

**UNIVERSITATEA POLITEHNICĂ TIMIȘOARA**  
**FACULTATEA DE MECANICĂ**

# **TEZĂ DE DOCTORAT**

**CONTRIBUȚII LA PRELUCRAREA CANALELOR  
ELICOIDALE CU PAS VARIABIL**

BIBLIOTECA CENTRALĂ  
UNIVERSITATEA "POLITEHNICA"  
TIMIȘOARA

**Autor:**

**Ing. POPA IOAN MARIUS**

608.665  
366 A

**Conducător Științific**

**Prof.Dr. Doc. D.H.C. AUREL NANU**

**1997**

## C U P R I N S

CUPRINS .....	pag. 3
INTRODUCERE .....	7

### CAPITOLUL I

1. Modele matematice și mecanice ale canalelor elicoidale	10
1.1 Elicea .....	10
1.1.1 Elicea cilindrică .....	10
1.1.2 Mișcarea uniformă pe elice .....	10
1.2 Spirale .....	12
1.2.1 Spirale plane .....	12

### CAPITOLUL II

2. Bazele teoretice ale canalelor elicoidale	16
2.1 Generalități .....	16
2.1.1 Geometria elicei cilindrice .....	18
2.1.2 Geometria elicei conice .....	20
2.1.3 Natura directoarei elicoidale .....	21
2.2 Generarea suprafețelor elicoidale și spirale .....	24
2.2.1 Generarea suprafețelor elicoidale prin strunjire .....	24
2.2.2 Contribuții la generarea spiralelor plane .....	28

### CAPITOLUL III

3. Aplicații în construcția de mașini a pieselor de configurație complexă de tipul canalelor elicoidale	32
3.1 Tehnologii de prelucrare suprafețelor elicoidale prin strunjire, filete .....	32
3.1.1 Prelucrare filetelor pe strunguri universale .....	32
3.1.2 Prelucrare în vârtej a filetelor .....	34
3.1.3 Prelucrare filetelor pe strunguri carusel .....	35
3.1.4 Prelucrare melcilor .....	35
3.2 Mașini unelte pentru prelucrare filetelor .....	35
3.3 Tehnologii de prelucrare suprafețelor elicoidale. Melci .....	39
3.3.1 Melc de tip ZN 1 .....	40
3.3.2 Melc de tip ZN 2 .....	41
3.3.3 Melc de tip ZE (melc în evolvantă) .....	42
3.3.4 Melc de tip ZA (melc Arhimedic) .....	43

	pag.
3.3.5 Meic de tip ZK 1	44
3.3.6 Meic de tip ZK 2	44
3.4 Tehnologii de prelucrare a suprafețelor elicoidale. Scule așchietoare	45
3.4.1 Broșe	45
3.4.2 Burghie elicoidale	45
3.4.3. Adâncitoare	46
3.4.4 Alezoare	47
3.4.5 Freze	47
3.4.6 Tarozii și filiere	47
3.4.7 Freze conice cu coadă	48
3.4.8 Freze meici pentru roți cilindrice	48
3.4.9 Freze meic conice pentru dantura paraboloidă	50
3.5 Prelucrarea suprafețelor elicoidale prin deformare plastică	50
3.5.1 Rularea filetelor cu roți cilindrice	52
3.5.2 Rularea filetelor cu pacuri plane	53
3.5.3 Rularea continuă a filetelor	54

#### CAPITOLUL IV

4. Stadiul actual al tehnicii privind generarea canalelor elicoidale cu pas variabil	56
4.1 Dispozitiv pentru prelucrarea prin așchiere a suprafețelor elicoidale cu pas variabil	56
4.2 Dispozitiv adaptat pe strung pentru tăierea canalelor cu pas variabil.	57
4.3 Strung pentru prelucrarea suprafețelor spirale cu pas variabil	59
4.4 Strung pentru așchierarea canalelor elicoidale cu pas variabil pe suprafețe conice	60
4.5 Strung pentru așchierarea filetelor cu pas variabil	62
4.6 Dispozitiv adaptat la strung pentru prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil.	63
4.7 Strung pentru prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil	63
4.8 Strung pentru prelucrarea filetelor și canalelor cu pas variabil	66
4.9 Strung pentru prelucrarea filetelor și canalelor cu pas variabil	67
4.10 Agregat la strungurile de tăiat canale cu pas variabil	68
4.11 Strung pentru tăierea filetelor elicoidale cu pas variabil	70
4.12 Dispozitiv pentru prelucrarea prin așchiere a suprafețelor elicoidale cu pas variabil.	72
4.13 Strung pentru prelucrarea canalelor în spirală	73
4.14 Cuplarea în avans la o unitate de comandă numerică pentru o mașină-unealtă	75

#### CAPITOLUL V

5. Mecanisme pentru generarea pasului variabil	82
5.1 Angrenaje paralele necirculare	82
5.1.1 Noțiuni pentru determinarea curbilor primitive	82
5.1.2 Angrenaj format din roți eliptice	82
5.1.3 Angrenaj format din roți ovale	84

	pag.
5.1.4 Angrenaj format din roți circulare excentric fixate pe arbori .....	35
5.1.5 Angrenaj necircular cu raportul de angrenare mediu diferit de 1 .....	35
5.1.6 Generarea mișcării de rotație cu raport de angrenare variabil cu ajutorul roților dinate circulare .....	36
5.1.6.1 Roti excentric fixate pe arbori .....	36
5.1.6.2 Generarea printr-un angrenaj format din roți dinate cu dantura înclinată cu raport de angrenare 1:1 combinat cu mecanism cu camă .....	37
5.1.7 Generarea printr-un tren de roți dinate cilindrice de tip diodă .....	38
<b>5.2 Mecanism cu came</b> .....	<b>30</b>
5.2.1 Privire generală asupra mecanismelor cu camă .....	30
5.2.2 Caracteristici și noțiuni fundamentale .....	30
5.2.3 Proprietăți cinematice și dinamice .....	31
5.2.4 Analiza cinematică a mecanismelor cu came .....	32
5.2.5 Metoda mecanismului înlocuitor în analiza cinematică a unui mecanism cu came .....	32
5.2.6 Analiza cinematică a mecanismelor cu came prin metoda diagramei cinematice .....	33
5.2.7 Concluzii referitoare la aplicațiile mecanismelor cu came .....	36
5.2.8 Mecanism cu came spațiale .....	36
<b>5.3 Mecanisme plane articulate</b> .....	<b>37</b>
5.3.1 Generalități referitoare la mecanismele cu bare .....	37
5.3.2 Considerații privind analiza mecanismelor .....	39
5.3.3 Mecanisme cu bare utilizate la generarea pasului variabil .....	39
<b>5.4 Variatoare de turatie mecanice</b> .....	<b>101</b>
5.4.1 Variatoare cu roți de fricțiune .....	101
5.4.2 Variatoare cu roți dinate .....	104
5.4.3 Variatoare armonice .....	104
5.4.4 Variatoare cu curele .....	105
5.4.5 Variatoare cu lanțuri .....	105
5.4.6 Variatoare cu impulsuri .....	106

## CAPITOLUL VI

<b>6. Transmisii noi speciale cu element intermediar aplicate la generarea pasului variabil .....</b>	<b>108</b>
6.1 Generalități .....	108
6.2 Elementele geometrice ale transmisiilor cu element intermediar .....	113
6.3 Considerații tehnologice și constructive .....	119
6.4 Aplicații ale transmisiilor speciale cu element intermediar .....	121
6.4.1 Dispozitivul pentru generarea pasului variabil adaptabil pe mașini unelte universale .....	121
6.4.2 Metodă pentru aproximarea spiralei Arhimedice prin segmente de dreaptă .....	125
6.4.3 Stimularea pe calculator a funcționării dispozitivului pentru generarea pasului variabil .....	127

	pag.
<b>CAPITOLUL VII</b>	
7. Legități privind tehnologia, utilajele și aplicațiile canalelor elicoidale . . .	146
7.1 Clasificarea canalelor elicoidale cu pas variabil . . . . .	146
7.2 Contribuții cu privire la posibilitățile de generare a pasului variabil	148
7.3 Prelucrarea canalelor elicoidale prin frezare . . . . .	150
7.4 Legea de variație a pasului în cazul folosirii unui dispozitiv pentru generarea pasului variabil . . . . .	152
7.5 Freza conică . . . . .	155
<b>CAPITOLUL VIII</b>	
3. Concluzii . . . . .	158
3.1. Concluzii referitoare la generarea canalelor elicoidale cu pas variabil rezultate din studiul din brevete . . . . .	158
3.2. Concluzii referitoare la utilizarea diferitelor mecanisme pentru generarea unei mișcări de viteză variabilă . . . . .	159
3.3. Concluzii referitoare la generarea pasului variabil utilizând un mecanism generator în a cărui structură se folosește transmisia cu element intermediar	160
3.4. Concluzii privind teoria generării canalelor elicoidale cu pas variabil	161
3.5. Aplicațiile pieselor cu canale elicoidale cu pas variabil	162
Bibliografie . . . . .	163

## INTRODUCERE

Elicea - derivată din grecescul HELIX - s-a dovedit a fi în timp una din cele mai mari descoperiri ale geniului uman.

Însăși denumirea elicei aparține civilizației care a remarcat-o și anume celei elene, prin cel ce și-a înscris pentru eternitate numele pe altarul științei, Arhimede. Matematicianului și fizicianului Arhimede atribuindu-se paternitatea definirii elicei precum și câtorva din principalele aplicații ale acesteia, șurubul de lemn cu piuliță și melcul pentru apă.

Așa după cum am menționat elicea a fost definită în urmă cu circa 2250 de ani, dar așa putea susține că ea s-a născut în mintea creatoare a omului cu mult înainte. Marelui Arhimede îi revine meritul de a sistematiza ceea ce se cunoștea și a o utiliza din punct de vedere tehnic.

Îndrăznesc să susțin că primele forme ale elicei pe care omul le-a creat au fost în domeniul artei astfel de forme de elici se regăsesc pe monumente de cult sec. V-IV î.e.n. precum și pe obiecte de podoabă ca brățări unde apar elici (canale elicoidale) cu mai multe începuturi.

Ideea care a încolțit în mintea omenească poate a fost amorsată de simpla observație a lumii înconjurătoare care a constituit o imensă sursă de informație și inspirație pentru om în toate timpurile. Poate forma cochiliilor melcilor sau tulpinele plantelor agățătoare care se înfășoară au stârnit ideea.

Poate cel mai important, mai grăitor și în același timp de suflet exemplu artistic în ce privește construcția unei elici cilindrice îl constituie pentru noi românii așa numitul act de naștere al poporului român "Columna lui Traian" din Roma unde narațiunea luptei dintre daci și romani parcurge o elice de jos în sus.

Până în evul mediu problemele legate de studiul elicei, respectiv al canalelor elicoidale, se pare că stagnează. Abia în jurul anului 1545 Guidobaldo dal Monte, matematician și fizician, aprofundează opera anticului Arhimede și în special problemele de mecanică, tratând în mod deosebit șurubul.

Odată cu începutul revoluției industriale se remarcă o sistematizare în ce privește tratarea canalelor elicoidale fapt impus de evoluția deosebită pe care tehnica începe să o înregistreze, astfel:

- 1772 James Watt construiește primul micrometru cu precizie de o sutime, fapt remarcabil pentru acea dată;

- 1828 J. Nasmith construiește strungul pentru filete înzestrat cu șurub conducător;

- 1829 H. Mausley inventează șurubul micrometric;

- 1841 J. Withworth introduce sistemul de filete ce îi va purta numele, sistem denumit și sistemul englez și care a fost adoptat în anul 1898 la Congresul de la Zurich fiind valabil și astăzi;

- 1837 - se introduce țeava ghintuită la armele de foc deschizând drumul armelor moderne;

- 1850 - Sir Wiliam George Armstrong, introduce ghintuirea țevelor și la piesele de artilerie. De menționat este faptul că ghinturile reprezintă niște canale elicoidale de pas foarte mare, adâncime mică și cu multe începuturi ce au rolul de a imprima proiectului ce părăsește gura de foc o mișcare de rotație în jurul axei proprii așa-zisa stabilitate giroscopică.

Facând un arc peste timp de la șurubul de lemn al lui Arhimede la banalul bec electric cu incandescență, de la șurubul pentru apă al aceluiași Arhimede la ghinturile armelor de foc sau șnecurile mașinilor de injecție, de la șurubul ca mașină simplă la cel mai performant calculator, nu cred că se poate găsi vreun domeniu al vieții cotidiene unde să nu se găsească sau să se aplice canalele elicoidale sub cele mai diverse forme.

La pragul dintre milenii când evoluția și nivelul cunoștințelor a crescut exponențial se poate încă spune că mai sunt de lămurit unele probleme legate de studiul canalelor elicoidale.

Considerând canalele elicoidale cu pas constant ca un caz particular al elicelor cu un pas variabil în teza de față îmi propun abordarea câtorva probleme legate de studiul canalelor elicoidale cu pas variabil.

Problema care se pune în teza de față este aceea a realizării unui dispozitiv care să poată fi adaptat unei mașini unelte universale de tip strung sau freză și care să poată genera un pas variabil.

Se pune problema măririi spectrului tehnologic al unui utilaj în primul rând din considerente economice deoarece o mașină specializată pentru astfel de operații nu își găsește justificare în general în întreprinderile constructoare de mașini.

O altă problemă complementară celei legate de utilajul de prelucrare este cea legată de tehnologia de execuție a canalelor elicoidale cu pas variabil, tehnologie ce presupune o serie de particularități legate în primul rând de variația pasului și deci a curbei directoare și apoi de menținerea constantă sau variabilă a profilului golului deci a curbei generatoare.

În subsidiarul problemei de bază al tezei a fost nevoie să se soluționeze încă o problemă deosebit de delicată și anume a realizării unei mișcări de viteză variabilă prin intermediul unei forme noi de transmisie, "*transmisia cu element intermediar*".

Problemele prezentate mai sus au fost rezolvate în teză atât din punct de vedere teoretic cât și experimental. În cadrul rezolvării autorul prezentei lucrări a obținut certificate de inovator și brevet de invenție.

Pentru rezolvarea temeticii prezentei teze de doctorat autorul a beneficiat de valoroase îndrumări din parte conducătorului științific Prof. Dr. Doc. D.H.C. Aurel Nanu căruia pe această cale îi aduce cele mai calde și respectuoase mulțumiri.

În cadrul susținerii examenelor de pregătire pentru doctorat și a referatelor științifice susținute, am primit numeroase sugestii din partea colectivului Catedrei de Tehnologie Mecanică din cadrul Facultății de Mecanică a Universității Politehnica Timișoara, căruia tot pe această cale îi aduc mulțumirile mele.



## CAPITOLUL I

1. MODELE MATEMATICE ȘI MECANICE ALE CANALELOR  
ELICOIDALE

## 1.1 ELICEA.

1.1.1. Elicea cilindrică - derivă din grecescul helix - "spirală" - și se definește ca o curbă strâmbă ale cărei tangente fac un unghi constant cu o direcție dată.

Elicea circulară este curba descrisă de un punct supus unei rotații în jurul unei axe Oz și unei tranzlații paralele cu Oz, proporțională cu unghiul de rotație. Elicea circulară este trasată pe un cilindru de axă Oz. (fig.1.1)

Ecuțiile parametrice  
ale elicei circulare sunt:

$$x = R \cos t$$

$$y = R \sin t$$

$$z = k t$$

unde:

R - raza cilindrului

t - unghiul de rotație

k - constantă

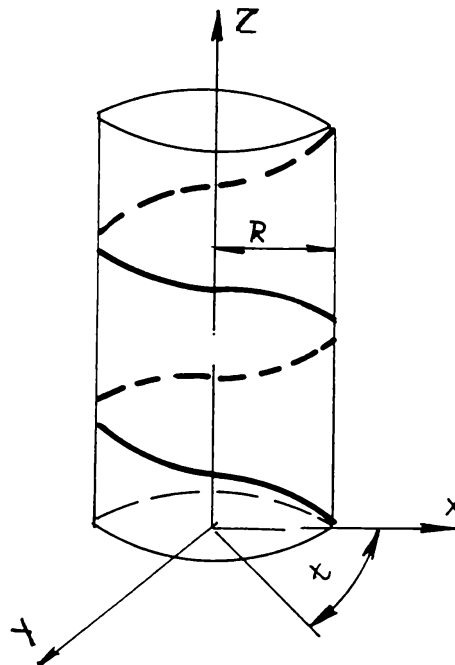


Fig. 1.1

## 1.1.2. Mișcarea uniformă pe elice.

Se presupune că punctul mobil M este un cursor care se deplasează pe o bară verticală sudată la rândul său de un alt cursor  $M_1$  care descrie o mișcare circulară în planul orizontal xOy. (fig. 1.2)

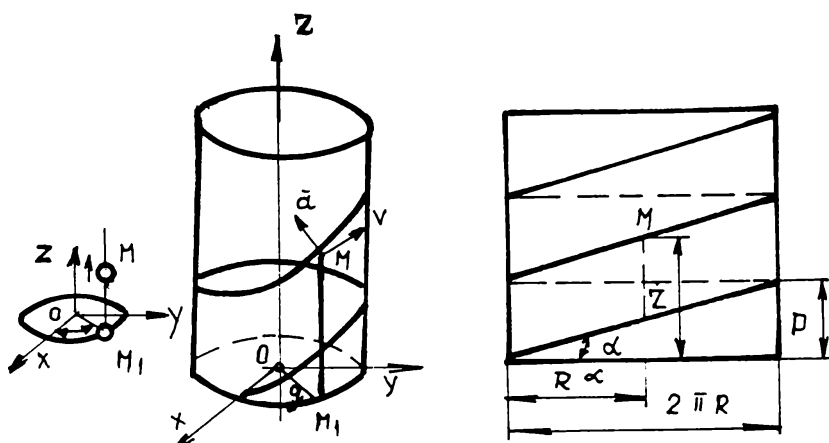


Fig. 1.2

Dacă cursorul  $M$  nu s-ar deplasa pe bara verticală, el ar descrie o mișcare circulară. Din cauza deplasării pe această bară el descrie însă o elice trasată pe cilindru circular ce are drept axă de simetrie axa  $Oz$ .

Dacă el se mișcă uniform pe bara verticală în timp ce cursorul  $M_1$  se mișcă și el uniform pe cercul din planul  $xOy$ , coordonatele sale  $x$  și  $y$  vor fi aceleași cu ale punctului  $M_1$  (mișcare circulară uniformă) iar coordonata  $z$ , în loc să fie nulă va avea aceeași expresie ca în cazul mișcării rectilinii uniforme.

$$\begin{aligned}x &= R \cos \omega t \\y &= R \sin \omega t \\z &= kt\end{aligned}$$

unde :  $k$  - viteza de deplasare a cursorului  $M$  pe bara verticală.

Rezultă că punctul  $M$  descrie o elice pe cilindrul circular drept, având drept axă, axa  $Oz$  după cum am văzut, mișcarea aceasta este o combinație formată dintr-o mișcare circulară uniformă și o mișcare rectilinie uniformă.

Se presupunem că în timpul în care proiecția punctului mobil pe planul  $xOy$  parcurge o singură dată cercul din acest plan, punctul înainteză pe verticală cu cantitatea  $p$  denumită pasul elicei. Viteza de rotire a razei  $OM_1$  este  $\omega$ ; mișcarea fiind uniformă  $\theta = \omega t$  se găsește timpul  $T$  necesar parcurgerii o dată a cercului de bază al cilindrului, relația:

$$t = \frac{\theta}{\omega} \qquad T = \frac{2\pi}{\omega}$$

În acest timp punctul mobil urcă pe generatoarea cilindrului cu distanța  $p$ . Înlocuind în ultima ecuație  $z=p$  și  $t=T$  se obține:

$$p = k \frac{2\pi}{\omega}$$

de unde rezulta valoarea vitezei constante  $k$ :

$$k = \frac{p \omega}{2 \pi}$$

Dacă se desfășoară cilindrul pe care se mișcă punctul se va obține un dreptunghi pe care sunt trasate mai multe drepte, înclinate față de cele două baze cu același unghi  $\alpha$ , distanța dintre acestea fiind pasul  $p$ .

$$p = 2 \pi R \operatorname{tg} \alpha$$

cu care

$$k = R \omega \operatorname{tg} \alpha$$

Componentele vitezei și accelerației pe axele sistemului de referință  $Oxyz$  sunt aceleași ca și la mișcarea circulară uniformă.

$$V_x = -R \omega \sin \omega t$$

$$V_y = R \omega \cos \omega t$$

$$V_z = R \omega \operatorname{tg} \alpha$$

$$V = \frac{\omega}{2 \pi} \sqrt{4 \pi^2 R^2 + p^2} = R \omega \sqrt{1 + \operatorname{tg}^2 \alpha} = \frac{R \omega}{\cos \alpha}$$

$$a_x = -R \omega^2 \cos \omega t$$

$$a_y = -R \omega^2 \sin \omega t$$

$$a_z = 0$$

$$a = R \omega^2$$

Componentele accelerației pe tangenta și normala la traiectorie sunt:

$$a_n = R \omega^2$$

$$a_t = 0$$

## 1.2 SPIRALE

### 1.2.1 Spirale plane

Se numește spirală locul punctelor a căror rază vectorie  $\rho$  variază monoton cu creșterea unghiului polar.

Exemple de spirale:

$$\rho = \frac{3\pi + \theta}{\pi - \theta}$$

$$x = a e^{-t} (\cos t - \sin t)$$

$$y = a e^{-t} (\cos t + \sin t)$$

$$\rho = a^{\theta - \frac{\pi}{2}}$$

Se numește spirală algebrică o curbă dată de ecuația polară:

$$F(\rho; \theta) = 0$$

unde  $F$  este un polinom în  $\rho$  și  $\theta$ .

O spirală algebrică este o curbă transcendentă căci ecuația carteziană

$$F(\sqrt{x^2+y^2}; \operatorname{arctg} \frac{y}{x}) = 0$$

cu condiția ca:

$$\begin{aligned} \sin \left( \operatorname{arctg} \frac{y}{x} \right) &= \pm \frac{y}{\sqrt{x^2+y^2}} \\ \cos \left( \operatorname{arctg} \frac{y}{x} \right) &= \pm \frac{x}{\sqrt{x^2+y^2}} \end{aligned}$$

când

$$(x^2+y^2)\Phi^2(x^2+y^2; \operatorname{arctg} \frac{y}{x}) = \Psi^2(x^2+y^2; \operatorname{arctg} \frac{y}{x})$$

unde

$\Phi$  și  $\Psi$  sunt polinoame.

Spirale algebrice remarcabile

Spirala lui Arhimede

$$\rho = a\theta \quad (a > 0; \theta \in [0, +\infty) \text{ când } \rho \geq 0)$$

este locul descris de un punct  $p$  ce se deplasează uniform pe o dreaptă  $d$  care se rotește uniform în jurul unui punct  $O$  al său (dacă  $p=0$  la momentul inițial  $t=0$ ,  $\omega$  este viteza unghiulară a lui  $d$ , iar  $v$  este viteza lui  $p$  pe  $d$ , atunci  $\theta = \omega t$ ;  $\rho = vt$ ).

Graficul unei astfel de spirale este prezentat în figura 1.3, aceasta tăind axele de coordonate atunci când  $\theta$  ia valorile  $0; \pi/2; 3\pi/2; \dots; k\pi/2$  crescând de la  $0$  la  $+\infty$ ; distanțele dintre două spire succesive măsurate pe raza vectorială sunt egale.

a) Se poate considera domeniul de definiție  $I = (-\infty; +\infty)$  obținându-se astfel două ramuri simetrice față de  $Oy$  și trecând prin aceleași puncte de pe  $Oy$ , puncte duble pentru spirală;

b) Se disting două cazuri după cum  $a > 0$  sau  $a < 0$ , obținându-se două spirale simetrice în raport cu  $Ox$ ;

c) Curba

$$\rho = a\theta \pm b$$

este concoida spiralei lui Arhimede și este congruentă cu spirala dată (adică prin rotația axei polare cu unghiul  $\omega = \theta \pm b/a$ ) sau reciproc: dacă concoida unei curbe  $C$  coincide cu  $C$  este o spirala a lui Arhimede.

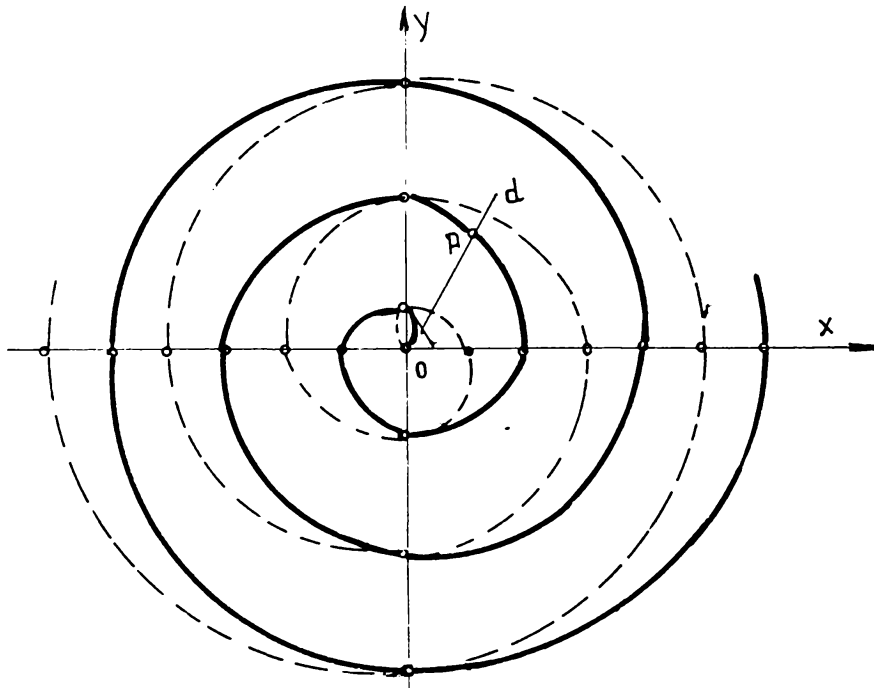


Fig. 1.3

Spirala lui Fermat  
are ecuația  $\rho^2 = a^2\theta$ :

Curba este simetrică în raport cu polul O (fig. 1.4)

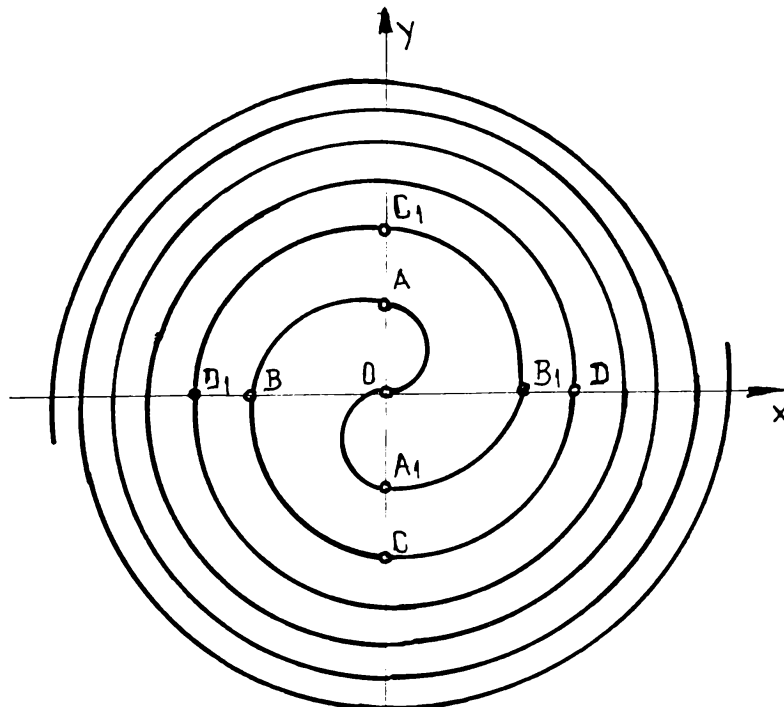


Fig.1.4

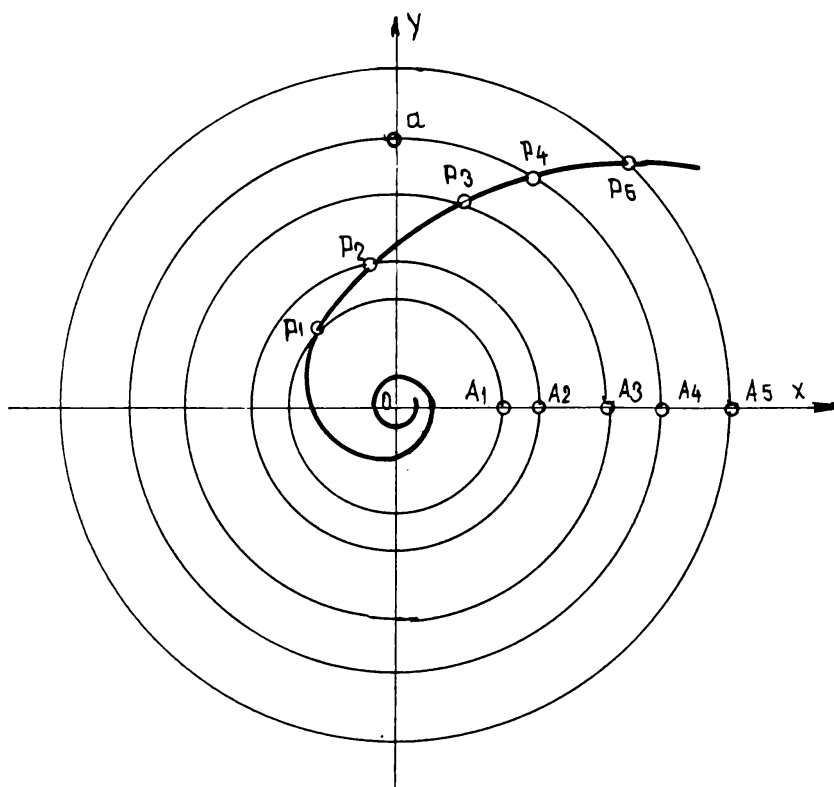


Fig. 1.5

După cum se observă spirele ei se îndesesc când  $\rho$  crește; distanța între spire consecutive, măsurată pe raza vectorie descrescând când:

$$a(\sqrt{\theta+2\pi}-\sqrt{\theta}) = \frac{2a\pi}{(\sqrt{\theta+2\pi}+\sqrt{\theta})} \rightarrow 0$$

când  $\rho \rightarrow \theta$

Spirala hiperbolică  
are ecuația

$$\rho\theta = a \text{ unde} \\ a > 0; \theta \in (0; +\infty) \text{ când } \rho \geq 0$$

prezentată în figura 1.5

Această spirală este definită ca locul extremităților arcelor egale, de lungime dată  $a$ , duse pe cercuri concentrice de centrul  $O$  din punctele de intersecție ale acestor cercuri cu o dreaptă fixă  $d$  ce trece prin  $O$ .

Luând  $d=Ox$  fie  $A_n$  ( $n=1,2,3, \dots$ ) intersecția cercurilor cu  $d$ , iar  $P_n$  punctele de pe cercurile corespunzătoare astfel încât:

$$A_n P_n = a \\ \rho_n \theta_n = a$$

deoarece  $\lim_{\theta \rightarrow 0} \rho(\theta) = 0$  curba este formată dintr-o infinitate de spire în jurul polului de care punctele curbei se apropie progresiv; polul  $O$  este un punct singular numit punct asimptotic.

## CAPITOLUL II

## 2. BAZELE TEORETICE ALE CANALELOR ELICOIDALE

## 2.1 Generalități.

Canalul elicoidal se obține prin deplasarea unei generatoare de o formă oarecare, în formă oarecare, în lungul unei directoare în formă de elice.

Directoarea elicoidală poate fi cilindrică fig. 2.1a, conică fig. 2.1b, în cele mai multe cazuri după cum este trasată pe o suprafață cilindrică sau conică. Ea poate fi realizată și pe alte suprafețe de revoluție ca de exemplu elicea globoidală fig. 2.1c sau pe o sferă fig. 2.1d.

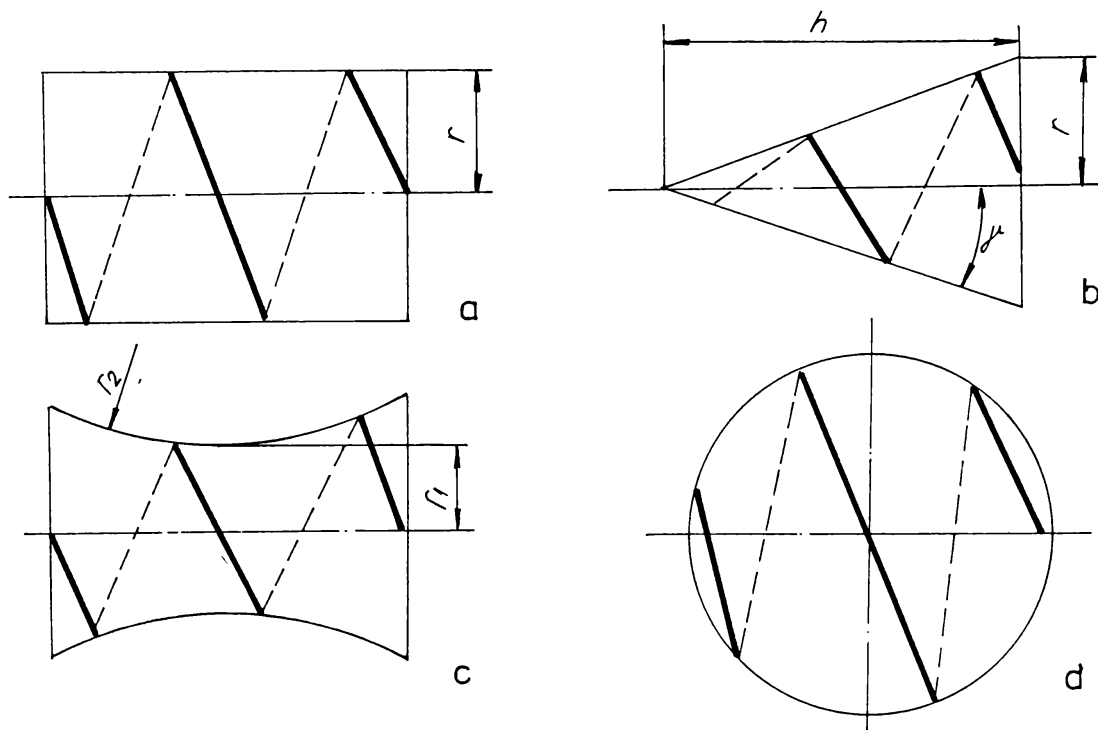
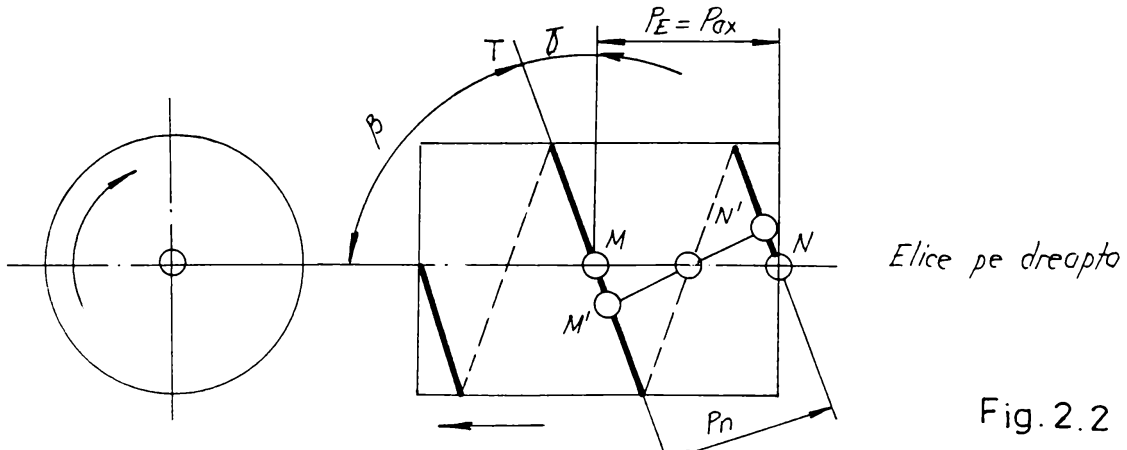


Fig. 2.1

Parte din parametrii suprafeței de revoluție intervin în caracterizarea geometrică a directoarei elicoidale. Astfel, în cazul elicei cilindrice, un parametru al acesteia este mărimea razei  $r$  a cilindrului.

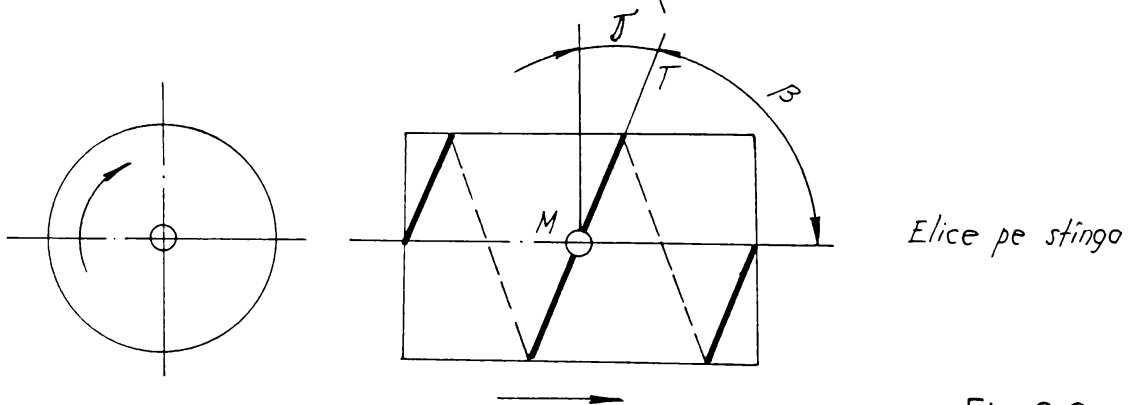
La elicea conică parametrii suprafeței conice care intervin sunt fie semiunghiul  $\delta$  al vârfului conului, fie raza  $r$  și înălțimea  $h$ .

A doua caracteristică a directoarei elicoidale este mărimea  $P$  a pasului elicei, corespunzătoare distanței dintre două spire consecutive  $M N$  ale elicei, măsurată pe generatoare fig. 2.2. Pasul elicei este numit și pas axial  $P_{ax}$  deoarece această mărime este conținută într-un plan care trece prin axa elicei.



Elice pe dreapta

Fig. 2.2



Elice pe stînga

Fig. 2.3

Dacă planul este normal pe elice, distanța M'N' este denumită pas normal  $P_n$ .

Relația între pasul axial și pasul normal este:  $P_n = P_{ax} \cos \gamma$

Funcție de sensul elicei există spirale pe dreapta fig. 2.2 și spirale pe stînga.

Spirala este pe dreapta atunci când printr-o rotire spre dreapta (sens mecanic) piesa se îndepărtează de observator sau se înșurubează într-o piesă conjugată. Spirala pe stînga se deplasează în sens invers fig. 2.3 pentru același sens de rotație.

Înclinarea elicei într-un punct M al ei este determinată de mărimea unghiului  $\beta$ , dintre tangenta T la elice și generatoarea suprafeței, ambele trecând prin același punct M.

În unele cazuri, de exemplu la șuruburi, înclinarea elicei se determină prin unghiul  $\gamma$  dintre tangentă și normala pe generatoare, între cele două unghiuri existând relația:

$$\gamma + \beta = 90^\circ$$

Canalul elicoidal poate avea unul sau mai multe începuturi, adică una sau K directoare elicoidale, identice echidistante. fig.2.4a.

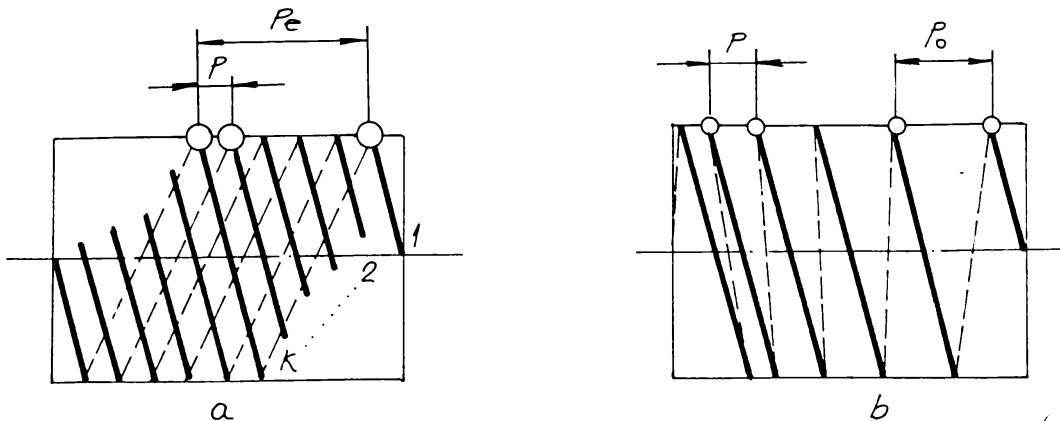


Fig. 2.4

616 665  
JGG #



Distanța dintre două directoare alăturate este pasul  $P$ .

Și în acest caz avem pas axial și pas normal în funcție de planul de definire.

Distanța dintre două directoare ale aceluiași canal elicoidal determină pasul elicei  $P_E$

$$P_E = K_P P$$

unde  $K$  este numărul de începuturi respectiv de directoare. Dacă  $K=1$

$$P_E = P \text{ (elicea cu un început).}$$

Pasul elicei poate fi constant sau variabil fig.2.4b, în ultimul caz el exprimându-se de exemplu sub forma:

$$P = (1 \pm \lambda) P_0$$

în care parametrul  $\lambda$  variază după o lege impusă de scopul canalului elicoidal.

Profilul canalului elicoidal este determinat de forma curbei generatoare funcție de scopul canalului. Pentru filete profilul generator este de regulă unghiular, trapezoidal, dreptunghiular. În cazul melcilor profilul este trapezoidal sau în arce de evolventă cerc, etc. La scule cu canale elicoidale profilul este condiționat de obținerea anumitor mărimi ale unghiurilor de așezare  $\alpha$  și de degajare  $\gamma$  precum și de posibilitățile tehnologice de obținere a generatoarei.

Profilul canalului poate fi definit în planul axial sau în planul normal, denumit profil axial respectiv profilul normal. În primul caz, planul conținând profilul generator se deplasează în lungul directoarei trecând tot timpul prin axa elicei.

În al doilea caz planul conținând directoarea este mereu normal pe traiectoria elicoidală, deci normala la acest plan este continuu tangentă la directoare.

