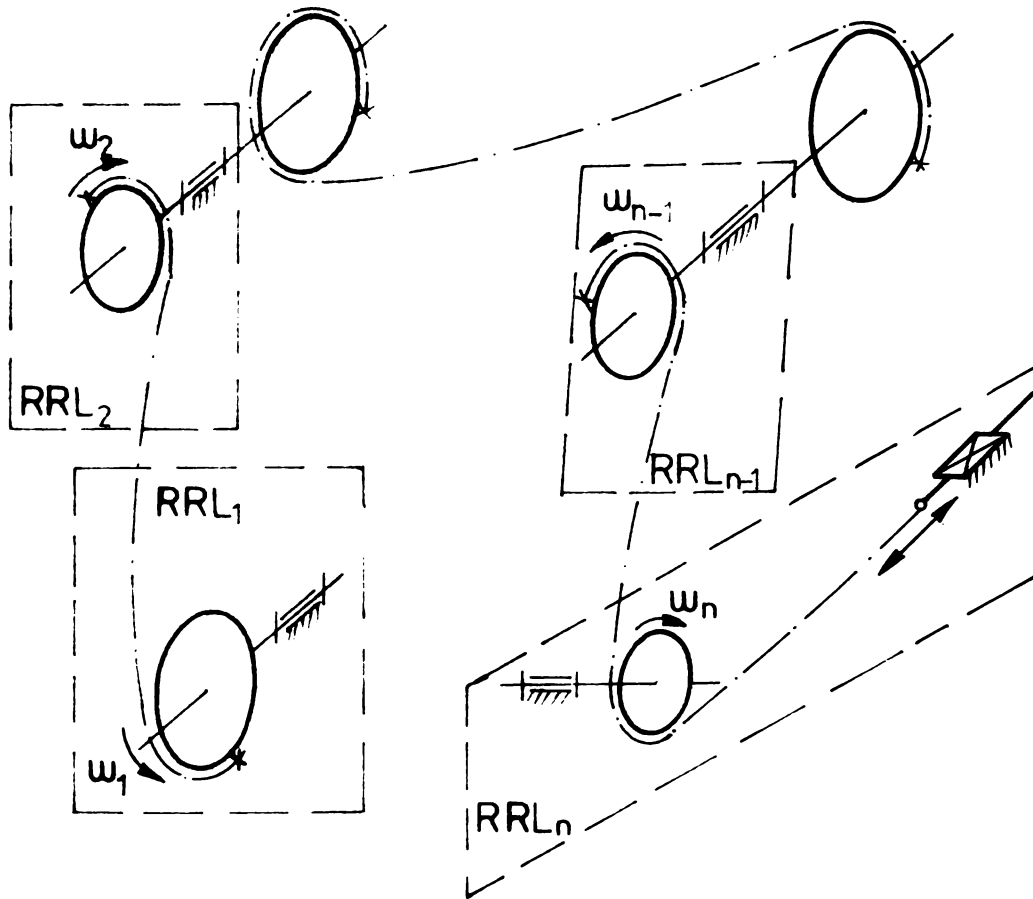


Fig.2.2.

Orice mecanism cu lanț articulată, spațial sau plan, se poate echipa cu elemente de ghidare în zonele de intrare și ieșire din angrenare, în vederea eliminării efectelor înfășurării poligonale, conf.fig.2.3.(s.m.s)

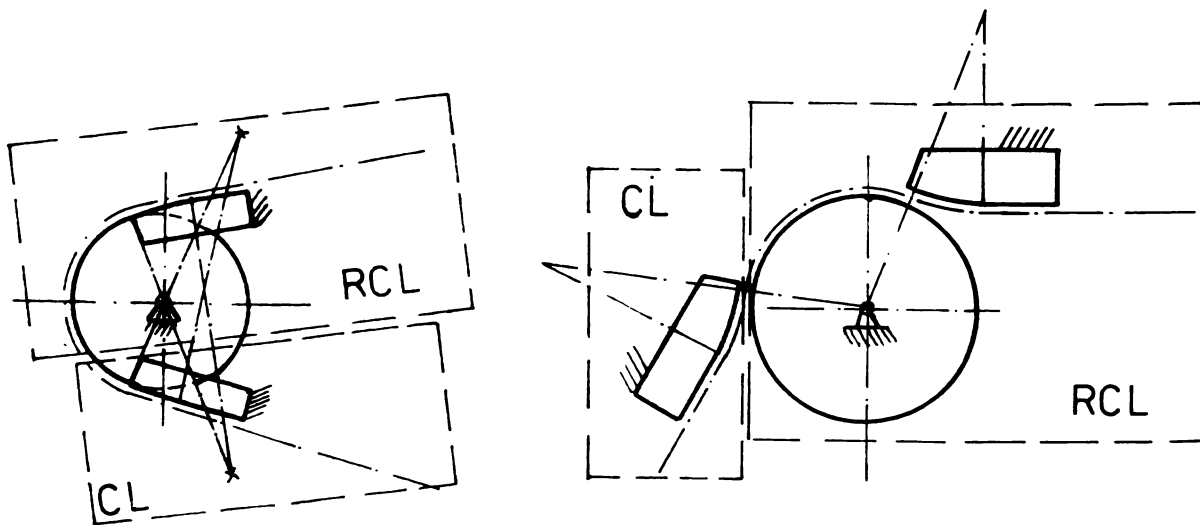


Fig.2.3.

2.2. IMPARTIREA MECANISMELOR IN GRUPE CINEMATICE.

Orice mecanism cu lanț articulată poate fi compus din, sau împărțit în, grupe cinematice formate din roată de lanț și ramura de lanț care se înfășoară sau se desfășoară pe /depe aceasta, fig.2.1, fig.2.2. și fig.2.3.(s.m.s.)

Impărțind un mecanism cu lanț în grupe cinematice " roată-

ramură de lanț", prescurtat RRL conform fig.2.4.a, cazul mecanismelor fără elemente de ghidare, sau în grupe cinematice "roată - ramura de lanț - camă", prescurtat RRLC conf.fig.2.4.b, cazul mecanismelor cu elemente de ghidare, se obțin grupe cinematice cu semnificație și caracteristici structurale identice.

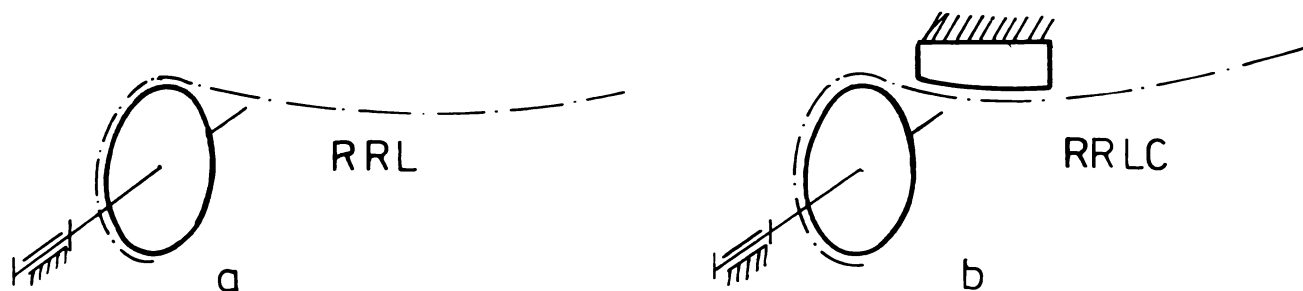


Fig. 2.4.

Grupa cinematică formată din "roată-ramura de lanț", RRL, sau "roată-ramura de lanț-camă", RRLC, legat de un element considerat fix și unul mobil, (prin cuple cinematice adecvate) este utilizată și ca mecanism sinestătător în construcții de mașini pentru transmisii unisens, tracțiune, întrucât ramura de lanț prezintă grad de mobilitate de prisos prin legăturile identice.

În vederea studierii structurii mecanismelor cu lanț este necesară împărțirea acestora în grupe cinematice "roată de lanț - lanț" prescurtat RL, fig.2.5.a, "lanț-camă" prescurtat LC, fig.2.5.b și "ramura de lanț" prescurtat L, fig.2.5.c.

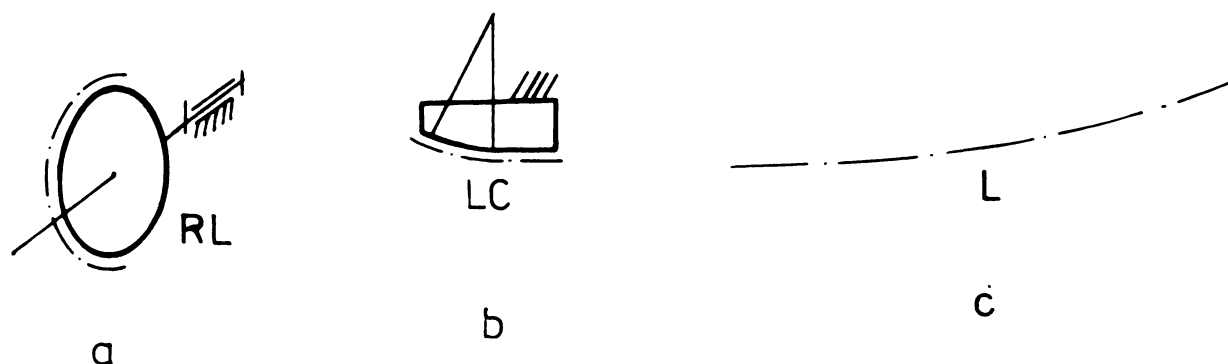
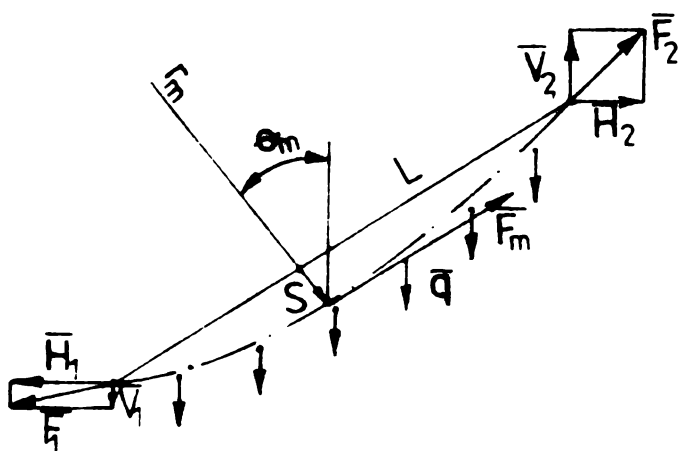


Fig.2.5.

2.3. PARTICULARITATEA GEOMETRICĂ A GRUPEI CINEMATICE L

Ramura de lanț spațială - cazul general - sub acțiunea forțelor de întindere a ramurii de lanț de la capete și a forțelor masice q uniform repartizate se găsește într-un

echilibru momentan stabil, și formează o curbă de contur cuprinsă întotdeauna într-un plan vertical determinat de centrele articulațiilor zalelor și se prezintă sub forma de lăncișor aproximativ, sau de parabolă fig.2.6., similară cu curba de echilibru a firelor grele omogene întinse, dată de ecuația 2.1.



$$y = \frac{x^2}{2a} + a \quad (2.1)$$

în care, a este parametrul acestei curbe de contur (116)

Fig.2.6.

Săgeata "S" a ramurii de lanț depinde de o serie de factori (116) și poate fi considerată numai în cazul studiilor teoretice.

În cazul particular al transmisiilor prin lanț plane, planul determinat de curba de contur al ramurii de lanț se suprapune cu planul transmisiei, sau pot fi considerate plane coincidente.

2.4. ELEMENTE SI CUPLE CINEMATICE

2.4.1. Cazul general, transmisii prin lanț spațiale.

2.4.1.1. Grupa cinematică roată-lanț "RLs" fig.2.7.

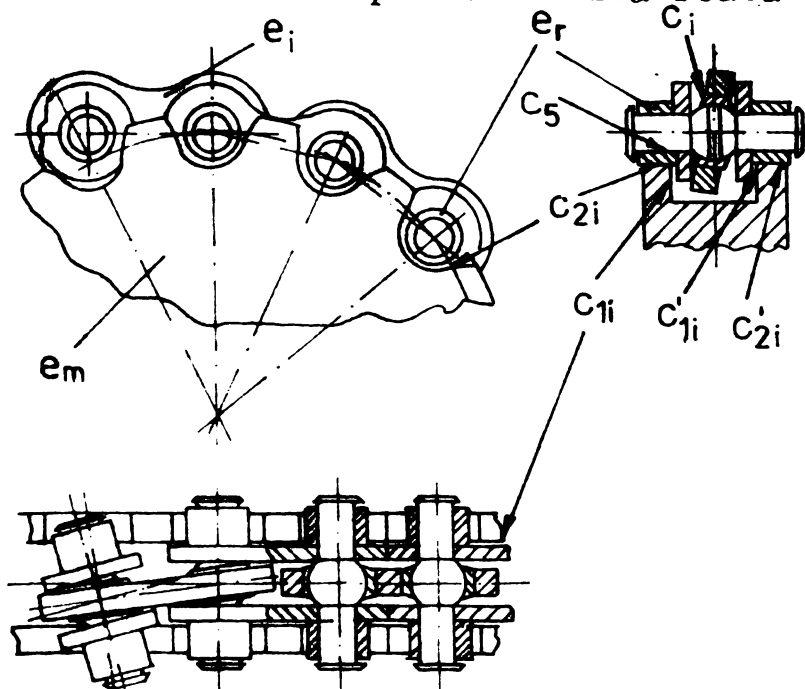


Fig.2.7.

Se consideră element structural e_i de ordinul $i \in (1 - n)$ a de lanț formată din eclisa interioară sau cadrul format din două eclise exterioare și două bolțuri sferice, iar roata de lanț elementul conducător e_m , $m=1$. Între elementele e_i se realizează legătură prin cuplă cinematică superioară închisă de

clasa 3a, tip sferică $C_{3i} \in (1 - n+1)$. Elementul rola $e_r \in 2(1 - n+1)$ și cupla cinematică inferioară închisă de clasa 5a $C_5 \in 2(1 - n+1)$, constituie elementul și cupla cinematică de prisos.

Între elementul e_i și elementul conducător e_m se realizează legături prin cuplă cinematică superioară deschisă de clasa 2a $C_{2i} \in (1 - n+1)$ și $C'_{2i} \in (1 - n+1)$ între rola și flancul dintelui și prin cuplă cinematică superioară deschisă de clasa 1 a $C_{1i} \in (1 - n+1)$ și $C'_{1i} \in (1 - n+1)$, între flancul lateral interior al dintelui roții de lanț și suprafața laterală a eclisei exterioare.

Cuplele cinematice C'_{2i} și C'_{1i} formează legături identice.

2.4.1.2. Grupa cinematică lanț-camă "LCs" fig.2.8.

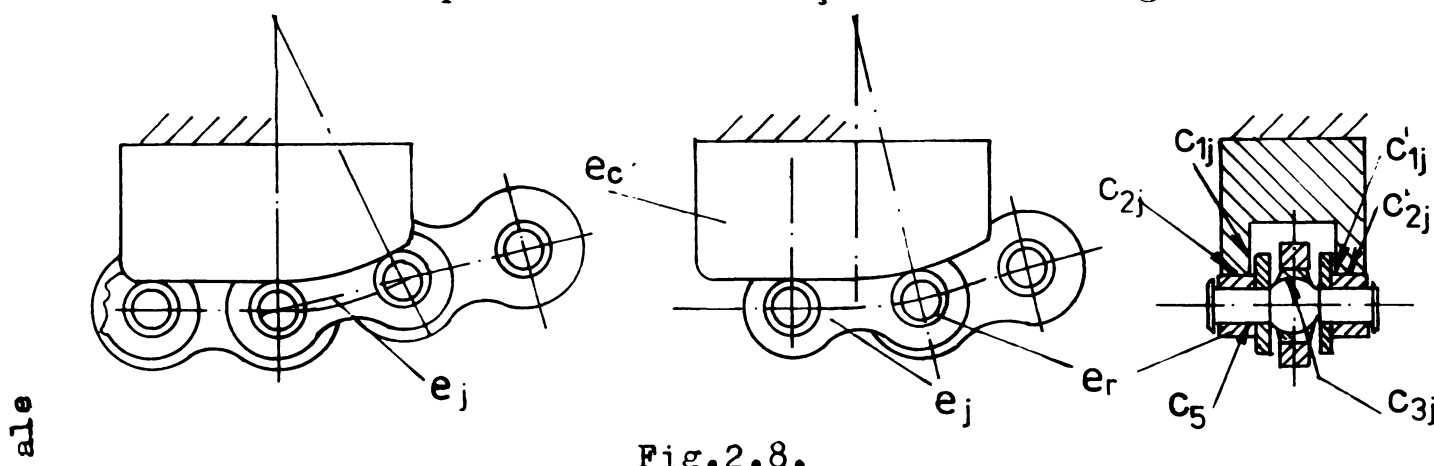


Fig.2.8.

Între elementele $e_j \in (2 \text{ resp. } 3)$ - identice cu e_i - se realizează legătură prin cuplă cinematică superioară închisă de clasa 3 a, $C_{3j} \in (2 \text{ resp. } 3)$.

Între elementul e_j și elementul camă e_c se realizează legături prin cuplă cinematică superioară deschisă de clasa 2 a, $C_{2j} \in (2 \text{ resp. } 3)$ și $C'_{2j} \in (2 \text{ resp. } 3)$ între rolă și profilul camei și prin cuplă cinematică superioară deschisă de clasa 1.a, $C_{1j} \in (2 \text{ resp. } 3)$ și $C'_{1j} \in (2 \text{ resp. } 3)$ între flancul lateral al camei și suprafața laterală a eclisei exterioare.

Elementul rola e_r și cupla cinematică inferioară $C_5 \in 2(2 \text{ resp. } 3)$ constituie element și cuplă cinematică de prisos.

Cuplele cinematice C'_{2j} și C'_{1j} formează legături identice.

2.4.1.3. Grupa cinematică ramura de lanț "L_s" fig.2.9.

Între elementele $e_k \in (2 - m)$ -identice cu e_i -se realizează legătură prin cuplă cinematică superioară închisă de clasă 3.a, $C_{3k} \in (1 - m-1)$.

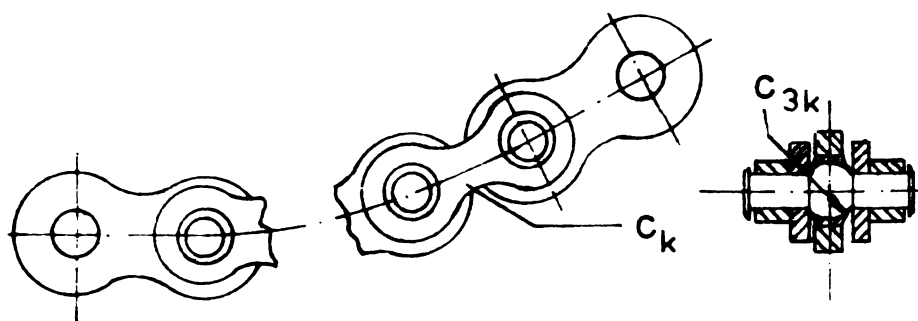


Fig.2.9.

Elementele e_k și cuplele cinematice C_{3k} în număr de $m-2$ formează legături identice.

În cazul în care se admite ca săgeata ramurii de lanț $s=0$,

curba de contur a ramurii se degenerază într-o dreaptă, iar grupa cinematică L_s se înlocuiește cu un element e_{k1} .

2.4.2. Cazul particular, transmisii prin lanț plane.

2.4.2.1. Grupa cinematică roată-lanț "RL_p" fig. 2.10

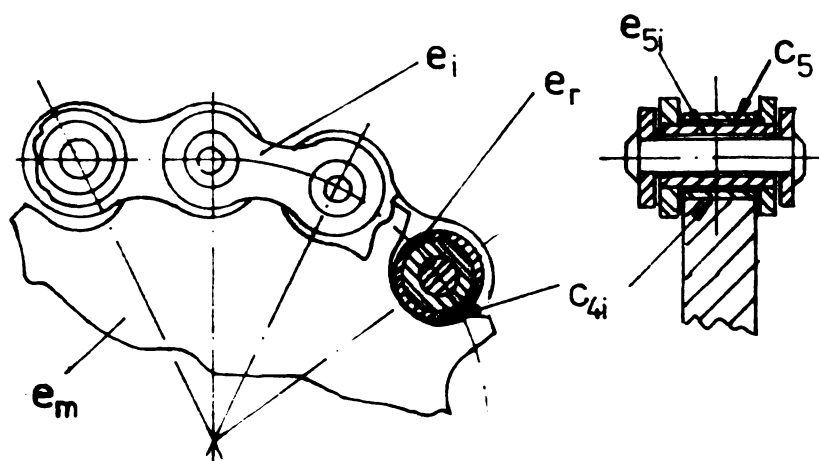


Fig. 2.10.

În cazul particular al transmisiilor prin lanț plane elementele $e_i \in (1 - n)$ sînt considerate ca interioară și exterioară a lanțului, iar legătura între ele se realizează prin cuplă cinematică inferioară închisă de clasa 5.a

$C_{5i} \in (1 - n+1)$. Elementul rolă $e_r \in (1 - n+1)$ și cupla cinematică inferioară închisă de clasa 5.a, $C_5 \in (1 - n+1)$, constituie element și cuplă cinematică de prisos.

Între elementul e_i și elementul e_m se realizează legătură prin cuplă cinematică superioară deschisă $C_{4i} \in (1 - n+1)$, între rola și flancul dintelui.

2.4.2.2. Grupa cinematică lanț-camă "LCp" fig.2.11

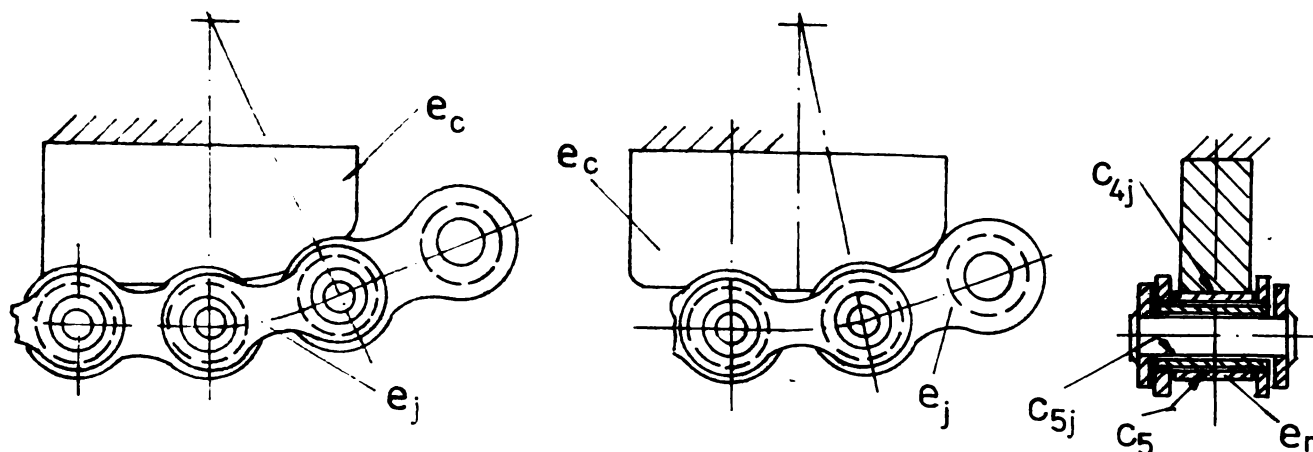


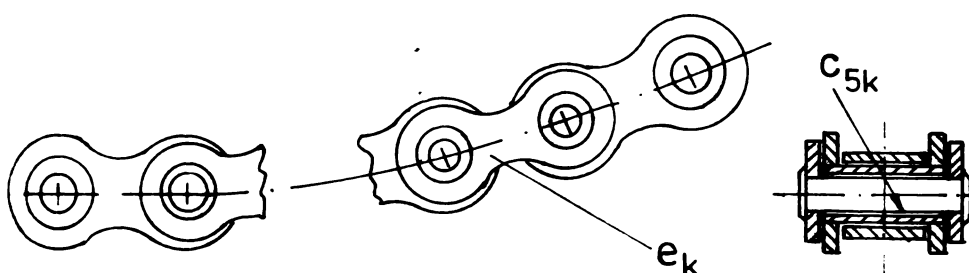
Fig. 2.11.

Intre elementele $e_j \in (2 \text{ resp. } 3)$ -identice cu e_i -, se realizează legătură prin cuplă cinematică inferioară închisă de clasa 5.a, $C_{5j} \in (2 \text{ resp. } 3)$.

Intre elementul e_j și elementul camă e_c se realizează legătură prin cuplă cinematică superioară deschisă de clasa 4.a, $C_{4j} \in (2 \text{ resp. } 3)$ între rolă și profilul camei.

Elementul rolă e_r și cupla cinematică inferioară $C_5 \in (2 \text{ resp. } 3)$ constituie element și cuplă cinematică de prisos.

2.4.2.3. Grupa cinematică ramura de lanț "Lp" fig.2.12.



Intre elementele $e_k \in (2 - m)$ -identice cu e_i -se realizează legătură prin cuplă cinematică inferioară închisă de clasa 5.a. $C_{5k} \in (1 - m-1)$.

Fig.2.12.

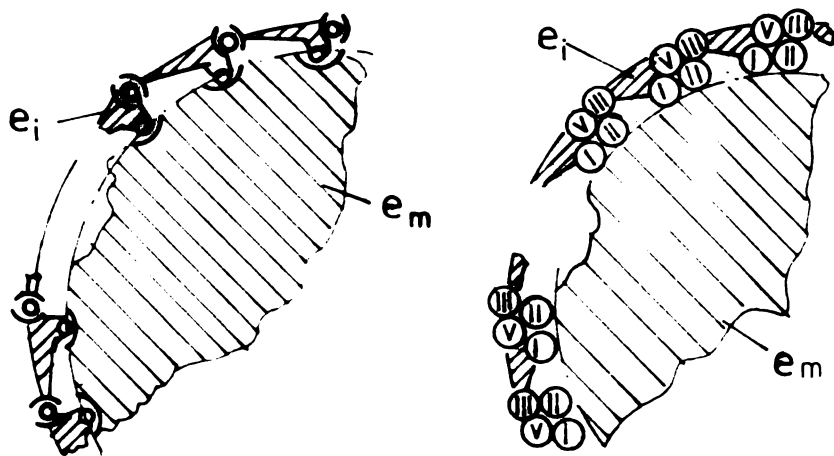
Elementele e_k și cuplele cinematice C_{5k} , în număr de $m-2$ formează legături identice.

In cazul în care se admite ca săgeata ramurii de lanț $S=0$, curba de contur a ramurii se degenează într-o dreaptă, iar grupa cinematică L_p se înlocuiește cu un element e_{k1} , fig.2.15.

2.5.SHEME CINEMATICE SI STRUCTURALE, GRAD DE MOBILITATE.

2.5.1. Cazul general, mecanisme prin lanț spațiale.

2.5.1.1. Grupa cinematică roata-lanț "RLs" fig.2.13.



Pentru determinarea parametrilor scalari care precizează gradul de libertate al grupei cinematice se utilizează formula lui Cebîșev.

Fig.2.13.

$$L = 6 \sum e - \sum_{i=1}^5 i C_i - \sum L_p - \sum L_{id} \quad (2.2)$$

Numărul de elemente $\sum e = e_i + e_r + e_m = n + (n+1) + 1 = 2(n+1) \quad (2.3)$

Numărul de restricții introduse prin cuple cinematice $\sum_{i=1}^5 i c_i =$
 $= 1.C_{1i} + 2.C_{2i} + 3.C_{3i} + 5.C_5 = 1.(n+1) + 2.(n+1) + 3(n+1) + 5(n+1) = 11(n+1)$ (2.4)

Numărul gradelor de libertate de prisos introduse prin zalele e_r și cuplele cinematice C_5 sînt:

$$\sum L_p = 6.e_r - 5.C_5 = 6(n+1) - 5(n+1) = n+1 \quad (2.5)$$

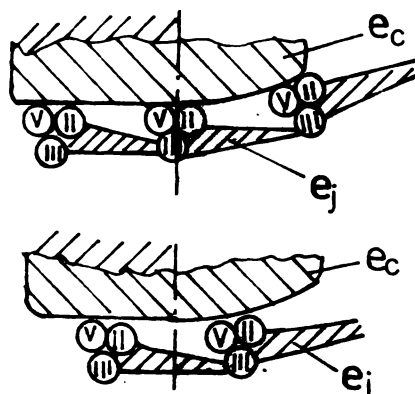
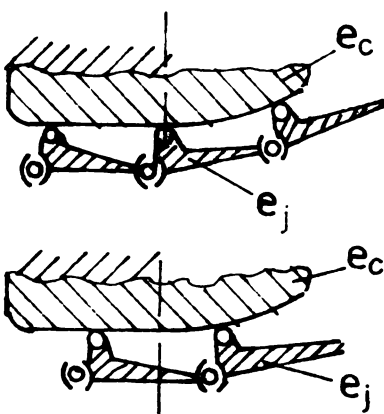
Cuplele cinematice C'_{1i} și C'_{2i} și elementele care formează legături identice nu se includ în calcule.

Parametri scalari caracteristici grupei cinematice, gradul de libertate al grupei cinematice RL_s , rezultă

$$L_{RL_s} = 6. [2(n+1)] - 11(n+1) - (n+1) = 0$$

Rezultă că indiferent de numărul de elemente (zale) în angrenare cu roata de lanț, gradul de libertate al grupei cinematice RL_s este zero. RL_s este o grupă Assur.

2.5.1.2. Grupa cinematică lanț-camă "LC_s" fig.2.14.



În cazul grupei cinematice LC_s , în timpul funcționării se formează situații când se găsesc în contact cu elementul de ghidare e_c , trei, respectiv două articulații, conform

Fig.2.14.

schemelor cinematice și structurale din fig.2.14.

Numărul de elemente: $\sum_e = e_j + e_r = 2j$; unde $j \in (2 - 3)$ (2.6)

Numărul de restricții introduse prin cuplele cinematice:

$$\sum_{j=1}^5 j C_j = 1 C_{1j} + 2 C_{2j} + 3 C_{3j} + 5 C_5 = 11 j. \quad (2.7)$$

Numărul gradelor de libertate de prisos introduse prin zalele e_r și cuplele cinematice C_5 sînt :

$$\sum L_p = 6.e_r - 5.C_5 = 6.j - 5.j = j.$$

Cuplele cinematice C'_{1j} și C'_{2j} și elementele care formează legături identice nu se includ în calcule.

Gradul de libertate al grupei cinematice CL_s ;

$$L_{CL_S} = 6(2j) - 11j - j = 0 \quad (2.9)$$

Rezultă că indiferent de numărul de elemente și legături, gradul de mobilitate al grupei cinematice CL_S este zero. CL_S este o grupă Assur.

Intrucât elementul de ghidare e_c întotdeauna face parte din elementul fix, rezultă că prezența sau numărul de elemente de ghidare utilizate, nu modifică parametri scalari structurali ce caracterizează mecanismul.

2.5.1.3. Grupa cinematică ramura de lanț " L_S " fig.2.15.

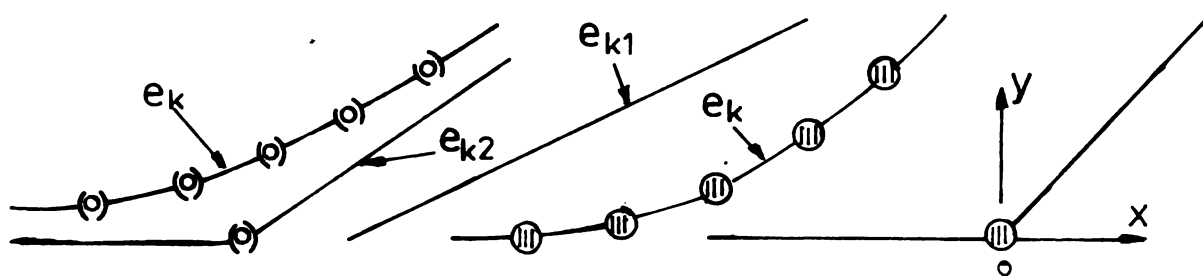


Fig.2.15.

În baza particularității ramurii de lanț Cap.2.3, grupa cinematică L_S în situația generală $q \neq 0$ se reprezintă prin schemele cinematică și structurală urmărind geometria curbei de contur. Făcînd abstracție de elementele și cuplele cinematice în număr de $m-2$ care formează legături identice, schema cinematică și structurală se reprezintă prin două elemente tangente la curba de contur în punctele finale făcînd legătură între ele printr-o cuplă cinematică superioară închisă de clasa a treia $C_{3k} = 1$, obținînd astfel o conexiune K_C din n elemente și $n-1$ cuple. Numărul de elemente : $\sum e = e_{k2} = 2$ (2.10)

Numărul de restricții introduse prin cupla cinematică :

$$\sum_{k=1}^5 kC_k = 3 C_{3k} = 3 \cdot 1 = 3 \quad (2.11)$$

Gradul de libertate al grupei cinematice L_S ,

$$L_{L_S} = 6 \cdot e_k - 3 \cdot C_{3k} = 12 - 3 = 9 \quad (2.12)$$

Grupa cinematică L_S considerată conf. celor arătate mai sus, datorită formei constructive și poziției relative a cuplei cinematice și a elementelor are un grad de libertate de prisos $L_p = 1$, posibilitatea de rotire a elementului în jurul axei OX , ce nu influențează funcționarea grupei cinematice. În baza particularității grupei cinematice L_S arătate la cap.2,3. ramura de lanț L_S în toate situațiile formează o curbă plană, rezultînd

că și posibilitatea rotirii relative a elementelor în jurul axei OY este un grad de libertate de prisos $L'_p = 1$

Gradul de libertate al grupei cinematice L_s devine :

$$L'_{L_s} = L' - L_p - L'_p = 9-1-1 = 7 \quad (2.13)$$

Grupa cinematică L_s formează o conexiune $K_{C(+7)}$

În cazul teoretic cînd forțele masice ce acționează asupra elementelor ramurii de lanț se neglijează, $q=0$, ramura de lanț se poate considera ca un element e_{k1} , fig.2.15 cu grad de libertate

$$L''_{L_s} = 6 \quad (2.14)$$

2.5.1.4. Grupa cinematică "roata-ramura de lanț" RRL_s și "roata-ramura de lanț-camă" $RRLC_s$.

În baza proprietății grupelor (lanțurilor) cinematice, enunțată și la cap.2.2, acestea pot fi compuse din grupe cinematice componente. Deoarece gradul de libertate este de formă liniară funcție de numărul de elemente e și de numărul de cuple cinematice C , calculul se reduce la însumări sau scăderi, corespunzătoare lanțurilor componente. Se utilizează cazul de compunere în care orice element sau cuplă se include într-o grupă și totodată unul și același element sau una și aceeași cuplă nu este inclusă în două sau mai multe grupe componente. În acest caz sînt valabile relațiile :

$$e = \sum e_i ; \quad C = \sum C_i, \quad (2.15)$$

$$L_i = 6 e_i - i C_i ; \quad L = \sum L_i$$

Schemele cinematice și cele structurale ale grupelor cinematice RRL_s și $RRLC_s$ sînt prezentate în fig.2.16 resp.2.17.

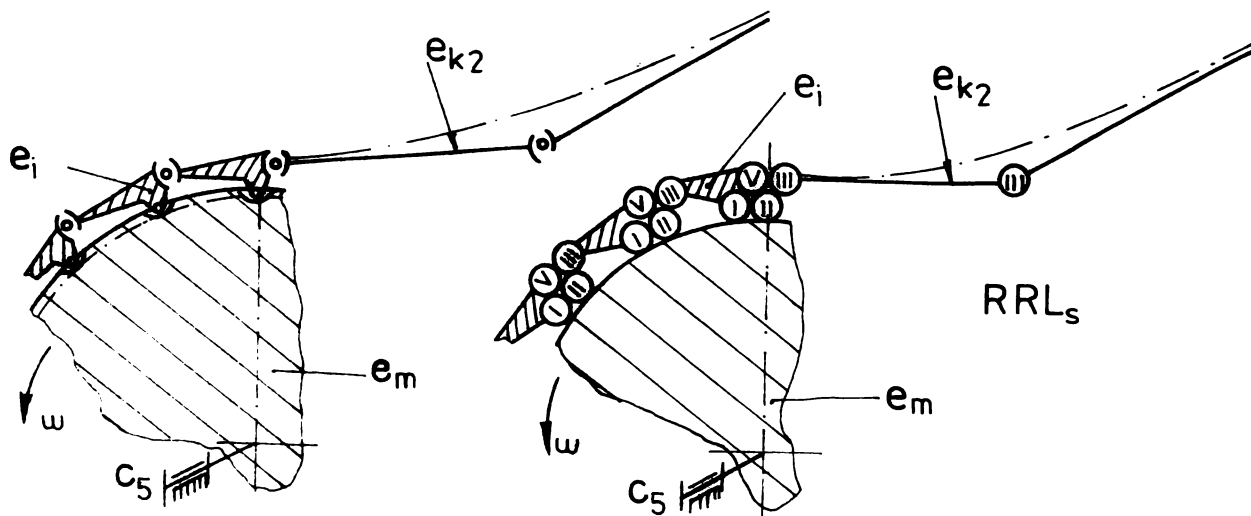


Fig. 2.16.

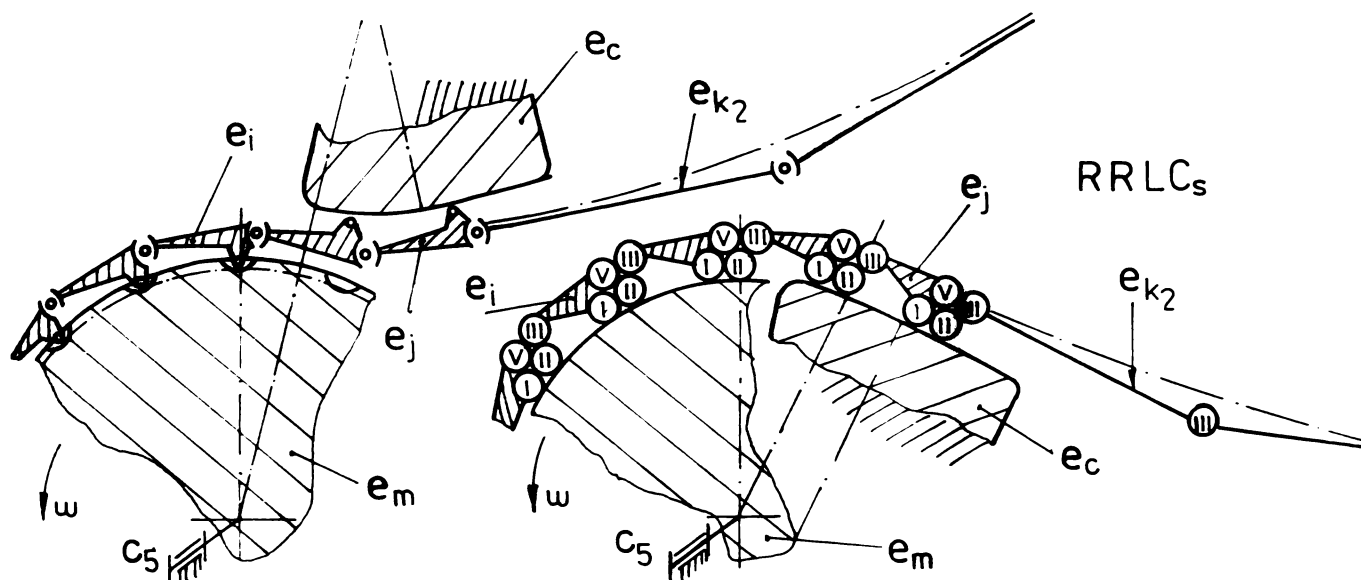


Fig.2.17.

Gradul de mobilitate al grupelor cinematice RRL_s , resp. $RRRLC_s$, luînd în considerare forțele gravitaționale $q \neq 0$, în baza relațiilor (2.2'), (2.9), (2.13) și cu limitările prin legarea elementului conducător e_m la elementul fix cu o cuplă cinematică inferioară închisă de clasa a cincea $C_5 = 1$, rezultă :

$$M_{RRL_s} = L_{RL_s} + L'_{L_s} - 5C_5 = 0 + 7 - 5 = +2 \quad (2.16)$$

$$M_{RRRLC_s} = L_{RL_s} + M_{CL_s} + L'_{L_s} - 5C_5 = 0 + 0 + 7 - 5 = +2 \quad (2.16')$$

În cazul teoretic cînd se consideră $q=0$, gradul de libertate al ramurii de lanț este dat de relația (2.14), cu acesta gradul de mobilitate ale grupelor cinematice RRL_s și $RRRLC_s$ rezultă :

$$M_{RRL_s} = L_{RL_s} + L''_{L_s} - 5C_5 = 0 + 6 - 5 = +1 \quad (2.17)$$

$$M'_{RRRLC_s} = L_{RL_s} + M_{CL_s} + L''_{L_s} - 5C_5 = 0 + 0 + 6 - 5 = +1 \quad (2.17')$$

Gradul de mobilitate "2", conform relațiilor 2.16 și 2.16', rezultă datorită construcției ramurii de lanț că acesta poate fi și este deformată de acțiunea exterioară a forțelor gravitaționale, cazul $q \neq 0$.

2.5.1.5. Mecanismul cu lanț spațial cu n roți și n ramuri de lanț.

În baza principiului compunerii mecanismelor din grupe cinematice componente, orice mecanism cu lanț poate fi compus din două sau mai multe grupe cinematice RL_s și L_s conf. fig. 2.18.

Mecanismul din fig.2.18 este compus din n roți-lanț RL_s ,

n ramuri de lanț L_s -, conexiuni $K_{C(+7)}$ -, și n cuple cinematice închise de clasa a 5.a, conexiuni $K_{A(-5)}$.

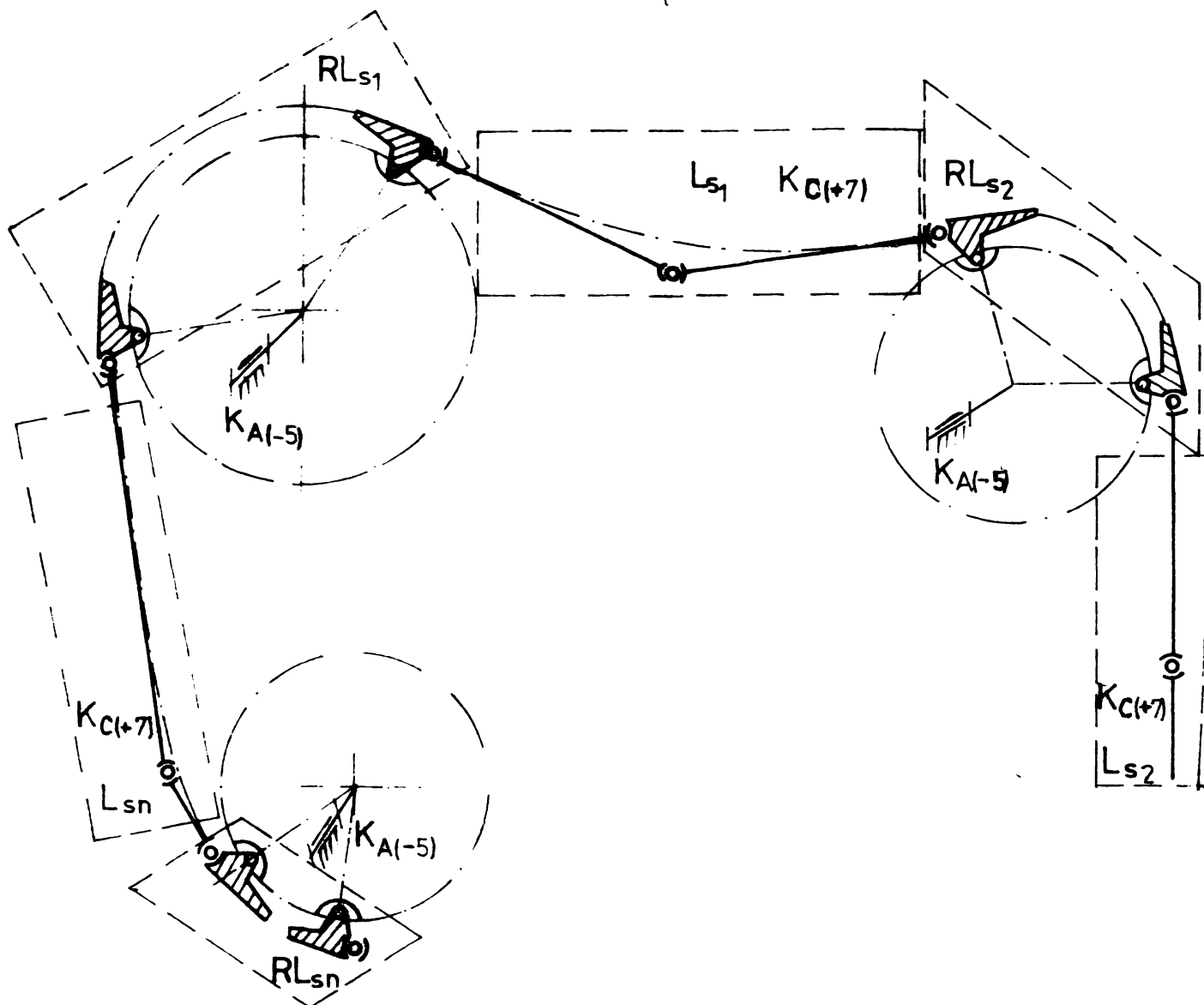


Fig. 2.18.

Gradul de mobilitate al mecanismului rezultă din însumarea gradelor de libertate al grupelor cinematice componente și al conexiunilor.

Gradul de libertate al grupei cinematice RL_s este zero conf. relației (2.2'), iar al conexiunii $K_{C(+7)}$ este (+7). Restricțiile introduse de o cuplă cinematică C_5 sînt (-5).

$$M_{sn} = n \cdot 0 + n(+7) + n(-5) = 2n. \quad (2.18)$$

În cazul teoretic cînd se consideră $q=0$ conexiunea $K_{C(+7)}$ se transformă într-un element cu grad de libertate $L=6$;

$$M'_{sn} = n \cdot 0 + n \cdot 6 + n(-5) = n. \quad (2.18')$$

Rezultă că gradul de mobilitate al unui mecanism cu lanț cu n roți și ramuri de lanț este egal cu $2n$, respectiv n .

2.5.1.6. Mecanismul cu lanț spațial cu două roți și două ramuri de lanț cu elemente de ghidare.

Mecanismul cu lanț spațial clasic cu două axe, compus din grupe cinematice și conexiuni conf. fig. 2.19. în baza principiului enunțat și utilizat mai înainte, are gradul de mobilitate după cum urmează :

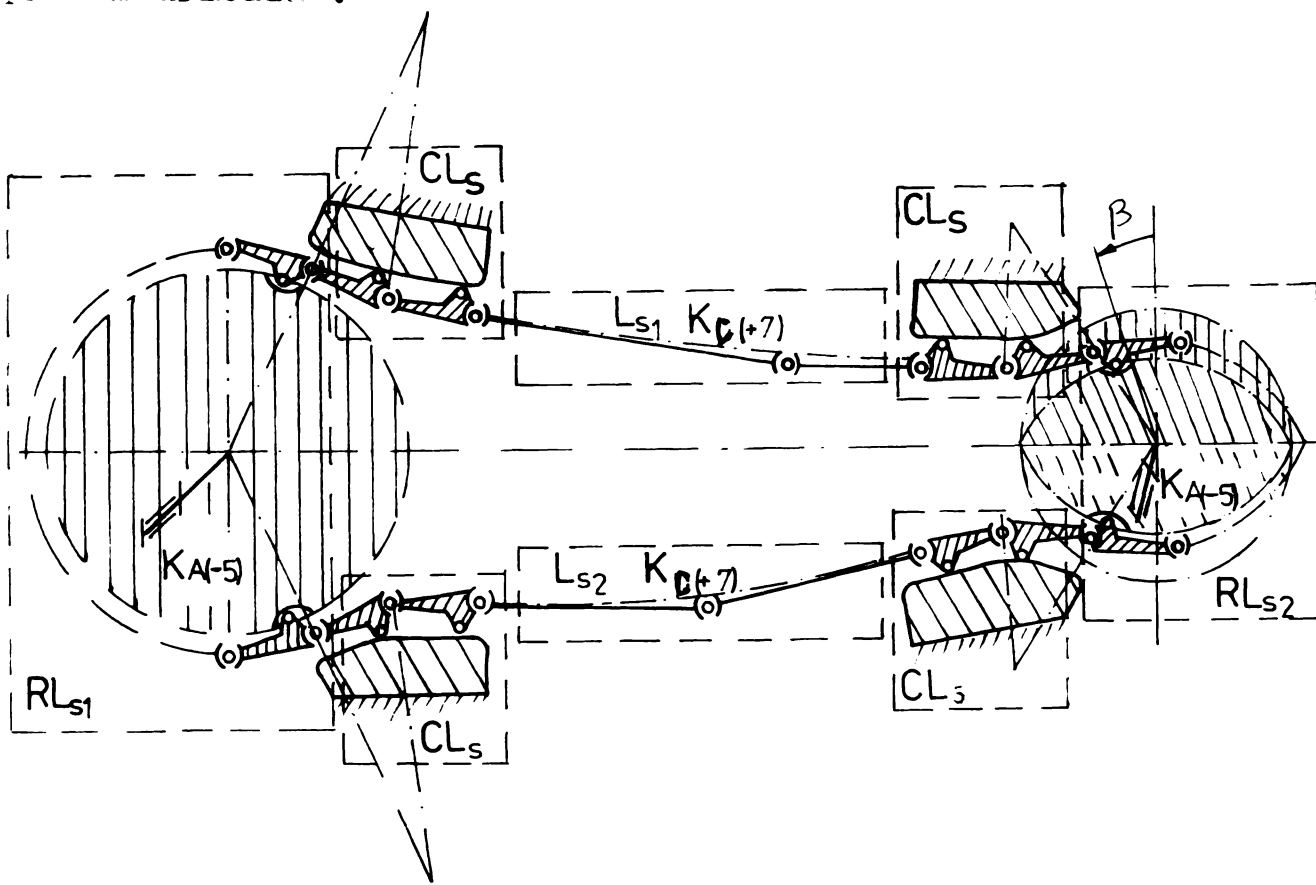


Fig. 2.19.

$$M_{s2} = 2 \cdot L_{RL_s} + 2 M_{CL_s} + 2 L'_{LS} + 2 L_{KA(-5)} \quad (2.19)$$

$$M_{s2} = 2 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 2 \cdot 7 - 2 \cdot 5 = +4$$

Considerînd $q=0$ pentru ramura de lanț L_s , gradul de mobilitate al mecanismului va rezulta :

$$M'_{s2} = 2 L_{RL_s} + 2 M_{CL_s} + 2 L''_{LS} + L_{KA(-5)} \quad (2.19')$$

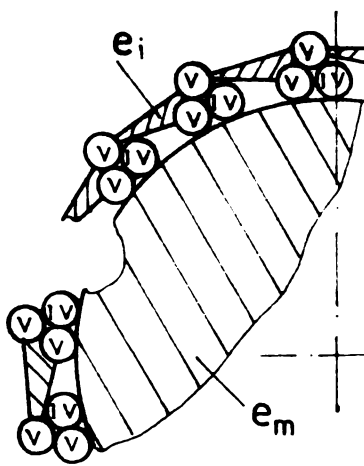
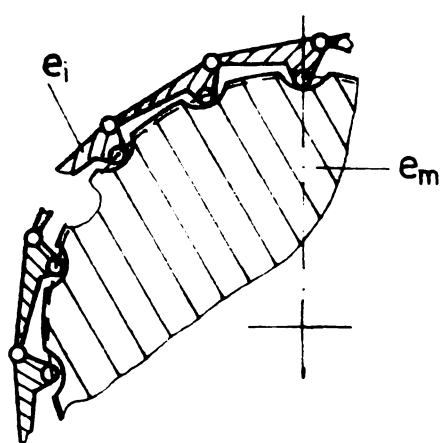
$$M'_{s2} = 2 \cdot 0 + 2 \cdot 0 + 2 \cdot 6 - 2 \cdot 5 = +2$$

2.5.2. Cazul particular, mecanisme prin lanț plane.

Mecanismele prin lanț plane sînt mecanisme de familia a 3a $\varphi = 3$, iar formula structurală a lui Cebîșev devine :

$$M = (6 - \varphi) \sum_{\varphi+1}^5 e - \sum_{\varphi+1}^5 (i - \varphi) C_i - \sum L_p - \sum L_{id} \quad (2.20)$$

2.5.2.1. Grupa cinematică roata-lanț "RL_p" fig. 2.20.



Numărul de elemente:

$$\sum e = e_i + e_r + e_m = n + (n+1) + 1 = 2(n+1)$$

Numărul de restricții introduse prin cuple cinematice.

$$\sum_{\varphi+1}^5 (i-\varphi) C_i = 1 \cdot C_{4i} + 2 \cdot C_{5i} + 2 \cdot C_5 = 1 \cdot (n+1) + 2(n+1) + 2(n+1) = 5(n+1) \quad (2.21)$$

Fig.2.20.

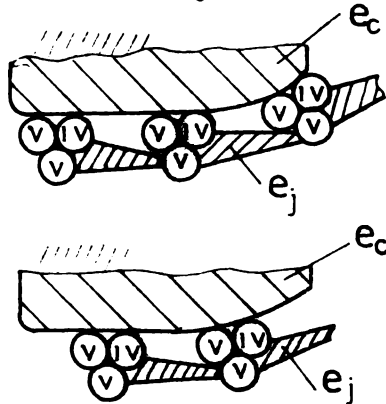
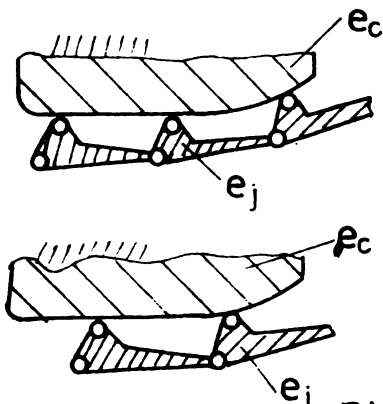
Numărul gradelor de libertate de prisos introduse prin zalele e_r și cuplele cinematice C_5 sînt:

$$\sum L_p = 3 \cdot e_r - 2 \cdot C_5 = 3 \cdot (n+1) - 2(n+1) = (n+1)$$

$$L_{RL_p} = 3 [2(n+1)] - 5(n+1) - (n+1) = 0 \quad (2.21')$$

Rezultă că (ca și în cazul mecanismelor spațiale) indiferent de numărul de elemente (zale) în angrenare cu roate de lanț gradul de libertate al grupeii cinematice RL_p este zero. RL_p este o grupă Assur.

2.5.2.2. Grupa cinematică lanț-camă "LC" p fig.2.21.



Variația elementelor și a cuplelor cinematice în timpul funcționării este identică ca și în cazul mecanismelor cu lanț spațial cap.2.5.1.

Fig. 2.21.

Numărul de elemente: $\sum e = e_j + e_r = 2j$; unde $j \in (2 - 3)$ (2.22)

Numărul de restricții introduse prin cuple cinematice :

$$\sum (j-\varphi) C_j = 1 \cdot C_{4j} + 2 \cdot C_{5j} + 2 \cdot C_5 = 5j \quad (2.23)$$

Numărul gradelor de libertate de prisos introduse prin roțile e_r și cuplele cinematice C_5 sînt :

$$\sum L_p = 3 \cdot e_r - 2 C_5 = 3j - 2j = j. \quad (2.24)$$

Gradul de libertate al grupei cinematice CL_p :

$$L_{CL_p} = 3(2j) - 5j - j = 0 \quad (2.25)$$

Rezultă că indiferent de variația numărului de elemente și cuple cinematice, gradul de mobilitate al grupei cinematice CL_p este zero. CL_p este o grupă Assur, a cărei prezență (ca și în cazul mecanismelor cu lanț spațial) nu influențează parametri scalari structurali ai mecanismului.

2.5.2.3. Grupa cinematică ramura de lanț "Lp" fig.2.22.

Pentru grupa cinematică L_p sînt valabile observațiile stabilite la cap.2.5.1.3. referitoare la geometria grupei și la schema cinematică respectiv structurală.

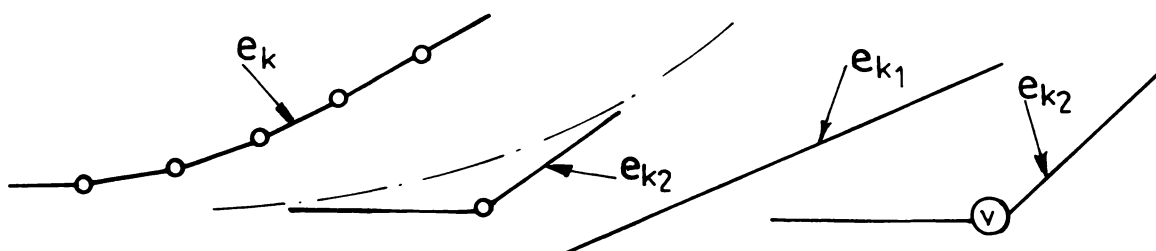


Fig. 2.22.

Situația cînd $q \neq 0$:

$$\text{Numărul de elemente: } \sum e = e_{k2} = 2 \quad (2.26)$$

Numărul de restricții introduse prin cupla cinematică :

$$\sum (k-\varphi) C_k = 2 \cdot C_{2k} = 2 \cdot 1 = 2 \quad (2.27)$$

Gradul de libertate al grupei cinematice L_p ,

$$L_{L_p} = 3 \cdot e_k - 2 \cdot C_{2k} = 6 - 2 = 4 \quad (2.28)$$

În cazul teoretic cînd se consideră $q=0$, ramura de lanț se poate considera și în acest caz ca un element e_{k1} , fig.2.22. cu grad de libertate;

$$L'_{L_p} = 3 \quad (2.28')$$

2.5.2.4. Mecanismul cu lanț plan cu 2 roți și 2 ramuri de lanț-

Mecanismul cu lanț plan cu două axe, compus din grupe cinematice și conexiuni conf. fig.2.23.

Gradul de mobilitate al mecanismului cu lanț plan rezultă din însumarea gradelor de libertate al grupelor cinematice și al conexiunilor.

$$M_{p2} = 2 L_{RL_p} + 2 L_{kC}(+4) - 2 L_{kA}(-2) \quad (2.29')$$

$$M_{p2} = 2 \cdot 0 + 2 \cdot 4 - 2 \cdot 2 = +4$$

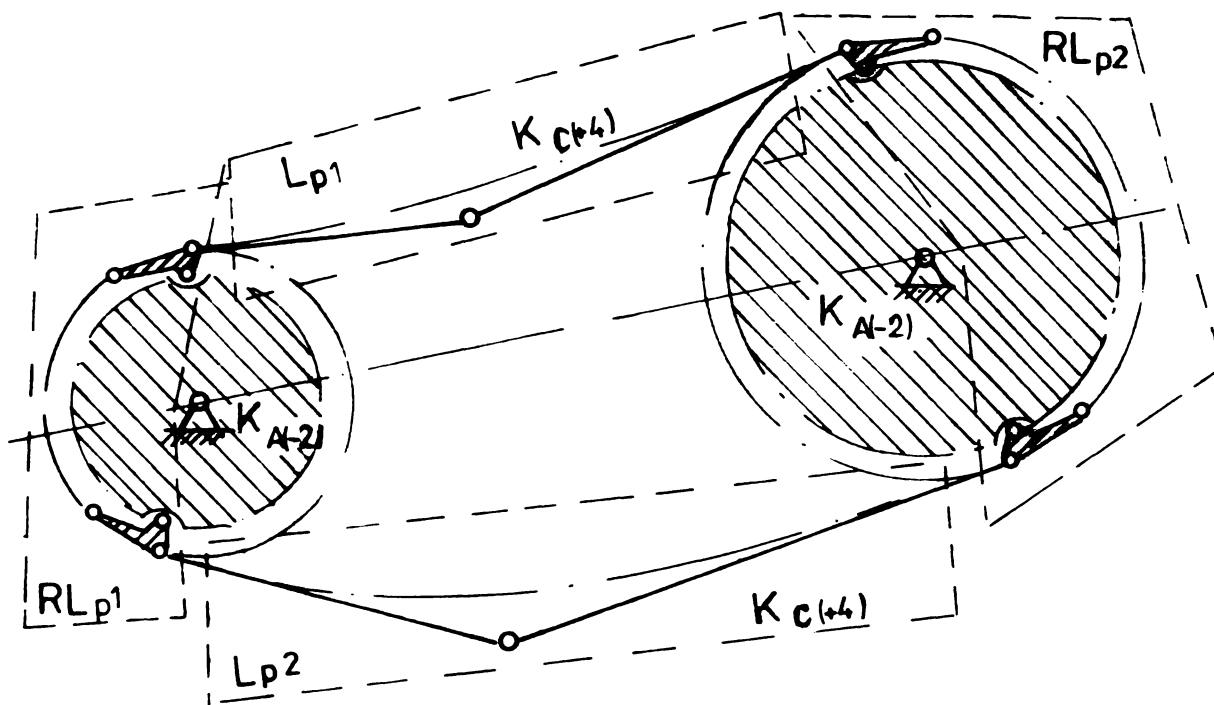


Fig. 2.23.

In cazul teoretic cînd se consideră $q = 0$ pentru ramura de lanț L_p , gradul de mobilitate al mecanismului va rezulta :

$$M'_{p2} = 2 L_{RLp} + 2 L'_{Lp} - 2 \cdot k_A(-2) = 2 \cdot 0 + 2 \cdot 3 - 2 \cdot 2 = +2 \quad (2.29')$$

2.5.2.5. Cazul particular, $p_l = p_r$.

In cazul particular în care pasul lanțului este de aceeași mărime cu pasul danturii roții $p_l = p_r$, funcționarea mecanismului cu lanț se face prin angrenarea lanțului fără deplasarea relativă al lanțului pe dantura roții de lanț conf.fig.5.1.

In acest caz, se poate considera legătura mobilă dintre articulația lanțului și roata de lanț realizată printr-o cuplă cinematică inferioară închisă de rotație, iar schema cinematică a mecanismului cu lanț plan cu două roți de lanț, în urma neglijării legăturilor identice, a elementelor și cuplelor cinematice de prisos devine conf. fig.2.24.

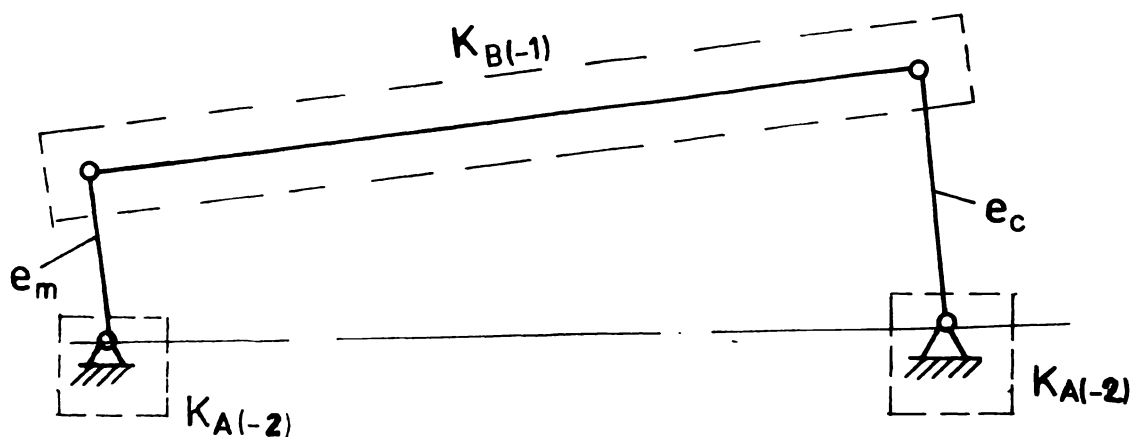


Fig. 2.24.

Gradul de mobilitate al mecanismului cu lanț plan cu două roți de lanț rezultă :

$$M_{p2} = L_{KB}(-1) - 2L_{KA}(-2) + 3n = -1 - 2 \cdot 2 + 3 \cdot 2 = +1 \quad (2.30)$$

Mecanismul este dezmodrom, avînd gradul de mobilitate egal cu numărul elementelor conducătoare.

2.6. CONCLUZII

Studiul structurii și geometriei mecanismelor cu lanț articulată, atît în cazul general, mecanisme spațiale, cît și în cazul particular, mecanisme plane, a contribuit la elucidarea următoarelor probleme :

- elaborarea studiului structural al mecanismelor cu lanț spațial pentru transmiterea mișcării nelimitate fig.2.1, sau mișcări limitate fig.2.2 între arbori cu axe neperalele în spațiu și timp, cu posibilități de particularizare pentru transmisii prin lanț plane :

- împărțirea mecanismelor cu lanț articulată, în grupe cinematice și conexiuni cu semnificații și caracteristici structurale și cinematice identice, atît pentru cazul mecanismelor cu elemente de ghidare în vederea eliminării efectelor înfășurării poligonale cît și pentru cazul mecanismelor fără aceste elemente de ghidare;

- scoaterea în evidență a particularității grupei cinematice ramură de lanț spațială, L_S întrucît acesta sub acțiunea forțelor gravitaționale uniform repartizate, întotdeauna formează o curbă de contur cuprinsă într-un plan vertical;

- stabilirea elementelor structurale și a legăturilor mobile dintre acestea, a clasei, tipului și numărul acestora, atît pentru cazul general mecanisme prin lanț spațiale cît și pentru cazul particular mecanisme prin lanț plane;

- scoaterea în evidență a elementelor și cuplelor cinematice care constituie elemente și cuple cinematice de prisos, respectiv formează legături identice;

- întocmirea schemelor cinematice și structurale ale grupelor cinematice și a unui mecanism cu n axe și n ramuri de lanț, calculul gradului de libertate respectiv mobilitate pentru mecanisme spațiale și pentru cele plane.

În urma acestei analize structurale detaliate rezultă o serie de aspecte noi ne elucidate pînă în prezent.

Gradul de mobilitate al mecanismelor cu lanț a fost calculat diferit de numărul elementelor conducătoare și explicat de specialiști în diferite moduri, [116], gradul de mobilitate mai mare cu o unitate se datorește faptului că ramura de lanț are o geometrie variabilă. În prezentul studiu, prin împărțirea mecanismelor cu lanț în grupe cinematice și conexiuni, prin calculul gradului de mobilitate al grupelor cinematice și însumarea acestora, se obține gradul de mobilitate al mecanismelor cu lanț complexe (cu mai multe decît 2 axe), și al mecanismelor clasice cu 2 axe într-un mod unitar.

Rezultă conf.2.5.2.4. că în cazul mecanismelor cu lanț plane conf.2.29' gradul de mobilitate mai mare cu o unitate se datorește cuplelor cinematice deschise de clasa a 4a dintre lanț și roată care în toate cazurile cînd pasul lanțului diferă de pasul roții $p_r \neq p_l$ dă naștere la o mișcare relativă. Numai în cazul particular cînd $p_r = p_l$, mecanismul cu lanț are gradul de mobilitate egal cu numărul elementelor conducătoare conf. (2.30).

C A P I T O L U L 3.

BAZELE SINTEZEI MECANISMELOR CU LANȚ ARTICULAT DIN

CONDITIA ELIMINĂRII EFECTELOR ÎNFĂȘURĂRII POLIGONALE.