### 2.1.1 Geometria elicei cilindrice.

Considerând o elice cilindrică, într-un sistem de axe de coordonate fig. 2.5

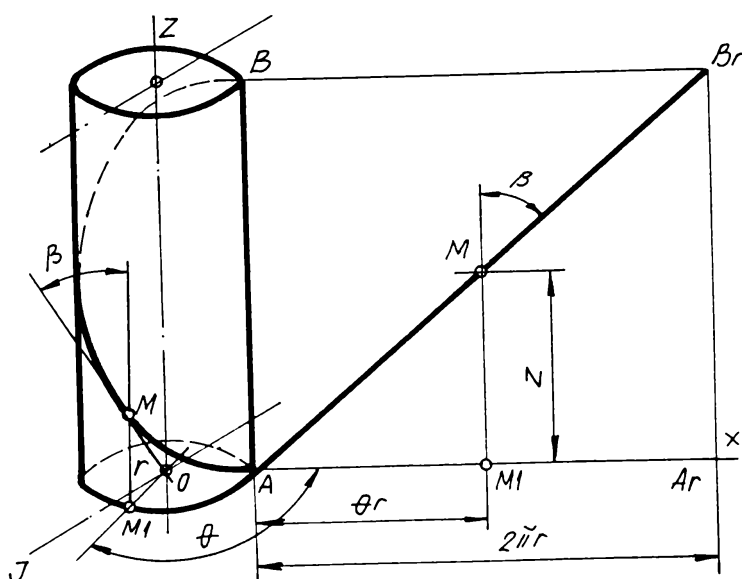


Fig. 2.5

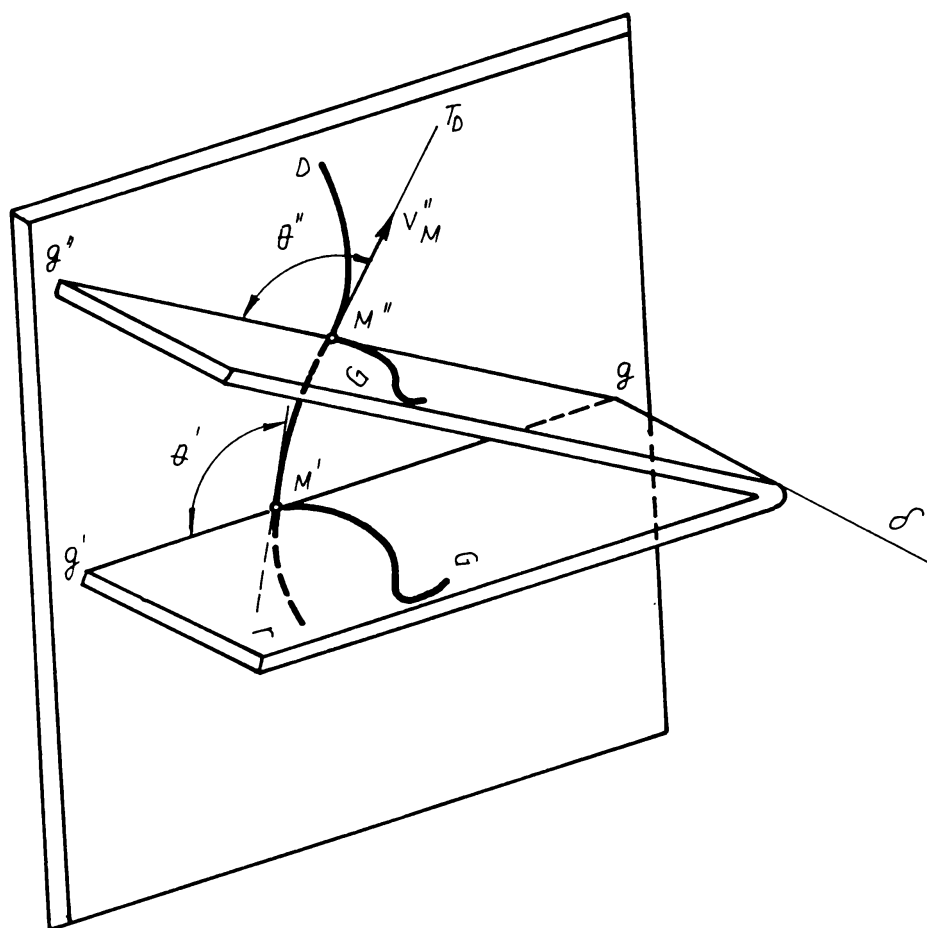


Fig. 2.6

axa elicei coincizând cu axa  $z$ , ecuațiile parametrice ale acesteia sunt:

$$x = r \cos \theta$$

$$y = r \sin \theta$$

$$z = \frac{r\theta}{\operatorname{tg}\beta}$$

în care  $r$  este raza cilindrului, iar  $\beta$  unghiul de înclinare a tangentei la elice în raport cu generatoarea cilindrului.

Desfășurând cilindrul prin secționare, prin generatoarea la  $AB$ , se obține dreptunghiul  $ABB_1$  cu lungimea  $AA_1 = 2\pi r$  și cu înălțimea  $AB = P_E$  elice transformându-se în diagonala  $AB_1$ .

Punctul  $M$  de pe elice determină cu generatoarea  $MM_1$  triunghiul dreptunghic  $MM_1A$ , în care  $MM_1 = z$ , iar  $AM_1 = \theta r$ . Din aceasta rezultă:

$$\frac{\theta r}{z} = \operatorname{tg}\beta$$

și deci expresia lui  $z$ .

Pentru  $\theta = 2\pi$ ,  $z$  este egal cu  $P_E$  al elicei, astfel că din punct de vedere geometric, elicea cilindrică poate fi definită prin expresia:

$$P_E = \frac{2\pi r}{\operatorname{tg}\beta}$$

Având în vedere că marea majoritate a filetelor utilizate curent în construcția de mașini sunt filete cilindrice cu pas constant pentru acestea expresia pasului se scrie:

$$P_E = \frac{2\pi r}{\operatorname{tg}\beta} = \text{constant}$$

Unghiul  $\beta$  are o importanță deosebită în generarea suprafețelor elicoidale deoarece planul, conținând profilul generator, este totdeauna normal la suprafața corpului de revoluție, deci normal pe planul tangent PT fig. 2.6 care conține tangenta și face cu aceasta un unghi de mărime oarecare, însă constant. Astfel în cazul canalelor cu profil axial, urma planului conținând profilul generator face cu unghiul  $\theta = \beta$ , cu tangenta la elice, iar același plan, în cazul canalelor cu profil normal, face unghiul  $\theta = 90^\circ$  cu tangenta.

Obținerea unui profil identic în toată lungimea directoarei elicoidale implică deci menținerea constantă a lui  $\theta$ .

În cazul în care  $\beta$  variază trebuie să varieze și planul conținând și profilul generator, deci trebuie să varieze poziția sculei pentru îndeplinirea condiției  $\theta = \text{constant}$ .

Problema aceasta nu afectează generarea canalelor elicoidale la care directoarea este o elice cilindrică de pas constant deoarece unghiul  $\beta$ , depinzând de  $r$ ,  $P_E$  care sunt constante, este și el constant.

### 2.1.2 Geometria elicei conice.

În cazul elicei conice fig. 2.7, expresia  $\operatorname{tg}\beta$  este identică cu a elicei cilindrice însă mărimea razei  $r$  este variabilă în raport cu poziția unui cerc de rază  $r_0$  conținut într-un plan normal pe axă.

În acest caz mărimea razei se exprimă prin  $r = r_0 \pm m \operatorname{tg}\delta$  și ca urmare:

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{2\pi r_0}{P_E} \pm \frac{2\pi m}{P_E} \operatorname{tg}\delta$$

Expresia pune în evidență că  $\operatorname{tg}\beta$  constă dintr-un factor constant ( $r_0$  și  $P_E$  fiind constante) și unul variabil depinzând de parametrul  $m$ .

Se poate remarca că partea constantă reprezintă mărimea tangentei trigonometrice a unei elicei cilindrice de rază  $r_0$ , având același pas ca la  $P_E$  ca și elicea conică.

Deci pentru  $m=0$ , în punctul  $M_0$ , locul de intersecție a celor două elice, înclinarea tangentei în raport cu generatoarea, în planurile tangente respective, este aceeași, adică:

$$\beta_{con.} = \beta_{cil.}$$

astfel că expresia de mai înainte se poate scrie și sub forma:

$$tg\beta_{con.} = tg\beta_{cil.} \pm \frac{2\pi m}{P_E} tg\delta$$

Intrucât  $tg\beta_{con.}$  nu este constantă din cauza parametrului variabil  $m$  planul conținând generatoarea profilului canalului trebuind să fie continuu normal pe elicea conică, necesită dotarea lui cu o mișcare suplimentară, ceea ce complică construcția mașinii unelte.

Totuși trebuie remarcat că termenul suplimentar din expresia de mai sus depinde și de semiunghiul  $\delta$  al canalului, astfel că pentru valori mici ale lui  $\delta$ , acest termen poate fi neglijat dacă eroarea introdusă se încadrează în toleranța de execuție a canalului.

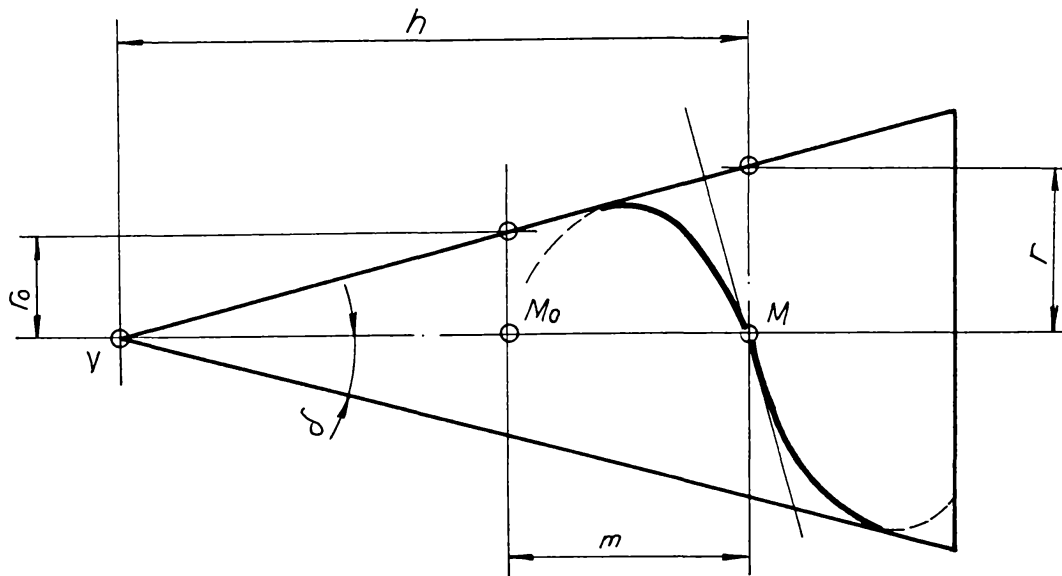


Fig.2.7

### 2.1.3 Natura directoarei elicoidale.

Directoarea elicoidală cilindrică poate fi generată:

- cinematic - combinarea a două mișcări de rotație și translație
- rulare
- materializată.

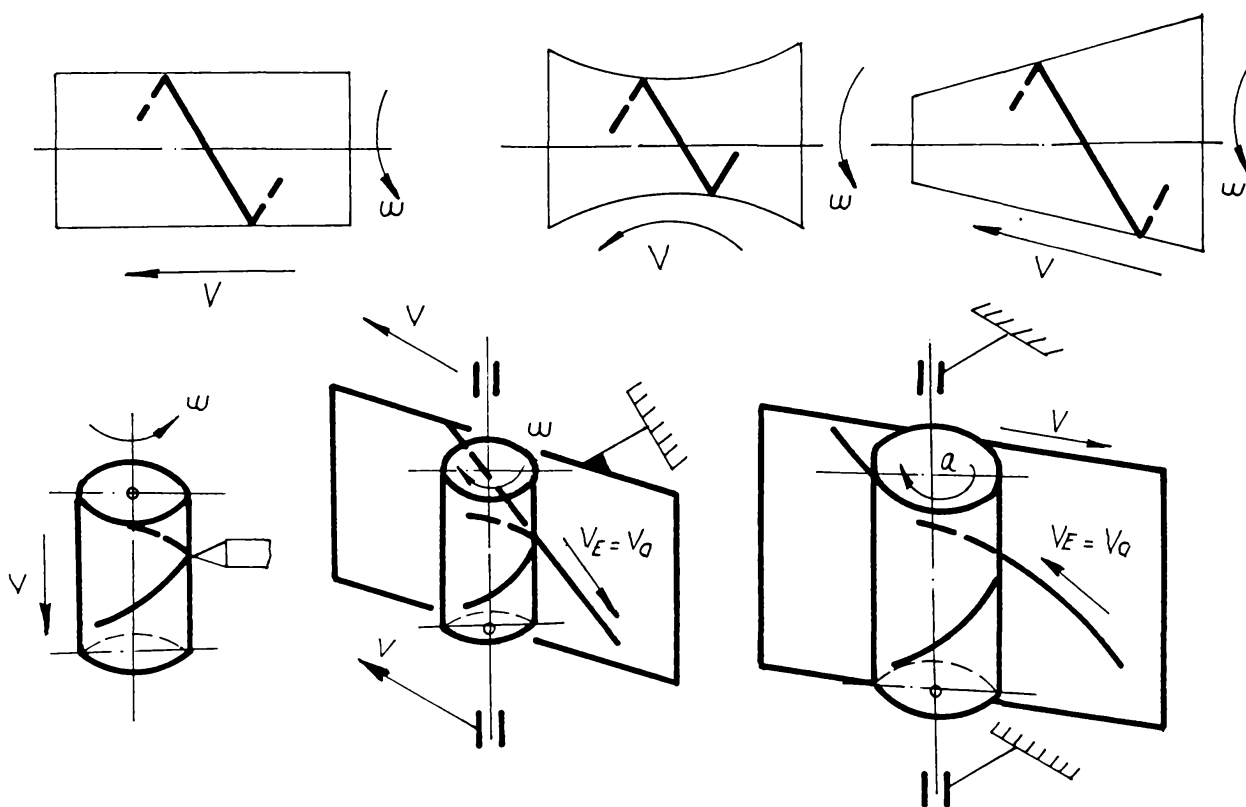


Fig. 2.8

În cazul generării directoarei cinemate prin combinarea a două mișcări, una de rotație de viteză tangențială  $V_t$  și una de translație  $V_a$  între care se va respecta relația:

$$\frac{V_t}{V_a} = \operatorname{tg}\beta = ct$$

În cazul rulării sunt necesare tot două mișcări, una de rotație de viteză unghiulară  $\omega$  și una de translație de viteză  $V$ .

$$\frac{v}{\omega} = r$$

Directoarea materializată se realizează cu scule specifice:

- tarozi,
- filiere.

### LANTUL CINEMATIC

Pornind de la ecuația spiralei

$$x = r \cos\theta$$

$$y = r \sin\theta$$

$$z = \frac{r\theta}{\operatorname{tg}\beta}$$

$$\theta r = z \operatorname{tg}\beta$$

expresie care derivată în raport cu timpul dă:

$$\omega r = V \operatorname{tg} \beta$$

dar notând  $\omega r = V_t$  viteza tangențială la cilindrul de rază  $r$  și

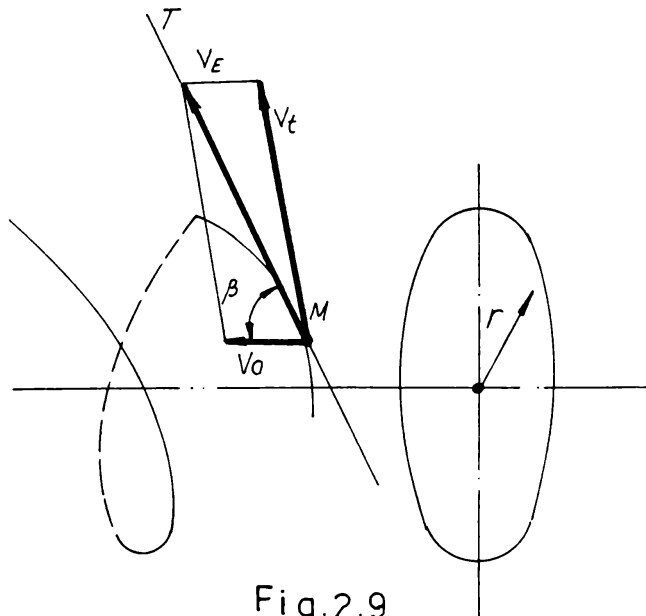
$V_a = V \operatorname{tg} \beta$  viteza axială ca fiind paralelă cu axa cilindrului.

$$\frac{V_t}{V_a} = \operatorname{tg} \beta = ct$$

expresie ce definește cinematic elicea cilindrică cu pas constant.

**CONCLUZII:** din analiza expresiei

- raportul mărimilor celor două viteze nu depinde de procesul de așchiere, ci numai de parametrul  $\beta$  al elicei.
- dacă apare o variație accidentală a uneia dintre cele două viteze aceasta implică la o variație a unghiului  $\beta$  ceea ce are ca efect variații ale pasului elicei  $P_e$ , ceea ce duce la erori de pas.



**Corelația între viteza tangențială și viteza axială.**

In funcție de valoarea raportului

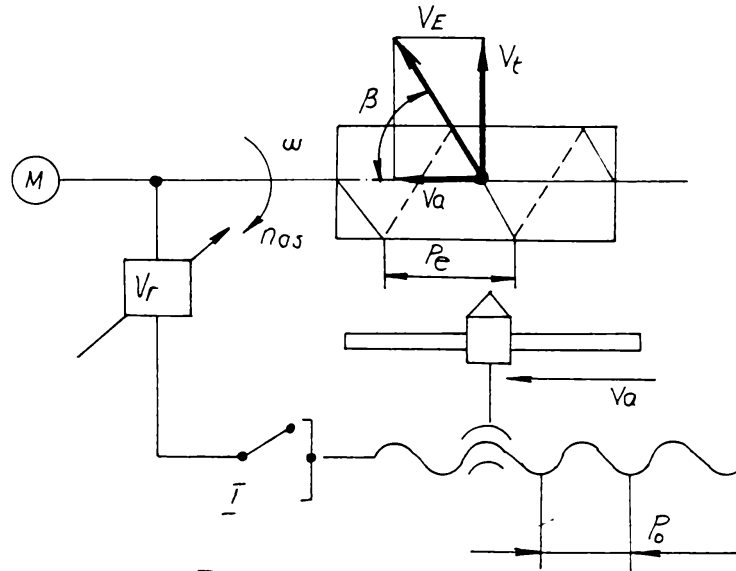
$$\frac{V_t}{V_a} = \operatorname{tg} \beta = ct \quad ; \quad 0 < \beta < 90^\circ$$

Se alege varianta tehnologică de așchiere, precum și tipul de spirală generat astfel:

- pas fin
- pas normal

- pas mare
- spirale întinse
- melci
- ghinturi
- roți dințate cilindrice cu dinți înclinați.

### Structura lanțului cinematic.



Din condiția

Fig. 2.10

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{V_t}{V_a} = ct$$

conduce la concluzia unei legături cinematice rigide, ceea ce duce la concluzia că lanțul cinematic de filetare este un lanț cinematic închis.

## 2.2 Generarea suprafețelor elicoidale și spirale.

### 2.2.1 Generarea suprafețelor elicoidale prin strunjire.

Pentru generarea suprafețelor elicoidale prin strunjire prezintă importanță deosebită datorită complexității pe care o presupune generarea cinematică a directoarei.

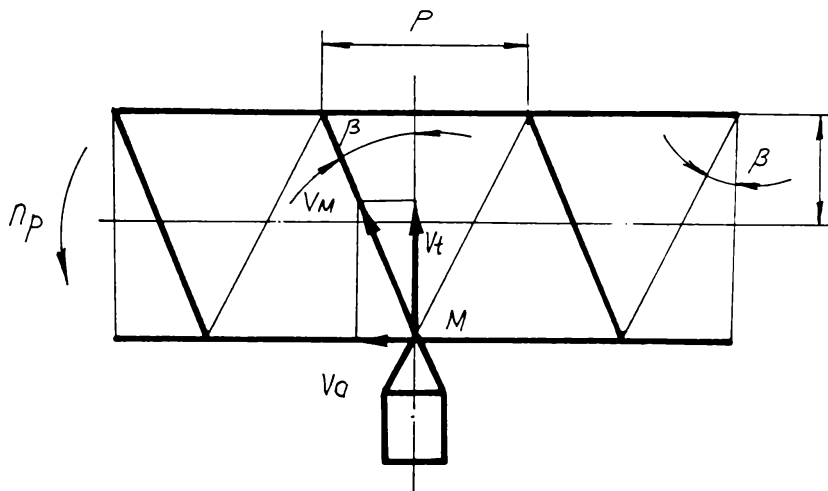


Fig. 2.11

$$\operatorname{tg}\beta = \frac{V_a}{V_t}$$

Directoarea elicoidală generată cinematic, este descrisă de un punct în urma compunerii mișcării de rotație  $n_p(V)$  cu o mișcare de deplasare axială cu viteza  $V_a$  normală pe planul de rotație, astfel încât să se realizeze traiectoria directoare elicoidală de pas ( $p$ ) și de unghi ( $\beta$ ) date. Elicea astfel obținută este o elice cilindrică de pas constant.

O altă posibilitate de generare a elicei pe strung este elicea conică de pas constant.

Elicea conică este o curbă strâmbă în spațiu ca și curba directoare pentru filete conice sau suprafețele unor scule așchietoare.

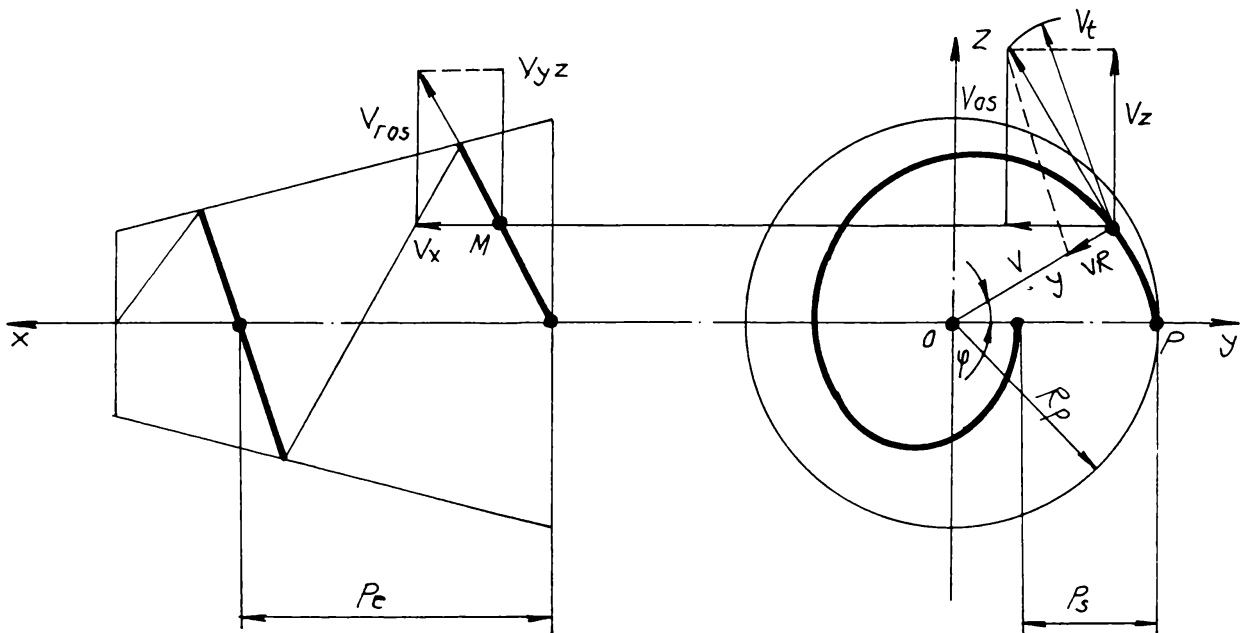


Fig. 2.12

Această curbă este caracterizată prin două elemente specifice:

- pasul axial  $p_e$
- pasul radial  $p_s$  (spiralei)

Ecuțiile parametrice ale elicei conice funcție de parametrul  $\varphi$  sunt:

$$\begin{aligned} x &= x_p + C_e (\varphi - \varphi_p) \\ y &= R \cos \varphi \\ z &= R \sin \varphi \end{aligned}$$

Spirala Arhimedică poate fi și ea considerată ca un caz particular al spiralei conice, dar în acest caz  $p_e = C_e = 0$ .

În coordonate cilindrice avem:

$$\begin{aligned} V_x &= 0 \\ V_R &= -C_s \omega \\ V_t &= R \omega \\ x &= 0 \\ y &= (R_p - C_s \varphi) \cos \varphi \\ z &= (R_p - C_s \varphi) \sin \varphi \end{aligned}$$



$$\frac{V_t}{V_R} = -\frac{R\omega}{C_s\omega} = -\frac{R}{C_s} = -\frac{R}{\frac{P_s}{2\pi}} = -\frac{2\pi R}{P_s}$$

$$\frac{V_t}{V_R} = -\frac{2\pi R}{P_s}$$

$$y = R \cos \varphi$$

$$z = R \sin \varphi$$

Sau în coordonate cilindrice:

$$x = C_e \varphi = P_e \varphi / 2\pi$$

$$R = R$$

iar ecuațiile vitezelor vor fi:

$$V_x = C_e$$

$$V_y = -R \sin \varphi$$

$$V_z = R \cos \varphi$$

În coordonate cilindrice

$$V_x = C_e \omega$$

$$V_y = 0$$

$$V_t = R\omega$$

Cele două viteze  $V_x = V_{ax}$  și  $V_t$  se mai pot scrie:

$$V_x = C_e \omega = P_e 2\pi n / 2\pi = P_e n$$

$$V_t = R\omega = R 2\pi n = \pi Dn$$

$$\frac{V_t}{V_x} = \frac{\pi Dn}{P_e n} = \frac{\pi D}{P_e} = \operatorname{tg} \beta$$

Deci, elicea conică poate fi generată prin combinarea a trei viteze rectilinii de mărimi date conform ecuațiilor prezentate.

Caracteristicile geometrice ale traiectoriei generate depind de legăturile ce trebuie să existe între mișcările pe cele trei direcții. Pentru elicea conică între viteze trebuie să existe următoarele relații:

$$\frac{V_R}{V_s} = -\frac{C_s}{C_e} = -\frac{P_s}{P_e}$$

$$\frac{V_t}{V_x} = \frac{R}{C_e}$$

$$\frac{V_t}{V_R} = \frac{C_s}{R}$$

Dacă se consideră elicea cilindrică, ca un caz particular al elicei conice unde:

$$P_s = C_s = 0$$

ecuațiile elicei cilindrice rezultă din cele ale elicei conice:

$$x = C_e \varphi = P_e \varphi / 2\pi$$

dar vitezele într-un sistem de referință cilindric:

$$V_x = \frac{dX}{dt} = \frac{dX}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dX}{d\varphi} \omega$$

$$V_y = \frac{dY}{dt} = \frac{dY}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dY}{d\varphi} \omega$$

$$V_z = \frac{dZ}{dt} = \frac{dZ}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dZ}{d\varphi} \omega$$

$$V_x = \frac{dX}{d\varphi} \omega = C_e \omega$$

$$V_y = \frac{dY}{d\varphi} \omega = -[C_s \cos\varphi - (R_p - C_s \varphi) \sin\varphi] \omega$$

$$V_z = \frac{dZ}{d\varphi} \omega = [-C_s \sin\varphi + (R_p - C_s \varphi) \cos\varphi] \omega$$

care în coordonate cilindrice devine:

$$V_x = \frac{dX}{d\varphi} \omega = C_e \omega$$

$$V_R = \frac{dR}{dt} = \frac{dR}{d\varphi} \frac{d\varphi}{dt} = \frac{dR}{d\varphi} \omega$$

$$V_t = R\omega \text{ (din derivarea ecuației spiralei Arhimedice)}$$

unde:  $C_e = P_e / 2\pi$

Raza  $R = R(\varphi)$  pentru cazul când  $P_s = ct$ , cazul spiralei Arhimedice (în planul ZOY elicea conică este o spirală Arhimedică)

unde:

$$R = R_p - C_s (\varphi - \varphi_p)$$

$$C_s = P_s / 2\pi$$

Alegând punctul P de coordonate

$$X_p = 0$$

$$R_p = R_p$$

$$\varphi_p = 0$$

ecuațiile parametrice ale elicei vor fi:

$$X = C_e \varphi$$

$$Y = (R_p - C_s \varphi) \cos \varphi$$

$$Z = (R_p - C_s \varphi) \sin \varphi$$

În coordonate cilindrice

$$X = C_e \varphi$$

$$R = R_p - C_s \varphi$$

Având în vedere că:

$$\frac{dX}{dt} = V_x$$

$$\frac{dY}{dt} = V_y$$

$$\frac{dZ}{dt} = V_z$$

### 2.2.2 Contribuție la generarea spiralelor plane (inovație).

Descrierea inovației 1904/28.12.1987.

Inovația se referă la un dispozitiv pentru strunjirea filetelor (spiralelor) plane adaptabil pe strungurile normale.

Sunt cunoscute două posibilități de generare a spiralelor plane:

- prin frezare pe freze universale când piesa execută două mișcări, una de rotație efectuată de divizor și una de translație efectuată de masă. Reglarea pasului spiralei se obține cu ajutorul roților de schimb;

- prin strunjire pe strunguri speciale care pot executa o mișcare de avans radial corelată cu mișcarea de rotație.

Dezavantajul acestor două metode constă în următoarele:

- prima metodă, prin frezare când lățimea golului este mică, de exemplu 2 - 3mm scula cu care se executa frezarea ridică probleme în ce privește execuția ei și rigiditatea;

- prin strunjire presupune existența unor strunguri speciale.

Scopul inovației este de a mări gradul de universalitate al strungurilor normale.

Problema pe care o rezolvă inovația de față constă în realizarea unui dispozitiv care fără să afecteze celelalte posibilități tehnologice ale unui strung normal și deasemenea fără a interveni cu modificări în cutia de avansuri și în căruciorul strungului ci doar prin niște completări la șurubul conducător (prin prelungirea acestuia cu o priză de putere) și prin dotarea cu o păpușă mobilă specială suplimentară pe care se montează dispozitivul de avans transversal care permite executarea de spirale plane prin strunjire.

Dispozitivul pentru strunjirea filetelor (spiralelor) plane adaptabil pe strungurile normale conform inovației elimină dezavantajele sus menționate prin aceea că permite executarea spiralelor plane pe strungurile normale utilizând un lanț cinematic format dintr-o verigă reglabilă care preia mișcarea de rotație de la șurubul conducător al strungului apoi mișcarea este transmisă prin intermediul unui mecanism cu dublu cadran telescopic la un șurub micrometric care deplasează o sanie pe o direcție normală axei de rotație a piesei. Pașii necesari executării diverselor filete se obțin prin intermediul roților de schimb din veriga reglabilă.

Se dă mai jos un exemplu de realizare a inovației în legătură cu figurile 2.13, 2.14 și 2.15 care reprezintă:

- figura 2.13 schema cinematică a dispozitivului;
- figura 2.14 schema cinematică a dispozitivului de avans radial;
- figura 2.15 reprezintă o variantă constructivă a modului de prindere a dispozitivului de avans radial (transversal) pe pinola specială a păpușii mobile.

Dispozitivul pentru strunjirea filetelor (spiralelor) plane conform inovației se compune dintr-o liră cu roți de schimb 1 care preia mișcarea de la șurubul conducător al strungului, un cuplaj electromagnetic 2 comandat de două microcontactoare 3. Un mecanism dublu cardanic telescopic 4 transmite mișcarea la angrenajul conic 5 legat de un șurub micrometric 6 care prin intermediul unei piulițe 7 deplasează pe niște ghidaje 8 o sanie portcuțit 9 în care se montează un cuțit 10. Pe o pinolă specială 11 se montează prin intermediul unor șuruburi 12 a unui știft 13 (cu rol de poziționare) pe o suprafață conică a corpului dispozitivului de avans transversal 14.

De la șurubul conducător al strungului mișcarea se transmite prin intermediul lirei 1, cuplajului conic 5. În continuare mișcarea de rotație se transmite șurubului micrometric transformându-se prin intermediul unei cuple șurub micrometric 6 piulița 7 în mișcarea de translație (avansul sculei) care se transmite saniei portcuțit 9 și sculei 10.

La sfârșitul curselor de lucru microcontactorii 3 comandă cuplajul electromagnetic 2 întrerupând mișcarea de la lira 1 și deci oprind avansul sculei.

Atunci când este necesar să se facă un reglaj de reintrare, pe pas sau când lățimea golului se obține din mai multe treceri succesive sunt necesare următoarele operații de reglare:

- reglarea pe direcție transversală (la executarea spiralelor cu lățimea golului mare și la reintrarea pe pas) în acest caz se întrerupe lanțul cinematic de la cuplajul electromagnetic 2 acționând unul din cele două microcontactoare 3. Astfel este posibilă rotirea liberă a șurubului micrometric 6 și deci deplasarea saniei portcuțit 9, în sensul și cu valoarea dorite;
- reglarea pe direcție axială (necesară apropierii aculei de piesă și divizării adâncimii de pătrundere) se face deplasând păpușa mobilă și acționând pinola.

În vederea montării dispozitivului pe strung se execută următoarele operații: se fixează lira pe capătul batiului cu centrare pe șurubul conducător și fixare în șuruburi; se așează păpușa mobilă cu pinola specială 11 pe ghidajele strungului cuplându-se telescopul cadranului 4.

Diferitele valori ale pasului se obțin prin alegerea corespunzătoare a unui avans din cutia de avansuri a strungului și a roților de schimb din lira 1.

Prin dotarea strungurilor cu aceste dispozitive se obțin următoarele avantaje:

- extinderea posibilităților de prelucrare pe strungurile normale;
- crește productivitatea față de frezare;
- crește precizia prelucrării față de frezare;
- calitatea suprafeței obținută prin strunjire este superioară celei obținută prin frezare.

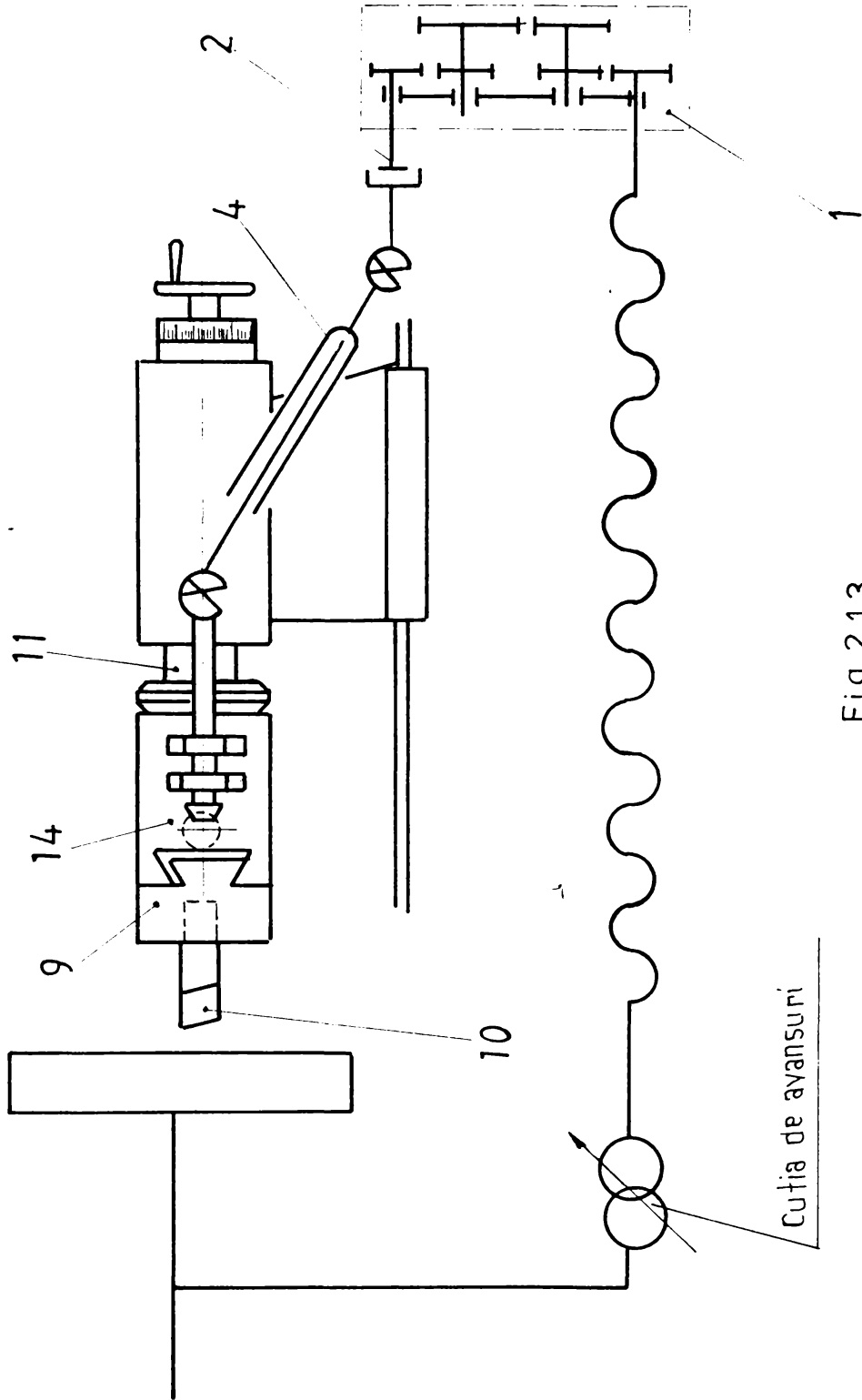


Fig.2.13

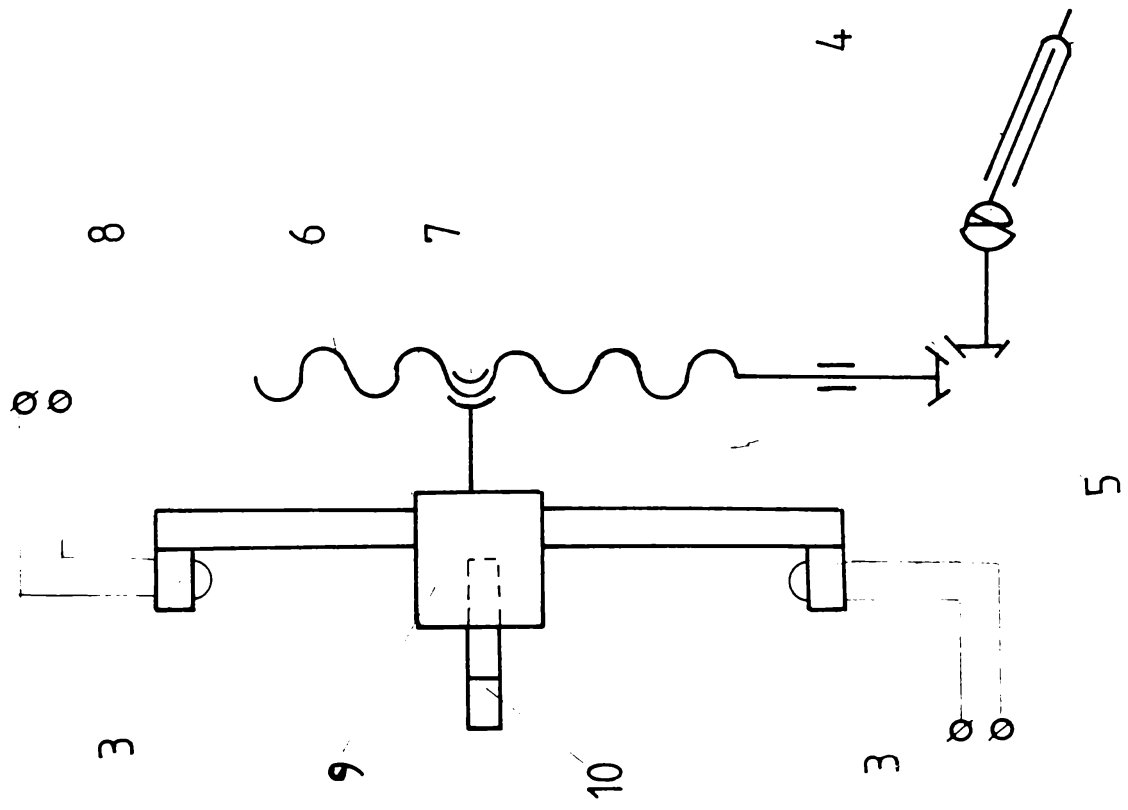


Fig. 2.14

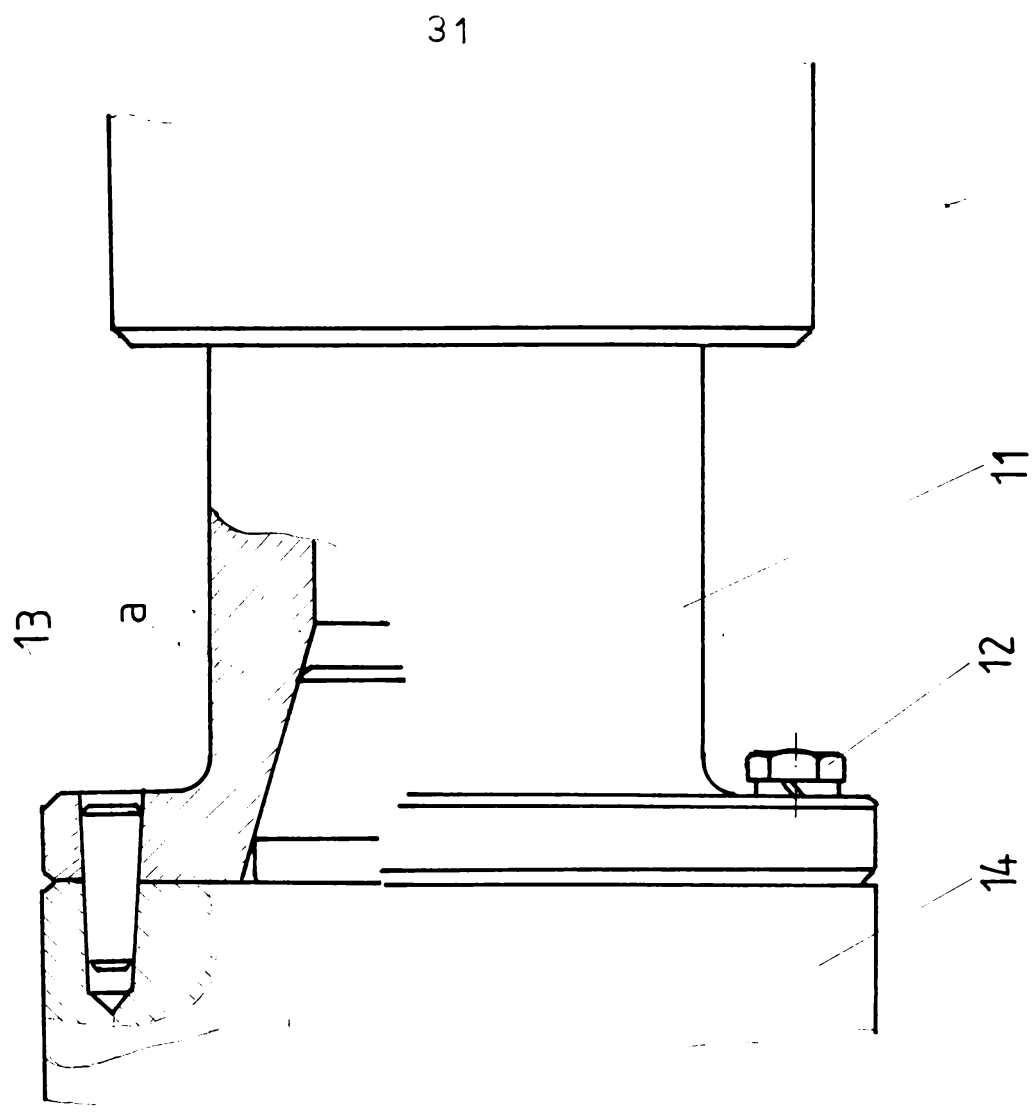


Fig. 2.15

### CAPITOLUL III

#### 3. APLICATII IN CONSTRUCTIA DE MASINI A PIESELOR DE CONFIGURATIE COMPLEXĂ DE TIPUL CANALELOR ELICOIDALE

##### 3.1 Tehnologii de prelucrarea suprafețelor elicoidale prin strunjire, filete.

###### 3.1.1 Prelucrarea filetelor pe strunguri universale.

Acest procedeu se aplică:

- în producția de serie mică și unicate, pentru executarea tuturor tipurilor de filete, care nu pot fi executate cu scule de filetat având directoare materializată de tipul tarodului sau filierei;
- în producția de serie mare, pentru finisarea filetelor degroșate prin frezare (în special șuruburile conducătoare ale mașinilor unelte);
- pentru prelucrarea filetelor pe suprafețe cu diametre foarte mari, indiferent de seria de fabricație.

Prelucrarea filetelor prin strunjire se realizează cu cuțite de filetat:

- prismatice
- disc.

La prelucrarea filetelor triunghiulare cu cuțite prismatice, se adoptă diferite scheme de îndepărtare a adaosului de prelucrare în funcție de dimensiunile filetelui:

- cu avans radial  $P \leq 2\text{mm}$
- cu avans după un flanc.

Numărul de treceri în care se execută prelucrarea depinde de materialul piesei, de dimensiunile filetelui, de rigiditatea sistemului tehnologic elastic și de precizia impusă prelucrării.

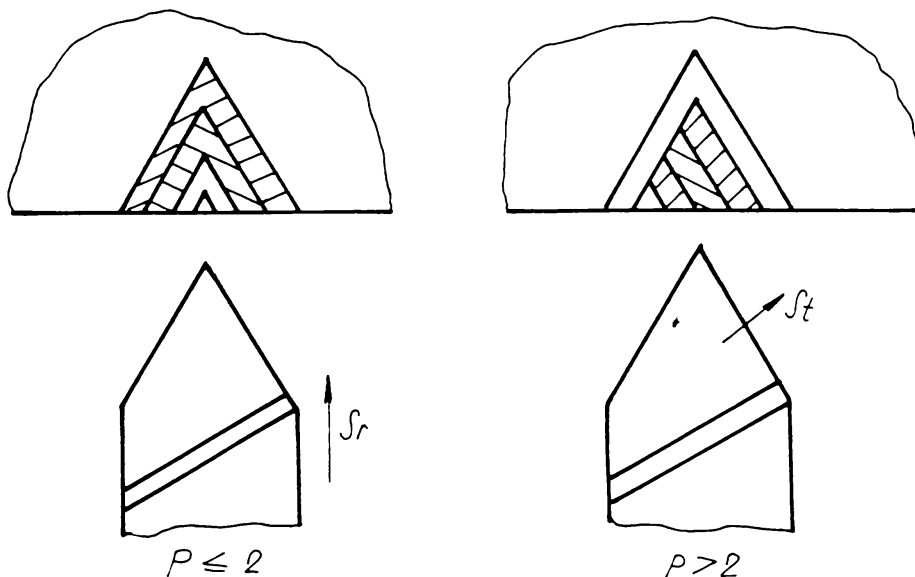


Fig.3.1

Pentru prelucrarea filetelor de mișcare se adoptă una din următoarele scheme:

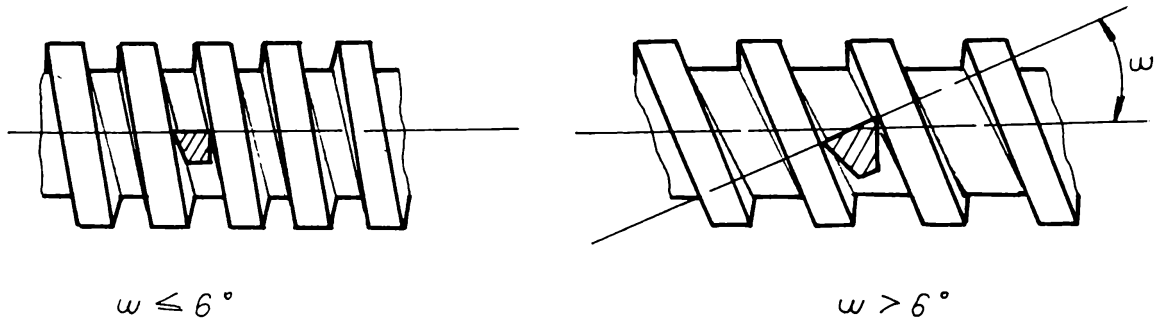


Fig.3.2

Dacă unghiul filetelui este mai mic de  $6^\circ$  ( $\omega \leq 6^\circ$ ) se practică așezarea cuțitului cu fața de degajare în plan axial. Cuțitele care lucrează după această schemă prezintă avantajul că se pot executa cu muchiile rectilinii și în cazul în care unghiul de degajare este nul ( $\gamma = 0^\circ$ ), profilul filetelui prelucrat este foarte precis. Unghiurile de așezare laterale ale sculei pe cele două muchii laterale au valori diferite deci în consecință condițiile de așchiere vor diferi pe cele două muchii. Fig. 3.2.

Pentru filetele cu unghi mai mare de  $6^\circ$  ( $\omega > 6^\circ$ ) cazul filetelor cu mai multe începuturi, din cauza înrăutățirii condițiilor de așchiere pe tăișurile laterale se preferă așezarea cuțitului cu fața de degajare normală pe elicea de referință a golului filetelui. Poziționarea în acest mod a cuțitului evită dezavantajele menționate, deoarece unghiurile de așezare laterale devin egale pe ambele fețe laterale. Dacă muchiile sunt rectilinii precizia de prelucrare a filetelui scade. Realizarea unor filete precise impune condiția realizării unor cuțite cu muchii curbilunii, dificil de realizat.

Cuțitele disc sunt utilizate în general numai la prelucrarea cu profil triunghiular. Avantajul acestor cuțite constă în durabilitatea mare.

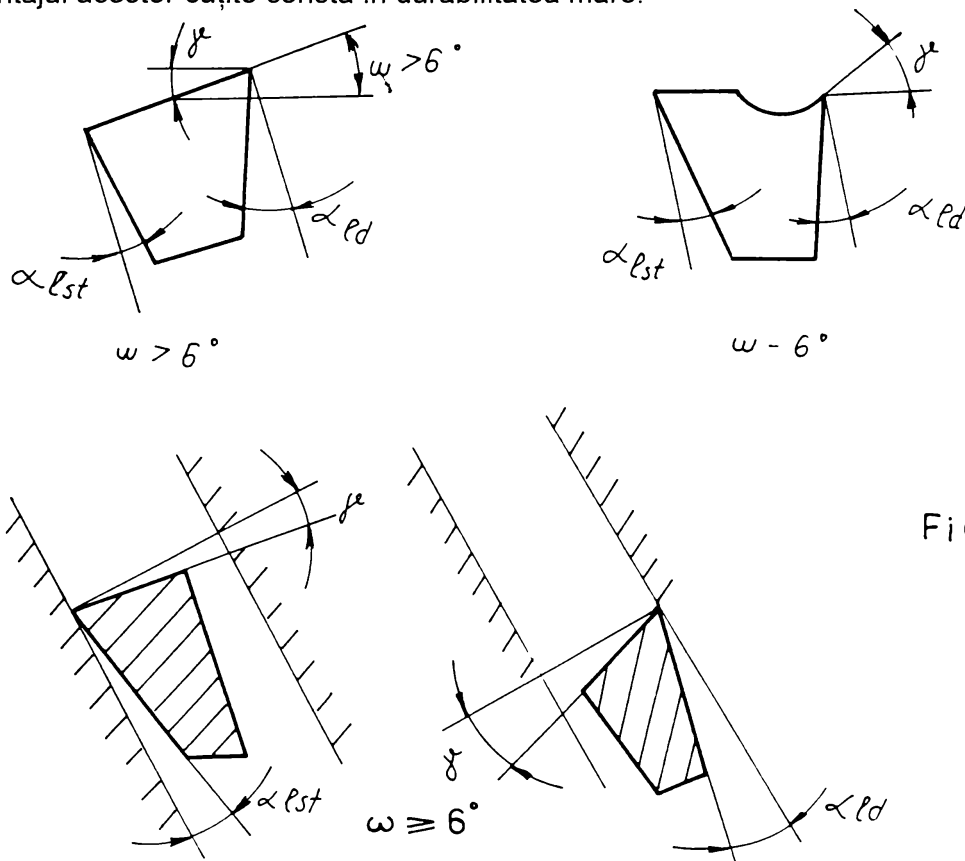


Fig.3.3



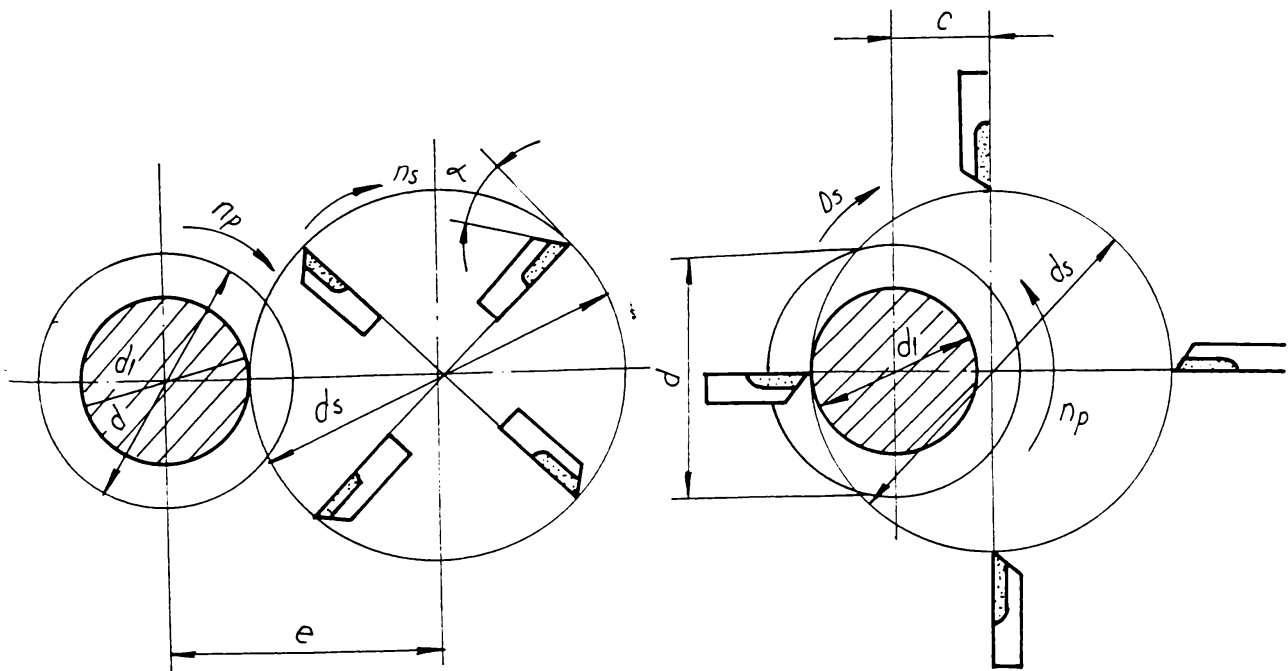
Cuțitele disc cu filet inelar se utilizează la prelucrarea filetelor cu unghi mic ( $\omega \leq 2$ ) iar cele cu filet elicoidal la prelucrarea filetelor cu unghi de înclinare mai mare ( $\omega > 2$ ).

Vitezele la aşchiera filetelor pe strung au viteze mult mai mici decât la strunjirea obișnuită. O primă cauză o constituie solicitarea mult mai puternică a sculei de filetat (așchia este foarte apropiată de o așchie instabilă). O altă cauză o constituie viteza de reacție lentă a operatorului la retragerea sculei și inversarea mișcării.

### 3.1.2 Prelucrarea în vârtej a filetelor.

Sunt cunoscute două scheme de prelucrare în vârtej a filetelor pe strunguri:

- cu tangentă exterioară fig. 3.4. a
- cu tangentă interioară. Fig. 3.4. b



- Fig. 3.4

Ambele scheme se caracterizează prin aceea că permit prelucrarea cu viteze mult mai mari decât la filetarea obișnuită.

Sculele (cuțitele) au un contact intermitent cu piesa și deoarece la angajarea în așchiere grosimea așchii este nulă, ea crescând progresiv până la o valoare maximă după care ea scade iarăși progresiv până la zero, aceasta permite ca în multe cazuri filetarea să se execute într-o singură trecere ceea ce este deosebit de avantajos, prelucrarea fiind foarte productivă.

O problemă deosebită la filetarea în vârtej o prezintă divizarea adaosului de prelucrare. De regulă cuțitele sunt dispuse pe capul de filetat în grupe care asigură - degroșarea, semifinisarea și finisarea. Pentru asigurarea preciziei și a calității filetului se pune problema echilibrării forțelor; această cerință realizându-se printr-o suprapunere corectă a tăișurilor cuțitelor.

### 3.1.3 Prelucrarea filetelor pe strunguri carusel.

- Se prelucrează filete de diametre mari
  - metrice;
  - țoli;
  - modul.
- Se prelucrează filete plane.
- Reglarea se face cu roți de schimb.

### 3.1.4 Prelucrarea melcilor.

Melcii roților melcate reprezintă prin similitudine un filet asemănător șuruburilor de mișcare.

În funcție de tipul melcului (profil în secțiune axială sau normală) se aplică diverse procedee de prelucrare a acestora prin strunjire.

## 3.2 Mașini unelte pentru prelucrarea filetelor.

Suprafețele elicoidale se caracterizează printr-o curbă generatoare de un anumit profil cerut de destinația filetului transpusă pe o directoare elicoidală, obținută de regulă din compunerea într-un raport determinat, o mișcare de rotație și o mișcare și rotație și o mișcare de translație.

Caracteristicile de bază ale filetului sunt:

- pasul  $P_e$       - variabil  
                      - constant
- sensul            - stânga  
                      - dreapta
- numărul de începături  $k$  ,

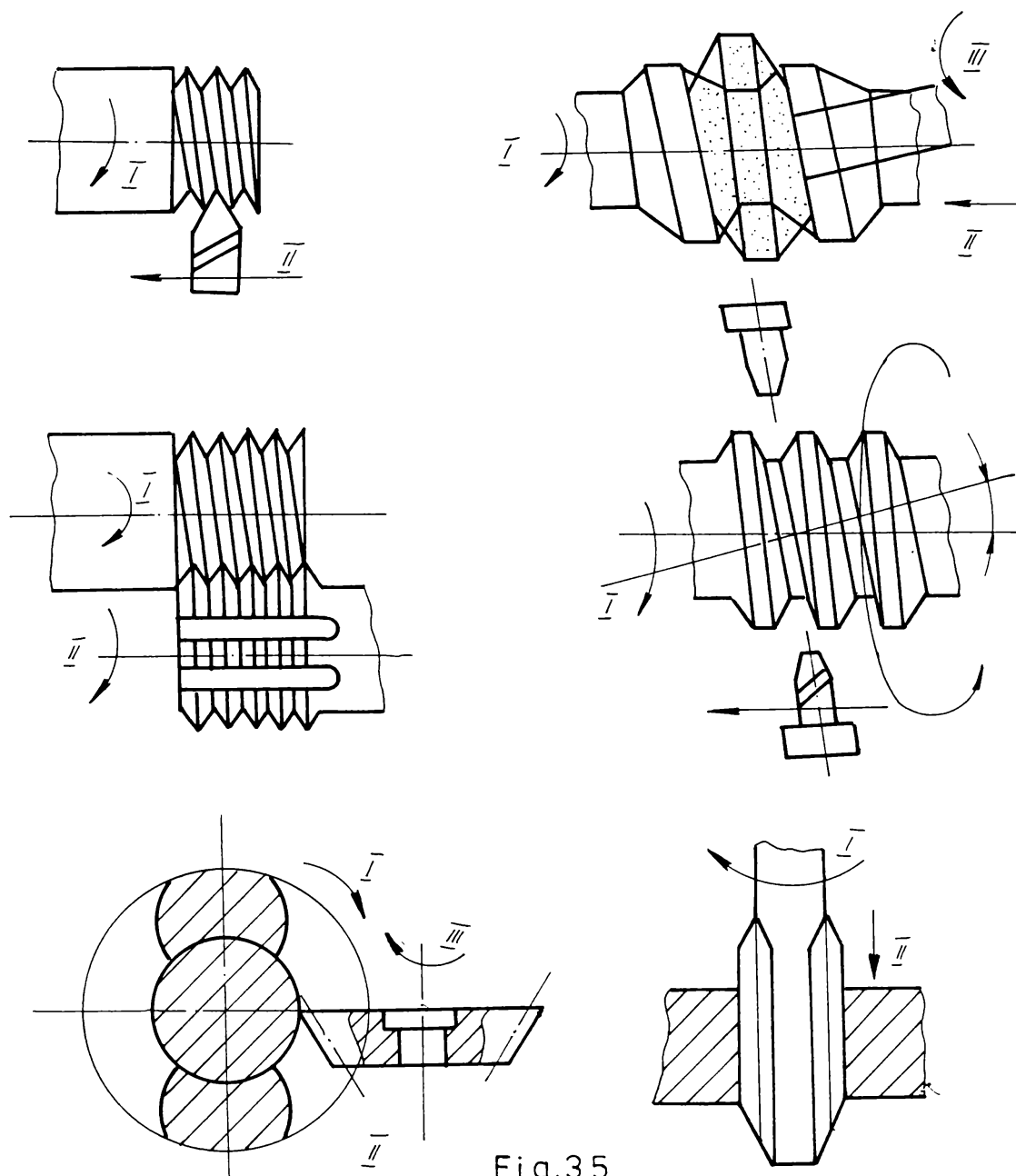


Fig.3.5

Profilul filetului este funcție de rolul pe care îl îndeplinește:

- triunghiular; - trapezoidal; - pătrat; - rotund; - evolventic; - speciale (scule așchietoare)

Pentru prelucrarea suprafețelor elicoidale este necesar ca piesa sau scula să posedă mișcarea principală de rotație cu o anumită viteză. Deasemenea se impun și alte mișcări ale sculei și piesei.

Generarea cinematică a suprafeței elicoidale se realizează prin corelarea a două mișcări, una de rotație care este întotdeauna a piesei (I) și alta de translație (II) a sculei sau a piesei.

Corelarea celor două mișcări constă în uniformitatea celor două viteze pe traiectoriile lor, ca și în raportul mărimilor lor, raport ce determină mărimea pasului elicei  $P_e$ .

$$\frac{V_t}{V_p} = \operatorname{tg}\beta$$

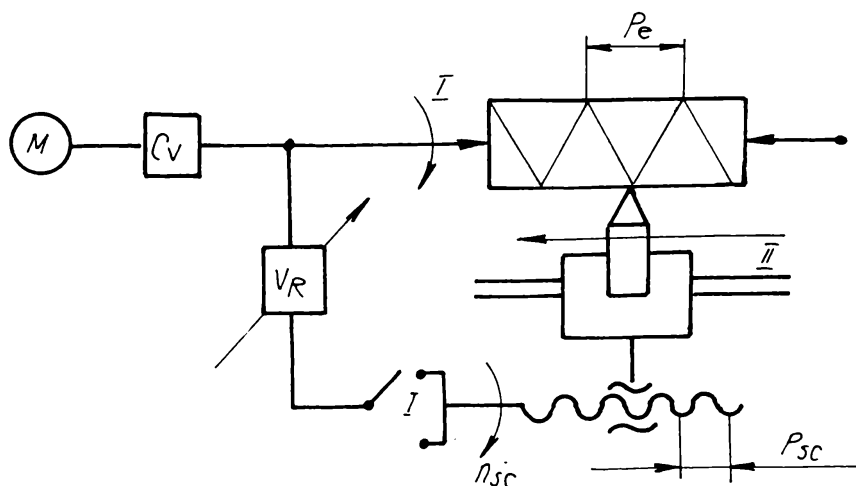


Fig.3.6

Lanțul cinematic de filetare este un lanț cinematic închis care corelează mișcările specifice directoarei elicoidale.

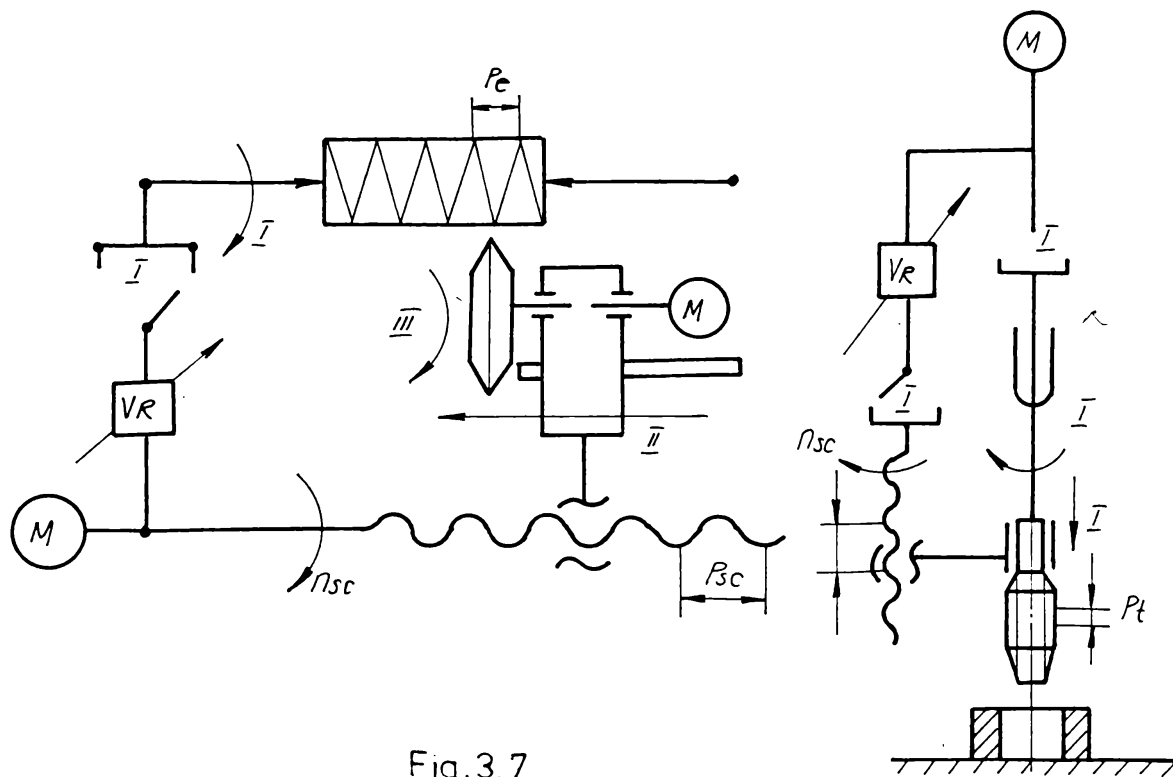


Fig.3.7

Chiar și în cazul directoarelor materializate cum este cazul tarozilor, mașinile de filetat specializate cu tarod sau cele universale de găurit au lanțuri cinematice specifice pentru filetare.

Reglarea lanțurilor de filetare presupune determinarea numărului de dinți a roților ce formează lira (veriga reglabilă) astfel încât să fie îndeplinită condiția de închidere a lanțului cinematic.

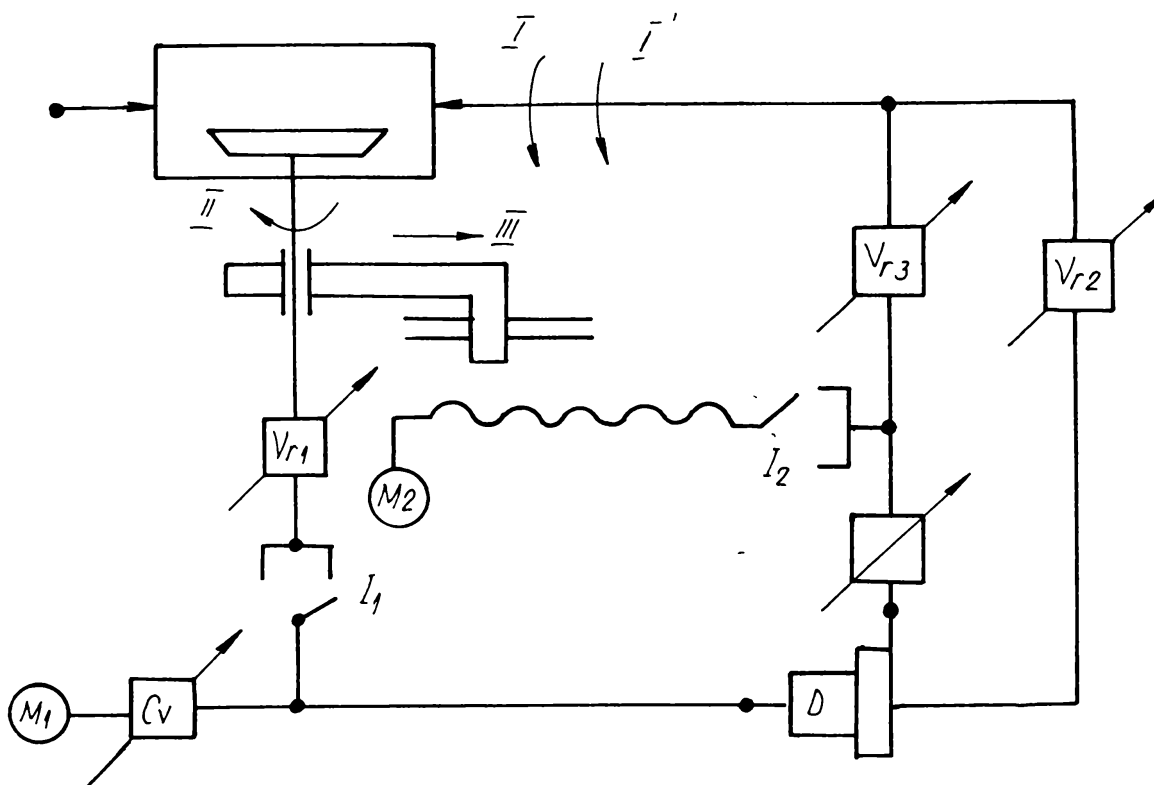


Fig.3.8

$$n_{sc} = n_{piesă} P_e / P_{sc}$$

- $n_{sc}$  - turația șurubului conducător  
 $n_{piesă}$  - turația piesei (arborelui principal)  
 $P_e$  - pasul elicei (pe piesă)  
 $P_{sc}$  - pasul șurubului conducător

Considerând lanțul cinematic de filetare corespunzător unui strung, mașină de filetat cu tarod sau mașină de filetat cu tarod sau mașină de rectificat filete, ecuația de transfer între piesă având turația  $n_{piesă}$  și șurubul conducător  $S_c$  cu turația  $n_{sc}$  se scrie:

$$n_{sc} = n_p i_r i_{CM}$$

- $i_r$  - valoarea raportului de transmitere reglabil  
 $i_{CM}$  - valoarea raportului de transmitere constant al mașinii

$$\frac{n_{sc}}{n_p} = \frac{P_e}{P_{sc}}$$

$$\frac{n_{sc}}{n_p} = i_r i_{CM}$$

$$i_r i_{CM} = \frac{P_e}{P_{sc}}$$

$$i_r = \frac{P_e}{P_{sc} i_{CM}}$$

Prelucrarea prin strunjire a suprafețelor elicoidale cu ajutorul cuțitelor roată se realizează astfel:

- rularea între melc și cuțitul roată se asigură de lanțul cinematic ce are următorul traseu:

- sculă;  $V_{r1}$ ;  $l_1$ ; Dif;  $V_{r2}$ ; piesă.
- prelucrarea pe întreaga lungime a melcului presupune deplasarea în avans longitudinal (III) a cuțitului roată, mișcarea obținută prin lanțul cinematic de filetare, arborele principal,  $V_{r3}$ ;  $l_2$  și mecanismul șurub piuliță.

Această deplasare presupune modificarea rulării ceea ce implică introducerea unei mișcări suplimentare (I') determinată de mișcarea (III).

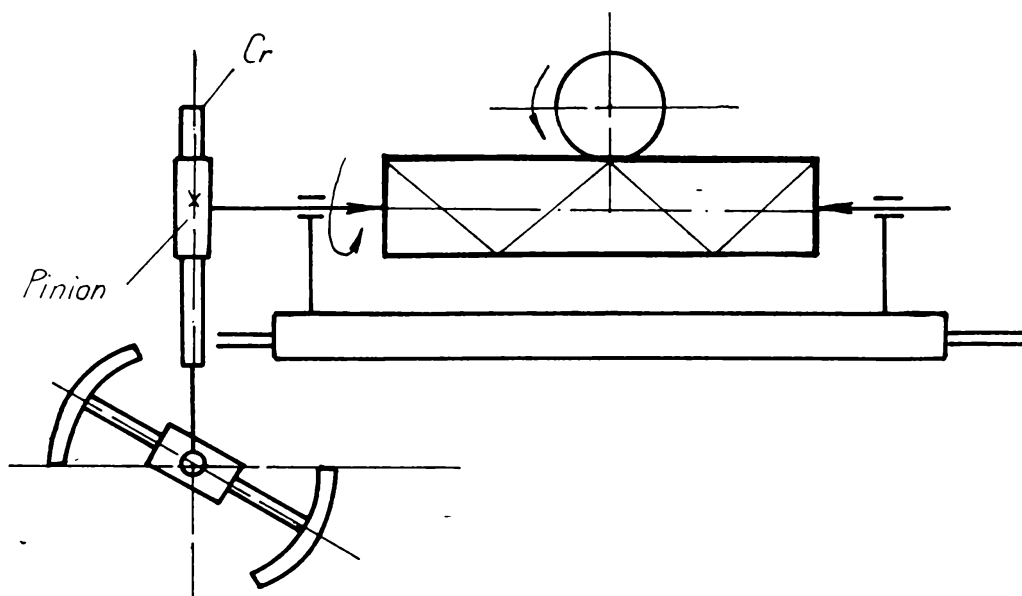


Fig.3.9

Pentru prelucrarea suprafețelor elicoidale cu pas mare și foarte mare, structura lanțului cinematic folosește o construcție cu lineal și mecanism pinion-cremalieră pentru transformarea mișcării de translație în mișcare de rotație.

### 3.3 Tehnologii de prelucrare a suprafețelor elicoidale. Melci.

Din familia pieselor ce fac parte din grupa suprafețelor elicoidale sunt și melcii angrenajelor melcate.

Melcii angrenajelor melcate se caracterizează prin:

- directoare elicoidală cilindrică în general;
- generatoare dreaptă sau curbă după care se definesc diversele clase de melci;
- numărul de începuturi  $k = 1 - 4$ ;
- sensul elicei
  - dreapta
  - stânga.

Angrenajele melcate din punct de vedere constructiv geometric, se împart în trei categorii:

- angrenaje melcate cilindrice

- angrenaje melcate globoidale
- angrenaje melcate speciale.

Melcii, din punctul de vedere al suprafețelor elicoidale care formează flancurile dinților (generatoarelor) pot fi:

- riglați
- neriglați.

În funcție de natura pasului suprafeței elicoidale melcii cilindrici se clasifică:

- melci simplex cu pas constant
- melci duplex cu pas diferențiat pe flancul drept și cel stâng.

Din punct de vedere al destinației angrenajele melcate pot fi:

- de divizare
- de portantă
- alte scopuri.

În construcția de mașini se cunoaște o gamă variată de profile pentru melci, impuse fie de tehnologie, fie de comportarea în funcționare a acestora. În vederea restrângerii gamei de scule cât și pentru a mări interschimbabilitatea acestora se definesc șase tipuri de melci de referință:

- a) melci riglați
  - ZN1 - profil rectiliniu în secțiune de dinte;
  - ZN2 - profil rectiliniu în secțiune normală pe gol;
  - ZE - melc în evolventă;
  - ZA - melc Arhimedic.
- b) melci neriglați
  - având flancurile dinților realizate din suprafețe neriglitate;
  - ZK1 - melc prelucrat cu sculă de tip disc dublu conic;
  - ZK2 - melc prelucrat cu sculă de tip deget conic.

### 3.3.1 Melc de tip ZN 1. (Fig. 3.10)

- melc cu profil rectiliniu în secțiune normală pe dinte;
- poate fi generat prin strunjire;

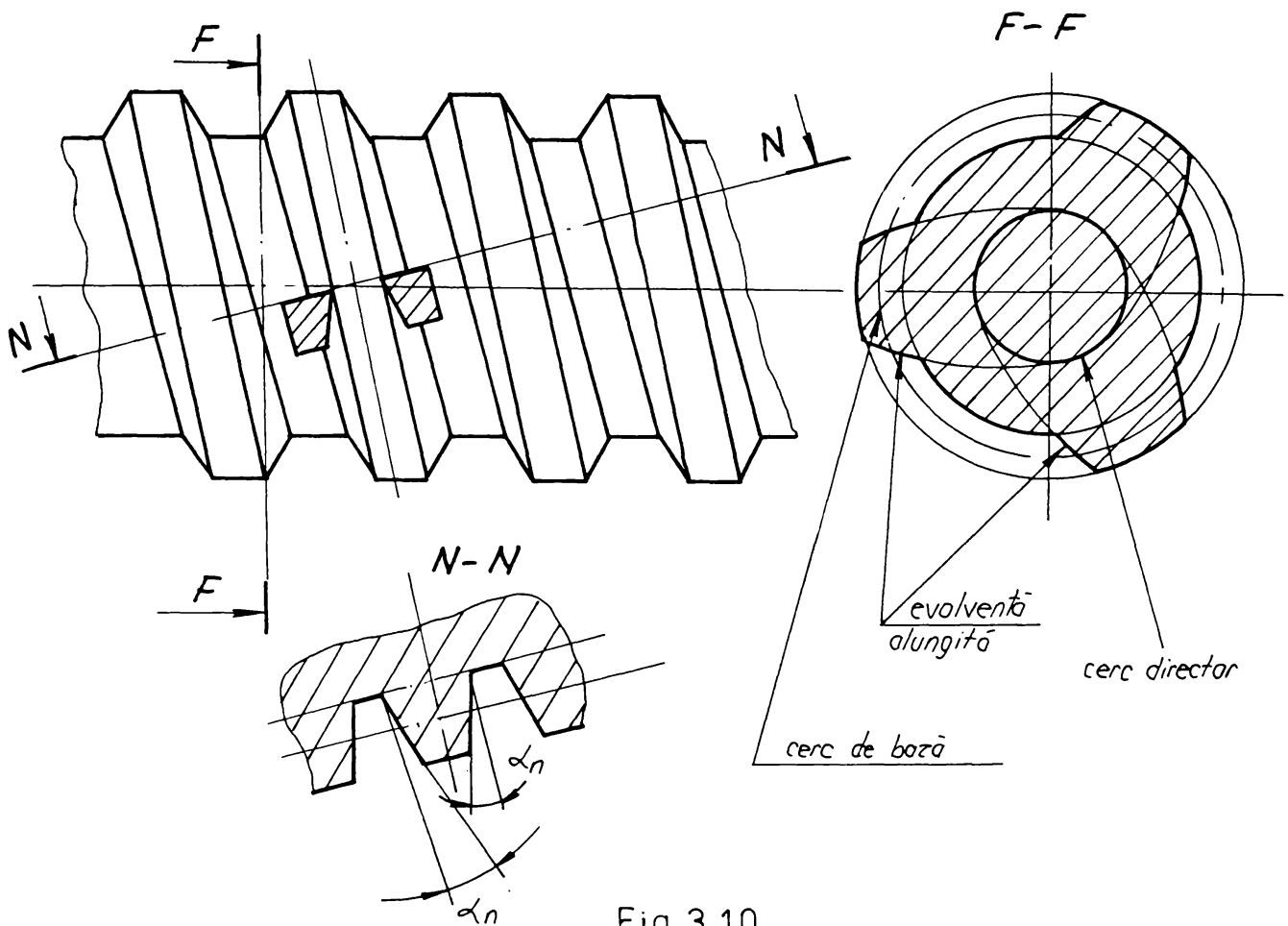


Fig. 3.10

- profilul dintelui melcului este rectiliniu în secțiunea plană normală pe elicea dintelui.

### 3.3.2 Melc de tip ZN 2. (Fig. 3.11)

- melc cu profil rectiliniu în secțiune normală pe gol

- melc convulut

- se poate genera prin strunjire;

- profilul dintelui melcului în secțiune axială este o curbă oarecare iar în planul frontal F-F este o evolventă alungită;

- în secțiunea plană normală pe elicea de referință a golului profilului acesta este rectiliniu.



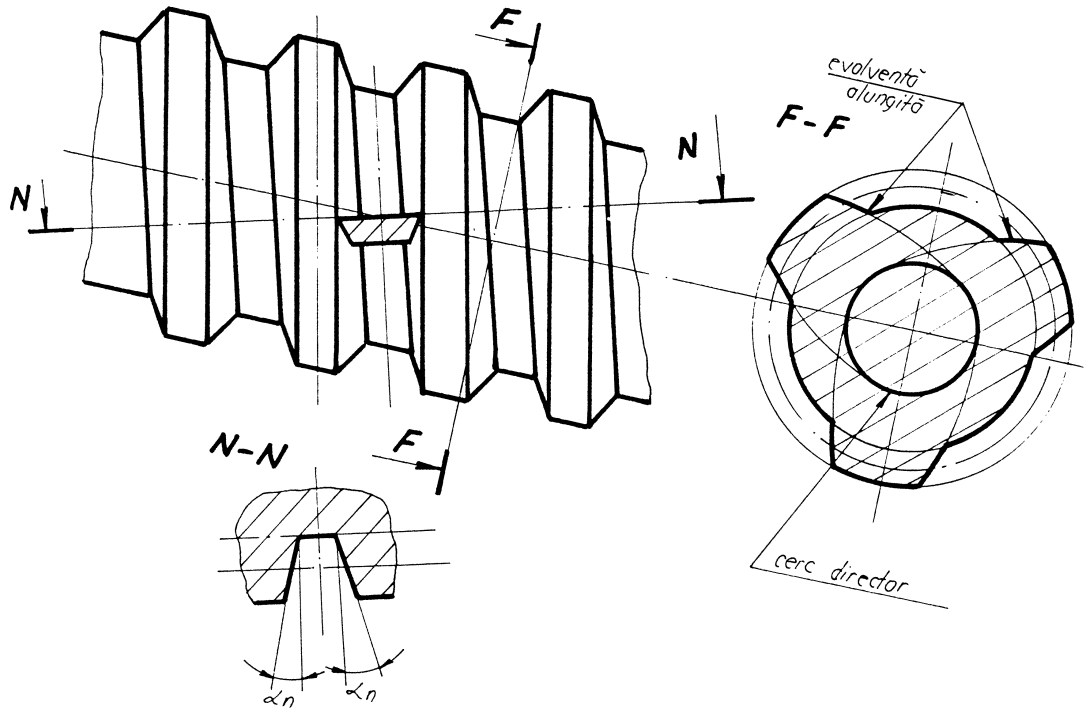


Fig. 3.11

3.3.3 Melc de tip ZE (melc în evolventă). (Fig. 3.12)

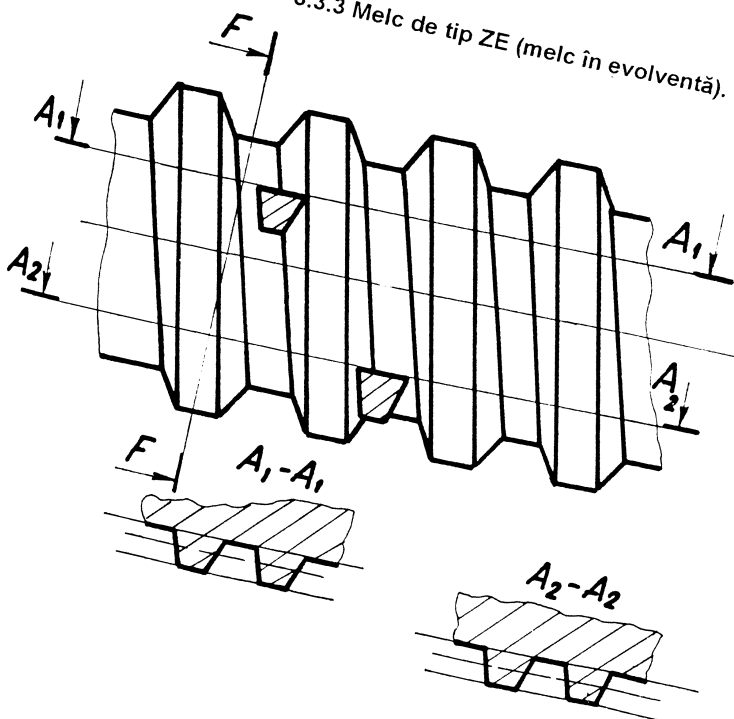


Fig. 3.12

- în secțiunile caracteristice profilul dintelui melcului are următoarele forme:

- în secțiune axială - o curbă oarecare
- în secțiune frontală - evolventă
- în secțiunile paralele cu axa și tangente la cilindrul de bază
- se execută prin strunjire.

### 3.3.4 Melc de tip ZA (melc Arhimedic). (Fig. 3.13)

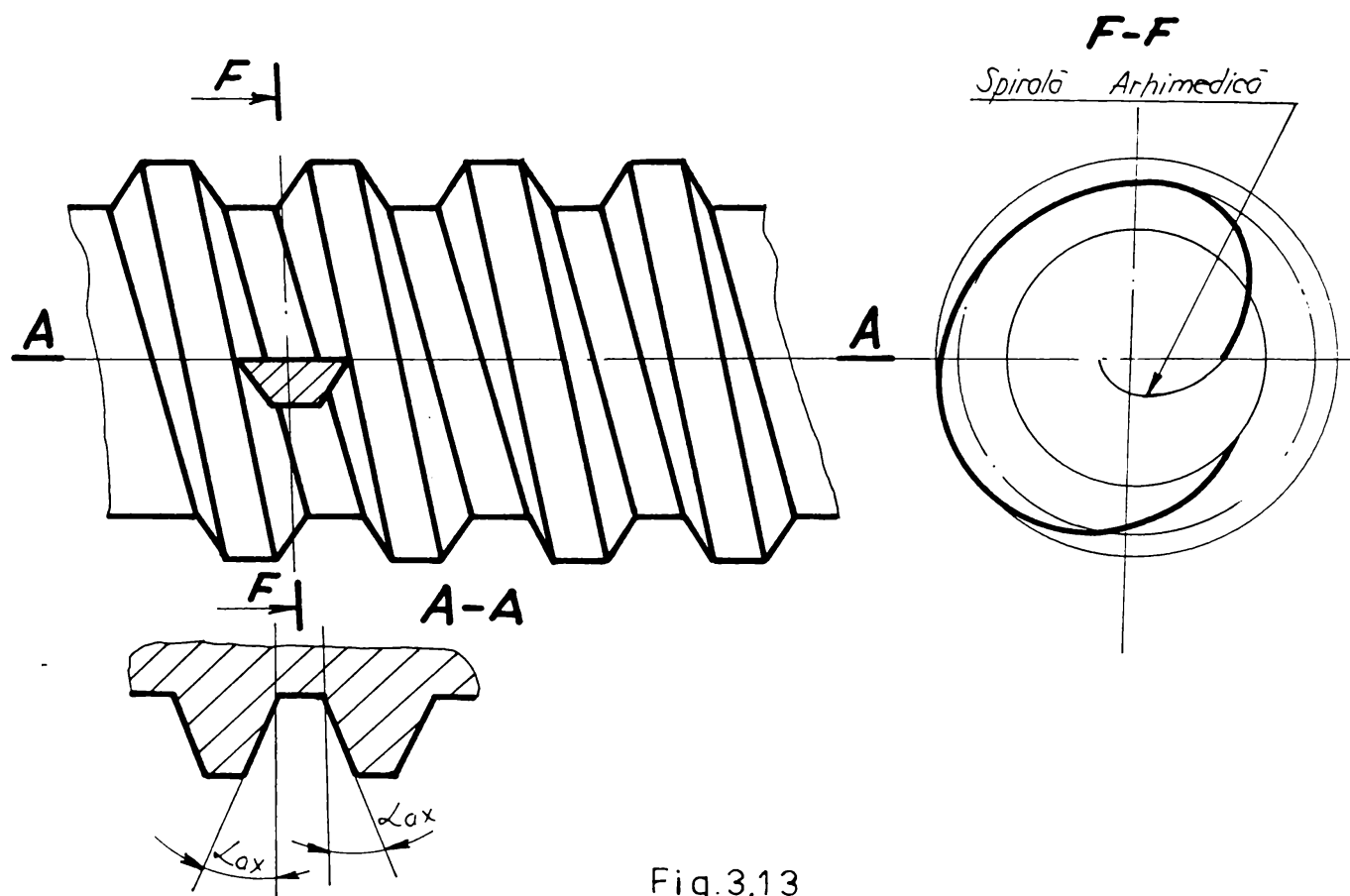


Fig.3.13

- este un melc cu profil rectiliniu în secțiune axială;
- se poate genera prin strunjire, muchiile așchietoare ale cuțitului sunt situate în planul axial al melcului;
- acest melc se caracterizează prin spirala Arhimedică în secțiune frontală.

### 3.3.5 Melc de tip ZK 1. (Fig. 3.14)

- este un melc care se realizează cu o sculă de tip disc dublu conic (freză disc sau disc abraziv) nu are profil rectiliniu în nici o secțiune;

- acest melc nu poate fi realizat prin strujire cu cuțit numai prin frezare sau rectificare cu sculă disc având axa înclinată față de axa melcului cu unghiul de pantă a elicei de referință.

Forma flancurilor depinde de diametrul discului generator.