3.1. INTRODUCERE.

În cadrul acestui capitol, se prezintă principiul teoretic care stă la baza sintezei mecanismelor cu lanț prevăzute cu sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale, metoda de calcul a funcțiilor de transmitere pentru grupa cinematică roată de lanț - ramura de lanț, condițiile tehnice care trebuie îndeplinite la eliminarea efectelor înfășurării poligonale prin ghidarea articulațiilor din partea interioară sau exterioară și metoda analitică de calcul al traiectoriei articulațiilor pentru mecanismele cu lanț spațiale - cazul general -, cu posibilități de particularizare pentru mecanisme cu lanț plane.

3.2. CONDITIILE DE BAZĂ ALE ELIMINĂRII EFECTELOR ÎNFĂȘURĂRII POLIGONALE LA MECANISME CU LANȚ.

În vederea uniformizării caracteristicilor mecanice interioare și a mișcării elementului de execuție ale mecanismelor prin lanț și pentru eliminarea efectelor cauzată de înfășurarea poligonală a lanțului articulată pe roata de lanț sau pe o suprafață curbă oarecare se propune ghidarea articulațiilor lanțului în zonele de intrare și ieșire din angrenare.

În cazul în care ghidarea se realizează pe tangenta la cercul de divizare fig.3.1., traiectoria punctului caracteristic C_x este hodograful vectorului de poziție \bar{R} ,

$$\bar{R} = \bar{R}(\varphi); \quad (3.1)$$

unde, $\varphi = f(t)$.

În acest caz legea mișcării este reprezentată prin următoarele funcții de transmitere:

Folosind metoda contururilor închise, relația vectorială a traiectoriei parcursă de punctul caracteristic C_x este :

$$\bar{R} = \bar{r} + \bar{p} \quad (3.2)$$

dar aceste puncte nu aparțin tangentei, iar în punctele 2'', 3'' și 4'' arcele de cerc de raza p . nu se intersectează, legea mișcării impuse nu este îndeplinită.

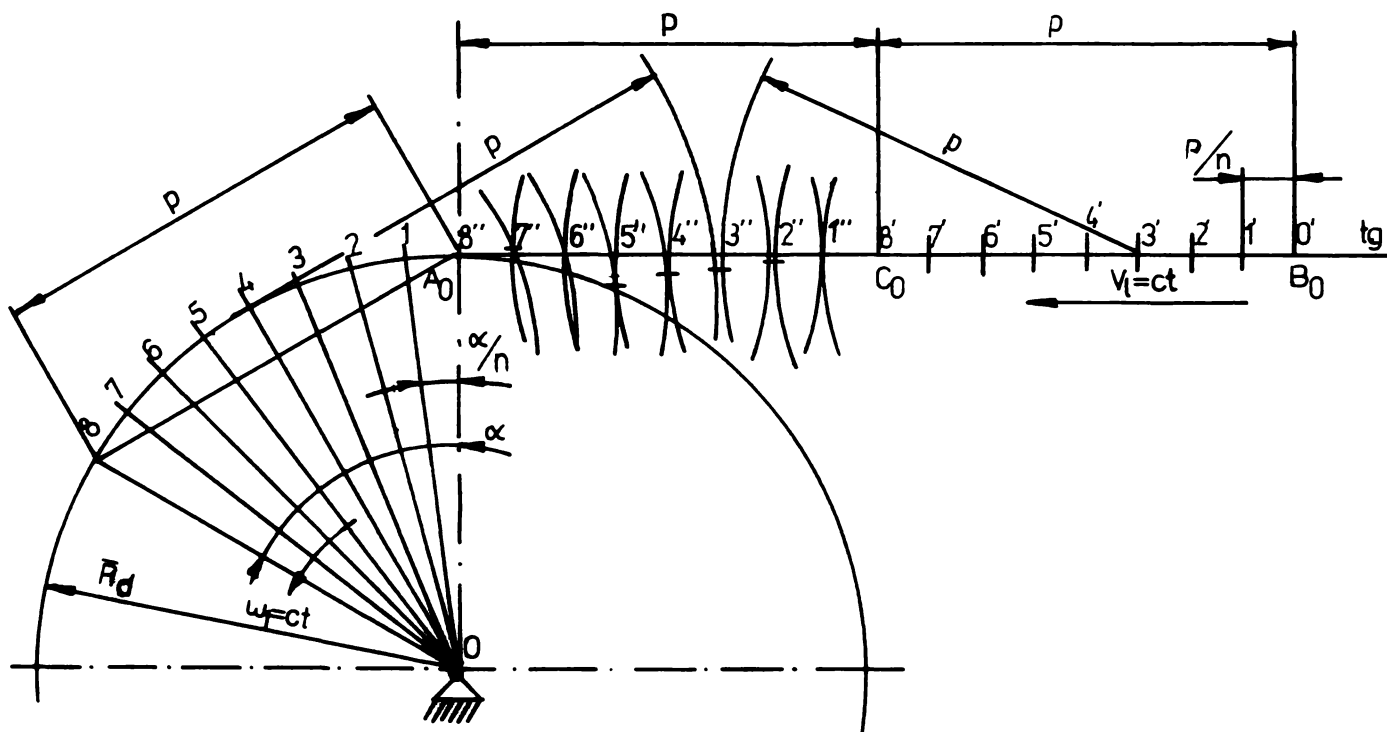


Fig.3.2.

În cazurile în care se realizează ghidarea articulațiilor lanțului pe o dreaptă sau curbă suport diferită de tangenta cercului de divizare, interioară sau exterioară față de tangenta, conform fig.3.3, ghidare interioară și fig.3.4, ghidare exterioară, se poate găsi o traiectorie curbilinie - de lungime corespunzătoare cu pasul lanțului -, prin care se racordează dreapta sau curba suport al articulațiilor ramurii de lanț la cercul de divizare al roții și ale căror puncte îndeplinesc condiția de sinteză $i = \omega_1/\omega_2 = ct.$, totodată să fie o traiectorie simplă, ușor de realizat din punct de vedere tehnologic, fiind apropiat, de un arc de cerc de rază ρ_m .

Condițiile tehnice care trebuie îndeplinite la ghidarea articulațiilor în zonele de intrare și ieșire din angrenare în vederea eliminării efectelor înfășurării poligonale, sînt similare atât pentru ghidarea din partea interioară cît și pentru ghidarea din partea exterioară.

Traietoria curbă de lungime corespunzătoare unui pas p și unui unghi δ , trebuie să se racordeze lin atît cu dreapta sau curba suport a articulațiilor ramurii de lanț, cît și cu cercul de divizare al roții de lanț, conform fig.3.3 și fig. 3.4.

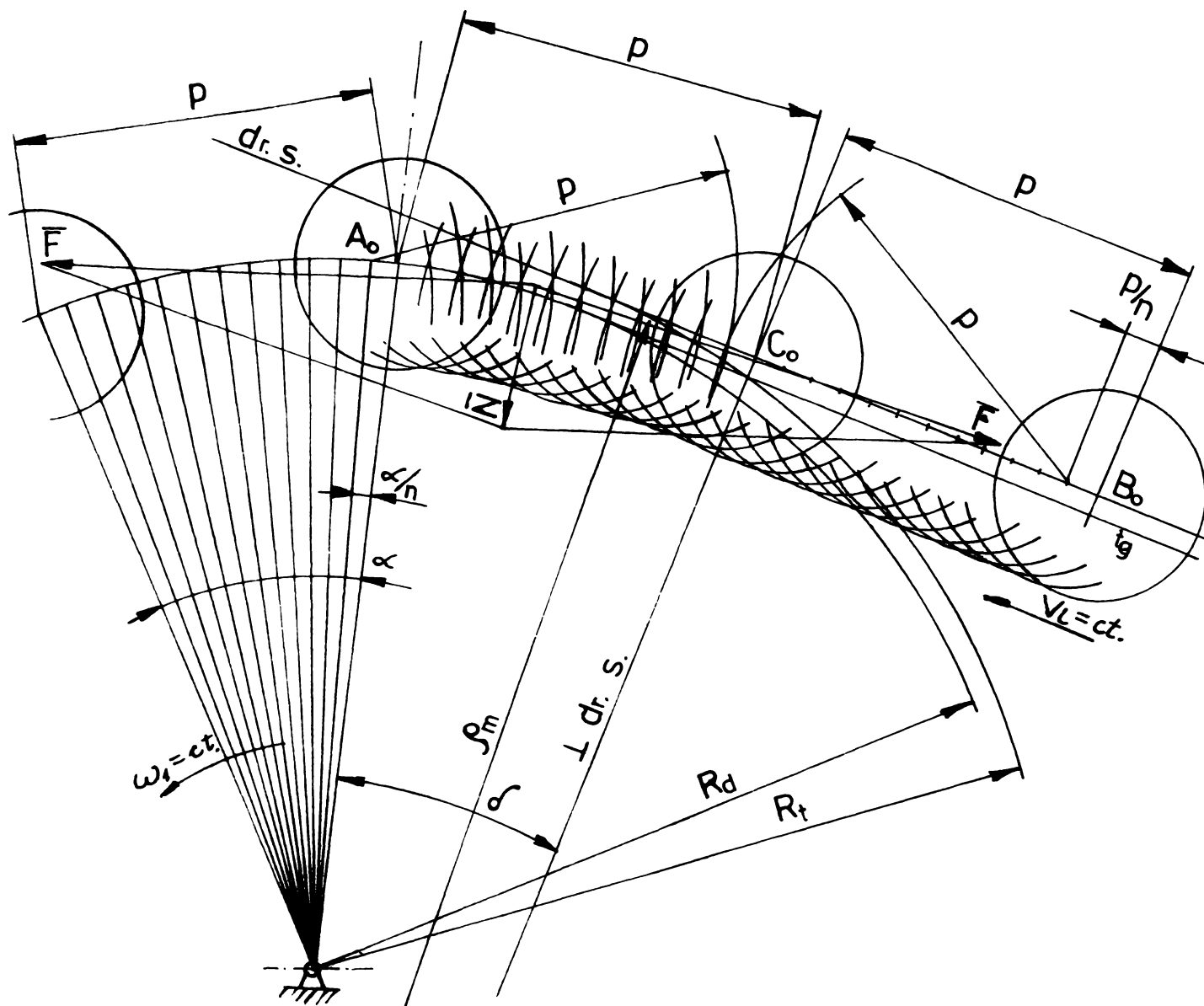


Fig.3.3.

Această condiție se poate exprima impunând condiția ca tangenta geometrică și cinematică a roții de lanț și a lanțului în punctul de intrare în angrenare - punctul de racordare A_0 să fie identice $\bar{v}_{A_0} \equiv \bar{v}_{C(A_0)}$.

Ghidarea articulațiilor lanțului în zonele de intrare și ieșire din angrenare în vederea eliminării efectelor înfășurării poligonale trebuie să se facă și pe o traiectorie dreaptă, de lungimea cel puțin a unui pas, $(p + \Delta p)$ pe dreapta suport a ramurii de lanț pentru că în caz contrar articulația cu centrul în punctul C_0 care se înscrie pe traiectoria curbă antrenează în mișcare transversală și pe articulația din punctul B_0 și toată ramură a lanțului.

Materializarea unui profil care să asigure traiectoria necesară determinată prin calcule se face prin realizarea și așezarea unor came în contact cu rolele sau eclisele lanțului în

contactul dintre rolă și camă să se mențină fără întrerupere în timpul funcționării.

3.3.METODA ANALITICĂ DE CALCUL A TRAIECTORIEI DE GHIDARE, MECANISME CU LANT SPATIALE,CAZUL GENERAL.

Se consideră un mecanism prin lanț, compus din două roți de lanț cu axe neparalele în spațiu și timp și două ramuri de lanț spațiale, conf.fig.3.5.

Alegînd un sistem de coordonate trirectangular, cu originea în O_1 pe axa de rotație O_1z , iar axa Ox paralelă cu dreapta suport a ramurii conducătoare, pentru $\beta = 0$, conf.fig.3.5.

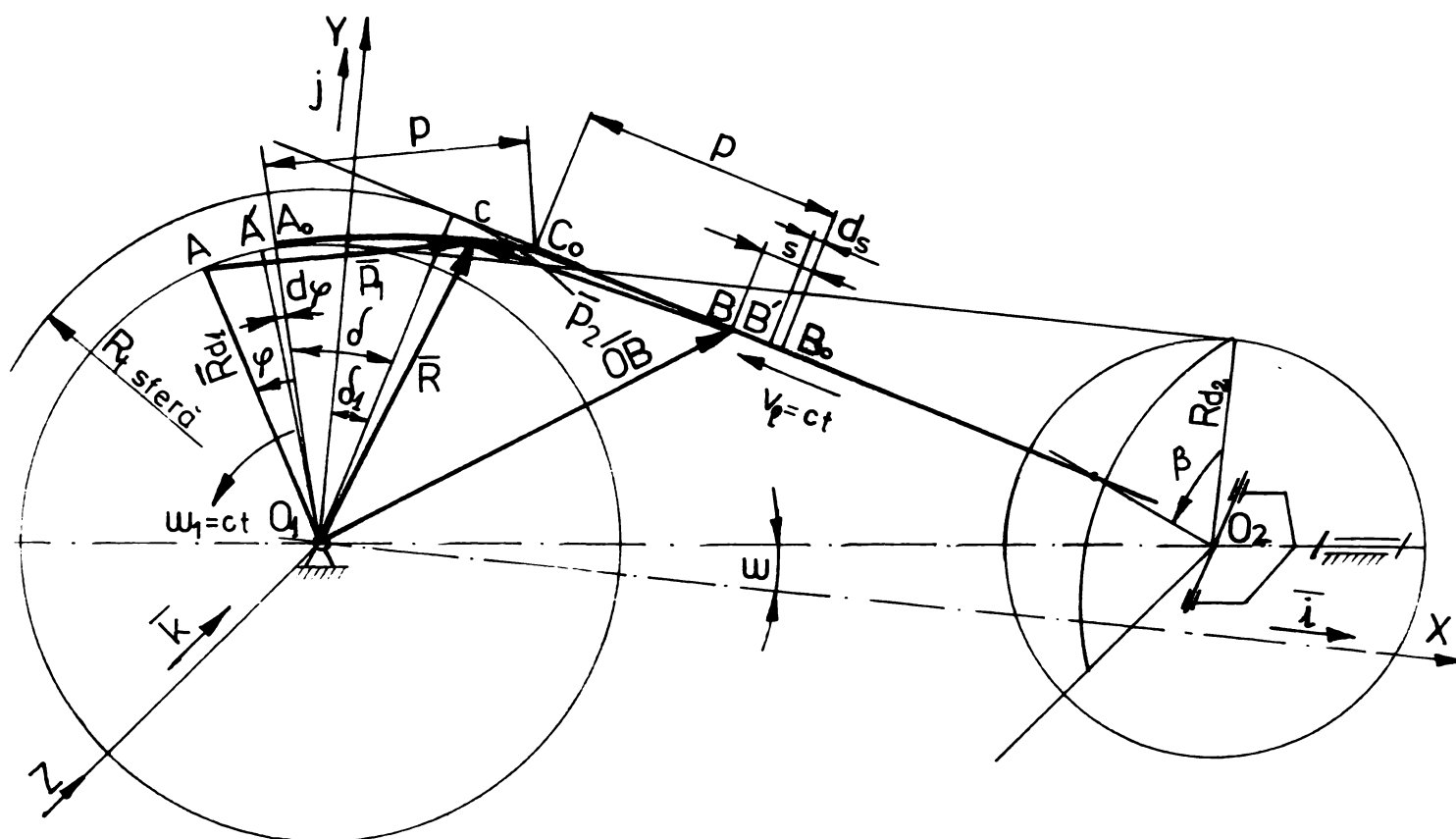


Fig. 3.5.

Traiectoria de ghidare a articulațiilor mecanismelor prin lanț spațiale este o suprafață curbă înfășurată de fascicolul de curbe caracteristice plane, descrise de punctul caracteristic C al articulației lanțului, conf.fig.3.5, pentru care la mișcarea punctului A cu viteza unghiulară constantă $\omega_1 = ct$ pe cercul de divizare al roții de lanț, corespunde o mișcare a punctului B a ramurii de lanț cu viteza liniară constantă $v_L = ct$, iar unghiul dintre axe β ia valori între $-\beta_{max} < \beta < +\beta_{max}$.

Valoarea unghiului β_{\max} este în funcție de construcția lanțului și a mecanismului prin lanț.

Traectoria punctului C este hodograful vectorului de poziție \bar{R} :

$$\bar{R} \equiv \bar{R}(\varphi, S, \beta) = X\bar{i} + Y\bar{j} + Z\bar{k}; \quad (3.1.)$$

unde X, Y și Z sînt funcții de argumente scalare

$$S = S(t), \quad \varphi = \varphi(S), \quad \text{și} \quad \beta = \beta(t) \quad (3.2.)$$

dintre care numai S și β sînt independente, iar între φ și S există o dependență univocă.

Considerînd punctul A în mișcare, cu viteza unghiulară uniformă pe cercul de divizare al roții de lanț în poziție instantanee marcată prin unghiul φ față de punctul A_0 , și un punct A' în vecinătatea lui, la distanța unghiulară infinitezimală $d\varphi$, iar pe dreapta suport paralelă cu tangenta un punct curent B în mișcare, cu viteza liniară uniformă, în poziție instantanee marcată prin distanța S față de punctul B_0 și un punct B' în vecinătatea lui, la distanța liniară infinitezimală dS , corespunzătoare lui $d\varphi$ în vederea realizării condiției propuse ca la $\omega_1 = ct \quad V_L = ct$, ceea ce se poate exprima prin următoarea ecuație diferențială

$$\frac{\frac{d\varphi}{dt}}{\frac{dS}{dt}} = \frac{\alpha}{p}; \quad \frac{d\varphi}{dt} = \frac{\alpha}{p} \frac{dS}{dt} \quad / \cdot dt. \quad \alpha = \frac{360^\circ}{z} \quad (3.3.)$$

$$d\varphi = \frac{\alpha}{p} dS \quad (3.4.)$$

3.4. este o ecuație diferențială cu variabile separabile și se poate integra între limitele (0 - φ resp. 0 - S). unde $\varphi < \alpha$ iar $S < p$.

$$\int_0^\varphi d\varphi = \frac{\alpha}{p} \int_0^S dS \quad (3.5.)$$

$$\varphi = \frac{\alpha}{p} S \quad (3.6.)$$

Ecuația 3.6 este ecuația integrată a dependenței dintre argumentele scalare φ și S.

Folosind metoda contururilor închise, sistemul de ecuații vectoriale ale traiectoriei punctului caracteristic se obține prin proiectarea contururilor O_1AC și O_1CB , fig.3.5.

$$\bar{R} = \bar{R}_{d1} + \bar{p}_1 ; \text{ unde } R_{d1} = f(S) ; /R_{d1}/ = ct \quad (3.7)$$

$$\bar{R} = \bar{OB} + \bar{p}_2 ; \text{ unde } OB = f(S, \beta) ; /p_2/ = /p_1/ = p = ct \quad (3.8)$$

Traectoria de ghidare a punctului caracteristic O se obține ca loc geometric al punctelor de intersecție a sferelor de rază "p" trasate cu centre în punctele A și B care se deplasează cu viteza uniformă pe suporturi circulari respectiv drept, conform dependenței (3.6) și se află în planul vertical definit de ramura de lanț spațială.

În baza celor arătate sistemul de ecuații al traiectoriei se deduce din ecuațiile celor două fascicule de sfere cu centrele în punctele curente A și B.

$$(X - X_A)^2 + (Y - Y_A)^2 + (Z - Z_A)^2 = p^2 \quad (3.9.)$$

$$(X - X_B)^2 + (Y - Y_B)^2 + (Z - Z_B)^2 = p^2$$

unde coordonatele punctelor A și B sînt funcții implicite de argumentele scalare independente S și β :

$$\begin{aligned} X_A &= f(S) ; & X_B &= f(S, \beta) \\ Y_A &= f(S) ; & Y_B &= f(S, \beta) \\ Z_A &= 0 ; & Z_B &= f(S, \beta) \end{aligned} \quad (3.10.)$$

Locul geometric al punctelor din spațiu care au puteri egale față de sferele date este un plan care se numește planul radical al celor două sfere. Traectoria de ghidare trebuie să fie constituită din puncte de această natură.

În adevăr, dacă $C(x, y, z)$ este un punct al locului geometric, coordonatele sale verifică ecuația :

$$X^2 + Y^2 + Z^2 + 2a_1X + 2b_1Y + 2c_1Z + d_1 = X^2 + Y^2 + Z^2 + 2a_2X + 2b_2Y + 2c_2Z + d_2 \quad (3.11)$$

adică

$$2(a_1 - a_2)X + 2(b_1 - b_2)Y + 2(c_1 - c_2)Z + (d_1 - d_2) = 0, \quad (3.12)$$

care este ecuația planului radical (p), fig.3.6. Acest plan este perpendicular pe linia centrelor sferelor. În adevăr, coordonatele centrelor sînt $A(-a_1, -b_1, -c_1)$, $B(-a_2, -b_2, -c_2)$, încît parametrii directori ai dreptei AB sînt $(-a_1 + a_2, -b_1 + b_2, -c_1 + c_2)$.

Pe de altă parte, normala planului radical are aceiași parametrii, diferind numai prin semn. În cazul cînd cele două sfere

se taie (fig.3.6.), planul radical este planul cercului de secțiune, iar dacă sînt tangente, planul tangent comun în punctele de contact.

Din construcția grafică, fig.3.2. rezultă că sînt situații cînd distanța dintre punctele curente A și B, este mai mare decît $2p$, $AB > 2p$, sferele de rază p nu se intersectează și nu sînt nici tangente, soluții imaginare. Traectoria de ghidare se determină prin optimizare pe calculator. Cazurile care prezintă so-

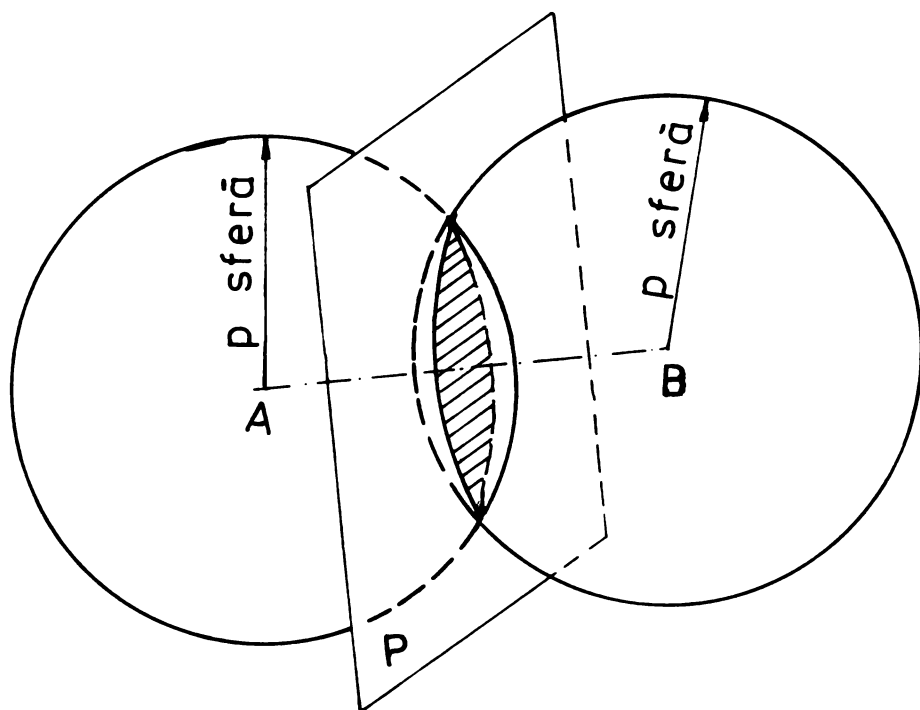


Fig.3.6.

luții imaginare sînt excluse, întrucît nu îndeplinesc legea mișcării impuse. Din planul radical (p) numai punctele cercului de secțiune, sau punctul de tangență sînt puncte cu asemenea caracteristici.

Reprezentarea unui cerc în spațiu se face prin intersecția a două suprafețe care-l conțin, adică un cerc în spațiu este reprezentat prin ecuații de forma

$$(X-X_A)^2 + (Y-Y_A)^2 + (Z-Z_A)^2 = p^2, \quad (3.13.)$$

$$AX + BY + CZ + D = 0$$

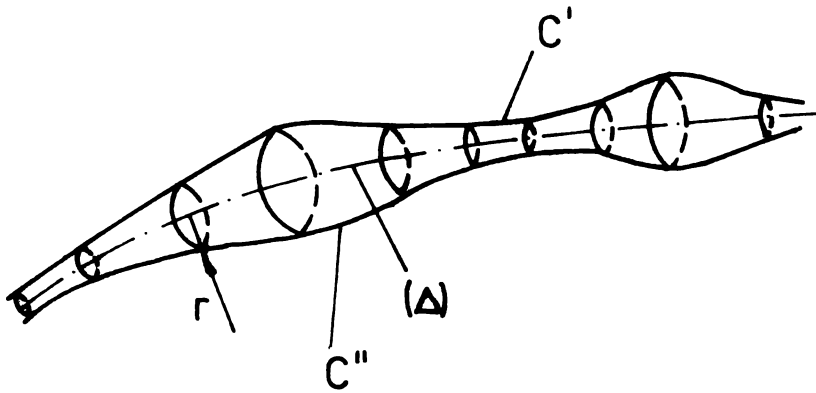
unde $A=2(a_1-a_2)$; $B=2(b_1-b_2)$; $C=2(c_1-c_2)$; $D=2(d_1-d_2)$:

Această reprezentare nu este unică; prima ecuație poate fi înlocuită cu ecuația sferei de raza p , scrisă în jurul punctului curent B.

Intrucît punctele A și B sînt puncte curente, traiectoria de ghidare va fi o suprafață curbă generală, generată prin deplasarea cercului de secțiune, -cercul generator- de rază variabilă $r_i \geq 0$, sau a punctului de tangență, la deplasarea punctelor A și B pe suportii respectivi.

Locul geometric al centrelor cercurilor de rază r_i notată

cu (Δ) și numită curba meridiană a suprafeței, este o curbă



strîmbă în spațiu pentru cazurile în care coordonatele punctelor A și B depind de parametri independenți $(S \text{ și } \beta)$. conf. (3.10.)

Fig.3.7.

Se impune cercului generator (3.13) condiția prin care se definește suprafața și se obține o relație de forma

$$f(S, \beta) = 0 \quad (3.14)$$

Ecuția suprafeței se obține eliminând parametrii între ecuațiile (3.13), adică este

$$f \left[(X-X_A)^2 + (Y-Y_A)^2 + (Z-Z_A)^2, AX+BY+CZ \right] = 0 \quad (3.15.)$$

În cazurile în care parametrul $\beta = ct$ sau $\beta = 0$, curba meridiană (Δ) degenerază într-o curbă plană cuprinsă în planul ramurii de lanț, conform cap.(2.3), la fel și curbele traiectorii de ghidare C' și C'' vor fi cuprinse în acest plan.

Soluțiile sistemului pentru orice valoare a lui $\beta \in (0-m)2 = (+\beta - -\beta)$ reprezintă câte două curbe plane C'_m și C''_m , traiectorii ale punctelor C prin n puncte pentru cele n valori distincte ale parametrului S, conform matricelor (3.16) și (3.17)

$$\begin{vmatrix} C'_{11}(X,Y,Z) & \dots & C'_{i1}(X,Y,Z) & \dots & C'_{n1}(X,Y,Z) \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ C'_{1j}(X,Y,Z) & \dots & C'_{ij}(X,Y,Z) & \dots & C'_{nj}(X,Y,Z) \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ C'_{1m}(X,Y,Z) & \dots & C'_{im}(X,Y,Z) & \dots & C'_{nm}(X,Y,Z) \end{vmatrix} = C'_m \quad (3.16.)$$

$$\begin{vmatrix} C''_{11}(X,Y,Z) & \dots & C''_{i1}(X,Y,Z) & \dots & C''_{n1}(X,Y,Z) \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ C''_{1j}(X,Y,Z) & \dots & C''_{ij}(X,Y,Z) & \dots & C''_{nj}(X,Y,Z) \\ \vdots & & \vdots & & \vdots \\ C''_{1m}(X,Y,Z) & \dots & C''_{im}(X,Y,Z) & \dots & C''_{nm}(X,Y,Z) \end{vmatrix} = C''_m \quad (3.17.)$$

3.4. CONCLUZII.

În cadrul capitolului 3 s-a elaborat o sinteză pentru determinarea traiectoriei de ghidare a articulațiilor ramurii de lanț pentru cazul general, mecanisme prin lanț spațiale din condiția eliminării efectelor înfășurării poligonale.

Se remarcă faptul că traiectoria de ghidare care îndeplinește condiția de sinteză propusă $i = \omega_1 / \omega_2 = \text{ct}$ în cazul mecanismelor prin lanț spațiale cu unghiul dintre axele arborilor variabil în spațiu și în timp, este o suprafață curbă spațială, variabilă în timpul funcționării, ceea ce este foarte greu sau chiar imposibil de realizat fizic.

În capitolul (2) s-a arătat o caracteristică particulară a mecanismelor prin lanț spațială conform căreia orice ramură de lanț spațială formează o curbă plană de tip lăntișor, fapt pentru care ramura de lanț spațială permite înlocuirea geometriei traiectoriei de ghidare spațială cu o geometrie plană constantă realizabilă cu mijloace tehnologice actuale.

Dispozitivele de ghidare pot fi așezate pe ramura de lanț spațială în plane diferite în funcție de caracterul unghiului dintre axele arborilor.

În cazul în care unghiul β are valori sub 10° și este variabil, camele de ghidare se vor așeza în planul roților de lanț în poziție fixă, fără ca acesta să influențeze negativ acțiunea de eliminare a efectelor înfășurării poligonale.

În cazul în care unghiul $\beta = \text{ct}$, indiferent de valoarea lui - în domeniul admis de construcția lanțului, - camele de ghidare se vor așeza întotdeauna în planul ramurii de lanț, iar în zona de înfășurare a lanțului pe roata de lanț se vor realiza profile de ghidare laterală.

În cazul în care unghiul β ia valori peste 10° și este variabil, camele de ghidare vor fi orientate în poziții optime de niște dispozitive de orientare, corelate de variația lui β .

În baza celor prezentate, calculul traiectoriei de ghidare a mecanismelor prin lanț spațială se reduce la cazul particular al mecanismelor plane.

C A P I T O L U L 4.

SINTEZA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT DIN CONDITIA ELIMINĂRII EFECTELOR INFĂȘURĂRII POLIGONALE

4.1. INTRODUCERE

În cadrul capitolului se prezintă condițiile de sinteză, elementele de calcul și alegerea sistemului de coordonate, relațiile de calcul stabilite pentru calculul traiectoriei de ghidare a articulațiilor prin coordonatele punctelor. Se prezintă metoda de selectare a punctelor traiectoriei în număr de n dintre cele $2n$ coordonate obținute pentru o valoare a lui ρ dintre cele m valori propuse, la fel și metoda de optimizare a traiectoriei cu ajutorul calculatorului felix C256, declarând optimă acea dintre cele m traiectorii ale căror puncte se află la distanța minimă de cercul de rază medie ρ m, și metoda de calcul al profilului camei de ghidare asociat traiectoriei optime. Se prezintă schema logică a calculelor de optimizare.

4.2. CONDITII DE SINTEZĂ, ALEGEREA SISTEMULUI DE COORDONATE.

La calculul traiectoriei de ghidare a articulațiilor lanțului se vor respecta condițiile de sinteză impusă la cap.3, cu referire la construcțiile grafice din fig.4.1 și 4.2.

$$\omega_1 = ct \rightarrow v_L = ct ; \quad (4.1.)$$

$$\bar{v}_{Ao} = \bar{v}_{C(Ao)} ; \quad (4.2.)$$

$$\beta = 0 \text{ termeni aferenți axei } O_1Z \text{ devin egali cu zero;} (4.3)$$

Sistemul de coordonate XOY se alege atât în cazul ghidării interioare fig.4.1. cât și în cazul ghidării exterioare fig.4.2. cu originea O_1 suprapusă cu punctul de angrenare, axa O_1X tangentă la cercul de divizare cu sensul pozitiv orientat în partea ramurii de lanț, iar axa O_1Y rotită la 90° față de O_1X , în sens pozitiv.

În acest fel se vor putea elabora relații de calcul valabile pentru ambele cazuri, utilizând un coeficient $K=(+1)$ pentru

$$Y_t = |R_t - R_d| = (\rho_m + KR_d)(1 - \cos \delta), \text{ distanța dreptei} \quad (4.8.)$$

suport al ramurii de lanț față de tangenta la cercul de divizare al roții de lanț;

$$R_t = |R_d - Y_t|, \text{ raza cercului de tangență la care este} \quad (4.9.)$$

tangentă dreapta suport a ramurii de lanț;

$$S \in (0 - p), \text{ variabila independentă;} \quad (4.10)$$

$$\varphi = \frac{\infty}{p} S \in (0 - \infty), \text{ variabila dependentă;} \quad (4.11)$$

4.3. CALCULUL COORDONATELOR PUNCTELOR TRAIECTORIE.

Coordonatele punctelor curente A și B pentru ambele situații pot fi calculate cu relațiile

$$X_A = -R_d \sin \varphi = -R_d \sin \left(\frac{\infty}{p} S \right) \quad (4.12)$$

$$Y_A = K R_d [1 - \cos \varphi] = K R_d \left[1 - \cos \left(\frac{\infty}{p} S \right) \right] \quad (4.13)$$

$$X_B = X_{B0} - S \cos \delta = p(\cos \delta / 2 + \cos \delta) - S \cos \delta \quad (4.14)$$

$$Y_B = Y_{B0} - S \sin \delta = p(\sin \delta / 2 + \sin \delta) - S \sin \delta \quad (4.15)$$

Ecuția traiectoriei se obține prin particularizarea sistemului de ecuații generale ale traiectoriei dată prin (3.9) pentru cazul $\beta = 0$, obținînd sistemul

$$(X - X_A)^2 + (Y - Y_A)^2 = p^2 \quad (4.16)$$

$$(X - X_B)^2 + (Y - Y_B)^2 = p^2$$

Intrucît coordonatele punctului B în expresiile 4.14 și 4.15. sînt exprimate în funcție de parametrul δ (a cărui valoare nu se cunoaște), (4.16) reprezintă sistemul de ecuații parametrice ale traiectoriei de ghidare.

Conform sintezei impuse, punctele traiectoriei de ghidare - curbă plană - trebuie să verifice ecuația

$$X^2 + Y^2 - 2XX_A - 2YY_A + X_A^2 + Y_A^2 - p^2 = X^2 + Y^2 - 2XX_B - 2YY_B + X_B^2 + Y_B^2 - p^2 \quad (4.17)$$

adică

$$2X(X_B - X_A) + 2Y(Y_B - Y_A) - (B_1 - A_1) = 0 \quad (4.18)$$

care este ecuația dreptei radicale ce trece prin punctele de intersecție ale cercurilor de raza p cu centrele în punctele curente A și B.

Traietoriile de ghidare în număr de doi, -întrucît sistemul de ecuații este de gradul doi -, se obțin ca soluții ale sistemului de ecuații parametric

$$x^2 + y^2 - 2xx_A - 2yy_A + A_1 = 0 \quad (4.19)$$

$$2C_1x + 2D_1y + E_1 = 0 \quad (4.20)$$

unde s-au introdus următoarele notații

$$\begin{aligned} A_1 &= x_A^2 + y_A^2 - p^2 \\ B_1 &= x_B^2 + y_B^2 - p^2 \\ C_1 &= x_B - x_A \\ D_1 &= y_B - y_A \\ E_1 &= -B_1 + A_1 \end{aligned} \quad (4.21)$$

Rezolvînd sistemul (4.19 și 4.20) se obține o ecuație de gradul doi în X

$$x^2(4D_1^2 + 4C_1^2) + x(4C_1E_1 - 8D_1^2x_A + 8E_1D_1y_A) + E_1^2 + 4D_1E_1y_A + 4D_1^2A_1 = 0 \quad (4.22)$$

în care făcînd notațiile

$$\begin{aligned} A &= 4D_1^2 + 4C_1^2 \\ B &= 2C_1E_1 - 4D_1^2x_A + 4E_1D_1y_A \\ C &= E_1^2 + 4D_1E_1y_A + 4D_1^2A_1 \end{aligned} \quad (4.23)$$

ecuația devine

$$AX^2 + 2BX + C = 0 \quad (4.24)$$

alecării soluții X_1 și X_2 reprezintă abscisele punctelor caracteristice C_1 și C_2 ale traiectoriilor de ghidare, pe care înlocuind în ecuația dreptei radicale (4.20) se obțin ordonatele Y_1 și Y_2 ale punctelor C_1 și C_2 .

În funcție de caracterul discriminantului ecuației 4.24

$$DISCR = B^2 - AC \quad (4.25)$$

putem avea soluții reale distincte, unice sau imaginare.

Flowchart description: A diamond-shaped decision box labeled 'DISCR' has two outgoing arrows. The left arrow is labeled '> 0' and points to a set of equations for X1 and X2. The right arrow is labeled '< 0' and points to the text 'Rădăcini imaginare, caz imposibil.' Below the X1 and X2 equations, there are equations for Y1 and Y2.

$$\begin{aligned} X_1 &= \frac{-B + \sqrt{DISCR}}{A} \rightarrow X_{C1} & X_1 = X_2 = X_C \\ X_2 &= \frac{-B - \sqrt{DISCR}}{A} \rightarrow X_{C2} & Y_1 = Y_2 = Y_C \\ Y_1 &= \frac{-2C_1X_1 + E_1}{2D_1} \rightarrow Y_{C1} \\ Y_2 &= \frac{-2C_1X_2 + E_1}{2D_1} \rightarrow Y_{C2} \end{aligned} \quad (4.26)$$

Selectarea coordonatelor - pentru cazul $DISCR > 0$ care corespund unei traiectorii de ghiare, dintre cele două variante obținute - se face odată cu optimizarea profilului pe calculator.

În cazul în care se înlocuiesc coordonatele punctelor curente A și B-exprimate în funcție de variabila independentă S și parametrul δ - în sistemul (4.19 și 4.20), și nu se face uz de notațiile 4.21 și 4.23 sistemul de ecuații 4.24 și 4.20 care ne dă coordonatele traiectoriei punctelor C_i , este atât de laborioasă încât rezolvarea ei pe cale analitică este practic imposibilă, sub forma :

$$\begin{aligned}
 & X^2(4(p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta - KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 + 4(p(\cos \delta/2 + \cos \delta) - S \cos \delta + R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S))^2) + \\
 & X(4(p(\cos \delta/2 + \cos \delta) - S \cos \delta + R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S)) \cdot ((-R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S))^2 + (KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 - p^2 - (p(\cos \delta/2 + \cos \delta) - S \cos \delta)^2 + \\
 & (p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta)^2 - p^2) - 8(p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta - KR_d \cdot (1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 \cdot (R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S))) + \\
 & 8((-R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S))^2 + (KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 - p^2 - (p(\cos \delta/2 + \cos \delta) - S \cos \delta)^2 + (p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta)^2 - p^2) \cdot \\
 & (p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta - KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S))) \cdot (KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S))) + \\
 & ((-R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S))^2 + (KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 - p^2 - (p(\cos \delta/2 + \cos \delta) - S \cos \delta)^2 + (p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta)^2 - p^2)^2 + \\
 & 4(p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta - KR_d \cdot (1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S))) \cdot ((-R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S))^2 + (KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 - p^2 - (p(\cos \delta/2 + \cos \delta) - S \cos \delta)^2 + \\
 & (p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta)^2 - p^2) \cdot (KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S))) + \\
 & 4(p(\sin \delta/2 + \sin \delta) - S \sin \delta - KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 \cdot ((-R_d \sin(\frac{\alpha}{p}S))^2 + (KR_d(1 - \cos(\frac{\alpha}{p}S)))^2 - p^2) = 0. \quad (4.27)
 \end{aligned}$$

Întrucât calculul coordonatelor trebuie să se facă pentru m valori ale parametrului δ pentru a se putea determina valoarea optimă a acestui parametru.

Fiind necesare calcule atât de laborioase, calculele coordonatelor traiectoriei de ghidare s-au efectuat pentru un număr de n valori ale variabilei independente $s \in (0-p)$, alegînd pentru n un șir de valori reale ca $S_i = p/n \approx 1$ mm, apreciabil cu mijloace fizice de măsurare și reprezentare, obținînd coordonatele a 2 n puncte C_{1i} și C_{2i} pentru fiecare dintre cele m valori ale parametrului δ , pentru care s-a ales un număr de valori ținînd cont de mărimea lui δ_{max} depinde de numărul de

cele n puncte ale unei curbe selectate dintre $2n$ puncte și se declară curba optimă acea pentru care $\sum DIF_i$ este minimă.

Pentru traiectoria optimă se tipăresc caracteristicile δ , ρ_m , R_b , Y_T , și coordonatele X_{Ci} și Y_{Ci}

Fasciculul de curbe traiectorii de ghidare ce se pot obține dînd o variație unghiului δ în domeniul $\delta \in (\alpha - 0)$, este ilustrată cu ajutorul construcțiilor grafice din fig. 4.4 pentru ghidarea exterioară și fig. 4.5 pentru ghidarea interioară. Sînt date și dependențele principalelor caracteristici asociate traiectoriei de ghidare și variația acestora în funcție de parametrul δ .

Profilul camei de ghidare a rozelor lanțului sau a ecliselor în cazul lanțului Flier.- este o curbă paralelă cu curba traiectoriei obținută prin ecuația (4.27) și este înfășurătoarea rozelor sau ecliselor de rază R ale căror centre se deplasează pe curba traiectorie obținută prin (4.27) și poate fi exprimată cu ajutorul unui sistem de ecuații format din ecuația familiei de curbe (cercuri) C_R , depinzînd de parametrul, R de ecuație

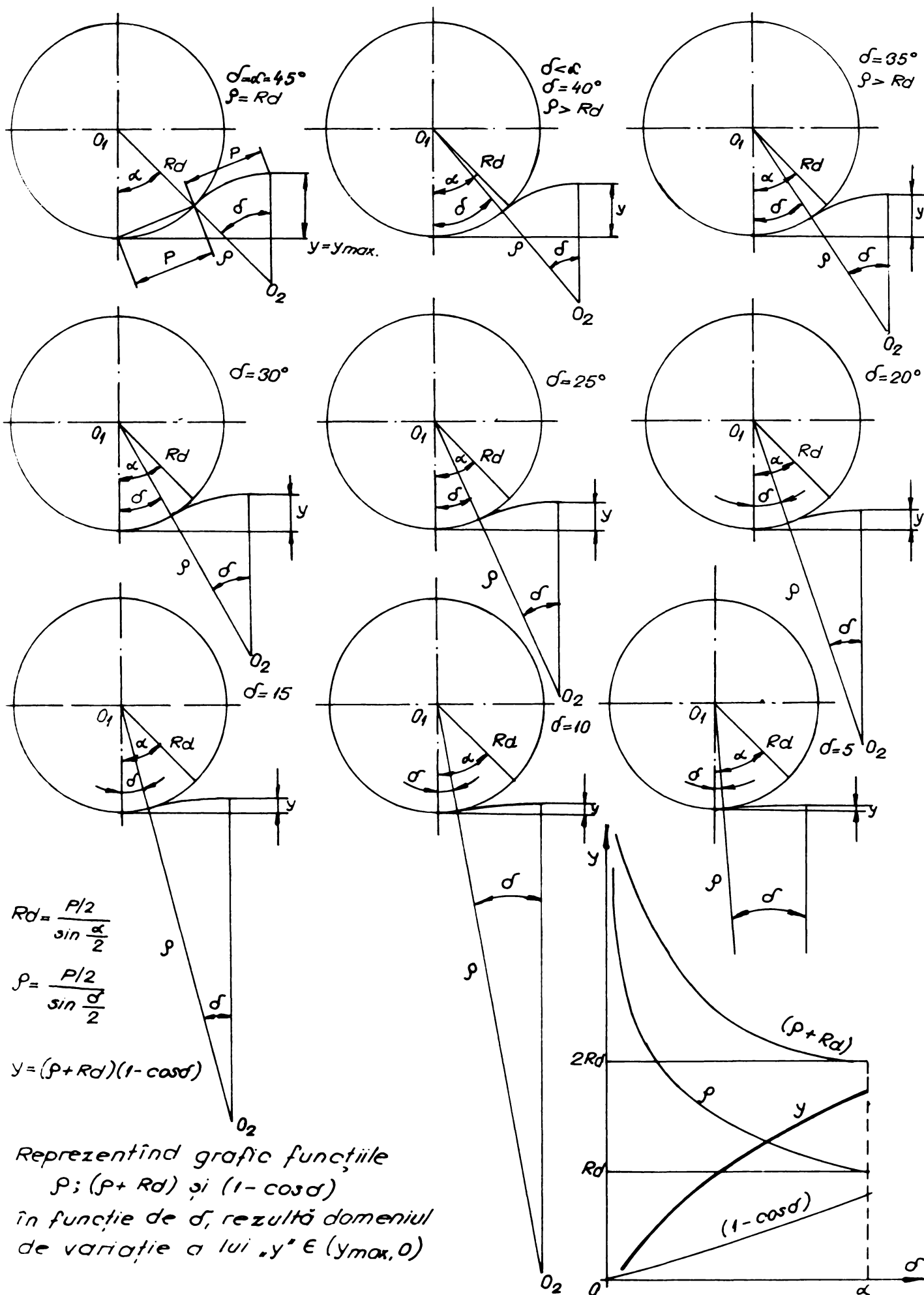
$$f(X_{Ci}, Y_{Ci}, R) = 0 \quad (4.31)$$

Pentru cele n valori ale coordonatelor punctelor C_i se obține familia de cercuri în plan.

Ele admit o înfășurătoare P tangentă tuturor curbelor C_R (4.31). Se obține ecuația înfășurătoarei eliminînd parametrul R din ecuațiile

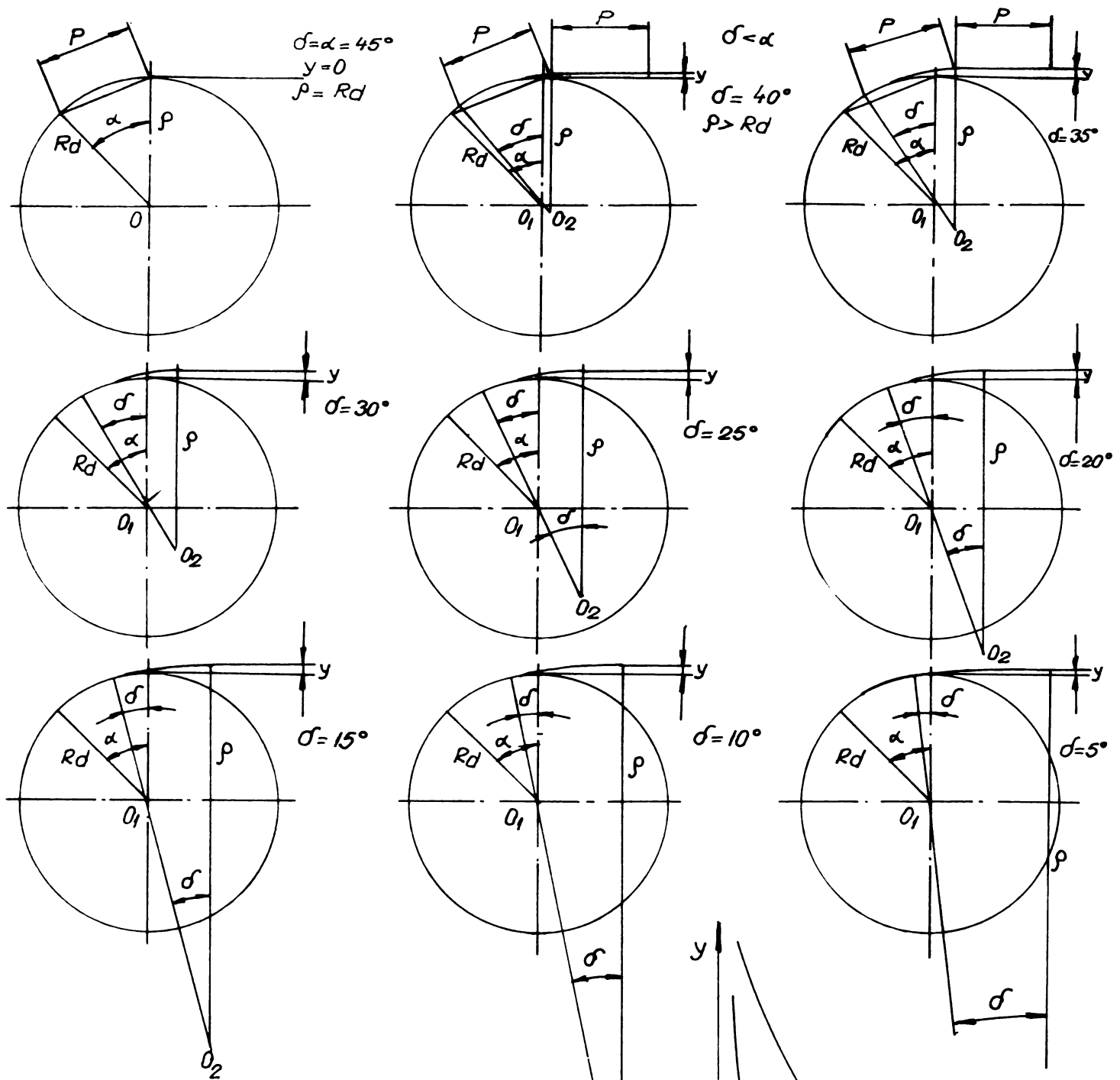
$$\begin{aligned} f(X_{Ci}, Y_{Ci}, R) &= 0 ; \\ f'(X_{Ci}, Y_{Ci}, R) &= 0 \end{aligned} \quad (4.32)$$

Intrucît ecuația (4.31), - la baza căruia stă ecuația (4.27), - este o ecuație parametrică implicită în S și δ , nu este derivabilă în raport cu variabila S , este necesar ca după optimizarea curbei traiectorie C , curba înfășurătoare P să se calculeze printr-o metodă numerică pe calculator.



Schema optimizării traiectoriei de ghidare a articulației lanțului - ghidare exterioară

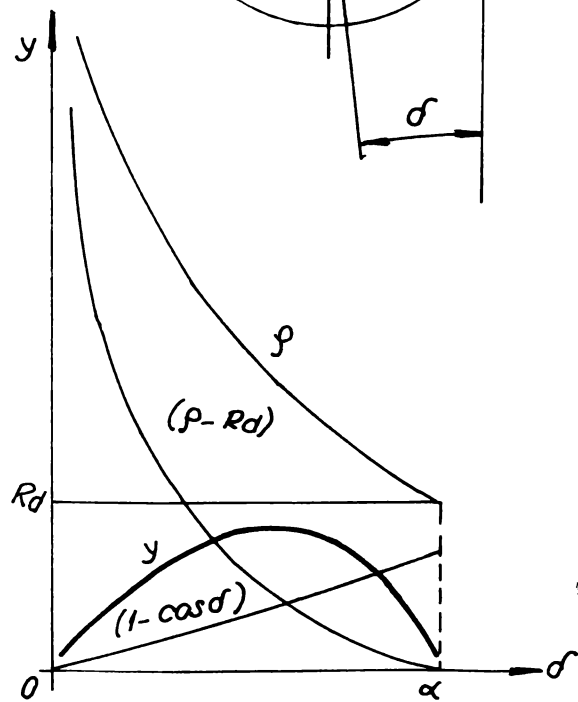
Fig. 4.4



$$R_d = \frac{P/2}{\sin \frac{\alpha}{2}} ; \rho = \frac{P/2}{\sin \frac{\sigma}{2}}$$

$$y = (\rho - R_d) (1 - \cos \sigma)$$

Reprezentînd grafic funcțiile ρ ; $(\rho - R_d)$ și $(1 - \cos \sigma)$ în funcție de σ , rezultă domeniul de variație a lui „y” $\in (0, y_{max}, 0)$



Schema optimizării traiectoriei de ghidare a articulației lanțului - ghidare interioară

Fig. 4.5

4.5. METODA DE CALCUL AL PROFILULUI CAMEI DE GHIDARE

Se cunoaște că curba înfășurătoare la o curbă dată este o curbă paralelă la aceasta și a căror puncte au proprietatea că se află la distanțe egale "R" de aceasta pe direcțiile normalelor comune.

Se consideră sistemul de coordonate XOY față de care s-a

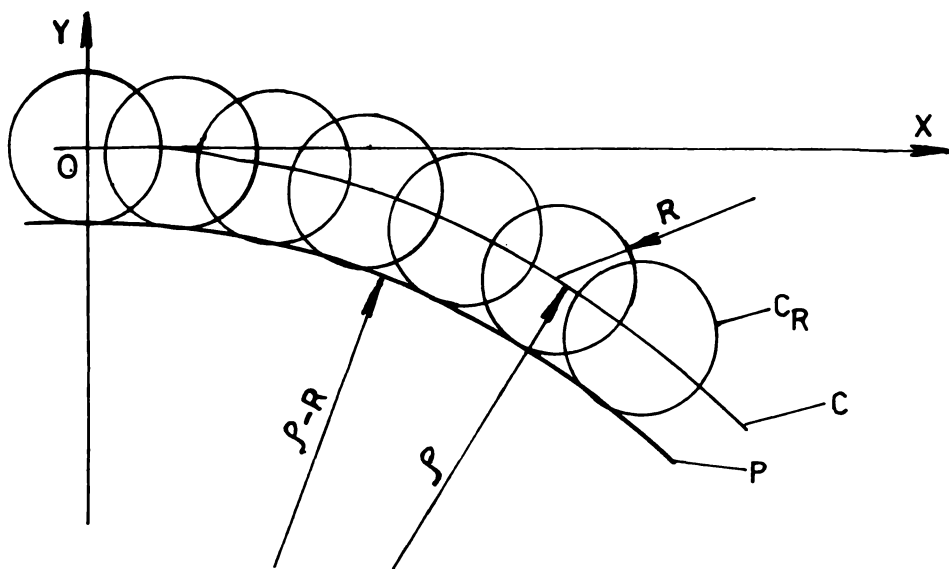


Fig.4.6.

obținut traiectoria optimă prin punctele C_i . Considerînd trei puncte învecinate C_{i-1} , C_i și C_{i+1} și ducînd prin cîte două puncte cîte o dreaptă care formează cu axa OX unghiurile α_i și α_{i+1} iar între ele unghiul α .

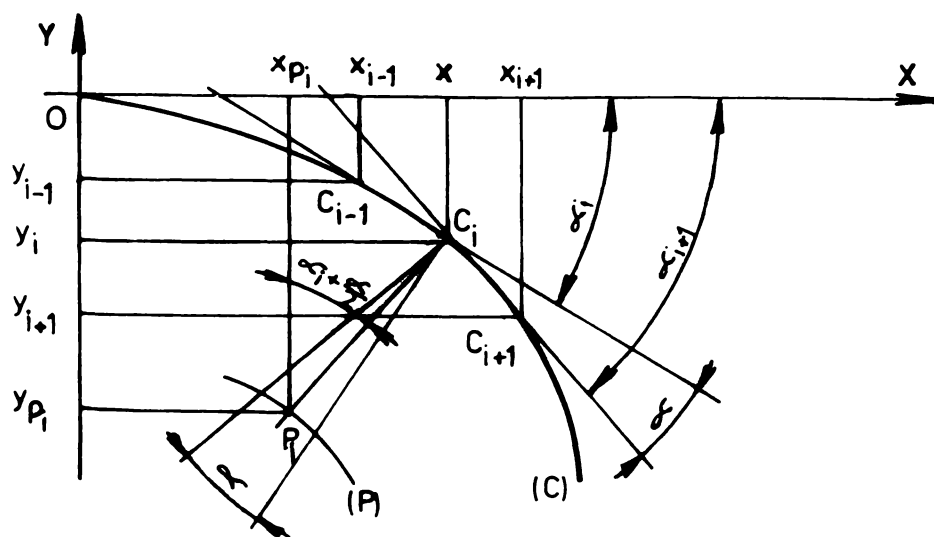


Fig.4.7.

Dreptele secante se intersectează în punctul C_i .

Ridicînd perpendiculare pe dreptele secante din punctul C_i acestea la fel închid între ele unghiul

α a cărei valoa-

re se poate exprima cu ajutorul coordonatelor punctelor C_i cunoscute.

$$\alpha = \alpha_{i+1} - \alpha_i \quad (4.33)$$

$$\alpha_i = \text{arctg} \frac{Y_i - Y_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} \quad (4.34)$$

$$\alpha_{i+1} = \text{arctg} \frac{Y_{i+1} - Y_i}{X_{i+1} - X_i} \quad (4.35)$$

$$\alpha = \operatorname{arctg} \frac{Y_{i+1} - Y_i}{X_{i+1} - X_i} - \operatorname{arctg} \frac{Y_i - Y_{i-1}}{X_i - X_{i+1}} \quad (4.33)'$$

Normala comună a celor două curbe se obține ca bisectoarea unghiului α în direcția centrului de curbură, iar punctele înfășurătoarei căutate se vor găsi pe acestea la distanța R . Luând punctele învecinate C_i foarte apropiate, se poate obține curba înfășurătoare cu precizie ridicată.

Prăiectînd punctele caracteristice C_i și P_i pe sistemul de coordonate XO_1Y se obține sistemul de acuății ale profilului camei de ghidare.

$$X_{P_i} = X_i - R \sin (\alpha_i + \alpha/2) \quad (4.36)$$

$$Y_{P_i} = Y_i - R \cos (\alpha_i + \alpha/2)$$

În care înlocuind unghiurile α_i și $\alpha/2$ în funcție de coordonatele punctelor C_i se obține.

$$X_{P_i} = X_i - R \sin \frac{1}{2} \left(\operatorname{arctg} \frac{Y_i - Y_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} + \operatorname{arctg} \frac{X_{i+1} - Y_i}{X_{i+1} - X_i} \right) \quad (4.36)'$$

$$Y_{P_i} = Y_i - R \cos \frac{1}{2} \left(\operatorname{arctg} \frac{Y_i - Y_{i-1}}{X_i - X_{i-1}} + \operatorname{arctg} \frac{Y_{i+1} - Y_i}{X_{i+1} - X_i} \right)$$

Intrucît în (4.36) coordonatele punctelor profilului sînt exprimate în funcție de coordonatele punctelor traiectoriei C_i calculate cu ajutorul calculatorului, se va putea calcula în cadrul aceluiași program și coordonatele punctelor P_i ale profilului de ghidare.

Tinînd cont de volumul foarte mare de calcule, se poate face programarea lor pe calculator.

În cele ce urmează se dă schema logică generală precum și programul elaborat. În limbajul FORTRAN, pentru calculul traiectoriei și profilului de ghidare a articulațiilor lanțului în zona de angrenare în vederea eliminării efectelor înfășurării poligonale.

4.6. UTILIZAREA CALCULATORULUI ELECTRONIC FELIX C256 LA CALCULUL DE OPTIMIZARE A TRAIECTORIEI SI AL PROFILULUI CAMEI DE GHIDARE.

În baza considerentelor, a metodei și a relațiilor de calcul originale elaborate enumerate în capitolele 3 și 4, se face programarea pentru calculul și optimizarea traiectoriei și al profilului camei de ghidare a articulațiilor lanțului în zonele de angrenare din condiția eliminării efectelor înfășurării poligonale.

În fig.4.8.a și fig. 4.8.b, se dă schema logică generală de calcul pentru întocmirea programului pe calculator, și rezultatele obținute la calculator pentru o traiectorie, 6 pag, mecanismul avînd următoarele caracteristici : $p = 1/2'' = 12,7$ mm resp $p=1$; $R=3,975$ mm; $Z=30$; ghidare interioară și ghidare exterioară.

Calcululele de optimizare ale traiectoriei și ale profilului de ghidare au fost efectuate pentru roți de lanț cu diferite numere de dinți și pentru cele două condiții de ghidare interioară și exterioară cuprinse în programul de cercetare, valori ce sînt prezentate în capitolele următoare.

4.7. CONCLUZII

În cadrul capitolului au fost elaborate relațiile de calcul originale pentru calculul coordonatelor punctelor traiectoriei și profilului camei de ghidare, și metoda de optimizare pe calculatorul electronic.

Din analiza rezultatelor obținute, prezentate, se remarcă faptul că abaterea profilului camei de ghidare calculată de la cercul trasat cu raza de curbura $\rho - R$ este foarte mică și se situează sub valorile toleranțelor de dimensiune, formă și poziție admise de normele în vigoare, fapt care favorizează și permite înlocuirea profilului calculat cu un profil în arc de cerc trasat conf.fig.4.3. cu raza ($\rho - R$) din centrul de curbura O_2 .

Înlocuirea profilului curb optimizat, foarte apropiat de un arc de cerc, cu arcul de cerc de raza $\rho - R$, este posibilă în baza celor arătate mai sus și este foarte favorabil atât din punct de vedere tehnologic cît și din punct de vedere funcțional.

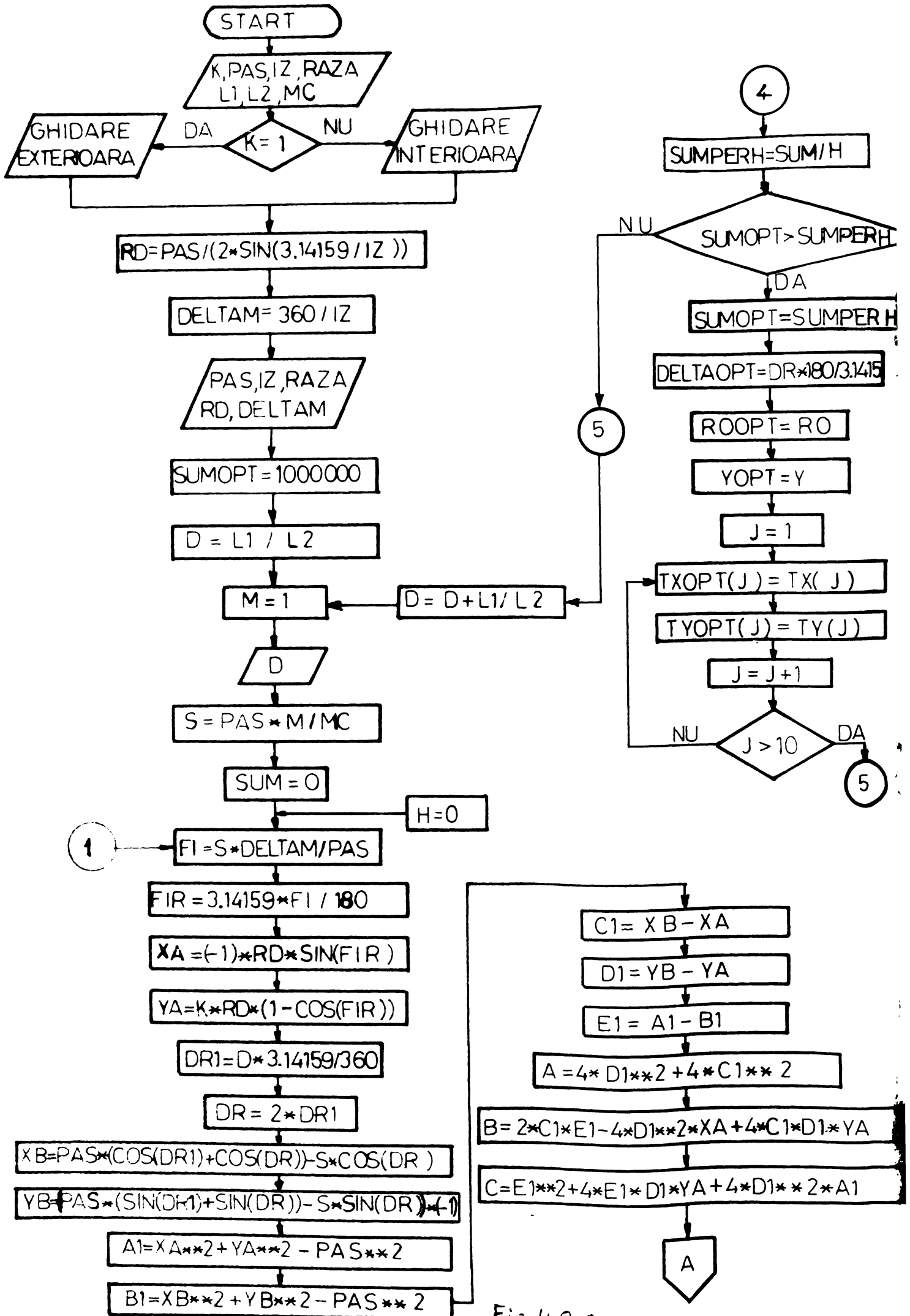


Fig. 4.8, a

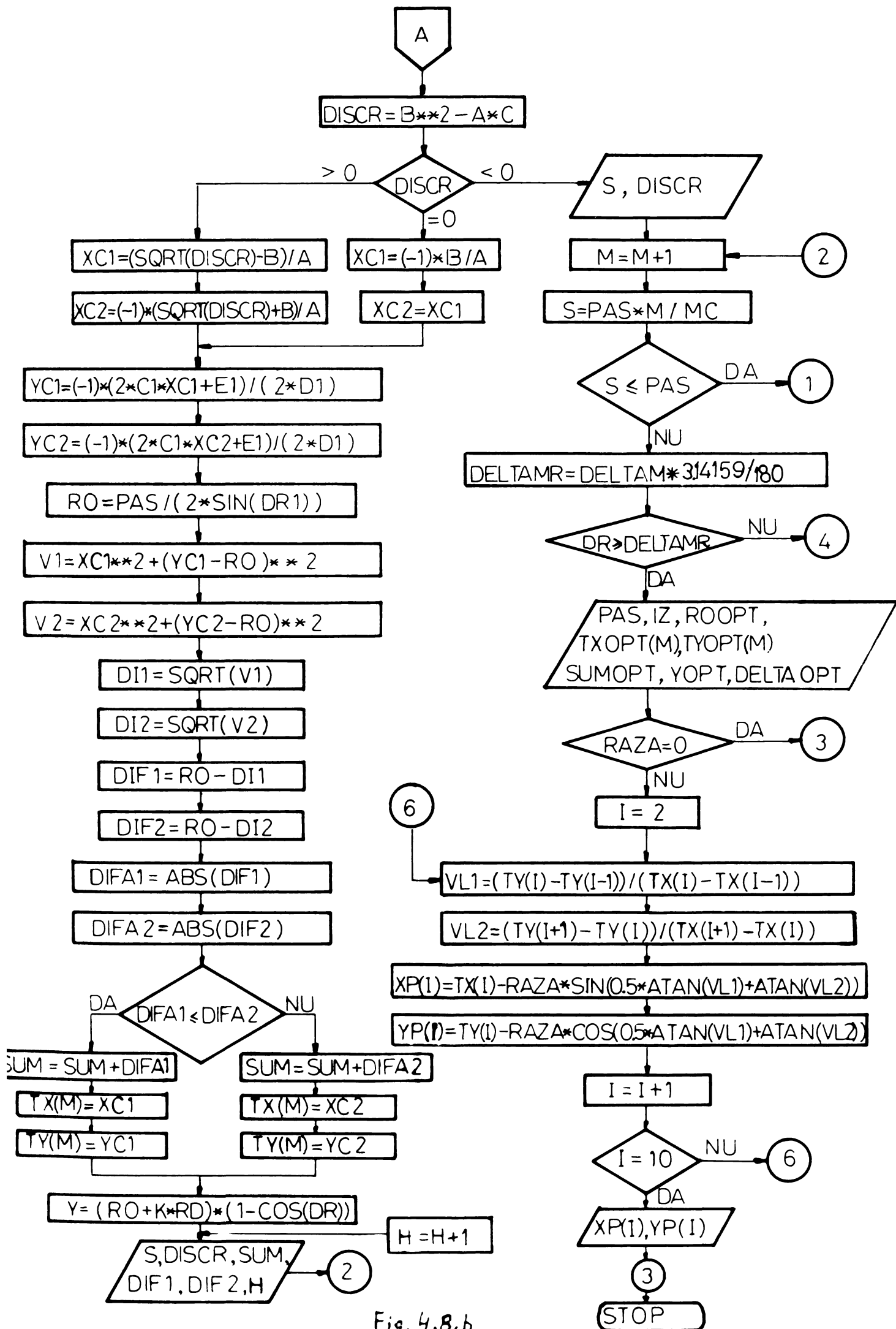


Fig. 4.8.b

Tabelul 4.1.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

Tabelul 4.4.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100

În acest caz cama se prinde într-un dispozitiv rotativ

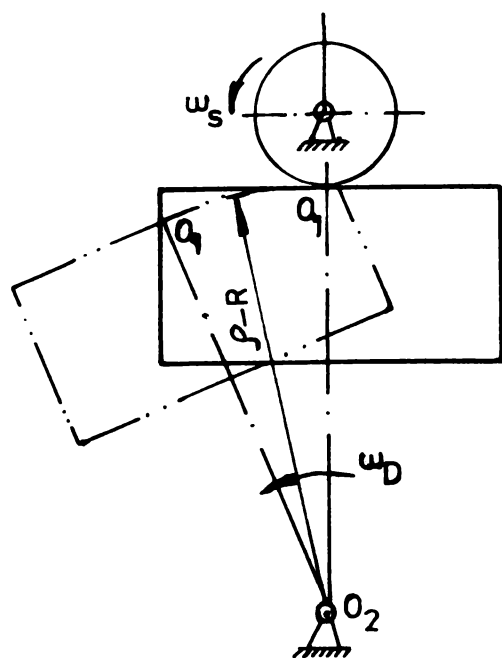


Fig.4.9.

fig. 4.9. se aduce în contact în punctul O_1 cu sculă și se rotește în jurul punctului O_2 care trebuie să coincidă cu centrul de rotire al dispozitivului în sensul arătat de ω_D , obținînd profilul în arc de cerc de raza $\rho - R$ al camei de ghidare.