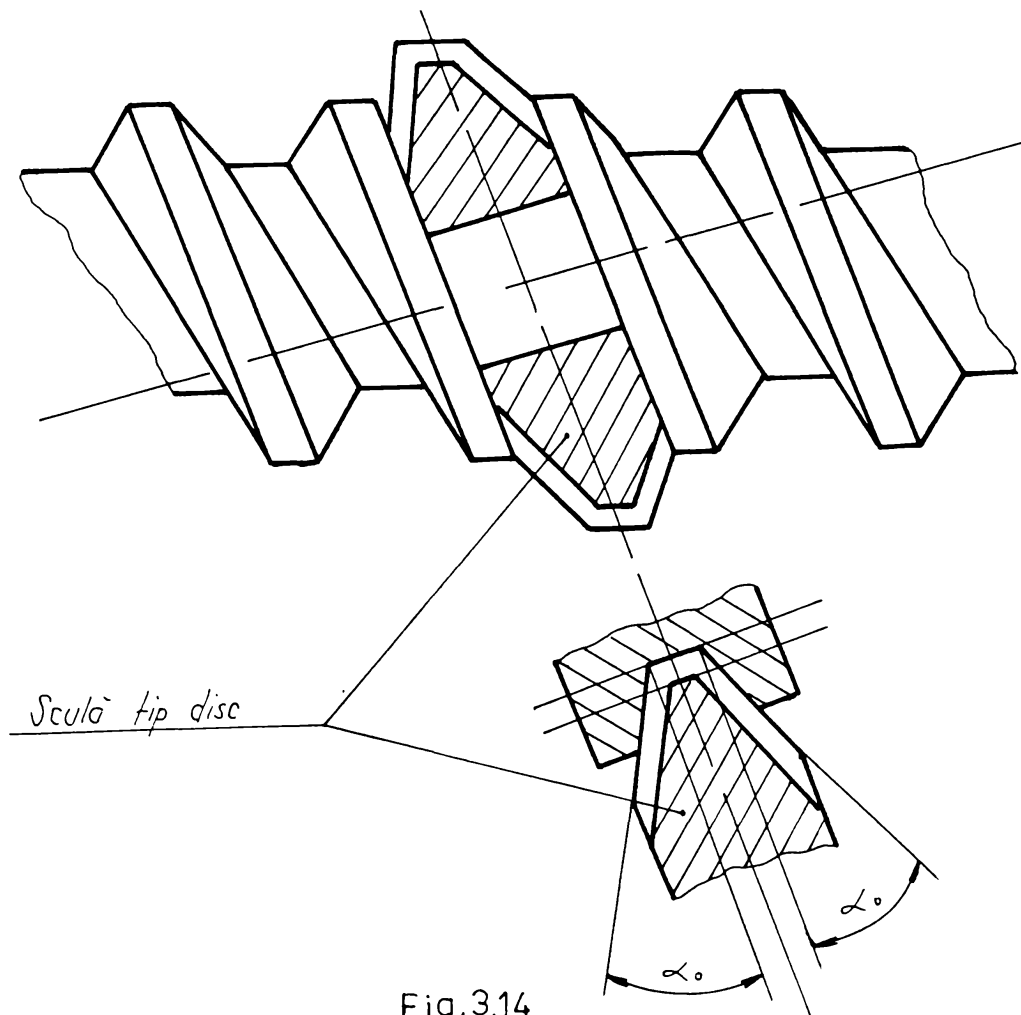


Fig.3.14

### 3.3.6 Melc de tip ZK 2. (Fig. 3.15)

- acest melc se prelucrează cu o sculă deget (freză sau cap abraziv);
- profilul flancurilor în secțiune axială și frontală sunt curbe oarecare.

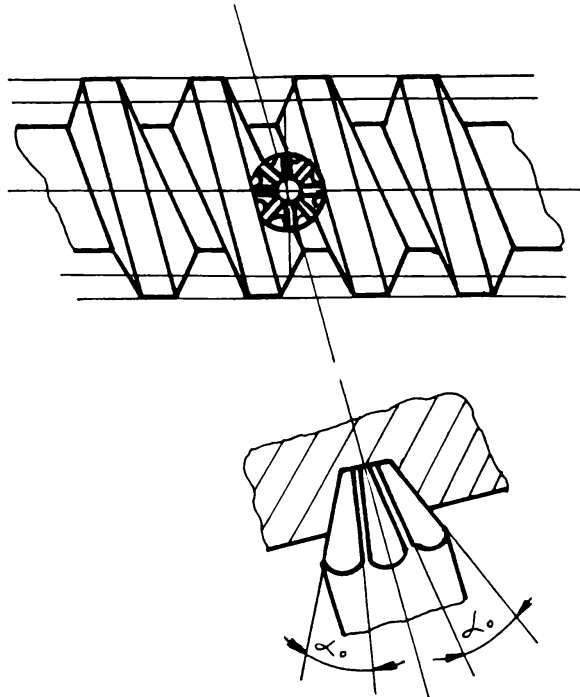


Fig.3.15

### 3.4 Tehnologii de prelucrare a suprafețelor elicoidale. Scule așchietoare.

Un mare capitol în construcția de mașini unde se regăsesc din abundență sub diverse aspecte suprafețele elicoidale sunt sculele așchietoare. La această mare familie de piese elementele acestor suprafețe capătă noi aspecte reclamate de cele mai multe ori de caracteristicile materialelor ce se vor prelucra, de durabilitatea minimă impusă sculei, de productivitatea prelucrării, de precizia prelucrării sau alte considerente tehnologice de execuție sau de lucru ale sculei în cauză.

#### 3.4.1 Broșe

Pentru executarea canelurilor elicoidale se folosesc broșe elicoidale. În acest caz broșa are o mișcare după elice, ea fiind de regulă realizată fie cu ajutorul unui mecanism cu camă, fie cu ajutorul unui lineal similar frezării canalelor elicoidale cu ajutorul linealului. În acest caz pasul elicei este de ordinul metrilor, unghiul spiralei fiind foarte mic. Sanțurile dintre dinți pot fi inelare sau tot după o spirală.

#### 3.4.2 Burghie elicoidale.

Sunt scule așchietoare pentru executarea găurilor și se caracterizează prin:

- unghiul elicei este funcție de natura materialului ce se prelucrează asigurând buna evacuare a așchiilor formate:

$$\omega = 16^\circ - 30^\circ \text{ oțeluri}$$

$$\omega = 10^\circ - 13^\circ \text{ fonte}$$

$$\omega = 35^\circ - 40^\circ \text{ neferoase moi}$$

- pentru același material variază de la valoarea inferioară la valoarea superioară în funcție de diametrul sculei

$$\operatorname{tg} \omega = \pi D / p$$

- profilul canalelor este format din mai multe arce de cerc și un segment; (Fig. 3.16)

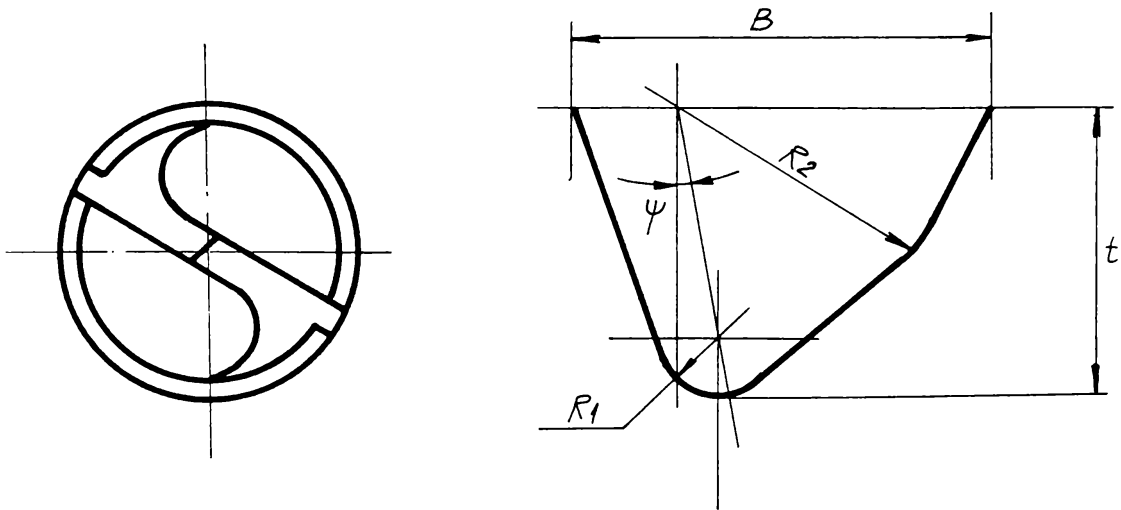


Fig.3.16

- și la burghie se pot executa canale elicoidale pe stânga sau pe dreapta. Se execută burghie cu elice pe stânga, de obicei pentru echiparea capetelor de găurit sau pentru diverse operații de reparare când se urmărește extragerea anumitor bucăți de piese filetate și rupte și prin sensul așchierii se urmărește defiletarea acestora.

De regulă pasul burghiilor este constant dar sunt cazuri când se execută burghie cu pas variabil.

Numărul canalelor este 2.

### 3.4.3 Adâncitoare.

Sunt scule asemănătoare burghiilor având în general aceleași caracteristici:

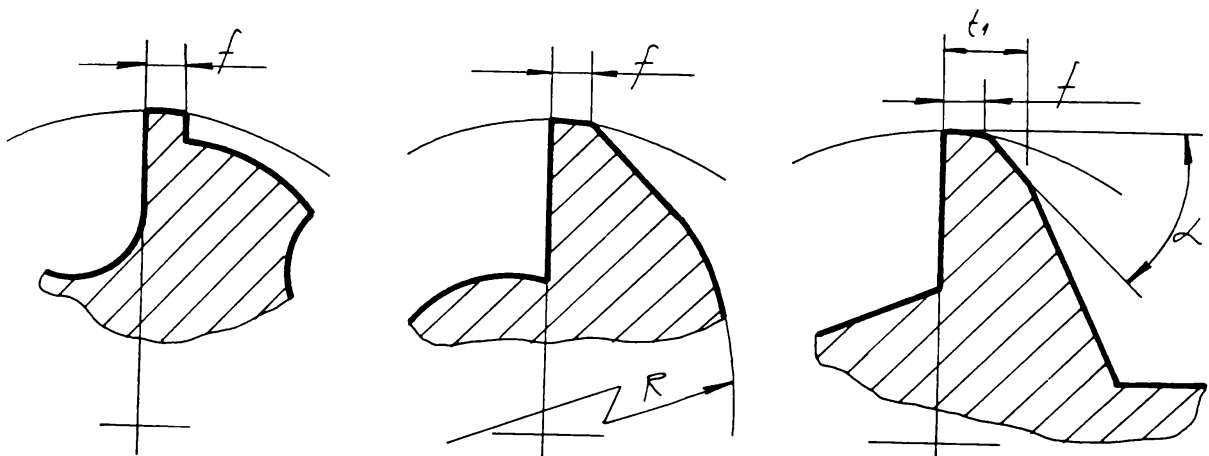


Fig.3.17

- numărul canalelor minim 3;

- profilul canalelor poate avea diverse forme; Fig. 3.17
- ca și la burghie canalele se execută numai prin frezare.

### 3.4.4 Alezoare.

Se regăsesc aceleași caracteristici ca și la burghie și adâncitoare:

- sens de regulă stânga (pentru așchiere pe dreapta);
- numărul canalelor funcție de diametru și de caracteristicile materialului de prelucrat;
- profilul realizat prin frezare cu freză disc.

### 3.4.5 Freze cilindrice cu dinți elicoidali.

- unghiul elicei  $\omega \leq 40^\circ$  pentru freze cu  $z > 8$  și  $\omega = 40^\circ - 50^\circ$  pentru freze cu  $z < 8$ ,
- profilul canalelor; Fig. 3.18
- profilul se generează numai prin frezare.

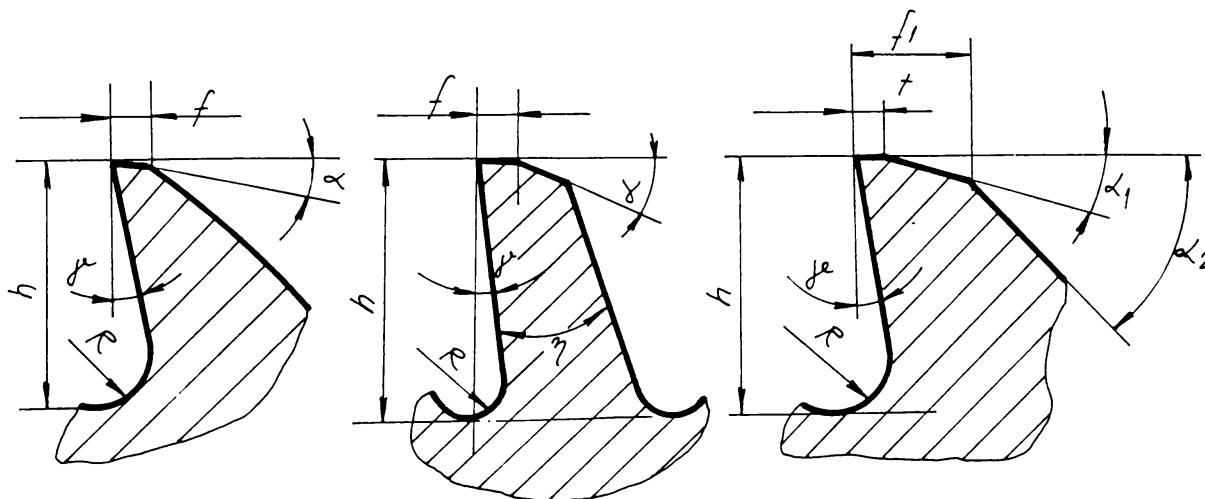


Fig.3.18

### 3.4.6 Tarozi și filiere.

Sunt scule așchietoare destinate executării filetelor din (plin sau calibrare) cu generatoare și directoare materializată.

Se execută:

- tarozii - prin strujire și rectificare,
- filierele - strunjire,
- cu seturi de tarozi speciali și rodare.

Profilul este - profilul filetelui.

Numărul de începuturi - egal cu al filetelui.

Pentru anumite tipuri de tarozi canalele de evacuare ale așchiilor se execută după o elice. În acest caz  $\alpha \geq 3^\circ$  iar  $\omega > 15^\circ$ .

### 3.4.7 Freze conice cu coadă.

Această familie de freze este destinată execuției matrițelor și ștanțelor. Unghiul frezelor poate fi  $\alpha = 3^\circ - 7^\circ$ . Fig. 3.19

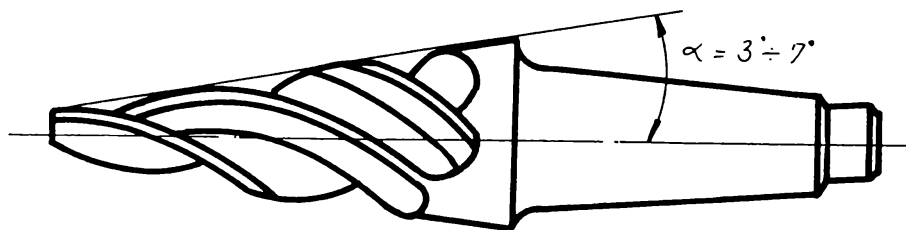


Fig.3.19

În acest caz elicea se înfășoară pe o suprafață conică. Din considerente de rezistență adâncimea dinților scade spre vârful frezei din acest motiv și profilul dinților se modifică spre vârf, unde dintele trebuie să fie mai rezistent deoarece lucrează în condiții foarte grele. Profilul se generează numai prin frezare și de regulă din suprafețe rectilinii. Se regăsesc freze cu pas constant și cu pas variabil.

Numărul canalelor - minim 2.

### 3.4.8 Freze melc pentru roți cilindrice.

Freza melc modul are ca suprafață primitivă o suprafață melcată (un melc) care poate fi:

- ZN 1 - profilul rectiliniu în secțiune normală pe dinte și profil de evolventă alungită în secțiune frontală;
- ZN 2 - profil rectiliniu în secțiune normală pe gol și profil de evolventă alungită în secțiune frontală;
- ZA - melc Arhimedic - profil rectiliniu în secțiune axială și profil spirală Arhimedică în secțiune frontală.

Teoretic, din punct de vedere al angrenării și deci din punctul de vedere al danturii unei roți cilindrice cu o freză melc, cel mai corect de utilizat este melcul cu profil evolventic. Execuția unui astfel de melc ridică probleme tehnologice deosebite:

- profilul rectiliniu doar în secțiunile tangente la cilindrul de bază;
- profilul cuștitului de detalonat este curbiliniu;
- profilul variază cu reascuțirea sculei.

În practică se folosesc melcii de tip ZN 1, ZN 2 sau ZA.

În vederea punerii în evidență a tăișurilor, freza are un număr de 9 - 12 canale care au unghiul elicei de  $4^\circ - 5^\circ$  care sunt tot spirale dar foarte întinse.

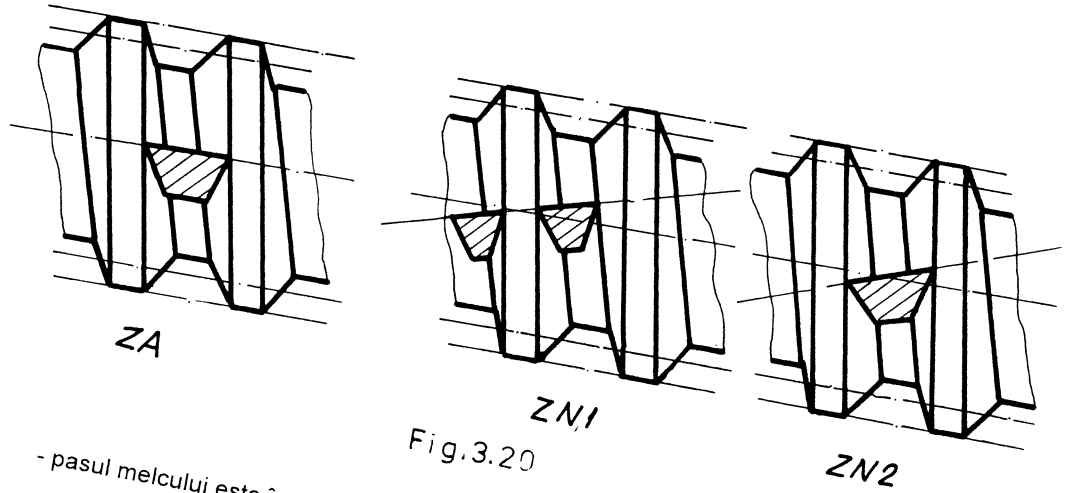


Fig.3.20

- pasul melcului este în secțiune normală  $p = \pi m_n i$   
 $i = 2(3-4)$  numărul de începuturi pentru degroșări  
 $i = 1$  pentru finisări.

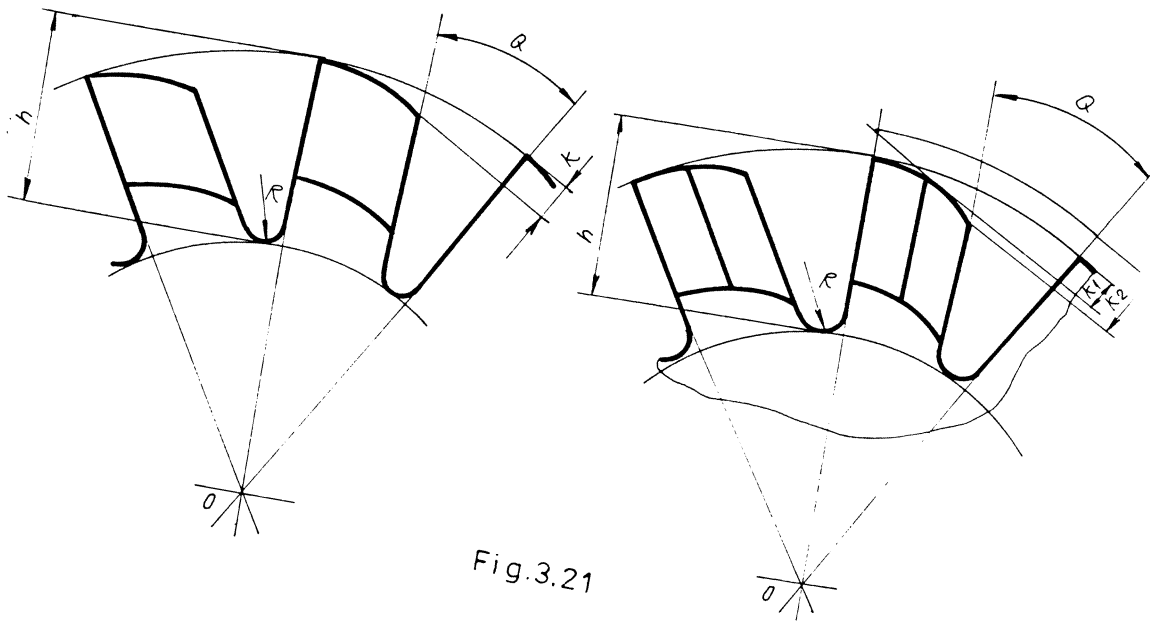


Fig.3.21

Pentru generarea profilelor neevolventice profilul melcilor se determină prin metode



analitice în acest caz, în secțiunile caracteristice profilul dinților este curbiliniu (de regulă se dau coordonate).

### 3.4.9 Freze melc conice pentru dantură paloidă.

Generarea flancurilor evolventice ale roților paloidale se face de o cremalieră a cărei materializare determină o freză melc conică. Constructiv conul teoretic divizor al frezei are unghiul la vârf de  $60^\circ$ .

Freza melc conică datorită faptului că normala pe elicea conică nu este o dreaptă (cum se întâmplă la elicea cilindrică) va suferi o corelație a generatoarei rectilinii a conului.

Generatoarea conului primitiv al frezei melc va face parte dintr-un hiperboloid de rotație cu o pânză. Fig. 3.22.

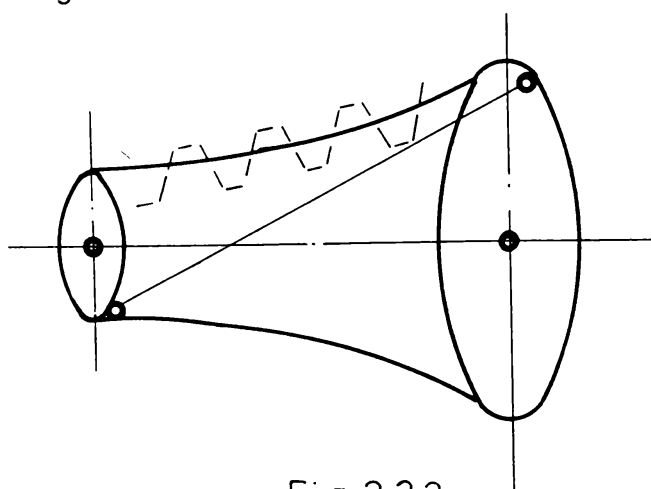


Fig.3.22

### 3.5 Prelucrarea suprafețelor elicoidale prin deformare plastică.

Pe lângă metodele de prelucrare prin așchiere a suprafețelor elicoidale, metode ce acoperă practic toate tipurile de suprafețe de acest tip; anumite considerente de ordin tehnologic și economic au impus și alte metode de execuție a suprafețelor elicoidale; astfel avem:

- deformare plastică,
- turnare,
- injecție,
- sinterizare.

Prelucrarea filetelor prin deformare plastică.

Fig. 3.23.

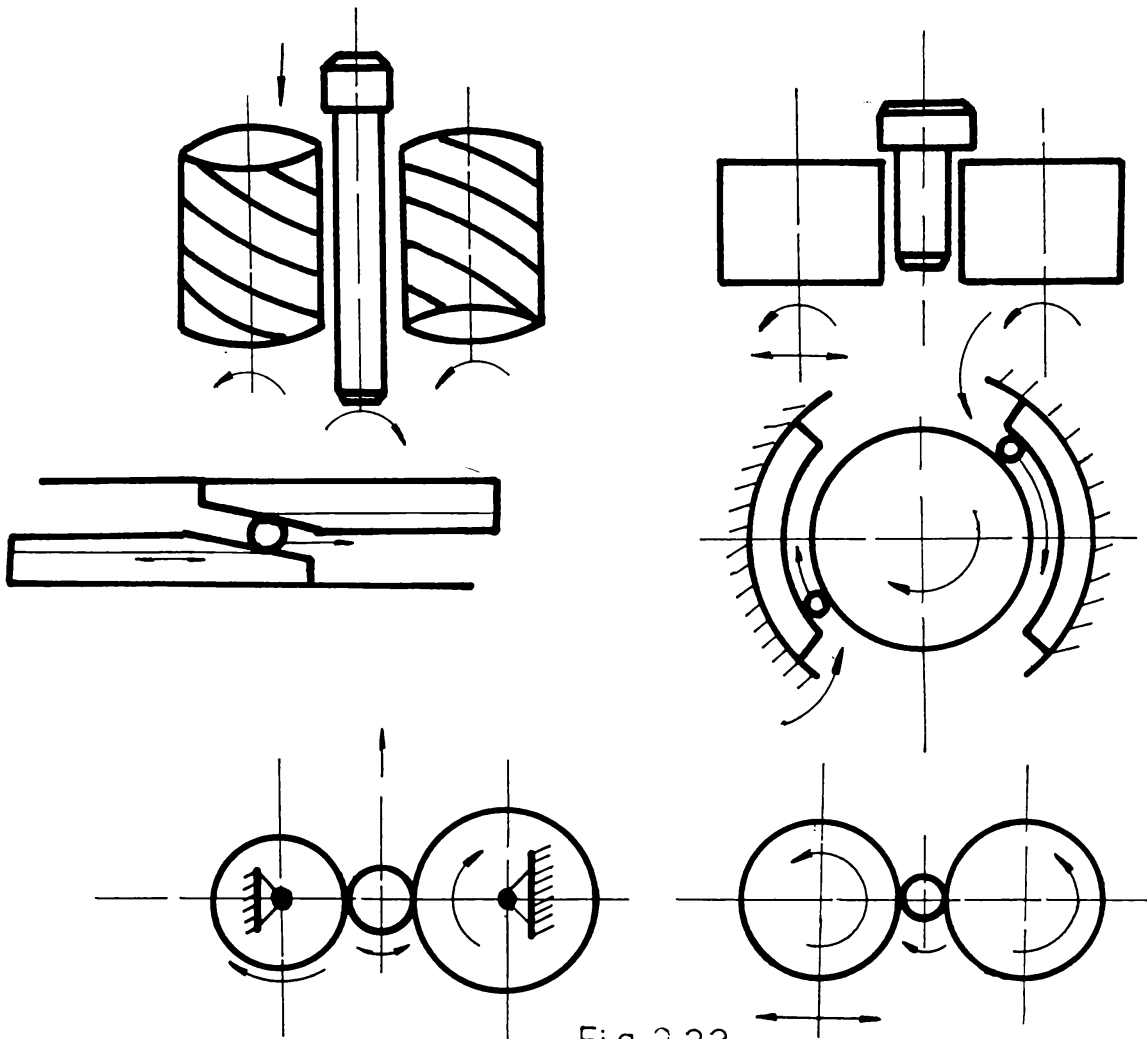


Fig.3.23

Această metodă de prelucrare se bazează pe imprimarea la rece a profilului filetului prin rostogolirea (rularea) semifabricatului între două scule cu profil corespunzător.

Procedeele de rulare se diferențiază în funcție de tipul curbei după care are loc rularea:

- închise,
- deschise,

sau după lățimea sculei:

- egală cu a suprafeței de prelucrat,
- mai mică,

sau după adâncimea de pătrundere a sculelor:

- constant,
- progresiv.

Principalele avantaje ale acestei metode sunt:

- productivitate foarte ridicată;
- rezistență mare a filetului;
- precizie ridicată;
- calitatea bună a suprafeței.

Dezavantaje:

- forțele de rulare sunt mari ceea ce impune restricții materialului;
- forma pieselor trebuie să fie simplă.



Fig. 3.24

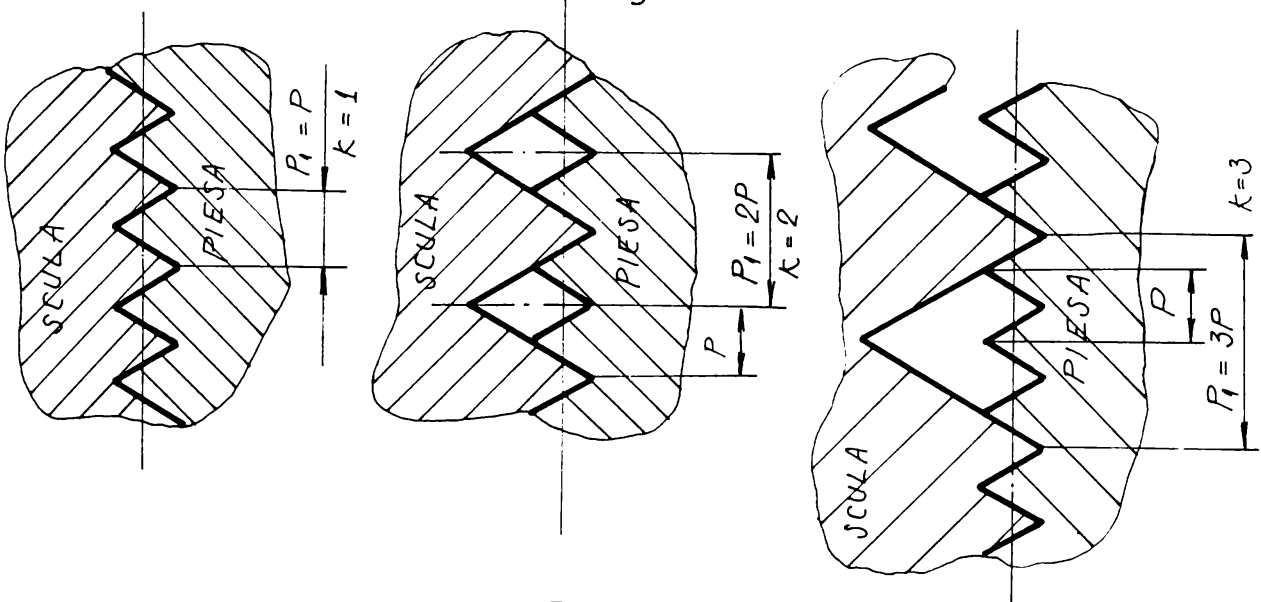


Fig. 3.25

### 3.5.1 Rularea filetelor cu role cilindrice.

Sculele utilizate sunt două role având același diametru  $D$  pe periferia cărora este prelucrat un filet de pas  $p_1$  ce este un multiplu al pasului de filetat  $p$ , iar sensul este invers acestuia.

Rolele se vor roti cu turație constantă  $n_s$  și vor imprima profilul filetelor lor pe suprafața semifabricatului care datorită frecării se rotește cu turația  $n_p$ . Pătrunderea rolor în vederea realizării înălțimii filetelor are loc prin deplasarea uneia din cele două role.

Rularea se poate face și fără avans radial.

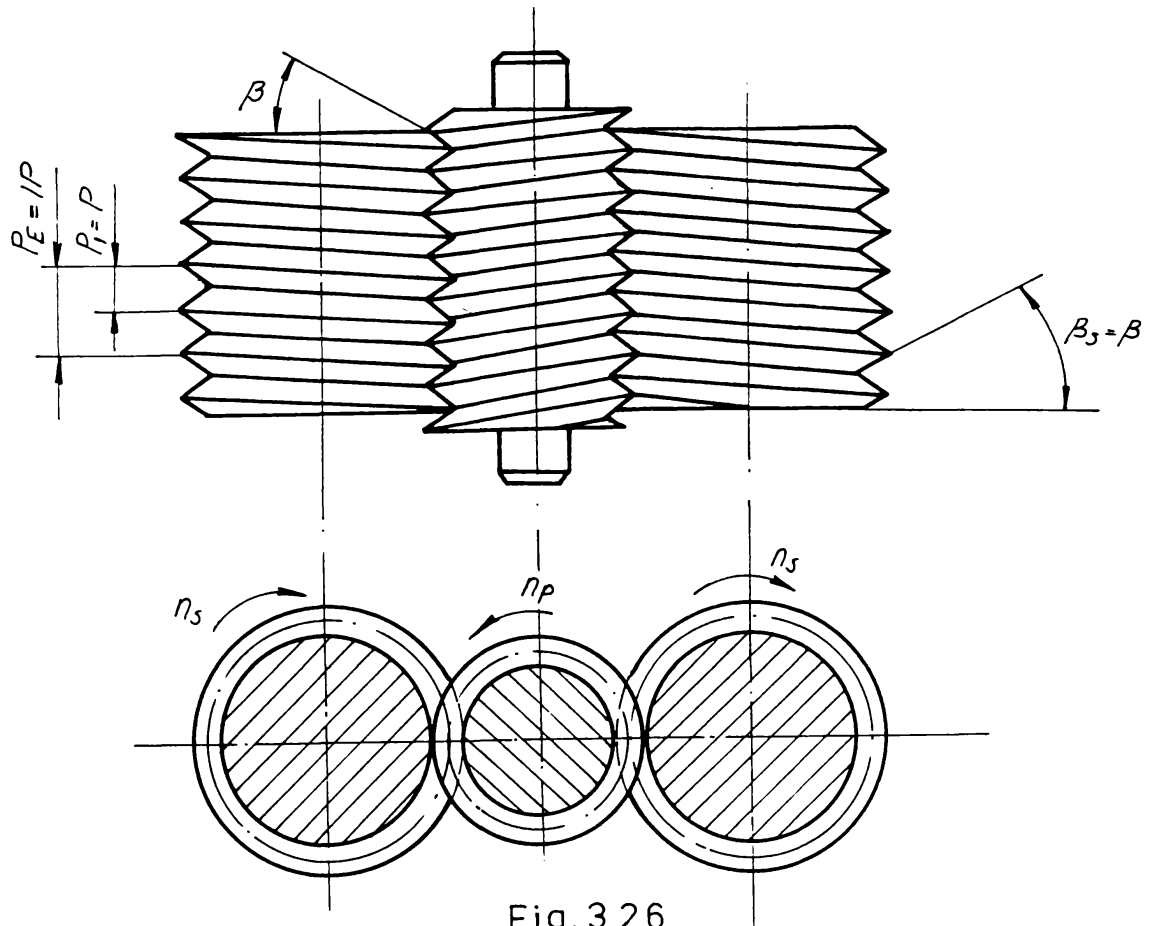


Fig. 3.26

$n_s$  - turația sculei  
 $n_p$  - turația piesei  
 $k$  - multiplu întreg  
 $i$  - numărul de începuturi a filetului sculei.

$$v_s = n_s p_E = n_p p$$

$$p_E = i p_1 = ikp$$

$$i_k = \frac{D}{d}$$

$$\operatorname{tg} \beta_s = \frac{p_E}{\pi D} = \frac{ikp}{\pi D} = \frac{p}{\pi d} = \operatorname{tg} \beta$$

### 3.5.2 Rularea filetelor cu bacuri plane.

Sculele utilizate sunt două bacuri prismatice, fiecare având practicate pe una din fețe canale cu pasuri, profilul și unghiul de înclinare corespunzător filetului.

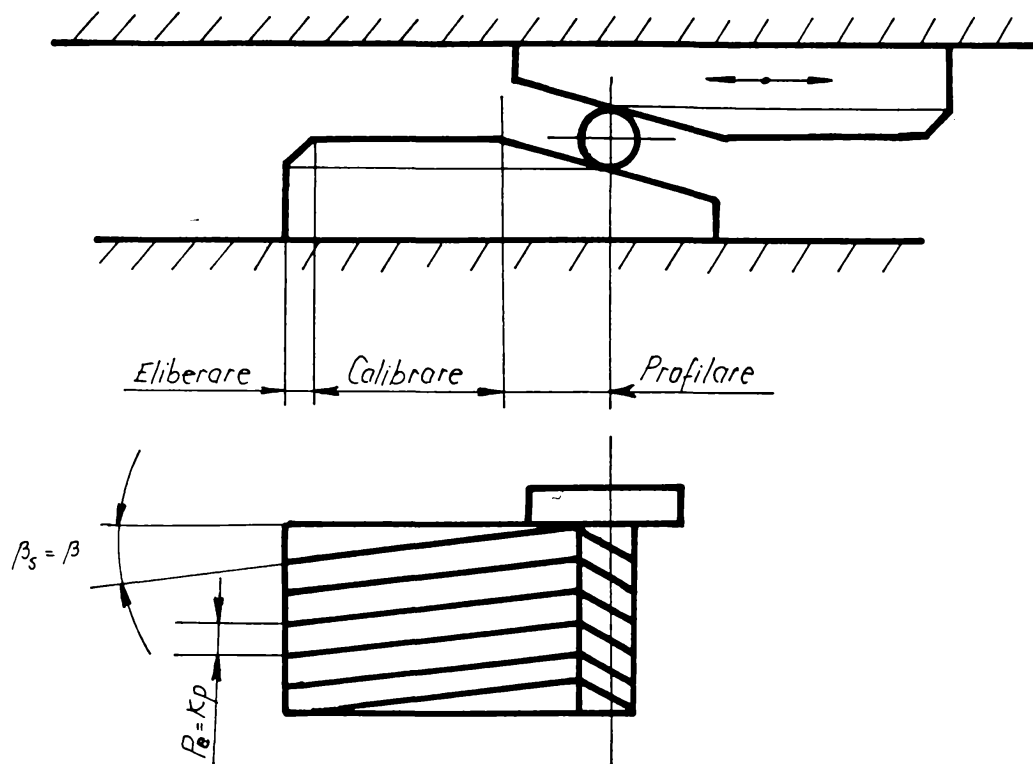


Fig.3.27

### 3.5.3 Rularea continuă a filetelor.

Sculele utilizate sunt două role cu raze medii  $R_1$  și  $R_2$  diferite și lățimea egală cu lățimea piesei de prelucrat.

Deplasarea axială este în acest caz evitată deoarece fiecare rolă satisface condiția:

$$i_1 k_1 = \frac{R_1}{r} ; i_2 k_2 = \frac{R_2}{r}$$

$i_1; i_2$  - numărul de începuturi ale filetelor rolor,

$k_1; k_2$  - factorii de multiplicare.

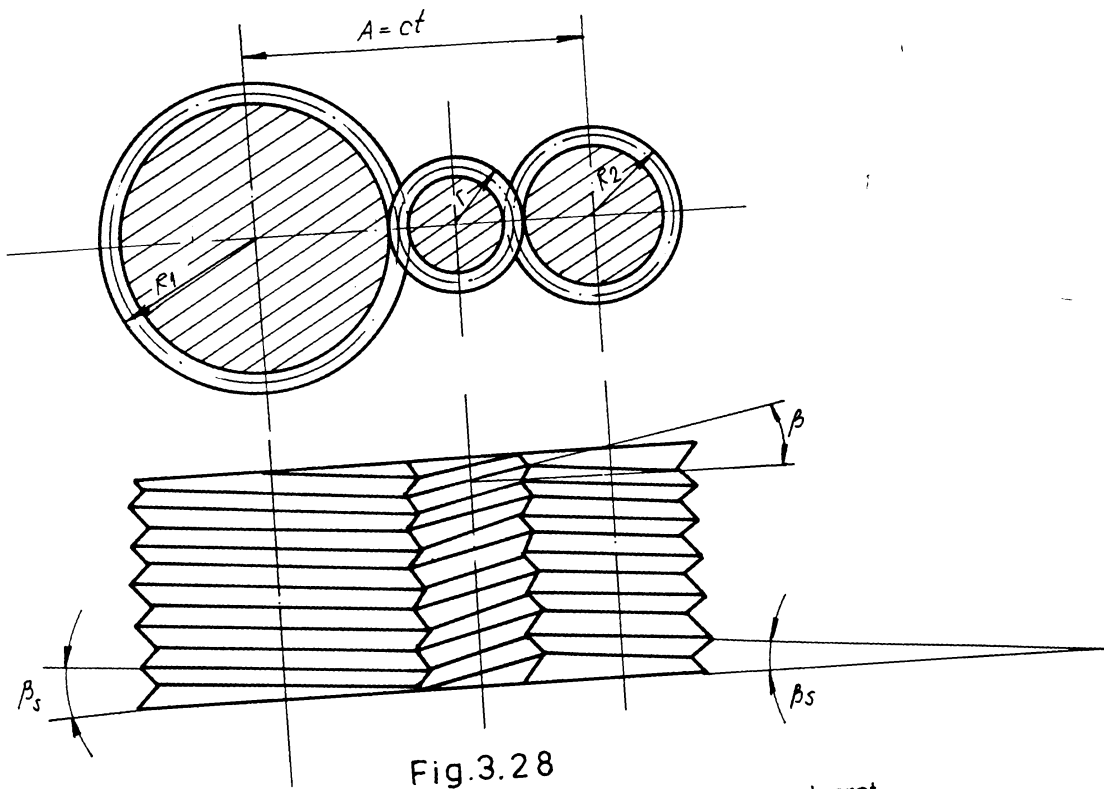


Fig.3.28

Unghiul de înclinare a filetelor rolor este egal cu a filetului prelucrat.

## CAPITOLUL IV

## 4. STADIUL ACTUAL AL TEHNICII PRIVIND GENERAREA CANALELOR ELICOIDALE CU PAS VARIABIL

## 4.1. Dispozitiv pentru prelucrarea prin așchiere a suprafețelor elicoidale cu pas variabil.

Dispozitivul pentru prelucrarea prin așchiere a suprafețelor elicoidale cu pas variabil (fig. 4.1), este prevăzut cu un mecanism pentru transformarea mișcării de translație într-o mișcare de rotație cu o viteză variabilă, mișcarea de rotație cu viteză variabilă fiind transmisă prin roți de schimb la un mecanism planetar cicloidal cu bolțuri, unde se însumează cu o mișcare de rotație a unui arbore excentric și este transformată într-o mișcare de translație a sculei printr-un șurub conducător.

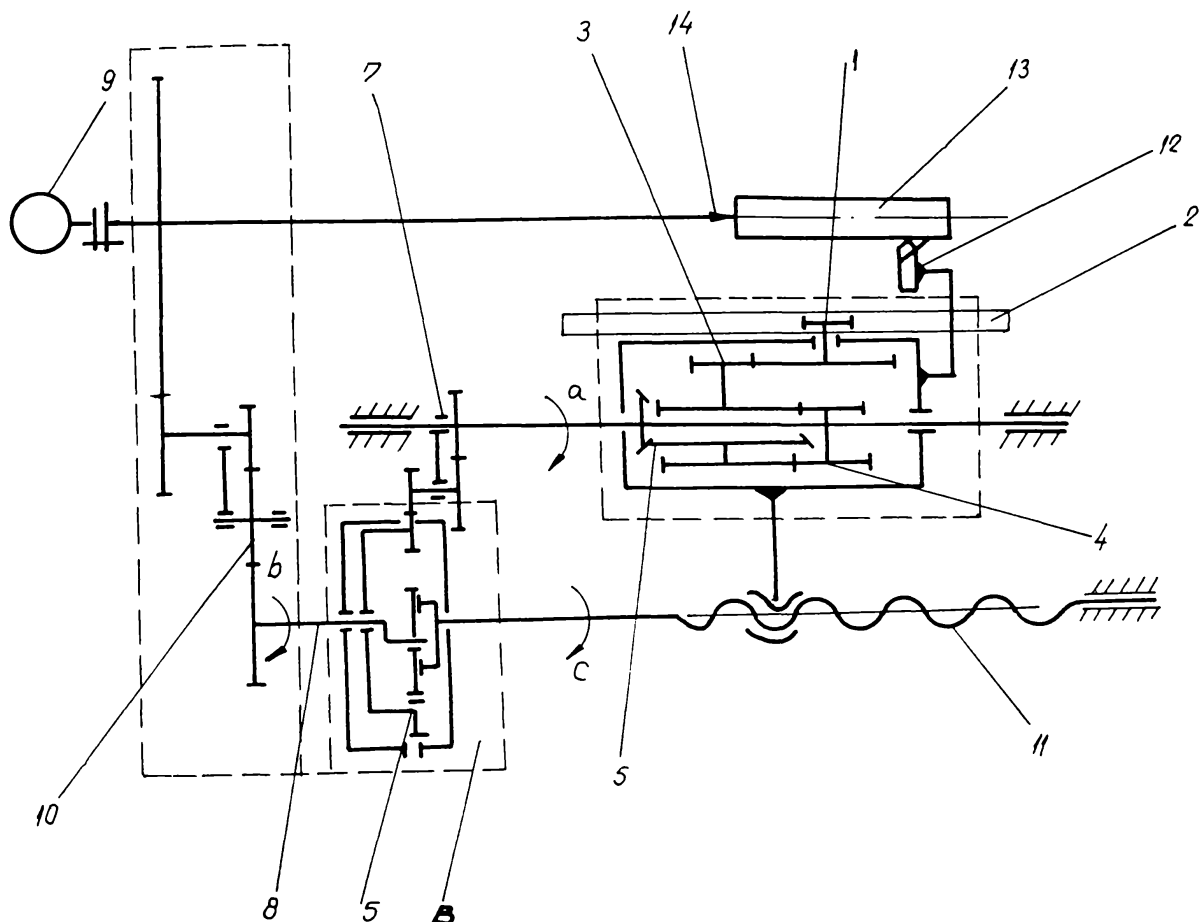


Fig.4.1

Dispozitivul pentru prelucrarea din așchiere a suprafețelor elicoidale cu pas variabil, este alcătuit dintr-un mecanism pentru transformarea mișcării de translație într-o mișcare de rotație cu viteza unghiulară variabilă  $A$ , fixat pe sania longitudinală, nefigurată, a strungului, compus dintr-o roată dințată 1 care transformă mișcarea de translație a saniei longitudinale a strungului, cu ajutorul unei cremaliere 2 în mișcare de rotație. Prin intermediul unui tren de roți dințate 3, mișcarea de rotație se transmite la niște roți dințate eliptice 4, care transformă

mișcarea de rotație cu viteză unghiulară în mișcare de rotație cu viteză unghiulară variabilă a. Această mișcare, este transmisă unui mecanism planetar cicloidal cu bolțuri B, în sine cunoscut, prin niște roți conice 6 și prin niște roți de schimb 7. Mișcarea de rotație b a unui arbore cu excentric 8, este transmisă la un motor 9, printr-un tren de roți dințate 10. Mecanismul planetar cicloidal cu bolțuri B, însumează mișcările a și b și transmite unui șurub conducător 11, mișcarea rezultată, o mișcare de rotație cu viteză unghiulară variabilă c unde  $c = a + b$ . O sculă 12, capătă astfel o mișcare de translație d, prelucrând o piesă 13 fixată într-un universal 14 al strungului.