Din punct de vedere funcțional înlocuirea profilului curb cu profil în arc de cerc are avantajul că în timpul funcționării rola lanțului se rostogolește

lin pe profil, față de cazul cînd profilul se realizează după curbă calculată diferită de arc de cerc, situație care poate să conducă mai ales la viteze ridicate la perturbarea caracteristicilor interioare ale mecanismului cu lanț.

În cazul înlocuirii profilului curb cu arc de cerc de raza $\rho - R$ calculele se rezumă la optimizarea traiectoriei de ghidare și a elementelor δ , ρ , Y și R_b iar profilul camelor se prelucrează cu raza $\rho - R$ și se amplasează la distanța Y față de tangenta sau la $R_b + R$ față de centrul roții în poziție dictată de unghiul δ .

În cazurile izolate (mecanisme cu viteză redusă și precizie ridicată) în care datorită unor condiții speciale, numere de dinți sub șase, ghidare interioară, etc, curba profil calculată, optimizată diferă esențial de arc de cerc de rază

$\rho - R$, dar curba profil permite funcționarea corectă a mecanismului, acesta se realizează pe mașini unelte de prelucrat în coordonate după program, sau prin alte metode.

C A P I T O L U L 5.

METODA DE PROIECTARE A SISTEMELOR DE ELIMINARE A EFECTELOR INFĂȘURĂRII POLIGONALE, UTILIZÂND ELEMENTELE DE CALCUL DE- TERMINATE PRIN OPTIMIZARE PE CALCULATOR PENTRU PASUL UNITAR.

5.1. INTRODUCERE

În vederea elaborării unei metode unitare de proiectare a camelor de ghidare în relațiile de calcul descrise la capitolul 4 se înlocuiește valoarea pasului cu unitatea.

Acest lucru este posibil întrucât în relațiile de calcul apare p într-o dependență liniară.

În programa de calcul întocmită pentru calculator a fost înlocuit $p=1$ și au fost efectuate calculele pentru numere de dinți ale roții de lanț $Z \in (3 - 100)$, valori uzuale, domenii pentru care au fost calculate valorile adimensionale ale elementelor de calcul caracteristice.

ρ_{opt} se obține prin optimizare pe calculator și are valori independente de valoarea pasului.

$$\rho_{1 \text{ opt.}} = \frac{1}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (5.1)$$

$$Y_{1 \text{ opt}} = (\rho_{opt} + K R_d)(1 - \cos \alpha) \quad (5.2)$$

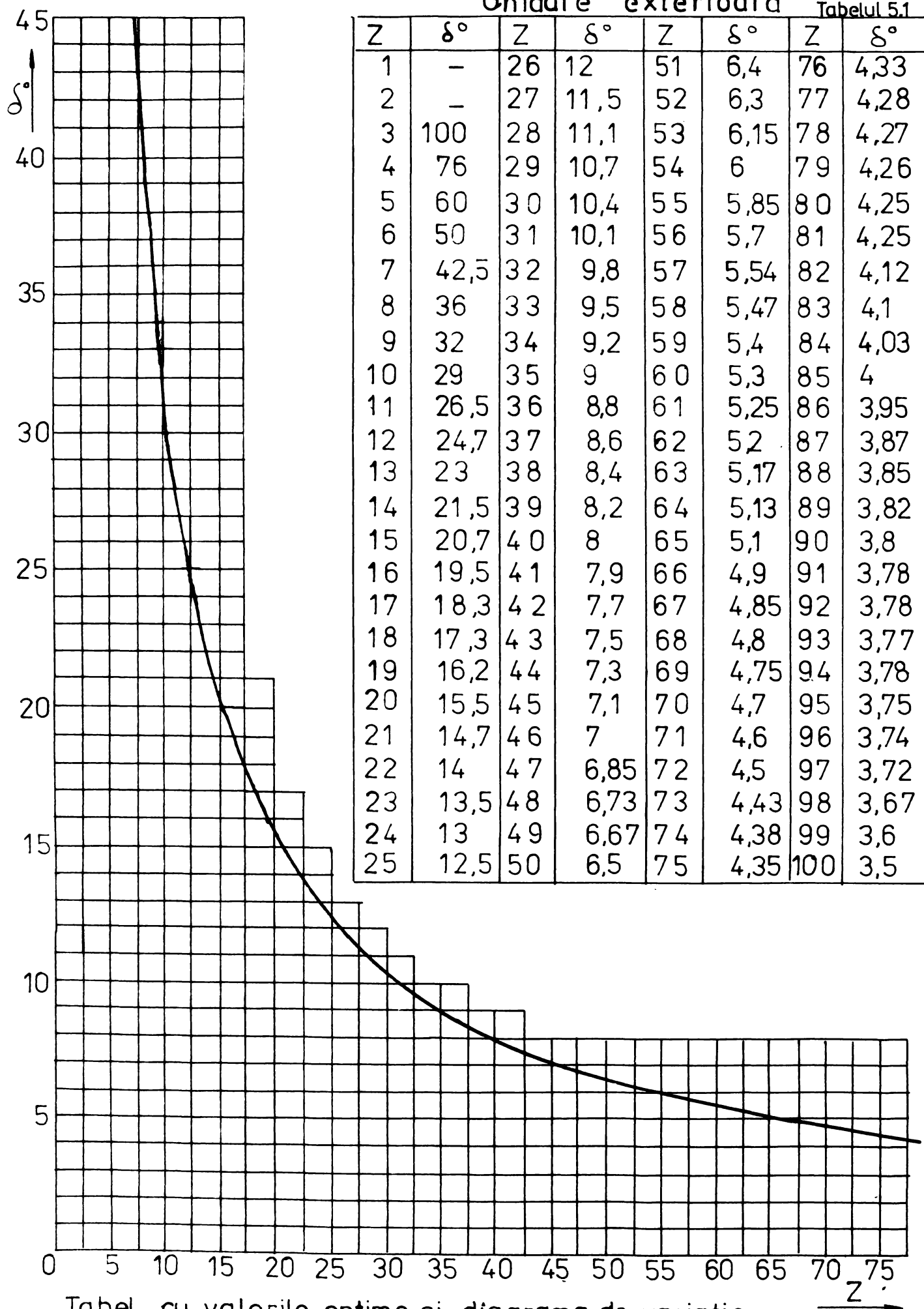
Rezultatele adimensionale obținute pentru domeniul sus indicat sînt trecute în tabelele din figurile 5.1, 5.2 și 5.3 pentru ghidarea exterioară și în figurile 5.4, 5.5, 5.6 pentru ghidarea interioară iar variația acestora în funcție de Z este prezentată în aceleași figuri. Elementele de calcul au fost calculate prin optimizare pe calculator pentru un număr mare de numere de dinți, iar pentru restul, valoarea elementelor au fost determinate prin interpolare.

5.2. EXEMPLE DE PROIECTARE.

În cazul unui mecanism cu lanț existent, s-au proiectat, datele inițiale necesare sînt:

- pasul lanțului p și numărul de dinți Z .
- distanța dintre axa roților A ,

Ghidare exterioară Tabelul 5.1



Tabel cu valorile optime și diagrama de variație ale unghiului δ , obținute prin optimizare pe calculator.

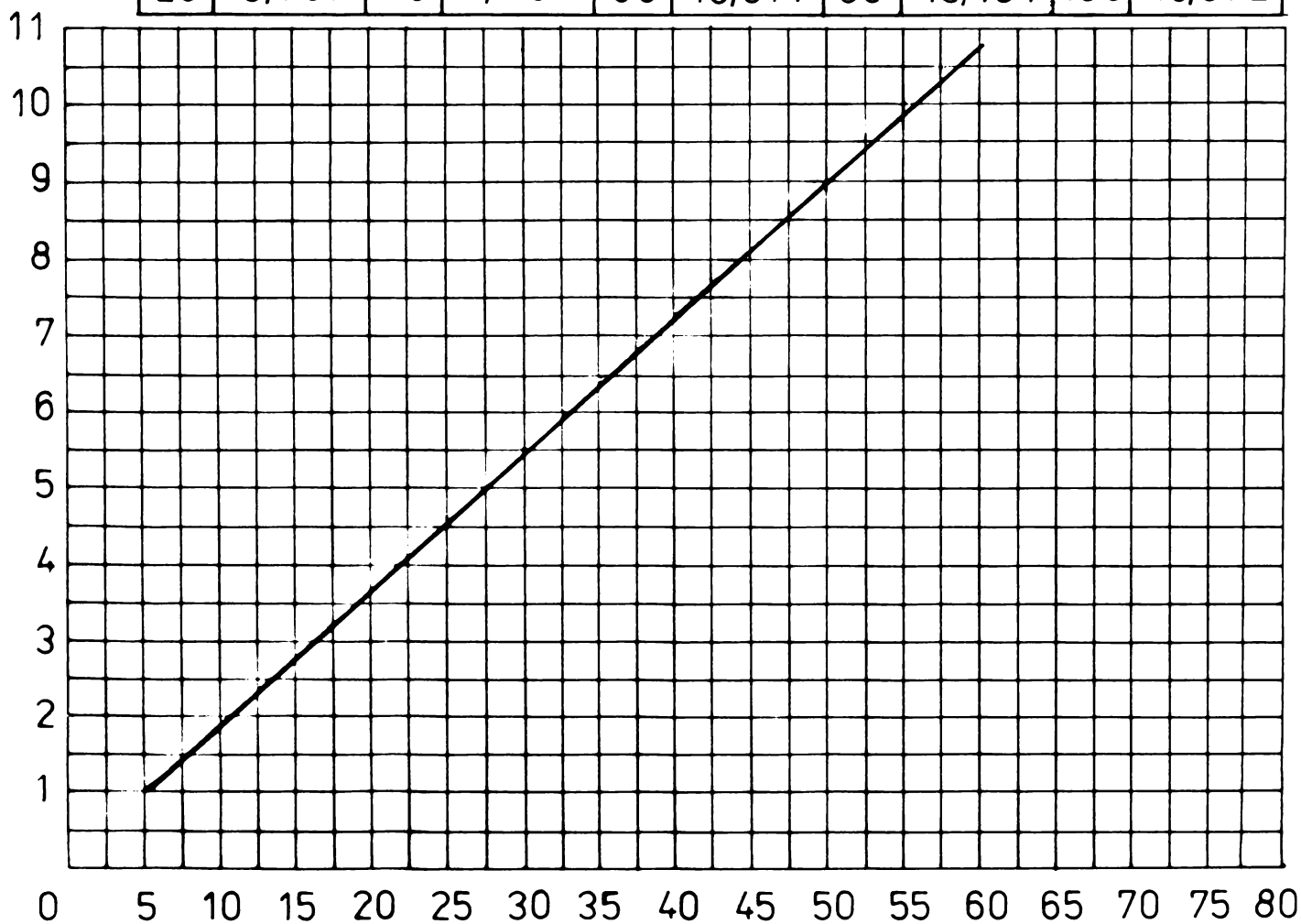
Fig. 5.1.

Ghidare exterioară

Tabelul 5.2

Z	ρ_1	Z	ρ_1	Z	ρ_1	Z	ρ_1	Z	ρ_1
1	—	21	3,908	41	7,258	61	10,917	81	13,484
2	—	22	4,102	42	7,446	62	11,022	82	13,909
3	0,652	23	4,253	43	7,644	63	11,064	83	13,977
4	0,812	24	4,416	44	7,854	64	11,172	84	14,220
5	1,000	25	4,592	45	8,074	65	11,238	85	14,326
6	1,183	26	4,783	46	8,190	66	11,696	86	14,508
7	1,379	27	4,990	47	8,369	67	11,817	87	14,807
8	1,618	28	5,169	48	8,518	68	11,940	88	14,884
9	1,813	29	5,362	49	8,659	69	12,065	89	15,000
10	1,996	30	5,516	50	8,819	70	12,194	90	15,080
11	2,181	31	5,680	51	8,957	71	12,458	91	15,160
12	2,337	32	5,853	52	9,099	72	12,735	92	15,160
13	2,507	33	6,038	53	9,320	73	13,024	93	15,200
14	2,680	34	6,234	54	9,553	74	13,084	94	15,240
15	2,783	35	6,372	55	9,798	75	13,174	95	15,281
16	2,952	36	6,517	56	10,056	76	13,235	96	15,322
17	3,144	37	6,668	57	10,346	77	13,389	97	15,404
18	3,324	38	6,827	58	10,478	78	13,421	98	15,614
19	3,548	39	6,993	59	10,614	79	13,452	99	15,918
20	3,707	40	7,167	60	10,814	80	13,484	100	16,372

ρ_1 ↑



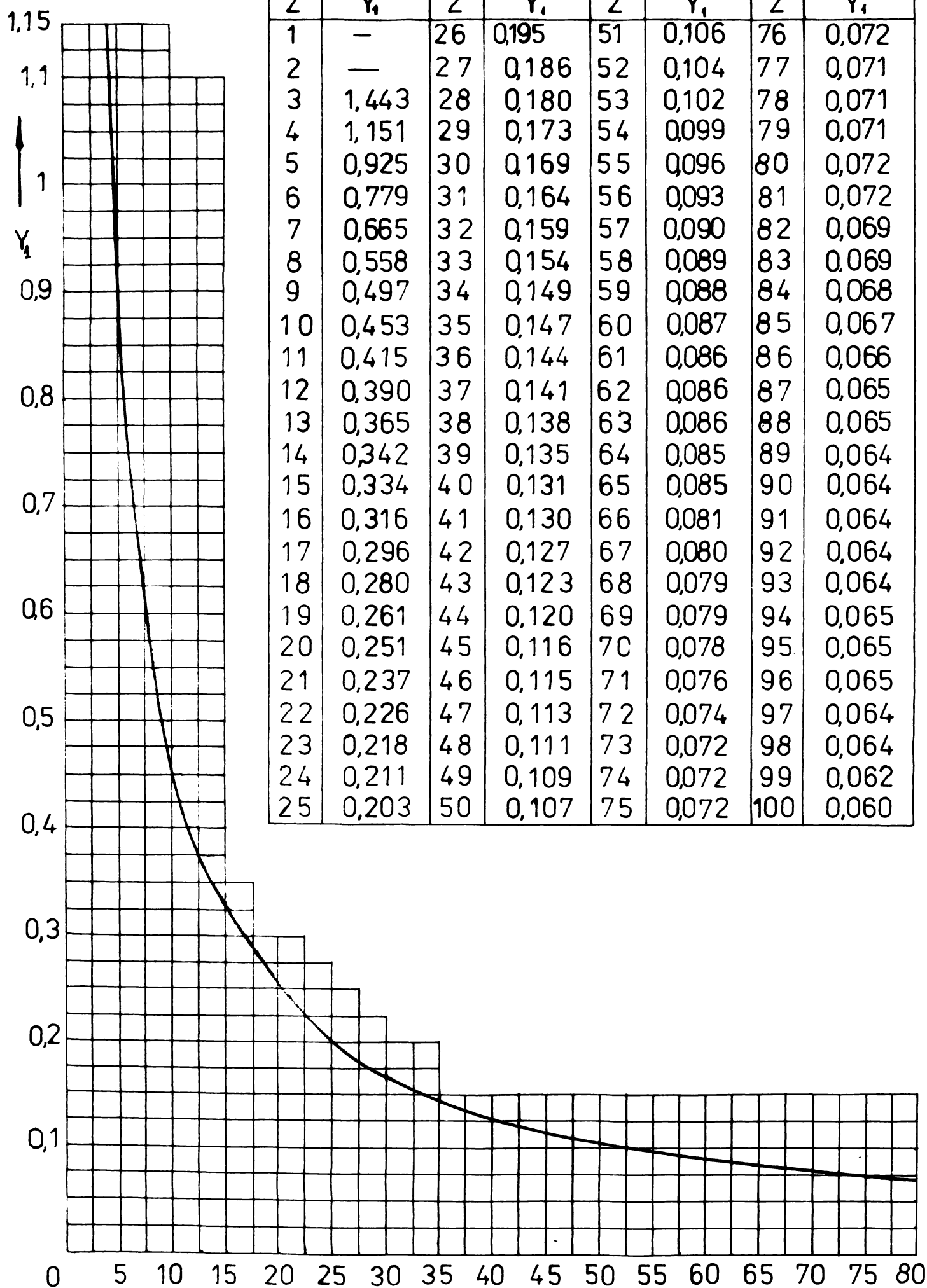
Tabel cu valorile adimensionale și diagrama de variație ale razei ρ_1 . Valoarea razei de curbura $\rho = \rho_1 \cdot p$ (mm).

Fig. 5.2.

Ghidare exterioară

Tabelul 5.3

Z	Y_1	Z	Y_1	Z	Y_1	Z	Y_1
1	—	26	0,195	51	0,106	76	0,072
2	—	27	0,186	52	0,104	77	0,071
3	1,443	28	0,180	53	0,102	78	0,071
4	1,151	29	0,173	54	0,099	79	0,071
5	0,925	30	0,169	55	0,096	80	0,072
6	0,779	31	0,164	56	0,093	81	0,072
7	0,665	32	0,159	57	0,090	82	0,069
8	0,558	33	0,154	58	0,089	83	0,069
9	0,497	34	0,149	59	0,088	84	0,068
10	0,453	35	0,147	60	0,087	85	0,067
11	0,415	36	0,144	61	0,086	86	0,066
12	0,390	37	0,141	62	0,086	87	0,065
13	0,365	38	0,138	63	0,086	88	0,065
14	0,342	39	0,135	64	0,085	89	0,064
15	0,334	40	0,131	65	0,085	90	0,064
16	0,316	41	0,130	66	0,081	91	0,064
17	0,296	42	0,127	67	0,080	92	0,064
18	0,280	43	0,123	68	0,079	93	0,064
19	0,261	44	0,120	69	0,079	94	0,065
20	0,251	45	0,116	70	0,078	95	0,065
21	0,237	46	0,115	71	0,076	96	0,065
22	0,226	47	0,113	72	0,074	97	0,064
23	0,218	48	0,111	73	0,072	98	0,064
24	0,211	49	0,109	74	0,072	99	0,062
25	0,203	50	0,107	75	0,072	100	0,060



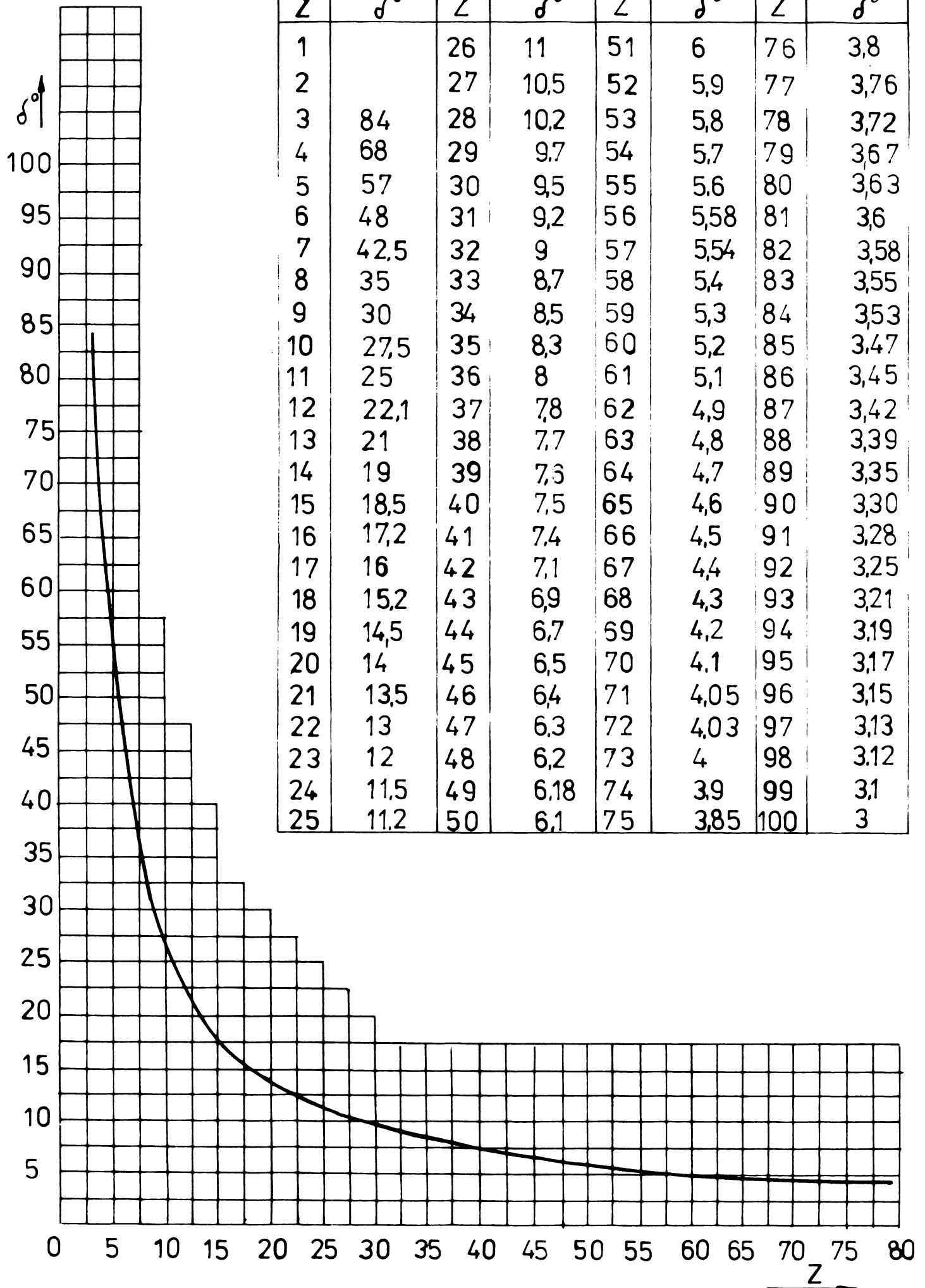
Tabel cu valorile adimensionale si diagrama de variație ale distanței Y_1 . Valoarea distanței $Y = Y_1 \cdot p$ (mm).

Fig. 5.3.

Ghidare interioară

Tabelul 54

Z	δ°	Z	δ°	Z	δ°	Z	δ°
1		26	11	51	6	76	3,8
2		27	10,5	52	5,9	77	3,76
3	84	28	10,2	53	5,8	78	3,72
4	68	29	9,7	54	5,7	79	3,67
5	57	30	9,5	55	5,6	80	3,63
6	48	31	9,2	56	5,58	81	3,6
7	42,5	32	9	57	5,54	82	3,58
8	35	33	8,7	58	5,4	83	3,55
9	30	34	8,5	59	5,3	84	3,53
10	27,5	35	8,3	60	5,2	85	3,47
11	25	36	8	61	5,1	86	3,45
12	22,1	37	7,8	62	4,9	87	3,42
13	21	38	7,7	63	4,8	88	3,39
14	19	39	7,6	64	4,7	89	3,35
15	18,5	40	7,5	65	4,6	90	3,30
16	17,2	41	7,4	66	4,5	91	3,28
17	16	42	7,1	67	4,4	92	3,25
18	15,2	43	6,9	68	4,3	93	3,21
19	14,5	44	6,7	69	4,2	94	3,19
20	14	45	6,5	70	4,1	95	3,17
21	13,5	46	6,4	71	4,05	96	3,15
22	13	47	6,3	72	4,03	97	3,13
23	12	48	6,2	73	4	98	3,12
24	11,5	49	6,18	74	3,9	99	3,1
25	11,2	50	6,1	75	3,85	100	3



Tabel cu valorile optime și diagrama de variație ale unghiului δ , obținute prin optimizare pe calculator.

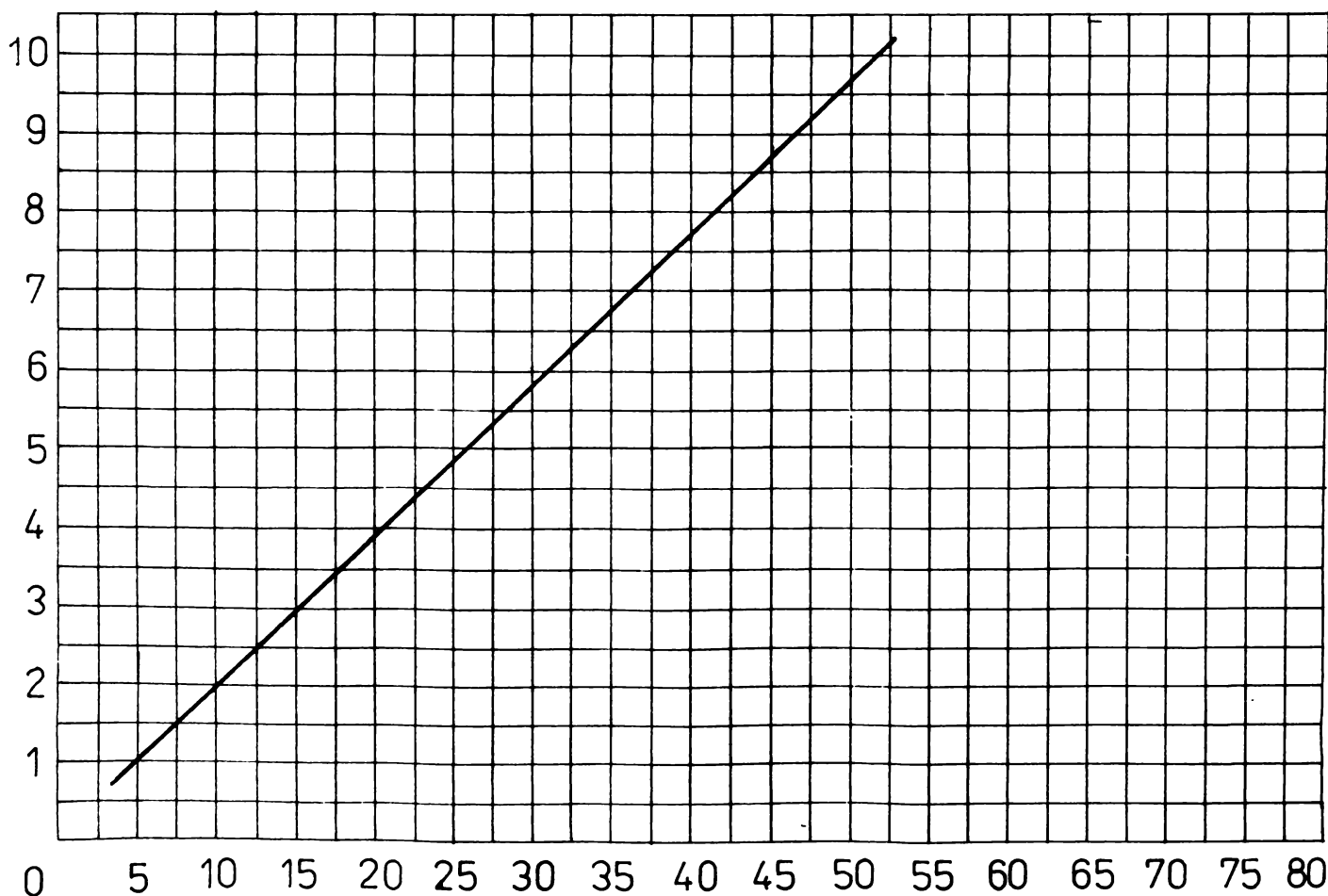
Fig. 5.4.

Ghidare interioară

Tabelul 5.5

Z	ρ_1	Z	ρ_1	Z	ρ_1	Z	ρ_1	Z	ρ_1
1	—	21	4,253	41	7,748	61	11,238	81	15,918
2	—	22	4,416	42	8,074	62	11,696	82	16,007
3	0,747	23	4,783	43	8,308	63	11,940	83	16,142
4	0,894	24	4,990	44	8,556	64	12,194	84	16,233
5	0,954	25	5,123	45	8,819	65	12,458	85	16,514
6	1,229	26	5,216	46	8,957	66	12,135	86	16,609
7	1,379	27	5,464	47	9,099	67	13,024	87	16,755
8	1,662	28	5,624	48	9,245	68	13,327	88	16,903
9	1,931	29	5,913	49	9,275	69	13,644	89	17,105
10	2,103	30	6,038	50	9,397	70	13,977	90	17,364
11	2,310	31	6,234	51	9,553	71	14,150	91	17,470
12	2,608	32	6,372	52	9,715	72	14,220	92	17,631
13	2,743	33	6,592	53	9,882	73	14,326	93	17,851
14	3,029	34	6,746	54	10,056	74	14,694	94	17,963
15	3,110	35	6,909	55	10,235	75	14,884	95	18,076
16	3,343	36	7,167	56	10,272	76	15,080	96	18,191
17	3,592	37	7,351	57	10,346	77	15,240	97	18,307
18	3,780	38	7,446	58	10,614	78	15,404	98	18,366
19	3,961	39	7,544	59	10,814	79	15,614	99	18,484
20	4,102	40	7,644	60	11,022	80	15,786	100	19,100

ρ_1 ↑



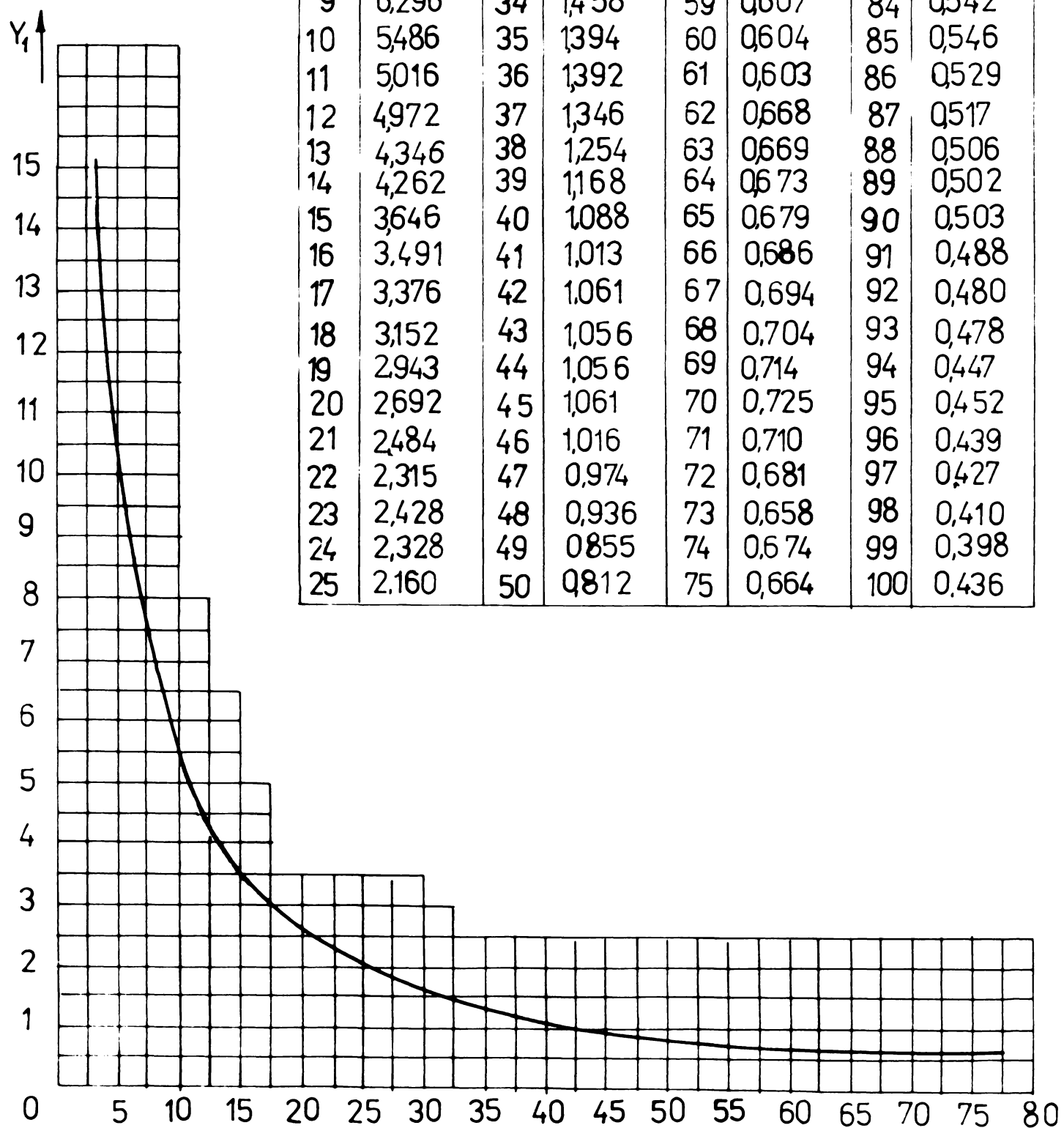
Tabel cu valorile adimensionale și diagrama de variație ale razei ρ_1 . Valoarea razei de curbură $\rho = \rho_1 \cdot p$ (mm).

Fig. 5.5.

Ghidare interioară

Tabelul 56

Z	$Y_1 \times 10^2$	Z	$Y_1 \times 10^2$	Z	$Y_1 \times 10^2$	Z	$Y_1 \times 10^2$
1	—	26	1,963	51	0,784	76	0,655
2	—	27	1,938	52	0,759	77	0,642
3	15,213	28	1,831	53	0,738	78	0,629
4	11,977	29	1,843	54	0,720	79	0,623
5	4,720	30	1,720	55	0,704	80	0,612
6	7,586	31	1,662	56	0,641	81	0,596
7	5,968	32	1,565	57	0,593	82	0,576
8	6,441	33	1,532	58	0,611	83	0,562
9	6,296	34	1,458	59	0,607	84	0,542
10	5,486	35	1,394	60	0,604	85	0,546
11	5,016	36	1,392	61	0,603	86	0,529
12	4,972	37	1,346	62	0,668	87	0,517
13	4,346	38	1,254	63	0,669	88	0,506
14	4,262	39	1,168	64	0,673	89	0,502
15	3,646	40	1,088	65	0,679	90	0,503
16	3,491	41	1,013	66	0,686	91	0,488
17	3,376	42	1,061	67	0,694	92	0,480
18	3,152	43	1,056	68	0,704	93	0,478
19	2,943	44	1,056	69	0,714	94	0,447
20	2,692	45	1,061	70	0,725	95	0,452
21	2,484	46	1,016	71	0,710	96	0,439
22	2,315	47	0,974	72	0,681	97	0,427
23	2,428	48	0,936	73	0,658	98	0,410
24	2,328	49	0,855	74	0,674	99	0,398
25	2,160	50	0,812	75	0,664	100	0,436



Tabel cu valorile adimensionale și diagrama de variație ale distanței $Y_1 \times 10^2$. Valoarea distanței $Y_1 = Y_1 \cdot 10^{-2}$ (mm).

Fig. 5.6.

- raza cercurilor de divizare ale roților de lanț R_{d1} și R_{d2} , $R_d = \frac{p_d}{2 \sin \frac{180^\circ}{z}}$
- geometria ramurilor de lanț, curbura și raza de curbură ρ_{r1} și ρ_{r2} pentru cazurile în care se ia în considerare acțiunea forțelor gravitaționale $q \neq 0$. fig.5.7.

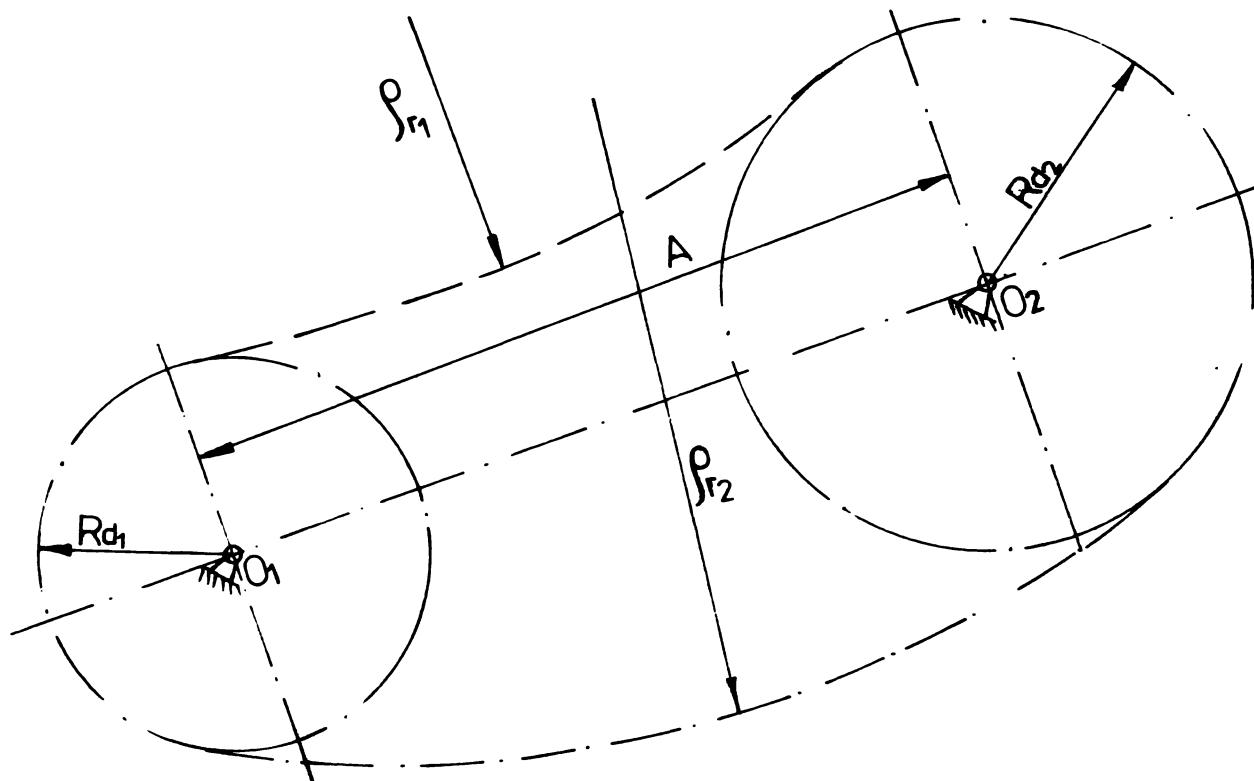


Fig.5.7.

Se determină punctele de tangență ale axelor ramurilor cu cercurile de divizare ale roților de lanț și se trasează normalele comune în aceste puncte n_{ij} .

Se reprezintă unghiurile ϕ_{opt} și zonele de intrare și ieșire din angrenare față de normalele n_{ij} . fig.5.8, și fig. 5.9, notînd dreptele cu d_{ij} .

Se calculează raza de curbură a traiectoriei

$$\rho_{opt i} = \rho_{li} \cdot p \quad \text{sau} \quad \rho_{opt i} = \frac{p_d}{2 \sin \frac{\phi_{opt i}}{2}} \quad (5.3)$$

ρ_{li} se ia din tabelele 5.2 sau 5.5.

Pe dreptele d_{ij} se determină distanța $(R_{di} + \rho_{opt i})$ măsurată de la centrul roților de lanț O_i și se notează cu O_{i2} , reprezentînd centrele de curbură ale traiectoriilor articulațiilor.

La intersecția dreptelor d_{ij} cu cercul de divizare se află punctele de intrare respectiv ieșire din angrenare în urma prevederii cu sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale

Prin centrele O_{i2} se trasează cîte o dreaptă paralelă cu normala n_{ij} , care se va afla la distanța l_i ,

$$l_i = (R_{di} + \rho_{opt_i}) \cos \delta_{opt_i} \quad (5.4)$$

și se va nota cu Δ_{ij} .

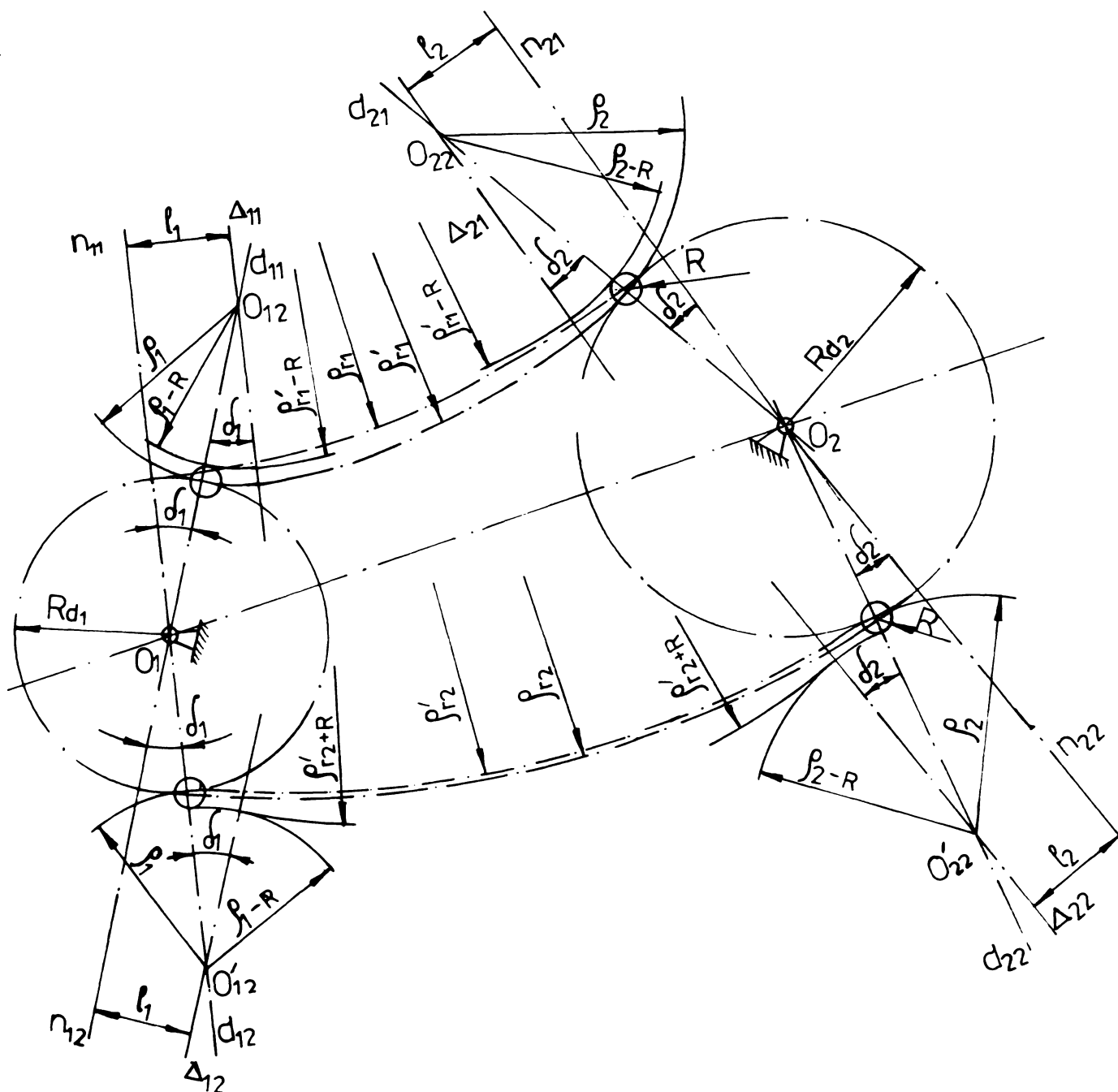


Fig. 5.8.

Dreptele d_{ij} și Δ_{ij} formînd unghiul δ_i corespunzător unui pas p , cuprind porțiunea curbă a traiectoriei trasată din centrul O_{i2} cu raza ρ_{opt_i} .

Dreapta Δ_{ij} este normala traiectoriei și față de care traiectoria se continuă cu o porțiune curbă trasată cu raza ρ'_{r1} raza de curbură a ramurii de lanț, de dimensiune corespunzătoare unui pas p , fig.5.8. cazul $q \neq 0$, sau cu o porțiune dreaptă de aceeași dimensiune fig.5.9, cazul $q = 0$. În acest ultim caz $\rho'_{r1}, \rho'_{r2}, \rho'_{r2} \rightarrow \infty$

Profilele camelor sînt curbe paralele cu traiectoriei și trebuie să fie amplasate la distanța $R =$ raza rolei lanțului, conform fig.5.8 și fig.5.9.

lanțului, cu scopul ca și după creșterea pasului lanțului în urma uzării, - care în toate cazurile $\Delta p < 0,1 p$ -, ghidarea să fie corectă pe toată perioada de funcționare a mecanismului conf.fig.5.10.

Profilul curb al camelor se continuă cu o porțiune curbă de rază r aleasă de proiectant în funcție de condițiile constructive în vederea asigurării nestinjenite a posibilității de înscriere a articulațiilor pe profilul camei fapt care necesită ca cele două curbe de rază $\rho - R$ și r să admită cu porțiunea dreaptă intermediară câte o normală comună în punctele de racordare, să fie tangente în aceste puncte.

Partea dreaptă a profilului se indică să fie continuată cu o teșire ușoară de cca 5° urmată de o curbă de rază r_1 stabilit în funcție de condiții constructive, respectând condițiile impuse la alineatul precedent.

În fig.5.10 este prezentată o variantă de realizare a camelor proiectate pentru standurile de cercetare. În tabelul 5.7, sînt cuprinse valorile elementelor constructive, determinate prin optimizare pe calculator unde cu X ; și Y ; sînt notate coordonatele traiectoriei care a fost înlocuită cu arcul de cerc de rază ρ față de sistemul de coordonate XOY .

5.3. CONCLUZII.

Din cele prezentate în cap.5 rezultă că proiectarea unui sistem de eliminare a efectului poligonal necesită determinarea elementelor constructive R_d, A_r, δ, ρ și $\rho - R$ și a unor elemente secundare, raze de racordare, lățimea camei, sistemul de fixare, calitatea suprafeței și duritatea acesteia. Sînt prezentate rezultatele calculelor de optimizare a elementelor de calcul al camelor pe calculator pentru pasul unitar, pentru domeniul uzual al numerelor de dinți $Z \in (3 - 100)$, iar pentru valorile $Z > 100$ elementele de calcul se poate determina cu ajutorul metodei prezentate în cap.4.

Eliminarea efectului poligonal nu este necesară la ramura secundară a mecanismului cu lanț și ca atare la mecanismele care au un singur sens de rotație se recomandă doar la ramura principală.

La mecanismele care au funcționare în ambele sensuri este necesar să fie prevăzute cu sistem de eliminare pe ambele ramuri

Sistemul de eliminare a efectului poligonal poate servi și

ca sistem de întindere a lanțului în cazul în care distanța dintre axele roților de lanț este impusă, proiectând suportii camelor în așa fel să permită așezarea acestora și în aceste cazuri încât condițiile impuse, prezentate mai sus să fie îndeplinite. ca exemplu se indică sistemul de eliminare a efectului poligonal la mecanismul cu lanț de la brațul robotului RI 6 3 N. cap. 8.

C A P I T O L U L 6.

SINTEZA DANTURII ROȚILOR DE LANT.

6.1. INTRODUCERE.

În cadrul acestui capitol, se prezintă unele particularități ale angrenării lanțului cu roata de lanț, relațiile analitice de calcul ale profilului danturii roții de lanț determinate din condiția de sinteză pentru care raportul de transmitere al mecanismului rămâne mereu constant. Se prezintă o metodă de optimizare a profilului danturii roții de lanț bazată pe minimizarea traiectoriei parcurse de centrul articulației în timpul angrenării, utilizând seturi de roți de lanț cu dantură deplasată în corelație cu pasul crescător al lanțului.

6.2. CONSIDERATII ASUPRA ANGRENARII LANTULUI CU ROATA DE LANT.

Mecanismele cu lanț articulat prezintă acea particularitate constructivă și funcțională că în perioada funcționării, de la punerea în funcțiune și până la ieșirea din uz, interacțiunea dintre roata de lanț și lanțul înfășurat pe aceasta se modifică datorită creșterii pasului lanțului cauzată de uzura din articulații.

În baza celor arătate mai sus în cazul -particular- în care se uzinează pasul roții de lanț egal cu pasul lanțului $p_r = p_l$, sau se ajunge la această situație în timpul funcționării, teoretic rolele de lanț se așează pe partea inferioară, centrală a profilelor roții de lanț, conform fig.6.1.

Si în acest caz particular în timpul funcționării, sub acțiunea solicitărilor și datorită elasticității materialelor, rolele lanțului se deplasează pe profilele roții de lanț așezându-se pe un cerc de divizare de rază ($R_{\text{lanț}}$) diferită mai mare; de cea a roții de lanț ($R_{\text{roată}}$), fig.6.2.

În toate celelalte cazuri în care pasul danturii roții de lanț este diferită de pasul lanțului $p_r \neq p_l$, în timpul funcționării sub acțiunea forțelor transmise se produce angrenarea

lanțului *cu* roata de lanț ce se manifestă prin deplasarea articulației pe flancul dintelui roții de lanț.

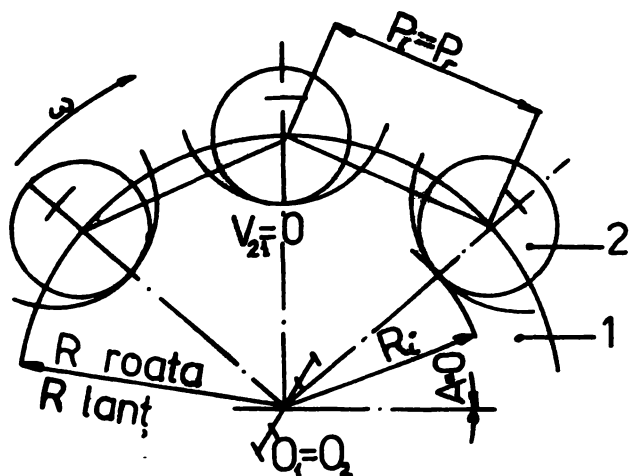


Fig.6.1.

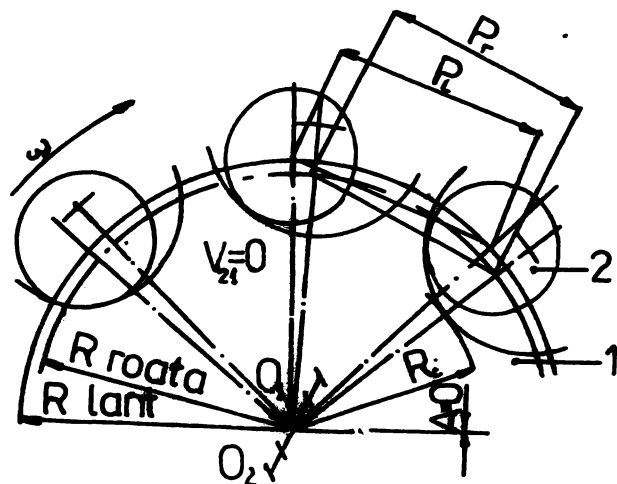


Fig.6.2.

În cazul în care dantura roții de lanț se realizează cu pasul p_r mai mare decât pasul lanțului, $p_r > p_l$ - în limitele în care profilul de vîrf să permită intrarea și ieșirea din angrenare a articulației-, în timpul funcționării angrenarea se produce prin deplasarea articulației lanțului - rolei sau bolțului- pe flancul dintelui de la vîrf spre bază la intrarea în angrenare și de la bază spre vîrf la ieșirea din angrenare, cu viteza relativă a lanțului față de roata de lanț \bar{V}_{21} de sens opus față de sensul mișcării indicate prin ω , conf.fig.6.3.

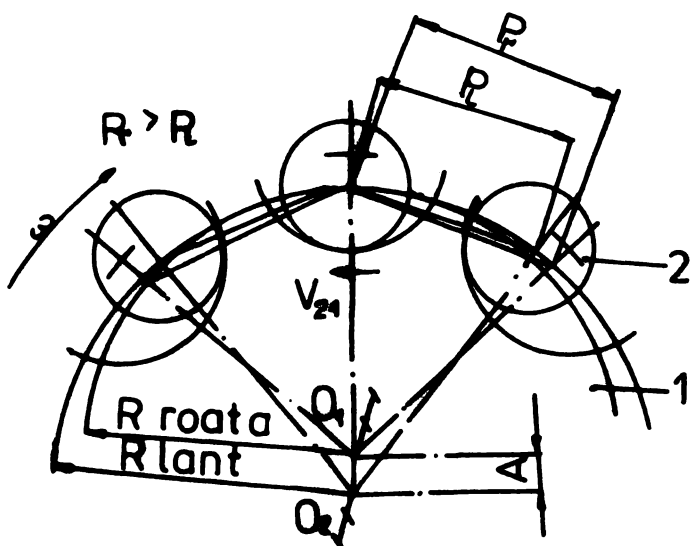


Fig.6.3.

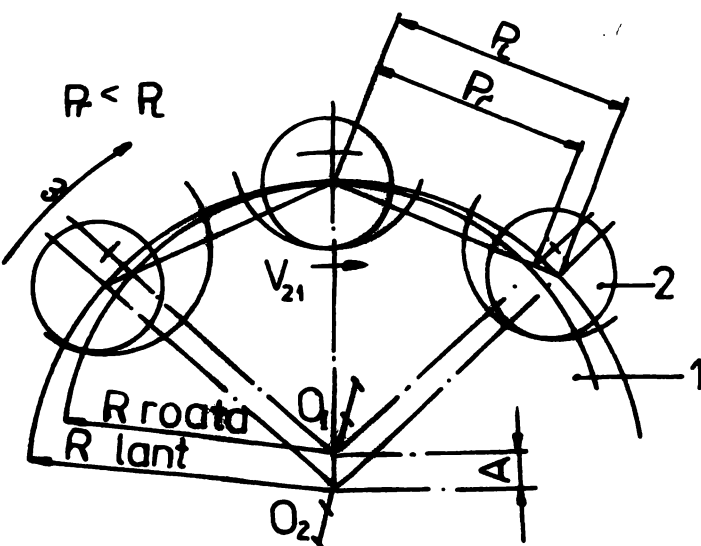


Fig.6.4.

În urma funcționării îndelungate datorită uzurii din articulații, pasul lanțului crește și se ajunge în situația că pasul lanțului devine mai mare decât pasul danturii roții de lanț $p_l > p_r$. În acest caz angrenarea se produce prin deplasarea articulației lanțului pe flancul dintelui de la vîrf spre bază la intrare în angrenare și de la bază spre vîrf la ieșire din an-

grenare, cu viteza relativă \bar{V}_{21} de același sens cu sensul mișcării indicate prin ω , conf.fig.6.4.

Mișcarea relativă a lanțului față de roata de lanț, mărimea spațiului relativ parcurs de articulații în timpul angrenării și viteza relativă sînt elementele de care trebuie să se țină seama la determinarea unei danturi a roților de lanț în vederea asigurării unui raport de transmitere constant al mecanismului în tot timpul funcționării.

6.3. DETERMINAREA PROFILULUI DE BAZĂ AL DANTURII ROTILOR DE LANȚ, CONSIDERIND $p_1 > p_r$

În vederea obținerii unui profil de bază -de angrenare- al dinților roților de lanț care să satisfacă condiția geometrică și cinematică ca raportul de transmitere al mecanismului cu lanț să fie constant, cu alte cuvinte mișcarea relativă a lanțului față de roata de lanț să se facă cu viteza relativă $|\bar{V}_{21}| = ct.$, sau $i = \omega_1/\omega_2 = ct.$, se consideră lanțul înfășurat pe roata de lanț, ca o roată cu bolțuri cu raza cercului de divizare constantă $|R_2| = ct.$ și mai mare sau egală decît raza cercului de divizare al roții de lanț, $R_2 \geq R_1$ și care formează cu roata de lanț un angrenaj interior cu numere de dinți în angrenare $Z'_1 = Z'_2$ conform fig.6.5.

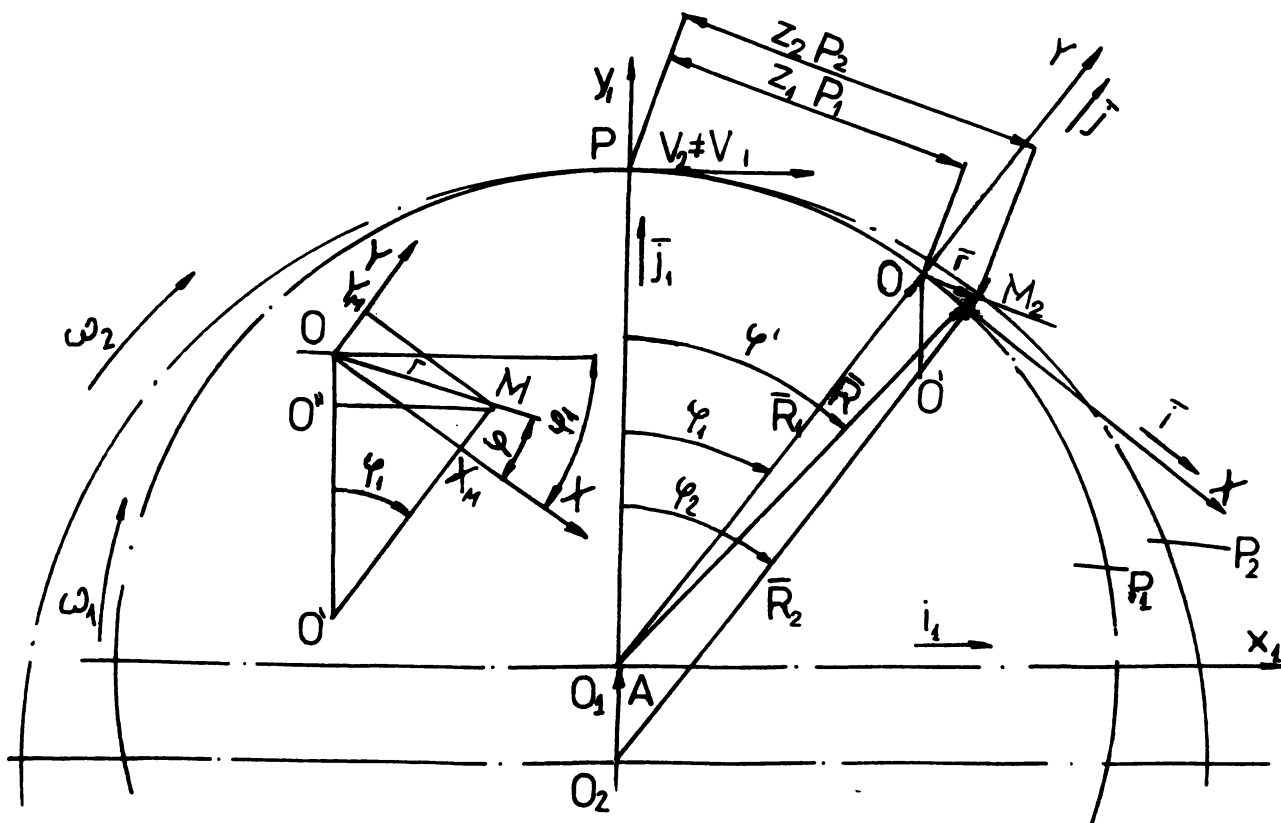


Fig.6.5.

Se notează roata de lanț ca element conducător cu (1) și

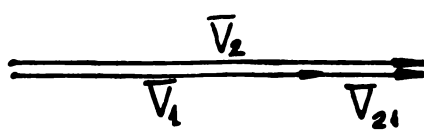
lanțul ca element condus cu (2) iar elementele caracteristice acestora cu aceiași indici. Se consideră un sistem de coordonate fix $X_1O_1Y_1$ cu origine în centrul de rotație O_1 al elementului 1 și un sistem de coordonate mobil XOY legat de un punct caracteristic al roții de lanț în așa fel încît originea "0" să fie la intersecția cercului de divizare al roții de lanț și al axei de simetrie dintre doi dinți, axa OY în direcția radială, iar axa OX în direcția tangențială conf. fig.6.5.

Dînd o mișcare de rotație transmisiei în jurul punctului O_1 , punctul M_2 aparținînd planului lanțului (P_2), descrie în planul roții (P_1) traiectoria centrului articulației lanțului.

Angrenajul format din lanț-roată de lanț prezintă particularitatea că în polul angrenării notat cu P - centrul instantaneu de rotație-, vitezele celor două elemente nu sînt identice $\bar{V}_1 \neq \bar{V}_2$, mișcarea se transmite cu alunecarea și rostogolirea elementului 2 asupra elementului 1, cu excepția cazului particular cînd $p_1 = p_r$.

Polul angrenării P se caracterizează prin aceea că vitezele elementelor 1 și 2 au aceleași direcții, viteza elementului 2, \bar{V}_2 coincide cu direcția vitezei elementului 1, \bar{V}_1 care are direcția tangentei la cercul de divizare al roții de lanț, centrul articulației lanțului se suprapune cu polul angrenării, contactul dintre articulația lanțului și flancul dintelui roții de lanț se realizează pe partea inferioară centrală a acestuia.

Viteza relativă a celor două elemente conf. fig.6.6.



$$\bar{V}_{21} = \bar{V}_2 - \bar{V}_1 \quad (6.1)$$

unde

$$\bar{V}_1 = \bar{\omega}_1 \times \bar{R}_1$$

$$\bar{V}_2 = \bar{\omega}_2 \times \bar{R}_2$$

Fig.6.6.

are valoarea dată de relația (6.1), direcția ei pentru orice situație a punctelor caracteristice M_2 și O este paralelă cu tangenta comună a elementelor și de același sens cu sensul mișcării.

Admițînd că profilul danturii are forma încît raza de curbură a lanțului rămîne mereu de modul constant $|R_2| = ct.$, se poate demonstra că unghiurile de poziție ale elementelor sînt egale, $\varphi_1 = \varphi_2$ pe tot parcursul mișcării. Din triunghiurile ΔPOO_1 și ΔPM_2O_2 se pot scrie următoarele relații:

$$\begin{aligned} Z'_1 p_1 &= 2R_1 \sin \varphi_{1/2} \\ Z'_2 p_2 &= 2R_2 \sin \varphi_{2/2} \end{aligned} \quad (6.2)$$

Intrucît transmiterea mișcării se face prin angrenare, numărul de dinți al roții cu bolțuri considerate Z_2 este egal cu numărul de dinți al roții de lanț $Z_2 = Z_1$, la fel și numerele de dinți în angrenare Z'_2 și Z'_1 între polul P și punctul caracteristic O respectiv M, sînt egale $Z'_2 = Z'_1$ (6.3)

Din relația 6.3 rezultă că raportul de transmitere al angrenajului roata de lanț - lanț este riguros constant și egal cu 1.

$$i_{1,2} = \frac{Z'_2}{Z'_1} = \text{ct.} = 1 \quad (6.4)$$

Rezultă că și unghiurile de poziție φ_1 și φ_2 , care sînt multiple ale pașilor unghiulari, sînt riguros egale

$$\varphi_1 = \varphi_2 \quad (6.5)$$

Derivînd relația în raport cu timpul se obține egalitatea vitezelor unghiulare

$$\frac{d\varphi_1}{dt} = \frac{d\varphi_2}{dt} \quad \omega_1 = \omega_2 \quad (6.6)$$

Relația (5.6) înlocuită în relația (6.1) ne dă viteza relativă funcție de viteza unghiulară ω_1 și distanța dintre axe A.

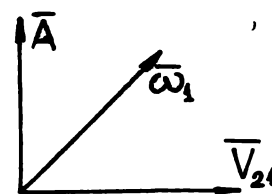


Fig.6.7.

$$\bar{V}_{21} = \bar{\omega}_2 \times \bar{R}_2 - \bar{\omega}_1 \times \bar{R}_1 = \bar{\omega}_1 \times (\bar{R}_2 - \bar{R}_1) = \bar{\omega}_1 \times \bar{A} \quad (6.7)$$

Conform fig.6.5 dacă se proiectează raza R_1 pe raza R_2 după direcția $O_1 Y_1$ rezultă că distanța $OO' = A$ și $O'M = A$ pe tot parcursul mișcării și triunghiul $OO'M$ este un triunghi isoscel cu baza r variabilă. Tot din fig.6.5 rezultă că

$$\varphi = \varphi_{1/2} = \varphi_{2/2} \quad (6.8)$$

Folosind metoda contururilor închise se determină ecuația traiectoriei centrului articulației lanțului pentru condiția de sinteză impusă.

Proiectînd conturul poligonal închis $\bar{r} = \bar{R} - \bar{R}_1$ (6.9) din fig.6.5, pe sistemul de coordonate $X_1 O_1 Y_1$ respectiv pe XOY se obțin coordonatele punctului caracteristic M_2

$$\begin{aligned} X_1 &= X_0 + X \cos \varphi_1 + Y \sin \varphi_1 \\ Y_1 &= Y_0 - X \sin \varphi_1 + Y \cos \varphi_1 \end{aligned} \quad (6.10)$$

Explicitînd pe X și Y rezultă

$$X = X_1 \cos \varphi_1 - Y_1 \sin \varphi_1 \quad (6.11)$$

$$Y = Y_1 \sin \varphi_1 - Y_1 \cos \varphi_1 - R_1$$

cunoscînd coordonatele punctului M_2 față de sistemele de coordonate și vectori unitari, se scrie ecuația traiectoriei.

Din triunghiul $OO'M$ rezultă:

$$\vec{r} = X \cdot \vec{i} + Y \cdot \vec{j} = A \sin \varphi_1 \cdot \vec{i} + A(1 - \cos \varphi_1) \cdot \vec{j} \quad (6.12)$$

$$r = A \sqrt{2(1 - \cos \varphi_1)} \text{ legea traiectoriei lui } M_2 \text{ față de } XOY. \quad (6.13)$$

Proiectînd conturul poligonal închis $\vec{R} = \vec{R}_2 - \vec{A}$ pe sistemul de coordonate $X_1O_1Y_1$ se obține legea traiectoriei lui M_2 față de acest sistem,

$$\vec{R} = X_1 \cdot \vec{i}_1 + Y_1 \cdot \vec{j}_1 = R_2 \sin \varphi_1 \cdot \vec{i}_1 + [R_2(\cos \varphi_1 - 1) + R_1] \vec{j}_1 \quad (6.15)$$

$$R = \sqrt{2R_2A(1 - \cos \varphi_1) + R_1^2} \quad (6.16)$$

unde

$$A = R_2 - R_1 = \frac{p_2}{2 \sin \alpha/2} - \frac{p_1}{2 \sin \alpha/2} = \frac{\Delta p}{2 \sin \alpha/2} \quad (6.17)$$

$$\Delta p \in (0 - \Delta p_{\max}) \quad (6.18)$$

Δp_{\max} este creșterea admisibilă a pasului lanțului.

Exprimînd coordonatele X și Y funcție de α ,

$$X = A \sin \varphi_1 \quad (6.19)$$

$$Y = A(1 - \cos \varphi_1)$$

rezultă că traiectoria obținută pentru centrul articulației reprezintă un cerc tangent la axa OX în punctul O cu centrul pe axa OY și de raza A, relația (6.20)

$$X^2 + Y^2 - 2AY = 0 \quad (6.20)$$

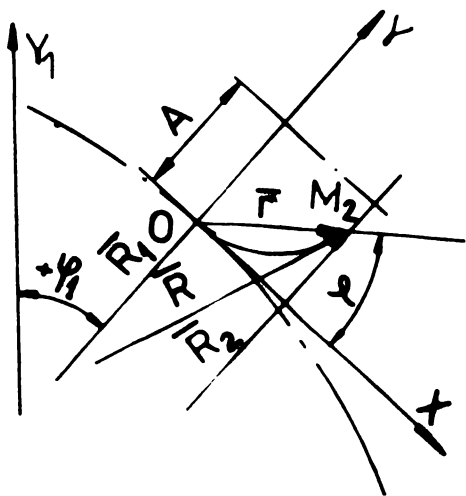


Fig. 6.8.

Dînd unghiului de poziție valori pozitive $\varphi_1 (\varphi_2) \in (0 - +\pi/2)$ punctul caracteristic M_2 descrie partea din dreapta a traiectoriei conform fig. 6.8.

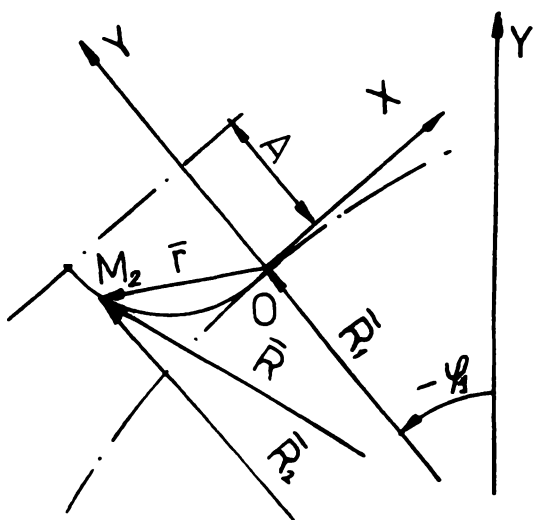


Fig.6.9.

Dând unghiului de poziție valori negative $\varphi_1(\varphi_2) \in (0 - -\pi/2)$ punctul caracteristic M_2 descrie partea din stînga a traiectoriei conform fig.6.9.

Inlocuind valorile negative ale unghiului φ_1 în relațiile (6.19), se obțin coordonatele pentru cadrantul $-XOY$.

$$\begin{aligned} X &= A \sin(-\varphi_1) = -A \sin \varphi_1 \\ Y &= A(1 - \cos(-\varphi_1)) = A(1 - \cos \varphi_1) \end{aligned} \quad (6.21)$$

rezultă că aceștia satisfac relația (6.20)

6.4. DETERMINAREA PROFILULUI DE BAZĂ AL DANTURII ROȘILOR DE LANȚ, CONSIDERIND $p_r > p_1$.

În cazul în care pasul roții de lanț este mai mare decât pasul lanțului $p_r > p_1$ se formează un angrenaj similar cu cel din fig.6.5, prezentat în fig.6.10.

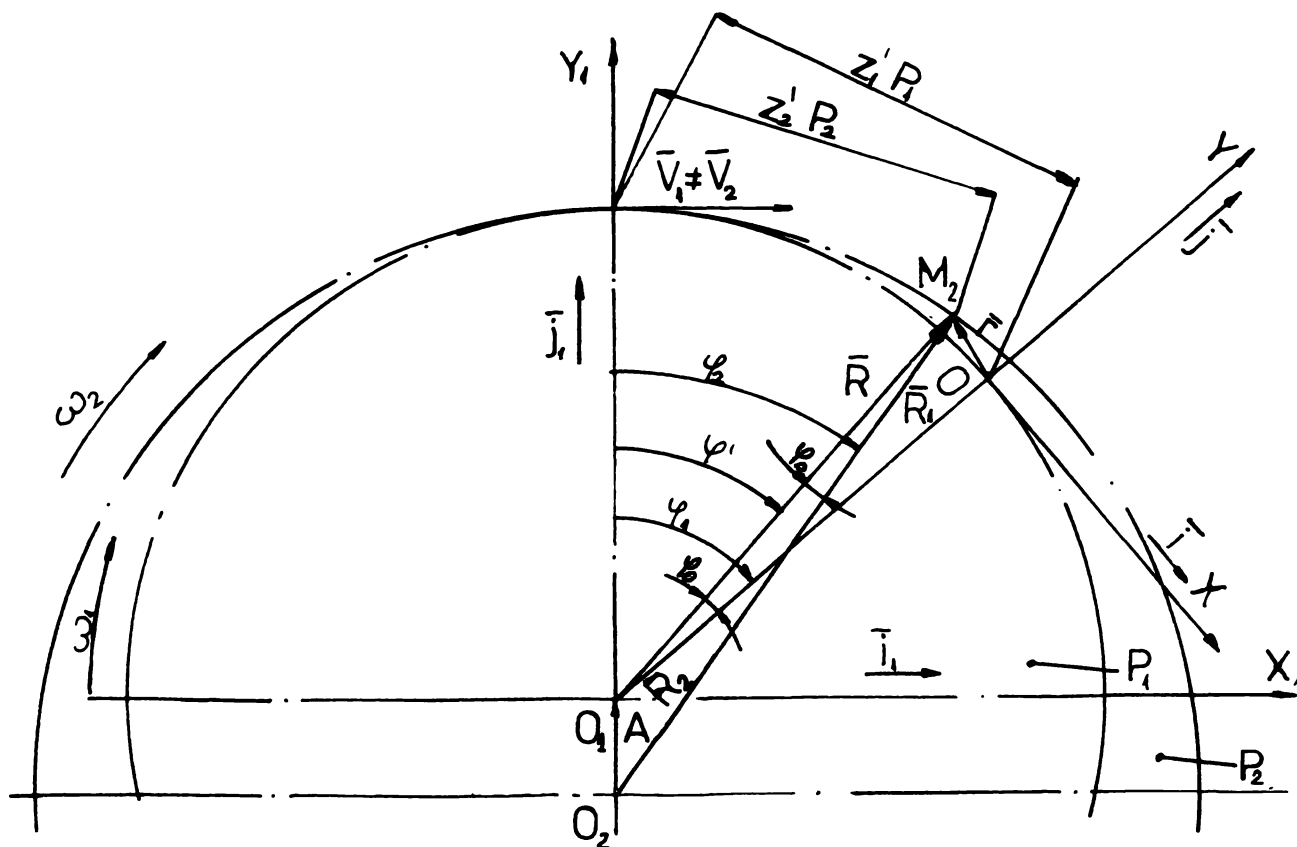


Fig. 6.10.

Condițiile geometrice și cinemática ce se impun și în acest caz, raportul de transmitere al mecanismului să rămână riguros constant.

Viteza relativă a celor două elemente conf. fig. 6.11.

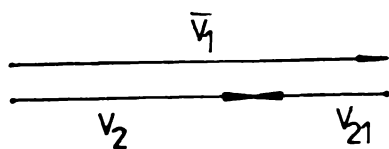


Fig. 6.11

$$\bar{v}_{21} = \bar{v}_2 - \bar{v}_1 \quad (6.22)$$

unde

$$\bar{v}_1 = \bar{\omega}_1 \times \bar{R}_1$$

$$\bar{v}_2 = \bar{\omega}_2 \times \bar{R}_2$$

are valoarea dată de relația (6.22), direcția ei se suprapune cu tangenta și este de sens opus față de sensul mișcării, în baza următoarelor considerente :

$$R_2 > R_1 ; \quad |\omega_2| \neq |\omega_1| ; \quad |v_{21}| = ct. \quad (6.23)$$

$$R_1 = \frac{p_1}{2 \sin \alpha_{1/2}} ; \quad R_2 = \frac{p_2}{2 \sin \alpha_{2/2}} = \frac{p_1 + (\Delta p)}{2 \sin \alpha_{2/2}} \quad (6.24)$$

$$\text{întrucît } \Delta p = p_2 - p_1 \text{ iar } p_2 < p_1 \quad (6.25)$$

rezultă că Δp are valoare negativă și pentru că $R_2 > R_1$, rezultă că $\sin \alpha_{2/2} < \sin \alpha_{1/2}$ și $\alpha_2 < \alpha_1$.

Din fig.6.10 rezultă că arcurile de cerc parcurse pe cele două cercuri sînt proporționale cu mărimile pașilor p_1, p_2 înmulțite cu numerele de dinți în angrenare Z'_1 și Z'_2 care au valori egale, și în acest caz transmiterea mișcării făcîndu-se prin angrenare,

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{Z'_1 p_1}{Z'_2 p_2} = \frac{p_1}{p_2} \quad (6.26)$$

$$\text{Pe de altă parte } S = \varphi \cdot R \quad (6.27)$$

care înlocuit în relația (6.26) ne dă o relație între unghiurile de poziție φ_1 și φ_2 :

$$\varphi_2 = \varphi_1 \frac{p_2 R_1}{p_1 R_2} \quad (6.28)$$

Derivînd (6.28) se obține relația între vitezele unghiulare ω_1 și ω_2 ;

$$\frac{d\varphi_2}{dt} = \frac{d\varphi_1}{dt} \frac{p_2 R_1}{p_1 R_2} ; \quad \omega_2 = \omega_1 \frac{p_2 R_1}{p_1 R_2} \quad (6.29)$$

Exprimînd razele R_1 și R_2 funcție de p_1 și p_2 , și simplificînd cu acestea.

$$\omega_2 = \omega_1 \frac{\sin \frac{180^\circ}{z_2}}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} ; \quad (6.30)$$

unde $Z_2 = Z_1$ rezultă că $\omega_2 = \omega_1$.

Utilizând metoda contururilor închise și proiectând conturul poligonal OO_1M_2 pe sistemul de coordonate XOY ,

$$\bar{r} = \bar{R} - \bar{R}_1 = X \cdot \bar{i} + Y \bar{j} \quad (6.31)$$

se obțin coordonatele:

$$\begin{aligned} X &= -R \sin \varphi_0 \\ Y &= R \cos \varphi_0 - R_1 \end{aligned} \quad (6.32)$$

Aplicând teorema sinusului în triunghiul OO_1M_2 , sau înlocuind în relațiile (6.32) $\varphi_0 = f(\varphi_2)$, iar $R = f(R_2, A)$, prin artificii algebrice rezultă coordonatele X și Y funcție de A și φ_2 :

$$\begin{aligned} X &= -A \sin \varphi_2 \\ Y &= A(1 - \cos \varphi_2) \end{aligned} \quad (6.33)$$

ceea ce reprezintă coordonatele punctului caracteristic M_2 identice cu cele obținute la pct.6.2, relațiile (6.21) și care φ_1 poate fi înlocuit cu φ_2 având valori egale.

Înlocuind $(+\varphi_2)$ cu $(-\varphi_2)$, sau dând o mișcare inversă mecanismului se obține partea dreaptă a traiectoriei ca și cu relațiile 6.19, care reprezintă coordonatele traiectoriei obținute prin relațiile (6.20).

În baza celor arătate rezultă că atât în cazul în care $p_2 = p_{lan\check{t}} > p_1 = p_{roat\check{a}}$ cât și în cazul în care $p_2 < p_1$, traiectoria centrului articulației pentru care raportul de transmitere al mecanismului roata de lanț - lanț rămâne constant, este un cerc de raza A (6.17), cu centrul pe axa OY și tangent în O la axa OY .

Intrucât în timpul funcționării pasul lanțului crește datorită uzurii din articulații, diferența între pasul lanțului și al roții $\Delta p = p_2 - p_1$ variază, $\Delta p \in (0 - \Delta p_{max})$. Raza traiectoriei "A" fiind direct proporțională cu Δp , înseamnă că pentru fiecare valoare a lui Δp este necesară o roată de lanț cu dantură corespunzătoare.

În fig. 6.12 se prezintă un fascicol de traiectorii de raza A_i , căreia i se atașează un fascicol de profile ale danturii, da raza $R_{pi} = R_r + A_i$,
unde R_r reprezintă raza rolei sau a bolțului lanțului.

Fascicolul de profile ale danturii roții de lanț, fig.6.12,

este un fascicol de cercuri concentrice cu fascicolul de traiectorii ale centrului articulației și este dat de relația(6.35)

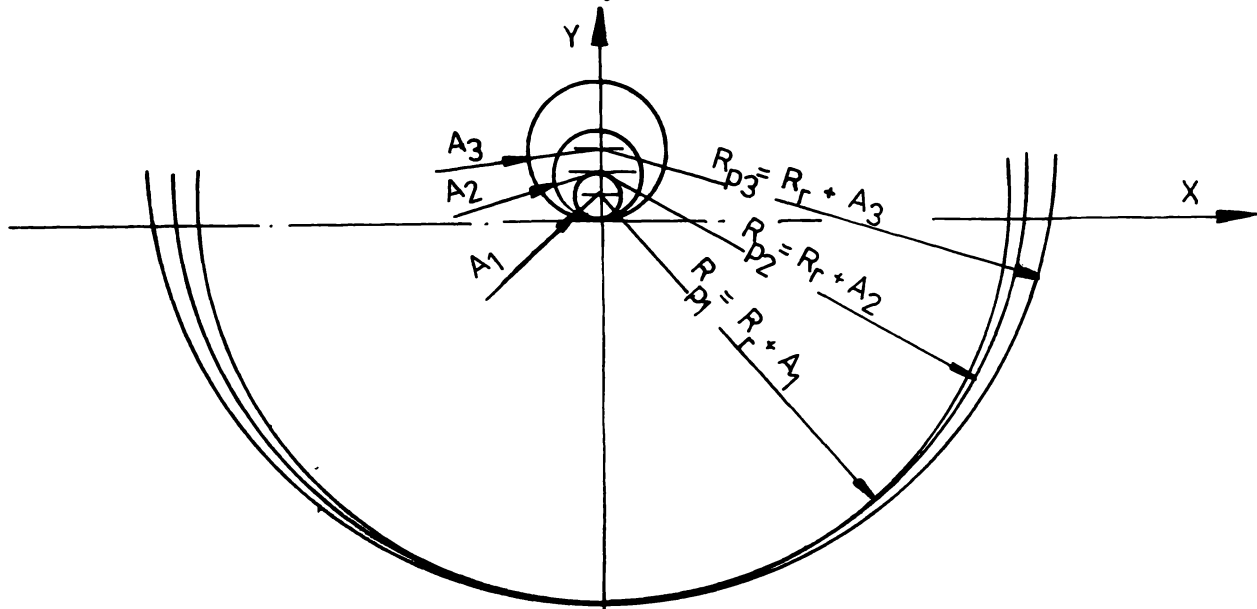


Fig.6.12

$$X^2 + Y^2 - 2(R_r + A_i)Y = 0 \quad (6.35)$$

Realizînd mecanismul cu lanț cu set de roți de lanț în număr de 2 sau 3, funcție de domeniul de funcționare dată de creșterea admisibilă a pasului și precizia cinematică impusă se realizează unele profile ale fascicolului, obținînd pentru fiecare roată al setului, pentru $p_1 = p_r$ angrenare fără deplasări relative, iar în jurul acestor valori, funcționare cu deplasări cu spațiul relativ parcurs minim dat de următoarea relație.

$$r = A \sqrt{2(1 - \cos \varphi_1)} = \frac{\Delta p \sqrt{2(1 - \cos \varphi_1)}}{2 \sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (6.13)$$

și cu viteza relativă a celor două elemente (1) și (2) minimă, obținută prin derivarea spațiului

$$\bar{v}_{21} = \dot{r} \quad (6.36)$$

$$v_{21} = \frac{\omega_1 2A \sin \varphi_1}{\sqrt{2(1 - \cos \varphi_1)}} = \Delta p \frac{\omega_1 \sin \varphi_1}{\sin \frac{180^\circ}{Z} \sqrt{2(1 - \cos \varphi_1)}} \quad (6.37)$$

Rezultă că viteza relativă este direct proporțională cu diferența pașilor $\Delta p = \pm (p_1 - p_d)$, cu ω_1 , crește cu creșterea numărul de dinți Z , la fel și cu creșterea unghiului de înfășurare φ_1 conf. relației (6.37).

Semnul matematic și sensul spațiului și al vitezei relative pentru un anumit sens al vitezei unghiulare ω este dat de Δp , a cărei valoare este pozitivă pentru $p_1 > p_d$ și negativă pentru $p_1 < p_d$.

Elementele de calcul ω_1 , φ_1 și Z sînt elemente ale cărora valori se stabilesc la proiectare și r m n neschimbate pe tot timpul funcționării, singurul element variabil care modifică valoarea vitezei relative pe parcursul funcționării este diferența dintre pasul roții de lanț și al lanțului Δp .

Intruc t spațiul relativ parcurs "r" și viteza relativă " V_{21} " sînt elementele cele mai semnificative ale cărora valoare influențează direct uzura și fiabilitatea mecanismului, este necesară minimizarea valorilor prin măsuri de proiectare, realizare și exploatare. Valorile coeficientului de viteză relativă V' sînt calculate și prezentate la cap.7.

Roata de lanț se realizează în toate c zurile din materiale rigide, pasul și profilul acestora nu poate fi modificat pe parcurs în sensul măririi pasului pentru a urmări creșterea pasului lanțului.

 n cazul mecanismelor cu lanț articulat la care este necesară menținerea constantă a raportului de transmitere, mecanisme  u lanț pentru transmiterea mișcărilor cu precizie, sau în cazurile în care se impune mărimea fiabilității mecanismului, prețurile lanțului fiind mult superior prețului roții de lanț, de exemplu la mecanisme cu lanțuri tăietoare foarte rapide pentru industria forestieră, se justifică realizarea setului de roți de lanț cu pasul și cu dimensiunile danturii progresiv crescătoare care să asigure o bună funcționare și creșterea fiabilității mecanismului, prin minimizarea deplasărilor și vitezelor relative.

5.5. CONDITIILE DE UTILIZARE A SETULUI DE ROTI DE LANT.

 n vederea minimizării deplasărilor și a vitezelor relative, se realizează roata de lanț sau setul de roți de lanț cu dantura deplasată at t în privința corelării pasului c t și al profilului danturii. Limitele creșterii admisibile ale pasului lanțului între care raportul de transmitere al mecanismului r m ne constant cu referire la fig.6.13, sînt următoarele.

Este necesar ca pasul și profilul de bază al roții de lanț să fie alese la valorile medii fața de creșterea admisibilă a pasului lanțului, cunosc nd și valoarea semiunghiului de înfășurare φ_1 . Pasul de divizare al roții de lanț se realizează la valoarea $p_d = 1/2 (P_{10} + P_{1max})$, (6.38)

care se poate exprima $p_d = P_{10} + \Delta P_{1max}/2$ (6.38')

și este pasul corespunzător diametrului de divizare al roții de lanț D_d , iar raza profilului de bază

$$R_p = \frac{d_1}{2} + A_r \quad (6.39)$$

în care d_1 este diametrul rolei sau al bolțului lanțului a cărei valoare se cunoaște, iar A_r este raza de curbură a traiectoriei ce se determină cunoscînd creșterea admisibilă maximă a pasului lanțului și pasul roții de lanț.

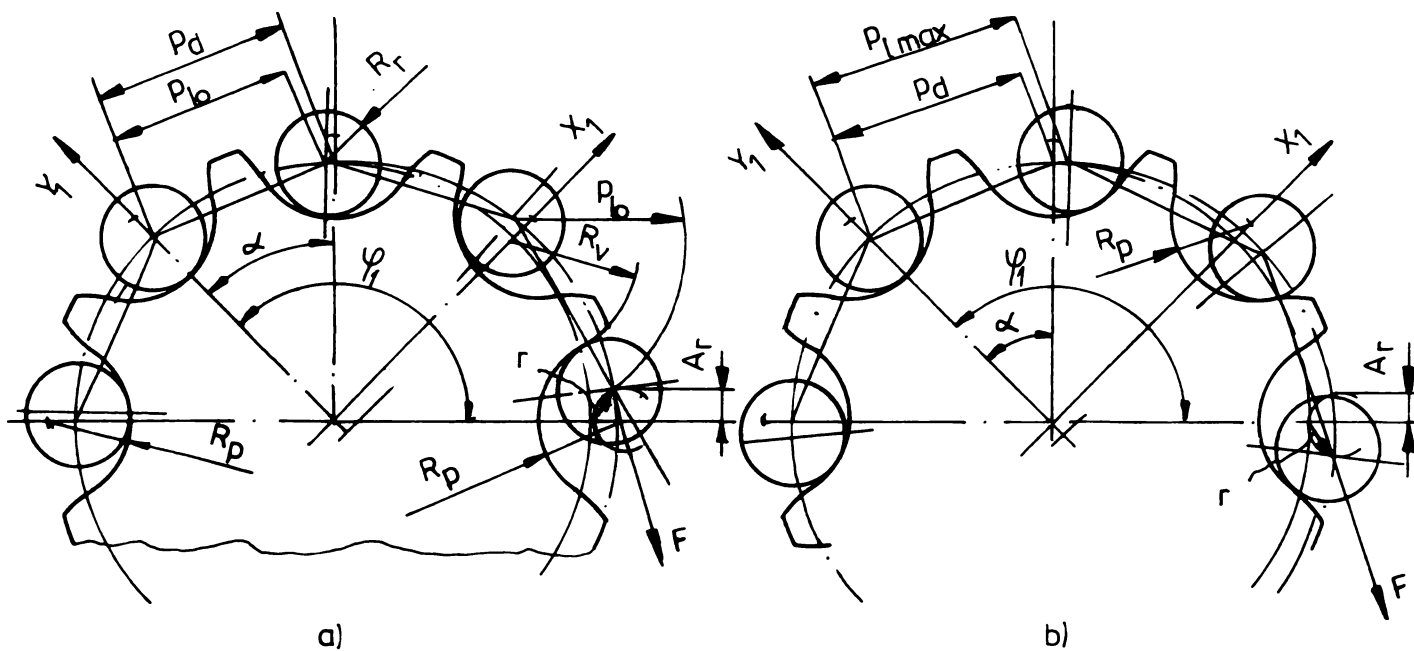


Fig. 6.13.

Realizînd pasul și profilul de bază al roții de lanț la valorile rezultate din relațiile (6.38) resp.(6.39) se realizează un mecanism la care în prima perioadă a funcționării, angrenarea se face conf.fig.6.13.a, iar în a doua perioadă conf.fig.6.13.b, dar pe toată perioada funcționării contactul dintre rola lanțului și flancul dintelui se face pe flancul profilului de bază, suprafață concavă conjugată rolei, contact convex - concav, solicitare de contact de valoare minimă, asigurînd condiții tribologice favorabile mecanismului.

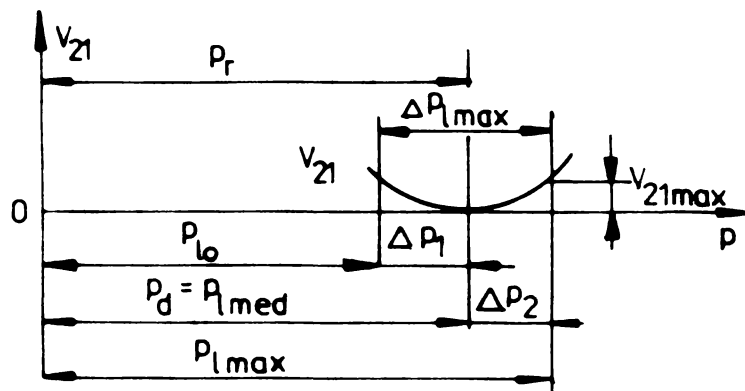


Fig.6.14.

Viteza relativă a elementelor mecanismului V_{21} are o creștere minimă în cazul în care pasul roții se realizează la valoarea medie dată de relația (6.38) conf. fig.6.14 unde putem avea două cazuri $\Delta p' = \Delta p''$ sau $\Delta p' \neq \Delta p''$.

În cazul mecanismelor cu lanț pentru care din construcție se admite o creștere a pasului Δp_{\max} peste 2% ce ar cauza funcționarea incorectă a mecanismului cu lanț la creșterea valorii pasului lanțului peste cea admisibilă $p_1 > p_{1\max}$, situație în care contactul dintre rola lanțului și profilul dintelui roții de lanț depășește profilul de bază și funcționarea are loc pe profilul de vîrf, condiții de funcționare nefavorabile, la fel și în cazul mecanismelor cu lanț rapide și de mare precizie la care se impune menținerea constantă a raportului de transmitere este necesară uzinarea unor seturi de roți de lanț schimbabile, cu pasul

$$p_{di} = p_{li} + \Delta p_i / 2 \quad (6.40)$$

și raza profilului R_p conform relației (6.39) progresiv crescătoare corelată cu valoarea pasului crescător, asigurînd mecanismului cu lanț o fiabilitate ridicată prin minimizarea deplasărilor și a vitezelor relative conform fig.6.15. Împărțind domeniul de funcționare în două sau în mai multe subdomenii de funcționare, cu abaterile raportului de transmitere mai reduse și fiabilitate mai ridicată.

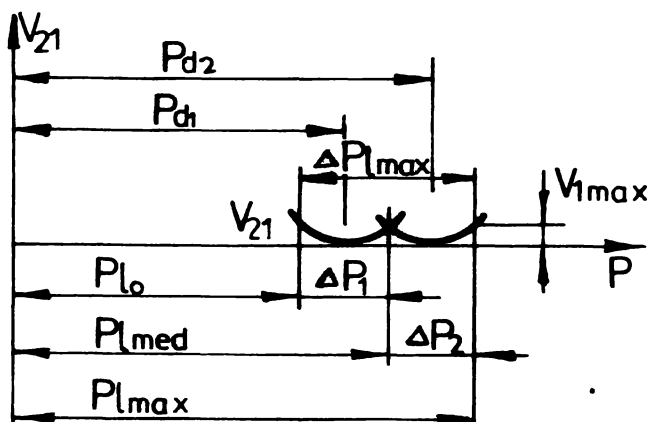


Fig. 6.15.

6.6. ELEMENTELE DE CALCUL AL PROFILULUI DE BAZĂ AL DANTURII ROTILOR DE LANȚ CU DANTURA GENERALĂ ÎN ARC DE CERC

Condiția ca contactul dintre rolă lanț - profil roată să nu depășească flancul profilului de bază cuprinsă între laturile unghiului δ , este ca spațiul parcurs de centrul articulației "r" pe parcursul angrenării cu unghiul φ_1 fig(6.13) să nu depășească valoarea maximă "r_{max}" dată prin relația (6.41)

$$r_{\max} = A_r \sqrt{2(1 - \cos \delta / 2)} \quad (6.41)$$

Analizînd relația (6.13) rezultă că valoarea maximă a lui "r" se obține pentru cazul cînd unghiul de înfășurare φ_1 ajunge la valoarea maximă $\varphi_{1\max}$ pentru un Z dat și pentru valoarea maximă a creșterii pasului Δp_{\max} admis.

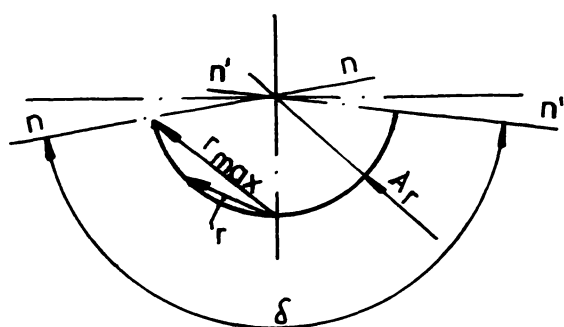


Fig.6.16

$$r = r_{\max} ; A = \sqrt{2(1-\cos \varphi_1)} = A_r \sqrt{2(1-\cos \delta/2)} \quad (6.42)$$

rezultă valoarea razei de curbura a traiectoriei realizată la roata de lanț cu dantura generală

$$A_r = A \sqrt{\frac{(1-\cos \varphi_1)}{(1-\cos \delta/2)}} \quad (6.43)$$

Tinând cont de relația (6.17)

$$A_r = \frac{\Delta p}{2 \sin \alpha/2} \sqrt{\frac{(1-\cos \varphi_1)}{(1-\cos \delta/2)}} \quad (6.43')$$

Raza profilului de bază al danturii roții de lanț:

$$R_p = \frac{d_1}{2} + A_r = \frac{d_1}{2} + \frac{\Delta p}{2 \sin \alpha/2} \sqrt{\frac{(1-\cos \varphi_1)}{(1-\cos \delta/2)}} \quad (6.44)$$

unde

$$\Delta p = p_d - p_{10}$$

$$\Delta p = p_{1\max} - p_d \quad (6.45)$$

$$\Delta p_{1\max} = p_{1\max} - p_{10}$$

$$\Delta p_{1\max} = 2 \Delta p.$$

Profilul de bază al danturii roții de lanț de rază R_p se termină în punctele p și p' de intersecție a profilului cu dreptele $n-n$ și $n'-n'$, la turele unghiului δ , normale la profil în aceste puncte conf. fig. 6.17.

Unghiul profilului de bază δ se calculează cu relația :

$$\delta = \widehat{\eta} - \alpha - 2 \delta_1 \quad (6.46)$$

unde:

$$\alpha = \frac{2 \widehat{\eta}}{Z}$$

este unghiul de divizare al danturii roții de lanț.

Valoarea unghiului suplimentar δ_1 se calculează cu relația (6.47) pentru evitarea contactului dintre rola și profilul de vîrf al dintelui :

$$\delta_1 = \arcsin \frac{A_r}{p_r} = \arcsin \frac{\frac{\Delta p}{2 \sin \alpha/2} \sqrt{\frac{(1-\cos \varphi_1)}{(1-\cos \delta/2)}}}{p_d + \Delta p \sqrt{\frac{(1-\cos \varphi_1)}{(1-\cos \delta/2)}}} \quad (6.47)$$

Intrucît în relația (6.47) apare δ ca necunoscut și se înlocuiește valoarea lui $\sqrt{(1-\cos \delta)/2}$ cu 0,8, ca fiind o valoare medie calculată, cu care relația (6.47) devine :

$$\delta_1 = \arcsin \frac{\frac{\Delta p}{1,6 \sin \alpha/2} \sqrt{(1-\cos \varphi_1)}}{p_d + 1,25 \Delta p \sqrt{(1-\cos \varphi_1)}} \quad (6.48)$$

Raza profilului de bază R_p și unghiul suplimentar δ_1 prezintă particularitatea că factorul Δp pentru aceste două elemente are valoarea inferioară limitată pentru danturi zero și pentru danturi cu deplasări de profil sub valoarea limită inferioară, conf. fig. 6.19.

Diametrul cercului de divizare al roții de lanț cu dantura generală:

$$D_d = \frac{p_d}{\sin \alpha/2} = \frac{p_{10}}{\sin \alpha/2} + \frac{\Delta p}{\sin \alpha/2} = D_{d0} + 2\Delta \quad (6.49)$$

unde

$$D_{d0} = \frac{p_{10}}{\sin \alpha/2} \quad (6.50)$$

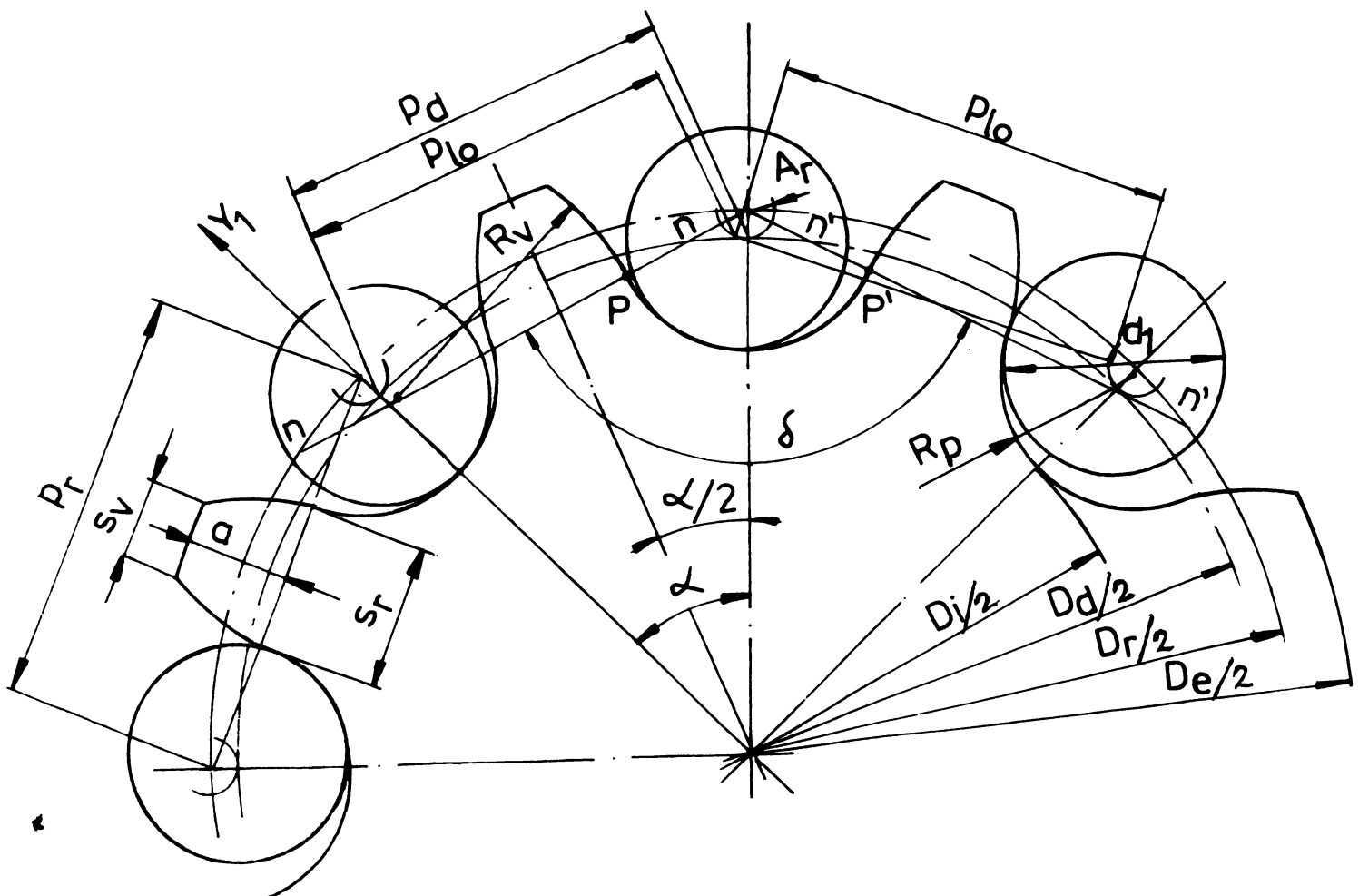


Fig.6.17.

este diametrul cercului de divizare al roții de lanț cu dantura zero - nedeplasată, $p_d = p_{10}$, $\Delta p = 0$, $\Delta = 0$. Δ este deplasarea de profil al danturii și se poate exprima prin relațiile:

$$\Delta = \frac{\Delta p}{2 \sin \alpha/2} = \frac{p_d - p_{10}}{2 \sin \alpha/2} = \frac{D_d - D_{d0}}{2} \quad (6.51)$$

Coefficientul de deplasare specific al profilului danturii roții de lanț cu dantura generală se definește :

$$\xi = \frac{\Delta}{p_{10}} = \frac{\Delta p}{2 p_{10} \sin \alpha/2} = \frac{(p_d/p_{10}-1)}{2 \sin \alpha/2} \quad (6.52)$$

Coefficientul de creștere specifică a pasului lanțului:

$$\lambda = \frac{\Delta p_{1\max}}{p_{10}} = \frac{2 \Delta p}{p_{10}} \quad (6.53)$$

Diametrul interior al danturii roții de lanț :

$$D_i = D_d - d_1 \quad (6.54)$$

Diametrul pe cercul de rostogolire al danturii roții de lanț rezultă din fig.6.17.

$$D_r = D_d + 2 A_r = \frac{p_d}{\sin \alpha/2} + \frac{\Delta p}{\sin \alpha/2} \sqrt{\frac{(1-\cos \varphi_1)}{(1-\cos \alpha/2)}} \quad (6.55)$$

Pasul roții de lanț pe cercul de rostogolire :

$$p_r = D_r \sin \alpha/2 = p_d + \Delta p \sqrt{\frac{(1-\cos \varphi_1)}{(1-\cos \alpha/2)}} \quad (6.56)$$

6.7. ELEMENTELE DE CALCUL AL PROFILULUI DE VÎRF AL DANTURII ROTILOR DE LANȚ CU DANTURA GENERALĂ ÎN ARC DE CERC.

Profilul de vîrf al danturii roților de lanț se realizează în forma de arc de cerc de rază R_v , funcție de tehnologia de execuție și trebuie să se racordeze cu profilul de bază în punctul P respectiv P' conf.fig.6.17.

Raza profilului de vîrf R_v , rezultă din condiția de intrare și ieșire din angrenare a articulației la înfășurarea acestuia cu unghiul φ_1 și pentru condițiile în care pasul lanțului are valoarea minimă p_{10} , conf.fig.6.13.a.

$$R_v = p_{10} - R_p \quad (6.57)$$

Înlocuind valoarea lui R_p conf. (6.44) :

$$R_v = p_{10} - \frac{d_1}{2} \frac{\Delta p}{2 \sin \alpha/2} \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta/2)}} \quad (6.57')$$

Diametrul exterior al roții de lanț se calculează din condiția ca acesta să fie sub valoarea diametrului de divizare majorat cu diametrul rolei lanțului, pentru a permite funcționarea mecanismului și în cazul utilizării sistemului de eliminare a efectelor înfășurării poligonale.

$$D_e < D_d + d_1 \quad (6.58)$$

Diametrul exterior al roții de lanț cu dantura generală se calculează cu formula :

$$D_e = D_d + 0,8 d_1 \quad (6.59)$$

Înălțimea dintelui la poligonul de rostogolire fig.6.18

$$a = \frac{D_e - D_r \cos \alpha/2}{2} \quad (6.60)$$

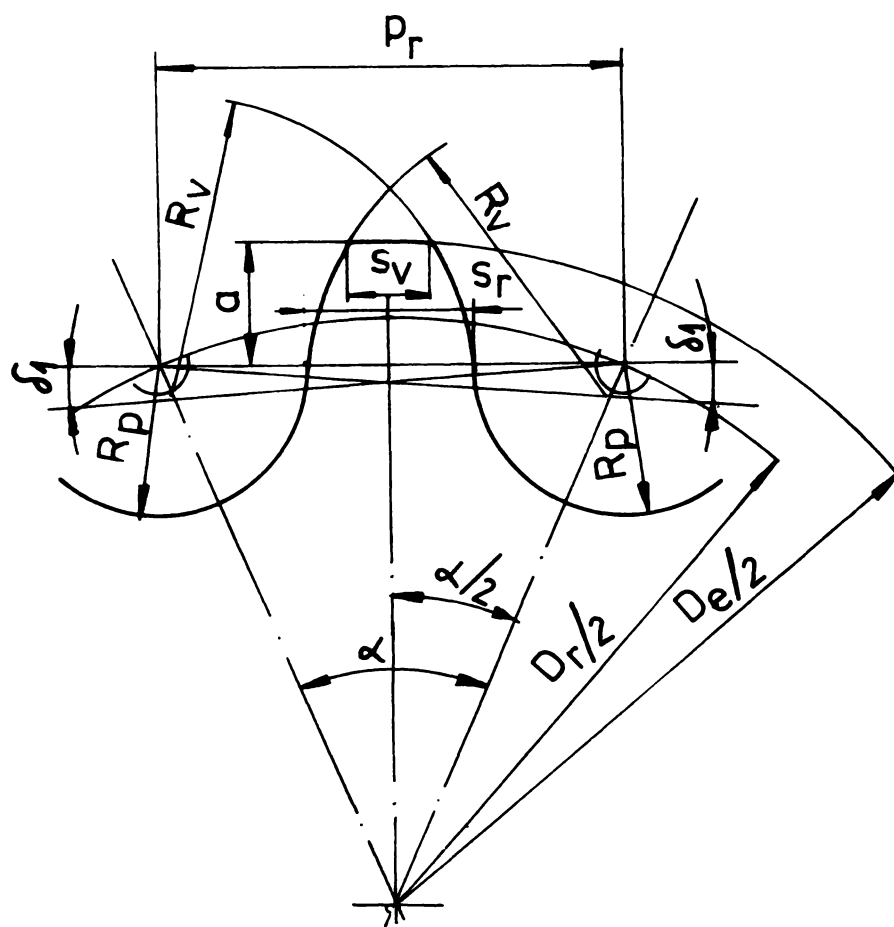


Fig.6.18.

S_r al roții de lanț cu dantura generală cu profilul de vîrf în arc de cerc funcție de elementele de bază p_{10} , Z și d_1 prin intermediul lui R_p și funcție de deplasarea danturii Δ prin elementele p_r , δ_1 , R_p și R_v .

Grosimea dintelui roții de lanț cu dantură generală cu profilul de vîrf în arc de cerc, pe cercul exterior -de vîrf-

Grosimea dintelui roții de lanț cu dantura generală cu profilul de vîrf în arc de cerc, pe poligonul de rostogolire cu referire la fig.6.18 este :

$$S_r = p_r - \frac{2p_{10}}{\cos \delta_1} + \frac{2(p_{10} - R_p) \cos \left(\arcsin \left(\frac{p_{10}}{p_{10} - R_p} \sin \delta_1 \right) - \delta_1 \right)}{\cos \delta_1} \quad (6.61)$$

Din fig.6.18 și relația 6.61. rezultă grosimea dintelui

cu referire la fig. 6.18., este:

$$S_V = 2(p_{10} - R_p) \cos \arcsin\left(\frac{a + p_{10} \sin \delta_1}{R_V}\right) + p_r^{-2} p_{10} \cos \delta_1 \quad (6.62)$$

Din fig. 6.18 și relația 6.62 rezultă că grosimea la vîrf a dintelui roții de lanț cu dantura generală cu profilul de vîrf în arc de cerc este invers proporțională cu unghiul δ_1 , cu deplasarea profilului ξ prin intermediul razei R_p și p_r , și cu diametrul exterior D_e prin înălțimea dintelui a .

În cazurile în care dantura roților de lanț prezintă pericolul ascuțirii dintelui la vîrf, S_V devine mai mic decît 1 mm, se verifică și se recalculează deplasarea danturii, micșorînd acesta sau se micșorează diametrul exterior al danturii în limitele menținerii buneri funcționări al mecanismului, ca grosimea vîrfului dintelui $S_V \geq 1$ mm (6.63)

Dantura determinată prin calculele mai sus indicate poate fi realizată prin procedee tehnologice de copiere prin frezare cu freză disc sau freză deget, stanțare, turnare de precizie sau sub presiune, sinterizare sau injectare în cochilă.

În cazurile în care dantura roții de lanț se realizează prin procedeul tehnologic de danturare prin rostogolire cu freză melc, profilul de vîrf rezultă sub forma de evolventă care se racordează cu profilul de bază tot în punctul P, cercul de bază al profilului evolventic este tangent la dreapta normală n-n care este normala comună a ambelor profile în P, poziția extremă a punctului de angrenare.

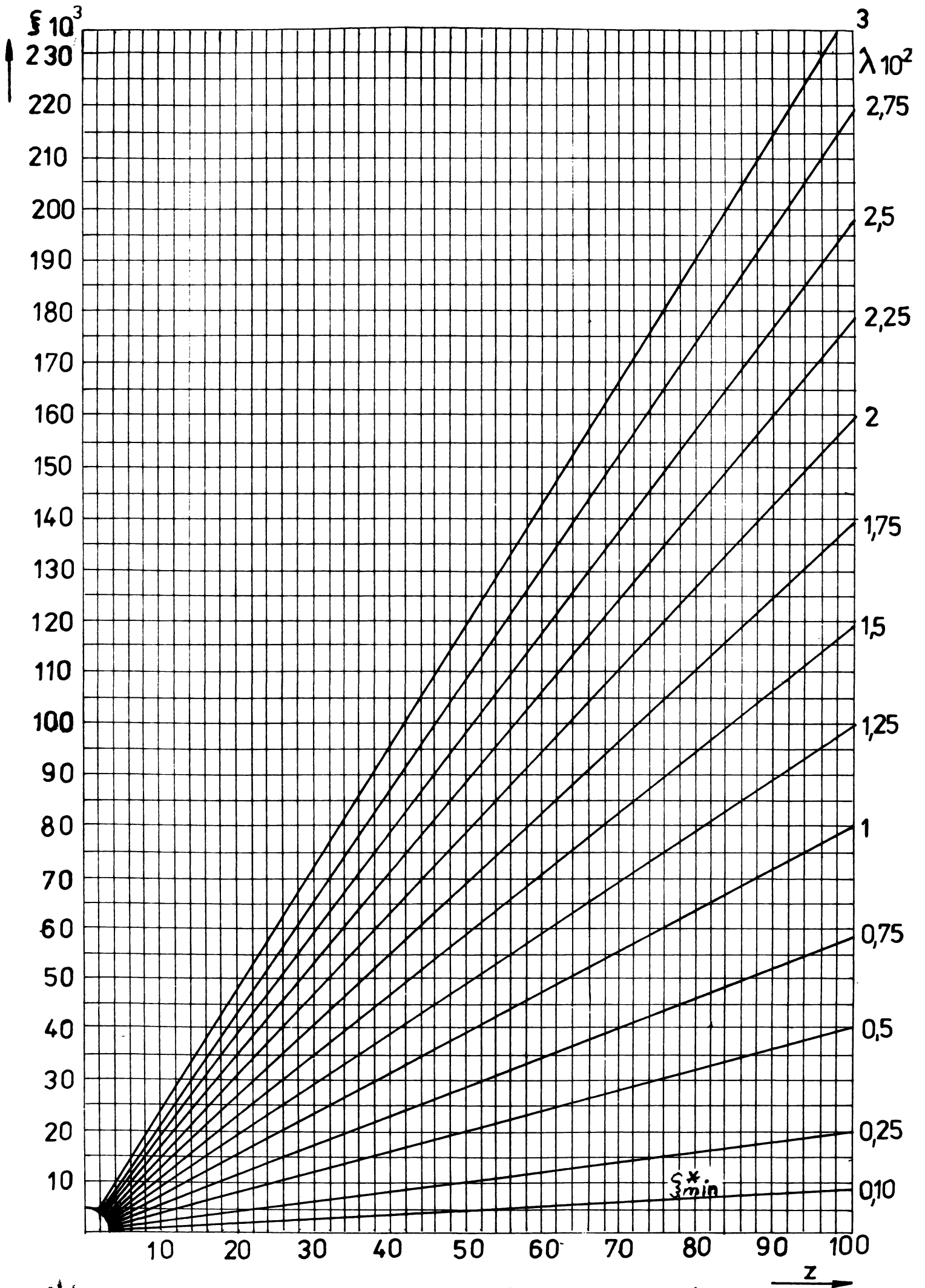
6.8. CALCULUL COEFICIENTULUI DE DEPLASARE SPECIFIC AL DANTURII ROTILOR DE LANT, FUNCTIE DE COEFICIENTUL DE CREȘTERE SPECIFIC A PASULUI LANTULUI.

Rezolvînd sistemul de ecuații format din (6.52) și (6.53)

$$\xi = \frac{\Delta p}{2 p_{10} \sin \frac{180^\circ}{Z}} \quad (6.64)$$

$$\lambda = \frac{2 \Delta p}{p_{10}}$$

se obține dependența dintre coeficientul de deplasare specific al profilului danturii roții de lanț ξ , funcție de coeficientul de creștere specific a pasului lanțului λ , și numărul de dinți Z



Coeficientul de deplasare specific al profilului danturii
roților de lanț, funcție de numărul de dinți și de coeficientul λ

Fig.6.19

6.9. ELEMENTELE DANTURII ROTILOR DE LANT CU DANTURA GENERALĂ IN ARC DE CERC EXPRIMATE FUNCTIE DE COEFICIENTUL DE DEPLASARE SPECIFIC

Se consideră ca elemente cunoscute:

p_{10} - pasul lanțului la începutul funcționării;

d_1 - diametrul rolei sau bolțului lanțului;

Z - numărul de dinți al roții de lanț;

λ - coeficientul de alungire specific al pasului lanțului al cărei valoare se stabilește funcție de următoarele criterii:

În cazurile în care se prevede ca roțile de lanț să funcționeze - fără a fi schimbate - pînă la ieșirea din uz a lanțului, se stabilește valoarea lui λ egală cu valoarea maxim admisibilă din condițiile de rezistență a articulațiilor lanțului în urma uzării :

$$\lambda_{\max} = \frac{p_{1\max} - p_{10}}{p_{10}} \quad (6.67)$$

În cazurile în care se impun mecanismelor cu lanț condiții de precizie în privința menținerii constant a raportului de transmitere, sau în privința obținerii unei fiabilități și mentenabilități ridicate, mecanismul se prevede cu seturi de roți de lanț în număr de 2 sau 3 roți pe set. În aceste cazuri valorile coeficientului λ_i se stabilesc prin împărțirea lui λ în mod simetric sau asimetric, $\lambda_1 = \lambda_i$ sau $\lambda_1 \neq \lambda_i$ dar în ambele cazuri $\sum \lambda_i = \lambda_{\max}$.

Se alege din diagrama din fig.6.19 sau tabelul 6.1 sau se calculează valorile coeficienților de deplasare specifici ξ sau ξ_i funcție de λ și numărul de dinți Z cu relația (6.65).

Deplasarea de profil la roțile de lanț are valoarea pozitivă după cum rezultă din cele de mai sus. Pot fi realizate roți de lanț cu deplasarea negativă a profilului dar din punct de vedere tehnico-economic nu prezintă importanță.

Notațiile pentru calculul elementelor danturii sînt conform fig.6.17 și fig.6.18.

Pasul pe cercul de divizare

$$p_d = p_{10} (1 + 2 \xi \sin \alpha / 2) \quad (6.68)$$

Diametrul cercului de divizare al roții de lanț

$$D_d = p_{10} \left(\frac{1}{\sin \alpha / 2} + 2 \xi \right) \quad (6.69)$$

Diametrul cercului interior-de fund -al roții de lanț

$$D_1 = p_{10} \left(\frac{1}{\sin \alpha / 2} + 2\zeta \right) - d_1 \quad (6.70)$$

Raza traiectoriei relative specifice a articulației lanțului față de roata de lanț

$$A_{rl} = \frac{A_r}{p_{1a}} = \zeta \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \quad (6.71)$$

Pasul pe cercul de rostogolire

$$p_r = p_{10} \left(1 + 2\zeta \sin \alpha / 2 \left(1 + \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \right) \right) \quad (6.72)$$

Diametrul cercului de rostogolire al roții de lanț.

$$D_r = p_{10} \left(\frac{1}{\sin \alpha / 2} + 2\zeta \left(1 + \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \right) \right) \quad (6.73)$$

Raza profilului de bază al danturii roții de lanț.

$$R_p = \frac{d_1}{2} + p_{10} \zeta \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \quad (6.74)$$

În relația (6.74) și (6.75) coeficientul de deplasare specific are valori inferioare limitate pentru danturi zero și pentru danturi cu deplasări de profil sub valoarea limita inferioară $\zeta_{\min} = \zeta^*$ conf. fig. 6.19, corespunzătoare alungirii specifice $\lambda^* = 0,001^*$

Unghiul suplimentar al profilului danturii, în baza relației (6.48):

$$\delta_1 = \arcsin \frac{1,25\zeta \sqrt{(1 - \cos \varphi_1)}}{1 + 2\zeta \sin \alpha / 2 \left(1 + 1,25 \sqrt{(1 - \cos \varphi_1)} \right)} \quad (6.75)$$

Pentru cazurile cînd nu este impusă o precizie ridicată pentru caracteristicile interioare ale mecanismului se înlocuiește valoarea medie a semiunghiului de înfășurare $\varphi_1 = 90^\circ$, obținînd relația simplificată:

$$\delta_1 = \arcsin \frac{1,25\zeta}{1 + 4,5\zeta \sin \alpha / 2} \quad (6.75')$$

Unghiul profilului de bază δ se calculează cu relația:

$$\delta = \widehat{\Pi} - \alpha - 2\delta_1 \quad (6.46)$$

Raza profilului de vîrf al roții de lanț conf. (6.57'):

$$R_v = p_{10} - R_p = p_{10} \left(1 - \zeta \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \right) - \frac{d_1}{2} \quad (6.76)$$

Diametrul cercului exterior al roții de lanț conf. (6.59)

$$D_e = p_{10} \left(\frac{1}{\sin \alpha / 2} + 2\zeta \right) + 0,8 d_1 \quad (6.77)$$

Inălțimea dintelui la poligonul de rostogolire :

$$a = \frac{p_{10}}{2} \left(\frac{1 - \cos \alpha / 2}{\sin \alpha / 2} + 2 \left\{ (1 - \cos \alpha / 2) \left(1 - \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \right) \right\} \right) + 0,4d_1 \quad (6.78)$$

Grosimea dintelui roții de lanț pe poligonul de rostogolire:

$$S_r = p_{10} \left(1 + 2 \left\{ \sin \alpha / 2 \left(1 + \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \right) - \frac{2}{\cos \delta_1} + \frac{2(1 - R_p / p_{10})}{\cos \delta_1} \right\} \cdot \cos \left(\arcsin \left(\frac{\sin \delta_1}{1 - R_p / p_{10}} \right) - \delta_1 \right) \right) \quad (6.79)$$

Grosimea dintelui roții de lanț pe cercul exterior :

$$S_v = p_{10} \left(1 + 2 \left\{ \sin \alpha / 2 \left(1 + \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta / 2)}} \right) - 2 \cos \delta_1 + 2(1 - R_p / p_{10}) \cos \arcsin \left(\frac{a + p_{10} \sin \delta_1}{R_v} \right) \right\} \right) \quad (6.80)$$

6.10. ROTI DE LANT CU PROFILUL DANTURII IN ARC DE CERC SI IN EVOLVENTĂ REALIZATE PRIN PROCEDUREL TEHNOLOGIC DE ROSTOGOLIRE CU FREZĂ MELC.

Se consideră semifabricatul reprezentat prin cercul de divizare de raza R_d în angrenare cu freză melc, reprezentată prin linia de referință a cremalierii. Se alege un sistem de coordonate fix $X_1 O_1 Y_1$ legat de centrul de rotație al semifabricatului și un sistem de coordonate mobil legat de punctul caracteristic al sculei de pe cercul de rostogolire, conf. fig. 6.20.

În cazul general danturarea roților de lanț, se face prin rostogolirea cu alunecare a liniei de referință a frezei melc pe cercul de divizare al semifabricatului.

Impunând condiția pentru respectarea divizării, rezultă următoarea ecuație diferențială :

$$d X_1 = \frac{p_{fr}}{\alpha} d \varphi. \quad (6.81)$$

Ecuația (6.81.) fiind cu variabile separabile se integrează între limitele $(0 - \varphi)$ și $(0 - X_1)$ unde $X_1 < p_{fr}$ iar $\varphi < \alpha$:

$$\int_0^{X_1} d X_1 = \frac{p_{fr}}{\alpha} \int_0^{\varphi} d \varphi \quad (6.82)$$

rezultă:

$$x_1 = \frac{p_{fr}}{\alpha} \varphi \quad (6.83)$$

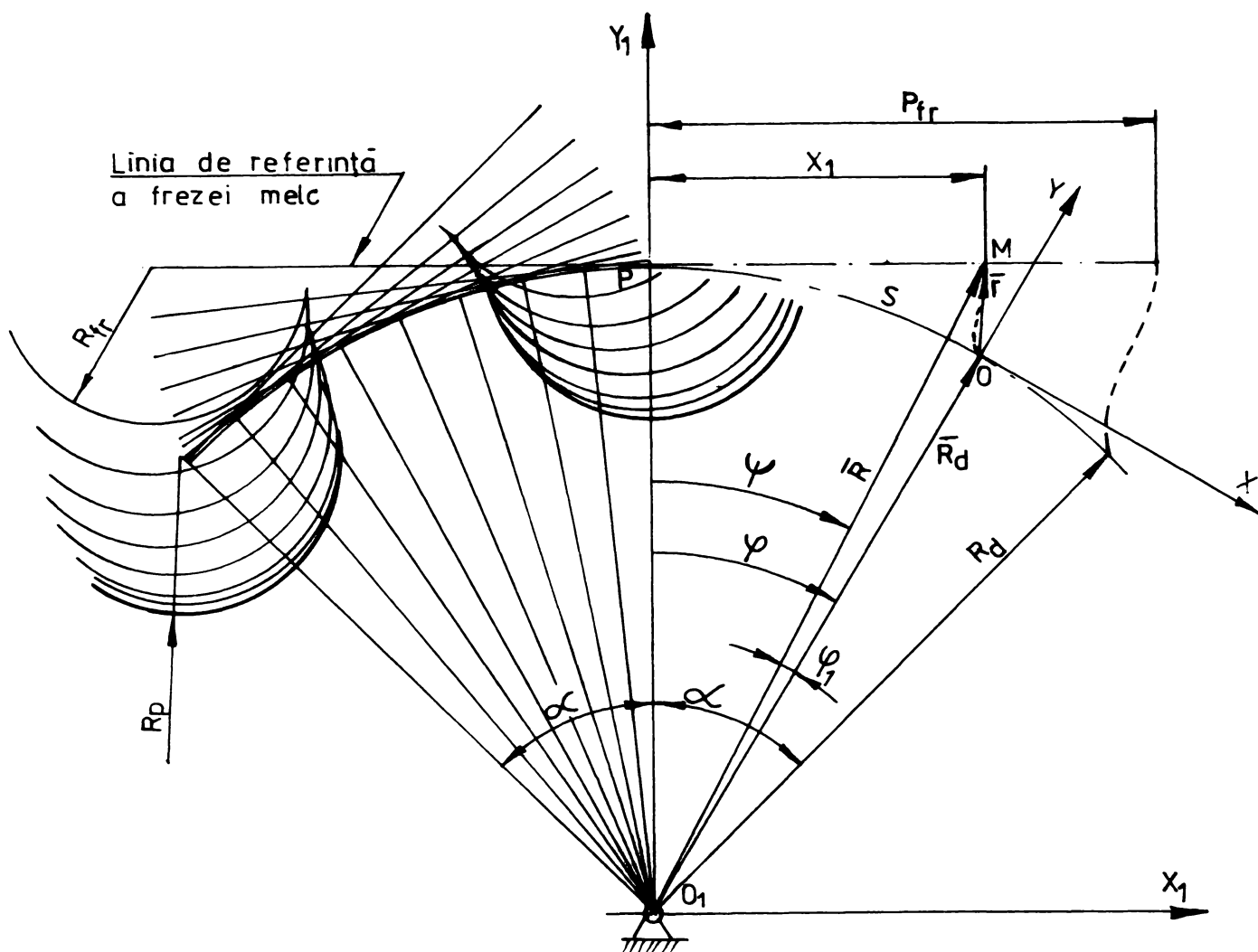


Fig.6.20.

Din fig.6.20 rezultă următoarele relații :

$$\varphi_{1 \max} = \alpha - \operatorname{arctg} p_{fr}/R_d \quad (6.84)$$

În baza continuității și variației uniforme a mișcării de angrenare se poate scrie următoarea relație :

$$\frac{\varphi_1}{\varphi_{1 \max}} = \frac{\varphi}{\alpha} \quad (6.85)$$

Rezolvînd sistemul format din relațiile (6.84) și (6.85) se obține variația unghiului φ_1 în funcție de variabila independentă φ :

$$\varphi_1 = \varphi \left(1 - \frac{\operatorname{arctg} p_{fr}/R_d}{\alpha} \right) \quad (6.86)$$

Unghiul φ se exprimă ca diferența dintre φ și φ_1 :

$$\varphi = \varphi - \varphi_1 = \varphi \left(\frac{\operatorname{arctg} p_{fr}/R_d}{\alpha} \right) \quad (6.87)$$

Folosind metoda contururilor închise, din poligonul vectorial $M O O_1$ se exprimă legea traiectoriei punctului caracteristic

M al sculei în planul semifabricatului atunci când unghiul φ variază de la 0 la φ_{\max} .

Traectoria punctului caracteristic M este hodograful vectorial de poziție \bar{r}

$$\bar{r} = \bar{R} - \bar{R}_d = X_i^- + Y_j^- \quad (6.88)$$

Proiectînd conturul poligonal MOO_1 pe sistemul de coordonate imobil XOY se obțin coordonatele punctului M față de acest sistem

$$X = -R \sin \varphi_1 \quad ; \quad Y = R \cos \varphi_1 - R_d \quad (6.89)$$

Coordonatele se exprimă în funcție de elementele cunoscute și variabila independentă cu ajutorul următoarelor relații:

Inlocuind în relația (6.83) α , funcție de arcul S și raza R_d :

$$\frac{X_1}{R_d} = \frac{p_{fr}}{S} \varphi \quad (6.90)$$

Din triunghiul MPO_1 se poate exprima:

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{X_1}{R_d} = \frac{p_{fr}}{S} \varphi \quad (6.91)$$

$$R = \sqrt{R_d^2 + X_1^2} = R_d \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \psi} = \frac{R_d}{\cos \psi} \quad (6.92)$$

Inlocuind în relațiile (6.89) R și φ_1 din (6.92) și (6.86), coordonatele devin :

$$X = R_d \frac{\sin \left(1 - \frac{\operatorname{arctg} p_{fr}/R_d}{\alpha} \right) \varphi}{\cos \left(\frac{\operatorname{arctg} p_{fr}/R_d}{\alpha} \right) \varphi} \quad (6.93)$$

$$Y = R_d \left(\frac{\cos \left(1 - \frac{\operatorname{arctg} p_{fr}/R_d}{\alpha} \right) \varphi}{\cos \left(\frac{\operatorname{arctg} p_{fr}/R_d}{\alpha} \right) \varphi} - 1 \right)$$

Analizînd relațiile coordonatelor (6.93) rezultă că traectoria descrisă de M diferă de un arc de cerc.

Pentru a obține un profil de bază în arc de cerc la roți de lanț cu ajutorul unei freze melc cu vârful în arc de cerc de rază R_{fr} , este necesar ca punctul caracteristic M al sculei să descrie o traectorie în forma de arc de cerc în planul semifabricatului.

Împărțind relațiile (6.93) cu p_{10} -pasul lanțului la valoarea inițială - se obțin coordonatele traectoriei lui M,

sub forma generală independent de valoarea pasului. Exprimând în aceste relații elementele în funcție de p_{10} , ξ și Z iar pasul sculei cu ajutorul coeficientului C_1 :

$$C_1 = p_{fr}/p_{10} \quad (6.94)$$

se obțin relațiile coordonatelor generale X_1 și Y_1 ;

$$X_1 = \left(\frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{Z}} + \xi \right) \frac{\sin \left(1 - \frac{Z}{2\pi} \arctg \frac{C_1}{(1/2 \sin \frac{\pi}{Z}) + \xi} \right) \varphi}{\cos \left(\frac{Z}{2\pi} \arctg \frac{C_1}{(1/2 \sin \frac{\pi}{Z}) + \xi} \right) \varphi} \quad (6.95)$$

$$Y_1 = \left(\frac{1}{2 \sin \frac{\pi}{Z}} + \xi \right) \left(\frac{\cos \left(1 - \frac{Z}{2\pi} \arctg \frac{C_1}{(1/2 \sin \frac{\pi}{Z}) + \xi} \right) \varphi}{\cos \left(\frac{Z}{2\pi} \arctg \frac{C_1}{(1/2 \sin \frac{\pi}{Z}) + \xi} \right) \varphi} - 1 \right) \quad (6.96)$$

Coordonatele generale X_1 și Y_1 sînt dependente de caracteristicile sculei și ale roții de lanț ce se danturează, prin intermediul parametrilor C_1 , respectiv Z și ξ și prin variabila independentă φ , conform relațiilor (6.95) și (6.96).

Traectoria descrisă de vârful vectorului $\vec{r} = p_{10} (X_1 \vec{i} + Y_1 \vec{j})$ trebuie să coincidă cu traectoria centrului articulației lanțului prevăzută să se realizeze la roata de lanț conform relației (6.31) pentru cazul optim,

$$\vec{r} = X \vec{i} + Y \vec{j} \quad (6.31)$$

a cărei traectorie este un arc de cerc de rază A_r , pentru condițiile de funcționare arătate la cap.6.5.

$$A_r = p_{10} \xi (1 - \cos \mathcal{L}/2)^{-1/2} \quad (6.43'')$$

unde $\mathcal{L}/2$ este semiunghiul profilului de bază al roții de lanț iar semiunghiul de înfășurare φ_1 din relația 6.43 a fost considerat 90° .

Intrucît relațiile coordonatelor X_1 și Y_1 (6.95) și (6.96) sînt foarte laborioase rezolvarea lor pentru valorile parametrilor C_1 , ξ și Z este posibilă numai cu ajutorul calculatorului electronic.

Optimizarea pe calculator urmărește determinarea caracteristicilor de bază ale frezei melc pentru a obține la danturare caracteristicile prevăzute ale danturii.

6.11.OPTIMIZAREA PE CALCULATOR A CARACTERISTICILOR DIMENSIONALE DE BAZA ALE FREZELOR MELC PENTRU DANTURAREA ROTILOR DE LANȚ

În vederea realizării unor danturi ale roților de lanț cu profilul de bază în arc de cerc, de formă precisă, se propune determinarea prin optimizare pe calculator a în baza metodei de calcul prezentate la capitolul 6.10 - a valorii optime a pasului frezei melc p_{fr} , respectiv a coeficientului $C_1 = p_{fr}/p_{10}$ pentru care la danturare prin rostogolire traiectoria punctului caracteristic al sculei M descrie în planul semifabricatului traiectoria articulației, realizând profilul de bază în arc de cerc al roții de lanț.

În acest sens se impun următoarele condiții :

- Raza dintelui frezei melc la vîrf să fie egală cu raza rolei lanțului $R_{fr} = d_1/2$.

Se dau parametrilor următoarele valori :

Numere de dinți Z în număr de $K \in (3 - 100)$

Coeficientul de deplasare specific al profilului danturii pentru valorile lui λ în număr de $I \in (1 - 13)$

Coeficientul de corecție al pasului C_1 în număr de $I \in (1-10)$

Variabila independentă $\varphi \in (0 - \varphi_{max})$, pentru $N \in (1-20)$

Valoarea lui φ_{max} se stabilește prin limitarea punctelor traiectoriei descrise de \bar{r} respectiv \bar{R} , fig.6.20, prin intersectarea traiectoriei cu cercul de rostogolire de rază R_f .