Trenul de roți dințate 3 se va alege astfel încât, pe toată lungimea suprafeței elicoidale cu pas variabil, roțile dințate eliptice 4, să se rotească cu un unghi mai mic de 180 grade. Parametrii pasului variabil se reglează cu ajutorul trenului cu roți dințate 10 și al roților de schimb 7.

1. Dispozitivul pentru prelucrarea prin așchiere a suprafețelor elicoidale cu pas variabil, format din angrenaj cremalieră-roată dințată ce transmite o mișcare de rotație variabilă printr-un tren de roți dințate la un șurub conducător, caracterizat prin aceea că, în scopul îmbunătățirii preciziei de prelucrare, este prevăzut cu un mecanism pentru transformarea mișcării de translație într-o mișcare de rotație cu viteză variabilă (A), mișcarea de rotație cu viteză variabilă (a) fiind transmisă, prin niște roți de schimb (7), la un mecanism planetar cicloidal cu bolțuri (B), în sine cunoscut, unde se însumează cu o mișcare de rotație (b), a unui arbore cu excentric (8) și este transformată într-o mișcare de translație (d) a sculei (12) prin șurubul conducător (11).

2. Dispozitiv, conform revendicării 1, caracterizat prin aceea că mecanismul pentru transformarea mișcării de translație într-o mișcare de rotație cu viteză variabilă (A) este format dintr-un tren de roți dințate ce acționează niște roți eliptice (4), care transformă mișcarea de rotație uniformă într-o mișcare de rotație variabilă (a). (BREVET 98371 - ROMANIA)

#### 4.2 Dispozitiv adaptat pe strung pentru tăierea canalelor cu pas variabil.

În figura 4.2 este prezentată schema cinematică a agregatului la "Strungul de tăiat canale cu pas variabil"; în figura 4.3 vedere după A a figurii 4.2.

Agregatul conține următoarele subansamble: carcasa 1 în care este dispus arborele 2 de intrare al mecanismului 3 de schimbare independentă al vitezei de rotație, arbori de intrare 4 și 5 al mecanismelor sinusoidale 6 și 7, arbori de ieșire a acestor mecanisme, lirele 10 și 11 ale roților dințate de schimb, mecanismul sumator 12 și hidroamplificatorul 13.

Arborele de intrare 2, prin intermediul cuplajului 14 care este legat de arborele 15.

Hidroamplificatorul prin cuplajul 16 este legat cu șurubul conducător 17, al strungului 18. Mecanismul sinusoidal constă din: roată dințată 19 care are un canal radial pentru deplasarea pietrei de culisa 20, cu ajutorul șurubului 21. Piatra 20 ghidează în ghidajele 22 legate de cremaliera 23 care translatează pe ghidajele radiale 24.

Printr-un angrenaj, cremaliera 23 angrenează cu pinionul 25 și 20 care sunt fixate pe axul 27. De la pinionul 26 printr-o roată intermediară 28 (care este liberă pe arborele 5) mișcare de translație la pinionul 29 care este fixat pe arborele 9 al mecanismului sumator 12. Ghidajele radiale 24 ale cremalierii 23 sunt fixate pe roata melcată 30 care angrenează cu melcul 31.

Agregatul A funcționează în felul următor: arborele 2 cuplat prin intermediul cuplajului 14 cu arborele 15 al strungului, prin intermediul lirei cu roți de schimb 11, imprimă o mișcare de rotație constantă mecanismului sumator 12 și prin intermediul lirei 10 este legată de mecanismul 3 de modificare a vitezei de rotație a arborilor de intrare 4 și 5 în mecanismele sinusoidale 6 și 7.

Mișcarea de la arborele 5 se transmite la roata 19 a mecanismului sinusoidal 7.

Piatra de culisă 20 prin ghidajele 22 transmite mișcarea prin cremaliera 23 care se



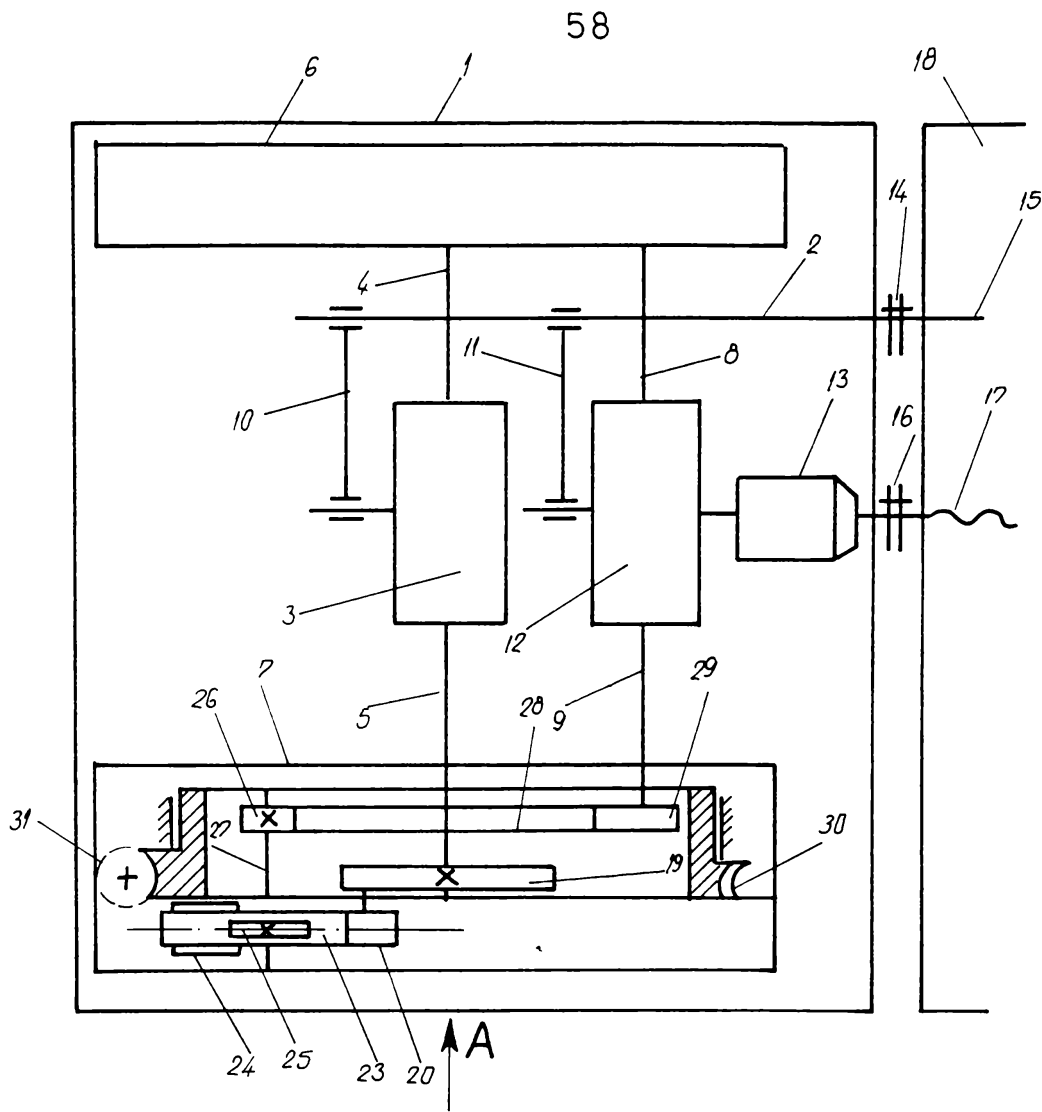


Fig.4.2

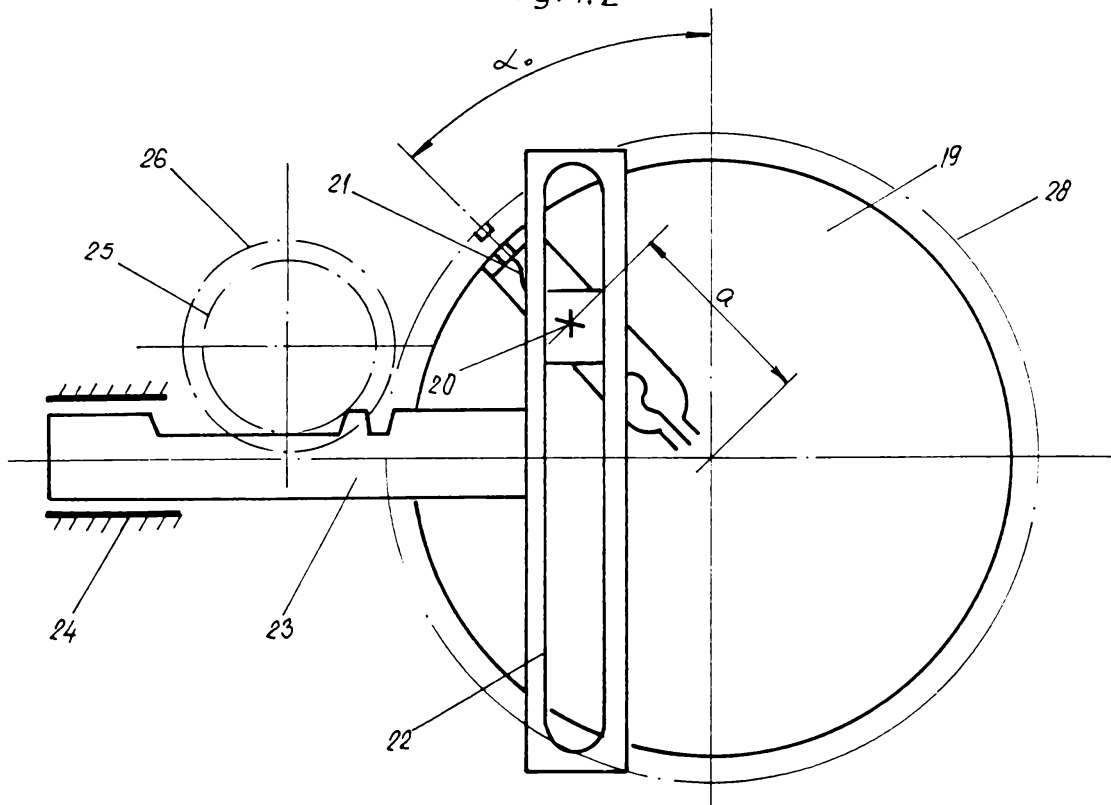


Fig.4.3

deplasează în lungul ghidajelor radiale 24. Cremaliera 23 angrenează cu pinionul 25 care este pe același ax 27 cu pinionul 26, pinion ce va transmite mai departe mișcarea prin roata intermediară 28 și pinionul 29 la arborele 9 al mecanismului sumator 12.

În acest fel mișcarea neuniformă a mecanismelor sinusoidale prin arborii 8 și 9 se transmite la mecanismul sumator 12. Mișcarea rezultată constă din compunerea mai multor mișcări și anume: 2 mișcări care variază după o lege sinusoidală compuse cu o mișcare constantă. Mișcarea rezultată se transmite hidroamplificatorului 13 care prin intermediul cuplajului 15 este transmisă mai departe șurubului conducător 17 al strungului 18. În consecință, șurubul conducător 17 se va roti după legea compunerii mișcărilor enunțate anterior, care au următoarea expresie aritmetică:

$$x = \alpha_1 \sin(\omega_1 \alpha + \alpha_{01}) + \alpha_2 \sin(\omega_2 \alpha + \alpha_{02}) + x_0$$

unde:

$x$	- mărimea deplasării
$\alpha_1; \alpha_2$	- amplitudinile mecanismelor sinusoidale
$\omega_1, \omega_2$	- frecvența mecanismelor sinusoidale
$\alpha_{01}; \alpha_{02}$	- mărimea unghiurilor fazice ale mecanismelor sinusoidale
$x_0$	- deplasarea de la viteza uniformă.

Prin construcție ambele mecanisme au aceleași reglaje.

$$\alpha_1 = \alpha_2; \omega_1 = \omega_2; \alpha_{01} = \alpha_{02}$$

astfel că, compunerea vitezei uniforme a arborelui 15 cuplat cu arborele 2 cu mișcărilor inegale ale mecanismelor sinusoidale 6 și 7 au ca rezultat mișcarea variabilă a șurubului conducător 17 al strungului care va imprima căruciorului pe care se află scula așchietoare o mișcare cu pas variabil.

Prin modificarea mișcării de rotație a arborilor 4 și 5 cu ajutorul mecanismului 3 se stabilește diferența frecvenței de rotație a mecanismelor sinusoidale ( $\omega_1$  și  $\omega_2$ ).

Prin rotirea roții melcate 30 cu ajutorul melcului 31 se modifică poziția dependentă a mecanismelor sinusoidale 6 și 7 și corespunzător se modifică unghiurile fazice.

Prin deplasarea pietrei de culisă 20 cu ajutorul șurubului 21 se asigură modificarea amplitudinii deplasării cremalierii 23 care transmite mișcarea prin lanțul cinematic corespunzător la mecanismul sumator 12.

În felul acesta datorită legității mecanismelor agregatului pentru tăierea pasului variabil se asigură un număr foarte mare de reglaje posibile pentru prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil. (BREVET 1038125 - URSS).

### 4.3 Strung pentru prelucrarea suprafețelor cu spirale cu pas variabil.

În figura 4.4 este înfățișată schema structurală a strungului pentru prelucrarea suprafețelor cu spirale cu pas variabil, iar în figura 4.5 este prezentată dispunerea reciprocă a axelor sculei și piesei de prelucrat.

Arborele principal 1 a lanțului de tăiat spire, împreună cu veriga reglabilă 2 care asigură pasul inițial al suprafeței de prelucrat este legată prin șurubul conducător 3 de suportul 4.

În lanțul de tăiat spirale este dispus mecanismul diferențial 5 care primește mișcarea suplimentară de la motorul cu turație variabilă 6.

Blocul central 7 asigură controlul turațiilor motoarelor 6, 8 și 12.

Acționarea rotirii arborelui principal este asigurată de motorul 8. Pe suportul 4 este fixat capul de frezat sau rectificat 9 care are scula așchietoare 10. Capul 9 are mecanismul 11 pentru asigurarea deplasării radiale.

Capul 9 este înzestrat cu acționarea 12 legată de blocul central 7 și comandată de acesta în concordanță cu schimbarea pasului suprafeței de prelucrare.

Pentru rotirea sculei 10 servește motorul 13.

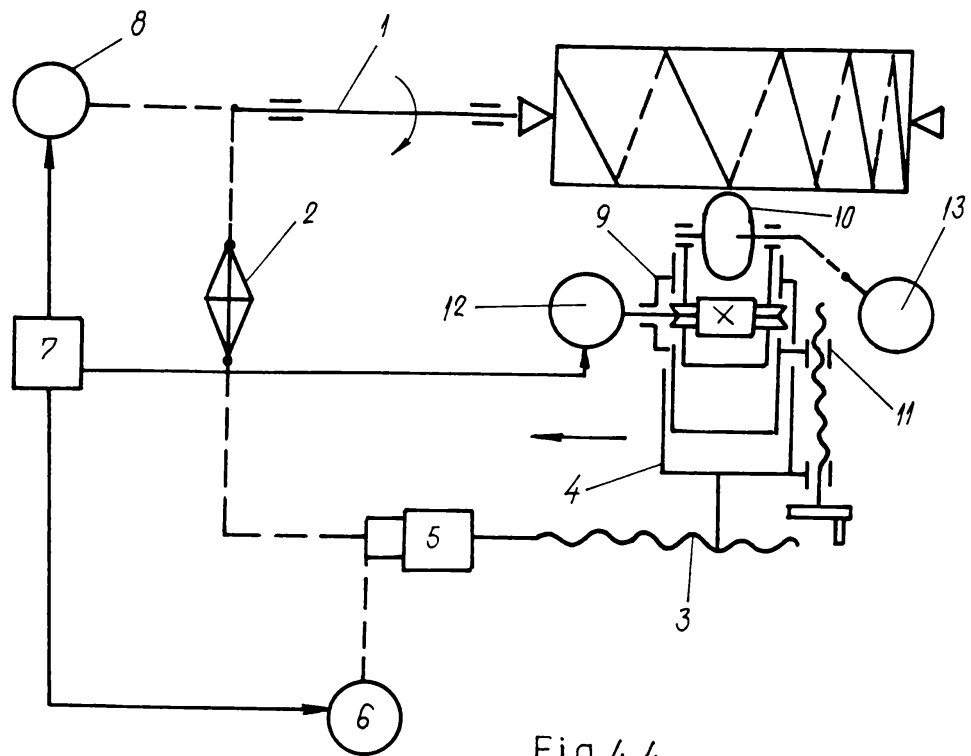


Fig.4.4

Funcționarea strungului: arborele principal 1 primește o mișcare de rotație de la motorul 8 cu o frecvență variabilă dată de blocul 7 în funcție de pasul suprafeței de prelucrat.

În același timp suportul 4 primește o mișcare variabilă prin două lanțuri cinematice de la arborele principal 1 prin lira 2 diferențialul 5 la șurubul conducător 3 și a doua de la motorul 6 prin diferențialul 5.

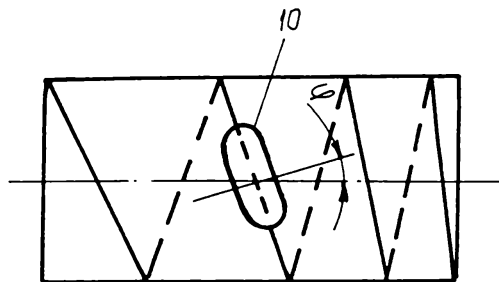


Fig.4.5

În timpul prelucrării, datorită variației pasului unghiului de înclinare a elicei este variabil. Poziția corectă a sculei este asigurată de motorul 12 care este coordonat de blocul 7.

Scula este antrenată în mișcarea de rotație de către motorul 13. (BREVET 990448 URSS)

#### 4.4 Strung pentru așchieria canalelor elicoidale cu pas variabil pe suprafețe conice.

În figura 4.6 este prezentată schema structurală a strungului pentru așchieria canalelor elicoidale cu pas variabil pe suprafețe conice.

Electromotorul 1 prin intermediul lanțului cinematic care conține transmisia 2 lira 3 și a transmisiei 4 este legat de arborele principal 5.

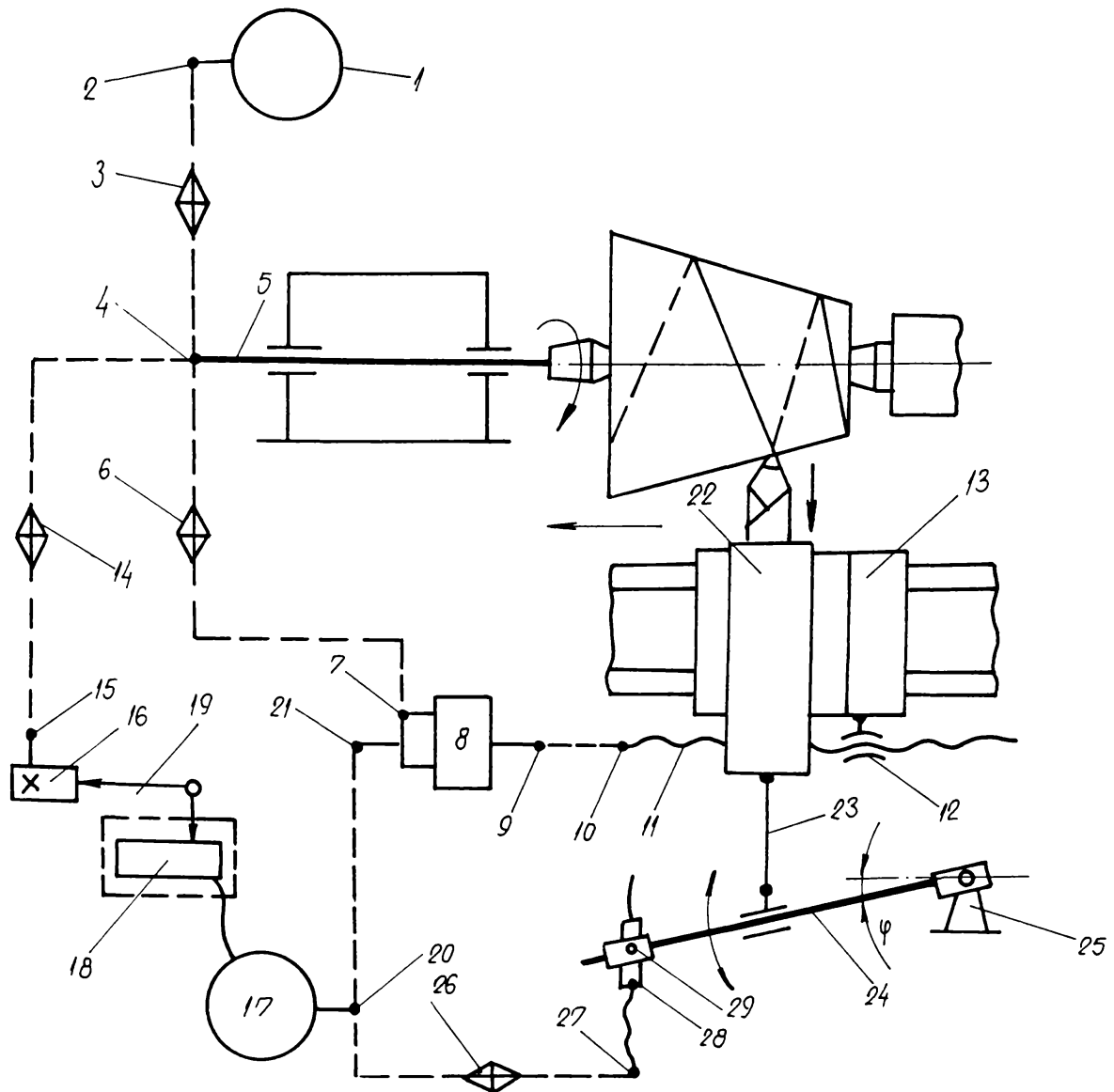


Fig.4.6

Lanțul pentru tăierea spiralelor constă din două componente una a pasului inițial care preia mișcarea de la arborele principal 5 prin intermediul transmisiei 4 a lirei 6, mișcarea intră prin 7 în diferențialul 8 ieșind prin cuplajul 9 a acestui mecanism la cuplajul 10 al șurubului conducător 11.

Șurubul 11 antrenează piulița 12 a căruciorului longitudinal 13.

Prin lanțul de multiplicare a pasului arborele principal 5 și a transmisiei 14 prin intermediul cuplajului 15 legat de cama 16 a mecanismului de comandă a schimbării pasului.

Acest mecanism este realizat sub aspectul unui electromotor cu turație reglabilă a cărei lege de variație a turației este comandată de regulatorul 18.

Ieșirea 20 a mecanismului de schimbare a pasului este legată cinematic de diferențialul 8.

Căruciorul longitudinal 13 duce suportul transversal 22 care este deplasat radial prin pârghia 23 care vedează pe rigla conică 24 care este articulată pe consola 25.

Ieșirea 20 a mecanismului schimbării pasului prin intermediul lirei 26 comandă transmisia șurub - piuliță 28 a articulației mobile 29 care culisează pe rigla 24.

Reglajul schimbului pentru rotirea arborelui principal se realizează prin lira 3.

Lira 6 folosește pentru stabilirea numărului de spire supus tăierii.

Lira 14 servește pentru stabilirea multiplicării pasului.

În cazul efectuării unui număr de rotații a arborelui principal 5 egal cu numărul de spire tăiate cama 16 efectuează o rotație iar suportul longitudinal 13 se deplasează cu o cursă egală cu suma pașilor spirelor executate.

Lira 26 servește la stabilirea adâncimii de așchiere, astfel la fiecare rotație a arborelui principal 5 suportul transversal 22 se deplasează pe seama rotirii riglei conice 24 cu un unghi egal cu mărimea schimbării mărimii de așchiere pe lungimea suprafeței conice obținute.

Înainte de începerea prelucrării rigla 24 se reglează la semiunghiul piesei de prelucrat.

Strungul în cauză are următoarea funcționare: la cuplarea motorului 1 mișcarea este distribuită de către transmisia 4 atât arborelui principal 5 cât și lirei 6 care introduce mișcarea în diferențialul 8 care prin mecanismul de multiplicare a pasului și a lirei 14 comandă cama 16 a regulatorului 18 care comandă motorul 17, motor a cărui mișcare însumată în diferențialul 8 cu cea provenită din lira 6 este transmisă șurubului conducător 11.

De la ieșirea 20 a motorului 17 mișcarea de rotație prin intermediul lirei 26 se transmite mecanismului șurub - piuliță 28 și a riglei 24.

Lira 26 are rolul de a asigura urmărirea conicității piesei de prelucrat. (BREVET 986664 URSS)

#### 4.5 Strung pentru așchieria filetelor cu pas variabil.

În figura 4.7 este înfățișată schema structurală a strungului propus.

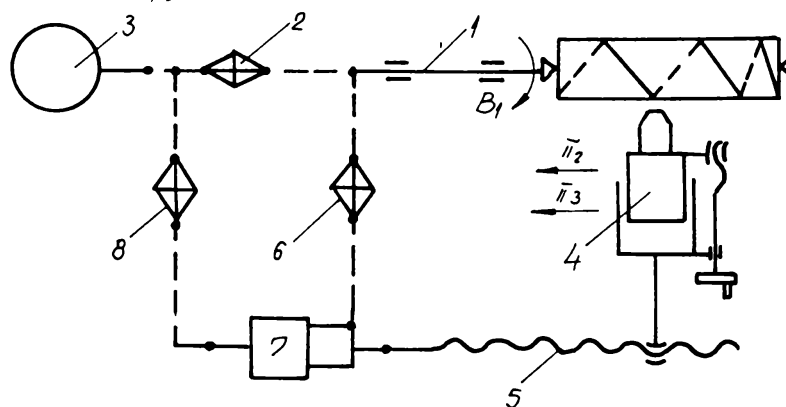


Fig.4.7

Arborele principal 1 care antrenează piesa de prelucrat este pus în mișcarea de rotație prin intermediul mecanismului 2 al schimbării pasului cinematic este legată cu transmisia reglabilă 3 (3 electromotor cu turație reglabilă).

Arborele principal 1 este legat cinematic cu suportul 4 prin lanțul inițial care leagă arborele principal 1 de șurubul conducător 5 prin lira 6 și diferențialul 7, precum și prin lanțul schimbării pasului care leagă arborele principal și șurubul conducător prin mecanismele 2 și 8 ale schimbării pasului, realizate consecutiv de exemplu sub aspectul variatoarelor.

Motorul 3 este cuplat la lanțul de tăiat spirale așa încât mecanismul 2 este dispus în lanțul rotirii arborelui principal 1 iar mecanismul 8 în lanțul deplasării suportului.

Funcționarea strungului: arborele principal 1 primește o mișcare de rotație  $B_1$  de la motorul 3 cu o turație variabilă a cărei lege se schimbă prin intermediul mecanismului 2.

De la arborele principal 1 prin lanțul cinematic care conține lira 6 se imprimă o mișcare liniară 2 suportului 4.

Raportul de transmitere a lirei 6 se reglează astfel că unei rotații a arborelui principal

1 îi corespunde o deplasare a suportului 4 egală pasului inițial.

În același timp de la motorul 3 prin mecanismul 8 al schimbării pasului, suportului 4 i se imprimă o deplasare suplimentară 3 cu o viteză variabilă care se modifică după regula dată de mecanismul 8.

Conducerea mecanismului 2 și 8 se realizează fie de la arborele principal 1 fie de la șurubul conducător 5, fie de la o comandă program în funcție de legea de variație a pasului filetului. (BREVET 996119 URSS)

#### 4.6 Dispozitiv adaptat la strung pentru prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil

În figura 4.8 este înfățișată schema structurală a dispozitivării propuse: arborele principal 1 a lanțului de așchiere cu veriga reglabilă 2 a pasului inițial al spiralei este legat prin intermediul șurubului conducător 3 de sania 4 pe care este fixată scula așchiitoare.

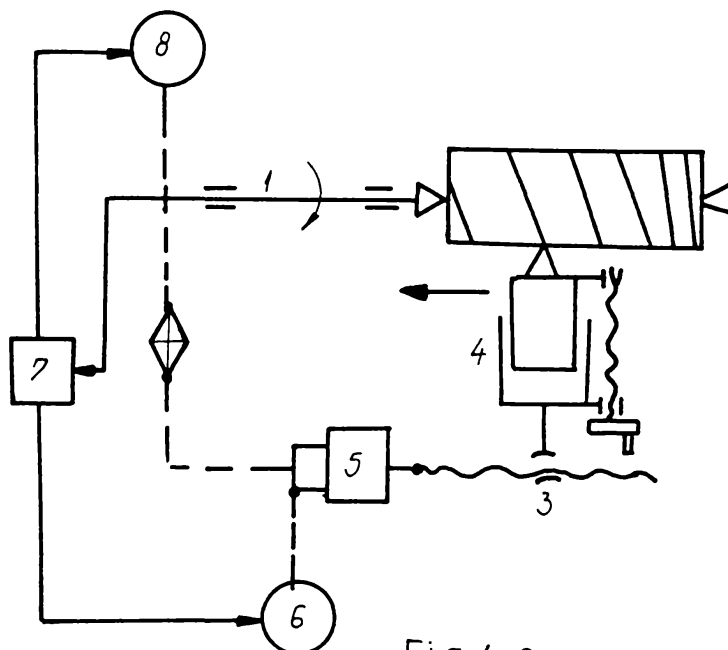


Fig.4.8

În lanțul de așchiere este dispus diferențialul 5 iar unul din elementele sale principale este legat cu mecanismul schimbării pasului 6 condus de subansamblul 7 (poate fi de exemplu un motor a cărui turație se reglează cu ajutorul unui reostat, funcție de programul pasului).

Acționarea arborelui principal 1 este asigurată tot de un motor cu turație reglabilă 8, coordonat tot de subansamblul 7.

Strungul funcționează în următorul mod: arborele principal 1 primește mișcarea de rotație de la motorul 8 cu o viteză unghiulară variabilă. În același timp primește o mișcare variabilă suportul 4 prin două lanțuri cinematice de la arborele principal 1 prin transmisie reglabilă 2 și de la diferențialul 5 și transmit prin intermediul șurubului conducător 3 o mișcare variabilă suportului 4 tot în diferențialul 5 se primește o a doua mișcare de la motorul 6.

Schimbarea frecvenței rotirilor motoarelor 6 și 8 se asigură de subansamblul 7 comandat fie de arborele principal cum este prevăzut în figură, fie de șurubul conducător, fie de o comandă numerică. (BREVET 772726 URSS)

#### 4.7 Strung pentru prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil.

În figura 4.9 este prezentată schema strungului pentru prelucrarea suprafețelor exterioare cu pas variabil, iar în figura 4.10 strungul pentru prelucrarea suprafețelor interioare cu pas variabil.

Strungul, conform figurii 4.9 se compune din următoarele organe de lucru: arborele principal 1 în care se fixează piesa 2, aceasta fiind acționată de către cutia de viteză 3.

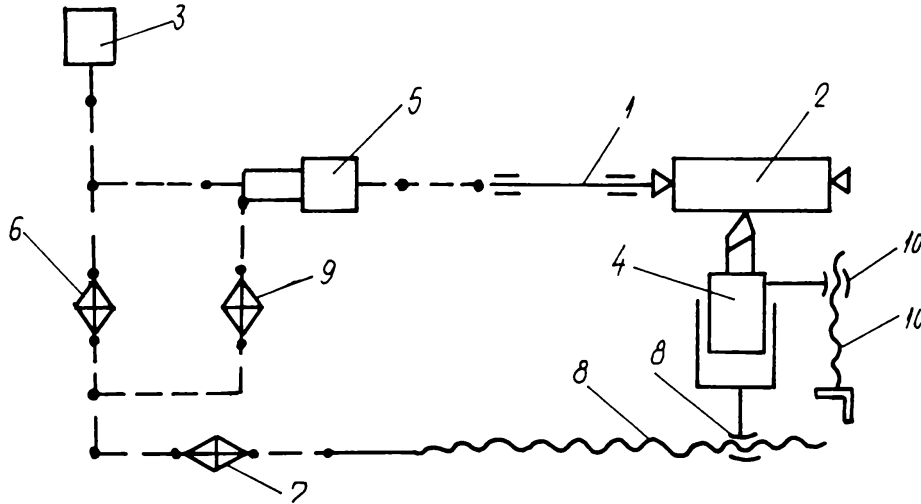


Fig. 4.9

Suportul transversal 4 poate servi la montarea unui portcuțit sau a unui cap de frezat. Acest suport este deplasat longitudinal de către mecanismul diferențial 5 care preia mișcarea suplimentară de la mecanismul 6 al schimbării pasului transmisia 7 și șurubul conducător 8.

Intrarea în mecanismul diferențial 5 de la mecanismul 6 se face prin intermediul transmisiei 9.

Pentru reglarea regimului de așchiere (deplasare radială a suportului 4) se folosește transmisia 10.

Mecanismul 6 al schimbării pasului este realizat sub aspectul unei acționări reglabile, exemplu: variator, riglă de copiat, camă, etc.

Comanda se realizează fie de la arborele principal fie la șurubul conducător.

Strungul are următoarea funcționare: arborele principal 1 primește mișcarea de rotație de la acționarea principală 3 prin intermediul mecanismului diferențial 5.

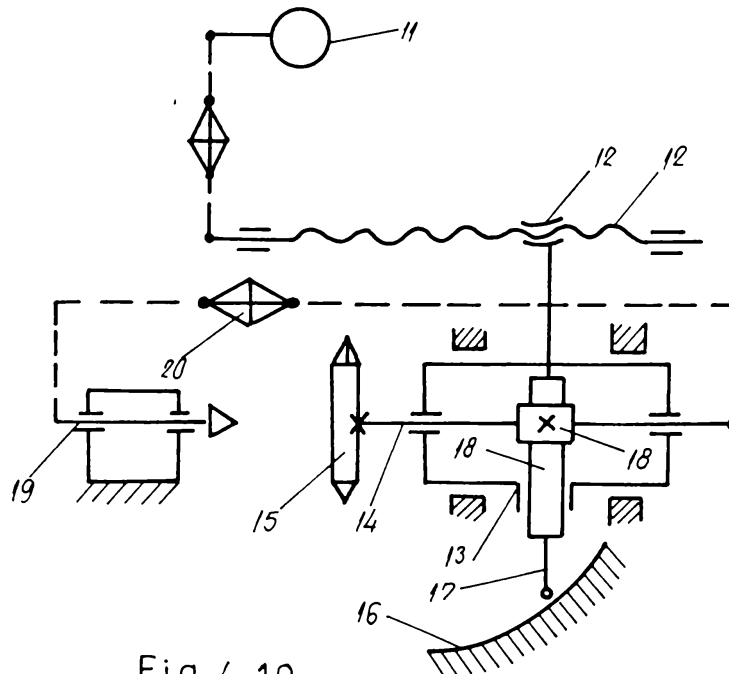


Fig. 4.10

Tot de la acțiunea principală 3 prin intermediul mecanismului de schimbare a pasului 6 și cutia de avansuri 7 este pus în mișcare șurubul principal 8 care antrenează într-o mișcare progresivă suportul 4 cu scula așchietoare.

În procesul prelucrării, poziția mecanismului 6 se modifică permanent, datorită acestui fapt suportul 4 are o mișcare cu viteză variabilă.

De la veriga condusă a mecanismului schimbării pasului 6 prin intermediul transmisiei 9 se imprimă o mișcare de rotație celui de al doilea element principal al mecanismului diferențial 5.

În aceste condiții, arborele principal 1 se rotește cu o viteză unghiulară astfel că în cazul măririi vitezei mișcării suportului 4 viteza unghiulară a arborelui principal 1 se micșorează, și invers în cazul micșorării suportului, viteza arborelui principal crește.

Correspondența între vitezele mișcării de rotație principale (de la acțiunea principală 3) și suplimentară (de la mecanismul 6) ale arborelui principal 1, se realizează prin transmisia 9.

La strungul pentru prelucrarea suprafețelor interioare cu pas variabil conform figurii 4.10, acțiunea principală 11 este legată cinematic de șurubul conducător 12 care antrenează în mișcare de lucru sania 13, care conduce broșa 14 cu capul de lucru 15.

Sania 13 și broșa 14, cinematic sunt legate între ele prin lanțul de tăiere, care conține mecanismul de schimbare a pasului (realizat de exemplu sub aspectul unei rigle de copiere 16) rigla 16, prin intermediul palpatorului 17 și a transmisiei 18 a cărui pinion este fixat pe broșa 14.

Strungul cuprinde deasemenea arborele principal 19 în care se fixează piesa de prelucrare.

Arborele principal 19 este legat cu pinionul 18 prin intermediul transmisiei 20 (liră cu roți de schimb) în felul acesta ieșirea mecanismului schimbării pasului este legată cinematic de cele două organe de lucru ale strungului: arborele principal și capul de lucru.

Strungul pentru prelucrarea suprafețelor interioare are următoarea funcționare: de la acțiunea principală 11 se imprimă o mișcare suportului 13 prin intermediul șurubului conducător 12, prin aceasta palpatorul 17 conducând cu rigla de copiat 16 imprimă pinionului 18 o mișcare de rotație variabilă broșei 14, iar de la ea prin lanțul cinematic cu transmisia reglabilă 20 arborelui principal 19; broșa 14 și arborele principal 19 se învârt în sensuri inverse.

Generarea canalelor elicoidale cu pas variabil rezultă ca urmare a mișcării progresive a saniei 13 și a rotirilor inegale a broșei 14 și a arborelui principal 19.

Viteza unghiulară a mișcării capului de lucru este egală cu suma vitezelor unghiulare a arborelui principal și a broșei.  
(BREVET 1047629 URSS)



#### 4.8 Strung pentru prelucrarea filetelor și canalelor cu pas variabil.

În figura 4.11 este prezentată schema structurală a "Strungului pentru prelucrarea filetelor și canalelor cu pas variabil".

Strungul în cauză are următoarea componență: arborele principal 1 care antrenează în mișcare de rotație piesa 2, căruciorul longitudinal 3 pe care glisează suportul port-cuțit 4 cu scula 5.

Scula așchietoare poate executa și o mișcare de rotație în jurul axei proprii care este perpendiculară pe axul arborelui principal, caz în care se pot efectua și operații de frezare.

Caruciorul 3 și arborele principal 1 sunt legate cinematic între ele prin lanțul de filetare, care conține: mecanismul 6 al schimbării pasului, mecanismul de reglare 7 (liră cu roți dințate sau cutie de avans).

Constructiv mecanismul schimbării pasului poate fi un variator, mecanism cu roți dințate eliptice, etc.

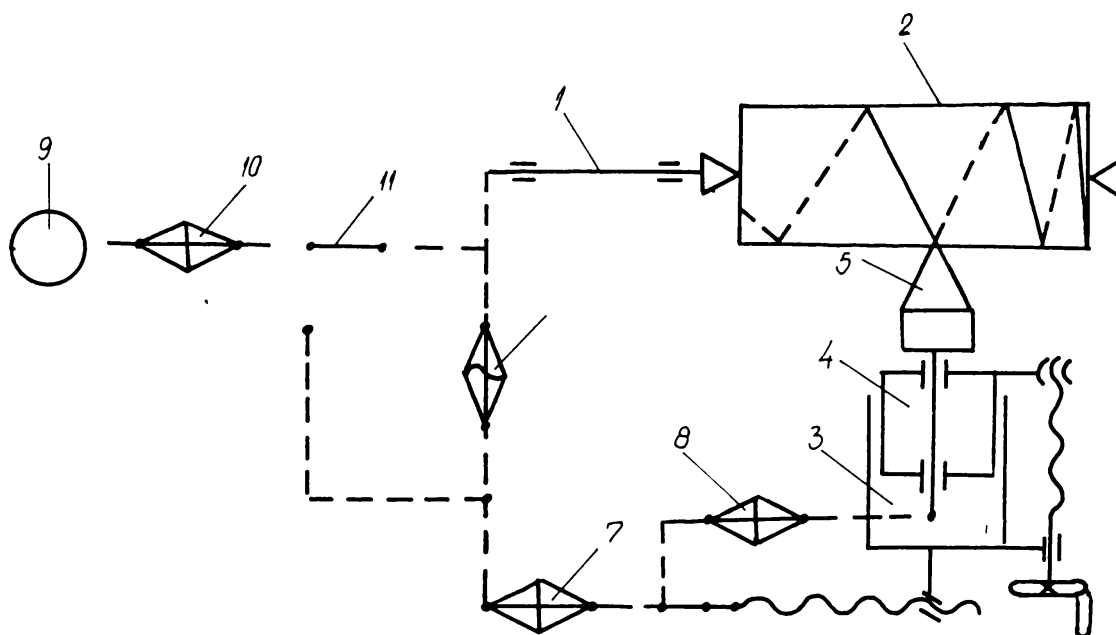


Fig. 4.11

Lanțul cinematic care antrenează în varianta frezării scula așchietoare are în componență mecanismul de reglare 8.

Pentru realizarea mișcării elicoidale între piesă și sculă servește acționarea realizată în exemplul de față în motorul 9 veriga reglabilă 10 (cutia de viteză).

Mecanismul 11 al comutării este destinat pentru cuplarea acționării elicoidale la diferite porțiuni ale lanțului cinematic în funcție de tipul prelucrării filet sau canale elicoidale.

Strungul lucrează în felul următor:

În prelucrarea canalelor de tipul filetelor cu pas variabil acționarea mișcării elicoidale prin intermediul mecanismului 11 se racordează la lanțul cinematic pe porțiunea dintre mecanismul 6 al schimbării pasului și arborele principal 1.

Prin cutia de viteze 10 se imprimă viteza de rotație arborelui principal 1 care este constantă; iar viteza deplasării căruciorului 3 este continuu variabilă după legea dată de

mecanismul 6 al schimbării pasului.

La prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil acționarea mișcării elicoidale prin comutatorul 11 se racordează pe porțiunea între mecanismul 6 și 7.

În acest caz arborele principal va avea o mișcare de rotație variabilă dată de legea mecanismului 6, iar căruciorul 3 va avea o mișcare constantă.

Urmare a legăturii cinematice a suportului sculei așchietoare 4 cu lanțul cinematic pentru tăierea canalelor elicoidale, concomitent cu rotirea arborelui principal 1 și deplasarea căruciorului 3 scula primește o mișcare de rotație continuă dată de veriga reglabilă 8 ceea ce asigură o poziție reciprocă întotdeauna perpendiculară între axa sculei și axa piesei.