Făcînd egală raza vectoare R cu raza cercului de rostogolire R_f și înlocuind în relația (6.92),

$$\cos \varphi = R_d / R_f \quad (6.98)$$

în care înlocuind φ din (6.87), R_d din (6.69) și R_f din (6.73) rezultă formula pentru calculul valorii lui φ_{max} :

$$\varphi_{max} = \frac{\bar{r}}{Z} \frac{\arccos((1+2\zeta \sin \bar{r}/Z)/(1+2\zeta (\sin \bar{r}/Z)(1+(1-\cos \delta/2)^{-1/2})))}{\text{costg}(C_1/((1/\sin \bar{r}/Z)+2\zeta))} \quad (6.99)$$

Se calculează coordonatele cu formulele (6.95) și (6.96) dînd variabilei independente φ , N valori conf. următorului șir, $\varphi \in (\varphi_{max}/N ; 2\varphi_{max}/N ; \dots \varphi_{max})$.

Se obțin curbe prin N puncte pentru fiecare valoare a parametrilor Z , $\zeta(\lambda)$ și C_1 .

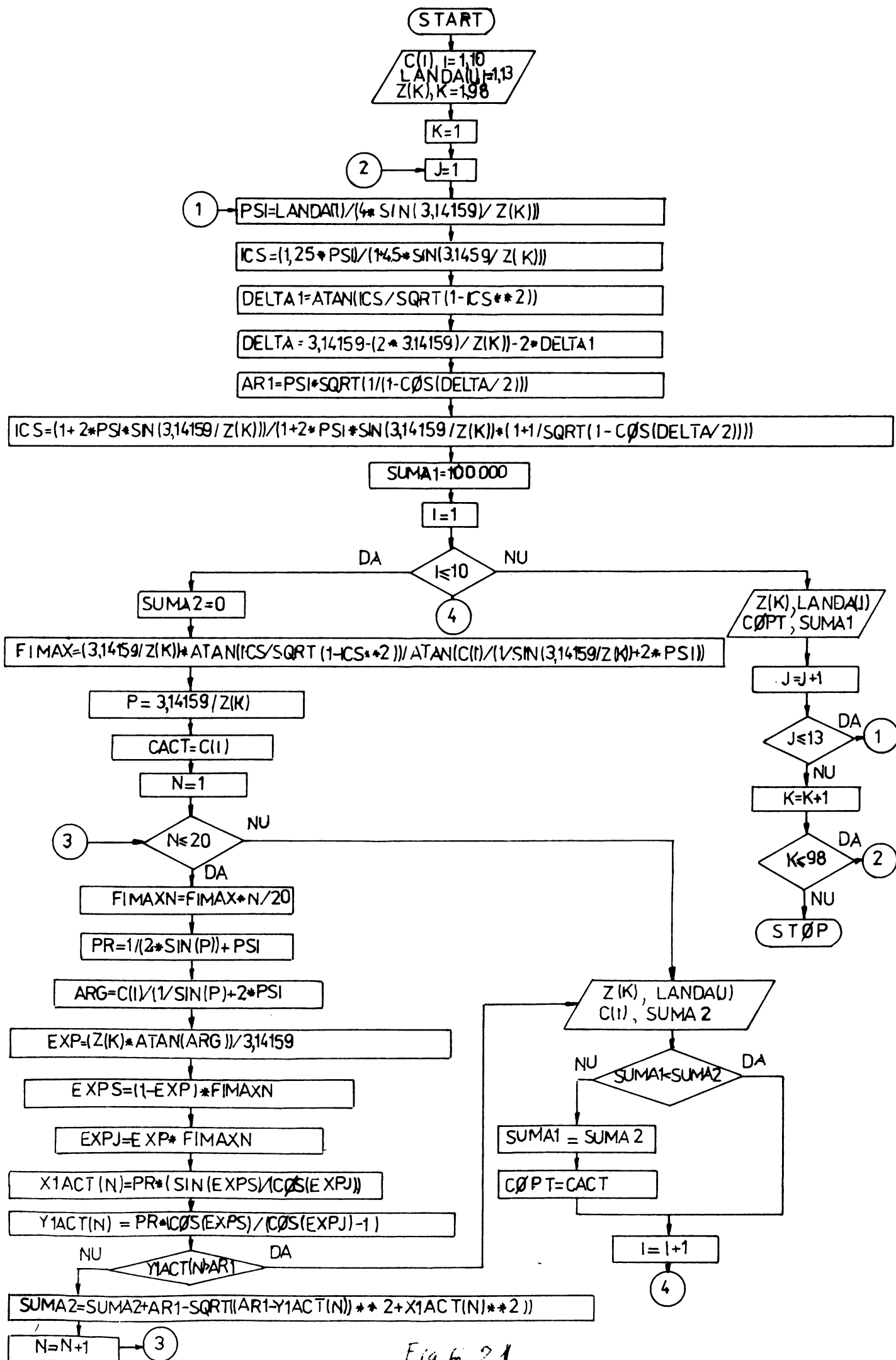


Fig 6 21

frezelor melc pentru danturarea roților de lanț cu dantura în arc de cerc și evolventă.

Calcululele de optimizare au fost efectuate în baza unui program întocmit în limbajul FORTRAN cu ajutorul calculatorului FELIX C256 al IPTVT și în tabelul 6.2 sînt cuprinse rezultatele calcululelor de optimizare pentru un exemplu cu $Z = 100$.

6.12. CONCLUZII

Pentru a obține la o roată de lanț o dantură de dimensiuni geometrice și formă precisă prin procedeul tehnologic de danturare prin rostogolire cu freză melc, este necesar ca forma și dimensiunile frezei melc, p_{fr} = pasul normal; R_{fo} = raza cercului de vîrf al dinților; α_{fr} = unghiul flancurilor dinților, să fie determinate la valori corespunzătoare pentru fiecare roată de lanț cu un anumit pas p , număr de dinți Z și deplasare de profil Δ .

Acest lucru este necesar datorită faptului că la danturarea roților de lanț prin metoda rostogolirii nu se asigură întocmai condițiile de mișcare relativă dintre semifabricat și sculă, identică cu cea de funcționare, unde lanțul se înfășoară poligonal pe roata de lanț.

În cazul unei producții de serie mare sau de masă se justifică realizarea unor freze melc cu dimensiuni geometrice corespunzătoare danturii respective. Danturarea în acest caz se face prin rostogolirea pură a liniei de referință a sculei - care trece prin centrele de curbură ale dinților sculei de rază $R_{fr} = R_p$ -, pe cercul de rostogolire ale roții de lanț de diametru D_r , conf.fig.6.22.

Pasul frezei melc se realizează în acest caz la valoarea lungimii arcului de cerc :

$$p_{fr} = S = R_r \alpha = R_r \frac{2\tilde{\eta}}{Z} \quad (6.103)$$

În fig.6.22 s-a reprezentat dantura roții de lanț realizată cu freză melc cu pasul $p_{fr} = R_r \frac{2\tilde{\eta}}{Z}$ egal cu lungimea arcului ei pe cercul de rostogolire. (E. 104)

Pentru determinarea rapidă a mărimii pasului frezei necesare danturării unei roți de lanț s-a definit coeficientul de corecție C al valorii pasului sculei p_{fr} față de pasul

roții de lanț p_r corespunzător cercului de rostogolire în funcție de numărul de dinți Z .

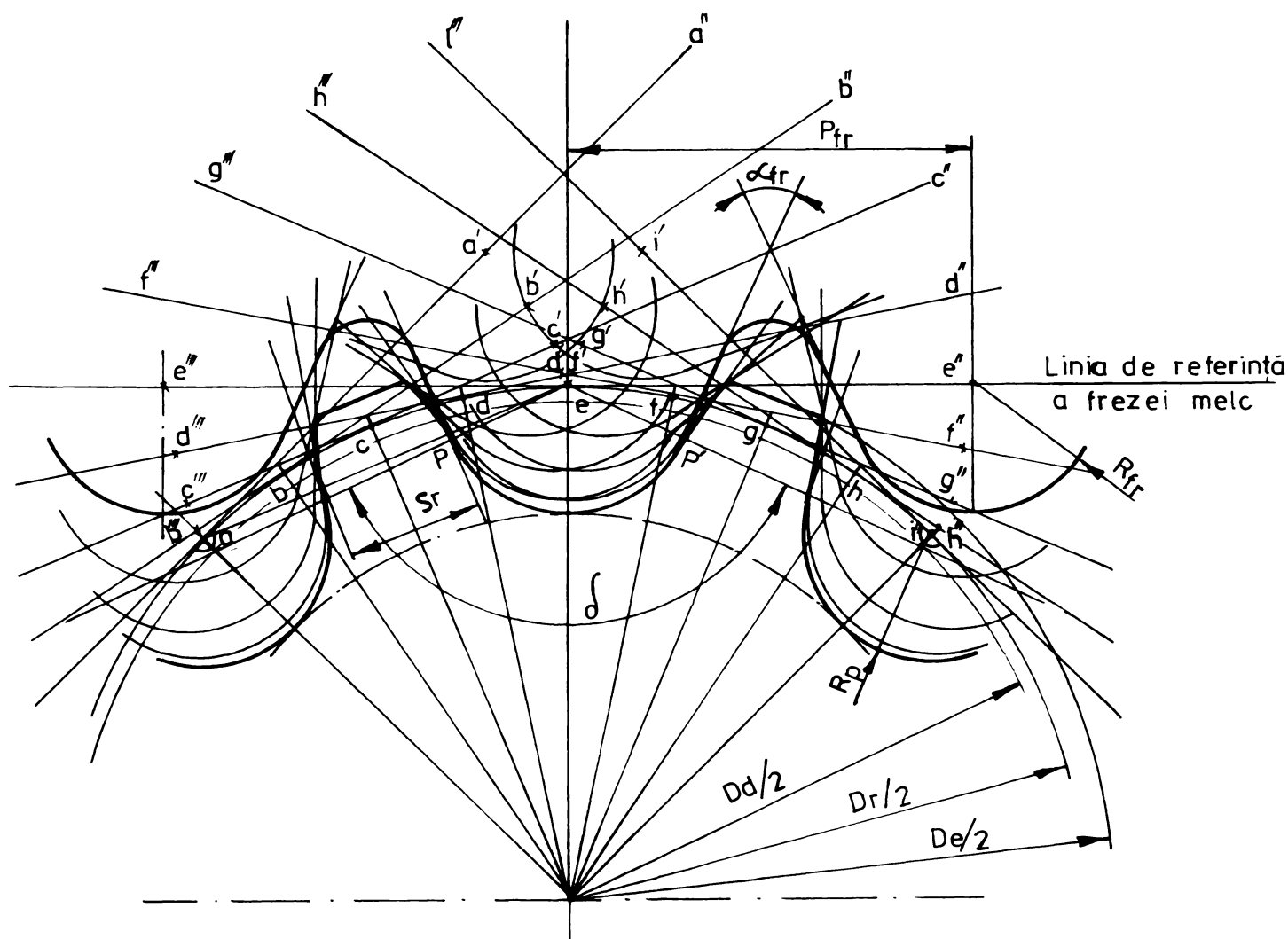


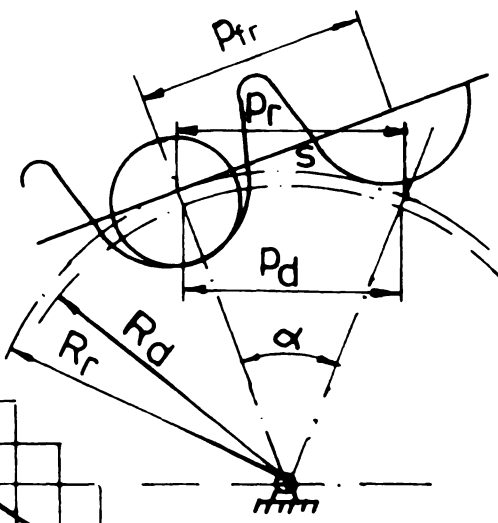
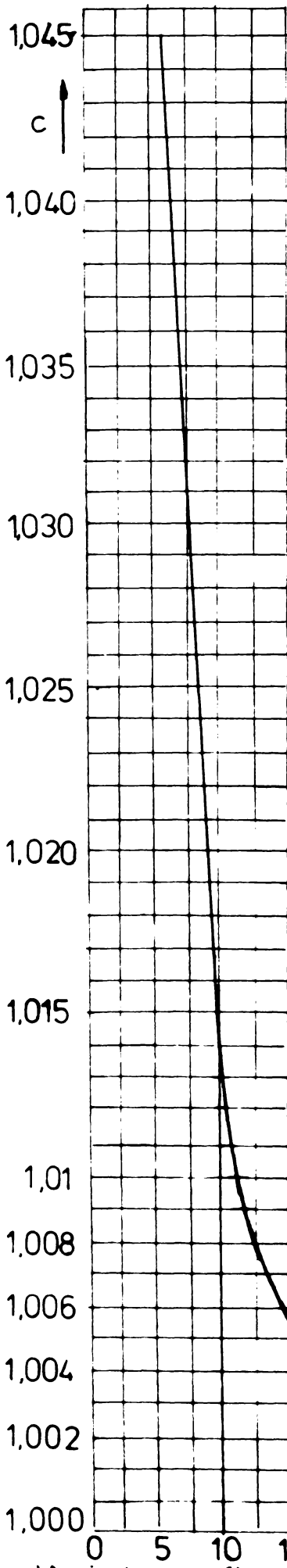
Fig. 6.22.

În tabelul 6.3. sînt cuprinse valorile coeficientului de corecție C funcție de numărul de dinți Z iar în fig.6.23 este prezentată diagrama de variație a coeficientului de corecție C funcție de numărul de dinți Z pentru elementele de calcul corespunzătoare cercului de rostogolire al roții de lanț.

Tabelul 63

Z	c	Z	c	Z	c	Z	c
1	∞	26	1,00243	51	1,00063	76	1,000284
2	1,570796	27	1,00226	52	1,00060	77	1,000277
3	1,2091996	28	1,00210	53	1,00058	78	1,000270
4	1,1107207	29	1,00195	54	1,00056	79	1,000263
5	1,0689593	30	1,00183	55	1,00034	80	1,000257
6	1,04719	31	1,00171	56	1,00052	81	1,000250
7	1,03437	32	1,00160	57	1,00050	82	1,000244
8	1,02617	33	1,00151	58	1,00048	83	1,000238
9	1,02060	34	1,00142	59	1,00047	84	1,000233
10	1,01664	35	1,00134	60	1,00045	85	1,000227
11	1,01372	36	1,00127	61	1,00044	86	1,000222
12	1,01151	37	1,00120	62	1,00042	87	1,000217
13	1,00980	38	1,00114	63	1,00041	88	1,000212
14	1,00844	39	1,00108	64	1,00040	89	1,000207
15	1,00734	40	1,00102	65	1,00038	90	1,000203
16	1,00645	41	1,00097	66	1,00037	91	1,000198
17	1,00571	42	1,00093	67	1,00036	92	1,000194
18	1,00509	43	1,00089	68	1,00035	93	1,000190
19	1,00471	44	1,00085	69	1,00034	94	1,000186
20	1,00412	45	1,00081	70	1,00033	95	1,000182
21	1,00373	46	1,00077	71	1,00032	96	1,000178
22	1,00340	47	1,00074	72	1,00031	97	1,000174
23	1,00311	48	1,00071	73	1,00030	98	1,000171
24	1,00286	49	1,00068	74	1,00030	99	1,000167
25	1,00263	50	1,00065	75	1,00029	100	1,000164

$z \rightarrow \infty \quad c \rightarrow 1$



$$P_r = c p_r$$

$$P_r = 2R_r \sin \frac{\pi}{z}$$

$$P_r = s = R_r \alpha = 2R_r \frac{\pi}{z}$$

$$R_r = R_d + A_r$$

$$c = \frac{\pi}{z \cdot \sin \frac{\pi}{z}} \quad (6.46)$$

Variatia coeficientului de corectie „c” al valorii pasului sculei $P_r = s$, fata de pasul rotii de lant pe cercul de rostogolire p_r , in functie de numarul de dinti „z”

Fig. 6.23

6.13. ELEMENTE DE CONTROL AL DANTURARII ROTILOR DE LANT.

Verificarea dimensională a roții de lanț la danturare se realizează prin măsurarea cotei peste role, așezînd role de control în golurile dintre dinți al căror diametru d_c poate să corespundă cu diametrul rolei lanțului d_1 conf.fig.6.24. dar trebuie să nu depășească următoarea valoare $d_c \leq 2R_p$.

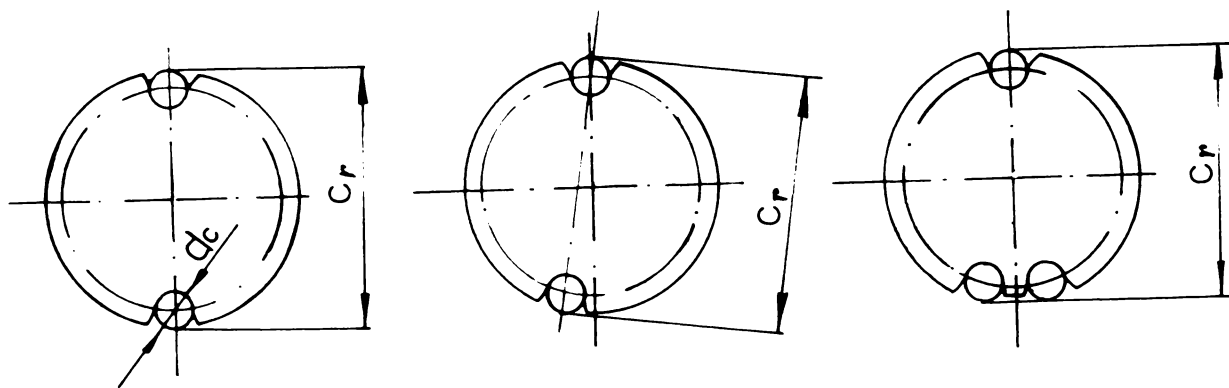


Fig. 6.24.

În cazul roților de lanț cu număr par de dinți cota peste două role :

$$C_r = D_d + d_c = p_{10} \left(\frac{1}{\sin \alpha/2} + 2 \xi \right) + d_c \quad (6.106)$$

În cazul roților de lanț cu număr impar de dinți cota peste două role :

$$C_r = D_d \cos \alpha/4 + d_c = p_{10} \left(\frac{1}{\sin \alpha/2} + 2 \xi \right) \cos \alpha/4 + d_c \quad (6.107)$$

iar peste trei role :

$$C_r = \frac{D_d(1 + \operatorname{ctg} \alpha/2)}{2} + d_c = \frac{p_{10}}{2} \left(\frac{1}{\sin \alpha/2} + 2 \xi \right) (1 + \operatorname{ctg} \alpha/2) + d_c \quad (6.108)$$

Profilul de bază în arc de cerc al danturii roților de lanț se verifică cu setul de calibre disc cu profile circulare concepute și executate pentru acest scop. Un set de calibre este compus dintr-un număr de n discuri de dimensiuni diferite după un șir de numere ce rezultă din următoarea formulă

$$D_{c_i} = 2R_{p_i} = d_1 + 2 p_{10} \xi \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \sigma/2)}} \quad (6.109)$$

în care se dau diferite valori parametrilor încît să se acopere domeniul de variație al razei R_p pentru un anumit pas și diametrul rolei lanțului d_1 .

Se definește coeficientul diametrului de control:

$$C_i = 2 \xi \sqrt{\frac{(1 - \cos \varphi_1)}{(1 - \cos \delta/2)}} \quad (6.110)$$

în care înlocuind ξ_{\min} , $\varphi_{1\min}$ și $(\delta/2)_{\max}$ se obține valoarea minimă, iar pentru ξ_{\max} , $\varphi_{1\max}$ și $(\delta/2)_{\min}$ se obține valoarea maximă a coeficientului și astfel limitele domeniului de variație.

$$C_i \in (0,01 - 1,5) \quad (6.111)$$

Formînd un șir cu rația egală cu valoarea minimă se obțin 15 valori ale coeficientului C_i .

Pentru roți de lanț cu pasul de $1/2''$, $p_{10} = 12,675$ mm, și $d_1 = 7,95$ mm șirul de valori ale diametrelor discurilor calibru se prezintă după cum urmează :

$$D_{C_i} \in (8,076; 8,203; 8,330; 8,457; 8,583; 8,710; 8,837; 8,964; 9,090; 9,217; 9,344; 9,471; 9,597; 9,7245; 9,851) \quad (6.112)$$

În fig.6.25 se prezintă fotografia setului de calibre disc realizate pentru verificarea profilului de bază al roților de lanț cu pasul $p_{10} = 12,675$ mm.

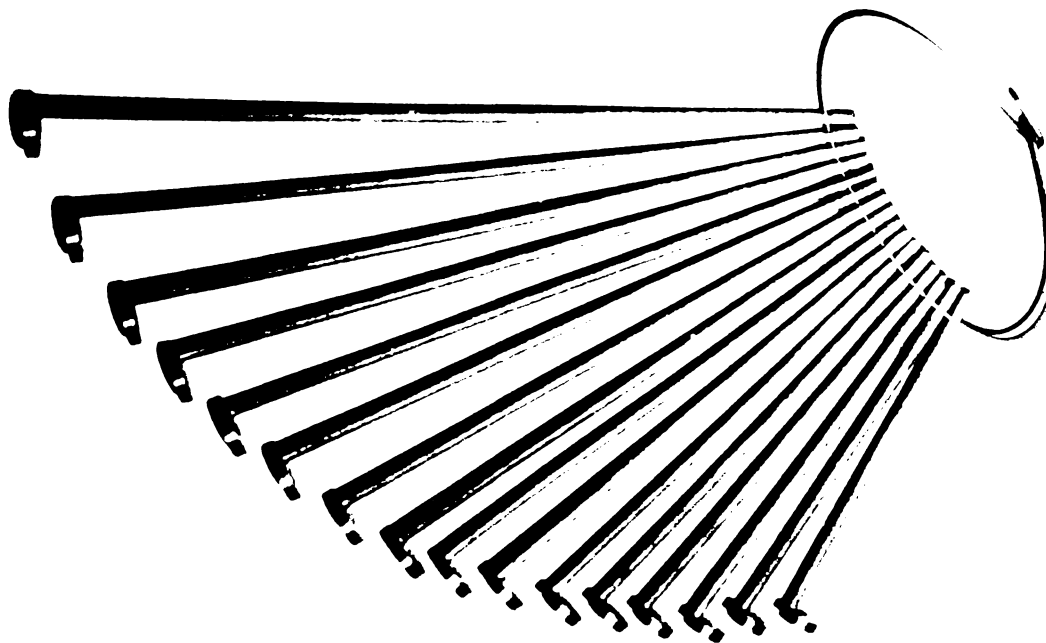


Fig.6.25.

Profilul de vîrf în arc de cerc al roților de lanț, se verifică prin măsurarea grosimii dintelui S_r pe poligonul de rostogolire, conf.fig.6.18, și relațiilor (6.61) și (6.60), și prin verificarea ascuțirii dinților cu relația (6.62), respectiv prin măsurare.

C A P I T O L U L 7

FIABILITATEA SI PRECIZIA MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT CU RAPORT DE TRANSMITERE CONSTANT

7.1. INTRODUCERE

La mecanismele cu lanț, elementul critic al mecanismelor este considerat lanțul. Ca urmare lanțul determină portanța și durabilitatea mecanismului cu lanț. Formele de avariere ale lanțului după natura principalelor cauze care le determină sînt: uzarea elementelor articulațiilor lanțului - bolțuri și bușe - , forfecarea bolțului sau sășirea lanțului de pe roata de lanț cu număr mare de dinți; ruperea la oboseală a elementelor zalelor - eclise și bolțuri -; spargerea rozelor-bușelor-. Apariția acestor avarii după perioade de funcționare relativ reduse - fiabilitate redusă - este favorizată de fenomenele cinematice și dinamice specifice, generate de efectele înfășurării poligonale și de șocul ciocnirii dinte-rolă. Aceste procese produc solicitări dinamice suplimentare, care acționează cu frecvența angrenării zalelor.

După conceptele și termenii teoriei fiabilității, fiabilitatea - siguranța în funcționare - reprezintă proprietatea calitativă a unui produs de a-și păstra parametrii de ieșire în limitele admise, în condiții de exploatare date. Fiabilitatea se apreciază cu ajutorul caracteristicilor de fiabilitate.

Pentru mecanisme cu lanț principalele caracteristici de fiabilitate sînt : capacitatea de funcționare, durata de viață și eficacitatea.

Prin capacitatea de funcționare se înțelege proprietatea mecanismului de a corespunde - la un moment de timp dat - tuturor cerințelor impuse prin documentațiile tehnice parametrilor săi de lucru pentru funcționare normală.

Durata de viață constituie proprietatea mecanismului de a-și păstra capacitatea de funcționare, cu pauzele necesare

pentru servirea tehnică și reparații, pînă la starea extremă prevăzută în norme sau în documentația tehnică.

Dacă înțelegem prin eficacitate gradul de realizare de către mecanism a funcțiilor sale, în condiții date, atunci este evident că pierderea parțială a capacității de funcționare determină reducerea eficacității.

Creșterea fiabilității se poate realiza prin rezervare, adică prin adăugare de elemente suplimentare față de cele minime necesare pentru realizarea funcțiilor respective. Aceste elemente în cazul general se numesc elemente de rezervă sau redondante.

În cazul special al mecanismelor cu lanț, prin metodele elaborate în vederea reducerii variațiilor caracteristicilor interioare se asigură două căi de creștere a fiabilității lor. În ambele cazuri, atât la eliminarea efectului poligonal cu ajutorul camelor, cît și la eliminarea oscilațiilor torsionale relative cu ajutorul roții sau setului de roți de lanț cu profilul danturii deplasate, creșterea fiabilității și a preciziei mecanismului cu lanț se realizează prin adăugare de elemente dar în primul caz cu caracter definitiv iar în cazul al doilea ca piese de schimb la o durată și evoluție a uzurii bine determinată, fapt pentru care aceste tipuri de redondanțe o numim redondanța specială 1 respectiv redondanța specială 2.

Din cele de mai sus reiese că fiabilitatea mecanismelor cu lanț înglobează funcționarea fără defecțiuni, restabilirea și durata de viață.

În studiul fiabilității mecanismelor cu lanț distingem fiabilitatea precalculată tehnică -nominală- și fiabilitatea operațională -în exploatare-.

Aprecierea aproximativă a nivelului de fiabilitate al mecanismelor cu lanț, se poate obține utilizînd metodele de calcul bazate pe datele statistice privind fiabilitatea elementelor componente. Importanța acestui calcul constă în aceea că el permite prognoza fiabilității sistemului înainte de fabricarea lui, ceea ce duce la alegerea variantei optime a soluției tehnice.

Fiabilitatea faptică-operațională și nominală- se poate determina experimental, întrucît parametrii de fiabilitate au caracter statistic și deci valoarea lor poate fi obținută

numai aproximativ, gradul de aproximare depinzând de volumul materialului statistic obținut din exploatare sau din încercări.

Pentru sistemele mecanice mobile tip mecanism cu lanț articulată, sînt caracteristice următoarele două stări principale de funcționare din [5] conf. fig.7.1.

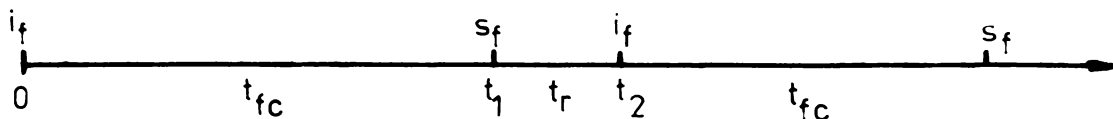


Fig.7.1.a.

a) sistem cu funcționare continuă:

i_f - începutul funcționării; S_f - sfîrșitul funcționării;
 t_r - durata restabilirii; t_{fc} - durata funcționării continue;

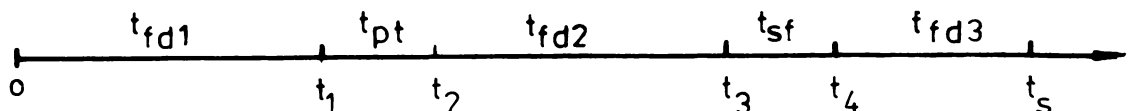


Fig.7.1.b.

b) sistem cu funcționare periodică:

t_{fd1} - durata funcționării fără defecțiuni; t_{pt} - durata pauzei tehnologice; t_{sf} - durata stagnării forțate (restabilire, revizie profilactică).

7.2. PARAMETRI DE FIABILITATE AI MECANISMELOR CU LANȚ ARTICULAT CU RAPORT DE TRANSMITERE CONSTANT

Pentru a determina căile de creștere a fiabilității unui sistem mecanic mobil este necesar să se cunoască factorii care influențează asupra fiabilității, să se analizeze cauzele defecțiunilor și să se evalueze cantitativ fiabilitatea și diversele caracteristici de fiabilitate.

Prin parametri de fiabilitate se înțelege o măsură, cu ajutorul căreia se exprimă cantitativ fiabilitatea sau una din caracteristicile sale.

Foarte frecvent, drept măsură cantitativă principală a fiabilității se consideră probabilitatea funcționării fără defecțiuni care se exprimă prin relația:

$$p(t) = P(T > t). \quad (7.1)$$

care este o funcție de timp necrescătoare.

Alt parametru este densitatea de probabilitate a timpului de funcționare fără defecțiuni $f(t)$ care se exprimă prin relația diferențială .

$$f(t) = - \frac{d p_e(t)}{dt} \quad (7.2)$$

Mărimea

$$\lambda(t) = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{q_e(t+\Delta t/t) - p_e(t)}{\Delta t} = - \frac{1}{p_e(t)} \cdot \frac{d p_e(t)}{dt} \quad (7.3)$$

Se numește intensitatea defecțiunilor.

Rezolvînd ecuația diferențială

$$\lambda(t) = - \frac{d p_e(t)}{p_e(t)} / dt \quad (7.4)$$

cu condiția inițială $p_e(0)=1$, obținem

$$p_e(t) = R_e(t) = \exp \left[- \int_0^t \lambda(t) dt \right] \quad (7.5)$$

Cunoașterea caracteristicii $\lambda(t)$ permite să se aprecieze particularitățile defecțiunilor și să se stabilească procedeele de prevenție a acestora. O caracteristică tipică $\lambda(t)$ pentru toată durata de viață este dată în fig.7.2.

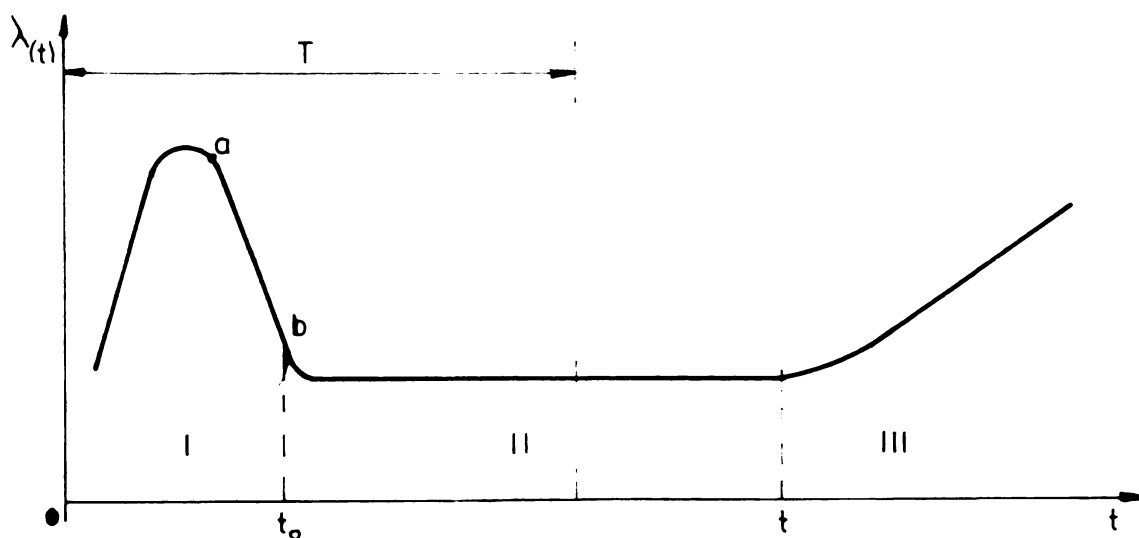


Fig.7.2.

Variația intensității defecțiunilor mecanismului în funcție de timpul de funcționare se poate împărți în cele trei perioade notate cu cifre romane în fig.7.2.

I- perioada inițială de funcționare, în care se produce o cantitate considerabilă de defecțiuni datorită erorilor de fabricație. Coeficientul unghiular al dreptei care unește punctele a și b de pe graficul din fig.7.2. servește ca indicator al nivelului tehnic al producției.

A II-a perioadă este perioadă de viață utilă, de funcționare, când intensitatea defecțiunilor este cea mai scăzută

și de obicei, practic constantă; repartiția exponențială a timpului de funcționare este caracteristică pentru această perioadă. Defecțiunile în această perioadă au caracter instantaneu.

A III-a perioadă este perioada finală de funcționare, când intensitatea defecțiunilor crește continuu datorită uzurii

Dacă $\lambda(t) = \lambda = ct$ se deduce că funcția nonfiabilității:

$$q(t) \approx \lambda t \quad (7.6)$$

de unde rezultă că $\lambda = \frac{q(t)}{t}$ ceea ce arată că se poate lua ca unitate de măsură a intensității defecțiunilor, numărul de defecțiuni (în procente) raportat la 1000 ore de funcționare (%/1000 ore).

În literatura de specialitate se consideră intensitatea defecțiunilor numai pentru perioada de funcționare normală (de viața utilă), perioada inițială și finală neluându-se în considerare.

Tabelul 7.1

clasa de fiabilitate	% 1000 ore
I	0,25
II	1,00
III	2,25
IV	6,5

Tabelul 7.1.

După valoarea intensității defecțiunilor, elementele se împart în mai multe grupe (clase), cel mai adesea utilizându-se clasificările introduse în SUA (tabelul 7.1)

Considerând mecanismul cu lanț clasic un SISTEM FARA RESTABILIRE. La ieșirea din funcțiune a unui element este perturbată funcționarea întregului sistem.

Dacă admitem că au loc numai defecțiuni primare ale elementelor, - uzarea elementelor articulațiilor -, iar aceste defecțiuni sînt evenimente aleatoare independente, în cazul special al mecanismelor cu lanț se produc simultan la toate elementele de tip z_a . Ipoteza pe care se face aici concordă bine cu realitatea deoarece defecțiunile secundare, - forfecarea bolțurilor sau sărirea lanțului de pe roată de lanț datorită aceleiași cauze, creșterea pasului lanțului, - sînt consecințe ale defecțiunilor primare și apar în sistemul care a ieșit deja din funcțiune din cauza defecțiunilor primare. Rezultă că :

$$p_s(t) = \prod_{j=1}^n p_{ej}(t) \quad (7.7)$$

unde s-a examinat: $n = 120$ - numărul elementelor zalelor- din sistemul s, a căror defectare poate duce la defectarea sistemului: $p_{ej}(t)$ - funcția fiabilității elementului j; $p_s(t)$ - funcția fiabilității sistemului.

Utilizînd probabilitatea condiționată $p_s(t_1/t_0)$ și ținînd cont de relația (7.5) se obține

$$p_s(t_1/t_0) = \exp\left(-\int_0^{t_1} \left(\sum_{j=1}^n \lambda_j(t)\right) dt\right) \quad (7.8)$$

unde $\lambda_j(t)$ reprezintă intensitatea defecțiunilor elementului j. Notînd

$$\mu(t) = \sum_{j=1}^n \lambda_j(t).$$

In perioada de viața utilă $\lambda(t) = \lambda_j = ct = 1/1000$ relația (7.8) devine

$$p_s(t_1/t_0) = \exp\left(-\int_{t_0}^{t_1} \mu(t) dt\right) \quad (7.9)$$

Intrucît sistemul -lanțul- este alcătuit din $n=120$ elemente identice - a căror defectare produce defectarea sistemului -, cu intensitatea defecțiunilor $\lambda(t) = 1/1000$, atunci $\mu(t) = n \lambda(t) = 0,12$

$$p_s(t_1/t_0) = \exp\left(-n \int_0^{t_1} \lambda(t) dt\right) \quad (7.10)$$

Așadar, fiabilitatea unui mecanism cu lanț clasic fără restabilire este determinată dacă se cunoaște unul din parametri $p_s(t)$, $f_s(t) = \frac{dp_s(t)}{dt}$ sau $\mu(t)$ în cazul cercetat

$\mu(t) = 0,12$, mecanismul se încadrează în clasa I de fiabilitate pentru perioada de viața utilă a lanțului.

Considerînd mecanismul cu lanț clasic un SISTEM CU RESTABILIRE, cînd ieșirea sistemului din funcțiune este cauzată de defecțiuni ale elementelor -ruperea la oboseală a elementelor zalelor sau spargerea rozelor, restabilirea se face prin înlocuirea elementului defect cu altul de același tip, care se află în stare bună.

În studiul sistemelor cu restabilire este necesar să se ia în considerare - pe lângă timpul de funcționare pînă la prima defecțiune - și procesele de reînnoire a funcționării mecanismului, de restabilire a proprietăților elementelor defecte și -în consecință- de readucere în stare de funcționare a mecanismului. Legea de repartiție a variabilei aleatoare care reprezintă momentul de începere a funcționării elementului restabilit coincide deci cu legea de repartiție a variabilei aleatoare care reprezintă momentul defectării elementului care l-a înlocuit. Prin urmare, numărul mediu de reînnoire în unitatea de timp tinde către o constantă

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \frac{M(N(t))}{t} = \lim_{t \rightarrow \infty} \frac{U(t)}{t} = \frac{1}{M(T_e)} = \frac{1}{T_0} \quad (7.11)$$

unde $U(t)$ este funcția de reînnoire a procesului.

În acest caz, probabilitatea $P_k(\tau)$ ca în intervalul de lungime τ să se producă exact k defecțiuni, este

$$P_k(\tau) = \frac{(\psi\tau)^k}{k!} e^{-\psi\tau}, \quad k = 0, 1, 2, \dots \quad (7.12)$$

unde $\psi\tau$ reprezintă numărul mediu de defecțiuni în intervalul de lungime τ . Parametrul ψ , reprezintă intensitatea fluxului de defecțiuni, se mai numește și intensitatea reînnoirii.

La un sistem cu restabilire bine proiectat, intensitatea fluxului de defecțiuni ale sistemului este egală cu suma intensităților fluxurilor de defecțiuni ale elementelor.

$\psi_s(t) = \frac{dU_s(t)}{dt}$ - intensitatea fluxului de defecțiuni ale sistemului;

$\psi_{ej}(t)$ - intensitatea fluxului de defecțiuni al elementului j ;

N_1 - numărul elementelor cercetate care funcționează la momentul t ($t > 0$)

În cazul de față $N_1 = 120$.

Avem

$$\psi_s(t) = \sum_{j=1}^{N_1} \psi_{ej}(t). \quad (7.13)$$

Pentru $k = 0$, rezultă că probabilitatea condiționată a funcționării fără defecțiuni a sistemului în intervalul de timp $(t_0, t_0 + \tau)$ este:

$$p_s(t_1/t_0) = \exp\left(-\int_{t_0}^{t_0+\hat{\tau}} \psi_s(t) dt\right) = \exp\left(-\int_{t_0}^{t_1} \psi_s(t) dt\right) \quad (7.14)$$

unde $t_1 = t_0 + \hat{\tau}$.

Din (7.11) rezultă că pentru $t \rightarrow \infty$ (pentru un moment al exploatării suficient de îndepărtat de momentul inițial) are loc egalitatea:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} \psi_s(t) = \psi_s = \frac{1}{M(T_s)} = \frac{1}{T_0^{\bar{x}}} \quad (7.15)$$

Se pune astfel în evidență faptul că după o perioadă de timp suficient de mare de exploatare, fluxul de defecțiuni al sistemului cu restabilire poate fi considerat ca fiind omogen (ordinar, staționar, fără postacțiune). În acest caz $\psi_m = \psi_s$ și din (7.14) și (7.15) rezultă relația intensității fluxului de defecțiuni ale mecanismului sub forma

$$p_s(\hat{\tau}) = e^{-\hat{\tau} \psi_s} = e^{-\frac{\hat{\tau}}{T_0^{\bar{x}}}} \quad (7.16)$$

unde $\hat{\tau}$ este intervalul de timp de funcționare (cercetare), iar $T_0^{\bar{x}}$ - timpul în decursul căruia elementul rămâne capabil să funcționeze (durata medie de serviciu).

Considerînd probabilitatea apariției defectării unui element prin rupere la oboseală la $T_{0j} = 500$ ore (funcționare la sarcina nominală), iar $\hat{\tau} = 1000$ ore, rezultă

$$\psi_s = \frac{1}{T_0^{\bar{x}}} = \sum_{j=1}^n \frac{1}{T_{0j}} = 120 \left(\frac{1}{500} \right) = 0,24 \quad (7.17)$$

Fiabilitatea unui mecanism cu lanț clasic cu restabilire luînd în considerare probabilitatea căderii sistemului din cauza ruperii la oboseală a elementelor, pentru cazul cercetat $\psi_s = 0,24$ mecanismul se încadrează în clasa I de fiabilitate dar numai pentru perioada de viața utilă a lanțului.

Luînd în considerare că parametrul determinant al fiabilității mecanismului este cel obținut din condiția de uzură care după timpul $\hat{\tau}$ atinge o valoare critică căruia îi corespunde starea nesatisfăcătoare a mecanismului, adică starea în care este posibilă apariția defecțiunii.

În cazul uzurii, odată cu defecțiunile treptate apar și defecțiunile bruște ale elementelor și a sistemelor. Presupunînd că defecțiunea bruscă este o consecință a acumulării modificărilor ireversibile ale elementelor, aceasta înseamnă că

aparitia defectiunii brusce constituie o rezultată a procesului aleator de variație a unui parametru oarecare al elementului sistemului.

In cazul mecanismelor cu lanț clasice în cadrul perioadei utile de funcționare parametrul determinant în raport cu care se poate aprecia apropierea de o defecțiune bruscă este

$$\psi_s = 0,24 > \mu(t) = 0,12,$$

rezultând că parametrul determinant pentru stabilirea vieții utile rezultă din condiția de uzură.

Aceste modificări ireversibile sînt de lungă durată apar ca rezultat al uzurii și sînt reprezentate prin procese aleatoare nestaționare, numite procese de uzură și ele constituie cauza principală a apariției defecțiunilor.

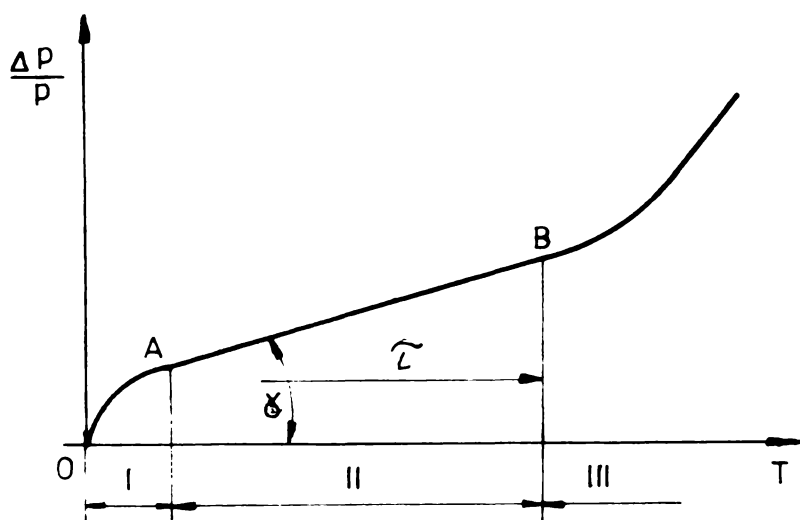


Fig.7.3.

In fig.7.3 se dă reprezentarea grafică a variației parametrului determinant $\Delta p/p$ al unui element în funcție de timpul de funcționare cu luarea în considerare a procesului de uzură

Prima perioadă este cea de rodaj al elementului. Sub acțiunea factorilor externi, elementele suferă modificări, al căror rezultat este adaptarea acestuia la condițiile reale de exploatare.

In perioada a doua, numită perioada de funcționare, viteza de uzură pe care a atins-o mecanismul la sfîrșitul rodajului se păstrează aproximativ constantă.

Bătrînețea elementelor mecanismului constituie a treia perioadă. De obicei mecanismele cu lanț sînt proiectate și executate astfel încît această perioadă de uzură înaintată să nu fie atinsă în cursul exploatării.

Pentru procesul liniar de uzură avem

$$H(t) = A+Bt \quad (7.18)$$

unde mărimile aleatoare A și B reprezintă respectiv valoarea inițială și viteza de variație a parametrului determinant.

Caracteristic pentru funcția aleatoare liniară uniformă este $B(t) = b = ct$. În acest caz (7.18) devine

$$H(t) = A + bt \quad (7.19)$$

Calculul portanței lanțului din condiția de rezistență la uzare se face funcție de intensitatea lucrului mecanic Wf , al forțelor de frecare de alunecare din articulații, respectiv funcție de puterea Pf consumată prin învingerea acelor frecări.

Calculul durabilității lanțului la condiția de rezistență la uzare are ca parametru geometric limitativ creșterea maximă admisibilă $\Delta p_a \max$ a pasului lanțului. Durabilitatea la uzarea lanțului se consideră epuizată atunci când creșterea Δp_m a pasului mediu al lanțului atinge mărimea creșterii admisibile maxime $\Delta p_a \max$, când apare pericolul săririi lanțului de pe roata mare de lanț și al unei pierderi critice de secțiune transversală a bolțului.

Pentru porțiunea rectilinie \overline{AB} a curbei procesului de uzare, care delimitează funcționarea normală a transmisiei și, ca urmare, durabilitatea acesteia, se poate scrie :

$$\tilde{t} = \frac{T_o (\Delta p_a - \Delta p_r)}{\Delta p_o} \quad (\text{ore}). \quad (7.20)$$

în care: \tilde{t} este timpul în ore în care creșterea pasului mediu al lanțului atinge mărimea creșterii maxime admisibile în calcule Δp_a ; T_o - perioada de timp de referință, în ore, în care creșterea pasului mediu atinge Δp_o (măsurată); Δp_r creșterea pasului mediu în perioada de rodaj.

Creșterea maximă admisibilă în calcule Δp_a se determină cu relația

$$\Delta p_a = \Delta p_a \max - \Delta p_t. \quad (7.21)$$

în care Δp_t , este abaterea tehnologică a pasului mediu efectiv față de pasul nominal al lanțului.

Pentru porțiunea rectilinie a diagramei funcției $\Delta p = f(k_u)$, se poate scrie

$$\Delta p_o = k_u \operatorname{tg} \alpha = k_u \cdot k_r, \quad (7.22)$$

k_r fiind coeficientul de rezistență la uzare al lanțului.

Dacă se introduce \tilde{t} fiind egal cu h - se obține:

$$h = \frac{T_o (\Delta p_a - \Delta p_r)}{k_u k_r} \quad (\text{ore}) \quad (7.23)$$

unde h este durabilitatea la condiția de rezistență la uzare a lanțului de transmisie.

La calculul mecanismelor cu lanț clasice, expresia factorului k_u se poate scrie direct sub forma:

$$k_h = p_c^m \cdot v_{rm} \left(\frac{N \cdot m}{cm^2 \cdot s} \right) \quad (7.24)$$

în care : p_c este presiunea de contact medie din articulație, în N/cm^2 și v_{rm} - viteza relativă medie a suprafețelor de frecare bolt-bucșă, în m/s . În (7.24) presiunea de contact s-a introdus la exponentul m , deoarece în procesele de uzare aceasta are o pondere mai mare decât viteza v , mai ales la vitezele relativ mici ale acesteia.

Din (7.22) rezultă)

$$k_u = \frac{\Delta P_o}{k_r} \quad (7.25)$$

Metodele de calcul actuale nu țin cont de pierderile prin frecarea de rostogolire la angrenarea lanțului pe dantura roților de lanț.

7.3. CALCULUL PUTERII CONSUMATE PENTRU ÎNVIINGEREA FRECĂRILOR DIN ZONA ANGRENĂRII.

Puterea consumată pentru învingerea frecărilor la mișcarea relativă a lanțului față de roata de lanț se calculează

$$P_r = p_r' + p_r'' \quad (kw) \quad (7.26)$$

unde p_r' este puterea consumată prin frecarea de rostogolire dintre flancurile dintelui roții de lanț și rola lanțului, iar p_r'' puterea consumată prin frecarea de rostogolire dintre suprafața interioară al rolei în contact cu suprafața exterioară al bucșei articulației de ordinul i al lanțului aflată în angrenare conf. fig. 7.4.

Forța normală rezultantă din articulația se determină cu relația din [32]

$$N_j = \left(\frac{\sin \alpha \cdot \sin^{j-1} \gamma}{\sin^j (\alpha + \gamma)} \right) P_1 \quad (N) \quad (7.27)$$

unde j este numărul articulațiilor aflate în angrenare cu roata de lanț cu numărul de dinți Z și se determină cu relația

$$j = \frac{\beta}{2\pi} Z \quad (7.28)$$

β fiind unghiul de înfășurare al lanțului. Valorile lui j calculate se rotunjesc la valori întregi.

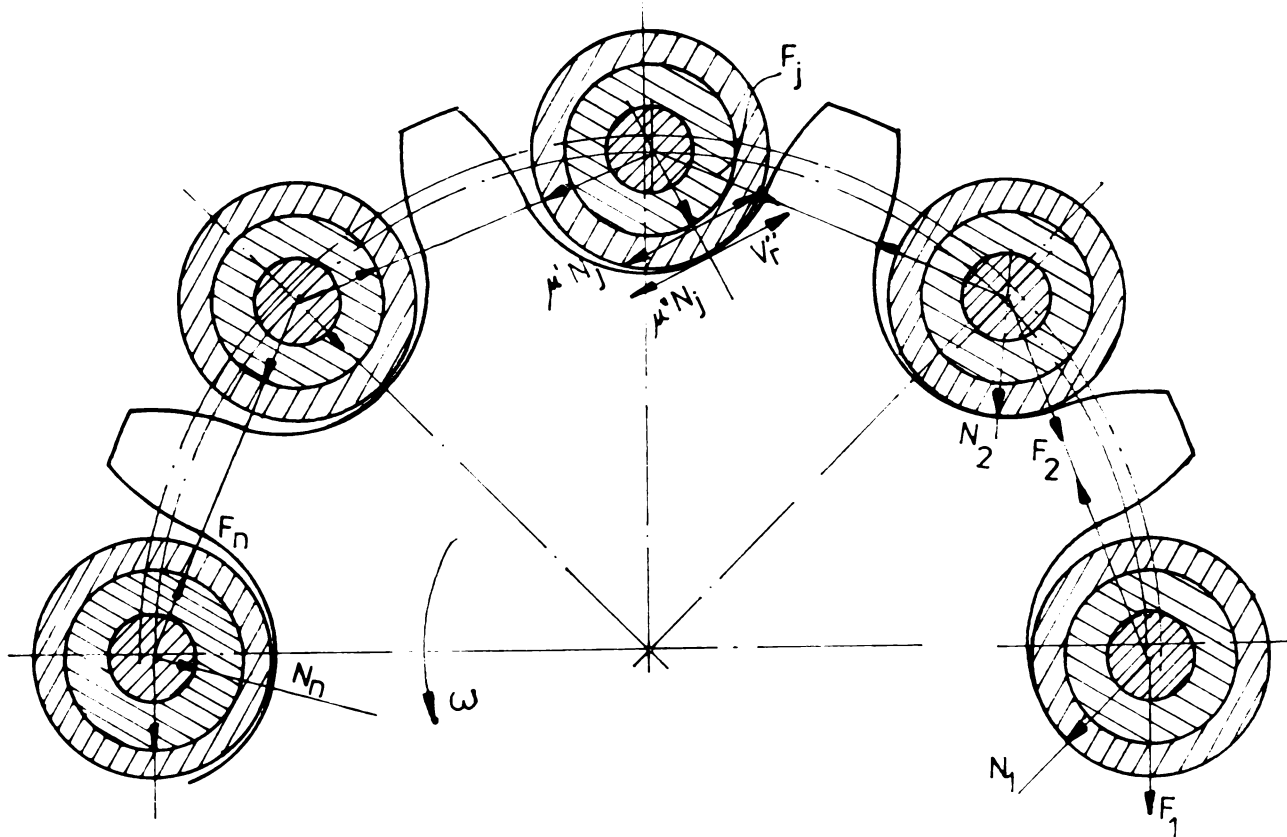


Fig.7.4.

Unghiul flancului profilului γ se determină cu relația

$$\gamma = \frac{1}{2} (\pi - \beta - \alpha) \quad (7.29)$$

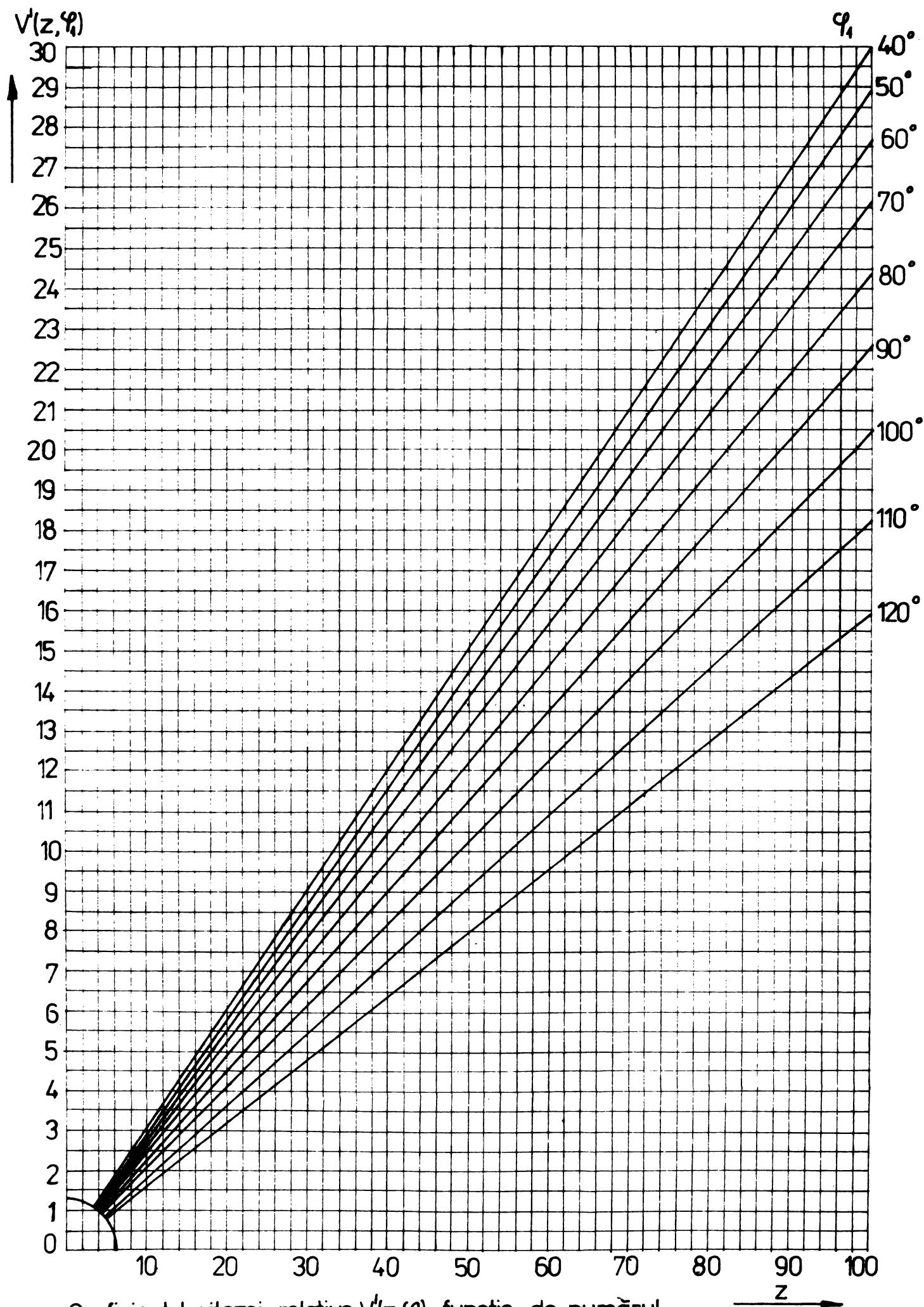
Coefficienți de frecare de rostogolire μ' și μ'' au valori funcție de calitatea mecanismului.

Din relația (7.27) rezultă că forța normală are valoare variabilă în timpul angrenării, crește de la intrare la ieșire în cazul roților antrenate și descrește în cazul roților motoare [32].

Viteza relativă a centrelor articulațiilor aflate în angrenare nu depinde de poziția momentană a acestora față de roata de lanț și conform (6.37) este direct proporțională cu abaterea pasului lanțului față de pasul roții Δp , cu viteza unghiulară a roții ω și cu coeficientul de viteză $V'(\varphi_1, Z)$ conform relației

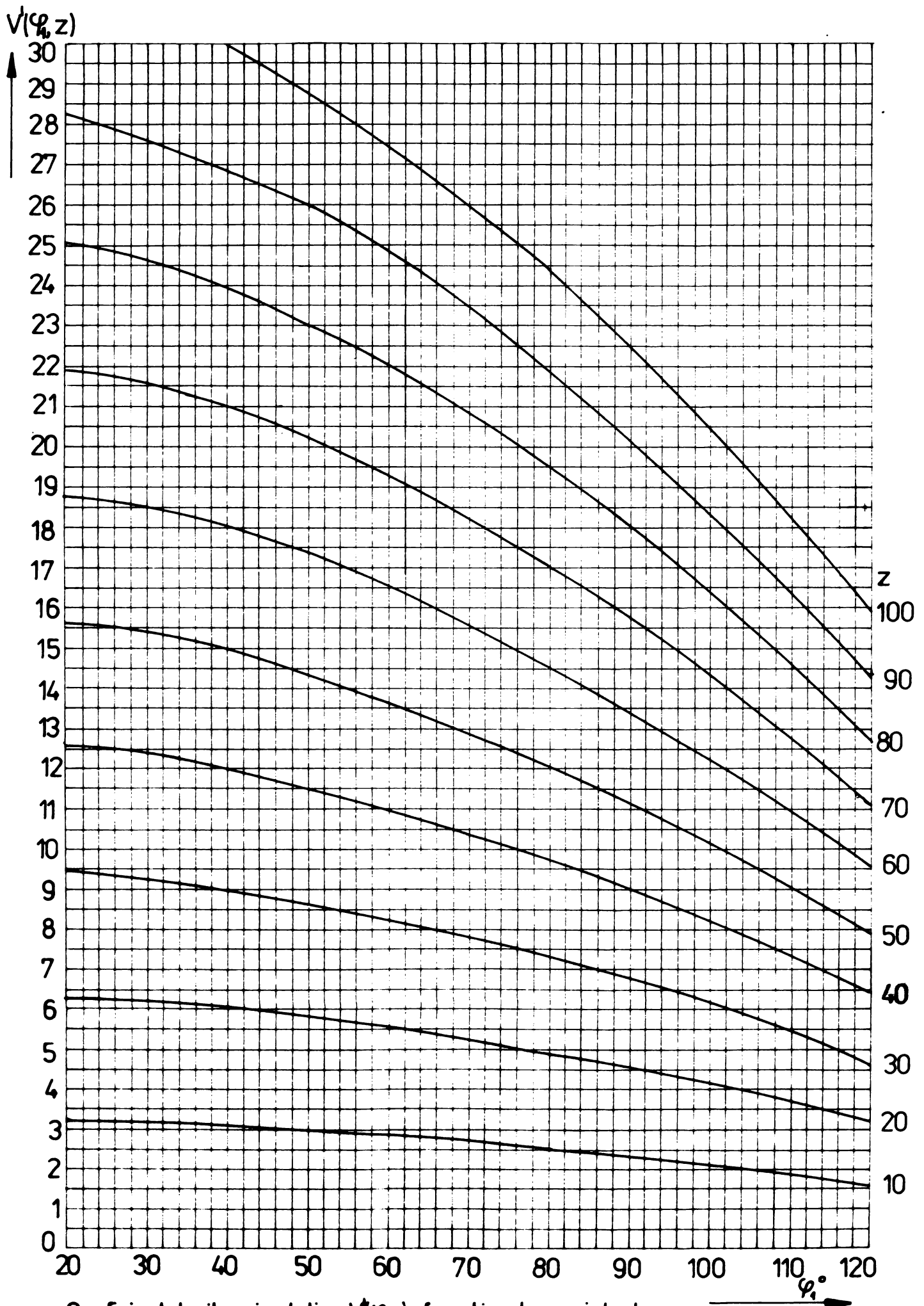
$$V_r = \Delta p \cdot \omega_1 \cdot V'(\varphi_1, Z) \quad (\text{m/s}) \quad (7.30)$$

Variația coeficientului de viteză $V'(\varphi_1, Z)$ funcție de Z și φ_1 este reprezentată în diagramele din fig.7.5 și 7.6, iar valorile lui V' calculate pentru valorile uzuale ale parametrilor sînt prezentate în tabelul 7.2.



Coeficientul vitezei relative $V(z, \varphi)$ funcție de numărul de dinți z și de unghiul de înfășurare φ

Fig. 75



Coeficientul vitezei relative $V(\varphi, z)$ funcție de unghiul de înfășurare φ și de numărul de dinți z .

Fig. 7.6

Tabelul 7.2

TABLE 7.2

40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228	229	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	249	250	251	252	253	254	255	256	257	258	259	260	261	262	263	264	265	266	267	268	269	270	271	272	273	274	275	276	277	278	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	327	328	329	330	331	332	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350	351	352	353	354	355	356	357	358	359	360	361	362	363	364	365	366	367	368	369	370	371	372	373	374	375	376	377	378	379	380	381	382	383	384	385	386	387	388	389	390	391	392	393	394	395	396	397	398	399	400	401	402	403	404	405	406	407	408	409	410	411	412	413	414	415	416	417	418	419	420	421	422	423	424	425	426	427	428	429	430	431	432	433	434	435	436	437	438	439	440	441	442	443	444	445	446	447	448	449	450	451	452	453	454	455	456	457	458	459	460	461	462	463	464	465	466	467	468	469	470	471	472	473	474	475	476	477	478	479	480	481	482	483	484	485	486	487	488	489	490	491	492	493	494	495	496	497	498	499	500	501	502	503	504	505	506	507	508	509	510	511	512	513	514	515	516	517	518	519	520	521	522	523	524	525	526	527	528	529	530	531	532	533	534	535	536	537	538	539	540	541	542	543	544	545	546	547	548	549	550	551	552	553	554	555	556	557	558	559	560	561	562	563	564	565	566	567	568	569	570	571	572	573	574	575	576	577	578	579	580	581	582	583	584	585	586	587	588	589	590	591	592	593	594	595	596	597	598	599	600	601	602	603	604	605	606	607	608	609	610	611	612	613	614	615	616	617	618	619	620	621	622	623	624	625	626	627	628	629	630	631	632	633	634	635	636	637	638	639	640	641	642	643	644	645	646	647	648	649	650	651	652	653	654	655	656	657	658	659	660	661	662	663	664	665	666	667	668	669	670	671	672	673	674	675	676	677	678	679	680	681	682	683	684	685	686	687	688	689	690	691	692	693	694	695	696	697	698	699	700	701	702	703	704	705	706	707	708	709	710	711	712	713	714	715	716	717	718	719	720	721	722	723	724	725	726	727	728	729	730	731	732	733	734	735	736	737	738	739	740	741	742	743	744	745	746	747	748	749	750	751	752	753	754	755	756	757	758	759	760	761	762	763	764	765	766	767	768	769	770	771	772	773	774	775	776	777	778	779	780	781	782	783	784	785	786	787	788	789	790	791	792	793	794	795	796	797	798	799	800	801	802	803	804	805	806	807	808	809	810	811	812	813	814	815	816	817	818	819	820	821	822	823	824	825	826	827	828	829	830	831	832	833	834	835	836	837	838	839	840	841	842	843	844	845	846	847	848	849	850	851	852	853	854	855	856	857	858	859	860	861	862	863	864	865	866	867	868	869	870	871	872	873	874	875	876	877	878	879	880	881	882	883	884	885	886	887	888	889	890	891	892	893	894	895	896	897	898	899	900	901	902	903	904	905	906	907	908	909	910	911	912	913	914	915	916	917	918	919	920	921	922	923	924	925	926	927	928	929	930	931	932	933	934	935	936	937	938	939	940	941	942	943	944	945	946	947	948	949	950	951	952	953	954	955	956	957	958	959	960	961	962	963	964	965	966	967	968	969	970	971	972	973	974	975	976	977	978	979	980	981	982	983	984	985	986	987	988	989	990	991	992	993	994	995	996	997	998	999	1000
----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	------

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	25	26	27	28	29	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39	40	41	42	43	44	45	46	47	48	49	50	51	52	53	54	55	56	57	58	59	60	61	62	63	64	65	66	67	68	69	70	71	72	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	100	101	102	103	104	105	106	107	108	109	110	111	112	113	114	115	116	117	118	119	120	121	122	123	124	125	126	127	128	129	130	131	132	133	134	135	136	137	138	139	140	141	142	143	144	145	146	147	148	149	150	151	152	153	154	155	156	157	158	159	160	161	162	163	164	165	166	167	168	169	170	171	172	173	174	175	176	177	178	179	180	181	182	183	184	185	186	187	188	189	190	191	192	193	194	195	196	197	198	199	200	201	202	203	204	205	206	207	208	209	210	211	212	213	214	215	216	217	218	219	220	221	222	223	224	225	226	227	228	229	230	231	232	233	234	235	236	237	238	239	240	241	242	243	244	245	246	247	248	249	250	251	252	253	254	255	256	257	258	259	260	261	262	263	264	265	266	267	268	269	270	271	272	273	274	275	276	277	278	279	280	281	282	283	284	285	286	287	288	289	290	291	292	293	294	295	296	297	298	299	300	301	302	303	304	305	306	307	308	309	310	311	312	313	314	315	316	317	318	319	320	321	322	323	324	325	326	327	328	329	330	331	332	333	334	335	336	337	338	339	340	341	342	343	344	345	346	347	348	349	350	351	352	353	354	355	356	357	358	359	360	361	362	363	364	365	366	367	368	369	370	371	372	373	374	375	376	377	378	379	380	381	382	383	384	385	386	387	388	389	390	391	392	393	394	395	396	397	398	399	400	401	402	403	404	405	406	407	408	409	410	411	41
---	---	---	---	---	---	---	---	---	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	----

Tabelul 7.2.

1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100

Punctele de contact între elementele roată, rolă, bucșă fiind pe normala comună a elementelor vitezele relative în punctele de contact au o distribuție liniară și pot fi determinate cu relațiile

$$V'_R = \left(\frac{d_1}{2} + A_R \right) \frac{V_R}{A_R} = \left(\frac{d_1}{2 A_R} + 1 \right) V_R \quad (7.31)$$

$$V''_R = \left(\frac{d_2}{2} + A_R \right) \frac{V_R}{A_R} = \left(\frac{d_2}{2 A_R} + 1 \right) V_R$$

În care d_1 și d_2 este diametrul rolei respectiv al bucșei lanțului iar A_R raza traiectoriei centrului articulației realizată la roata de lanț conf.(6.43)

Puterea consumată pentru învingerea frecărilor la mișcarea relativă rezultă

$$p'_R = \frac{V'_R \sum_{j=1}^n \mu' N_j}{1000} \quad (KW) \quad (7.32)$$

$$p''_R = \frac{V''_R \sum_{j=1}^{n'} \mu'' N_j}{1000} \quad (KW)$$

Înlocuind (7.27) și (7.31) în (7.32) rezultă puterea consumată prin frecare în mișcarea relativă între lanț și roata de lanț pe un ciclu de angrenare.

$$P_r = \frac{\omega \cdot F_1 \cdot D_d}{2000} \cdot \frac{2V'(\varphi_1, z)(\mu' + \mu'')}{D_d} \sum_{j=1}^n \left(\frac{\sin \alpha \cdot \sin^{j-1} \gamma}{\sin^j(\alpha + \gamma)} \right) \cdot \left(2\Delta p + \frac{(d_1 + d_2) \sin \alpha / 2 (1 - \cos \gamma / 2)}{(1 - \cos \varphi_1)} \right) \quad (\text{KW}) \quad (7.33)$$

Puterea transmisă prin mecanism se determină cu relația

$$P_m = \frac{\omega F_t D_d}{2000} \quad (\text{KW}) \quad (7.34)$$

unde $F_t = F_1 - F_2$ forțele din ramura principală respectiv secundară.

7.4. ANALIZA VARIATIEI COEFICIENTULUI DE PIERDERI.

Se definește coeficientul de pierderi :

$$\psi = \frac{P_r}{P_m} \quad (7.35)$$

În literatură se indică valori uzuale pentru forța din ramura secundară $F_2 = 0,05 F_1$, cu care $F_t = 0,95 F_1$. Coeficientul de pierderi se determină cu relația

$$\psi = \frac{2,1052 V'(\varphi_1, z)(\mu' + \mu'')}{D_d} \sum_{j=1}^n \left(\frac{\sin \alpha \cdot \sin^{j-1} \gamma}{\sin^j(\alpha + \gamma)} \right) \cdot \left(2 / \Delta p + \frac{(d_1 + d_2) \sin \alpha / 2 \sqrt{(1 - \cos \gamma / 2)}}{(1 - \cos \varphi_1)} \right) \quad (7.36)$$

Intrucît Δp poate lua și valori negative este necesar ca în relația (7.36) să fie introdusă în valoare absolută.

Din relația (7.36) rezultă că pierderile, respectiv coeficientul de pierderi sînt funcție de zece parametri independenți ai mecanismului și argumentul $\Delta p = f(t)$.

$$\psi = f(p, z, \varphi_1, \beta, \gamma, d_1, d_2, V', \mu', \mu'', \Delta p) \quad (7.37)$$

Rezolvînd funcția (7.36) pentru variația argumentului Δp rezultă că valoarea minimă a lui ψ și a pierderilor se obține pentru domeniul în care Δp tinde spre valori minime.

Variația lui $\psi = f(\Delta p)$ se prezintă în diagrama din fig.7.7.

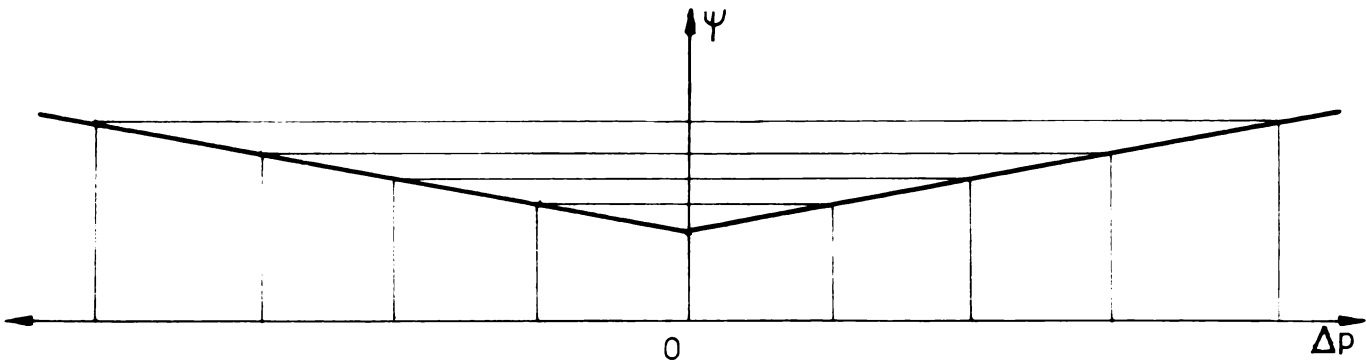


Fig.7.7.

$$\psi_{\min} = \lim_{\Delta p \rightarrow 0} \psi \quad (7.38)$$

Cele prezentate sînt valabile pentru domeniul de creștere a pasului lanțului pînă acesta nu depășește valoarea $p_1 \max$ care a fost admis la adaptarea parametrilor danturii Δp respectiv ξ , (Cap.6).

La creșterea pasului peste $p_1 \max$ punctul de contact între profilul danturii și rola lanțului se realizează și înafara profilului de bază al danturii, situația în care caracteristicile interioare - caracterul funcțiilor de transmitere - nu mai sînt uniforme, condițiile tribologice sînt din ce în ce mai nefavorabile, scăzînd precizia și capacitatea portantă a mecanismului.

7.5. ANALIZA MARIMII SOLICITĂRII DE CONTACT

Un alt parametru determinant al fiabilității mecanismelor cu lanț este mărimea solicitării de contact maxime dinte-rolă.

Solicitarea de contact maximă $\sigma_k \max$ - care reprezintă criteriul calitativ cel mai important - se calculează cu relația lui Herzt:

$$\sigma_k \max = 0,418 \sqrt{\frac{N_{\max} E}{B_1 R_e}}, \quad (7.39)$$

în care R_e este raza de curbură echivalentă a elementelor în contact dinte-rolă:

$$R_e = \frac{(d_1/2) \cdot R_p}{R_p \pm d_1/2} \quad (7.40)$$

unde semnul plus se referă la contactul convex-convex; semnul minus la contactul convex-concav.

La funcționarea în regim se poate admite forța de contact maximă $N_{\max} = ct$. Ca urmare, expresia lui $\sigma_k \max$ poate fi scrisă ca funcție numai de geometria profilului flancului dintelui, sub forma:

$$\sigma_k \max = C \sqrt{\frac{2R_p \pm d_1}{d_1 R_p}} \quad (7.41)$$

Din relația (7.41) se constată că presiunea de contact minimă se obține în cazul contactului convex-concav, semnul minus în relația (7.41), respectiv în cazul în care contactul dintre rolă lanțului și profilul dintelui are loc pe profilul de bază delimitat de unghiul α și punctele P și P' fig.6.17.

Profilele elaborate la cap.6. nu prezintă o porțiune dreaptă între profilul de bază concav și profilul de vîrf convex. Cele două porțiuni de profile sînt racordate lin prin punctul de inflexiune P respectiv P'. În cazul în care punctul de contact depășește punctul P și se stabilește pe profilul de vîrf, în expresia (7.41) R_p și înlocuiește cu R_v .

Conform celor arătate la cap.6. $R_v = p_{10} - R_p$. pentru lanțuri cu zale scurte exprimînd valoarea medie a elementelor funcție de raza rolei d_1 rezultă pentru contactul convex-concav.

$$\sigma_k \max(-) = C.0,198$$

iar pentru contactul convex-convex (7.42)

$$\sigma_k \max(+) = C.1,541$$

Făcînd raportul dintre cele două solicitări rezultă coeficientul de creștere a solicitării locale

$$C_1 = \frac{\sigma_k \max (+)}{\sigma_k \max (-)} = 7,782 \quad (7.42)$$

din care se reține că solicitarea locală crește de peste șapte ori în cazul în care contactul, - punctul de funcționare - depășește profilul de bază și se stabilește pe profilul de vîrf al dinților.

Reprezentînd grafic variația solicitării de contact maxime $\sigma_k \max$, funcție de creșterea pasului lanțului $\Delta p_{\max} = p_1 - p_{10}$, în fig. 7.8.a pentru mecanisme cu lanț clasice, iar în fig. 7.8.b pentru mecanisme cu lanț cu set de 2 roți de lanț cu

dantura deplasată - mecanism redondant-, se rețin următoarele avantaje :

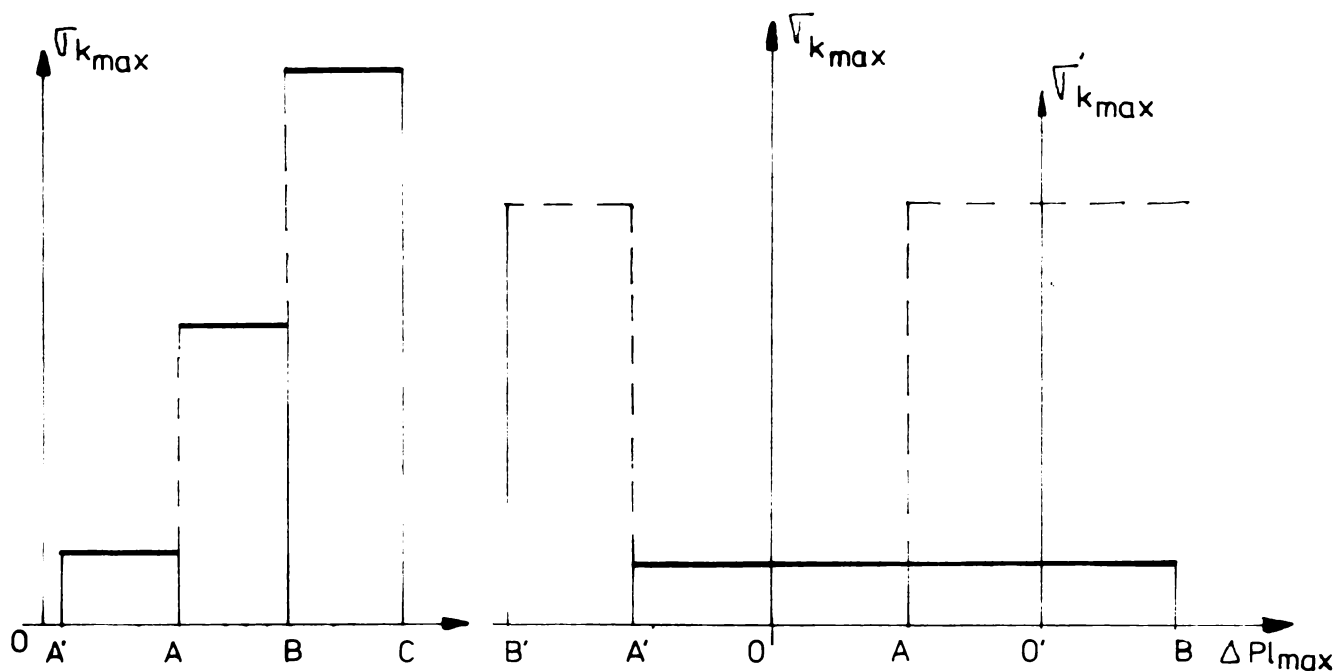


Fig.7.8.

În cazul mecanismului cu lanț clasic, funcționarea pe profilul de bază la $\sqrt{k_{\max(-)}}$ corespunde segmentul dintre punctele A'-A iar pentru funcționare pe profilul intermediar-considerat linie dreaptă - corespunde segmentul dintre punctele A-B, iar funcționării pe profilul de vîrf corespunde segmentul dintre punctele BC, cu valoarea cea mai ridicată a presiunii de contact maxime $\sqrt{k_{\max(+)}}$.

În cazul mecanismelor cu lanț cu set de două roți dințate cu dantura deplasată, funcționarea pe profilul de bază se realizează atât pentru segmentul A'O, fig.7.8.b, începutul funcționării $p_1 \leq p_r$, cît și pentru segmentul OA, $p_1 \geq p_r$. Prin redondarea mecanismului cu roata de lanț nr 2, a căreia caracteristici trebuie să corespundă mărimei pasului lanțului corespunzător punctului A, $\Delta P_{l\max} = p_{1B} - p_{1A}$, iar $\xi = \frac{p_{1B} - p_{1A}}{4p_{1A} \sin \alpha / 2}$

pentru cazul în care se adoptă funcționare cu deplasări relative egalizate, se realizează funcționarea mecanismului cu lanț cu contactul dintre role și roată pe profilul de bază al dintelui pe toată durata de funcționare asigurînd condiții tribologice favorabile, $\sqrt{k_{\max(-)}}$ se menține la valoare minimă, și în același timp caracteristici mecanice interioare uniforme.

7.6. DETERMINAREA DOMENIULUI DE FUNCTIONARE AL MECANISMELOR CU LANT CU RAPORT DE TRANSMITERE CONSTANT.

Defecțiunea unui mecanism cu lanț poate fi definită, în cazul cel mai general pe baza condițiilor tehnice. Acestea prevăd, în funcție de precizia cu care mecanismul trebuie să îndeplinească o anumită funcțiune, un domeniu de variație admisibilă a parametrilor, care caracterizează funcționarea corectă, în condițiile de exploatare date. Acest domeniu, la rândul său, determină limitele de variație admise pentru parametrii factorilor externi sau interni care influențează funcționarea mecanismului: condițiile mediului ambiant, semnalul de intrare perturbatoare, etc.

Numim parametri care influențează funcționarea mecanismului "mărimi de intrare" și îi notăm cu x_i ($i=1,2,\dots,m$), iar parametrii care caracterizează îndeplinirea funcției de către mecanism îi numim "mărimi de ieșire" și îi notăm cu y_j ($j=1,2,\dots,n$);

$$y_j = f(x_1, x_2, \dots, x_m) \quad (7.43)$$

$$y_{jmin} \leq y_j \leq y_{jmax} \quad (7.44)$$

Variația mărimilor de intrare sau/și ieșire pot fi aleatoare sau sistematice. Pentru studiul realizării unor mecanisme cu raport de transmitere constant interes prezintă abaterile aleatoare și sistematice ale mărimilor de ieșire față de mărimile de intrare, care se numește abaterea funcției de transmitere a mecanismului. Abaterile funcției de transmitere se cercetează prin compararea mărimilor de ieșire și intrare pe toată perioada de viață a mecanismului. Defecțiunea poate fi definită în raport cu mărimea de ieșire, ca depășirea de către aceasta a domeniului de variație admis, datorită constrângerilor externe și interne, ceea ce are drept urmare neîndeplinirea totală sau parțială a funcțiunii respective de către mecanism, sau realizarea acestor funcțiuni cu o precizie inferioară celei impuse.

În studiul fiabilității mecanismelor cu lanț se iau în considerare numai acele mărimi de ieșire a căror variație duce la o defecțiune.

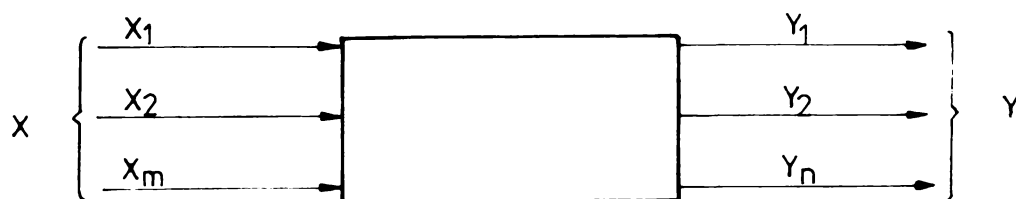


Fig.7.9.

Pentru fiecare mărime de ieșire dependența acesteia de mărimile de intrare este dată de ecuația (7.43), iar condiția funcționării corecte a mecanismului, de ecuația (7.44).

Dacă limitarea mărimii de ieșire este unilaterală, ecuația (7.44) devine :

$$Y_j \text{ min} \leq Y_j \quad (7.45)$$

sau

$$Y_j \leq Y_j \text{ max} \quad (7.45')$$

Pentru valorile limită posibile ale mărimii de ieșire $Y_j \text{ min} = \text{ct.}$ și $Y_j \text{ max} = \text{cz.}$ obținem ecuațiile

$$Y_j \text{ min} = f_j(X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_m) \quad (7.46)$$

$$Y_j \text{ max} = f_j(X_1, X_2, \dots, X_i, \dots, X_m) \quad (7.46')$$

ce definesc cele două suprafețe, care în spațiul m -dimensional, R^m , al mărimilor de intrare, limitează domeniul în care ecuația (7.43) este satisfăcută pentru mărimea de ieșire Y_j . Acesta este domeniul de funcționare corect (D) al mecanismului după parametrul de ieșire Y_j în spațiul R^m .

Pentru n mărimi de ieșire numărul suprafețelor este k , unde $n \leq k \leq 2n$, iar domeniul limitat de cele k suprafețe reprezintă domeniul de funcționare al mecanismului în spațiul R^{n+m} după

toate mărimile de ieșire.

Construind diagrama puterii limită admisibile $P_D = Y_0$, funcție de turația n_1 a roții mici de lanț. $P_D = f(n_1)$ fig.7.10, rezultă posibilitățile de mărire a domeniului de funcționare a mecanismelor cu lanț.

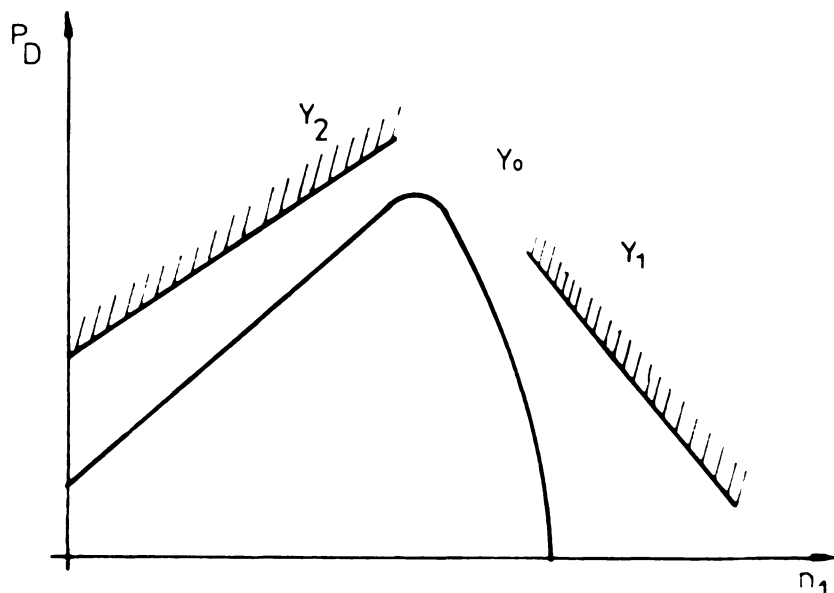


Fig.7.10.

Conturul cu linii continue Y_0 reprezintă domeniul de funcționare al mecanismelor cu lanț clasic, conturul notat cu Y_2 reprezintă modificarea limitei domeniului de funcționare al mecanismelor cu lanț redondate cu seturi de roți de lanț cu dantura deplasată, iar conturul notat cu Y_1 reprezintă modificarea limitei domeniului de funcționare în cazul mecanismelor cu lanț prevăzute cu sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale.

7.7. CONCLUZII

În cadrul capitolului se stabilesc principalele caracteristici de fiabilitate ale mecanismelor cu lanț, parametri de apreciere a nivelului de fiabilitate, avînd în vedere cauzele avarierii și posibilitățile de creștere a nivelului de fiabilitate ale mecanismelor cu lanț prin aplicarea soluțiilor constructive elaborate prezentate la cap. 3-6.

Se cercetează posibilitatea aprecierii influenței acestor soluții aplicate asupra mărimilor de ieșire și asupra domeniului de funcționare al mecanismelor cu lanț.

Se consideră mecanismul cu lanț clasic sistem fără restabilire în cazul cînd avarierea se produce din cauza uzurii elementelor de tip za, iar sistem cu restabilire mecanismele cu lanț construite cu seturi de roți de lanț considerînd acestea elemente de redundanță specială.

Se prezintă o metodă de calcul a puterii consumate pentru învingerea frecărilor din zona angrenării și evoluția pierderilor funcție de deplasarea relativă și viteza relativă a lanțului față de roată de lanț ceea ce sînt direct proporționale cu evoluția abaterii pasului lanțului față de pasul roții Δp .

Se stabilesc relațiile pentru calculul vitezelor relative și a puterilor pierdute în punctele de contact, se prezintă diagrama de variație a coeficientului de viteză relativă funcție de numărul de dinți $Z \in (3-100)$ și funcție de unghiul de înfășurare φ_1 cu Z ca parametru, și valorile coeficientului de viteză relativă calculate cu ajutorul calculaterului electronic.

Se prezintă analiza variației coeficientului de pierderi, posibilitățile de minimizare a pierderilor și analiza mărimii presiunii de contact și factori constructivi interni prin care

se poate acționa în vederea minimizării presiunii de contact în cuplele cinematice dintre lanț și roată de lanț.

Se prezintă în final studiul determinării domeniului de funcționare ale mecanismelor cu lanț în baza comparării abaterilor mărimilor de ieșire cu limitele admise, a căror depășire are drept urmare neîndeplinirea totală sau parțială a funcțiunii respective de către mecanism, sau realizarea acestor funcțiuni cu o precizie inferioară celei impuse.

C A P I T O L U L 8.

CERCETARI EXPERIMENTALE DE LABORATOR

8.1. INTRODUCERE.

Capitolul conține prezentarea aparaturii și rezultatele cercetărilor experimentale de laborator privind procesele mecanice din mecanismele cu lanțuri articulate în condițiile eliminării efectelor înfășurării poligonale și utilizării roților de lanț cu profilul danturii deplasate în vederea minimizării variației caracteristicilor cinematice și dinamice, micșorarea uzurii, măririi capacității portante și a fiabilității acestora, urmărind pe de o parte verificarea adevărului ipotezelor și teoriilor care au stat la baza studiilor teoretice elaborate, pe de altă parte, permite investigarea unor fenomene pentru care nu se pot obține rezultate cu aplicabilitate practică pe cale teoretică, datorită complexității acestora și necunoașterii în suficientă măsură a unor legi care determină evoluția lor.

Pentru efectuarea cercetărilor de laborator s-au construit două standuri de cercetare, diferite din punct de vedere constructiv și funcțional.

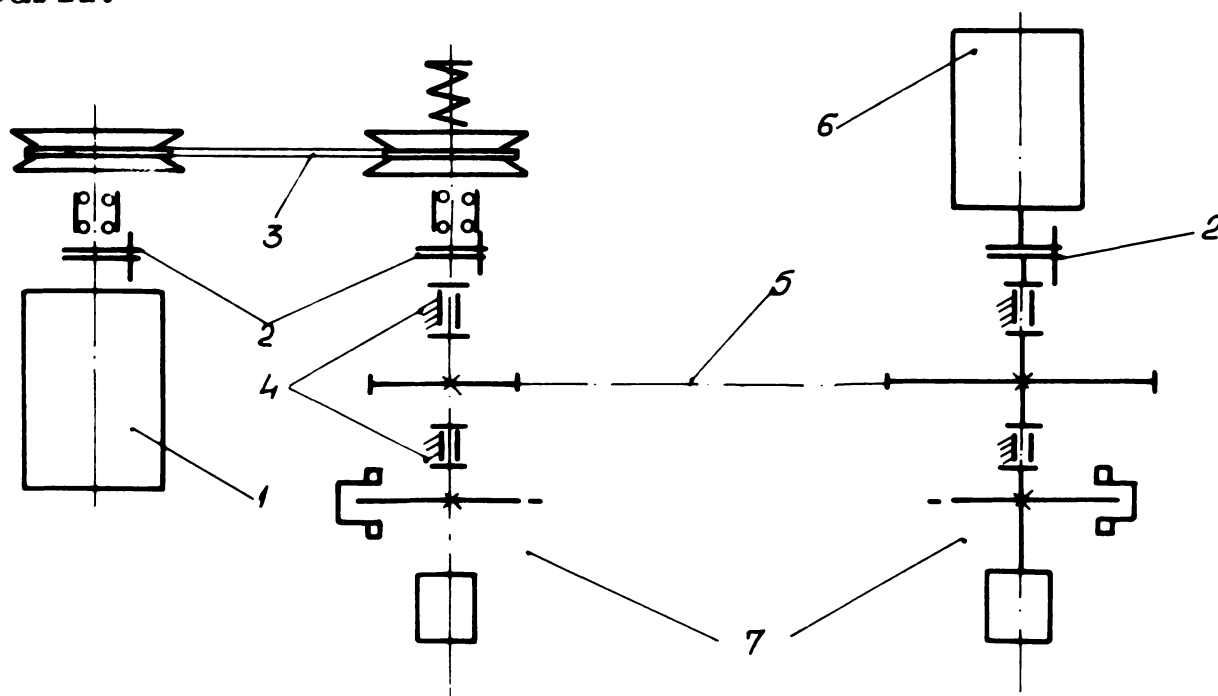
8.2. STAND DE CERCETAT MECANISME CU LANȚ ARTICULAT ÎN FLUX ENERGETIC DESCHIS

Standul de cercetat mecanisme cu lanț în flux energetic deschis este prezentat schematic în fig.8.1. și servește pentru punerea în evidență, măsurarea și înregistrarea variației caracteristicilor mecanice interioare și a raportului de transmitere ale mecanismelor cu lanț clasice respectiv a celor echipate cu seturi de roți de lanț cu dantura deplasată și cu dispozitive de eliminare a efectelor înfășurării poligonale.

Standul s-a construit cu unele particularități în vederea eliminării influențelor exterioare asupra caracteristicilor mecanice ale mecanismelor cu lanț cercetate. Batiul standului s-a realizat din profile de oțel cu rigiditate mărită.

Mecanismul cu lanț s-a prevăzut cu lagăre de alunecare în vederea evitării efectelor cinematice și dinamice variabile ce apar la lagăre cu rulmenți. Antrenarea mecanismului se realizează cu ajutorul unui motor electric asincron cu două turații, $n=750$ r/min, $P=4,5$ KW și $n=1500$ r/min, $P=6,8$ KW, prin intermediul unui variator de turație cu curea trapezoidală lată cu gama de reglare $G=4,5$ în vederea creării posibilității de cercetare într-un domeniu larg de viteze unghiulare $\omega \in (52-235) \text{ sec}^{-1}$.

Încărcarea mecanismului se realizează cu un generator electric de curent continuu și blocuri de rezistențe electrice cu posibilități de încărcare progresivă. Legătură între motor electric - variator - mecanism cu lanț și consumator se realizează prin cuplaje cu ghiare radiale cu garnitură de masă plastică, de concepție proprie pentru care s-a obținut Brevet de invenție nr.65128 din 28.05.1977 și a fost premiat la expoziția națională a invențiilor-București 1981-care realizează transmiterea fidelă a mișcării.



Schema instalației de cercetat transmisii prin lanț cu flux energetic deschis.

1. Motor electric $P = 4,5/6,8$ KW; $n = 750/1500$ r/min.
2. Cuplaj cu ghiare radiale
3. Variator de turație : $G = 4,5$
4. Lagăr de alunecare
5. Transmisie prin lanț: $p = 1/2''$, $z = (9, 23, 24, 27, 36, 54, 72)$
6. Consumator : Generator cc cu rezistențe el. reglabile
7. Aparatură de măsurare și înregistrare

Fig.8.1.

Subansamblele auxiliare ale standului în flux energetic deschis sînt dimensionate din condiția evitării influenței vibrațiilor proprii ale elementelor asupra caracteristicilor mecanismului cercetat. Standul este prevăzut cu un set de roți de lanț interschimbabile cu următoarele numere de dinți $Z \in (9, 23, 24, 27, 36, 54, 72)$ cu ajutorul cărora se realizează rapoarte de transmitere amplificatoare și reductoare, $i \in (0, 125 - 8)$. Dantura roților de lanț s-a realizat atît în varianta conform STAS 5006-66 cît și în trei variante după concepție proprie, dantura zero și danturi cu diferite deplasări specifice, corespunzător alungirii lanțului $\Delta p = p_1 - p_0 \in (1\%, 2\%, 3\%)$. Pe stand au fost cercetate lanțuri de transmisie de uz general cu role și zale scurte, STAS 5174-66 cu pasul de $1/2''$, diametrul rolei $7,95 \text{ mm}$, execuția A, cu un singur rînd de zale, tip 08A, fabricația I.M.Cugir, certificat de calitate 98/2002/78. Standul este prevăzut cu sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale în zonele de intrare și ieșire din angrenare, cu posibilități de reglare a camelor pentru roți de lanț cu numere de dinți prezentate mai sus.

În fig.8.2. se prezintă fotografia standului în flux energetic deschis.

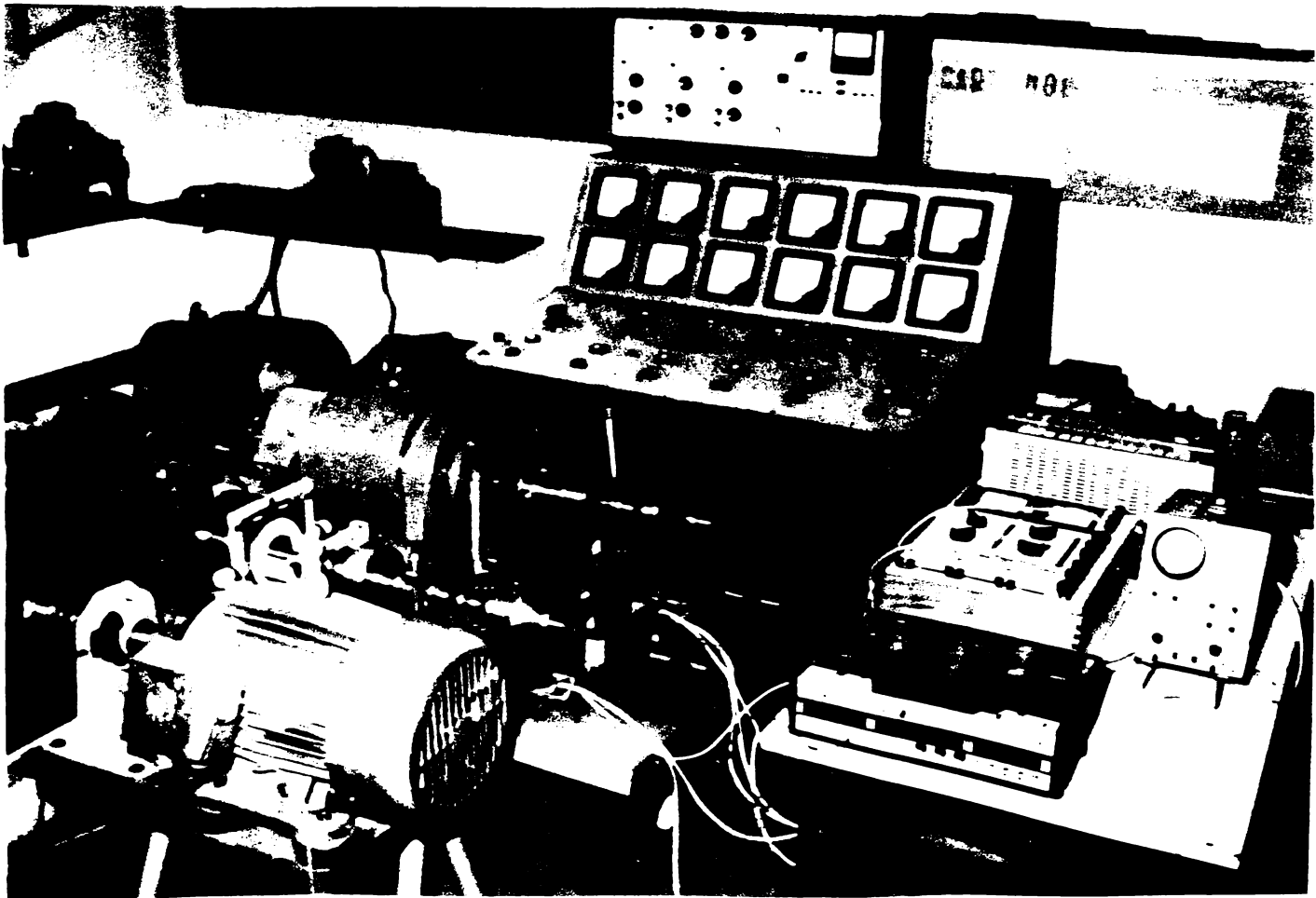


Fig.8.2.

Pentru cercetarea, măsurarea și înregistrarea variațiilor caracteristicilor cinematice ale mecanismului cauzate de înfășurarea poligonală, standul este echipat cu aparatură de măsurare prin metoda analogică cu traductoare inductive și prin metoda digitală cu traductoare incrementale montate atât pe arborele de intrare cât și pe arborele de ieșire. Vibrațiile apărute din ciocnirea dinte-roată sînt puse în evidență de traductoare seismice.

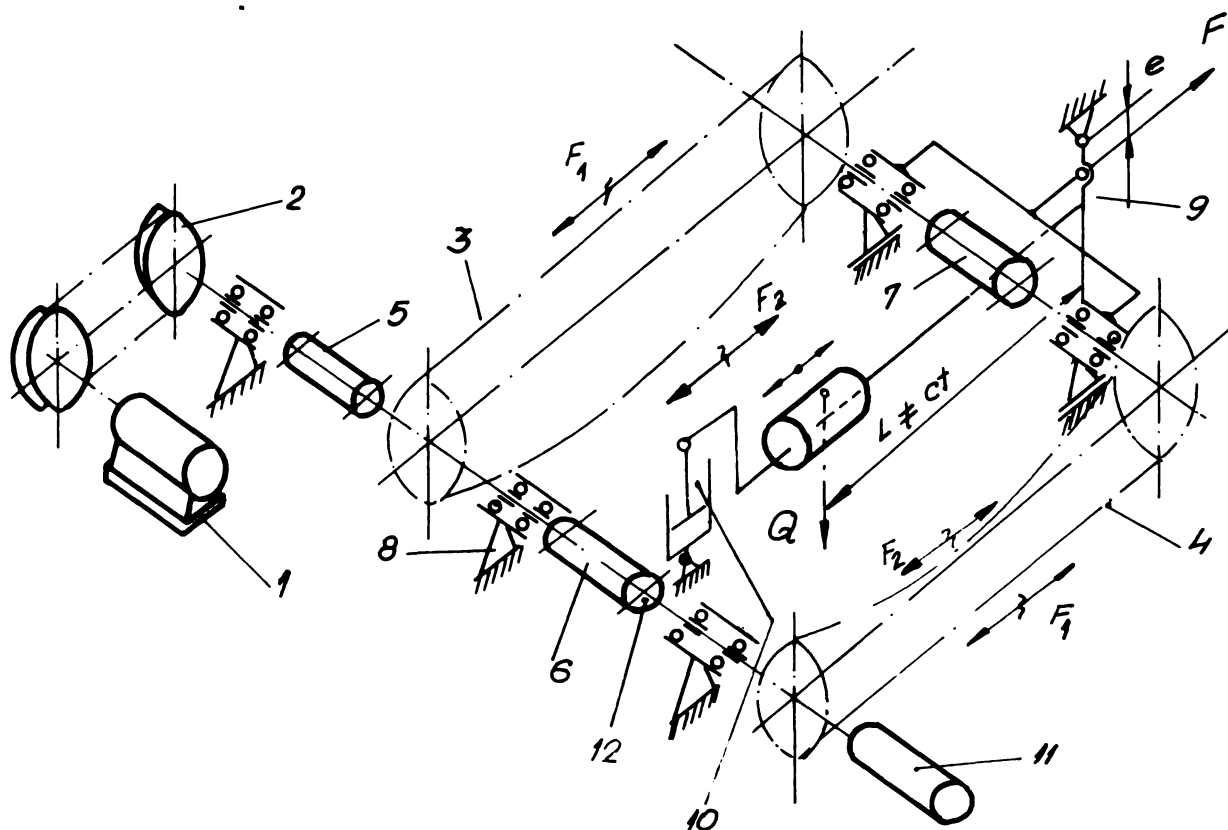
8.3. STAND IN FLUX ENERGETIC ÎNCHIS PENTRU CERCETAREA EXPERIMENTALA A FIABILITATII MECANISMELOR CU LANȚ ARTICULAT.

Standul de cercetat mecanisme cu lanț în flux energetic închis este prezentat schematic în fig.8.3. și servește pentru cercetarea și verificarea parametrilor de fiabilitate ai mecanismelor cu lanț articulată, atât în cazul mecanismelor cu lanț clasice cât și în cazul mecanismelor cu lanț redondate cu sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și cu seturi de roți de lanț pentru reducerea oscilațiilor torsionale relative.

Standul de cercetare în flux energetic închis s-a realizat cu următoarele particularități constructive și funcționale: Mecanisme cu lanț de uz general o8A, STAS 5174-66, în număr de două, așezate în paralel cu posibilitate de încărcare în diagonală. Roți de lanț cu dantura STAS 5006-66 pentru mecanisme clasice și cu danturi zero și deplasate pentru alungiri specifice ale lanțurilor $\lambda \in (0 - 0,0225)$, cu numere de dinți $Z \in (23, 24, 26, 27, 36, 53, 54, 72)$. Danturarea realizată prin metoda rostogolirii cu freză melc. Materialul roților de lanț OLC50 cu duritatea flancurilor în stare normalizată 240 HB, în stare îmbunătățită 45 HRC. Lagăre cu rulmenți, sistem de torsionare cu cuplaj conic, sistem de încărcare de concepție proprie.

Sistemul de încărcare în flux energetic închis s-a realizat folosind particularitatea mecanismelor cu lanț că la o așezare paralelă a două mecanisme cu caracteristici cinematice identice, încărcarea în diagonală se realizează cu cuplajul limitativ cu disc conic CL fig.8.3. cu care se reglează decalajii la un unghi $\alpha < \alpha = 2 \arcsin p/D$, și cu mecanismul de întindere compus din excentric și braț cu masa m de poziție

reglabilă conf.fig.8.3. cu care se aplică o forță orizontală "F" asupra arborelui antrenat așezat pe ghidajele batiului, realizând forța F_1 în ramurile principale ale transmisiilor și forța F_2 în ramurile secundare.



Schema instalației de cercetat transmisii prin lanț cu flux energetic închis.

1. Motor electric : $P = 1,5 \text{ kW}$, $n = 1500 \text{ } \text{r/min}$.
2. Variator de turație : $G = 4,5$
- 3,4. Transmisii prin lanț : $p = 1/2 \text{ } \text{''}$, $z = 23, 24, 26, 27, 36, 53, 54, 72$
- 5,6,7. Cuplaj torsiometric tensometric
8. Lagăr de susținere cu rulmenți
9. Sistem de încărcare cu contragreutate și excentric
10. Amortizor hidraulic
11. Contor ; 12. Cuplaj limitativ conic

Nu sînt reprezentate dispozitivele ptr. eliminarea ef. poligonal.

Fig.8.3.

Sistemul de încărcare permite pornirea și oprirea fără sarcină -ridicînd brațul cu masa m -, iar reglarea se poate realiza prin deplasarea masei m . Brațul avînd o cursă destul de

mare cca 25° reglarea tensionării se reduce la verificarea periodică, odată la 24 ore, și se realizează dacă e cazul prin reglarea câplajului limitativ conic. Prin reglare se elimină jocurile în funcționare - datorită uzurii în primul rând -.

Sistemul de încărcare prezintă o serie de avantaje ca, simplitate, siguranță în funcționare, pornire și oprire fără sarcină, reglabilitate în mers cu încărcare continuă, cunoașterea în permanență a încărcării, etc.

Datorită lungimii și elasticității ramurilor de lanț, standul de cercetat mecanisme cu lanț în circuit energetic închis fig.8.3.formează un sistem oscilant. Analizând structura standului rezultă că datorită conexiunii dinamice introdusă de mecanismul de încărcare, în funcționare sub acțiunea influențelor provenite din efectul poligonal și abaterilor de execuție și asamblare, sistemul este supus la vibrații forțate determinate periodice armonice.

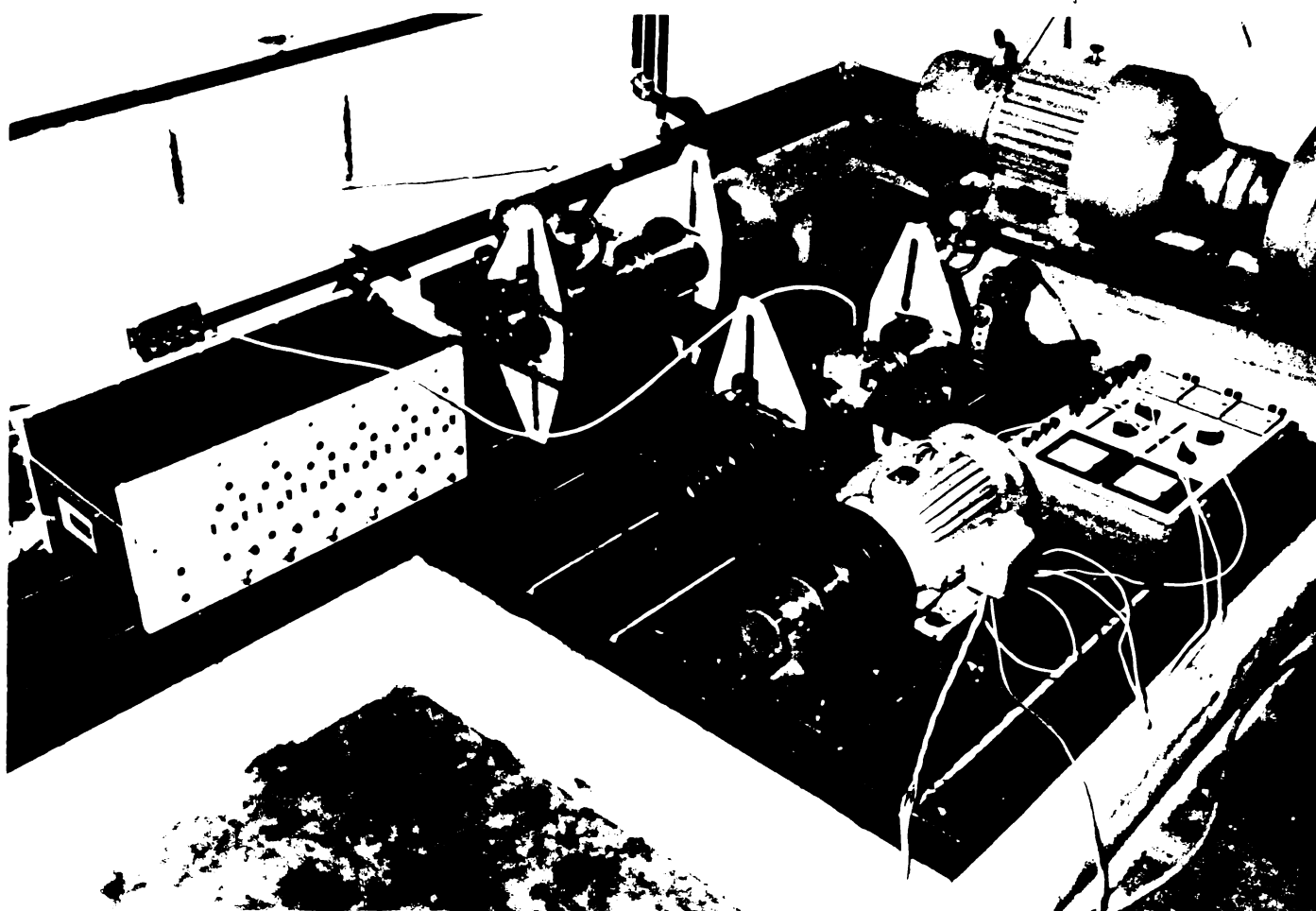
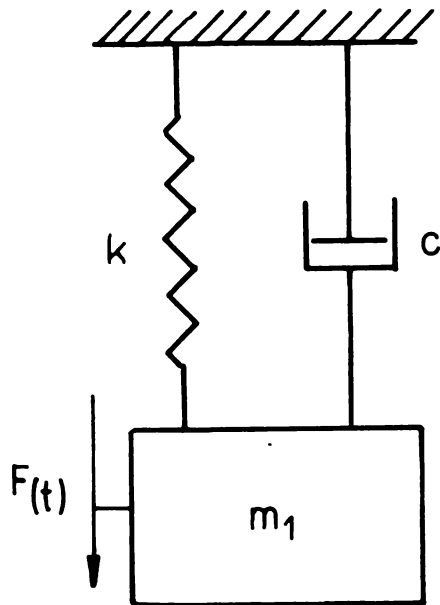


Fig.8.4,

Sistemul oscilant format se poate modela conf.fig.8.5. printr-o masă m_1 ce reprezintă masa de încărcare și masa arborelui antrenat, elementul elastic este format din lanțurile mecanismelor

cu coeficientul k , iar pentru amortizarea vibrațiilor a fost introdus un amortizor hidraulic cu coeficient de amortizare c reprezentat în fig.8.3. și 8.4. Forța excitatoare după cum s-a arătat mai sus este periodică, are amplitudine constantă F_0 și pulsația ω , deci



$$F(t) = F_0 \sin \omega t \quad (8.1)$$

Ecuția diferențială a mișcării este

$$m_1 \ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_0 \sin \omega t \quad (8.2)$$

Ecuția fără membrul al doilea - sistem fără amortizare - are soluția

$$x_1 = e^{-\zeta p t} (A \cos p_1 t + B \sin p_1 t)$$

Fig.8.5.

unde
$$\zeta = \frac{c}{2\sqrt{m_1 k}} ; \quad p^2 = \frac{k}{m_1} ; \quad p_1 = p \sqrt{1 - \zeta^2}$$

Pentru ecuația cu membrul al doilea, se caută o soluție particulară de forma

$$x_2 = X_0 \sin(\omega t - \theta)$$

care, după înlocuirea în ecuația (8.2), dă

$$X_0 = \frac{F_0}{m_1 \sqrt{(p^2 - \omega^2)^2 + 4\zeta^2 p^2 \omega^2}} ; \quad \operatorname{tg} \theta = \frac{2\zeta p \omega}{p^2 - \omega^2}$$

Ca urmare, soluția generală a ecuației (8.12) este

$$x = x_1 + x_2 = e^{-\zeta p t} (A \cos p_1 t + B \sin p_1 t) + X_0 \sin(\omega t - \theta) \quad (8.3)$$

Primul termen din membrul al doilea reprezintă vibrația proprie, iar al doilea, vibrația forțată.

Datorită amortizării, vibrația proprie se anulează foarte repede, așa că după trecerea fazei tranzitorii se poate considera soluția staționară dată numai de vibrația forțată.

După punerea în funcționare a standului s-a observat necesitatea instalării unui amortizor hidraulic, vibrațiile manifestându-se prin vibrarea masei m și a arborelui antrenat iar după

instalarea amortizorului vibrațiile proprii au fost complet eliminate.

În fig.8.6. se prezintă două seturi de roți de lanț cu profilul danturii deplasate în vederea minimizării deplasărilor și vitezelor relative și măririi preciziei de transmitere și a fiabilității mecanismelor cu lanț.

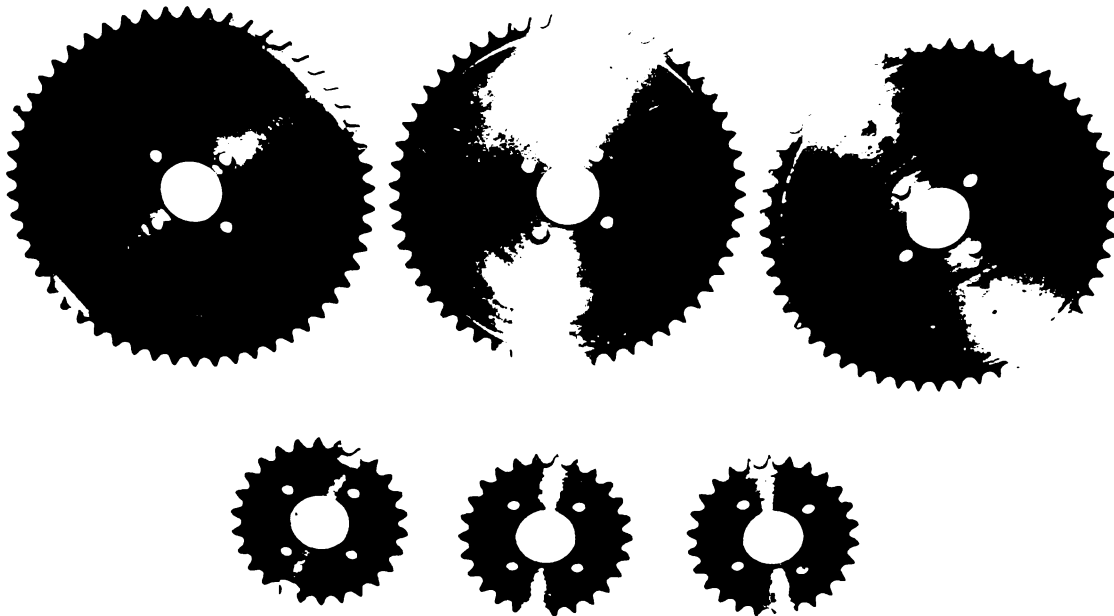


Fig.8.6.

8.4. METODA DE ANALIZA CINEMATICA EXPERIMENTALA A MECANISMELOR CU LANT

Stabilirea preciziei cinematice a mecanismelor cu lanț se poate realiza cu ajutorul matematicii statistice, utilizând aparatura electronică, care pe de o parte permit un volum și densitate mare de măsurări și informații, pe de altă parte permit automatizarea largă a procesului de măsurare.

În fig.8.7. se prezintă schematic principiul de măsurare și înregistrare a abaterilor cinematice a mecanismelor cu lanț, sau a altor tipuri de mecanisme.

Schema bloc a standului și aparaturii de înregistrare primară, în care s-au folosit următoarele notații:

A și A' - traductor incrementat

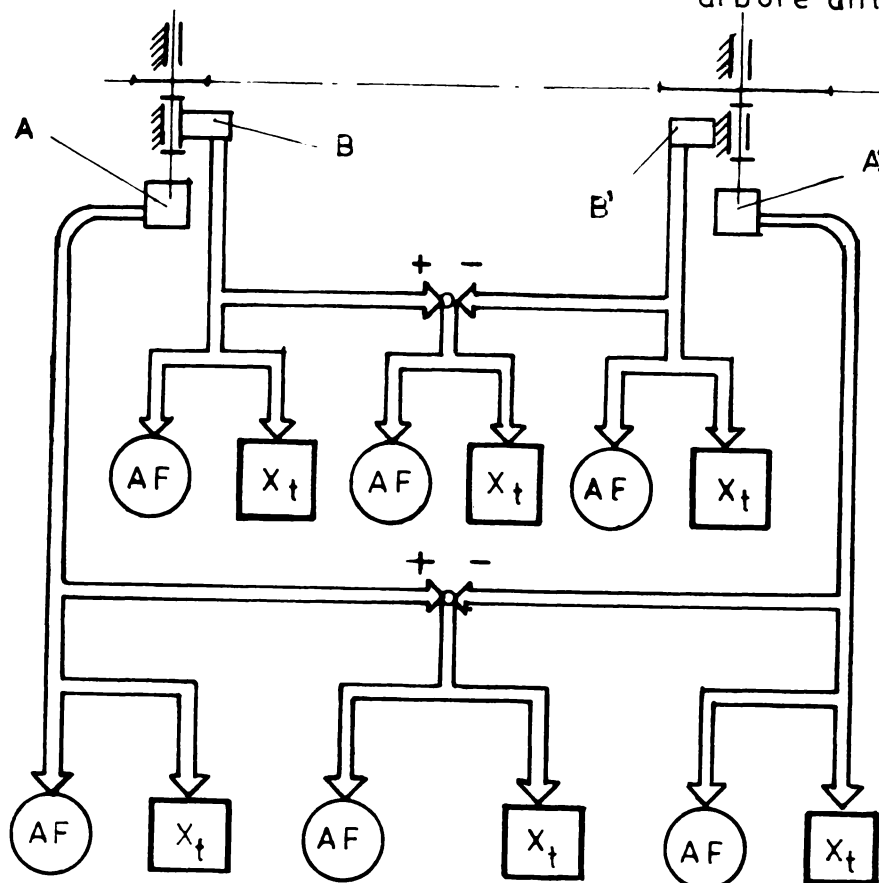
B și B' - traductor seismic

AF - analizor de frecvență

X_t - înregistrator magnetic cu patru canale.

arbore motor

arbore antrenat



Schema instalatiei de cercetare a caracteristicilor mecanice interioare si aparaturii de înregistrare.

Fig.8.7.

Analizând caracteristicile mecanismului, pentru un semnal de intrare rezultă în mod univoc un semnal de ieşire. Între caracteristica de ieşire ψ_e și cea de intrare, legătura ne dă funcția-raportul de transmitere a sistemului conform relației:

$$\psi_e = i \cdot \psi_i \quad (8.4)$$

Datorită construcției mecanismelor cu lanț funcția de transmitere $i \neq ct$, și funcție de caracteristica mecanismului și a semnalului de intrare, conf.relației :

$$i = f(\psi_i) = i_s + \Delta i(\psi_i) \quad (8.5)$$

unde i_s este funcția de transmitere prescrisă a mecanismului, iar Δi abaterea mecanismului.

Valoarea reală a caracteristicii cinematice de ieşire a sistemului va fi :

$$\psi_e(\psi_i) = \psi_{es} + \Delta \psi_e \quad (8.6)$$

unde ψ_{es} și $\Delta \psi_e$ este valoarea caracteristicii prescrise și valoarea abaterii caracteristicii de ieşire a sistemului.

La analiza mecanismelor cu lanț și în general la analiza unui sistem de transmitere nu raportul dintre semnalul de intrare și ieșire se cercetează, ci abaterea semnalului de ieșire de la valoarea prescrisă a acestuia.

Le mecanisme cu lanț clasice valoarea abaterii caracteristicilor interioare -a funcției de transmitere- $\Delta i(\psi_1)$ se compune din mai mulți termeni :

$$\Delta i(\psi_1) = \Delta i_s + \Delta i_a \quad (8.7)$$

unde Δi_s reprezintă abaterile sistematice, cauzate de înfășurarea poligonală a lanțului pe roata de lanț, iar Δi_a abaterile aleatoare cauzate de abaterile de execuție, asamblare și de funcționare ale mecanismului.

Din semnalul de intrare, cu ajutorul unui sistem adecvat de comparare, în care este simulată funcția de transmitere ideală a sistemului, se stabilește valoarea ideală a semnalului de ieșire. Aceasta comparată cu valoarea reală măsurată a sistemului de ieșire se obține abaterea cinematică a sistemului.

La standul de cercetat mecanisme cu lanț în circuit energetic deschis sistemul de măsurare este realizat cu traductoare incrementale cu foto diode a cărui schemă este ilustrată în fig.8.8. Discul traductorului 3 este confecționat din placă de oțel, danturată pe circonferință. Caracteristicile danturii discului traductorului sînt alese în așa fel încît pe distanța angrenării mecanismului cu lanț cu un pas să corespundă un număr de incremente suficient de mari (10) pentru a obține un număr suficient de impulsuri a căror poziții în timp respectiv în spațiu ne dă informații asupra uniformității mișcării.

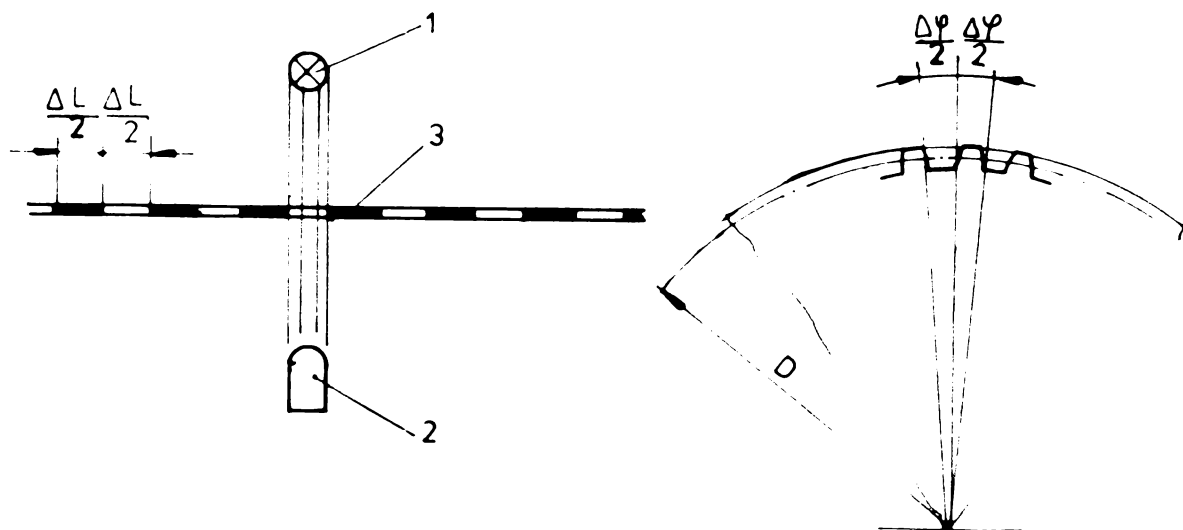


Fig.8.8.

Dantura discului traductorului cu modul $m=1$ mm formează o serie de diviziuni alternativ opace și transparente, de o finețe mare. Lățimea unghiulară a acestor diviziuni este $\Delta\varphi/2$. Lățimea totală a unei diviziuni opace și a uneia transparente este $\Delta\varphi$, care reprezintă incrementul unghiular.

Capul de citire este construit dintr-o sursă luminoasă convergentă (1), discul (3) cu lățimea unghiulară a diviziunilor opace sau transparente $\Delta\varphi/2$, iar lățimea totală $\Delta L=D.\Delta\varphi/2$ la nivelul diametrului de divizare.

De la capul de citire se obține un tren de impulsuri care este un semnal modulat în durată și poziție și reprezentând tocmai distorsiunile de viteză ale arborelui.

De asemenea semnalul se aplică și unui numărător cu rol de înregistrare a numărului de impulsuri generat de fotodiodă și implicit a frecvenței de lucru.

$$F = \frac{n \cdot N_{im}}{60} \quad (8.8)$$

Unde n este turația în rot/min și N_{im} este numărul de impulsuri pe rotație generat de sistemul de măsură, adică numărul perechilor de diviziuni opace - transparente.

Frecvența semnalului are valori destul de ridicate în domeniul

$$F \in (2000 - 27.000) \text{ Hz} \quad (8.9)$$

cea ce face imposibilă obținerea unei calități a semnalelor înregistrate în direct. Semnalele obținute de la traductoare incrementate și seismice au fost înregistrate în vederea stocării pe bandă magnetică pentru diferite regimuri de funcționare. Înregistrarea datelor de pe bandă magnetică pe hârtie foto sensibilă a fost făcută prin reducerea vitezei benzii magnetice de zece până la 50 de ori funcție de frecvența semnalelor, pentru a obține o calitate bună a înregistrării pe hârtie foto sensibilă. În fig.8.9. și fig.8.10 se prezintă schema respectiv fotografia aparaturii de prelucrare și înregistrare a datelor.

Schema bloc a aparaturii de prelucrare și înregistrare a datelor, cu următoarele notații:

IM - Inregistrator magnetic cu patru canale

AM - Amplificator de măsură

F - Fazometru

O.B.G. - Oscilograf cu bucle galvanometrice cu 12 canale

I.X.Y. - Inregistrator XY.

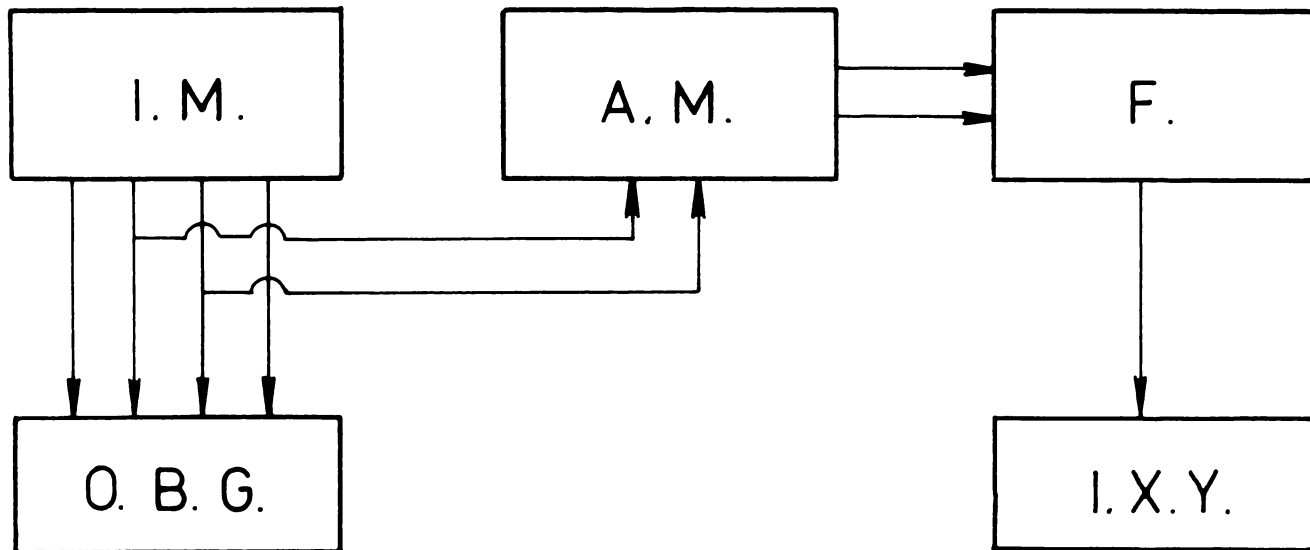


Fig. 8.9.

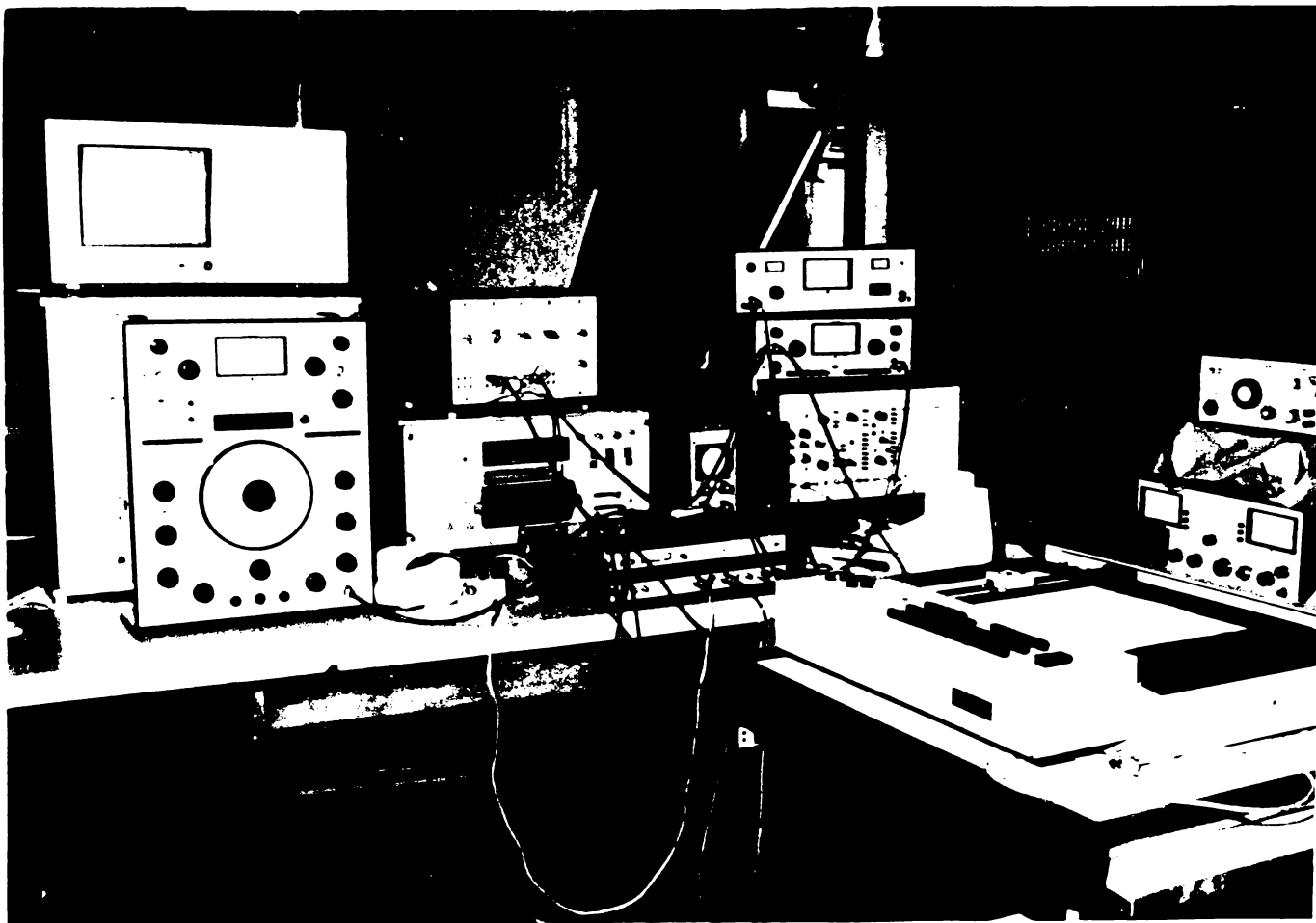


Fig.8.10

8.5. MĂSURĂTORI SI DETERMINĂRI EXPERIMENTALE DE LABORATOR

Inregistrarea simultană a semnelor traductoarelor incrementale, prin care s-a analizat uniformitatea mersului, cu semnalele traductoarelor seismice aplicate pe corpul fix al lagărelor, pentru analiza vibrațiilor produse de elementele mecanismului, a conferit posibilitatea obținerii unor date complexe despre caracteristicile interioare ale mecanismelor cu lanț.

Din compararea semnalelor vibratorii obținute de la traductoarele incrementale și seismice la diferite regimuri de funcționare, în sarcină fără sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și în sarcină cu acest sistem, exemplificate în fig.8.11 și fig.8.12. se obțin următoarele rezultate.

Motorul electric asincron de antrenare avînd un surplus de putere realizează o viteză unghiulară uniformă ceea ce se poate observa și din fig.8.11. Semnalul traductorului incremental de pe arborele motor U_1 constituie semnalul de referință al sistemului, față de care se analizează semnalul traductorului de pe arborele antrenat U_2 .

Perioada t_{ij} respectiv t_{kl} a semnalului traductorului de pe arborele motor respectiv antrenat este proporțională cu spațiul unghiular parcurs de arbori în același timp t_j . Funcția de transmitere N_1/N_2 a traductoarelor incrementale coincide cu funcția de transmitere a mecanismului Z_1/Z_2 în toate cazurile. Rezultă că variația abaterii de fază Δt_j a semnalului U_2 pe perioada angrenării mecanismului cu un pas al lanțului t_1 , $j \in (1 - 10)$ este proporțională cu variația funcției de transmitere a mecanismului cu lanț cercetat. Cum s-a arătat prin (8.4) Δi_g reprezintă abaterile sistematice cauzate de înfășurarea poligonală iar Δi_a abaterile de execuție, respectiv funcționare a mecanismului.

Analizînd cinematica mecanismului cu lanț în funcționare cu străboscopul s-a observat o mișcare oscilatorie torsională relativă a lanțului față de roata de lanț cu amplitudine și frecvență depinzînd de caracteristicile danturii roților de lanț. La mecanisme cu roți de lanț clasice oscilațiile torsionale relative ale lanțului față de roțile de lanț, au caracter aleatoriu cu amplitudine și frecvență nestaționară.