Datorită acestui fapt la prelucrarea pe acest tip de strung golul filetelor și canalelor au întotdeauna o mărime constantă.  
(BREVET 992143 - URSS)

#### 4.9 Strung pentru prelucrarea filetelor și canalelor cu pas variabil.

Strungul pentru prelucrarea filetelor și canalelor cu pas variabil este înzestrat cu un mecanism de comutare fixat succesiv cu transmisia mișcării în spirală și cu posibilitatea unirii lui cu diferite părți ale lanțului cinematic de așchiere a spiralei între arborele principal și mecanismul de reglare a pasului în timpul prelucrării filetelor sau între mecanismul de schimbare a pasului și suport în timpul prelucrării canalelor.

În figura 4.12 este înfățișată schema structurală a strungului în cazul comutării transmisiei mișcării elicoidale (în spirală) la lanțul cinematic de așchiat filete pe porțiunea dintre arborele principal și mecanismul de schimbare a pasului.

În figura 4.13 este prezentată schema comutării transmisiei mișcării elicoidale de la lanțul cinematic de așchiere în timpul prelucrării canalelor cu pas variabil.

Strungul cuprinde arborele principal 1, piesa de prelucrat 2 și suportul port-cuțit 3.

În locul cuțitului se poate monta deasemenea un cap de frezat.

Arborele principal și suportul 3 sunt legate între ele prin lanțul cinematic de generare a spiralei ab care cuprinde mecanismul 5 de schimbare a pasului și mecanismul 6 de reglare.

Constructiv, mecanismul de reglare a pasului poate fi realizat sub forma unui variator.

Pentru acționarea arborelui principal și a căruciorului cu suportul port-cuțit în vederea generării elicei de către scula așchietoare, servește transmisia realizată de către veriga reglabilă 8 (cutia de viteză) și motorul 7.

Mecanismul 9 al comutării este destinat pentru racordarea transmișiei mișcării elicoidale la diferitele părți ale lanțului cinematic de generare a spiralei în funcție de tipul canalelor spirale de prelucrare.

#### Funcționarea strungului.

În cazul prelucrării canalelor în spirală de tipul filetelor cu pas variabil transmisia mișcării elicoidale prin intermediul mecanismului 9 al comutării se racordează la lanțul cinematic de generare a spiralei pe porțiunea dintre arborele principal 1 și mecanismul 5 al schimbării pasului (figura 4.12).

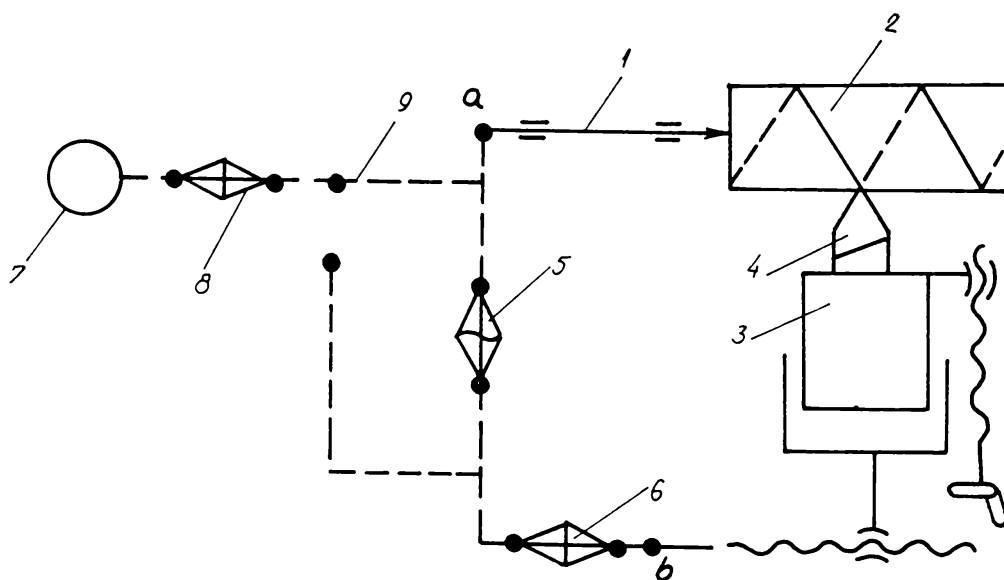


Fig.4.12

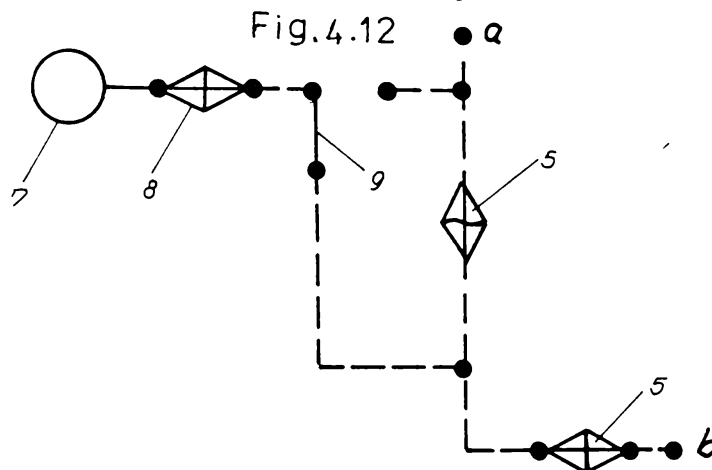


Fig.4.13

Cu ajutorul cutiei de viteze 8 se asigură elementele regimului de aşchiere, avansul şi turaţia.

În timpul aşchierii turaţia arborelui principal este constantă iar viteza de deplasare a căruciorului 3 se modifică continuu după legea transmisă prin mecanismul 5 de schimbare a pasului. Datorită acestui fapt pe piesa 2 se aşchiază un filet cu pas variabil.

În cazul prelucrării canalelor elicoidale cu pas variabil de tipul şnecurilor cu pas variabil transmisia mişcării elicoidale prin comutatorul 9 se racordează la lanţul cinematic de generare a spiralelor pe porţiunea dintre mecanismul 5 de schimbare a pasului şi căruciorul 3.

Pentru aceasta generarea canalelor se realizează cu o viteză constantă a deplasării căruciorului şi o turaţie variabilă a arborelui principal.

În felul acesta cinematica strungului prezentat facilitează realizarea a două modalităţi diferite de prelucrare a canalelor elicoidale dintre care unul efectiv la prelucrarea filetelor iar al doilea la prelucrarea şnecurilor cu pas variabil.

Datorită acestui fapt sunt asigurate condiţiile pentru o aşchiere productivă pentru toate posibilităţile tehnologice ale strungului. (BREVET 931338 - URSS)

#### 4.10 Agregat la strungurile de tăiat canale cu pas variabil.

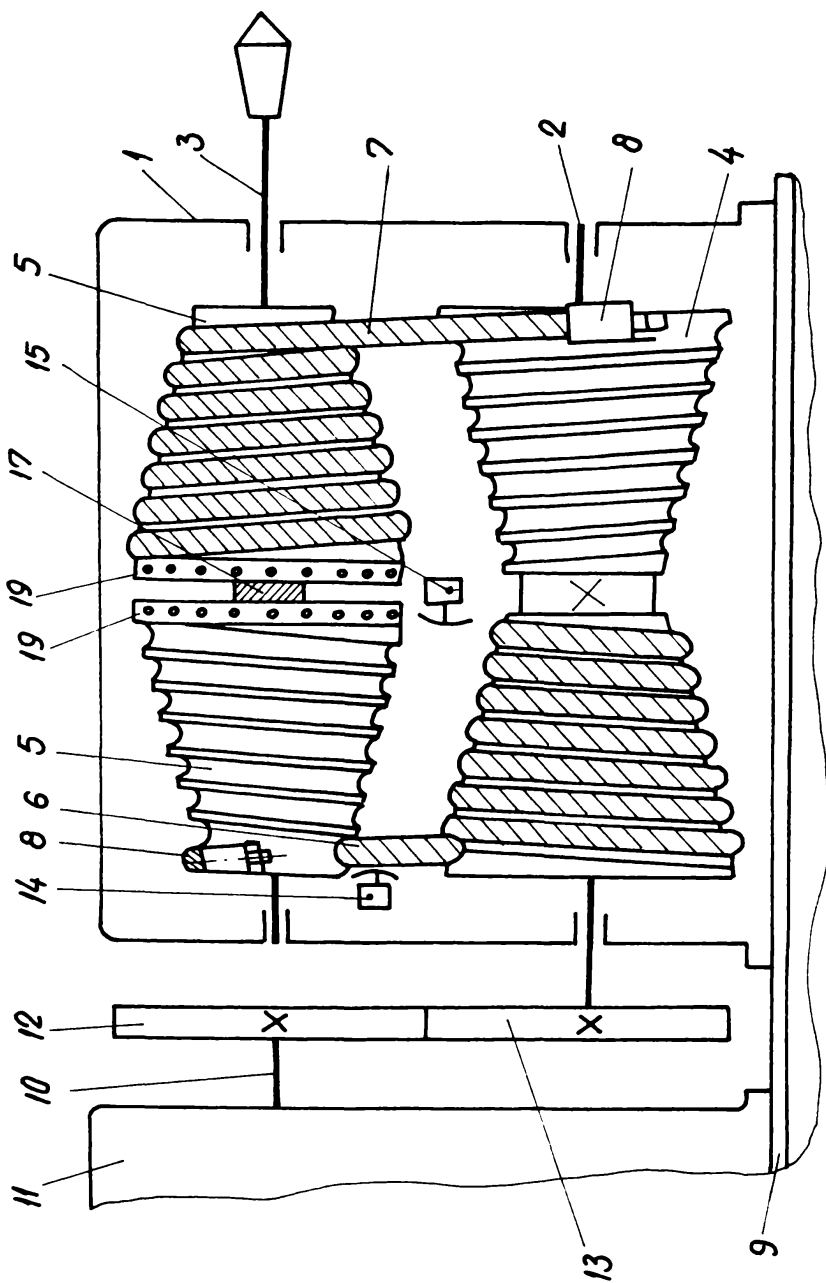


Fig. 4.14

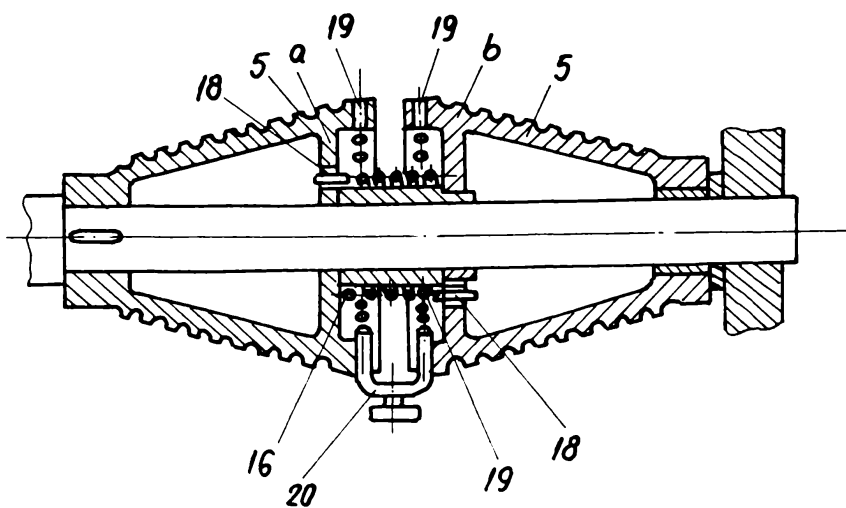


Fig. 4.15

În figura 4.14 este înfățișată schema constructivă a agregatului pentru realizarea pasului variabil, iar în figura 4.15 legarea părților cilindrului cu a jgheabului în spirală prin intermediul arcului.

Agregatul conține corpul 1 în care sunt lăgăruți pe rulmenți arborele 2 și arborele principal 3.

Pe arborele 2 este fixat tamburul cu jgheaburi în spirală 4. Pe arborele principal 3 este dispus cilindrul 5 tot cu canale în spirală a cărei parte stângă este fixată prin intermediul unui canal de pană, iar dreapta este liberă.

Cilindrul 4 și ambele părți ale cilindrului 5 sunt legate prin intermediul cablurilor 6 și 7, în acest caz cablurile și relativ canalele în spirală ale acestor cilindri au diferite direcții de răsucire.

Astfel o metodă de răsucire a cablurilor este asigurată în cazul înfășurării unuia, desfășurarea celuilalt și invers.

Pentru fixarea prealabilă a cablurilor 6 și 7 servesc dispozitivele 8.

Corpul 1 al agregatului este dispus pe batiul 9 al strungului. Arborele 2 este legat cinematic de arborele principal 10 al păpușii fixe a strungului prin intermediul roților dințate 12 și 13.

Pentru prevenirea ruperii sau lunecării cablurilor 6 și 7 de pe cilindri 4 și 5 se folosesc microîntrerupătoarele 14 și 15 introduse în instalația electrică a motorului strungului.

În șanțurile interioare a pereților a și b ai pereților cilindrului cu jgheaburi spirale 5 este dispusă bucușă 16 și arcul 17 ale cărui capete sunt introduse în orificiile 18 practicate în pereții a și b.

Arcul 17 este un arc de torsiune.

La extremitatea dinspre arc a cilindrilor 5 sunt practicate găuri radiale 19 în care se poate introduce cheia 20 care asigură blocarea cilindrului 5 dreapta, ceea ce este necesar pentru montarea cablurilor și fixarea lor pe cei doi cilindri 4 și 5.

Cu ajutorul cheilor 20 introduse în orificiile 19 se asigură tensiunea necesară în arcul 17 pentru întinderea cablurilor 6 și 7 pe cilindri 4 și 5.

După înfășurarea cablurilor și tensionarea prealabilă a acestora se scoate cheia 20.

Pentru scoaterea cheii din orificiile 19 este necesar să se producă o înfășurare suplimentară nesemnificativă a arcului 17 până când cheia poate fi extrasă.

Apoi piesa de prelucrat se fixează în arborele principal 3 al agregatului prin intermediul agregatului 12-13 se transmite la arborele 2 prin intermediul cablurilor 6 și 7.

În cazul înfășurării în procesul de lucru de pe un cilindru pe altul arcul de torsiune 17 asigură pe tot parcursul înfășurării cablurilor 6 și 7 o tensiune constantă în decursul unei perioade lungi de lucru a agregatului, indiferent de procesul inevitabil de întindere a cablurilor.

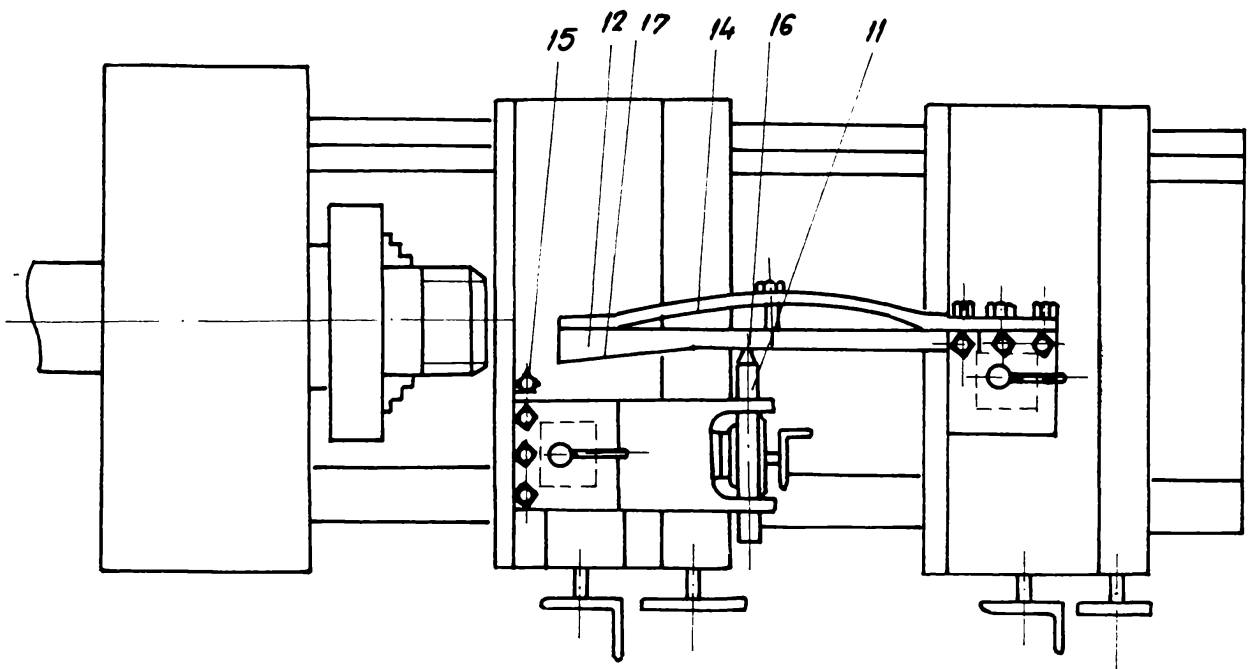
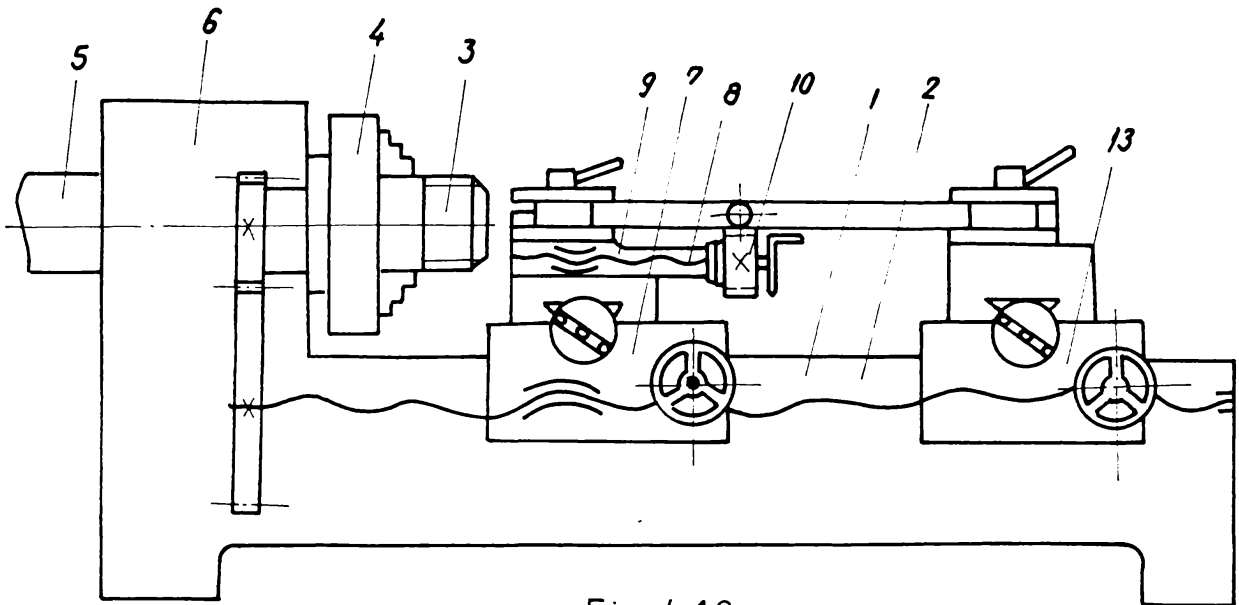
În timpul tăierii suprafețelor cu canale lucrează cablul 6 partea stângă a cilindrului 5 fixată pe arborele 3, iar în cazul mersului în gol când scula așchietoare este retrasă și mecanismul se învârtă în gol lucrează cablul 7, pentru aceasta slăbirea tensiunii prin arcul 17 nu are influență asupra exactității pasului suprafețelor cu canale. (BREVET 1038124 - URSS)

#### **4.11 Strung pentru tăierea filetelor cu pas variabil.**

Strungul pentru tăierea filetelor cu pas variabil prezentat în figurile 4.16 și 4.17 are următoarele părți componente: 1 batiul, 2 șurub conducător, 3 piesa de prelucrat care este fixată în universalul 4, 5 arborele principal, 6 păpușa fixă.

Pe căruciorul strungului 7 este fixată sania longitudinală 8 cu șurubul conducător 9. solitar cu pinionul 10.

Palpatorul 11 care urmărește cama 12 care este fixată pe căruciorul suplimentar 13.



Cama 12 este fixată pe căruciorul suplimentar 13 prin intermediul unui element elastic 14.

În suportul port-cuțit este prins cuțitul 15. Palpatorul 11 are un vârf de urmărire 16 care urmărește partea profilată a camei 17 (12) care are un profil special.

#### Funcționarea strungului

Prin rotirea arborelui principal 5 cu universalul 4 și piesa de prelucrat 3 prinsă în el, căruciorul principal 7 antrenat în mișcare de translație, antrenat de șurubul conducător 2 se deplasează împreună cu suportul port-cuțit și cuțitul 15 efectuând tăierea filetului.

Dacă, cama 12 nu este în contact (partea activă 17) cu vârful 16 al palpatorului 11 atunci se taie un filet obișnuit cu pas constant.

Dacă cama 12 este fixată în poziție de lucru deci în contact cu vârful 16 al palpatorului 11 atunci partea activă a camei (17) transmite palpatorului 11 o mișcare transversală. Palpatorul având o parte danturată (sub formă de cremalieră) antrenează pinionul 10 care la rândul lui fiind solidar cu șurubul conducător 9 al saniei longitudinale 8 îi imprimă acesteia o deplasare suplimentară ce facilitează mișcarea suportului port-cuțit cu un pas variabil și deci așchierea filetului piesei de prelucrat cu un pas variabil.

Datorită legăturii elastice dintre șurubul conducător al saniei longitudinale și batiul strungului se produc următoarele fenomene: cu cât este mai dur materialul piesei de prelucrat cu atât mai mult forța de așchiere se transmite de la cuțit prin piulițe și șurubul conducător al saniei longitudinale care sunt realizate fără autofrânare; și cu atât mai puternic presează elementul elastic 14 al camei.

Astfel, în felul acesta se modifică unghiul de înclinare a suprafeței active a camei la ceea ce duce la mișcarea pasului filetului pe seama mișcării suplimentare a suportului port-cuțit (saniei longitudinale).

Cu cât este mai moale materialul de prelucrat, cu atât mai puțin forța de așchiere se transmite la palpator și la șurubul conducător, înclinarea suprafeței de lucru a camei se mărește, ceea ce duce la creșterea pasului filetului. (BREVET 931337 - URSS)

#### **4.12 Dispozitiv pentru prelucrarea prin așchiere a suprafețelor elicoidale cu pas variabil.**

Dispozitivul, în scopul realizării unei variații a pasului, introduce în lanțul cinematic dintre șurubul conducător și arborele portpiesă un mecanism, a cărui mișcare rectilinie alternativă, transformată în mișcare de rotație cu ajutorul unei cremaliere este însumată prin intermediul unui mecanism diferențial cu mișcare de rotație de viteză constantă, realizând la arborele portpiesă o mișcare de rotație variabilă.

Dispozitivul, se compune dintr-un mecanism de acționare 1, prevăzut cu un arbore de ieșire 2, pe care se găsește montat un melc 3, care acționează o roată melcată 4. Roata melcată 4 este solidară cu o bielă 5, articulată cu o culisă 6 care glisează pe o tijă 7 solidară cu o cremalieră 8. Piesele 5, 6, 7, 8 transformă mișcarea de rotație uniformă a roții melcate 4 într-o mișcare de translație a cremalierei 8 cu viteza variabilă. Cu cremaliera 8 se angrenează un pinion 9 solidar cu un melc 10, care antrenează o roată melcată 11 solidară cu un mecanism diferențial 12, prevăzut cu un ax de ieșire 13, care servește și la susținerea piesei de executat și care va avea o viteză de rotație variabilă.

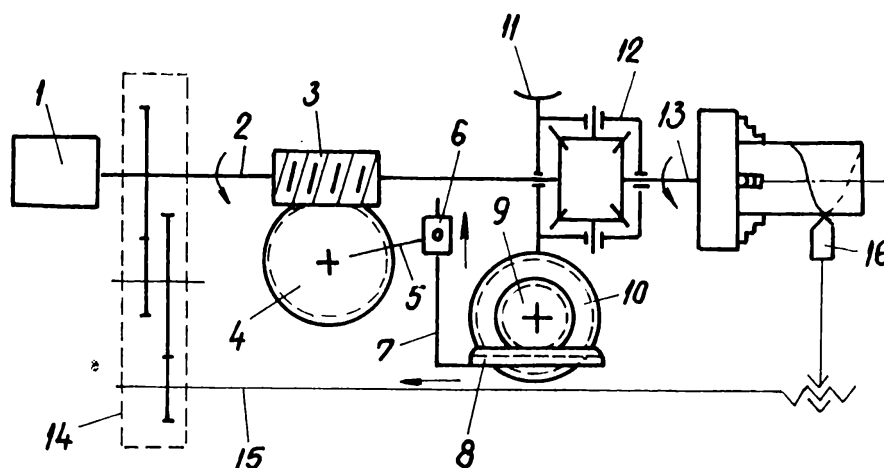


Fig.4.18

Pentru funcționarea corectă a mecanismului, raportul de multiplicare al reductorului format din piesele 3 și 4 se alege astfel ca întreg numărul de rotații necesar pentru executarea unei piese să poată fi acoperit de o deplasare unghiulră minimă (circa 10 grade) a roții melcate 4. Mecanismul este completat printr-un lanț cinematic secundar format dintr-un mecanism de transmisie 14, care realizează legătura dintre mecanismul de acționare 1 și șurub conducător 15, care imprimă unei scule 16 o mișcare uniformă de translație.

Dispozitivul prezintă următoarele avantaje:

- permite realizarea unei game largi de suprafețe elicoidale cu pas continuu variabil;
- permite alegerea parametrilor de variație a pasului înainte de începerea prelucrării;
- prelucrarea se realizează fără intervenția cu lanțul cinematic în timpul prelucrării piesei;

- prin utilizarea unui lanț cinematic închis se obțin suprafețele reproductibile.

1. Dispozitiv pentru prelucrarea suprafețelor elicoidale cu pas variabil, caracterizat prin aceea că este compus dintr-un mecanism a cărui mișcare rectilinie alternativă este transformată în mișcare de rotație cu ajutorul unei cremaliere (8) și este însumată prin intermediul unui mecanism diferențial (12) cu mișcarea de rotație cu viteză constantă dată de mecanismul de acționare (1) realizând la arborele portpiesă (13) o mișcare de rotație variabilă.

2. Dispozitiv caracterizat prin aceea că, în scopul realizării unei mișcări de rotație variabile, între arborele de ieșire (2) al mecanismului de acționare (1) și arborele portpiesă (13) se intercalează un lanț cinematic format dintr-un melc (3) și o roată melcată (4) servind la demultiplicarea turației arborelui de ieșire (2), bielă (5), cilisă (6) și tija (7) solidară cu cremalierea (8) și mecanismul diferențial (12), care prin intermediul pinionului (9) solidar cu un melc (10), care acționează o roată melcată (11) solidară cu mecanismul diferențial (12) însumează la mișcarea de rotație constantă a arborelui (2) mișcarea de rotație cu viteză variabilă a pinionului (9). (BREVET România 72945)

#### 4.13 Strung pentru prelucrarea canalelor în spirală.

În figura 4.19 este înfățișată schema structurală a strungului pentru prelucrarea canalelor în spirală.

Strungul conține: arborele principal 1, piesa de prelucrat 2, căruciorul longitudinal 3, pe ale cărui ghidaje se deplasează sania transversală 4. Pe sania transversală 4 este montat capul de frezare sau de rectificat 5. În cap este montată broșa 6 pe care se montează scula 7 care poate fi o freză sau un disc abraziv.



Strungul este echipat cu o comandă numerică care coordonează mișcările principalelor lanțuri cinematice: transmisia 8 a rotirii arborelui principal 1, transmisia 9 a șurubului conducător pentru deplasarea longitudinală a căruciorului 3, transmisia 10 a șurubului transversal ce coordonează deplasarea transversală a saniei 4, transmisia 11 a rotirii capului 5 în jurul axei de rotație și transmisia 12 a rotirii broșei 6.

Coordonarea mișcărilor se face de la sistemul de comandă numerică 13.

Strungul, în afara prelucrării canalelor elicoidale pe piese cilindrice mai are și următoarele disponibilități tehnologice:

- prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil la piese cilindrice;
- prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil la piese conice;
- prelucrarea canalelor elicoidale pe piese conice;

Fiecare din aceste posibilități poate fi realizată în două variante: cu adâncime constantă a canalului și cu adâncime variabilă a canalului.

Arborele principal 1 împreună cu piesa de pelucrat 2 primește o mișcare de rotație B 2 de la transmisia 8.

În același timp de la transmisiile 9 și 10 scula 7 primește o deplasare liniară, longitudinală  $\pi$  3 și una transversală  $\pi$  4 (de la cele două șuruburi longitudinal și transversal) care asigură împreună cu mișcarea de rotație B 1 o mișcare în spirală corespunzătoare sculei și respectiv pieselor.

Deplasarea longitudinală  $\pi$  3 a căruciorului longitudinal 3, și rotirea B 2 a piesei sunt legate între ele așa încât în timpul unei rotații a piesei căruciorului 3 se deplasează de-a lungul axului.

Pentru stabilirea avansului care rezultă la sculă în lungul axului principal turația arborelui principal 1 și piesa 2 se efectuează cu o viteză unghiulară reglabilă.

Corespunzător deplasare  $\pi$  3 a căruciorului 3 se realizează cu o viteză reglabilă cu păstrarea raportului arătat între mișcări. Deplasarea transversală  $\pi$  4 a saniei transversale 4 este dependentă de rotirea B 2 a arborelui principal 1 în concordanță cu modificarea formei secțiunii transversale a piesei 2.

Unghiul de înclinare a canalelor elicoidale tăiate pe piesele necilindrice (conice) se modifică permanent în corelație cu modificarea secțiunii transversale a piesei. În aceste condiții concomitent cu mișcările enumerate pentru orientarea sculei după direcția canalelor elicoidale, capului 5 de la transmisia 11 i se imprimă o mișcare de rotație continuă B 5 în jurul axei proprii, axă perpendiculară pe axa arborelui principal 1.

Această rotație a capului 5 funcțional este legată de rotirea arborelui principal 1 în așa fel încât indiferent de mărimea unghiului de înclinare a canalelor elicoidale planul de rotație al sculei este tangent cu traiectoria mișcării lui elicoidale relative.

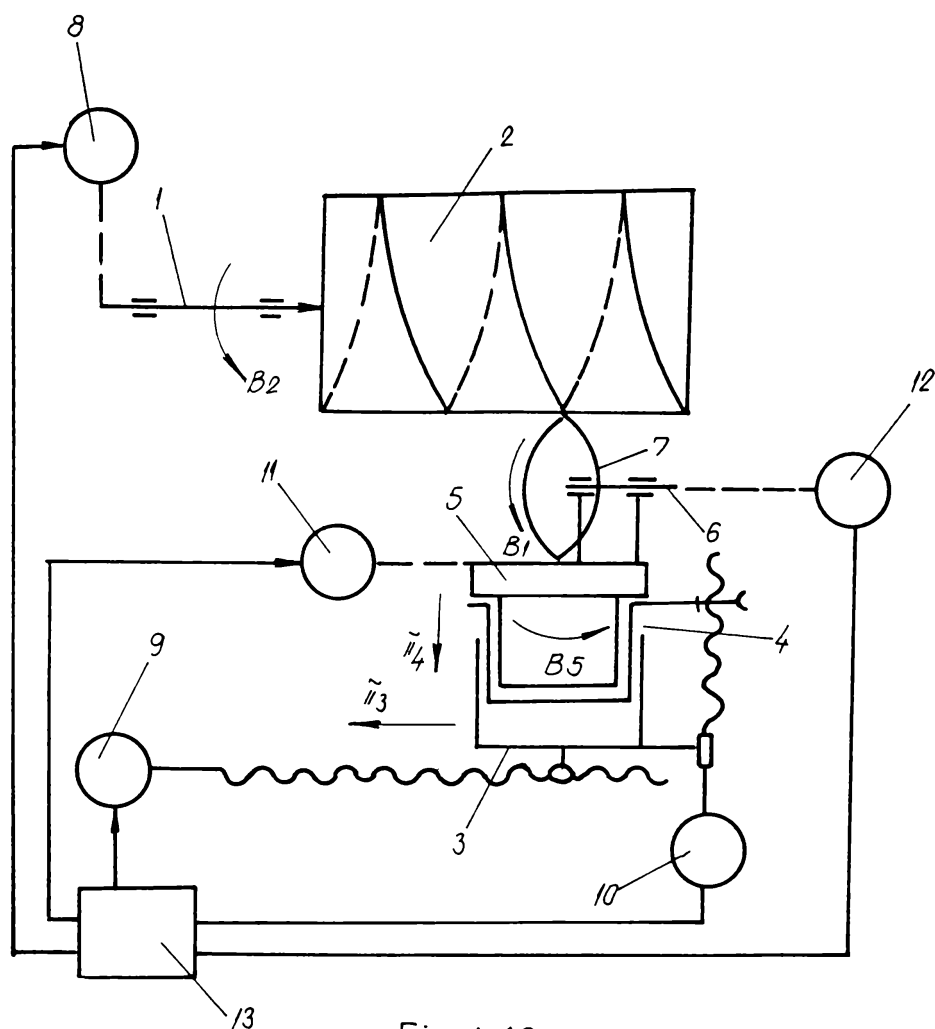


Fig.4.19

Dependența între mișcările  $B_1$ ,  $B_2$ ,  $B_5$  și  $\pi_3$ ,  $\pi_4$ ,  $\pi_5$ , se asigură prin sistemul de comandă numerică 13.

Analog lucrează strungul în cazul prelucrării canalelor elicoidale cu adâncimea constantă și variabilă, atât pentru piese cilindrice cât și pentru piese conice.

Prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil la piesele cilindrice și conice se realizează cu ajutorul capului 5, iar pentru varianta adâncimii variabile a canalelor se folosește și transmisia 10. (BREVET 1000192 URSS)

#### 4.14 Cuplarea în avans la o unitate de comandă numerică pentru o mașină - unealtă.

Invenția va fi explicată mai detaliat pe baza desenelor anexate. Aceste figuri reprezintă:

Fig. 4.20 Schema bloc ce reprezintă o unitate de comandă numerică pentru un strung.

Fig. 4.21 Schema bloc ce reprezintă un exemplu de generator de lucru într-o unitate de comandă numerică pentru mașini-unelte.

Fig. 4.22 Schema bloc ce reprezintă o unitate de comandă numerică preluată folosită la descrierea unui alt exemplu de lucru a generatorului conform invenției.

Fig. 4.23 O schemă bloc ce reprezintă un alt exemplu de realizare a unui generator conform invenției.

Fig. 4.24 Reprezentări grafice ce ilustrează relația dintre viteza unei părți a mașinii

ce trebuie comandată și poziția părții mașinii.

Pentru a înțelege mai bine invenția vom descrie pe scurt pe baza figurii 4.20 un sistem de tăiere a filetului cu ajutorul unui strung cu comandă numerică.

Semnalele de comandă care reprezintă pasul  $F_0$  a unei spire de filetat și lungimea  $L$  a unei părți prevăzute cu filet sunt memorate într-un registru 2 printr-un aparat de citire cu bandă 1. Conținutul registrului și un impuls de ieșire  $N$  de la un generator de impulsuri 11 care e cuplat direct la axul principal 13 al strungului, sunt transmise unui generator 3 în timp ce acest generator 3 produce un semnal local  $P$  succesiv, care se modifică odată cu pasul dat de semnalul de comandă la fiecare rotație a axului principal 13.

Un detector de poziție (10) localizează poziția unui suport sau a saniei portcuțit (9) a strungului și produce astfel un semnal de ieșire  $B$ .

Semnalul local  $P$  este comparat cu semnalul de ieșire  $B$  într-o unitate aritmetică și diferența  $P-B$  este transformată într-un semnal analog (5) adică se transformă într-o tensiune. Această tensiune este transmisă unei unități de comandă a motorului (6) pentru comandarea unui servomotor (7) care la rândul său acționează un ax de înaintare (8) și corespunzător suportul (9).

Dacă se rotește axul (8) se modifică semnalul de ieșire  $B$  al detectorului de poziție (10).

Astfel sistemul de tăiere al filetului se modifică în așa fel încât diferența  $P-B$  este tot timpul în așa fel reglată încât să fie 0.

Invenția de față se referă la îmbunătățirea sistemului descris mai sus prin crearea unui generator în unitatea de comandă numerică.

În figura 2 s-a reprezentat un exemplu de realizare a generatorului conform invenției care se utilizează la sistemul descris mai sus.

Generatorul are un registru (31) care conține un semnal  $H$  pentru modificarea pasului/pas și produce un semnal de ieșire pentru mici modificări de pas/pas  $\Delta H = H/N$  (dacă  $N$  este egal cu nr. impulsurilor generate de generatorul de impulsuri 11).

Generatorul mai conține o unitate aritmetică (32) la care vine mica modificare a pasului  $H$  printr-un circuit-poartă (36) care deschide numai atunci când generatorul de impulsuri (11) produce semnalul de ieșire și dacă registrul (33) primește semnalul de ieșire al unității aritmetice (32). Conținutul  $X$  al registrului (33) este reconduc la unitatea aritmetică (32) astfel formându-se un circuit-bucă închis. Unitatea aritmetică (32) și registrul (33) formează un acumulator (301).

Registrul (33) primește inițial semnalul de comandă ce reprezintă pasul filetului  $F_0$  și generează o mică modificare a pasului filetului  $\Delta X = X/N$ .

Generatorul mai conține o unitate aritmetică (34) căreia îi parvin modificări ale pasului filetului  $X$  printr-un circuit-poartă (37) care deschide numai atunci când generatorul de impulsuri (11) produce semnalul de ieșire și dacă registrul (35) primește semnalul de la unitatea aritmetică (34). Conținutul  $P$  în registrul (35) este condus înapoi la unitatea aritmetică (34) formându-se astfel un circuit-bucă închis.

Unitatea aritmetică (34) și registrul (35) formează un acumulator. Registrul (35) înmagazinează la început un semnal de ieșire de la detectorul de poziție (10), adică un semnal care reprezintă poziția la un moment dat a suportului iar conținutul său  $P$  reprezintă o valoare pentru poziția următoare, la care se va deplasa suportul.

Motorul de funcționare al sistemului organizat, descris mai sus, este următorul:

Dacă se pun în funcțiune unitatea de comandă și strungul pentru a tăia un filet al cărui pas crește, atunci se rotește axul principal (13) și generatorul de impulsuri (11) generează impulsuri pentru a deschide porțile (36) și (37).

Drept rezultat se transmite mica modificare a pasului  $H$  de la registrul (31) la unitatea aritmetică (32), se prelucrează pentru producerea conținutului  $X$  al registrului (33), conținutul  $X$  la început fiind egal cu pasul  $F_0$ .

Mica modificare a pasului  $\Delta X$  de la registrul (33) este transmisă prin circuitul-poartă

(37) care este deschis spre unitatea aritmetică (34) care produce conținutul P în registrul (35) prin operații aritmetice. Conținutul P este transmis la unitatea aritmetică (4).

Intotdeauna când este produs un astfel de impuls de către generatorul de impulsuri (11) prin rotirea axului principal (13), crește conținutul registrului (33) cu  $\Delta H$  și conținutul registrului (35) cu  $\Delta X$ .

După producerea de N impulsuri de către generatorul de impulsuri (11), adică după o rotație a axului principal, conținutul acestor registre este, după cum urmează:

Registrul 31.....H (neschimbat)

33..... $X = F_o + H$

35..... $P = B_o + F_o + H$

După două rotații ale axului principal, conținutul registrelor este:

Registrul 31.....H (neschimbat)

33..... $X = F_o + 2H$

35..... $P = B_o + F_o + H + F_o + 2H$

După M rotații ale axului principal vom avea:

Registrul 31.....H (neschimbat)

33..... $X = F_o + MH$

35..... $P = B_o + MF_o + \sum iH$

Astfel conținutul registrului calculatorului 302 are funcțiile filetului al cărui pas crește progresiv.

Astfel sistemul patentat poate tăia un filet la care pasul crește cu H.

Cele descrise mai sus se referă la un filet cu pasul în creștere dar procedeul poate fi folosit și la filete cu pas descrescător. În acest caz sau în cazul în care modificările de pas alternează, se schimbă semnul egalităților prezentate mai sus.

În acest mod, cu ajutorul invenției se pot tăia filete cu pas variabil, ceea ce până acum părea foarte dificil.

Pentru a ajunge la înțelegerea unui alt punct de vedere al invenției se descrie cu ajutorul figurii 4.22 un sistem numeric de comandă și o mașină unealtă comandată de un astfel de sistem.

O valoare numerică A, poziției finale A a unei scule ce trebuie comandată, de exemplu a unui suport sau a unei sănii (9), se transmite prin intermediul unui aparat de citit banda 1 unui registru 2. Cu ajutorul unui semnal de ieșire P, care fixează poziția următoare la care trebuie mișcat suportul (9). Pe de altă parte un detector de poziție (10) care este cuplat cu axul de avans (8) al suportului (9) produce un semnal de ieșire care reprezintă poziția momentană B a suportului.

În cazul în care suportul (9) se mișcă rapid din poziția momentană B spre poziția finală A semnalul de ieșire P al generatorului (13) se fixează inițial pe valoarea care reprezintă poziția B dar conține o valoare finală care reprezintă poziția A. Aceasta înseamnă că semnalul P se modifică astfel încât viteza de avans a suportului să fie accelerată, să fie menținută constantă și să fie frânată.

Semnalul de ieșire P se compară cu semnalul de ieșire B a detectorului de poziție (10) într-o unitate aritmetică (4), diferența (H-B) dintre cele două fiind produsă sub forma unor valori digitale. Această valoare digitală este transformată într-un semnal analog, adică într-o tensiune într-un transformator digital-analog (5). Această tensiune se aplică unei unități de comandă (6) a motorului pentru comanda unui servomotor (7). Drept rezultat axul pentru avans (8) este rotit de servomotorul (7) comandând astfel suportul (9) în timp ce semnalul de ieșire B al detectorului de poziție care este cuplat direct la axul de avans (8) se modifică astfel încât diferența (P-B) este astfel reglată încât se apropie de valoarea 0.

La acest mod de funcționare se obține cea mai simplă schimbare a semnalului de ieșire P al generatorului 3, dacă viteza suportului 9 crește momentan (instantaneu) la valoarea V în poziția B și cade instantaneu la valoarea 0 în poziția A, așa cum se poate vedea în figura 4.24a. Are însă avantajul față de un sistem mecanic și un sistem de

servomecanism, că viteza de înaintare a suportului poate fi reglată prin accelerare sau frânare după cum se vede în figura 4.24b.

Figura 4.23 este un alt exemplu de realizare a unui sistem de comandă a avansului dintr-o unitate numerică de comandă.

Generatorul conține o unitate 431 pentru reglarea unui gradient sau a unei accelerări sau a unei măsurări (numită în continuare "unitate de reglare a gradientului"). În această unitate 431 se fixează o valoare constantă  $V$  și e condusă la o unitate poartă 432 care e deschisă numai atunci când i se aplică un semnal de deschidere de poartă.

Pe de altă parte se fixează o valoare numerică  $V$  printr-o unitate de reglare a vitezei maxime 433. Această valoare  $V$  e condusă la o unitate 434 pentru a fi verificat, dacă suportul (9) se află într-un domeniu de accelerare (numită în continuare "unitate de comandă a accelerației 434").

Acestei unități 434, se compară valoarea  $V$  cu un conținut  $V$  al unui registru 301 care va fi descris mai târziu, pentru a stabili dacă suportul se află în domeniul de accelerare.

După aplicarea unei comenzi suplimentare, unitatea 434 produce un semnal de ieșire care este transmis la 432.

Generatorul mai conține o unitate 435 care indică dacă suportul 9 se află în domeniul de frânare (numită în continuare "unitate de comandă pentru frânare 435").

Această unitate 435 primește semnale C și D care vor fi descrise în continuare:

După aplicarea unui semnal de substracție acestei unități, unitatea 435 produce un semnal de ieșire care e condus la circuitul de poartă pentru a-l deschide.

Dacă s-a deschis astfel poarta 432, valoarea  $V$  este adusă la o unitate aritmetică 436.

Semnalele de comandă de aditie și semnalul de comandă de substracție nu sunt aplicate numai circuitului poartă 432 ci și unei unități aritmetice. Astfel unitatea aritmetică 436 este astfel concepută încât dacă i se aplică aceste semnale de comandă se acordă prioritate semnalului de substracție; adică se execută mai întâi operația de substracție.

Unitatea aritmetică 436 este legată la un registru 437 a cărui conținut  $\Delta V$  e retransmis unității 436 formându-se astfel o buclă închisă. Astfel unitatea aritmetică 436 și registrul 437 formează registrul 301.

Conținutul  $\Delta V$  e transmis și unității 438 și unei unități de comandă a accelerației 434. Unitatea aritmetică 438 este legată la registrul 439 a cărui conținut  $P$  este condus la unitatea aritmetică 438, formându-se astfel o buclă închisă. Astfel este format registrul 302.

Conținutul  $\Delta V$  al registrului e stocat în registrul 302 în timp ce conținutul registrului 302 este condus unității aritmetice 4.

Fiecare registru 437 și 439 are o capacitate care este suficient de mare pentru a memora semnalul de comandă maxim  $A$ .

Se presupune că valoarea  $\Delta V$  programată astfel în generator nu poate trece din unitatea 431 prin circuitul poartă 432 pentru că acesta este închis, conținutul  $\Delta V$  al registrului 437 rămâne neschimbat și că valoarea reglării suportului  $B$  care inițial a fost fixat e memorat în registrul 439. În aceste condiții conținutul  $P$  al registrului 439 se modifică cu  $\Delta V$  la fiecare rotire a registrului. Această valoare  $\Delta V$  va determina viteza de înaintare a suportului.

În cazul în care suportul înaintează cu viteză maximă  $\Delta V = \Delta V_{\max}$  și este necesar să se regleze această valoare  $\Delta V$  prin unitatea de 433 pentru a fi condusă la unitatea de accelerare 434.

Dacă pe partea cealaltă a registrului 437 avem valoarea 0, atunci și valoarea  $V$  va fi 0. În acest caz condiția registrului 439 va rămâne neschimbată și conținutul  $P$  va rămâne tot neschimbat.

În unitatea de comandă a accelerației 434 sunt comparate  $\Delta V_{\max}$  și  $\Delta V$  și ca rezultat se emite semnalul de comandă de la această unitate, dacă  $\Delta V_{\max} > \Delta V$ , se deschide circuitul poartă 432 și unitatea aritmetică 436 este pregătită pentru operația de aditie.

Dacă s-a efectuat reglarea funcționării vitezei de înaintare a suportului în aceste

condiții, crește conținutul registrului 437 cu  $V$  la fiecare rotație a registrului, adică conținutul  $V$  al acestuia crește treptat la  $\eta V$ .

Drept rezultat crește conținutul  $P$  al registrului 439 odată cu creșterea vitezei în timp ce suportul este accelerat. Această accelerare se continuă încă, când  $V$  atinge valoarea  $V$  pentru a închide circuitul poartă 432.

Când  $\Delta V$  atinge valoarea  $\Delta V_{\max}$  se încheie colectarea în registrul 437 și conținutul său este  $\Delta V_{\max}$ . Astfel se modifică conținutul registrului 439 cu o viteză constantă și astfel suportul înaintează cu viteză constantă.

Dacă suportul este mișcat într-un domeniu în care ar trebui să se miște încet să emită semnalul de comandă de subtracție de la unitatea 435. Corespunzător se deschide circuitul poartă 432 și unitatea aritmetică 436 este pregătită pentru operația de subtracție. Ca rezultat conținutul  $\Delta V$  al registrului 437 scade succesiv cu  $\Delta V_T$  și semnalul de intrare al registrului 302 scade deasemenea. Aceasta înseamnă că, conținutul  $P$  al registrului 439 frânează mișcarea suportului.

La acest mod de lucru este important să precizăm de la ce poziție a suportului să înceapă domeniul de măsurare. Ar putea apare momente când viteza de înaintare a suportului trebuie modificată de la accelerare la frânare, așa cum s-a ilustrat în fig. 4.24.

Tinând cont de acest fapt se descriu condițiile domeniului de măsurare.

1. În cazul fig. 4.24b gradientii  $V_t$  ale accelerației și frânării sunt aceiași.

Datorită gradientilor egali distanța  $E$  de înaintare accelerată este egală cu distanța  $C$  de înaintare frânată. Din această cauză momentul începerii frânării coincide cu momentul în care distanța  $D$  între poziția anterioară  $B$  și poziția "te1"  $A$  este egală cu distanța  $E$ . În acest moment începe frânarea.

2. În cazul fig. 4.24c distanța dintre poziția de pornire  $B$  și  $A$  este relativ scurtă.

În acest caz trebuie frânat înainte ca accelerația să ajungă la capăt. Asemănător ca în cazul fig. 4.24b momentul începerii frânării coincide cu momentul în care distanța de înaintare accelerată  $E$  este egală cu distanța de înaintare frânată.

Din descrierea făcută mai sus se poate vedea că partea generatorului de funcționare pentru comanda vitezei suportului sau a sculei care trebuia comandată este prevăzută cu registre de calcul, dintre care primele registre preiau ca semnal de intrare o valoare numerică pentru determinarea unui gradient pentru accelerare și frânare; influențează adiția și subtracția acestei valori numerice și transmite conținutul operației de adiție și subtracție celui de-al doilea registru. Astfel accelerația și frânarea sculei sau suportului se poate face lin, ceea ce are ca rezultat faptul că scula poate fi manevrată ușor fără șocuri.

(BREVET 2313707 R.F.G.)

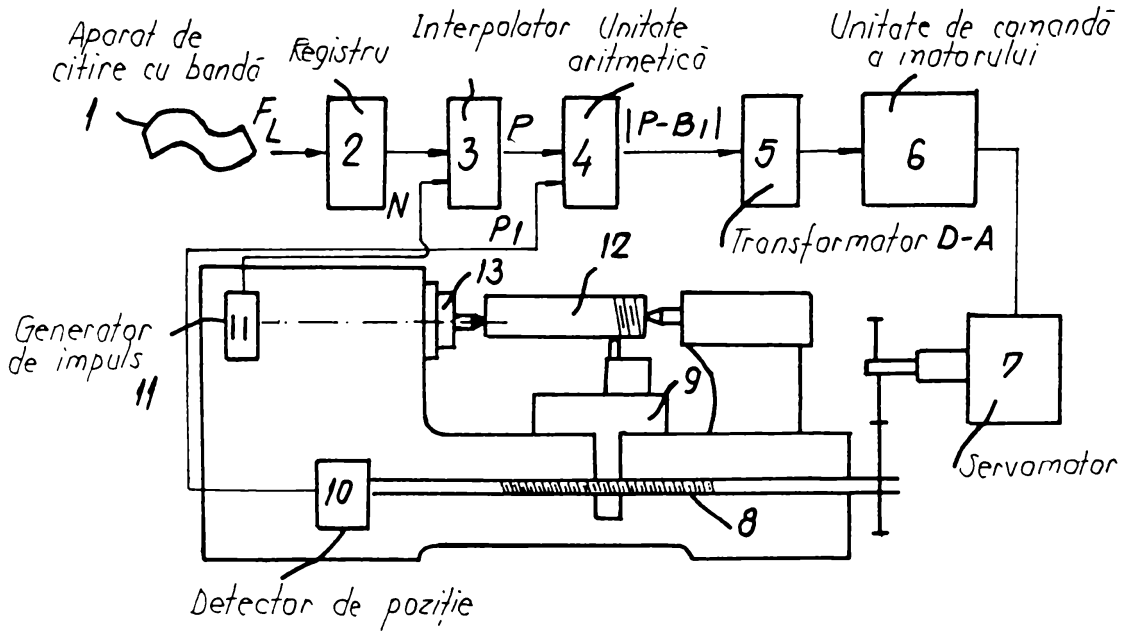


Fig.4.20

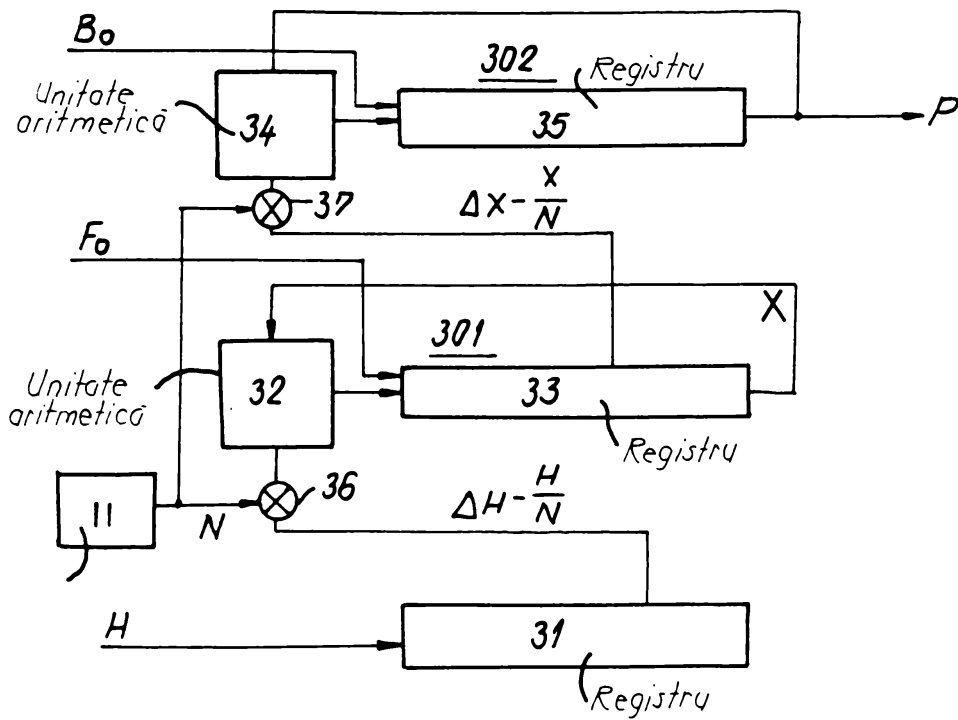


Fig.4.21

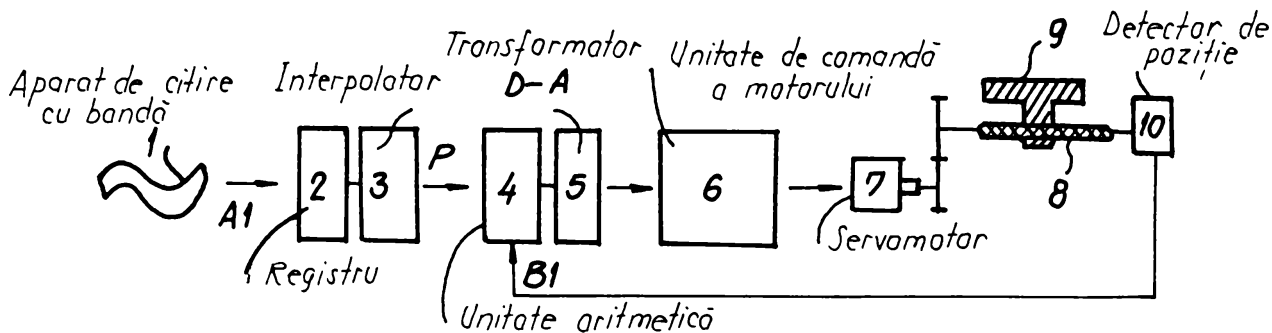


Fig.4.22

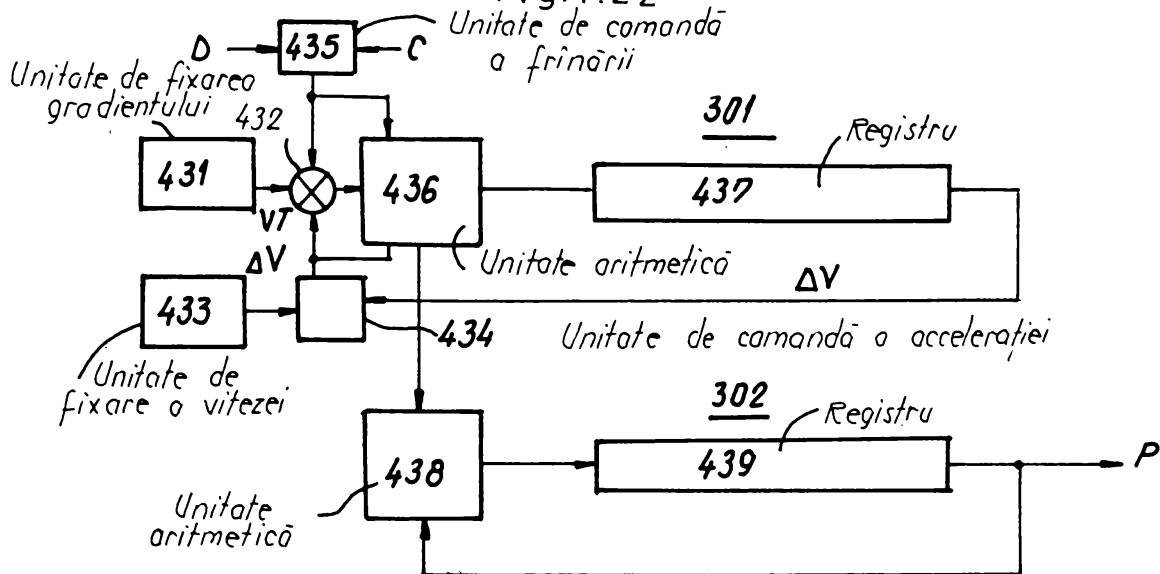


Fig.4.23

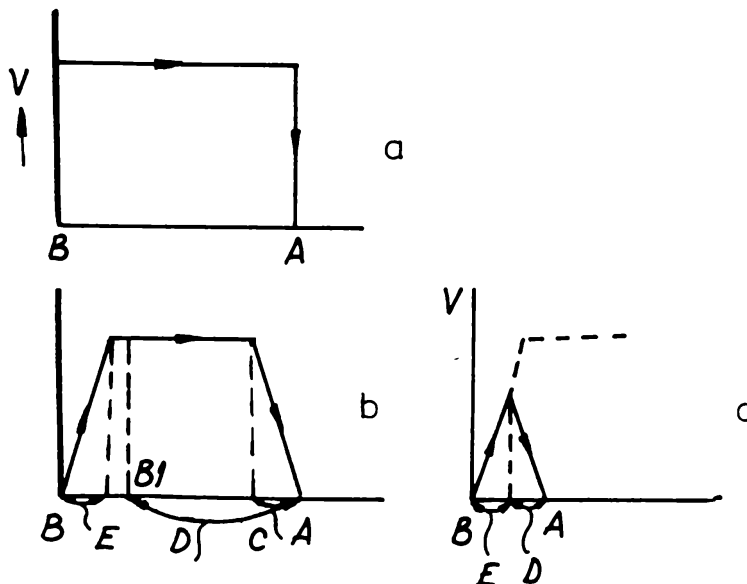


Fig.4.24



## CAPITOLUL V

### 5. MECANISME PENTRU GENERAREA PASULUI VARIABIL

#### 5.1. Angrenaje paralele necirculare.

##### 5.1.1. Noțiuni pentru determinarea curbilor primitive.

Spre deosebire de angrenajele circulare la angrenajele necirculare raportul de angrenare (transmitere) al acestora variază în timpul transmiterii mișcării după o lege dată. Având în vedere acest considerent, acestea se aplica numai pentru turații mici.

Raportul vitezelor unghiulare la un moment dat se numește raport de angrenare instantaneu. Acesta are o valoare maxima și una minima al caror raport se numește coeficientul de neuniformitate și se notează cu:

$$\varepsilon = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

La o rotație completa a roții conducătoare îi corespunde una sau mai multe rotații ale pinionului.

Raportul rotațiilor astfel definite se numește raport de angrenare mediu. Acesta se poate exprima și prin raportul numerelor de dinți ale celor doua roți.

In majoritatea cazurilor la angrenajele necirculare se considera ca viteza unghiulara a roții conducătoare ( $\omega_1 = \text{ct.}$ ) este constanta.

Pentru determinarea unui angrenaj se pot utiliza metode grafice de trasare a curbilor primitive cu urmatoarele considerente:

- se considera cunoscuta curba de variație a lui  $\omega_2$  în funcție de timp ;
- se considera  $\omega_1 = \text{constant}$ ;
- se considera raportul mediu de angrenare egal cu 1.

Prin aceasta metodă se obțin niște puncte care reprezinta centre instantanee relative. Prin unirea acestor puncte printr-o curba continua se obțin curbele primitive ale celor doua roți cautate.

Din punct de vedere tehnologic, acestea nu pot avea forme complicate, urmând a fi approximate cu curbe ce pot fi generate printr-o metodă cunoscută pe o mașina unealtă, urmând ca ulterior să se corecteze legea lui  $\omega_2$  în funcție de curba redată. În cazul rapoartelor de angrenare egale cu 1, se alege de preferință elipsa.

##### 5.1.2 Angrenaj format din roți eliptice.

Un astfel de tip de angrenaj are la bază un mecanism antiparalelogram  $O_1 ABO_2$  din fig. 5.1 unde s-au considerat:

$$O_1 A = O_2 B \text{ și } O_1 O_2 = AB$$

Centrul instantaneu de rotație  $I_{2,1}$  conform coliniarității celor trei puncte (centre) A; P; B și  $O_1$ ; P;  $O_2$  se găsesc în P.

In acest caz avem :

$$O_1 P = PB$$

$$O_2 P = AP$$

Dacă se exprimă sumele  $O_1 P + AP$  și  $O_2 P + BP$  luând în considerare cele menționate anterior, se obține

$$O_1 P + AP = O_1 P + PO_2 = O_1 O_2 = \text{ct}$$

$$O_2 P + PB = O_1 P + O_2 P = O_1 O_2 = \text{ct}$$

ceea ce înseamnă că punctul P în planul legat de  $O_1$ , A și Q B va descrie cîte o elipsă cu focarele în articulațiile mecanismului antiparalelogram. Axa mare a elipsei este

$$2a = O_1O_2$$

axa mică este 2 b distanța focală

$$2c = AO_1 = BO_2$$

iar excentricitatea

$$e = c/a$$

Cele două elipse fiind centroidele relative ale mișcării elementului 1 față de 2, ele se vor roti în jurul focarelor  $O_1$  și  $O_2$  reprezentînd curbele primitive ale unui angrenaj necircular eliptic.

Deci angrenajul necircular eliptic, cu axele de rotație trecînd prin focare, se poate înlocui cu un mecanism echivalent care este mecanismul antiparalelogram prezentat.

Dacă se aplică teorema cosinusului în triunghiul  $O_1AP$  se va putea scrie:

$$AP^2 = O_1A^2 + O_1P^2 - 2O_1A \cdot O_1P \cos \alpha;$$

$$R_{p1} + R_{p2} = O_1O_2 = 2a; \quad c = ae;$$

$$(R_{p2})^2 = (R_{p1})^2 + (2c)^2 - 2R_{p1}(2c) \cos \alpha$$

$$(2a - R_{p1})^2 = (R_{p1})^2 + (2ae)^2 - 2R_{p1}(2ae) \cos \alpha$$

$$a^2 - aR_{p1} = a^2e^2 - R_{p1}ae \cos \alpha$$

$$a^2(1 - e^2) = aR_{p1}(1 - e \cos \alpha)$$

$$R_{p1} = a(1 - e^2) / (1 - e \cos \alpha)$$

$$R_{p2} = 2a - R_{p1}$$

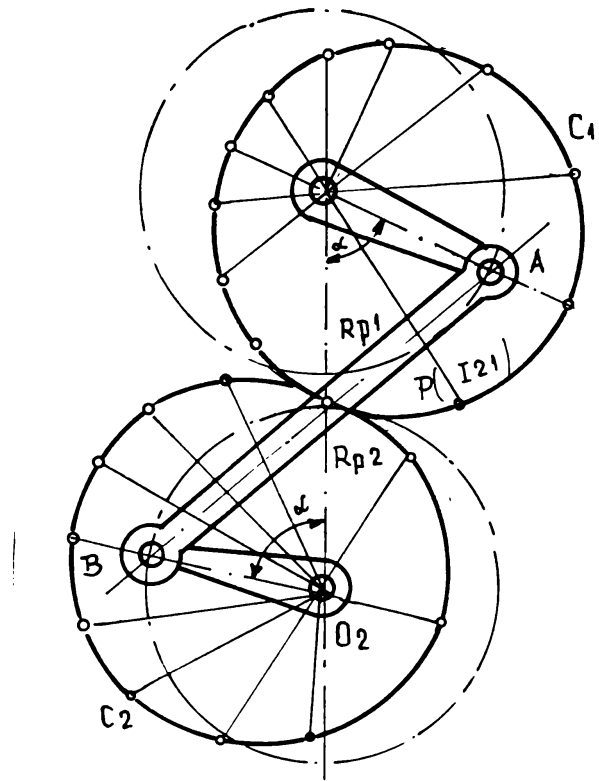


Fig. 5.1

$$AP^2 = (2c)^2 + (R_{p1})^2 - 2R_{p1}(2c) \cos \alpha \text{ dar}$$

$$AP = O_2P = R_{p2}$$

$$a^2 - a^2e^2 = aR_{p1} - R_{p1}ae \cos \alpha$$

$$R_{p2} = 2a - \frac{(1 - e^2)a}{1 - e \cos \alpha}$$

$$R_{p2} = \frac{2a - 2ae \cos \alpha + ae^2 - a}{1 - \cos \alpha}$$

$$R_{p2} = \frac{a(1 - 2e \cos \alpha + e^2)}{1 - e \cos \alpha}$$

Raportul de angrenare instantaneu va fi:

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{R_{p2}}{R_{p1}}$$

$$i_{12} = \frac{1 - 2e \cos \alpha + e^2}{1 - e^2}$$

Acest raport variază între  $i_{\max}$  și  $i_{\min}$  în funcție de valorile lui  $\cos \alpha$ .

- pentru  $\alpha = 180^\circ$   $\cos \alpha = -1$

$$i_{\max} = \frac{1+e^2+2e}{1-e^2} = \frac{1+e}{1-e}$$

$$i_{\min} = \frac{1+e}{1-e}$$

- pentru  $\alpha=0^\circ$        $\cos\alpha=1$

$$i_{\min} = \frac{1+e^2-2e}{1-e^2}$$

$$i_{\min} = \frac{1-e}{1+e}$$

Coeficientul de neuniformitate va fi:

$$\varepsilon = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

$$\varepsilon = \left(\frac{1+e}{1-e}\right)^2$$

În figura 5.2 este prezentată curba vitezei  $\omega_2(t)$  pentru  $\omega_1(t) = ct$

Un astfel de tip de angrenaj este folosit la mecanismele de antrenare ale conveioarelor de tip Schmidt-Krantz, prezentat în fig.5.3.

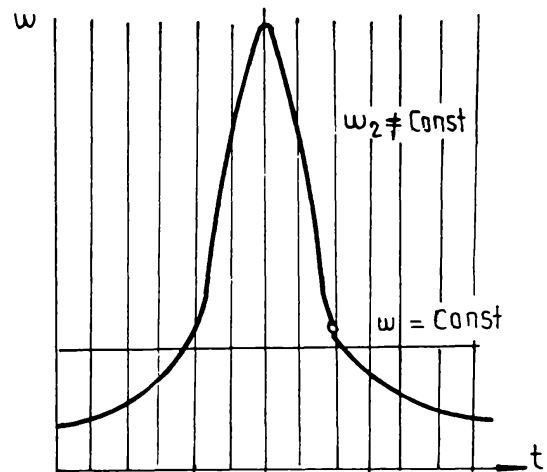


Fig. 5.2

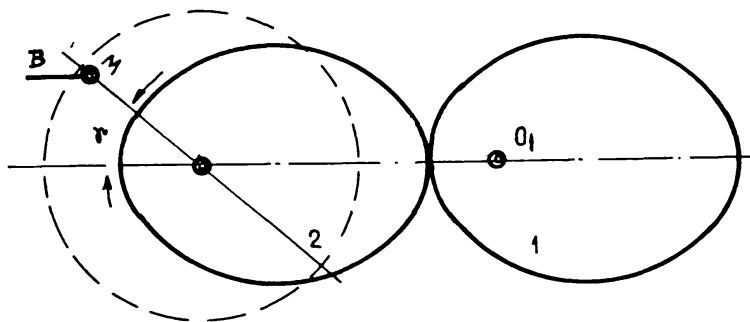


Fig. 5.3

### 5.1.3 Angrenaj format din roți ovale

Se consideră două elipse identice care se pot roti în jurul axelor de simetrie fiind în contact ca în fig.5.4.

Distanța axială  $O_1 Q$  va fi verificată numai în poziție de contact ale

punctelor: (I;I'), (II-II'), (III-III'), (IV-IV').

Pentru pozițiile intermediare elipsele nu vor mai putea fi în contact.

Pentru a realiza o rostogolire pură, elipsele trebuie corijate, ele luând o altă formă în general ovală.

Notând cu  $a$  semiaxa mare și cu  $b$  semiaxa mică a ovalului astfel obținut, coeficientul de neuniformitate astfel obținut va fi:

$$\varepsilon = \frac{i_{\max}}{i_{\min}} = \left(\frac{a}{b}\right)^2$$

O aplicație a acestui tip de angrenaj este contorul pentru măsurarea cantității de fluid tip BOPP-REUTHER.

#### 5.1.4 Angrenaj format din roți circulare excentric fixate pe arbori

Spre deosebire de primele două cazuri, la asemenea angrenaje cele două roți nu sunt identice.

A doua curbă primitivă  $C_2$  nu este circulară, ea poate fi determinată din prima curbă printr-o metodă inversă celei din paragraful 5.1.1.

Alegând o serie de puncte echidistante pe curba primitivă  $C_1$  (fig.5.5) se construiesc centrele instantanee relative corespunzătoare  $P_1; P_2; P_3; \dots$

Se trasează apoi prin fiecare punct astfel determinat, arce de cerc din  $O_2$  ca centru.

Se intersectează arcul dus prin  $P_2$  cu un arc de cerc de rază  $P_1O_2$  din  $P_1$  ca centru.

Din punctul  $2'$  astfel obținut ca centru, se intersectează centrul dus prin  $P_3$  cu un cerc de rază  $2P_3$ . Continuând această construcție, se obțin o serie de puncte, care unite printr-o curbă continuă, dau curba primitivă  $C_2$ .

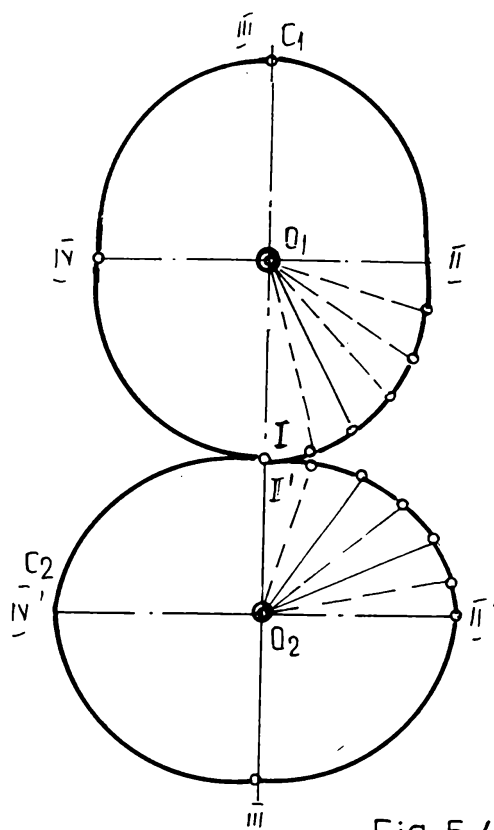


Fig. 5.4

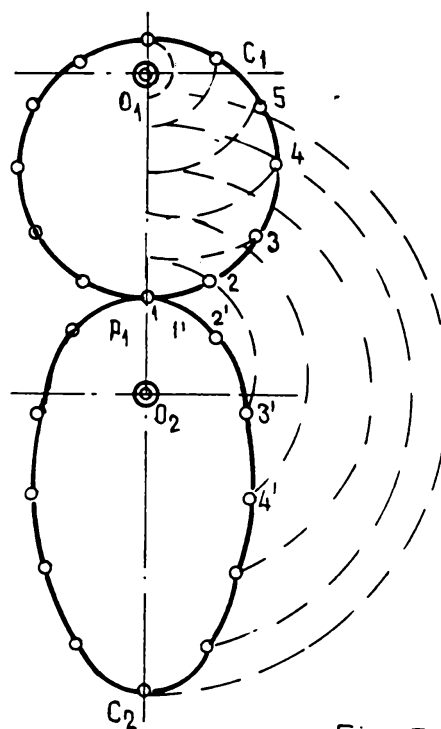


Fig. 5.5

Dimensiunile unui astfel de angrenaj nu se pot alege arbitrar, ele sunt legate prin relații bine determinate, date în literatura de specialitate.

#### 5.1.5 Angrenaj necircular cu raportul de angrenare mediu diferit de 1.

Când raportul de angrenare mediu este 2 pinionul având forma eliptică cu centrul de rotație în focar sau formă circulară fixat excentric pe arbore, roata condusă are forma ovală (fig. 5.6).

Când raportul de angrenare mediu este 3 sau mai mare pentru același tip de pinion curba primitivă a roții conduse are forma unui triunghi sau poligon curbat (fig. 5.7).

### 5.1.6 Generarea mișcării de rotație cu raport de angrenare variabil cu ajutorul roților dințate circulare.

#### 5.1.6.1 Roți excentric fixate pe arbori.

Când coeficientul de neuniformitate este aproape de 1, ambele roți pot fi circulare ele fiind fixate excentric pe arbori (fig. 5.8).

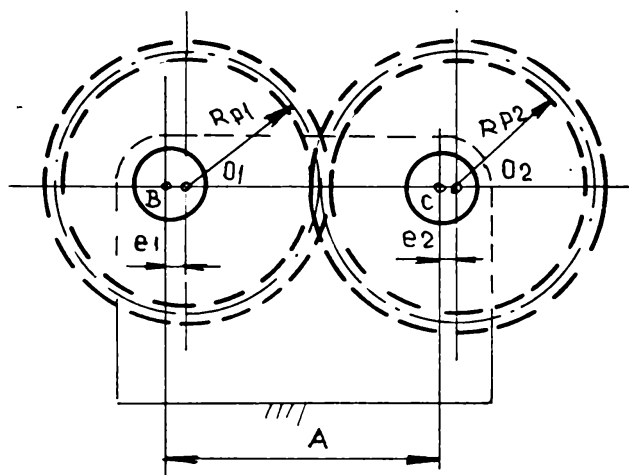


Fig. 5.8

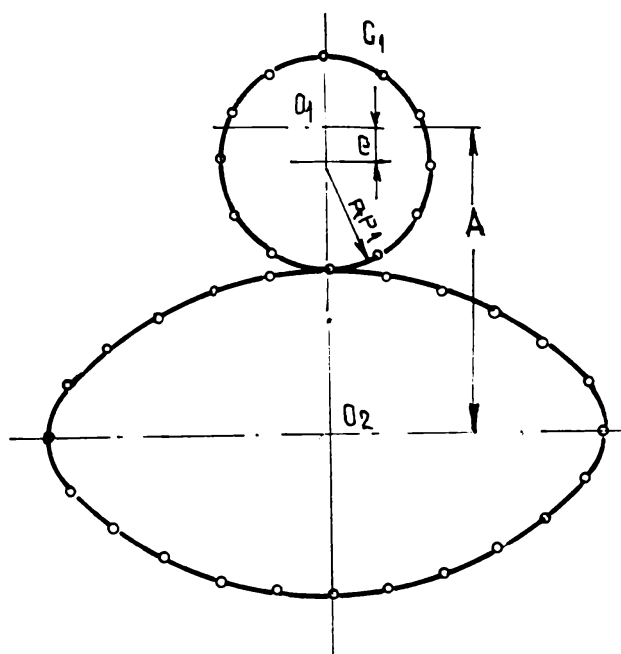


Fig. 5.6

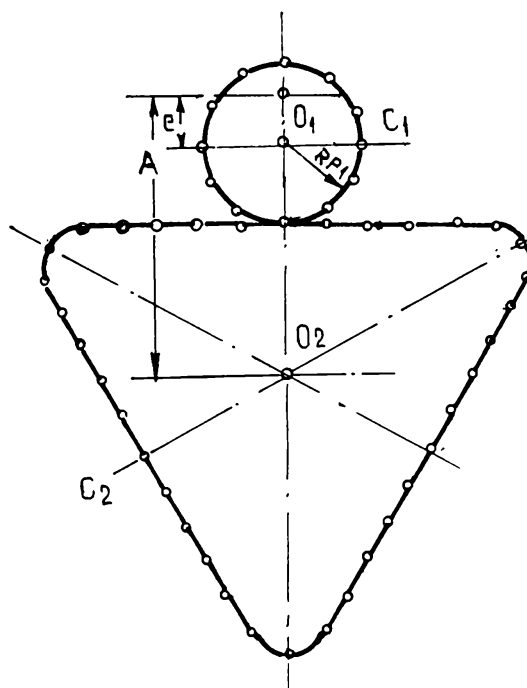
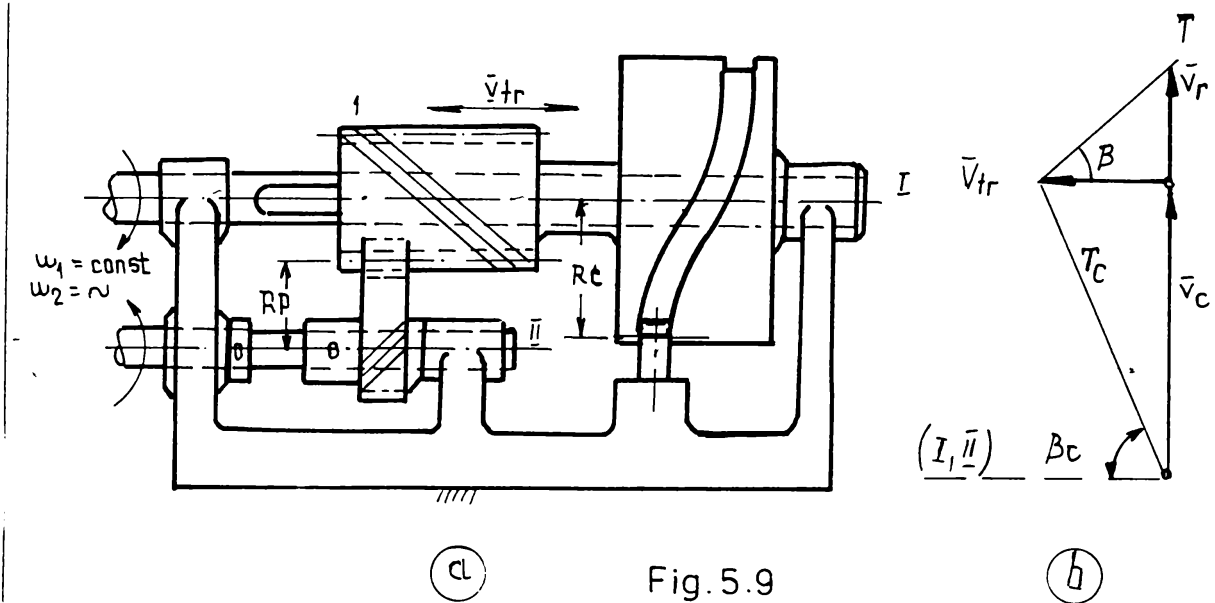


Fig. 5.7

### 5.1.6.2 Generarea printr-un angrenaj format din roți dințate cu dantură înclinată cu raport de angrenare 1:1 combinat cu mecanism cu camă.

Cu un astfel de mecanism format dintr-un angrenaj cilindric cu dantură înclinată combinat cu o camă ca în fig. 5.9 se poate obține variația vitezei unghiulare a arborelui condus II cu o viteză unghiulară constantă a arborelui conducător I.



Roata 1 și cama formează un bloc comun care poate transla axial pe arborele I. Variația vitezei este determinată de viteza de translație  $V_{tr}$  cu care roata 1 se deplasează în jurul axului, comandat fiind de profilul camei C.

Descompunând viteza de translație  $V_{tr}$  după direcția tangentă T la dinți și după perpendiculara pe axă ca în fig. 5.9b se obține viteza  $V_r$  care imprimă roții 2 o viteză unghiulară suplimentară  $\omega_2$ , care se suprapune peste cea de bază

$$\omega_2 = -\omega_1$$

asfel:

$$\omega_2 = v_r / R_p = (v_{tr} \operatorname{tg} \beta) / R_p$$

$$\omega_2 = -\omega_1 \mp \omega_2 = -\omega_1 \mp (v_{tr} \operatorname{tg} \beta) / R_p$$

Cunoscând raza medie  $R_c$  a caii de rulare a camei C și notând cu  $\beta_c$  unghiul pe care îl formează tangenta  $T_c$  printr-un punct al ei cu direcția axei I, viteza de translație va fi componenta vitezei periferice.

$$V_c = \omega_1 R_c$$

în direcția paralelă cu axa I.

Din figură rezultă:

$$v_{tr} = \frac{V_c}{\operatorname{tg} \beta_c} = \frac{\omega_1 R_c}{\operatorname{tg} \beta_c}$$

$$\omega_2 = -\omega_1 \mp \frac{\omega_1 R_c}{\operatorname{tg} \beta_c} = \frac{\operatorname{tg} \beta}{R_p}$$

$$\omega_2 = -\omega_1 \left( 1 + \frac{R_c \operatorname{tg} \beta}{R_p \operatorname{tg} \beta_c} \right)$$

De unde rezultă raportul de angrenare variabil:

De unde rezultă raportul de angrenare variabil.

$$i_{12} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = - \frac{1}{1 + \frac{R_c \operatorname{tg} \beta}{R_p \operatorname{tg} \beta_c}}$$

### 5.1.7 Generarea printr-un tren de roți dințate cilindrice de tip diadă.

Se consideră diada  $O_1, O_2, O_3$  cu punctul fix  $O$ . Pe fusurile din articulații sunt montate roțile dințate 1, 2, 3, astfel încât ele să formeze un tren de angrenaje. Mecanismul astfel obținut are în general două grade de mobilitate și se numește tren de angrenaje diadă (fig. 5.10).

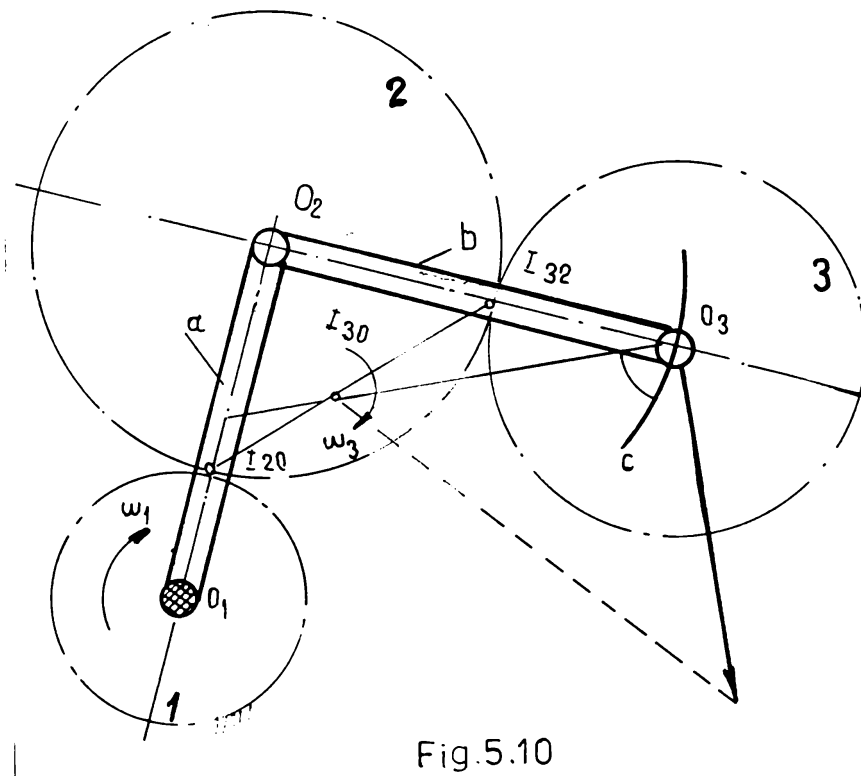


Fig.5.10

Dacă roata 1 se consideră fixă, iar articulația  $O_3$  se deplasează pe curba  $C$  cu viteza  $v_{O_3}$ , roata 3 va executa o rotație bine definită, cu viteza unghiulară absolută  $\omega_3'$  în jurul unui centru instantaneu  $I_{30}$ .

După principiul coliniarității celor trei centre instantanee relative  $I_{30}$  se va găsi pe dreapta  $I_{20} I_{32}$  pe de o parte și pe perpendiculară în  $O$  pe  $v_{O_3}$  pe de altă parte. Viteza unghiulară absolută  $\omega_3'$  în ipoteza (1) fix se determină cu relația:

$$\omega_3' = v_{O_3} / I_{30} O_3$$

Viteza unghiulară a roții în jurul lui  $O_3$  va fi aceeași, adică  $\omega_3'$ .

Pentru poziția când dreapta  $I_{20} I_{32}$  este paralelă cu perpendiculara în  $O_3$  pe  $v_{O_3}$ ,  $I_{30}$  se va găsi la infinit,  $\omega_3'$  se anulează și roata 3 va executa o translație pură.

Dacă concomitent cu mișcarea lui  $O_3$  (primul grad de mobilitate) execută și roata (1) o rotație cu viteza unghiulară  $\omega_1$  (al doilea grad de mobilitate), roata (3) va avea viteza unghiulară:

$$\omega_3 = \omega_3' + \omega_3''$$

unde  $\omega_3''$  este viteza unghiulară a roții (3) în ipoteza  $O_3$  fix, adică:

$$\omega_3'' = (\omega_1 z_1) / z_3$$

La însumare se va ține seama de sensurile vitezelor unghiulare; în cazul dat sensurile sunt identice.

Cu aplicație a trenurilor de angrenaje diade este mecanismul folosit pentru realizarea unei viteze unghiulare variabile (fig. 5.11).

Pe arborele conducător  $O$  este fixată excentric roata dințată 1 iar în centrul  $O_1$  al acestuia este articulată diada  $a-b$ .

Pe fusurile  $O_2$  și  $O_3$  se montează două roți circulare 2 și 3, astfel să angreneze între ele, și cu roata 1.