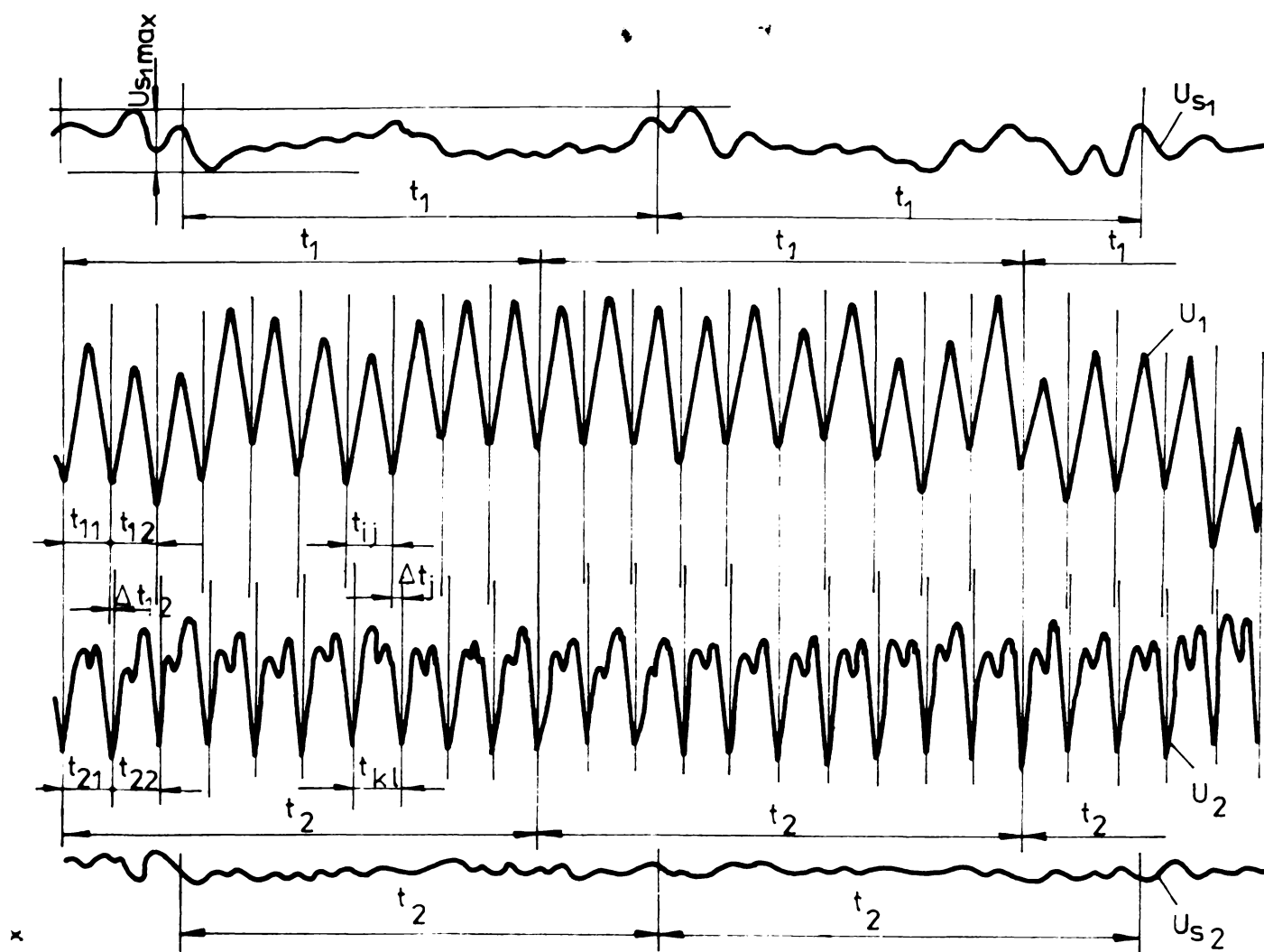


Fig. 8.11.

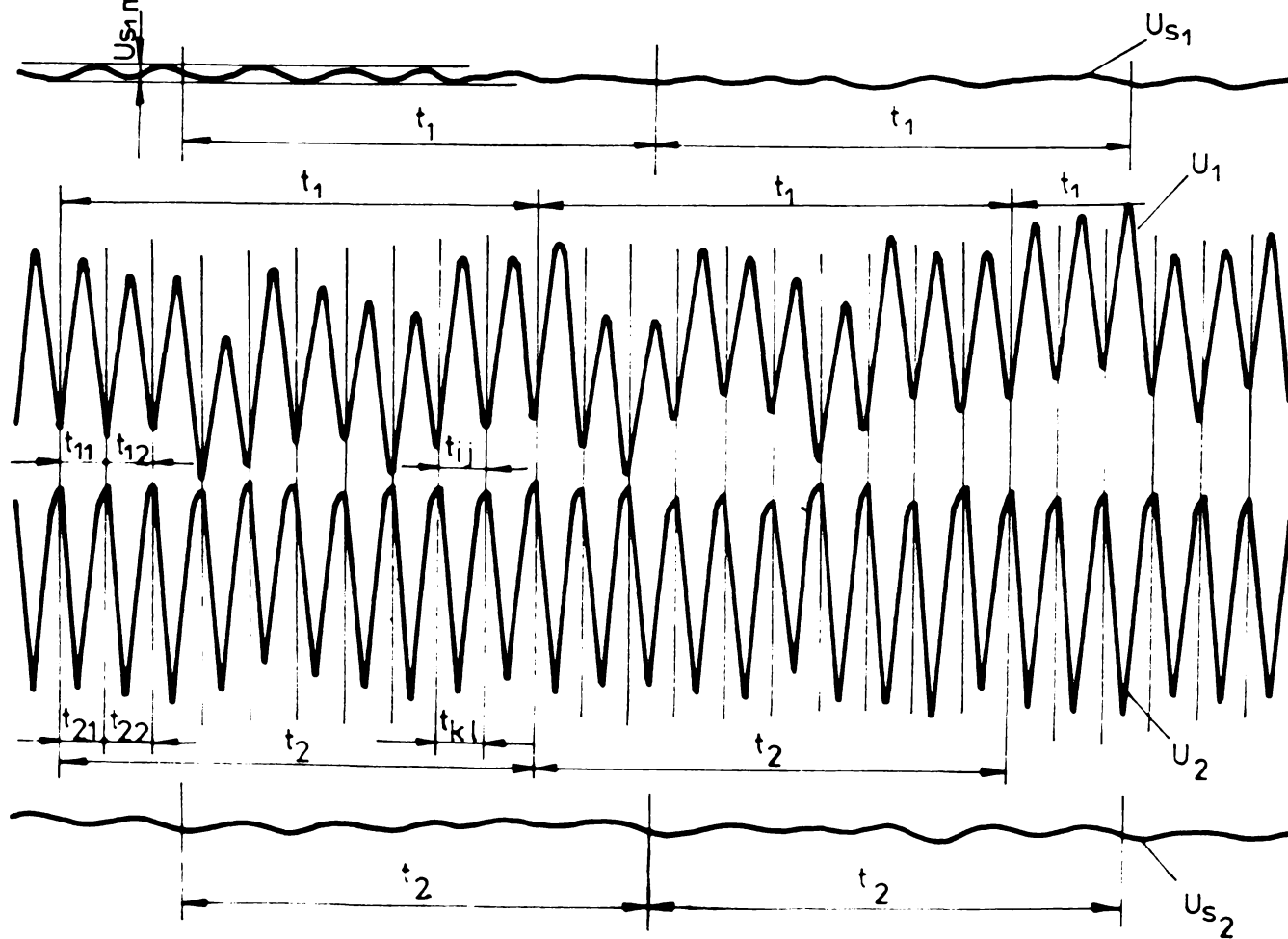


Fig. 8.12.

În baza măsurilor și înregistrărilor efectuate se determină abaterile de ordinul j ale semnalelor de ieșire față de semnalul de intrare.

$$\Delta t_j = \sum t_{kl} - \sum t_{ij} \quad (8.10)$$

Pentru exemplul din fig.8.10, se obțin următoarele rezultate (8.11)

$\Delta t_j \in (0,6; 1,25; 1,35; 0,85; 0,25; 0,75; 1,6; 1,6; 0,6; 0)$
Mecanismul cercetat avînd $Z_1 = 24$; $Z_2 = 35$; $N_1 = 240$; $N_2 = 360$, pentru o valoare a lui t_{ij} corespunde

$$\varphi_{ij} = \frac{2\pi}{N_2} = 1^\circ.$$

Intrucît valorile unghiurilor parcurse sînt proporționale cu perioadele semnalelor obținute, abaterile unghiulare ale arborelui 2, se calculează din abaterile semnalelor înregistrate.

$$\Delta \varphi_{2j} = \frac{t_{kl}}{t_{ij}} \Delta t_j \quad (8.12)$$

Cu abaterile unghiulare $\Delta \varphi_2$ și cu valorile efective ale unghiului de poziție φ_2 au fost construite diagramele din fig. 8.13, din care rezultă variația funcției de transmitere de gradul 0, $\varphi_2 \neq \text{ct}$ ale mecanismului cu lanț clasic, fără sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale.

Efectul ciocnirii dinte-rolă este pus în evidență cu ajutorul traductoarelor seismice obținînd semnalele U_{s1} și U_{s2} fig.8.7, cazul mecanismelor cu lanț clasice. Ciocnirea este urmată de creșterea amplitudinii vibrațiilor măsurate, ceea ce se regăsește după perioada t_1 corespunzător angrenării cu un pas. Se remarcă faptul că la mecanismele clasice fig.8.11. ciocnirea are caracter mai pronunțat, mai ales la roata motoare avînd numărul de dinți mai mic decît roata antrenată $Z_1 = 24 < Z_2 = 36$, $U_{s1} > U_{s2}$.

La mecanismele cu lanț prevăzute cu sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și cu roți de lanț cu dantura deplasată cu curbe caracteristice din fig.8.12, efectul ciocnirii reprezentat prin variația semnalelor U_{s1} și U_{s2} este foarte redus față de cazul clasic.

În cazul mecanismelor cu lanț prevăzute cu dispozitiv de eliminare a efectelor înfășurării poligonale, și cu roți de lanț cu deplasare de profil corelat cu mărimea pasului lanțului,

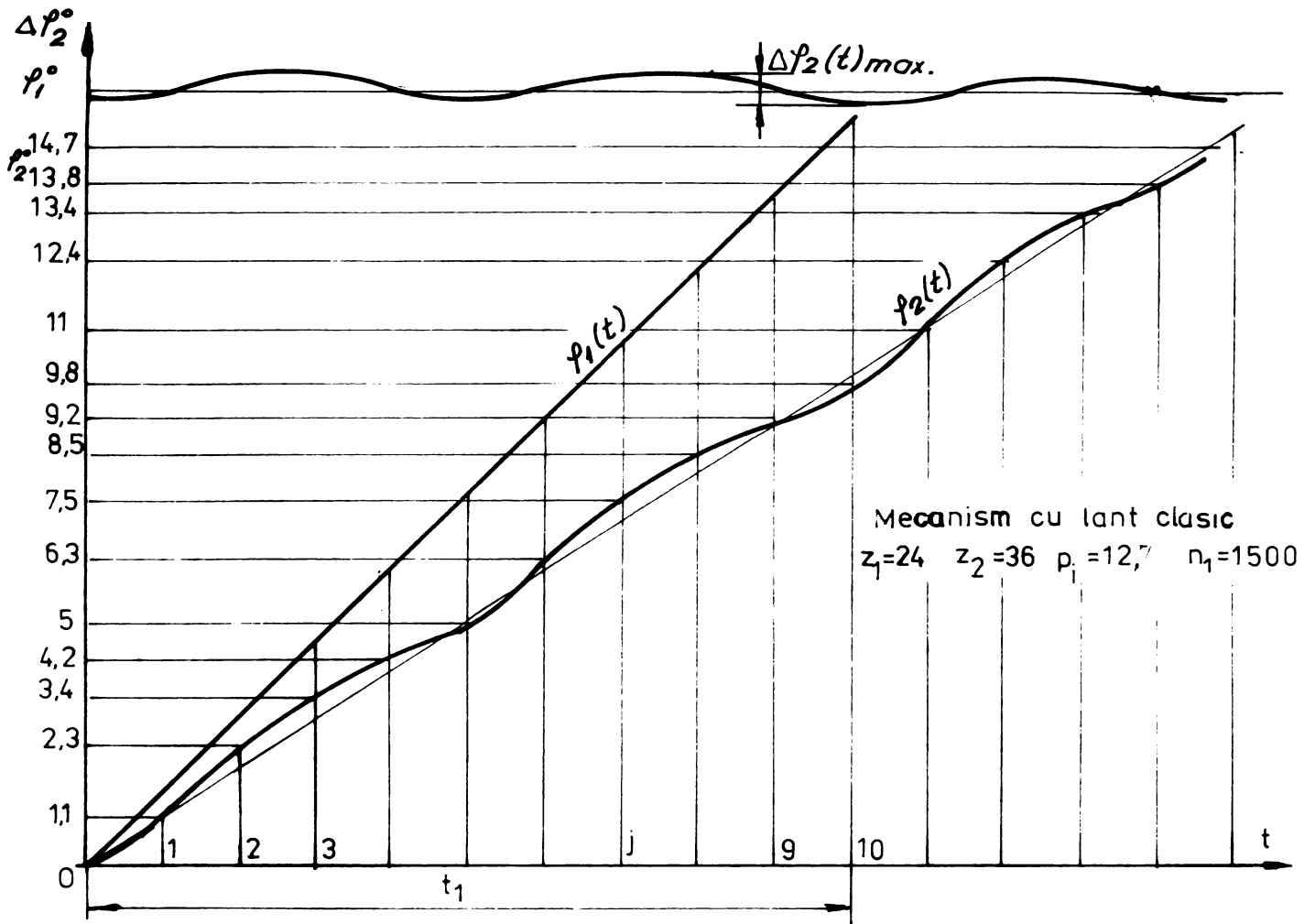


Fig. 8.13

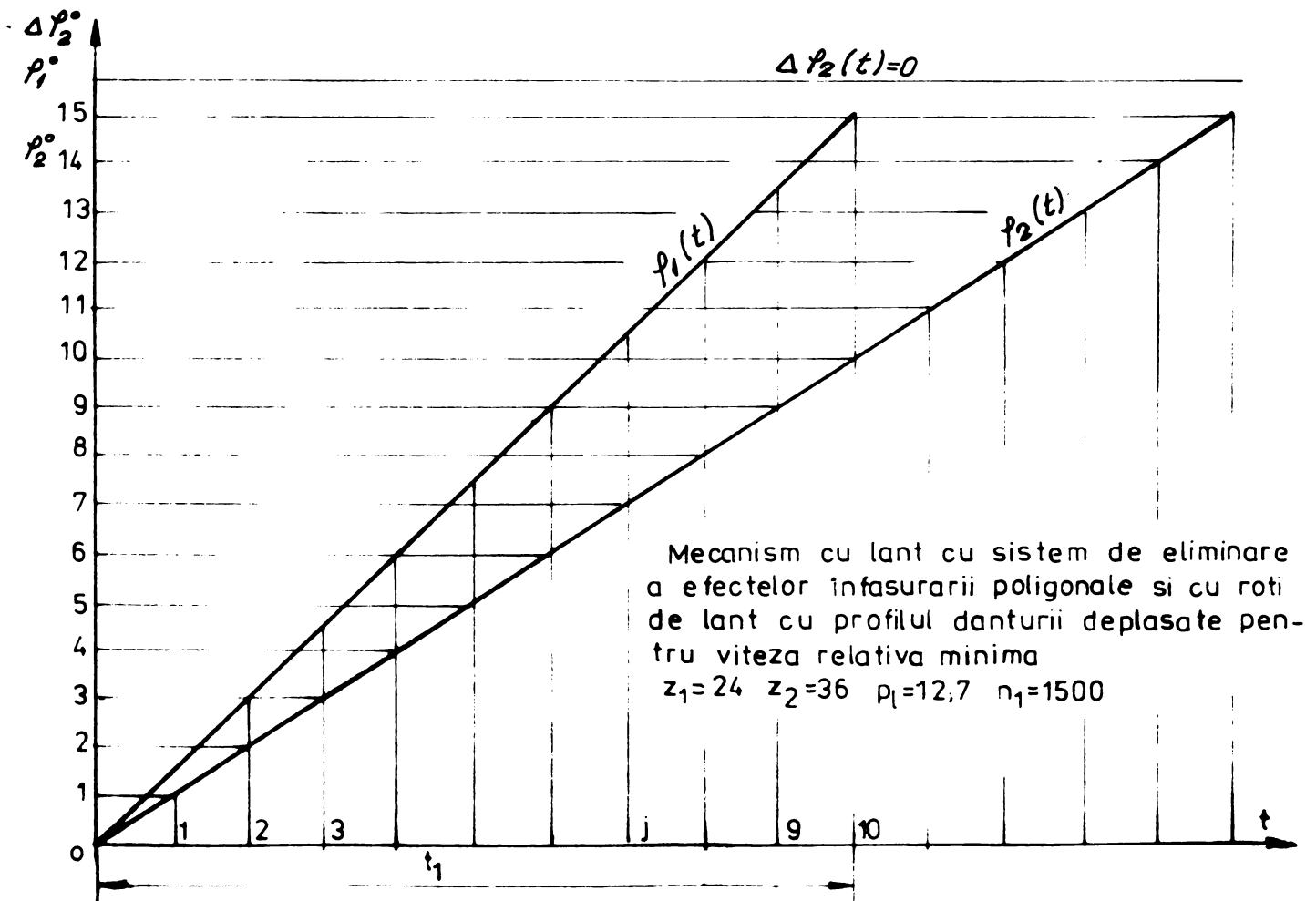


Fig. 8.14

oscilațiile torsionale relative ale lanțului față de roțile de lanț, lipsesc sau sînt foarte reduse, ceea ce rezultă din fig. 8.12 și din diagramele din fig.8.14. construite în baze semnalelor vibratorii din fig.8.12.

Frecvența oscilațiilor torsionale relative este superioară frecvenței semnalelor traductoarelor și se plasează între frecvența de rotație a roților de lanț la mecanismele cu lanț clasice:

$$n_1 > f_{otr} > n_2 \quad (8.13)$$

Fenomenul oscilațiilor torsionale relative este pus în evidență și prin măsurările și înregistrările efectuate, prin însumarea algebrică a semnalelor celor două traductoare incrementale. În cazul unui mecanism cu lanț, cu roți clasice $p_1 > p_r$, prin însumare se obține curba din fig.8.15. cu perioada $T_{otr} = 1/f_{otr}$, satisfăcînd relația (8.13). În cazul transmisiei cu lanț, cu roata de lanț cu dantura deplasată, cu $p_1 \approx p_r$, prin însumare se obține curba din fig.8.16. cu variații cu amplitudine și frecvență foarte redusă.

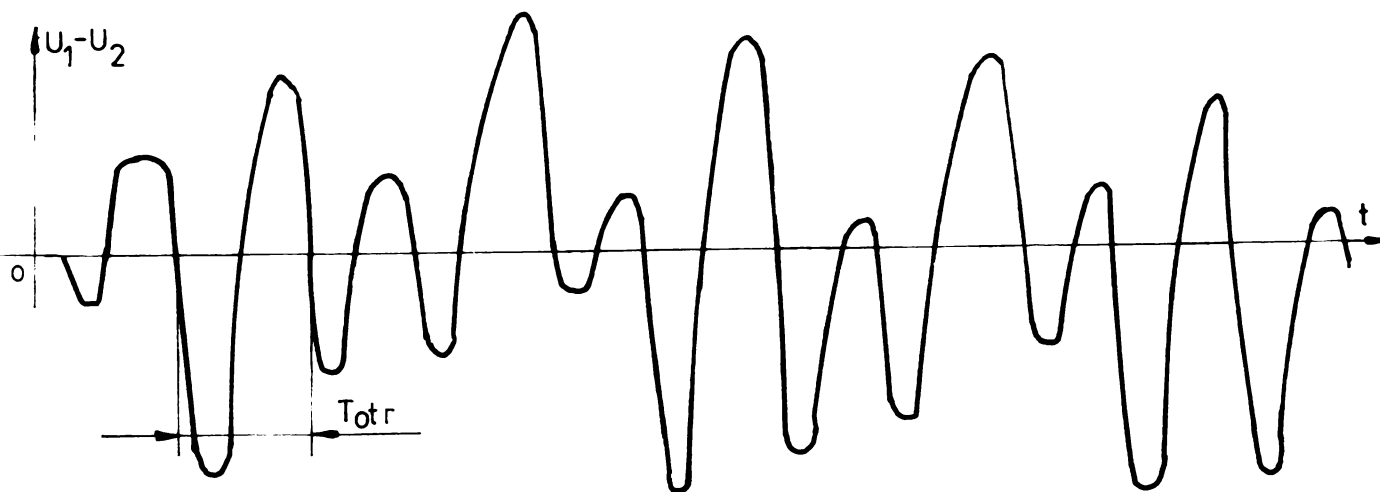


Fig.8.15.

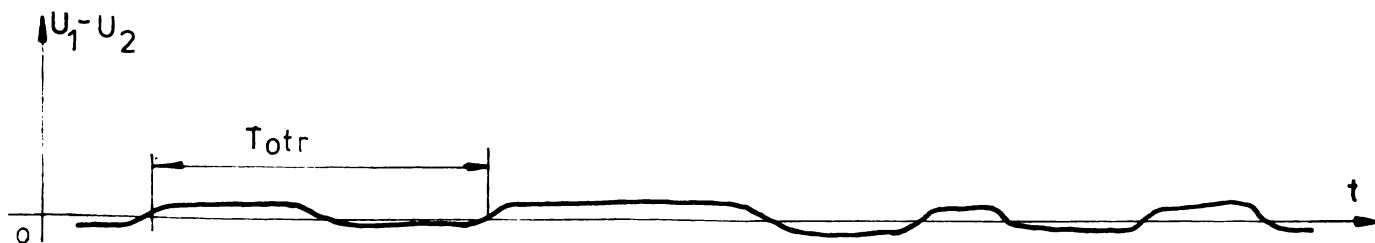


Fig.8.16.

Cercetarea fiabilității mecanismelor cu lanț s-a efectuat cu scopul verificării experimentale a ipotezelor teoretice elaborate prezentate la cap.3-7, și stabilirii influenței aplicării acestora asupra principalilor parametri ai mecanismelor cu lanț.

Au fost cercetate un anumit număr de mecanisme cu lanț de aceeași tipodimensiune ($p=12,7$ mm, lanț STAS 5174-66) cu rezultate satisfăcătoare, pe standul în flux energetic închis prezentat la cap.8.2.

Caracteristicile constructive și funcționale ale mecanismelor cercetate în cadrul lucrării sînt trecute în tabelul 8.1., iar valorile caracteristicilor și rezultatele experimentelor au fost trecute în fișele de cercetare exemplificate prin fișa din tabelul 8.2., cu ajutorul căroră au fost ridicate diagramele din fig.8.17.

Primele încercări au fost efectuate pe două mecanisme cu lanț, clasice, fără sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și cu roți de lanț cu dantura STAS 5006-66 realizată prin rostogolire cu freză melc. Regimul de încărcare a fost același ca în fișa de cercetare nr.12, prezentată în tabelul 8.2. Creșterea pasului a fost măsurată periodic conform STAS 5174-66 ca o medie peste 10 pași. Cu rezultatele obținute a fost ridicată diagrama creșterea relativă a pasului funcție de numărul de cicluri parcurse de articulația $\lambda = f(N)$, fig.8.17.a.

Cercetarea efectuată cu mecanism cu lanț clasic prezentat mai sus a fost considerată ca referință pentru verificarea influenței utilizării sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și a geometriei danturii deplasale respectiv a setului de roți de lanț, în vederea minimizării deplasărilor și a vitezelor relative. Pentru cazul de referință a fost ridicată și diagrama vitezei relative $V_r = \Delta p \cdot \omega \cdot V'$ (m/sec).

În cadrul cercetării de referință au fost efectuate studii simultane atât asupra lanțului și al roților de lanț cît și asupra transmisiei în ansamblu.

După perioada inițială -de rodaj- s-a înregistrat o creștere relativ uniformă a pasului mediu al lanțului pînă la cca 2% ceea ce corespunde la $N 10^7$ cicluri după care, cum rezultă și din diagrama vitezei relative, deplasările relative între profilul dinților și articulațiile lanțului sînt pronunțate, punctul de contact depășește profilul de bază la roata cu număr mic de dinți $Z = 24$, iar la roata cu număr mare de dinți $Z = 36$ punctul de contact atinge și profilul de vîrf. În perioada de cercetare $N \in (10 \times 10^6 - 13 \times 10^6)$ s-a înregistrat o creștere neuniformă a pașilor lanțurilor în mod progresiv, avînd consecință mersul

Tabelul 8.1.

Nr. crt.	Denumirea caracteristicii	Simbol	UM
1.	Durata etapei de cercetare-indicații contor	I.C.	
2.	Nr.de cicluri ale articulației	$N_{ca} = 3600 \cdot \omega_1 Z_1 \cdot t / \sqrt{u}$	cicl
3.	Forța utilă din ramura principală	$F_1 = (Q_1 + M_1) / 2e - P_0$	N
4.	Forța gravitațională aplicată	Q	N
5.	Lungimea brațului forței aplicate	l	cm
6.	Pasul de divizare al roții de lanț motoare	P_{d1}	mm
7.	Pasul de divizare al roții de lanț antrenate	P_{d2}	mm
8.	Coef.de deplas.specific al roții motoare	$\xi_1 = \lambda_{max} / 4 \sin \alpha_{1/2}$	
9.	Coef.de deplas.specific al roții antrenate	$\xi_2 = \lambda_{max} / 4 \sin \alpha_{2/2}$	
10.	Deplas.liniei de ref.al sculei la roata mot.	Δ_1	mm
11.	Deplas.liniei de ref.al sculei la roata antr.	Δ_2	mm
12.	Numărul de dinți al roții de lanț motoare	Z_1	
13.	Numărul de dinți al roții de lanț antrenate	Z_2	
14.	Raportul de transmitere	$i = Z_1 / Z_2$	
15.	Turația roții de lanț motoare	n_1	rot/min
16.	Viteza unghiulară al roții de lanț mot.	ω_1	sec ⁻¹
17.	Viteza liniară al lanțului	$V_1 = \omega_1 p_1 / 2 \sin \alpha_{1/2}$	m/sec
18.	Numărul de pași al lanțului mecanismului	U	
19.	Coef.de alungire max.admisă spec.al lanțului	$\lambda_{max} = p_{1max} - p_{10}$	mm
20.	Pasul lanțului transm.1 la începutul etapei	p_{11i}	mm
21.	Pasul lanțului transm.1 la sfârșitul etapei	p_{11f}	mm
22.	Pasul lanțului transm.2 la începutul etapei	p_{12i}	mm
23.	Pasul lanțului transm.2 la sfârșitul etapei	p_{12f}	mm
24.	Abaterea pasului lanțului față de pasul roților tr.1.	$\Delta p_1 = p_{11i} - p_{d1}$	mm
25.	Abaterea pasului lanțului față de pasul roților tr.2.	$\Delta p_2 = p_{12i} - p_{d2}$	mm
26.	Creșterea pasului lanțului transmisiei 1	$\Delta p_{11} = p_{11i} - p_{110}$	mm
27.	Creșterea pasului lanțului transmisiei 2	$\Delta p_{12} = p_{12i} - p_{120}$	mm
28.	Coef.specific de alungire a pasului lanțului transm.1	$\lambda_{11} = p_{11i} - p_{110} / p_{110}$	mm
29.	Coef.specific de alungire a pasului lanțului transm.2	$\lambda_{12} = p_{12i} - p_{120} / p_{120}$	mm
30.	Viteza relativă a artic.lanțului față de roata mot.	$V_{11} = \Delta p_1 \omega_1 / p_{110} \cdot 10^{-1}$	$\frac{m}{sec}$
31.	Viteza relativă a artic.lanțului față de roata antr.	$V_{21} = \Delta p_1 (\omega_1 / i) \cdot 10^{-1}$	$\frac{m}{sec}$

Tabelul 8.2.

Fişa de cercetare nr.12

Etapa simbol elem.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Indicații contor.	15640	60245	87700	125200	171410	264170	377100			
Nc(x10 ⁶)	0,3128	1,2049	2,5040	5,2834	7,5420	8,5688				
F (N)					750					
Q (N)					37					
l (m)					39					
pd ₁ (mm)					12,737					
pd ₂ (mm)					12,737					
ξ ₁ -					0,0156					
ξ ₂ -					0,0317					
Δ ₁ (mm)					0,1949					
Δ ₂ (mm)					0,3966					
Z ₁ -					26					
Z ₂ -					53					
i -					2,03846					
n ₁ ($\frac{\text{rot}}{\text{min}}$)					1432					
ω ₁ (sec ⁻¹)					150					
V ₁ (m/sec)					7,9					
U -					120					
λ _{max}					0,0075					
pl _{1i} (mm)	12,69	12,710	12,728	12,745	12,765					
pl _{1f} (mm)	12,70	12,720	12,737	12,755	12,775					
pl _{2i} (mm)	12,69	12,710	12,725	12,742	12,758					
pl _{2f} (mm)	12,70	12,718	12,734	12,750	12,763					
Δ p ₁ "	-0,047	-0,027	-0,009	+0,008	+0,028					
Δ p ₂ "	-0,047	-0,027	-0,012	+0,005	+0,021					
Δ pl ₁ "	-0,010	0,030	0,047	0,065	0,085					
Δ pl ₂ "	0,010	0,030	0,044	0,060	0,073					
λ ₁ (10 ²)%	0,078	0,236	0,370	0,512	0,669					
λ ₂ (10 ²)%	0,078	0,236	0,346	0,472	0,575					
V _{r1} ($\frac{\text{m}}{\text{sec}}$)	-0,048	-0,028	-0,009	0,008	0,028					
V _{r2} ($\frac{\text{m}}{\text{sec}}$)	-0,033	-0,026	-0,008	0,003	0,015					

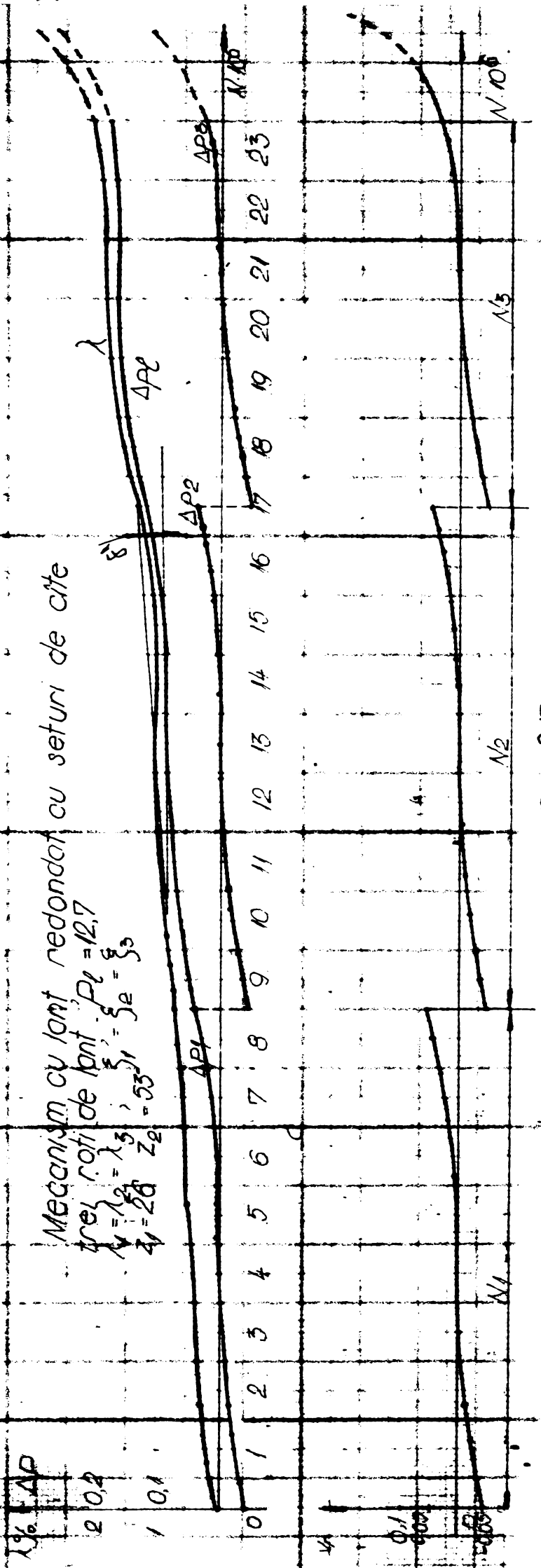
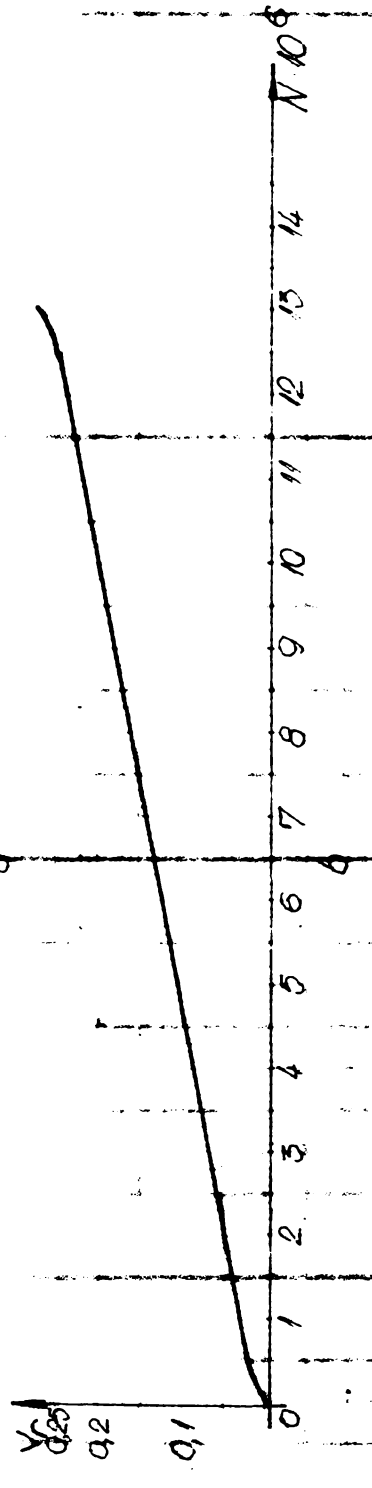
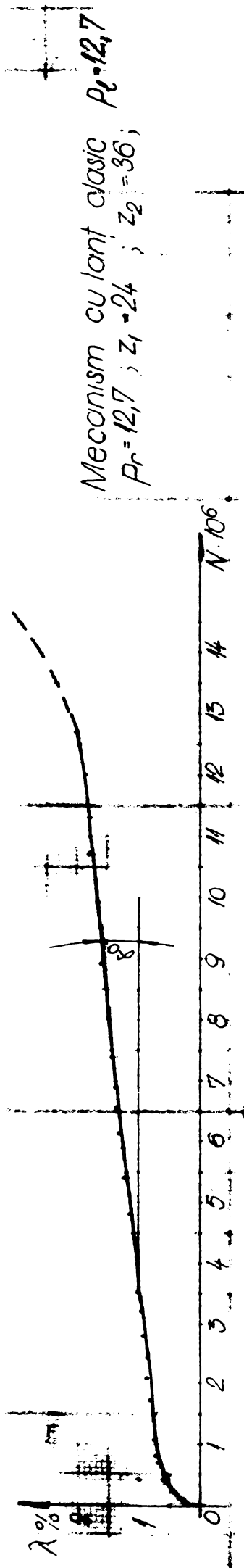


Fig. 8.17

zgomotos periodic al mecanismelor, ca după această perioadă zgomotul și vibrațiile să devină supărătoare iar mecanismul pierde capacitatea de funcționare cauzată de uzura din articulații. În paralel s-a înregistrat și o uzură mai pronunțată la flancurile dinților roților de lanț.

În cadrul cercetării s-a înregistrat o creștere mai lentă a pasului mediu la mecanismul amplificator față de cel reductor, în concordanță cu cele stabilite în lucrările [32], [137].

În diagramele sînt prezentate rezultatele obținute de la mecanismul reductor.

Verificarea influenței utilizării sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și a setului de roți de lanț cu dantura deplasată s-a efectuat în cadrul unor cercetări cu caracteristici cinematice conform celor prezentate la cap.8.2.dintre care se prezintă fișă de cercetare nr.12.tabelul 8.2. reprezentînd rezultatele cercetării din perioada N1.fig.8.17cși d. Mecanismele au fost construite cu seturi de trei roți de lanț cu dantura deplasată pentru alungiri egale ale pașilor lanțului pe cele trei perioade. $\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda_3 = 0,0075$, în concordanță s-a stabilit deplasarea specifică a profilului danturii $\xi_1 = \xi_2 = \xi_3 = 0,0156$ pentru roată de lanț cu $Z = 26$ și $\xi'_1 = \xi'_2 = \xi'_3 = 0,0317$ pentru roata de lanț cu $Z = 53$ dinți.

Deplasarea specifică a profilelor a fost posibilă să fie identică pe cele trei perioade de funcționare, adică pentru cele trei roți ale setului, utilizînd în calcule pentru mărimea pasului inițial pe o perioadă, valoarea mărimei pasului final obținut pe perioada anterioară, $P_{1i2} = P_{1f1}$.

În cadrul cercetării mecanismelor cu lanț redondate în condițiile arătate mai sus s-a obținut o creștere mai redusă a mărimei pasului mediu al lanțului pe o perioadă ce se pune în evidență și prin mărimea unghiului de pantă α al curbelor $\lambda = f(N)$. fig.8.17.

La mecanismul clasic $\alpha_0 = 7^\circ 10' 51''$ iar la mecanismul redondat $\alpha_1 = 5^\circ 9' 49''$, prezentînd o scădere considerabilă.

$\text{tg } \alpha = \frac{\lambda_2 - \lambda_1}{N_2 - N_1}$ reprezintă coeficientul de rezistență la uzare al lanțului conf. [32], prezintă o scădere de 28% în cazul mecanismelor redondate.

Din experimentări și din analiza diagramelor $\Delta P_1 = f(N)$,

$\Delta p_2=f(N)$, $\Delta p_3=f(N)$ și $\lambda=f(N)$ fig.8.17. rezultă pe lângă cele de mai sus și faptul că mecanismele realizate cu seturi de roți de lanț cu dantura corijată funcționare corectă, cu deplasări și viteze relative zero în zona centrală a diagramelor $\Delta p=f(N)$ și cu deplasări și viteze reduse în zonele extreme, asigurând mecanismelor cu lanț raport de transmitere constant respectiv cu abateri f.mici, zgomot redus și fiabilitate ridicată.

8.6. CONCLUZII

Din cercetările efectuate se desprind următoarele concluzii;

1. In cazul mecanismelor cu lanț prevăzute cu sistem de eliminare a efectelor înfășurării poligonale, se îmbunătățesc următorii parametri funcționali și de fiabilitate.

- Se elimină respectiv se reduc -funcție de de precizia de execuție și asamblare a mecanismului- variațiile - nedorite ale funcțiilor de transmitere ϕ_0 , ϕ_1 și ϕ_2 [32], ale mecanismului demonstrate prin măsurătorile efectuate conf.fig.8.11-8.14.

- Se reduce gradul de neregularitate al mersului mecanismului cauzată de înfășurarea poligonală a lanțului pe roata de lanț

- Se elimină respectiv se micșorează forța de ciocnire dinte-rolă și mersul zgomotos al mecanismului conf.fig.8.11-8.12.

- Se elimină respectiv se micșorează valoarea forței dinamice suplimentare ce apare datorită variației funcției de transmitere de gradul doi, ϕ_2 -vitezei articulației-.

- Se elimină respectiv se reduc vibrațiile longitudinale și transversale ale lanțului și torsionale ale arborelui antrenat conf.fig.8.13 și fig.8.14.

- Se modifică regimul de variație a forței rezultante în za, prin micșorarea variației amplitudinii dată de caracterul forței dinamice la mecanismele clasice [32], etc.

- Prin modificarea poziției camelor de pe ramura de lanț condusă devine posibilă reglarea în vederea micșorării săgeții apărute datorită alungirii lanțului în urma uzurii, nemaifiind necesar sistem de tensionare.

- Metoda este aplicabilă și la mecanismele prin lanț existente în cazurile în care în urma analizei tehnico-economice se găsește necesară și oportună aplicarea.

2. In cazul mecanismelor cu lanț realizate cu roți de lanț cu profilul danturii deplasate conf.celor prezentate la cap.6.,

În vederea obținerii unei precizii cinematice și unei fiabilități ridicate se îmbunătățesc următorii parametri funcționali și de fiabilitate:

- Se elimină neuniformitatea mișcării arborelui antrenat - a funcțiilor de transmitere ϕ_0 , ϕ_1 și ϕ_2 - cauzate de angrenarea incorectă a lanțului pe dantura roților de lanț, ceea ce s-a pus în evidență prin înregistrările fig.8.15, 8.16.

- Se minimizează deplasările și vitezele relative ale articulațiilor lanțului față de roțile de lanț și prin acesta pierderile de putere consumate prin frecare care duc la uzarea bușelor și rolelor lanțului și a profilelor danturii roților de lanț.

- Prin alegerea corectă a parametrilor constructivi ai mecanismelor, în special al seturilor de roți de lanț, se poate asigura o precizie cinematică, buna funcționare și fiabilitate ridicată mecanismelor cu lanț pe toată perioada de funcționare programată.

În urma aplicării metodei de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și/sau a realizării mecanismelor cu lanț cu seturi de roți de lanț cu dantura deplasată, se obțin avantajele arătate și demonstrate mai sus, și devine posibilă proiectarea și realizarea mecanismelor cu lanț la gabarite mai reduse decât până în prezent, prin posibilitatea micșorării numărului minim de dinți și/sau măririi domeniului rapoartelor de transmitere. Se realizează un domeniu de utilizare mai lărgit al mecanismelor cu lanț, mai ales în domeniul vitezelor ridicate.

C A P I T O L U L 9.

APLICATII PRACTICE ALE MECANISMELOR CU LANT ARTICULAT CU RAPORT DE TRANSMITERE CONSTANT.

9.1. MECANISM DE ANTRENARE TANGENTIALA CU LANT FLEYER PENTRU MASINI DE FILAT BUMBAC.

9.1.1. INTRODUCERE.

Se prezintă condițiile de precizie impuse mișcării elementului cinematic final -la organul de lucru- conducătorul de fire, de condițiile de calitate și stabilitate a formatului de înfășurare al firului, problemele apărute în situația actuală datorită neuniformității mișcării elementului final cauzată de înfășurarea poligonală a lanțului pe roțile de lanț.

Se prezintă analiza critică a câtorva tipuri de transmisii utilizate și rezultatul cercetării științifice întreprinse pentru proiectarea și realizarea unor sisteme de eliminare a efectelor înfășurării poligonale la mecanismele de antrenare tangențială cu lanț Fleyer de la mașinile de filat bumbac.

Cercetarea a fost solicitată de Centrala de Cercetare și Inginerie Tehnologică pentru Mașini și Utilaje din Industria Ușoară București, Filiala ACIT-10, cu sediul în Intreprinderea Unirea Cluj-Napoca și s-a realizat în cadrul contractului de cercetare științifică Nr.2/1981 încheiat între I.P.T.V.Timișoara și CCSIT-MUIU-București și reprezintă o aplicație a metodei de eliminare a efectelor înfășurării poligonale prin ghidarea articulațiilor elaborate de autor.

9.1.2. PRECIZIA CINEMATICĂ IMPUSĂ MECANISMELOR CU LANT FLEYER UTILIZATE LA MASINI DE FILAT BUMBAC.

În lucrarea [106] se arată că eroarea totală absolută de poziție a ultimului element al mecanismului concretizat prin conducătorul de fire trebuie să satisfacă condiția.

$$\Delta S_f \leq 0,01 \text{ mm.}$$

Unde ΔS_f este eroarea totală de poziție a elementului final.

Această condiție este impusă de necesitatea de a asigura formate de înfășurare corecte și pentru firele cele mai fine (5 tex) reprezentînd 2% din diametrul aparent al firului.

Schema cinematică a mecanismului de înfășurare pentru formate cilindro-conice de la familia de mașini de filat bumbac tipizat-modulizat cu antrenare tangențială cu lanț Fleyer, tip F.T., este prezentată în fig.9.1.

Transmisiile componente ale mecanismului sînt: - transmisia clichet-roată de clichet, - dispozitiv de avans - D A.

- transmisia cu lanț Fleyer prin legare directă LF, ER, DG, D_1 , D_2 , D_7 , role de antrenare respectiv deviere;

- transmisia cu camă și levier oscilant C A, L;

- transmisia cu lanț fleyer prin legare directă $D_7(1)$, L_f , $D_7(2)$;

- transmisia cu lanț fleier prin legare directă D_8 , L_f , BT, D_9 , BI;

BT - bandă de tracțiune;

BI - Banca cu inele.

În lucrarea [107,108] s-a stabilit ecuația raportului de transmitere a unui mecanism de înfășurare prin expresia generală:

$$S_i = \left[m' \left(\frac{\cos \gamma' - \cos \gamma''}{\cos \gamma' \cdot \cos \gamma''} \right) + \frac{R_2 + d_6/2}{R_1} \left(\frac{\cos \gamma' + \cos \gamma''}{\cos \gamma' \cdot \cos \gamma''} \right) \sin \frac{\theta_1}{2} \right] i_T \quad (9.1)$$

Sau sub forma unei funcții generale:

$$S_i = f(m', R_1, R_2, d_6, \theta_1, i_T) \quad (9.2)$$

Eroarea de poziție a primului mecanism, se determină plecînd de la relația:

$$S_o = \frac{\theta_o}{360^\circ} \cdot \theta_o \cdot d_{DA} = C_o \cdot \theta_o \cdot d_{DA} \quad (9.3)$$

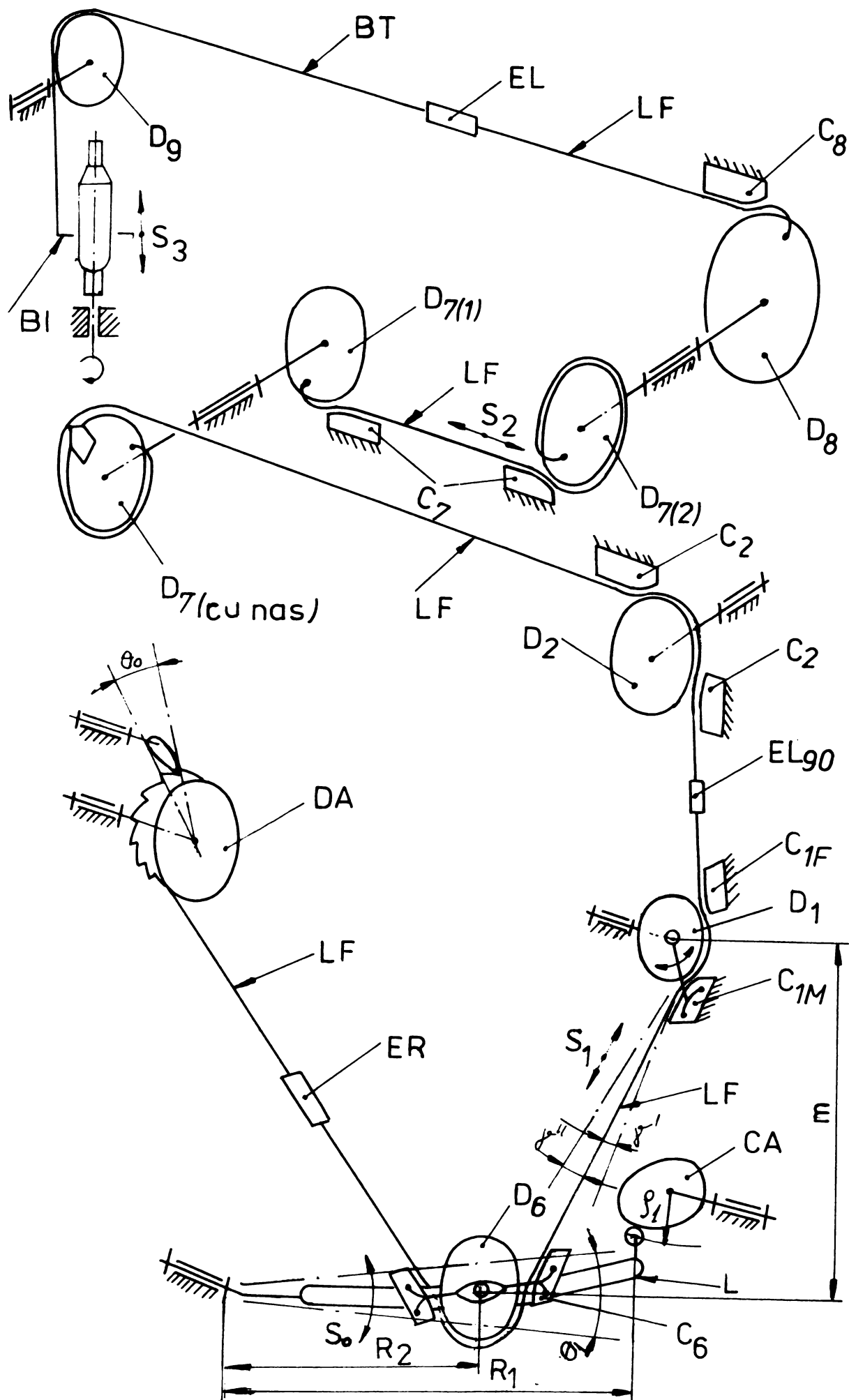
Derivînd în raport cu dimensiunea fiecărui element și înlocuind diferențialele parțiale prin creșteri mici, se obține ;

$$\Delta S_o = S_o \left(\frac{\Delta \theta_o}{\theta_o} + \frac{\Delta d_{DA}}{d_{DA}} \right) \quad (9.4)$$

Eroarea de poziție a celui de al doilea mecanism component, se determină cu relația:

$$S_1 = 2 R_1 \sin \frac{\theta_1}{2} \quad (9.5)$$

De unde se obține prin același procedeu:



Schema cinematica a mecanismului cu lant Fleyer pentru tragerea bancii cu inele, de la masina de filat bumbac tip FT
Fig. 9.1

$$\Delta S_1 = S_1 \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} + \frac{\Delta \theta_1}{\theta_1} \right) \quad (9.6)$$

Eroarea de poziție a celui de al treilea mecanism:

$$S_2 = (S_1 + S_0) \frac{R_2 + d_6/2}{R_1} = (2R_1 \cdot \sin \frac{\theta_1 + \hat{\theta}}{2} \cdot \theta_0 \cdot d_{DA}) \frac{R_2 + d_6/2}{R_1} \quad (9.7)$$

Derivând și înlocuind diferențialele parțiale ca și în procedeul de mai sus, se obține:

$$\Delta S_2 = S_2 \left(\frac{\Delta S_1 + \Delta S_0}{S_1 + S_0} + \frac{\Delta R_2 + \Delta d_6/2}{R_2 + d_6/2} - 2 \frac{\Delta R_1}{R_1} \right) \quad (9.8)$$

Eroarea de poziție al celui de al patrulea mecanism:

$$S_3 = S_2 \cdot \frac{d_{7(1)} \cdot d_8}{d_{7(cn)} \cdot d_{7(2)}} \quad (9.9)$$

Aplicînd procedeul anterior se obține :

$$\Delta S_3 = S_2 \frac{d_{7(1)} \cdot d_8}{d_{7(cn)} \cdot d_{7(2)}} \left(\frac{\Delta d_{7(1)}}{d_{7(1)}} + \frac{\Delta d_8}{d_8} - \frac{\Delta d_{7(cn)}}{d_{7(cn)}} - \frac{\Delta d_{7(2)}}{d_{7(2)}} \right) \quad (9.10)$$

In care:

- R_1 - lungimea brațului tachetului pînă la roată de contact;
- R_2 - lungimea totală a tachetului;
- θ_1 - unghiul de oscilație a tachetului care se determină cu expresia [5];

$$\theta_1 = \arccos \frac{R_1^2 + A_1^2 - \rho_{1 \max}^2}{2R_1 A_1} - \arccos \frac{R_1^2 + A_1^2 - \rho_{1 \min}^2}{2A_1 R_1} \quad (9.11)$$

In care:

- A_1 - distanța dintre axele de rotație a camei 7 și de oscilație a tachetului L.

$\rho_{1 \max}$, $\rho_{1 \min}$ - razele vectoriale maxime și minime ale camei CA.

$$\theta_0 = \frac{360^\circ}{Z} \quad (9.12)$$

In care:

Z - număr de dinți ai roții de clichet

d_{DA} , d_6 , $d_{7(1)}$, $d_{7(2)}$, $d_{7(cn)}$, d_8 - diametrul roților netede pe care se înfășoară lanțul fleyer pentru transmiterea mișcării prin legare directă.

Din punct de vedere tehnologic textil interesează eroarea

totală de poziție la ultimul element care asigură o formă corectă a formatului de înfășurare. Pentru aceasta așa cum se vede în fig.9.1. mișcarea dată de mecanismul camă-tachet oscilant nu influențează creșterea în lungime a formatului de înfășurare în cazul depunerilor succesive. Intre două depuneri succesive trebuie să se asigure o diferență de minimum o grosime de fir, în caz contrar formatul ar crește peste limita admisă de inelul de filat.

În fig.9.2. se poate observa că firele se depun la înfășurare la un pas K

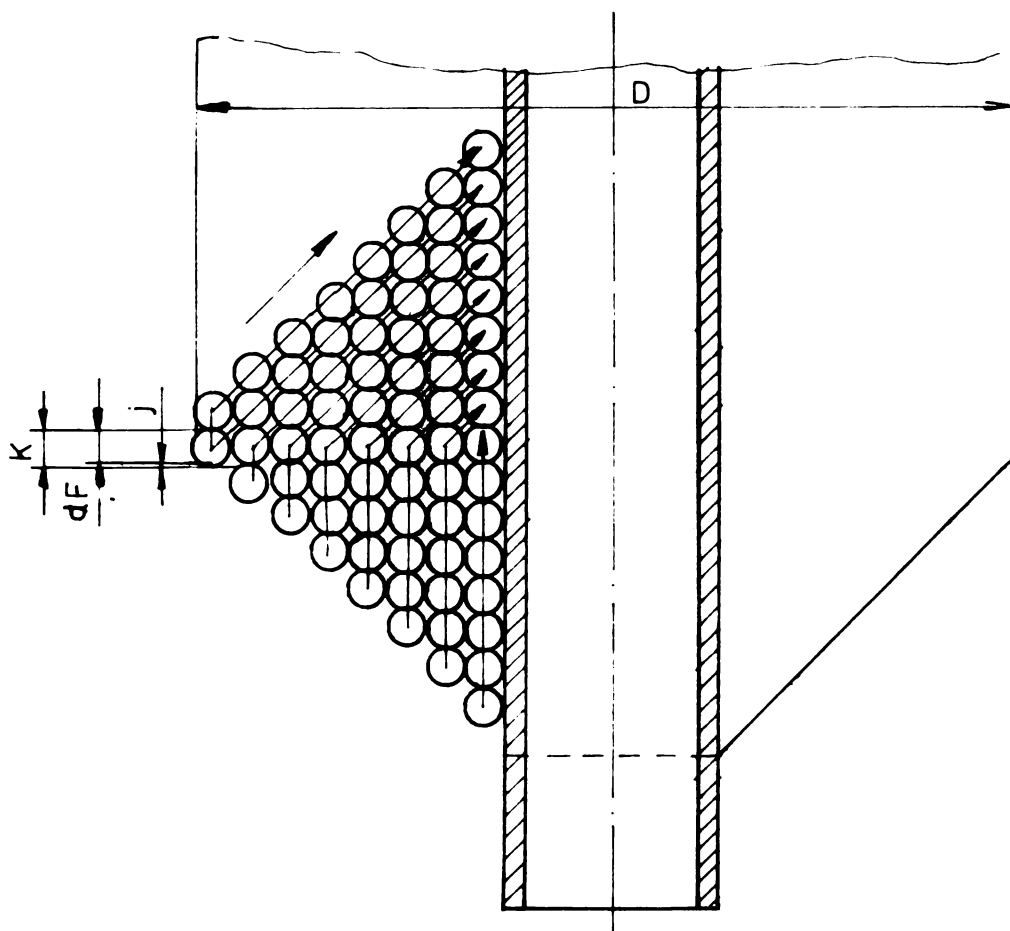


Fig.9.2.

G - greutatea firului pe metru de lungime;

L - lungimea firului.

De unde: prin înlocuirea lui $L = N_m \cdot g$

$$d_F = \frac{C}{\sqrt{N_m}} \quad (9.15)$$

Pentru bumbac fin simplu, cu $\gamma = 0,83 \text{ g/cm}^3$

$$d_F = \frac{1,25}{\sqrt{N_m}} \quad (9.16)$$

Pentru: $N_m = 1$: $d_F = 1,25 \text{ mm.}$

$N_m = 100$: $d_F = 0,125 \text{ mm.}$

$N_m = 200$: $d_F = 0,088 \text{ mm.}$

rare la un pas K

Acest pas trebuie să satisfacă condiția:

$$K > (d_F + j) \quad (9.13)$$

d_F - diametrul aparent al firului;
 j - spațiul liber între fire.

Diametrul firului simplu de bumbac calculat teoretic, se determină cu expresia:

$$G = \frac{\pi d_F^2}{4} \cdot L \cdot \gamma \quad (9.14)$$

În care:

Rezultă că pasul K ar trebui să se afle în limitele:

$$1,25 \geq K \geq 0,088 \text{ mm.} \quad (9.17)$$

Practic se acceptă :

$$2,00 \geq K \geq 0,05 \quad (9.18)$$

dacă se ia în considerare și spațiul liber j dintre fire.

Dacă precizia mișcării conducătorului de fire nu asigură aceste valori a lui K, se pot întâmpla două fenomene :

Dacă K trebuie să fie de 0,088 mm și în realitate se obține 0,08 mm, există pericolul de suprapunere a firelor de bază, cu consecința directă pierderea stabilității bobinei și destrămării acesteia.

Dacă K este mai mare de 0,088 mm, adică K = 0,095 mm, de exemplu, bobina va rezulta cu un diametru D mai mic, ceea ce va duce la pierderi importante de producție.

În concluzie variația maximă a abaterii mișcării conducătorului de fire trebuie să se afle în limitele a :

$$\Delta S = \pm 0,010 \text{ mm} \quad (9.19)$$

În orice caz mai mică decât spațiul liber dintre fire j ;
adică

$$\Delta S < j \quad (9.20)$$

În general j trebuie să fie cca $\frac{1}{5}$ din diametrul firului. Considerând un exemplu numeric dat în [108] și făcând calculele se obține valoarea abaterii elementului final de execuție :

$$\Delta s_3 = 0,03795 \text{ mm} > 0,01 \text{ mm.} \quad (9.21)$$

Rezultă că valoarea obținută este mai mare decât cea admisibilă-

9.1.3. ANALIZA TEHNICO-ECONOMICĂ A TRANSMISIILOR CU ELEMENTE FLEXIBILE UTILIZATE LA MECANISMELE MASINILOR DE FILAT BUMBAC TIPIZAT-MODULIZAT CU ANTRENARE TANGENTIALĂ TIP P.T.

La mașinile textile multiposturi se folosesc în transmisie din mecanismul de înfășurare pentru a transmite mișcarea specifică unisens băncii cu inele, diferite tipuri de transmisii cu elemente flexibile.

Există mai multe posibilități de realizare practică a acestor transmisii cu elemente flexibile și anume:

- 1 - cu cablu flexibil îmbrăcat cu vulcolan

- 2 - cu bandă flexibilă
- 3 - cu lanț fleyer obișnuit
- 4 - cu lanț fleyer de înaltă rezistență

Sintetizînd avantajele și dezavantajele transmisiilor analizate rezultă următoarele :

Tabelul 9.1.

Sistem	1	2	3	4
Uzura	f.redușă	redușă	f.mare	redușă
Alungire elastică	f.redușă	f.redușă	mare	redușă
Alungire dat.uzurii	nulă	nulă	f.mare	redușă
Necesitatea ungerii	fără	ung.ușoară	ung.frecv.	frecventă
Nr.de flexiuni adm.	mare	redus	mare	f.mare
Sarcina transmisă	mare	medie	mare	f.mare
Raport de transmit.	constant	constant	variabil	variabil
Modul de aproviz.	import	import	I.M.Cugir	I.M.Cugir

Din analiza tehnico-economică rezultă că mecanismele cu lanț fleyer de înaltă rezistență prezintă avantaje din mai multe puncte de vedere față de celelalte sisteme utilizate în prezent, fapt pentru care se va utiliza în acest domeniu și în continuare, și Centrala de Cercetare și Inginerie Tehnologică pentru Mașini și Utilaje din Industria Ușoară împreună cu uzina producătoare "Unirea" Cluj-Napoca au cuprins în planul de cercetare pe anii 1981-1982 și au solicitat prin contractul de cercetare științifică mai sus indicat cercetarea și proiectarea sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale de la toate mecanismele capului de antrenare, cât și cercetarea rezistenței și fiabilității lanțurilor fleyer produse de I.M.Cugir.

9.1.4. REALIZAREA SISTEMELOR DE ELIMINARE A EFECTELOR INFĂȘURĂRII POLIGONALE LA MECANISMELE MAȘINILOR DE FILAT BUMBAC TIPIZAT-MODULIZAT CU ANTRENARE TANGENTIALĂ TIP F.T.

Din datele și documentația mașinilor de filat bumbac și din analiza condițiilor de precizie cinematică impusă mecanismelor de antrenare rezultă că este necesară ca mecanismul complex compus din

mecanism cu camă, levier oscilant și mecanisme cu lanț fleyer tangențial exemplificat prin schema cinematică din fig.9.1., să aibă mișcare cu raport de transmitere constant, fără abeteri, pentru a obține la elementul final -banca cu inele- o mișcare de translație uniformă. Nerespectarea acestei cerințe poate duce la copsuri defecte, scăderi de producție și blocări sau sacadări ale suporturilor cu inele, ceea ce provoacă iremediabil rebuturi costisitoare de fire.

Mecanismele cu lanț fleyer în varianta utilizată pînă în prezent nu asigură însă aceste condiții întrucît lanțul fleyer în acest caz special înfășurîndu-se pe role netede înfășurarea se face poligonal, manifestîndu-se efectele acestei înfășurări.

Datorită construcției speciale a lanțului fleyer și a mecanismelor formate cu acesta ghidarea articulațiilor lanțului în vederea eliminării efectelor înfășurării poligonale se poate face numai din partea exterioară cu ajutorul camelor aplicate pe conturul exterior al ecliselor.

În fig.9.3. se prezintă schema de amplasare a camelor pentru rola D_6 .

Intrucît rola D_6 nu are o poziție fixă în timpul funcționării, fiind montată în poziție reglabilă pe levierul L, execută împreună cu acesta o mișcare de oscilație notată cu S_0 , transmisă din partea camei de acționare CA. fig.9.1. Datorită acestei mișcări, pozițiile ramurilor de lanț se modifică în limitele unghiurilor γ' și $\gamma'' \in (0 - 3^\circ)$ în timpul unui ciclu cinematic, fapt pentru care sistemul de eliminare a efectelor înfășurării poligonale prezintă unele particularități.

Camele sînt prevăzute cu profil curb în ambele părți conform fig.9.3., încît articulația cu mișcare finită în ambele sensuri intră în contact cu cama prin profilul curb, iar ambele came sînt așezate pe un suport comun lăgăruit cu rulment pe axul rolei, permițînd autoașezarea corectă a sistemului sub acțiunea sistemului de forțe.

Pentru toate rolele mecanismului camele au fost așezate în funcția de construcția mecanismului. Elementele geometrice funcționale ale sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale au fost determinate prin optimizare pe calculator în baza metodei de calcul prezentată la cap.(3-5).

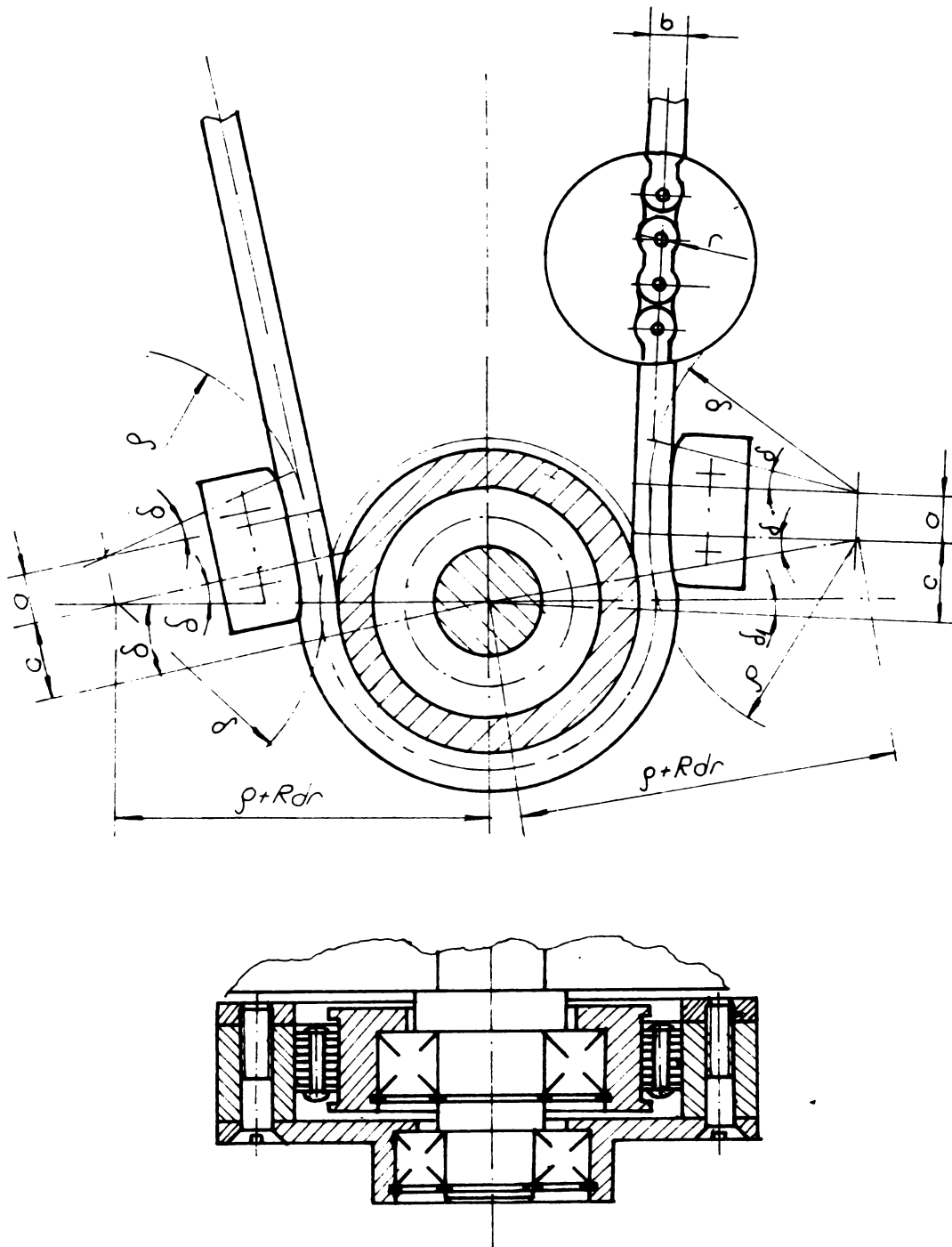


Fig.9.3.

Intrucît metoda de eliminare a efectelor înfășurării poligonale elaborată în cadrul lucrării are caracter general, nu este necesară modificarea diametrelor rotelor mecanismului - care de această dată înlocuiesc roțile de lanț - decât în cazul rolei D_1 din motive constructive de la $\varnothing 60$ la $\varnothing 66$.

Avînd diametrul exterior al rotelor și raza de curbura al lanțului Fleyer ce se înfășoară pe acestea se calculează diametrul primitiv al rotelor $D_p = D_e + r$ (9.22)

Se calculează numărul de dinți echivalenți:

$$z_e = \frac{\pi}{\text{arc sin } p/D} \quad (9.23)$$

a cărei valoare se rotunjește la numărul întreg cel mai apropiat, obținînd Z_{ea} - numărul de dinți echivalenți adaptați.

Se calculează diametrul primitiv corespunzător numerelor de dinți echivalenți adaptați.

$$D_{pi} = p / \sin \widehat{\pi} / Z_{ea} \quad (9.24)$$

Elemente de calcul ale sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale au fost determinate prin optimizare pe calculatorul FELIX C256 al centrului de calcul al I.P.T.V.T. Calculele detaliate, schema logică, programul de calcul în limbajul FORTRAN și listingul conținînd coordonatele profilelor camelor sînt prezentate în lucrarea [140]. Contract de cercetare științifică nr.2/1981.

Rezultatul calculelor sînt prezentate în tabelul 9.2.

Tabelul 9.2.

Element de calcul	Simbol	D_1	D_2	D_6	D_7	D_8
Diametrul rolei	D_e mm	66	100	80	135	171,5
Raza de curb.aecl.r	mm	5,5	5,5	5,5	5,5	5,5
Diametrul prim	D_p mm	77	111	91	146	182,5
Nr.de dinți ech.calc. Z_{ec}		18,49	29,00	23,75	38,18	47,74
Nr.de dinți ech.ad. Z_{ea}		19	29	24	38	48
Diam.prim.calculat D_{pc}	mm	72,9	110,98	91,93	145,31	183,47
Ungh.profilului \angle_{apt}	$^{\circ}$	16	10,7	12	8	6,5
Raza de curbura ρ_{apt}	mm	43,11	64,35	57,40	86,01	105,63
Raza rolei calcul. R_d	mm	36,45	55,49	45,96	72,65	91,73
Raza rolei reală R_{dr}	mm	38,5	55,5	45,5	73,0	91,25
Distanța Y_T	mm	3,082	1,770	2,259	1,544	1,270
Raza cercul.de bază R_b	mm	35,418	53,730	43,241	71,456	89,980
Raza profil.camei $\rho-r$	mm	37,612	58,850	51,901	80,514	100,134

Coordonatele punctelor profilelor X_i și Y_i sînt prezentate în lucrarea [140]. Analizînd distanța punctelor profilelor $D_i(X_i, Y_i)$ față de cercul de rază medie S_i asociat profilelor se constată că distanțele sînt foarte reduse $D_i < 10 \mu m$, se situează sub valorile admise pentru valoarea rugozității supra-

feței camelor, fapt pentru care se acceptă înlocuirea traiectoriilor curbe cu arce de cerc de rază ρ_{opt} și al profilelor camelor de ghidare cu arce de cerc de rază ρ_{apt}^{-r} , fiind mai ușor de realizat din punct de vedere tehnologic și mai bune și mai fiabile din punct de vedere funcțional.

9.1.5. CONCLUZII.

Prin aplicarea metodei de eliminare a efectelor înfășurării poligonale elaborate în cadrul lucrării la mecanismele de antrenare tangențială cu lanț Fleyer a familiei de mașini de filat bumbac, se vor obține avantajele tehnico-economice care se manifestă prin:

1. Ridicarea calității și fiabilității mașinilor de filat și răsucit și al produselor realizate cu aceste mașini.

- în urma echipării mecanismelor cu lanț Fleyer cu sisteme de eliminare a efectelor înfășurării poligonale obținând uniformizarea caracteristicilor cinematice ale mecanismului, a mișcării elementului de execuție -banca cu inele-, eliminând caracterul neuniform al solicitărilor din mecanismul de antrenare și în special din lanțurile Fleyer, ridicând fiabilitatea acestora, fapte care duc în final la îmbunătățirea calității capsurilor cu fire produse de aceste mașini și la reducerea defectelor prelucrării ulterioare a firelor și al numărului de ruperi de fire.

- în urma ridicării fiabilității lanțurilor Fleyer, prin aplicarea rezultatelor cercetării cu privire la construcția, rezistența și tehnologia de execuție a acestora.

2. Reducerea numărului de opriri ale mașinilor pentru înlocuirea lanțurilor și obținerea unei producții suplimentare în acest timp.

Tinând cont de numărul mare de mașini de filat cca 400/an, produse de I.Unire Cluj-Napoca și de cele existente în funcționare în țară cca 6000. la care este optimă aplicarea metodei elaborate și experimentele în lucrarea [140] au fost determinate următoarele eficiențe economice:

- Economii realizate din prețul lanțului Fleyer

$$\mathcal{E}_{p1} = 5 \text{ m} \times 140 \text{ lei/m} = 700 \text{ lei/an/mașină.}$$

- Prețul sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale, $P_s = 250 \text{ lei/mașină.}$

- Valoarea medie a producției nete a unei mașini pe perioada înlocuirii lanțurilor

$V_{pn} = 5000 \text{ lei/mașină/48 ore de staționare}$
Economii totale obținute într-un an la o mașină:

$$E_1 = 700 - 250 + 5000 = 5450 \text{ lei/an/mașină.}$$

Eficiență economică totală obținută la nivel național prin aplicarea cercetării se ridică la valoarea de

$$E_t = 5450 \times 6000 = 32.700.000 \text{ lei/an.}$$

În baza celor de mai sus se justifică utilitatea sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale elaborate, cercetate de autor pe bază de contract.

9.2. MECANISM DE ACTIONARE CU LANȚ ARTICULAT A MISCĂRII DE FLEXIE-EXTENSIE DE LA BRATUL ROBOTULUI RI.63N.

9.2.1. INTRODUCERE.

Ca aplicație la aceste mecanisme cu lanț articulat, cu caracteristici mecanice interioare uniforme se proiectează mecanismul pentru acționarea mișcării de flexie-extensie ale brațului robotului R.I.63 N.

Subcapitolul conține rezultatul cercetării și proiectării mecanismelor pentru modulul de mișcare locală și pentru modulul de flexie extensie în așa fel încât atât mecanismele cât și motoarele electrice pas cu pas necesare pentru acționarea celor două mecanisme să fie așezate în brațul robotului, fapt pentru care mecanismul pentru mișcarea de flexie-extensie fig.8.18 și 8.19. se realizează utilizând și un mecanism cu lanț articulat necesar pentru transmiterea mișcării între arbori aflați la distanță de 250 mm.

Cercetarea a fost realizată în cadrul contractului de cercetare științifică Nr.163/31.05.1980, "Studii, cercetări și proiectări privind realizarea sistemului de roboți industriali" încheiat între I.P.T.V.Timișoara și Institutul de cercetări și inginerie tehnologică pentru mașini-unelte, agregate, mecanică fină și scule ICSITMUAMFS-TITAN București.

Mecanismul realizat pe bază de contract este de concepție originală, iar din punct de vedere al performanțelor constructive și funcționale este superior celor cunoscute.

9.2.2. DESCRIEREA MECANISMULUI CU LANȚ ARTICULAT DE LA BRATUL ROBOTULUI R.I.63N.

Mecanismul cu lanț articulat prevăzut în cadrul mecanismului de realizare a mișcării de flexie-extensie face parte din mecanismul generator de traiectorie al robotului industrial care realizează deplasarea punctului caracteristic M pe o traiectorie M'M" față de elementul -fix- considerat element de referință, cu precizie ridicată.

Pentru obținerea acestei precizii impuse a fost necesar, ca mecanismele ce intră în componența lanțurilor cinematice să aibă raport de transmitere constante, asigurate prin execuție și asamblare de precizie ridicată și prevăzute cu sistem de scoatere a jocurilor.

Mecanismul cu lanț din cadrul mecanismului de realizare a mișcării de flexie-extensie folosește ambele metode de uniformizare a raportului de transmitere elaborate în cadrul tezei. Este prevăzut cu sisteme de eliminare a efectelor înfășurării poligonale din partea exterioară pe ambele ramuri de lanț ale mecanismului, mecanismul fiind reversibil, sistemele fiind reglabile permit scoaterea săgeților apărute în urma uzurii din articulații fig.9.4 și fig.9.5.

Mecanismul cu lanț conf.fig.9.4 și fig.9.5 este realizat și cu seturi de roți de lanț cu profilul danturii deplasate în vederea obținerii unei funcționări cu caracteristici mecanice uniforme pe toată perioada funcționării.

Mecanismul cu lanț s-a realizat cu următoarele caracteristici :

- Lanț articulat tip 06B STAS 5471-66, $p=9,525$ mm.
- Numărul de dinți ai roții de lanț motoare $Z_1 = 10$
- Numărul de dinți ai roții de lanț antrenate $Z_2 = 26$
- Raportul de transmitere. $i = 2,6$
- Domeniul vitezelor unghiulare $(1,25-25,13)$ r/s
- Momentul de acționare $3,1$ Nm
- Momentul de frînare. $4,0$ Nm

Poziția în spațiu a mecanismului cu lanț este variabilă conform ciclogramei de lucru a robotului.

În vederea realizării preciziei de transmitere ridicată și siguranței în exploatare impusă pentru domeniul roboților

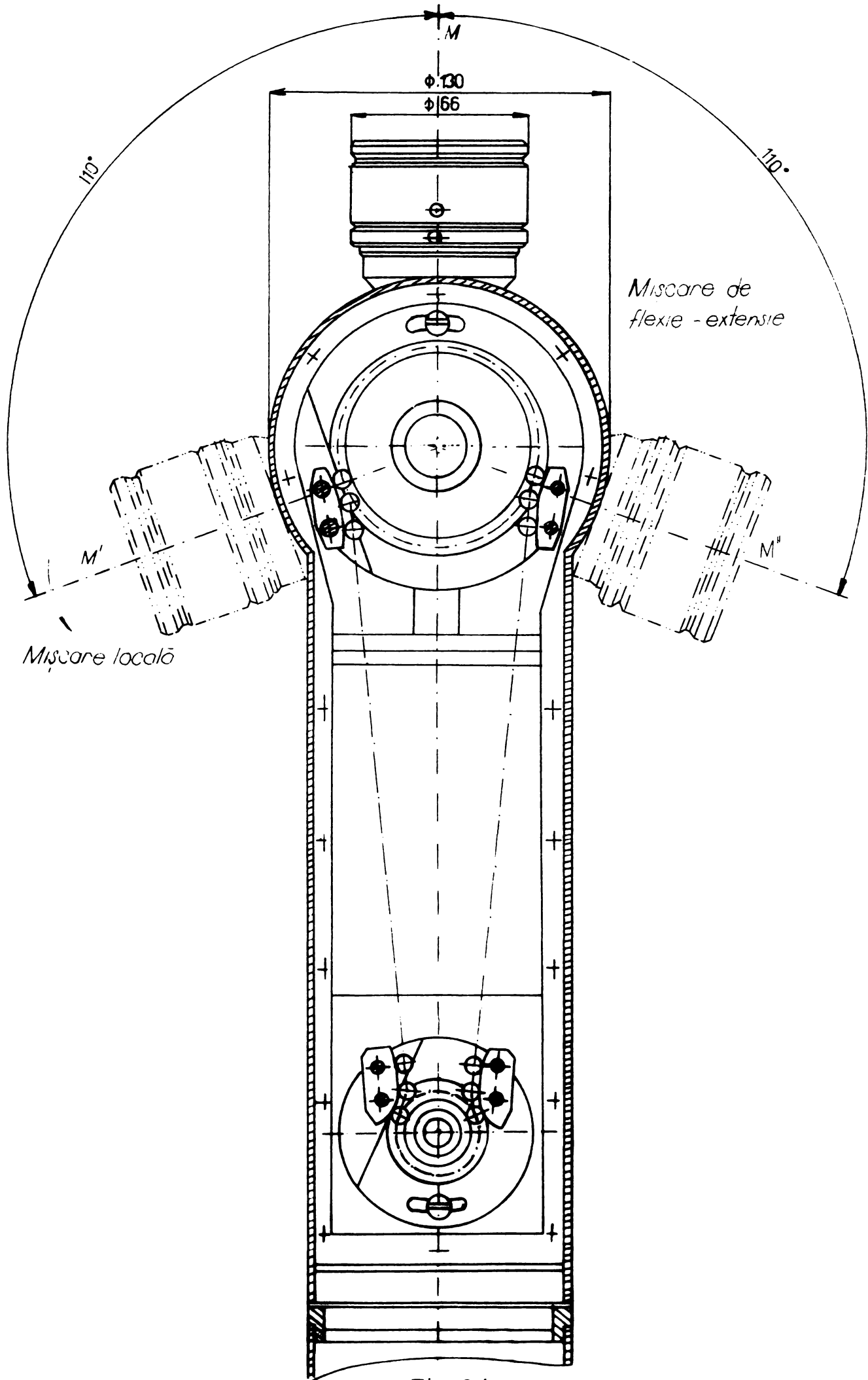


Fig. 94

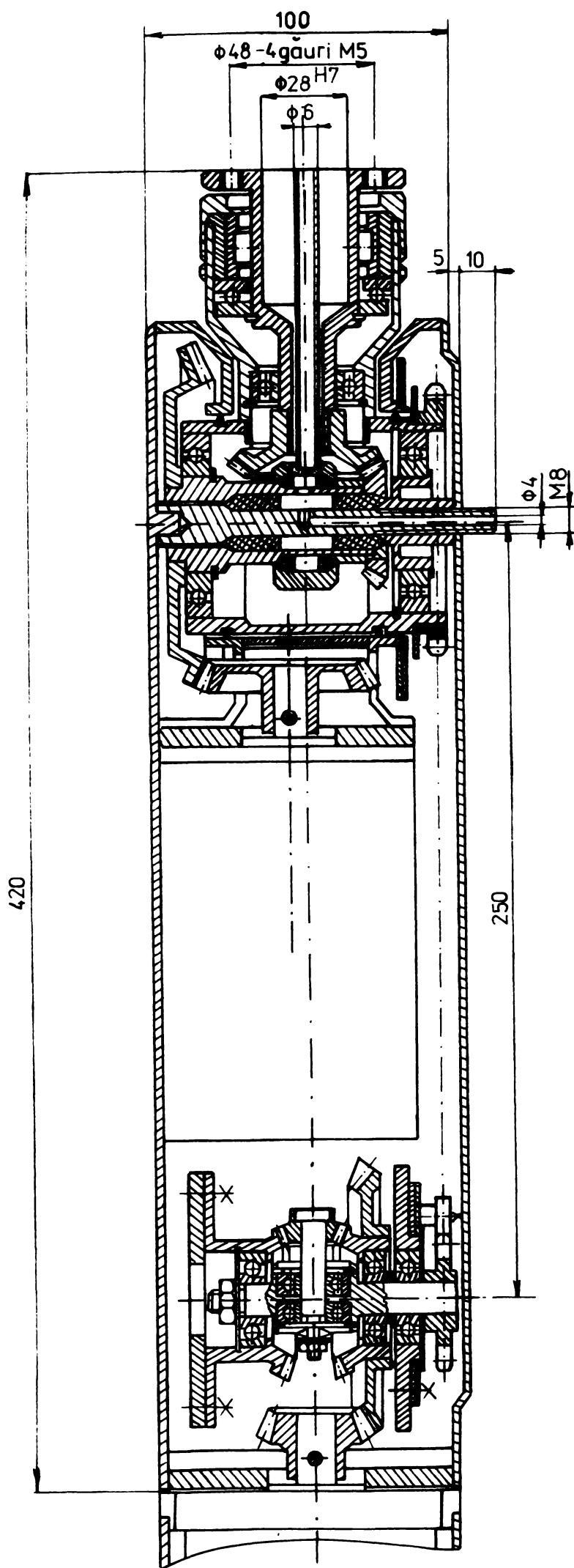


Fig.9.5.

s-a admis o creștere specifică maximă a pasului lanțului la sfârșitul perioadei totale de funcționare:

$$\lambda \% = (p_{l_{max}} / p_{l_0} - 1) 100 = 1\% \quad (9.25)$$

Realizând mecanismul cu seturi de câte două roți de lanț rezultă abaterea maximă a pasului lanțului admisă față de pasul roților de lanț al seturilor în cazul că se adoptă domenii de funcționare simetrice.

$$\begin{aligned} \Delta P_{11} &= \Delta P_{12} = \Delta P_{21} = \Delta P_{22} = \\ &= P_{d1} - P_{l_0} = P_{l_{max}} - P_{d2} \end{aligned} \quad (9.26)$$

Coeficientul de creștere specifică a pasului lanțului pentru roțile de lanț ale seturilor

$$\lambda_1 = \lambda_2 = \lambda / 2 = 0,005 \quad (9.26)$$

Valoarea coeficientului de creștere specifică conf. relației (9.26) se găsește în tabelul 6.1.

Valoarea deplasărilor specifice ale danturii roților de lanț rezultă din același tabel :

$$\text{- pentru setul de roți motoare } \begin{cases} \delta_{11} \\ \delta_{12} \end{cases} = 0,0040 \quad (9.27)$$

$$\text{- pentru setul de roți antrenate } \begin{cases} \delta_{21} \\ \delta_{22} \end{cases} = 0,0104 \quad (9.27)$$

Caracteristicile danturii roților de lanț și a sistemelor

de eliminare a efectului poligonal calculate cu ajutorul metodelor de calcul de la cap.(5-6) sînt prezentate în tabelul 9.3, unde s-au folosit următoarele notații:

- RL₁₁ - roata de lanț motoare pentru perioada întâia;
- RL₁₂ - roata de lanț motoare pentru perioada a doua;
- RL₂₁ - roata de lanț antrenată pentru perioada întâia;
- RL₂₂ - roata de lanț antrenată pentru perioada a doua.

Tabelul 9.3.

Element de calcul	Simbol roată	RL ₁₁	RL ₁₂	RL ₂₁	RL ₂₂
Pasul lanțului la valoarea inițială	p ₁₀ mm	9,525	9,572	9,525	9,572
Pasul dant.roții de lanț	p _d mm	9,549	9,596	9,549	9,596
Diam. rolei lanțului	mm	6,35	6,35	6,35	6,35
Nr.de dinți al roț.lanț Z		10	10	26	26
Diam.primitiv al roții	D _p mm	30,900	31,052	79,220	79,611
Diam.interior al roții	D _i mm	27,725	27,877	76,045	76,436
Diam.exterior al roții	D _e mm	35,980	36,132	84,300	84,691
Raza profilului de bază	R _p mm	3,216	3,217	3,294	3,295
Unghiul prof.de bază	∠ °	161°27'	161°27'	171°37'	171°37'
Raza prof.de vîrf	R _v mm	6,309	6,355	6,231	6,277
Grosimea dintelui pe lalig.de rost.	S _r mm	3,104	3,119	2,987	3,001
Inîlț.dintelui la polig.de rost.	â mm	3,256	3,260	2,711	2,712
Unghiul prof.camei	∠ _{apt} °	29	29	12	12
Raza de curbură al traiectoriei	∠ _{apt} mm	19,012	19,106	45,558	45,783
Raza prof.camei	∠-r mm	15,837	15,931	42,383	42,608
Distanța	Y _T mm	4,315	4,336	1,857	1,867

Mecanismul cu lanț realizat cu caracteristicile mai sus prezentate asigură transmiterea mișcării fără variații de viteză unghiulară la arborele antrenat, conform rezultatelor obținute la cap.8, fig.8.11, fig.8.12, fig.8.15, 8.16 și 8.17, pe toată durata de viață programată.

9.2.3. CONCLUZII

În cazul mecanismului cu lanț din cadrul mecanismului de flexie-extensie al robotului R163N, ^{și} găsim utilitate ambele metode constructive elaborate în teza de doctorat pentru uniformizarea funcției raportului de transmitere. În acest caz scopul principal este obținerea unui mecanism care să realizeze o transmitere precisă a mișcării iar obținerea unei fiabilități ridicate rămâne pe planul doi.

Ca o particularitate se amintește și în acest caz că prin creierea posibilității de reglare a camelor în vederea obținerii unui sistem de anulare a săgeții ramurilor, a fost necesară și în acest caz realizarea camelor cu profil curb în ambele părți.

9.3. MECANISM CU LANȚ ARTICULAT PENTRU APARATUL DE TAIERE DE LA MOTOFERESTRAUL RETEZAT FM 755.

9.3.1. ANALIZA CAUZELOR ȘI EVOLUTIEI UZURII MECANISMULUI

Ca aplicație la aceste mecanisme cu lanț se proiectează mecanismul cu lanț pentru aparatul tăietor de la motofereastră retezat FM 755, în cadrul colaborării cu Institutul de Cercetări Forestiere Brașov, în vederea îmbunătățirii geometriei și obținerii unei fiabilități mai ridicate.

Mecanismul cu lanț de la aparatul tăietor constituie elementul activ și prezintă o serie de probleme constructive și funcționale specifice, atât la construcțiile indigene cât și la cele din import, SUA, Elveția, Suedia, URSS, etc.

Lanțul articulat prevăzut cu eclise tăietoare, de ghidare și de antrenare, este ghidat pe canalul profilat al lamei de ghiare și antrenat de roata de lanț motoare -, cu dantura specială ca la lanțuri dințate și numărul de dinți $Z = 7$, Z echivalent = 14.

Așa cum rezultă din fig.9.6, în zona angrenării articulațiile lanțului nefiind ghidate și întrucât numărul de dinți este foarte mic, sub valorile recomandate [32], în timpul funcționării se manifestă efectele înfășurării poligonale. Efectele înfășurării poligonale se manifestă și la înfășurarea lanțului pe roata antrenată - în cazurile în care acesta există sau la trecerea de pe porțiunea curbă pe capătul circular al

ghidajului, întrucât la construcțiile actuale nu este prevăzută porțiunea curbă a traiectoriei și a ghidajului necesară pentru eliminarea efectelor înfășurării poligonale, elaborată în teză.

Viteza unghiulară a roții de lanț motoare este superioară celor uzuale $\omega_{lmax} = 837$ r/s, și $n = 8000$ rot/m iar viteza periferică a articulației lanțului $V_p = \omega R = 16,35$ m/s la fel superioară celor uzuale fapt care contribuie la manifestarea mai intensă a efectelor înfășurării poligonale și a proceselor dinamice, ce iau naștere la funcționarea mecanismului.

Faptul că angrenarea se face numai la fiecare a doua ză a lanțului contribuie la mersul neuniform, zgomotos cu ciocniri pronunțate dintre dintele zalei și al roții de lanț.

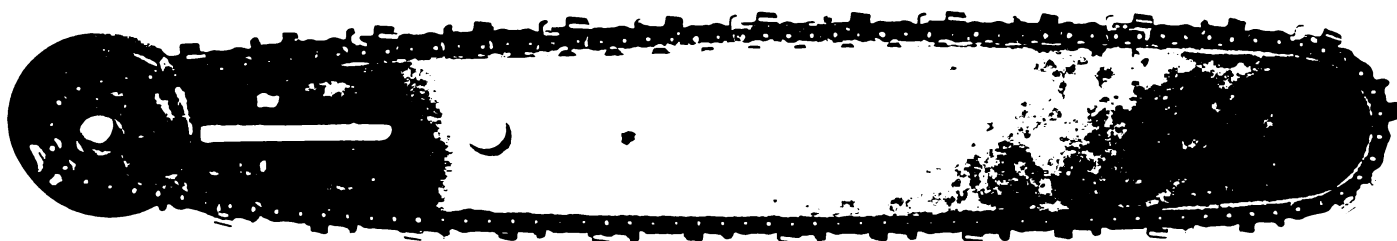


Fig.9.6.

Mecanism cu lanț pentru aparatul tăietor de la motofeștrău STRIDSBERG - PROLLHATTAN ELVETIA

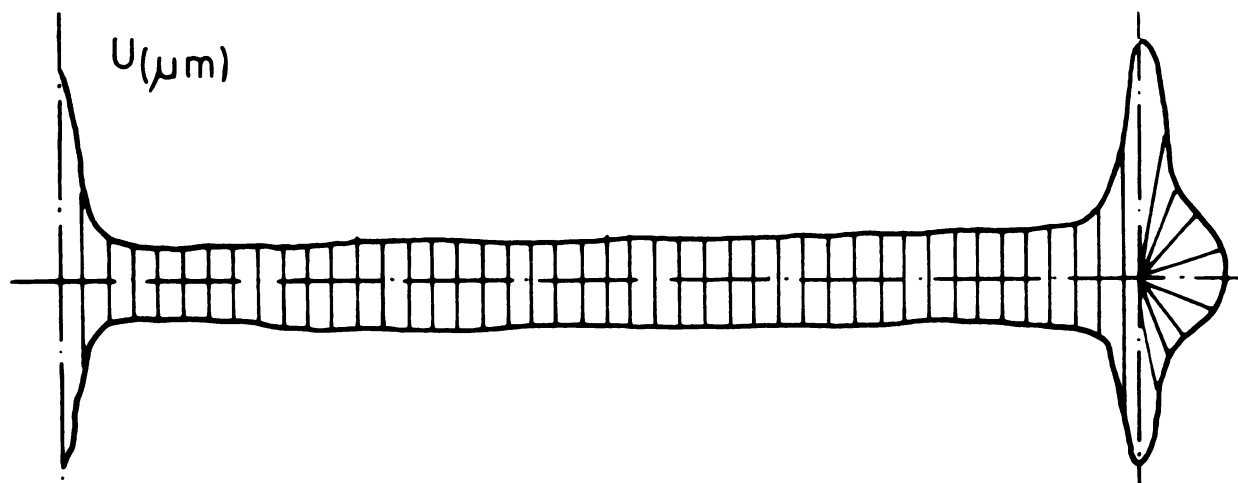


Fig.9.7.

Diagrama de uzură a lamei de ghidare.

Regimul de încărcare al mecanismului prin natura sa prezintă variații pronunțate.

Fenomenele nefavorabile și nedorite arătate mai sus contribuie, pe lângă uzura normală inevitabilă, la fiabilitatea scăzută

a mecanismului cu lanț articulată al aparatului tăietor de la motoferestraie.

Prin cercetări de laborator și de exploatare au fost stabilite principalele caracteristici de uzare și de fiabilitate a mecanismelor cu lanț tăietor.

Diagrama de uzură a lamei de ghidare fig.9.6. a fost ridicată în cadrul cercetărilor de durabilitate în exploatare.

Intrucât uzura lamei de ghidare este produsă de elementele lanțului tăietor, acesta la fel este expus procesului de uzare prin frecare.

În timpul funcționării sub acțiunea încărcărilor utile și a încărcărilor dinamice suplimentare se produce uzura în articulațiile lanțului tăietor ducând la creșterea mărimii pasului lanțului, după ce angrenarea lanțului cu roata de lanț devine din ce în ce mai incorectă, se intensifică ciocnirea și alunecarea dintre dinții lanțului și ale roții de lanț, provocând uzura rapidă a danturii roții de lanț.

În vederea moderării vitezei de uzare a elementelor aparatului au fost luate măsuri tehnologice - atât la tipurile indigene Retezat cât și la tipurile din străinătate -, prin utilizarea de materiale speciale, tehnologii de execuție și tratamente termice pentru obținerea unor caracteristici mecanice și rezistenței la uzură ridicată a elementelor.

Cu toate acestea fiabilitatea mecanismelor cu lanț de la motoferestraie este foarte scăzută. La utilizarea motoferestrăului în regim de încărcare nominală se produce pierderea capacității de funcționare în medie după $T=48$ ore, creșterea pasului lanțului peste valoarea admisă, mersul zgomotos, uzura danturii roții de lanț și uzura lamei de ghidare.

Analizând caracterul uzurii elementelor rezultă că uzura lamei de ghidare se produce în zonele de intrare-în angrenare-respectiv în contact al lanțului cu lama, datorită efectelor înfășurării poligonale iar uzura prematură a danturii roții de lanț se produce datorită efectelor înfășurării poligonale și deplasărilor relative între dantura lanțului și a roții de lanț.

Lanțul permite o creștere maximă specifică a pasului $\Delta p_{l_{max}}\% = (p_{l_{max}}/p_{l-1})100=8\%$, situație în care alunecarea relativă și uzura este extrem de pronunțată, iar funcționarea foarte defectuoasă.

9.3.2. SOLUTII CONSTRUCTIVE APLICATE, CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE MECANISMULUI.

Realizarea unui mecanism cu lanț cu fiabilitate ridicată pentru aparatul de tăiere de la motoferestraie s-a făcut prin eliminarea cauzelor care produc uzura prematură a elementelor. În cazul de față se aplică cu succes și foarte spectaculos atât metoda de eliminare a efectelor înfășurării poligonale prin ghidarea articulațiilor, cât și realizarea setului de roți de lanț cu dantura corijată, prezentate în teză.

În fig.9.8. se prezintă mecanismul cu lanț de la motoferestrăul FM.755 cu lama de ghidare prevăzută cu profile de ghidare curbe în zonele de angrenare cuprinse de unghiurile δ_1 și δ_2 , cu razele de curbura ρ_1 și ρ_2 determinate după metoda prezentată la cap.5. Pentru a realiza ghidarea articulațiilor pe întreaga traiectorie lama de ghidare s-a completat cu două elemente cuprinzând roata de lanț conf.fig.9.8 și fig.9.9, cu posibilitatea de reglare după creșterea lungimii ramurilor de lanț. Setul de roți de lanț cuprinde trei roți cu dantura realizată în corelație cu creșterea mărimii pasului. Roțile de lanț se realizează din oțel aliat prin sinterizare, obținând în cazul acestor forme complicate la producția de serie un preț redus.

Caracteristicile mecanismului cu lanț tăietor au fost determinate după metodele prezentate în teză după cum urmează:

Lanț tăietor universal LTUC 9,5 Fabricație I.M.Cugir.

Pasul inițial al lanțului $p_{10} = 9,525 \text{ mm}$

Numărul de dinți al roții de lanț motoare $Z_1 = 7$

Numărul de dinți echivalenți al roții mat. $Z_{1ec} = 14$

Numărul de dinți echivalenți al roții antrenate $Z_{2ec} = 24$

Se admite o repartizare egală a perioadelor de funcționare pe cele 3 roți ale setului $T_1 = T_2 = T_3 = T/3$ ce se vor înlocui la următoarele valori ale creșterii pasului lanțului

$$\Delta p_{11} = \Delta p_{12} = \Delta p_{13} = p_{1\max}/3 = 0,254 \text{ mm} \quad (9.28)$$

Caracteristicile roții de lanț motoare a roții de lanț antrenate echivalente, - întrucât la această variantă roata antrenată este înlocuită cu ghidaj circular -, și a sistemelor de eliminare a efectelor înfășurării poligonale determinate cu ajutorul metodelor elaborate la cap.3-6, sînt prezentate în tabelul 9.4., folosind notațiile:

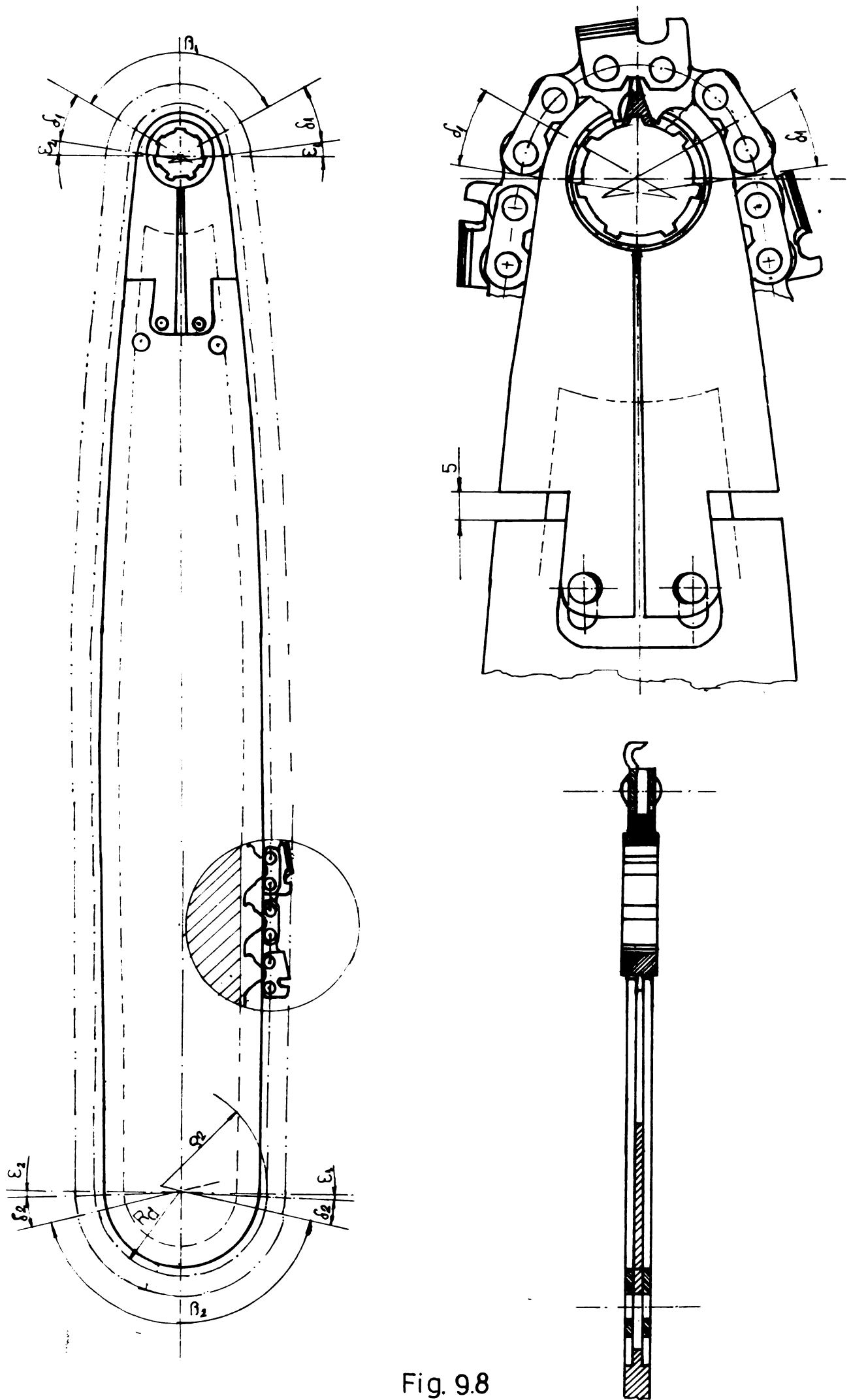


Fig. 9.8

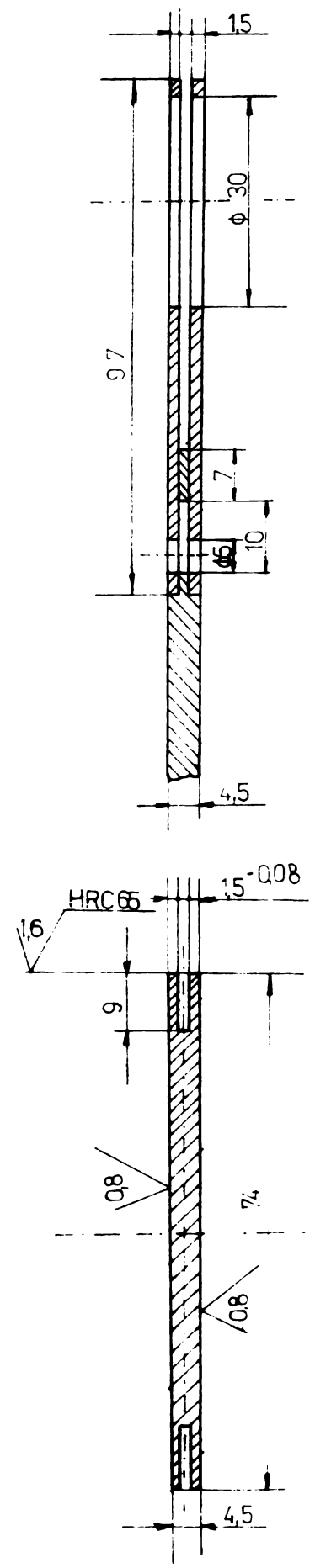
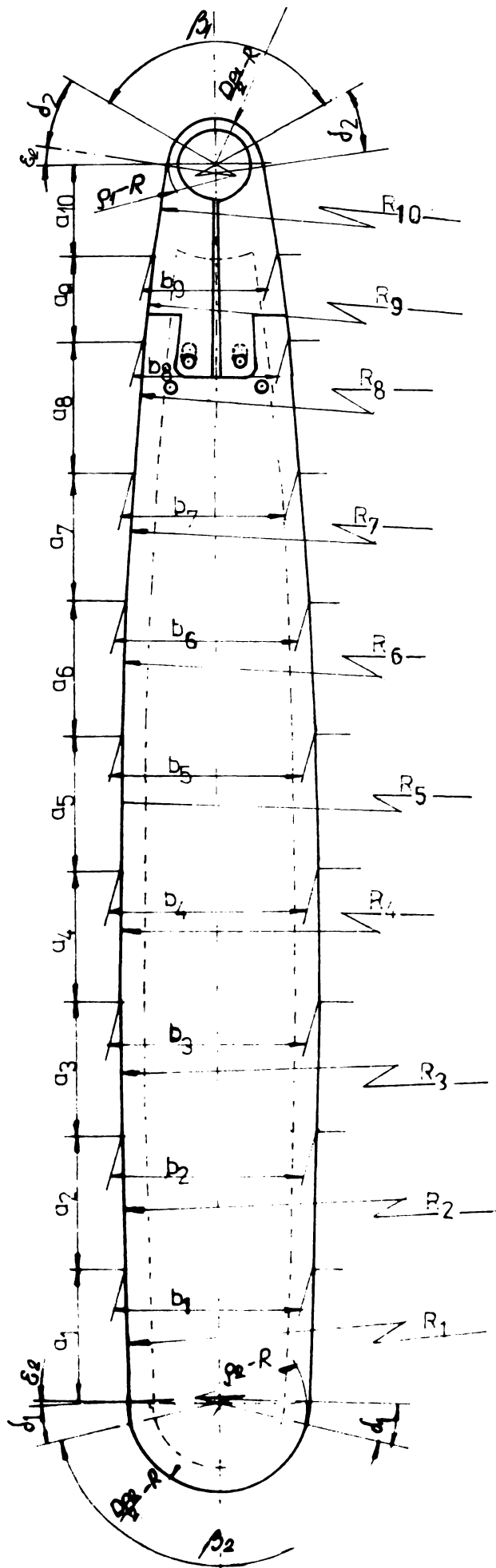


Fig. 99

- R_{11} - Roată de lanț motoare 1
- R_{12} - Roată de lanț motoare 2
- R_{13} - Roată de lanț motoare 3.
- R_{2e} - Roată de lanț antrenată echivalentă.

Tabelul 9.4.

Elemente de calcul	Simbol roată	R_{11}	R_{12}	R_{13}	R_{2e}
Pasul lanțului la val. iniț.	p_{10} mm	9,525	9,779	10,033	9,525
Pasul danturii roții de lanț	p_d mm	9,525	9,779	10,033	-
Distanța artic. la ghidaj	R mm	4	4	4	4
Nr. de dinți al roții de lanț	Z_{ec}	14	14	14	24
Diametr. primitiv al roții	D_p mm	42,805	43,946	45,088	75
Unghiul profilului camei	δ_{opt} °	19°	19°	19°	11°30'
Raza de curbură a traiect.	ρ_{opt} mm	28,85	28,85	28,85	47,53
Unghiul suplimentar	ϵ_1, ϵ_2 °	8°	8°	8°	2°17'
Raza profilului de ghidare	$\rho-R$ mm	24,85	24,85	24,85	71

9.3.3. CONCLUZII

Prin aplicarea metodei de eliminare a efectelor înfășurării poligonale și realizarea mecanismului cu setul de roți de lanț cu caracteristici mai sus prezentate se realizează un mecanism cu lanț cu caracteristici de fiabilitate ridicată, ceea ce rezultă în baza rezultatelor cercetărilor de laborator prezentate la cap.8

În situația actuală datorită uzurii premature a elementelor mecanismelor se consumă anual pe întreaga economie națională la nivelul anului 1981, piese de schimb, lanț tăietor, roată de lanț și lamă de ghidare în valoare de 35 milioane de \$. S-a trecut la asimilarea și fabricarea în țară a elementelor de uzură a mecanismelor cu lanț pentru motoferestraie, fapt care favorizează aplicarea metodelor elaborate prezentate mai sus, prin care se vor obține economii importante.

Desigur o serie de probleme legate de aceste mecanisme vor rămâne în continuare în atenția autorului tezei de doctorat.

C A P I T O L U L 10.

CONSIDERATII FINALE

Prin studiul teoretic al structurii mecanismelor cu lanț articulată s-a obținut o metodă originală de prezentare, scoatere în evidență a unor particularități ale ramurii de lanț al mecanismelor spațiale, simbolizarea elementelor și a cuplelor cinematice, împărțirea mecanismului în grupe cinematice, prezentarea schemelor cinematice și calculul dezmodramiei pentru cazul general mecanisme spațiale și particularizarea pentru cazul mecanismelor cu lanț plane. Se arată că gradul de mobilitate de prisos obținut cu relația 2.29' se datorește deplasărilor relative dintre lanț și roata de lanț în cazul când pasul lanțului diferă de pasul roții, fapt care favorizează și uzura mecanismului. Mecanismul cu lanț este dezmodrom numai în cazul particular $p_1 = p_r$ conform relației (2.30). În urma analizei structurale au fost elucidate o serie de aspecte noi, ca posibilitatea realizării unor mecanisme cu lanț spațiale generalizate, posibilitatea aplicării metodei de eliminare a efectelor înfășurării poligonale prin așezarea camelor de ghidare fără a influența dezmodromia mecanismului, posibilitatea și necesitatea minimizării deplasărilor relative dintre lanț și roată de lanț.

Analiza cauzelor care produc uzura prematură și fiabilitatea redusă a mecanismelor cu lanț, efectele înfășurării poligonale, a condus pe autor la cercetarea și eliminarea acestora. Conform concepției și experienței autorului orice efect dăunător, distrugător poate fi eliminat sau micșorat, numai dacă se cunoaște și se desființează cauza care produce acest efect.

Cercetarea eliminării efectelor înfășurării poligonale prezentate în capitolul 3, a permis soluționarea problemei prin ghidarea articulației lanțului în zonele de angrenare pe o traiectorie curbă în așa fel ca la intrarea și ieșirea din angrenare, viteza centrului articulației lanțului și a punctului de angrenare corespunzătoare, de pe roata de lanț să fie identice $V_r = V_1$,

ca mărime, direcție și sens. S-a elaborat și s-a prezentat metoda analitică de calcul a traiectoriei de ghidare pentru cazul general, mecanisme prin lanț spațiale și posibilitățile de particularizare și reducere a cazului general la cazul particular al mecanismelor cu lanț plane.

În capitolul 4. se prezintă sinteza mecanismelor cu lanț articulată din condiția eliminării efectelor înfășurării poligonale, cuprinzând condițiile de sinteză, relațiile de calcul stabilite pentru calculul traiectoriei de ghidare a articulațiilor, metoda de optimizare a traiectoriei cu ajutorul calculatorului FELIX C256 și metoda de calcul al profilului camei de ghidare asociat traiectoriei optime pe calculator.

În baza observației că în relațiile de calcul al traiectoriei și al profilului camei, pasul p apare într-o dependență liniară, valoarea lui a fost înlocuită cu unitatea, obținând o metodă unitară de proiectare, prezentate la cap.5.

Efectuând calculele de optimizare cu ajutorul calculatorului pentru $p=1$ și $Z \in (3-100)$, valorile obținute pentru elementele constructive principale f_{opt} , f_{opt} și Y_{opt} au fost trecute în tabelele 5.1 la 5.6., iar variația valorilor funcție de Z sînt reprezentate în diagramele din fig.5.1 la 5.6, cazul ghidării interioare și exterioare. Sînt prezentate unele particularități ale aplicării metodei și cîteva exemple de proiectare.

Prin cercetările efectuate de autor în cadrul celui de al treilea obiectiv al tezei, se aduc, de asemenea, următoarele contribuții mai importante:

1. Elaborarea sintezei danturii roților de lanț din condiția ca funcția raportului de transmitere să rămîină mereu constantă, a relațiilor analitice de calcul al profilului de bază și stabilirea condițiilor de utilizare.

2. Elaborarea relațiilor de calcul a elementelor profilului de bază și de vîrf ale danturii generale -corijate- ale roților de lanț, definirea coeficientului de deplasare specific al profilului danturii.

3. Calculul coeficientului de deplasare specific al danturii roților de lanț funcție de coeficientul de alungire specific a pasului lanțului, rezultatele calculelor pentru $Z \in (3-100)$

4. Elaborarea relațiilor de calcul al elementelor danturii roților de lanț cu dantura generală, exprimată funcție de coeficientul de deplasare specific.

5. Cercetarea realizării roților de lanț cu dantura generală prin procedeul tehnologic de rostogolire cu freză melc și optimizarea pe calculator a caracteristicilor dimensionale de bază ale frezelor melc pentru danturarea roților de lanț.

Prin caracterul lor de generalitate, metoda și relațiile de calcul elaborate pentru determinarea caracteristicilor danturii generale și a frezelor melc, permit calcularea caracteristicilor roților de lanț cu diferite numere de dinți și caracteristici cinematice și de fiabilitate.

Modalitățile de realizare a mecanismelor cu lanț în baza ipotezelor și teoriilor prezentate conduc la obținerea unor mecanisme cu lanț cu precizia raportului de transmitere și de fiabilitate superioară celor clasice.

În cadrul capitolului 7 se stabilesc principalii caracteristici de fiabilitate ale mecanismelor cu lanț, parametrii de apreciere a nivelului și de creștere a nivelului de fiabilitate prin aplicarea soluțiilor constructive originale elaborate.

Se prezintă metoda de calcul a puterii consumate pentru învingerea frecărilor din zona angrenării direct proporționale cu deplasarea și viteza relativă, calculul vitezelor relative pe calculator, tabelul și diagrama variației vitezei și a pierderilor funcție de parametri și studiul determinării limitelor domeniului de funcționare ale mecanismelor cu lanț articulată.

Cercetările experimentale de laborator și rezultatele obținute au completat și confirmat, în mod corespunzător, rezultatele teoretice, prezentate în lucrare.

În cadrul tezei autorul a realizat și aplicat soluții constructive originale pentru care a obținut brevete de invenții [128,129].

Utilitatea și aplicabilitatea mecanismelor cu lanț articulată din cadrul tezei a fost demonstrată prin realizarea pe bază de contract a trei tipuri de mecanisme cu lanț utilizate în diferite domenii, mașini de filat, roboți industriali, motoferestraie.

Rămâne în continuare în preocuparea autorului clarificarea tuturor problemelor legate de construcția și funcționarea mecanismelor cu lanț articulată.

B I B L I O G R A F I E

1. Artobolevski, I.I. - Teoria mecanismelor și mașinilor, (traducere din l.rusă), Editura tehnică, București, 1955.
2. Achiriloaie, I. - Procedeu pentru încercarea accelerată a cuplajelor cu fricțiune. In: Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
3. Anghel, St. - Cu privire la determinarea durabilității roții flexibile a transmisiei armonice dințate. In: Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, T-șoara, 1980.
4. Balekics, M. - Determinarea limitei de ciupire a flancurilor roților dințate cu ajutorul testului COMT-B. In: Bul. I.P.T., Fasc. 1, 1978.
5. Baron, T. - Calitatea și fiabilitatea produselor Ed. didactică și ped. București, 1976.
6. Baron, T. - Metode statistice pentru analiza și controlul calității produselor, Ed. didactică și pedagogică, București, 1979.
7. Bayer, O. - Matematica și fiabilitatea R 1976.
8. Basedov, G. - Kräfte und Beanspruchungen in Antriebskette. R. 1976.
9. Basmahov, V.R. - Transmisii prin curele și lanțuri Ed. 1961.
10. Brașovan, I. - Măsurarea mărimilor electrice și magnetice, Editura Facla, Timișoara, 1978.
11. Buzdugan, Gh. - Vibrații mecanice, Editura D. și P., București, 1979.
12. Buzdugan, Gh. - Măsurarea vibrațiilor, Edit. A.R.S.R., 1979.
13. Chișiu, A. ș. a. - Mașina universală de încercat roți dințate. In: Bul. șt. și tehnic. Institutul Politehnic Cluj-Napoca, 1961.

14. Ciocîrdia, C. - Bazele cercetării experimentale în tehnologia construcțiilor de mașini. Editura D. și P., București, 1979.
15. Constantinescu, I. - Prelucrarea datelor experimentale cu calculatoare numerice, Editura tehnică, București, 1980.
16. Constantinescu, V. N. - Lagăre cu alunecare, Editura tehnică, București, 1980.
17. Crudu, M. - Contribuții la studiul mecanismelor cu conexiuni dinamice. Teză de doctorat. Institutul polit. "Gh. Gh. Dej" Buc., 1971.
18. Demian, T. - Calculul și construcția elementelor de mecanică fină, Editura D. și P. Buc. 1972.
19. Demian, T. - Elemente constructive de mecanică fină. Editura D și P. București, 1976.
20. Doru, W. S. - Metode numerice cu programe în FORTRAN București. Editura tehnică, 1976.
21. Erney, Gy. - A fogaskerekek mérése és gyártás ellenőrzése. Budapest, Műszaki könyvkiadó, 1959.
22. Fedukin, I. A. - Aparat pentru controlul preciziei cinematice a angrenajelor. Mașini unelte și scule Nr. 8. 1962.
23. Gheorghiu, N. - Organe de mașini. Vol. I. Ed. 1978.
24. Gluşcenko, I. - Bazele proiectării transmisiilor prin lanț Ed. 1964.
25. Gatovțev, I. - Proiectarea transmisiilor prin lanț, (traducere din l. rusă). Ed. 1973.
26. Gleistmann, A. - Konstruktionselement Stahlgelenketten vom zwei Radertrieb bis zur Zanstange R. 1969.
27. Gorett, K. - Dezvoltarea utilizării transmisiilor prin lanț la transmisiile automobilelor în Europa și America. R 1978.
28. Göering, C. E. - Designing roller chain drives by computer, R. 1974.
29. Groșanu, I. - Dinamica unui agregat cu moment de inerție variabil. In: Construcția de mașini, 26, nr. 5-6, 1974.

30. Groșanu, I. - Considerații privind optimizarea regimului staționar al unui agregat cu legături rigide. In: Conferința "Vibrații în construcția de mașini" Timișoara, 1980.
31. Horovitz, B. - Organe de mașini. București, Edit. did. și ped. 1969.
32. Horovitz, B. - Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri. Ed. tehnică. 1971.
33. Harris, C. - Socuri și vibrații. Vol. I, II, III. București Editura tehnică, 1968.
34. Heunigs, G. - Ein Zahnradverspanungsprüfstand mit einstellbarem Belastungsprogramm. In: Maschinenbrautechnik 19, nr. 5. 1970
35. Iliuc, I. - Tribologia straturilor subțiri Ed. A. RSR, 1974.
36. Kovács, Fr.; Horovitz, B. - Teoria mecanismelor și mașinilor. Ed. I. P. Timișoara, 1957.
37. Kovács, Fr. - Contribuții la definirea profilelor roților dințate cu ajutorul liniei de angrenare. Bul. Stiințific și tehnic. I. P. Timișoara. 8. 1963.
38. Kovács, Fr.,
Perju, D., Nicoară, I. - Dispozitiv de încărcare în mers a sistemelor mecanice închise. Brevet nr. 66343/1.11.1977.
39. Kovács, Fr.,
Nicoară, I. - Dinamica standurilor în circuit închis utilizate la încercarea electro-palanelor. In: Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
40. Kovács, Fr.,
Mesaroș, A. V. - Spațiul de lucru și analiza cinematică a mecanismelor generatoare de traiectorie ale roboților industriali, SYROM '81, București, 2-7 Iulie 1981.
41. Kovács, Fr.,
Perju, D. - Mecanisme, parte I-a și a II-a. Editura did. și ped. București, 1977.
42. Kovács, Fr. - Contribuții la elaborarea unei metode unitare de sinteză a mecanismelor. Teză de doctorat, I. P. T. Timișoara, 1969.
43. Kovács, Fr.,
Perju, D., Savii, G. - Metode noi în sinteza mecanismelor Editura Pacla, 1976.

44. Kuntzmann, P. - Les transmission par chaines a rouleaux, Ef., Paris, 1961.
45. Kluge, M. - Transmisii prin lanț și astăzi sînt foarte utilizate R. 1977.
46. Knoll, I. - Szij, láncc, kötél és dörzshajtások. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1977.
47. Manolescu, N. I., Kovács, Fr., Orănescu, A. - Teoria mecanismelor și a mașinilor. București, Editura didactică și pedagogică, 1972.
48. Manolescu, N. I., Maroș, D. - Teoria mecanismelor și a mașinilor Cinematice și dinamica, Buc. Ed. tehn., 1958
49. Manolescu, N. I., ș.a. - Probleme de teoria mecanismelor și a mașinilor. Vol. I și II. Editura D. P., București, 1969, 1968.
50. Maros, D. - Teoria mecanismelor și a mașinilor. Cinematica roților dințate. București, Editura tehnică, 1958.
51. Magyar, I. - Lánchajtások Műszaki Egyetem, Budapest 19
52. Mestevics, L. - Az általános fogarós ismereténak és alkalmazásának szükségessége a korszerű gépgyártásban. Gép, 1952. 1 sz.
53. Müller, A. - Angrenaje cilindrice și cilindroconice cu raport de transmitere variabil. Teză de doctorat, I. P. Cluj-Napoca, 1978.
54. Müller, I. - Getriebekallagium 1969 in Rostock. In: Maschinenbautechnik 19, Nr. 1, 1970.
55. Müller, I., Klemmert, A. - Analiza preciziei cinematice a transmisiilor prin lanț cu role. R. 1977.
56. Mikson, M. - Pierderi energetice în variatoare cu lanț. R. 1972.
57. Minoiu, I. - Instalații pentru cercetarea și încercarea la durabilitate a transmisiilor prin lanț, I. P. G. G. București. 1965.
58. Minoiu, I., Tatu, N. - Contribuții la studiul funcționării și calculul de durabilitate (la oboseală) al transmisiilor cu lanț. I. P. G. G. Buc. 19
59. Minoiu, I., Raseev, D. - Contribuții la studiul cauzei avarierii premature a lanțurilor Rotary. I. P. G. G. București, 1967.

60. Minoiu, I. - Stabilirea prin calcul a diagramelor de încărcare a transmisiilor prin lanț. I.P.G.G.București, 1967.
61. Mihoc, Gh. - Bazele matematice ale teoriei fiabilității, Edit. Dacia, Cluj-Napoca, 1976.
62. Nădășan, St. - Incercări și analize de metale. București. Editura tehnică, 1965.
63. Nădășan, St. ș. a. - Oboseala metalelor. Buc. Ed. tehn., 1962.
64. Nakamura, K. - Experimental studies about the effects of dynamic loads upon gear noise. In: Bull. ISME, Nr. 10. 1967.
65. Niemann, G., Glaubitz, H. - Zahnflankenfestigkeit von Stirnräder aus Stahl. In: VDI-Z, Nr. 6, 1951.
66. Niemann, G., Hösel, Th. - Geräuschuntersuchungen an schragverrahnten Staraden Einfluss von Drehzahl und Belastung. Vergleichsversuchen und Zahnfeh. In: Konstruktion, 18, Nr. 4, 1966.
67. Niemann, G. - Maschinenelemente, Band II, Springer Verlag, 1960.
68. Niemann, G., Retting, H. - Dynamische Zahnkräfte. In: VDI-Z, Nr. 3-4, 1957.
69. Nicoară, I. - Stand pentru încercarea angrenajelor. In: Simpozionul Mecanisme și transmisiile mecanice, Timișoara, 1980.
70. Nicoară, I. - Metodologia încercărilor cinematice cinetostatice și dinamice ale angrenajelor. Referat nr. 1, IPT, Cat. OMMDT, 1976.
71. Nicoară, I. - Asupra sintezei dinamice a sistemelor mecanice în circuit închis. Referat nr. 2, IPT, Cat. OMMDT, 1976.
72. Nicoară, I., Feimer, I. - Stand pentru încercarea angrenajelor. In: Simpozionul Mecanisme și transmisiile mecanice, Reșița, 1976.
73. Nicoară, I., Feimer, I. - Utilizarea energiei cinetice pentru tensionarea unui sistem mecanic cu flux energetic închis. In: Lucrări tehnicoștiințifice. Mecanisme, Organe de mașini, Material rulant. Institutul Politehnic "Traian Vuia" Timișoara, 1977.

74. Nicoară, I., Kovács, Fr., Pinteș, E., Stuparu, I. - Noi metode și dispozitive de încercare a angrenajelor. In: Sesiunea de comunicări științifice. Festivalul "Cântarea României", 1977.
75. Nicoară, I., Crudu, M. - Particularități ale dinamicii unui stand în circuit închis. In: Second IFTOMM Internațional Simpoziu Bucharest, 1977.
76. Nicoară, I. Perju, D. - Încărcarea inerțială a circuitelor mecanice închise. In: Bulet.șt.și tehnic al I.P."Traian Vuia", T-șoara Fasc.1, 1978.
77. Nicoară, I., Feimer, I. - Dispozitiv de încărcare a sistemelor mecanice cu flux energetic închis. In: Bulet.șt.și tehnic al I.P."Traian Vuia" Timișoara, Fasc.1, 1978.
78. Nicoară, I., Dănoiu, A. - Vibrații torsionale la sisteme mecanice cu flux energetic închis. In: Conferința "Vibrații în construcția de mașini", Timișoara, 1980.
79. Nicoară, I., Perju, D. - Stand inerțial pentru încercarea și rodarea transmisiilor mecanice. In: Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
80. Nicoară, I., Kovács, Fr. - Determinarea randamentului și a pierderilor mecanice la un circuit mecanic închis. In: Simpozionul Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
81. Nicoară, I. - Contribuții la analiza și sinteza mecanismelor standurilor în circuit închis pentru încercarea și rodarea angrenajelor. Teza de doctorat. IPTV. T-șoara, 1981.
82. Neuhauser Egon. - Der Kettentrieb als Antriebsselement. In: Die Maschine, Vol.22, nr.2 și 3, 1968, Ludwigsburg R.F.G.
83. Nicolau, E. - Măsurări electrice și electronice, Edit. didactică și pedagogică, București, 1979.
84. Oprean, A.ș.a. - Fiabilitatea Mașinilor unelte. Ed. tehnică București.-1979.
85. Pavelescu, D. - Concepții noi, calculul și aplicații în frecarea și uzura solidelor deformabile București, Editura Academiei RSR, 1971.

86. Pavelescu, D. - Tribologie, Editura didactică și pedagogică, București, 1977.
87. Pelecudi, Ch. - Teoria mecanismelor spațiale, Editura Academiei RSR., București, 1972.
88. Pelecudi, Ch. - Precizia mecanismelor, Editura Academiei RSR, București, 1975.
89. Pelecudi, Ch. - Bazele analizei mecanismelor, Editura Academiei RSR, București, 1967.
90. Perju, D. - Contribuții la sinteza mecanismelor plane pentru conducerea unui punct pe o curbă dată. Teza de doctorat. Institutul politehnic București, 1972.
91. Proniu, G.A. - Caracteristica mecanică a transmisiei combinate cu variator cu lanț, R. 1975.
92. Petric, A.A. - Analiza efectului impreciziei asupra uzurii transmisiei prin lanț, R. 1976.
93. Radványi, B. - Involut. Nehézipari könyvkiadó, Budapest. 1954.
94. Rașeev, D. - Cercetări experimentale pentru îmbunătățirea funcționării transmisiilor cu lanț, I.P.G.G., București, 1962.
95. Rașeev, D. - Contribuții la studiul preciziei lanțurilor de transmisie cu role folosite în industria petrolieră și minieră, I.P.G.G., București, 1964.
96. Rașeev, D. - Studiul fretajului ajustajelor cu strângere la lanțurile folosite în industrie petrolieră și minieră, I.P.G.G., Buc., 1965.
97. Regina Italy 074 - Catalog pentru calculul și construcția lanțurilor, Ediția 1974.
98. Retting, H. - Lebensdauerkriterium Schedenolinie. In: M M Industrie journal, Würzburg 77, nr. 83, 1971.
99. Ripianu, A.,
Saramet, C. - Contribuții la studiul și proiectarea mecanismului de înfășurare de la mașinile de filat cu inele. In: Industria textilă 21, nr. 12, 1971.
100. Ruricka, V. - Controlul roților dințate. Editura tehnică, București, 1959.

101. Sauer, L., ș.a. - Angrenaje, Vol. I, II, Editura tehnică, București, 1970.
102. Sauer, L. - Scule pentru danturare, Editura tehnică, București, 1962.
103. Saramet, C. - Aspecte din cinematica mecanismelor de înfășurare cilindro-conică la mașinile de filat cu inele. Referat teza de doctorat, I.P. Iași.
104. Saramet, C. - Aspecte din cinematica și dinamica transmisiilor cu lanț fleyer utilizate în construcția mașinilor textile. Sesiune de comunicări științifică a Institutului Politehnic Cluj-Napoca 22.23 dec. 1969.
105. Saramet, C. - Unificarea mecanismelor de înfășurare la mașinile de filat și răsucit cu inele din familia UNIMAT. Realizări și perspective în domeniul tipizării în construcția de mașini. Brașov 20-22 iun. 1974.
106. Saramet, C.,
Marășceac, T. - Construcții modulizate de mașini agregate de filat și răsucit cu inele. In: Tipizarea și standardizarea în construcția de mașini Vol. II. 1973.
107. Saramet, C. - Cîteva probleme la precizia cinematică a mecanismelor de înfășurare aplicate la mașinile de filat și răsucit, CCPMUIU-Filiala Intr. Unirea Cluj-Napoca.
108. Saramet, C. - Studiul cinematic al mecanismelor de înfășurare de la mașinile de filat și răsucit și sinteza unor noi mecanisme în vederea ridicării parametrilor funcționali ai acestor mașini. Teza de doctorat, I.P. Iași, 1976.
109. Silaș, Gh. - Vibrații mecanice, Ed. did. și ped. București, 1968.
110. Szenicrei, L.,
Erney, Gy. - Fogaskerékgyártás zsebkönyve. Műszaki könyvkiadó, Budapest, 1965.
111. Székely, I. - O metodă de determinare a parametrilor geometrici ai roților dințate cilindrice corijate. Bulet. științ. al I.P. Cluj-Napoca Nr. 5, 1962.

112. Székely, I. - Teoria mecanismelor și organe de mașini. Editura didactică și pedagogică, Buc, 1963.
113. Sonnenberg, H. - Zanketten lösen Antriebsprobleme in Werkzeugmaschinen. R. 1969.
114. Tatu, N. - Studiul asupra comportării funcționale a unor profile folosite pentru dantura roților de transmisii prin lanț. Bul. IPGG, București, Vol. IX. 1963.
115. Tatu, N. - Contribuții la studiul structurii și al geometriei transmisiilor cu lanț. Bul. I.P.G.G., București, Vol. XVII, 1969.
116. Tatu, N. - Cercetări privind influența unor factori constructivi și de exploatare asupra comportării funcționale a transmisiilor cu lanț. Teza de doctorat. I.P.G.G. București, 1972.
117. Tatu, N. - Contribuții la studiul angrenării lanțurilor de transmisie cu role și al profilului danturii roților de lanț. Comunicare, P.P. Ploiești, oct. 1971.
118. Tatu, N. - Rigiditatea lanțurilor de transmisie cu role și a transmisiilor cu lanț, folosite la instalațiile de foraj. Comunicare, I.P. Ploiești, oct. 1971.
119. Tatu, N. - Criterii pentru alegerea principalilor parametri ai transmisiilor cu lanț. Comunicare, I.P.G.G., aprilie 1969.
120. Tatu, N. - Contribuții la calculul de durabilitate la oboseală al lanțurilor de transmisie cu role, folosite la instalațiile de foraj. Comunicare, IPGG, apr. 1971.
121. Terplon, Z.,
Lévai, I. - Gépelemek IV. Budapest, P.I.V., 1967.
122. Toth, St.G. - Stadiul actual al cercetărilor în domeniul construcției mecanismelor cu lanț, Referat teza de doctorat, I.P. "Traian Vuia" Timișoara, 1979.

123. Toth, St.G. - Cercetarea experimentală a capacității portante, durabilității și fiabilității sistemelor mecanice mobile, Referat teza de doctorat, I.P. "Traian Vuia" Timișoara, 1980.
124. Toth, St.G. - Transmisii prin lanț spațiale posibilități și domenii de utilizare. In: Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
125. Toth, St.G. - Metoda de eliminare a efectelor dăunătoare ale înfășurării poligonale și ciocnirii dintre dinte-rolă la transmisii prin lanț. In: Simpozionul de Mecanisme și transmisii mecanice, Timișoara, 1980.
126. Toth, St.G. - Asupra geometriei și cinematicii transmisiilor prin lanț și sinteza danturii roților de lanț. SYROM'81, București, 2-7 iulie, 1981.
127. Toth, St.G. - Cu privire la sinteza transmisiilor prin lanț din condiția eliminării efectelor înfășurării poligonale. SYROM'81, București. 2-7 iulie, 1981.
128. Toth, St.G. - Transmisii prin lanț spațiale. Brevet de invenție R.S.R.Nr.61623/75.
129. Toth, St.G. - Transmisie prin lanț, Cerere de brevet de invenție R.S.R.Nr.97435/07.05.1979.
130. Tutunaru, D. - Teoria mecanismelor și a mașinilor. Mecanisme cu came. Ed.Tehnică București 1959.
131. Tutunaru, D.,
Manafu, V. - Asupra invariației raportului de transmitere la angrenajele cu profilul dinților în evolventă. Metalurgia și construcția de mașini Nr.1.1957.
132. Tuplin, W.A. - Gear design handbook. London, Machinery Publishing Co 1950.
133. Tuplin, W.A. - Gear load capacity. Ed.Pittmann. London 1961.

134. Varga, I. - Ganz - Botka fogazási rendszer. Akadémiai kiadó, Budapest, 1952.
135. Voinea, R.,
Atanasiu, M. - Metode analitice noi în teoria mecanismelor și a mașinilor. Ed.tehnică, București, 1964.
136. Vörös, I. - A fogaskerekek mértázésének és gyártásának néhány problémája. Akadémiai kiadó Budapest, 1952.
137. Vörös, I. - Gépelemek III. Fogaskerekek. Tankönyvkiadó, Budapest, 1977.
138. Vorobiev, N.V. - Transmisii cu lanț. Traducere din l.rusă Ed.tehnică, București, 1953.
139. Zöllner, H., - Kettentriebe. München, Carl Hanser-Verlag, 1966.
140. I.P.T.V.T. Colectiv- Familia de mașini de filat bumbac tipizat modulizat cu antrenare tangențială cu lanț Fleyer. Contract de cercetare nr.2/1981 între IPTVT și CCSITMUIU.
141. x x x - Ustanovki burovîe. Rasciot tepnîh poredaci. R.T.M.66-64. Moskva, Ghipronefte- maș, 1964.
142. x x x - Cataloage pentru lanțuri de transmisie și roți de lanț. Liemag, RFG, 1965; Wippermann, RFG, 1965; Diamond, SUA, 1965; Renold, Anglia, 1968, Elite Austria, 1982; Rexnord-Ketten Gumb H8.Co. Betzdorf RFG, 1982; I.M.Cugir, 1982, I.I.Sibiu, 1982.
143. x x x - Standarde : STAS, ISO/TC 100, ASA, DIN, GOST. BS.