La rotirea lui 1 în jurul lui  $O$  cu  $\omega_1 = \text{ct.}$ , roata condusă 3 va executa o mișcare de rotație neuniformă cu raportul de transmitere:

$$i_{\text{med}} = \omega_1 / \omega_3 = z_2 / z_1$$

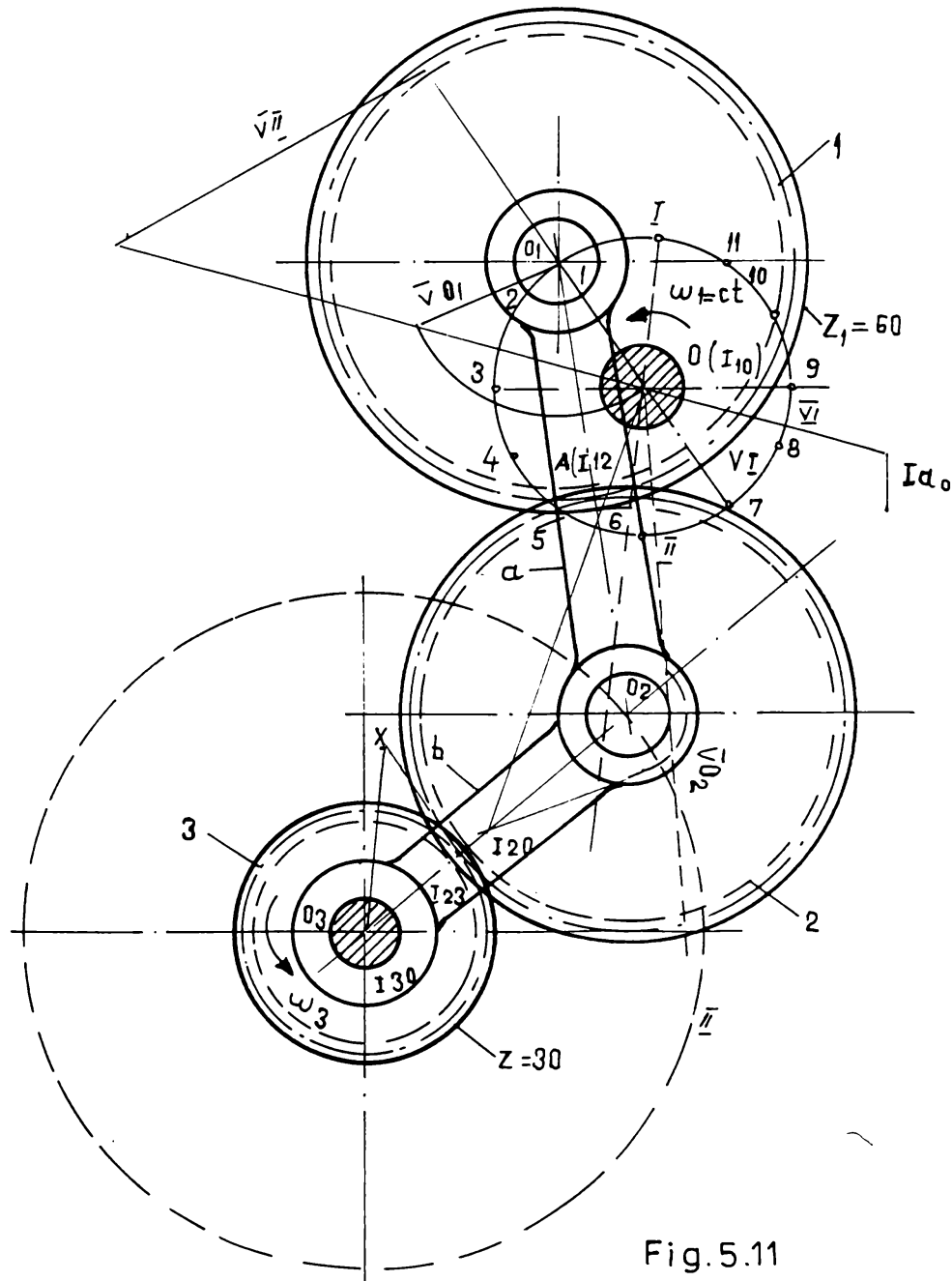


Fig. 5.11



Pentru a determina viteza unghiulară a roții  $\omega_3$  la o poziție dată a roții 1, se va fixa întâi centrul instantaneu absolut  $I_{20}$  al roții 2 folosind principiul coliniarității celor trei centre instantanee relative.

Translatând la o scară oarecare pe  $vO_1$  în  $O_1$  se construiește prin metoda rabaterii  $vO_2$ . Unind vârful acestuia cu  $I_{20}$  se obține viteza periferică în B a roții 2.

Repetând construcția pentru mai multe poziții și transpunând segmentele astfel obținute într-o diagramă se obține curba vitezelor unghiulare  $\omega_3$  în raport cu timpul (fig. 5.12).

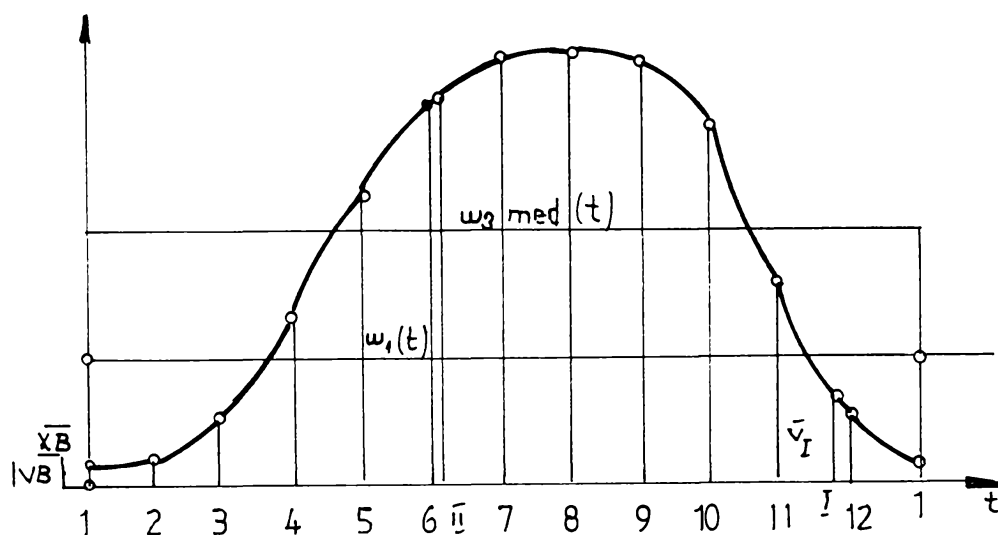


Fig. 5.12

## 5.2 Mecanisme cu came.

### 5.2.1 Privire generală asupra mecanismelor cu came.

Mecanismele cu came au un rol important în determinarea mișcării elementului condus după o lege dată definită și de aceea au o largă răspândire în diverse aplicații.

Prin mecanism cu camă se înțelege în general mecanismul care conține un element profilat conducător - cama - care transmite prin contact direct elementului condus tachelul o mișcare a cărei lege este determinată de profilul camei.

La mecanismele cu came, transmiterea mișcării se face prin curbe reciproc înfășurate, una din ele fiind profilul camei, iar cealaltă fiind formată din profilul tachelului în contact cu cama (rolă, vârf, calcâi, curbă oarecare).

### 5.2.2 Caracteristici și noțiuni fundamentale.

În numeroase aplicații practice ale diverselor tipuri de mecanisme se pune problema fundamentală a opțiunii asupra unor mecanisme formate din cuple cinematice inferioare, sau din cuple cinematice superioare cum sunt camele, ținând cont de faptul că ambele tipuri prezintă avantaje și dezavantaje.

Mecanismele cu cuple inferioare prezintă avantajul că contactul elementelor cuplelor cinematice are loc pe suprafețe iar presiunile dinamice care se dezvoltă la mișcări cu accelerații mari nu sunt prea înalte pentru a produce o uzură rapidă a pieselor. Aceste mecanisme nu pot fi însă construite pentru reproducerea oricărei mișcări complexe cerute

de procesul tehnologic.

Mecanismele cu cuple superioare cum sunt mecanismele cu came deși prezintă dezavantajul că contactul dintre piese este liniar sau punctiform, deși apar presiuni de contact mari, prezintă însă marele avantaj că permit reproducerea destul de precisă a mișcărilor cu orice grad de complexitate.

În acest fel în cazurile în care deplasările și prin urmare viteza și accelerația elementului condus trebuie să varieze după o lege dată și în special când elementul condus tachelul trebuie să se oprească în unele intervale ale traiectoriei în timp ce elementul conducător continuă mișcarea.

În principal avantajele mecanismelor cu came sunt următoarele:

- universalitatea, adică posibilitatea de a obține pentru elementul condus tachelul orice mișcare cerută de procesul tehnologic prin profilarea corespunzătoare a camei;
- simplitatea, prin faptul că folosește o cuplă superioară, care micșorează numărul de elemente față de mecanismul echivalent cu cuple inferioare;
- posibilitatea schimbării camelor în cazul schimbării legilor de mișcare a tachelului;
- realizarea relativ ușoară a funcțiilor de comandă;
- imprimarea caracterului ciclic al funcționării diferitelor mecanisme.

Dezavantajul mecanismelor cu came este uzura profilului camei datorită presiunii mari de contact, uzură care poate modifica legea de mișcare a tachelului.

La mecanismele cu came se studiază de obicei două probleme principale și anume:

- Analiza mecanismului cu came, cuprinde determinarea pozițiilor, a vitezelor, a accelerațiilor tachelului la un mecanism cu came dat;
- Sinteza cinematică și dinamică a mecanismelor cu came, sau proiectarea, cuprinde metode de construire a unui tip de mecanism cu camă, care să asigure executarea de către elementul condus, a legii de mișcare prescrisă și determinarea dimensiunilor raționale astfel încât mecanismul cu camă proiectat să funcționeze în condiții optime.

Astfel mecanismele cu came sunt lanțuri cinematice în compunerea cărora intră cel puțin o cuplă superioară formată de profilul camei și de profilul tachelului care determină mișcarea întregului mecanism iar celelalte elemente componente sunt legate, de obicei prin cuple inferioare de rotație și translație.

Elementele care compun un mecanism cu came nu pot să formeze un mecanism practic util, dacă nu sunt legate între ele astfel încât elementul următor să preia de la elementul precedent forțele și mișcarea.

Prin legarea elementelor cu ajutorul cuplelor cinematice se restrâng gradele de libertate, impunându-se de legătură mișcării spațiale a elementelor care formează un mecanism cu came.

### 5.2.3 Proprietăți cinematice și dinamice.

Tinând seama de caracterul general al mișcării tachelului care poate să fie o mișcare rectilinie, o mișcare de rotație oscilatorie sau o mișcare compusă, mecanismele cu came rezolvă următoarele probleme cinematice fundamentale:

- transformarea unei mișcări de rotație în jurul unei axe într-o mișcare de translație de-a lungul unei drepte date;
- transformarea unei mișcări de rotație în jurul unei axe într-o mișcare de rotație în jurul altei axe;
- transformarea unei mișcări de rotație într-o mișcare compusă;
- transformarea unei mișcări de translație într-o mișcare oscilatorie sau compusă.

Pentru transmiterea mișcării de rotație de la axa și pentru transformarea ei în formele de mai sus legile de mișcare ale elementelor conducător și condus sunt cunoscute.

Astfel viteza  $\omega_1$  a elementului conducător (cama) care efectuează o mișcare de rotație în jurul unei axe este o funcție cunoscută de timp:

$\omega_1 = \omega_1(t)$   
și în general

$$\omega_1(t) = ct$$

iar viteza elementului condus (tachetul) care trebuie să execute, de exemplu, o mișcare de translație este de asemenea o funcție cunoscută de timp.

$$v = v(t)$$

Mișcările celor două elemente cama și tachetul pot fi date și sub formă de diagrame.

În lanțul cinematic al mecanismului cu came intră cel puțin o cuplă cinematică superioară și de obicei în componența acestei cuple cinematice intră profilul camei care este elementul conducător.

Având în vedere că la cuplele cinematice superioare contactul celor două elemente este o linie sau un punct iar elementele se mențin în contact permanent prin contact ghidat sau prin contact forțat.

#### 5.2.4. Analiza cinematică a mecanismelor cu came.

Pentru analiza cinematică a mecanismelor cu came se folosesc diferite metode dintre care cele mai obișnuite sunt:

- metoda mecanismelor înlocuitoare, prin care se înlocuiește mecanismul cu came cu un mecanism cu cuple inferioare după care analiza cinematică se face ca și la acesta din urmă;

- metoda analitică, prin care se calculează deplasarea, viteza și accelerația tachelului pe cale analitică obișnuită;

- metoda grafo-analitică, prin care se face analiza cinematică a mecanismelor cu came, stabilind formulele de bază pe cale analitică și apoi cu ajutorul acestora se întocmesc nomograme cu caracter universal;

- metoda diagramelor cinematice, prin care se trasează curba deplasării tachelului, apoi prin derivări grafice succesive se determină vitezele și accelerațiile tachelului.

#### 5.2.5. Metoda mecanismului înlocuitor în analiza cinematică a unui mecanism cu cama.

Pentru a aplica această metodă la mecanismele cu came se înlocuiește cupla cinematică superioară dintre tacheți și camă cu un echivalent structural corespunzător în scopul obținerii unui mecanism cu cuple inferioare.

Condiția esențială a echivalării este ca elementul condus înlocuitor cu cuple inferioare să se miște după aceeași lege ca și elementul condus înlocuit al mecanismului cu came.

După ce cupla cinematică superioară a fost înlocuită, mecanismul poate fi încadrat în clasificarea generală a mecanismelor plane cu cuple cinematice inferioare și urmare i se pot aplica metodele de analiză cinematică.

Astfel la un mecanism cu cama circulară și cu tachet disc plan (fig. 5.13a) poate fi

Înlocuit cu un mecanism cu cuplă de translație (fig. 5.13b) prin transformări convenabile se ajunge la un mecanism sinus (fig. 5.13c sau fig. 5.13d) la care ecuațiile de mișcare ale tachelului sunt identice cu ale proiecției centrului B al camei pe direcția acestuia putându-se scrie ecuațiile cunoscute ale acestui tip de mecanism:

$$s = r (1 - \cos \varphi_1)$$

$$v = r \omega_1 \sin \varphi_1$$

$$a = r \omega_1 \cos \varphi_1$$

în care:

$$r = R - r_0$$

### 5.2.6 Analiza cinematică a mecanismelor cu came prin metoda diagramelor cinematice.

Metoda menționată constă în determinarea funcției  $s = s(t)$  sau  $s = s(\varphi)$ ; apoi prin derivare grafică a acestor curbe se obține  $v = v(t)$  sau  $v = v(\varphi)$  și prin a doua derivare grafică se găsește  $a = a(t)$  sau  $a = a(\varphi)$  în care  $s$ ,  $v$  și  $a$  sunt, deplasările, vitezele și accelerațiile tachelului iar  $t$  - timpul și  $\varphi$  - unghiul de rotație al camei.

Găsirea legii deplasării tachelului  $s = s(t)$  se face ușor prin metoda inversării mișcării, adică se consideră că întregul mecanism se mișcă cu o viteză unghiulară egală ca valoare dar de sens contrar vitezei camei.

În fig. 5.14 este prezentată metoda aplicată unei came de translație.

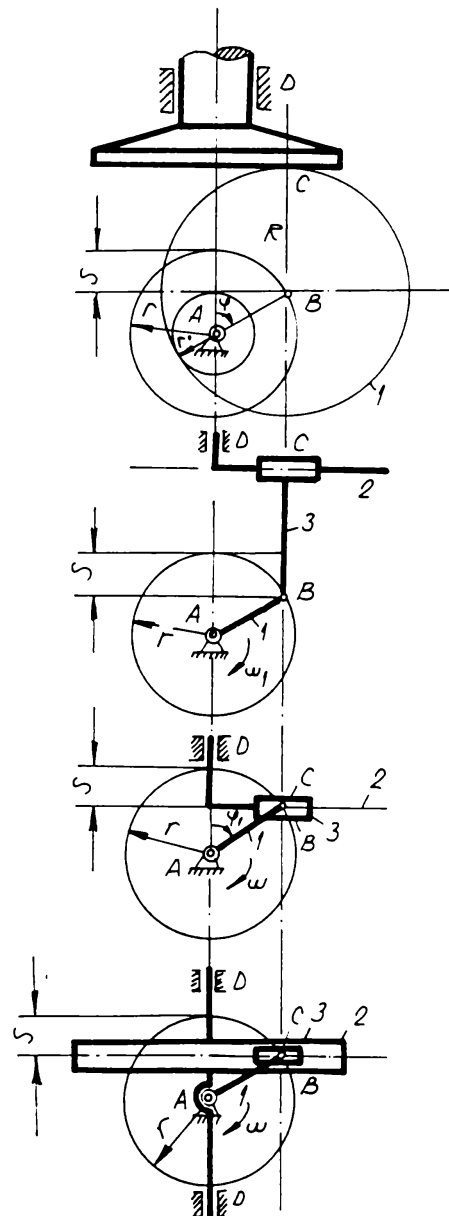


Fig. 5.13

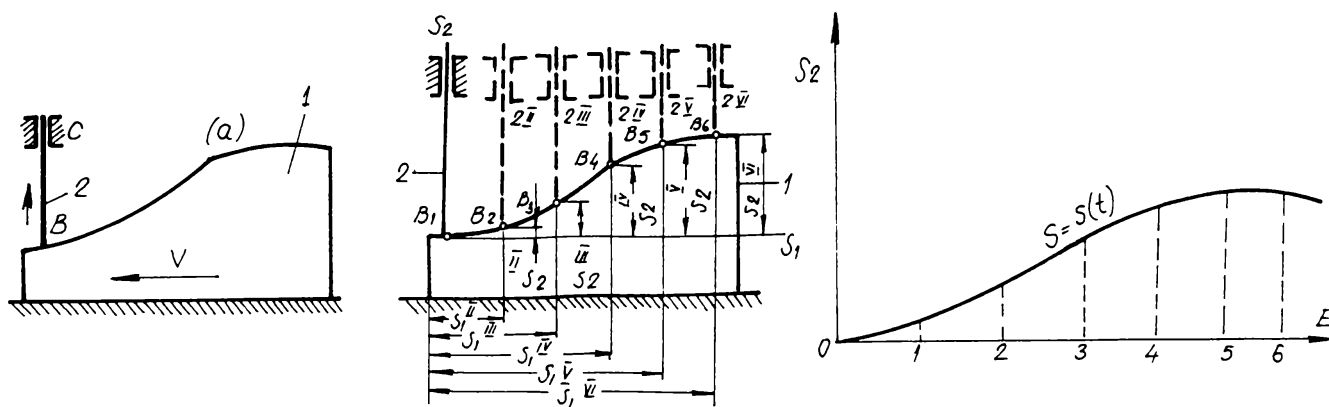


Fig. 5.14

In fig. 5.15 este prezentat cazul unei came de rotație cu tchet excentric.

In continuare se prezintă diagramele deplasării, a vitezei și accelerației pentru o camă radială cu tchet axial de translație.

In fig. 5.16 este prezentata cama cu tchetul axial de translație, iar în fig. 5.17 sunt prezentate diagramele în cauză.

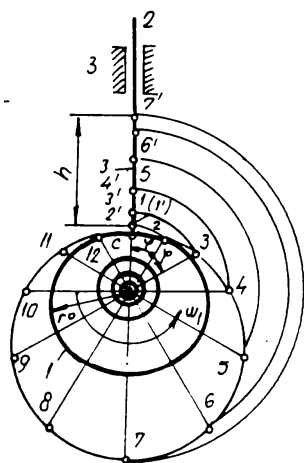


Fig. 5.16

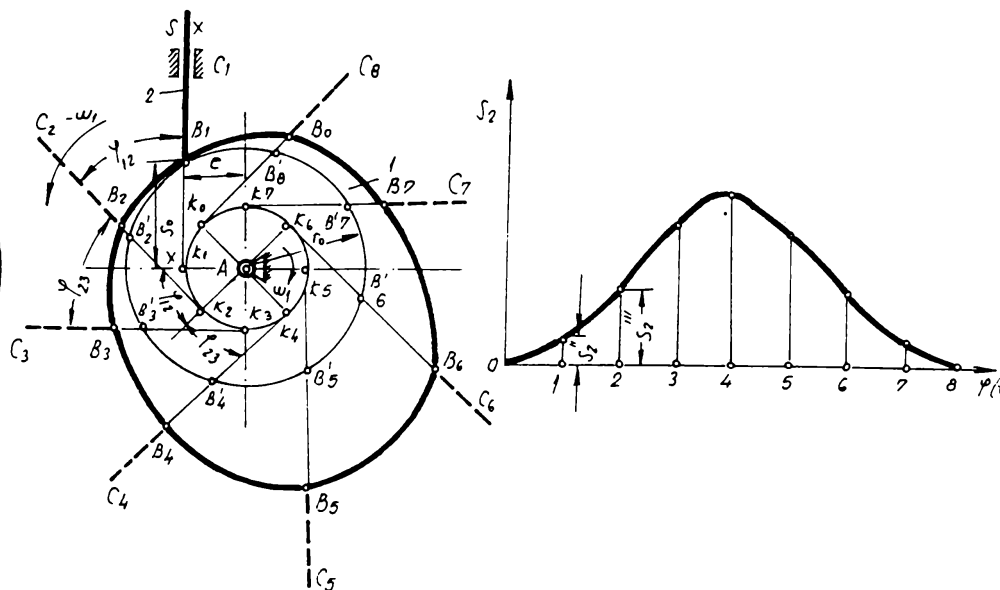


Fig. 5.15

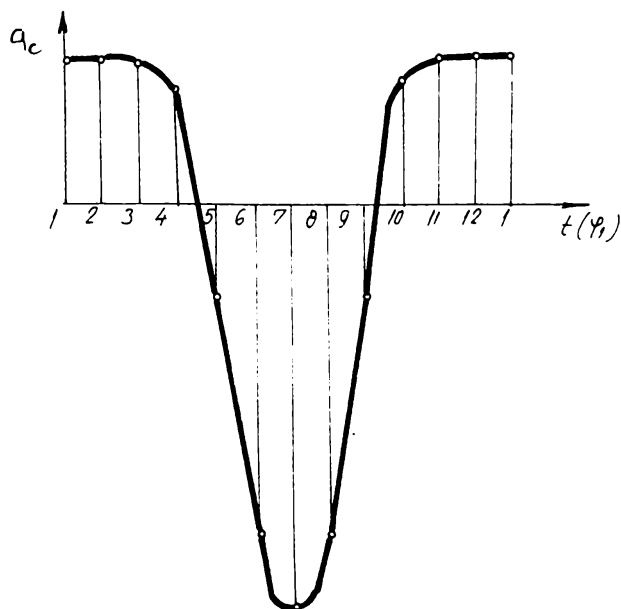
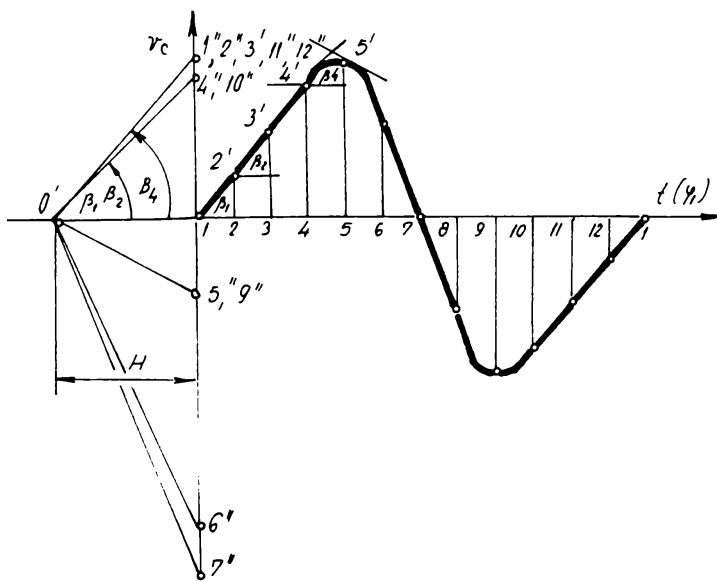
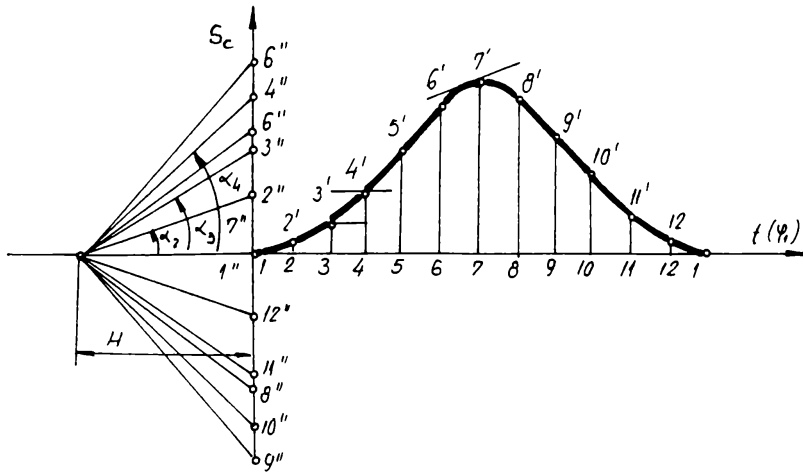


Fig.5.17

### 5.2.7 Concluzii referitoare la aplicațiile mecanismelor cu came.

Sinteza cinematică sau dinamică a mecanismelor cu came cuprinde metode de calcul și de proiectare a unui mecanism cu came care să dea tchetului o mișcare după o lege dată.

De regulă un mecanism cu came este un mecanism ciclic care poate repeta la intervale egale de timp o anumită lege de mișcare bine definită.

La sinteza unui astfel de mecanism este cunoscută legea de mișcare a tchetului, lege determinată de un proces tehnologic și se cere să se determine profilul și dimensiunile camei.

Prin cursă de lucru se înțelege cursa la care legea de mișcare este determinată de procesul tehnologic.

### 5.2.8 Mecanism cu came spațiale.

Aceste mecanisme prezintă diferență față de camele plane că traiectoriile parcurse de elementele lor nu mai sunt cuprinse în plane paralele ci reprezintă curbe spațiale.

La mecanismele cu came spațiale forma geometrică a corpului camei este determinată de traiectoria vârfului tchetului sau a axei rolei, care considerată ca generatoare, dă naștere unui corp de rotație prin rotirea sa în jurul axei camei.

Aceste tipuri de mecanisme își găsesc aplicarea în prelucrarea prin așchiere a diferitelor tipuri de canale elicoidale pe diverse suprafețe de revoluție.

În fig. 5.18, mecanism cu camă spațială conică.

În fig. 5.19, mecanism cu camă spațială în formă de hiperboloid.

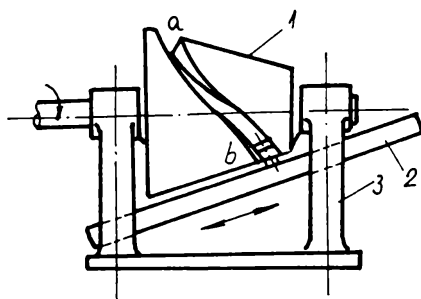


Fig. 5.18

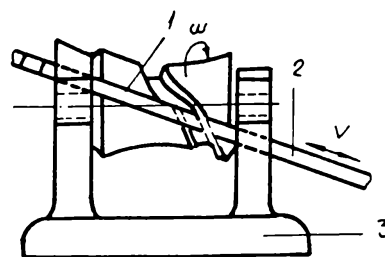


Fig. 5.19

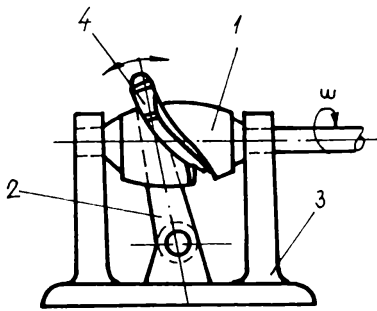


Fig. 5.20

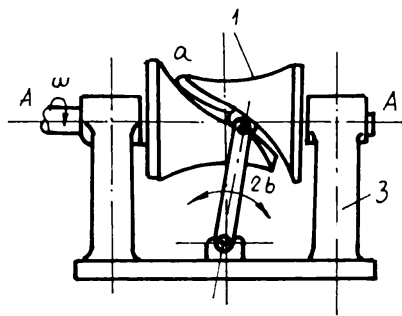


Fig. 5.21

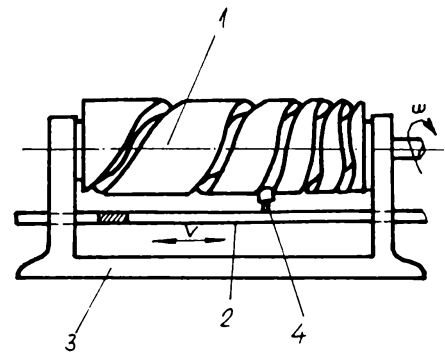


Fig. 5.22

In fig. 5.20, mecanism cu camă globoidală convexă.

In fig. 5.21, mecanism cu camă globoidală concavă.

In fig. 5.22 este prezentat un mecanism cu camă cilindrică cu canal elicoidal cu pas variabil.

### 5.3 Mecanisme plane articulate.

#### 5.3.1 Generalități referitoare la mecanismele cu bare.

Prin element cinematic se înțelege o piesă sau grup de piese legate rigid între ele, care față de celelalte piese din mecanism are o mișcare relativ bine definită.

Elementele cinematice pot fi fixe sau mobile, rigide (biele, manivele, came, tacheți, pistoane), flexibile (cabluri, lanțuri, curele), lichide (uleiuri), gazoase (aer).

Elementele cinematice pot fi conducătoare sau conduse.

Elementul conducător este elementul cinematic mobil a cărui lege de mișcare este cunoscută.

Elementul condus este elementul cinematic mobil a cărui lege de mișcare se determină pe baza legii de mișcare a elementului conducător.

Cupla cinematică se definește ca fiind legătura dintre două elemente cinematice care le permite mișcare relativă. Cupla cinematică este deci o asamblare mobilă de două sau mai multe elemente care se găsesc în contact direct.

Prin lanț cinematic se înțelege o succesiune de elemente cinematice legate între ele prin intermediul cuplelor cinematice.

Lanțul cinematic simplu este acel lanț în care fiecare element aparține cel mult la două cuple cinematice (fig. 5.23).



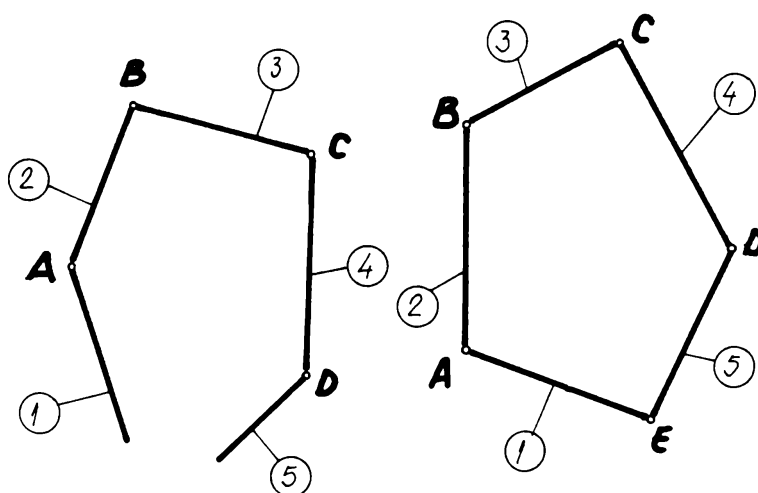


Fig.5.23

Lanțul cinematic complex este acel lanț care conține cel puțin un element care aparține la mai mult de două cuple cinematice (fig. 5.24).

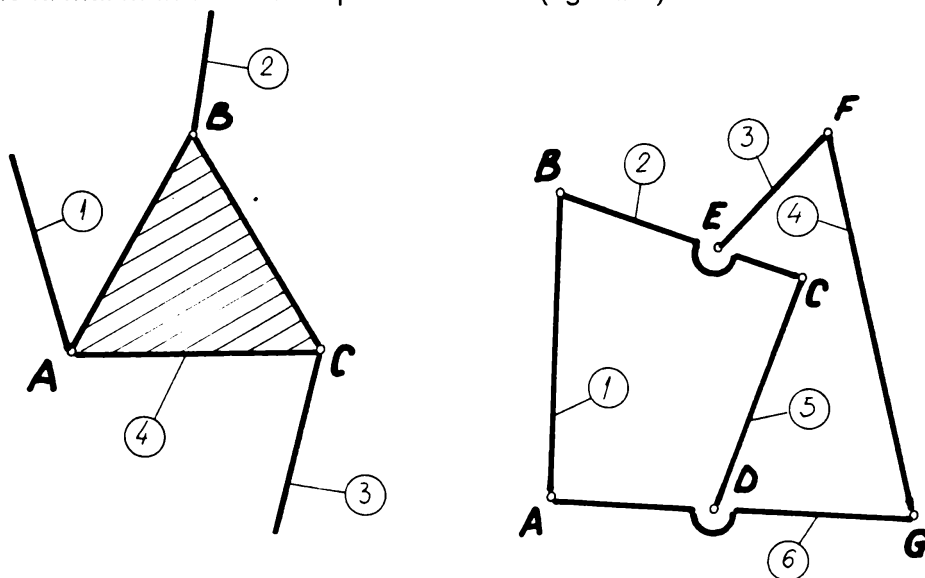


Fig.5.24

Gradul de libertate al unui lanț cinematic este dat de numărul parametrilor independenți necesari pentru a defini în mod univoc poziția acestuia. El se calculează în raport cu un element exterior lanțului cinematic (sistem de referință).

Dacă lanțului cinematic considerat (de tip închis) i se fixează un element, el se transformă în mecanism.

Mecanismul se poate defini deci ca un lanț cinematic închis cu un element fix și unul sau mai multe elemente mobile (conducătoare și conduse).

Gradul de mobilitate al unui mecanism reprezintă numărul de parametri independenți necesari pentru a stabili în mod univoc poziția tuturor elementelor în raport cu un element din mecanism considerat fix.

Se consideră că un mecanism este desmodrom dacă gradul de mobilitate este egal cu cel al mecanismelor motoare.

Rezultă din cele menționate anterior că gradul de mobilitate al mecanismelor este egal cu numărul elementelor motoare.

### 5.3.2 Considerații privind analiza mecanismelor.

Prin analiza cinematică a mecanismelor, se înțelege studiul mișcării elementelor acestora fără a ține seama de forțele care acționează asupra lor. În cazul analizei cinematice a mecanismelor se pun următoarele probleme esențiale:

- determinarea pozițiilor elementelor și a traiectoriei diferitelor puncte ale mecanismelor;
- determinarea vitezelor punctelor și elementelor mecanismului;
- determinarea accelerației punctelor și elementelor mecanismului.

Soluționarea problemelor date presupune că legea de mișcare a elementului conducător este cunoscută, deci se cunoaște:

$$\varphi = \varphi(t) \text{ sau } s = s(t)$$

sunt cunoscute mai multe metode de analiză cinematică a mecanismelor:

- metode grafice;
- metode grafo-analitice;
- metode analitice;
- metode experimentale.

Metodele grafice sunt procedee destul de greoaie, laborioase și permit analiza mecanismului în doar câteva poziții. În condițiile aplicării unei asemenea metode cu ajutorul tehnicii și anume a unor programe de grafică dinamică, metoda este sugestivă și se simplifică.

Metoda grafo-analitică asigură o precizie suficientă pentru necesitățile practice și are avantajul de a da o imagine generală asupra mișcării.

Metodele analitice au avantajul unei precizii foarte mari iar utilizarea tehnicii de calcul utilizând seturi de programe speciale, permite trasarea unor grafice și diagrame a parametrilor studiați, ceea ce face ca sensul fizic al mecanismului studiat să fie mult mai complet.

Metodele experimentale au apărut din necesitatea de a cuantifica și verifica parametrii cinematici și cineostatici ai elementelor mecanismelor sau chiar ale mecanismelor în ansamblu, cum ar fi:

- deplasări, -viteze, -accelerații, -forțe din elementele mecanismelor- randamentul mecanismelor.

Indiferent de metoda folosită, studiul cinematic al unui mecanism se face pentru un ciclu cinematic.

Ciclu cinematic este intervalul de timp după care parametrii cinematici revin la valoarea inițială după care se repetă.

Cu valorile parametrilor cinematici obținuți pentru totalitatea pozițiilor succesive ale elementelor mecanismului dintr-un ciclu cinematic se trasează diagrame care definesc variațiile parametrilor cinematici studiați.

### 5.3.3 Mecanisme cu bare utilizate la generarea pasului variabil.

Aplicând una din metodele prezentate anterior se poate face analiza câtorva mecanisme clasice ce se utilizează în diverse variante pentru generarea unei mișcări cu pas variabil.

Această mișcare variabilă se observă lesne din diagramele care se ridică la analiza mecanismelor în cauză.

De regulă, unui astfel de mecanism i se imprimă elementului conducător o viteză constantă și cunoscută.  $\omega_1 = ct$

Mecanism patrulater articulată (paralelogram) fig. 5.25a.

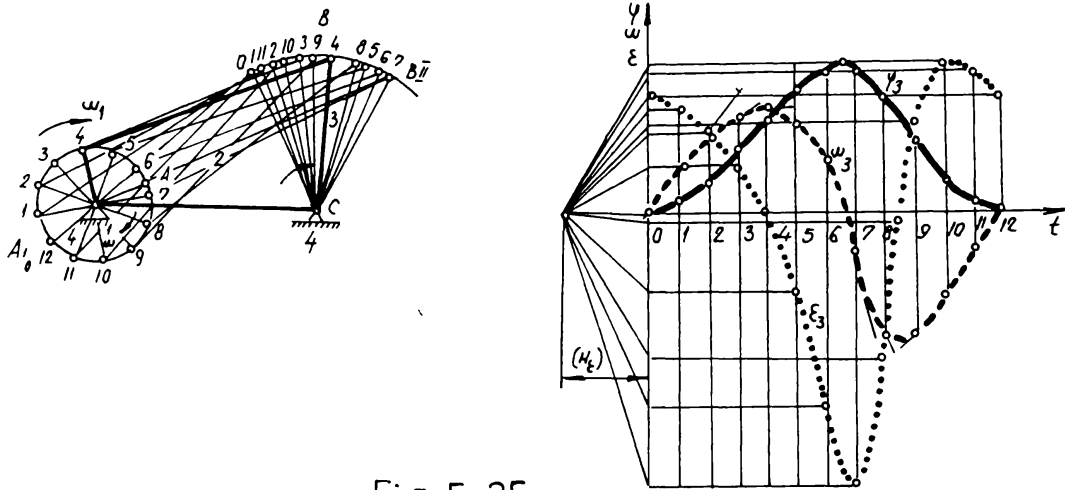


Fig. 5.25

In fig. 5.25b este prezentată diagrama acestui mecanism.

Mecanism manivelă-piston fig. 5.26a.

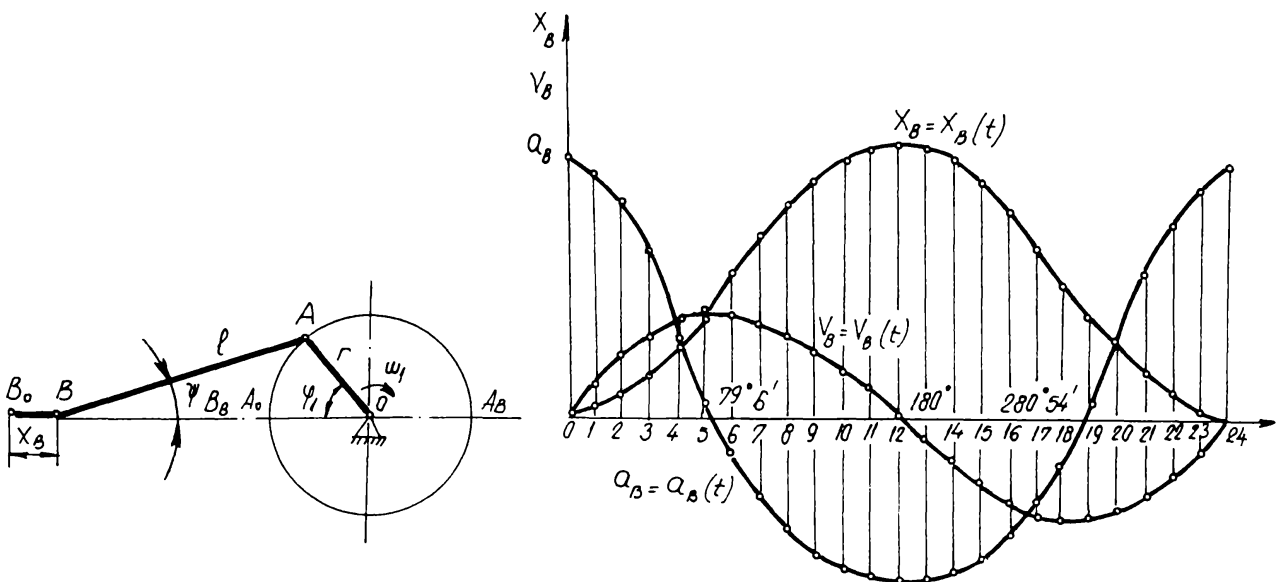


Fig. 5.26

In fig. 5.26b sunt prezentate diagramele elementului condus al acestui mecanism.  
Mecanism șeping de clasa II fig. 5.27a.

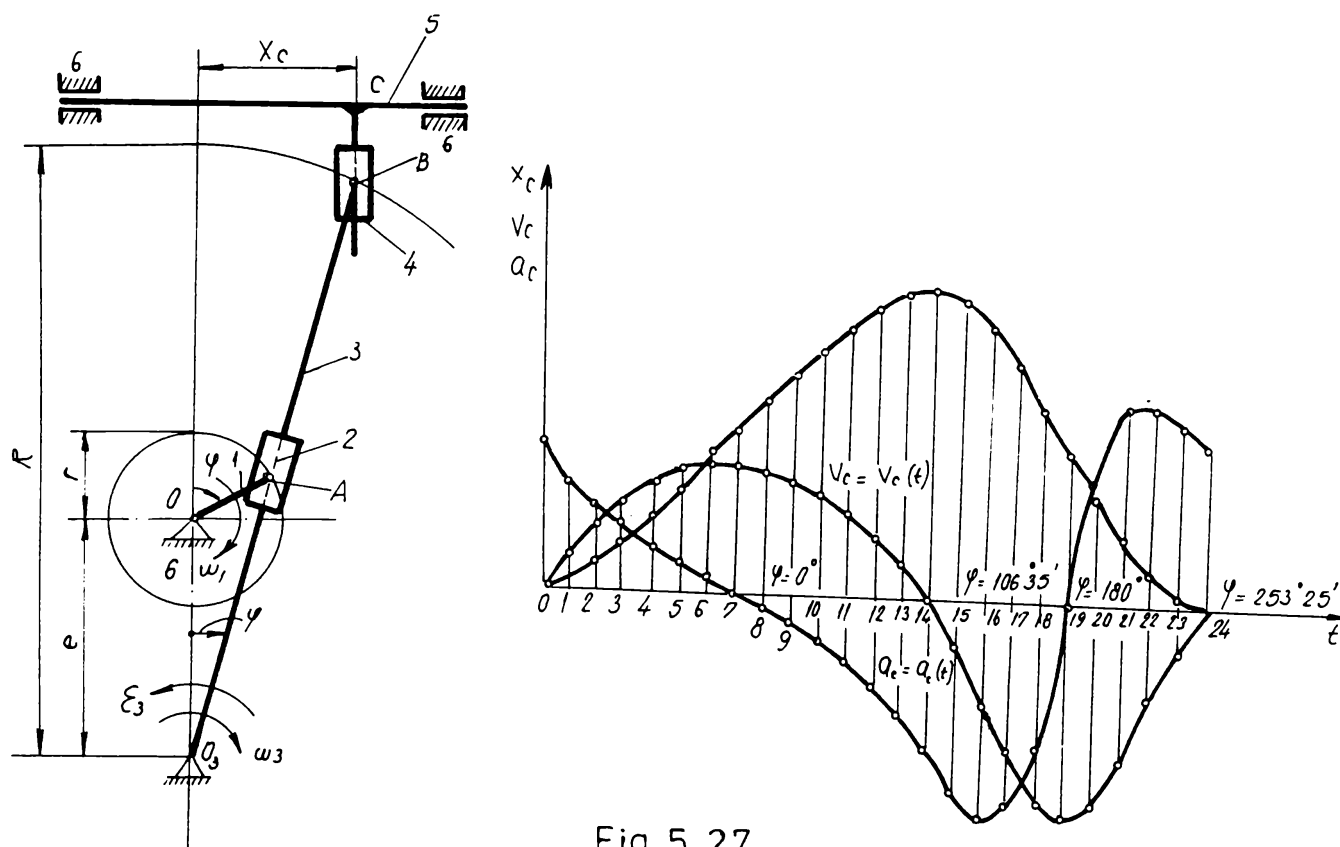


Fig. 5.27

La acest mecanism diagramele elementului condus sunt prezentate în fig. 5.27b.

## 5.4 Variatoare de turație mecanice.

### 5.4.1 Variatoare cu roți de fricțiune.

Variatoarele cu roți de fricțiune asigură o gamă de reglare a turațiilor între 2 și 12, într-un domeniu de puteri de o lărgime neîntâlnită la nici o categorie de variatoare. Pentru puteri mici s-au dezvoltat construcții care se pretează la miniaturizare, cu un număr mic de elemente de fricțiune, iar pentru transmiterea unor puteri mari la gabarite cât mai mici se folosesc variatoare cu mai multe elemente intermediare care asigură divizarea puterii în fluxuri paralele.

În general variatoarele cu roți de fricțiune se realizează cu arbori de intrare și de ieșire coaxiali. Există însă și un număr de tipuri de variatoare restrâns la care pentru schimbarea turației se modifică poziția relativă a acestor elemente: variatoare cu două elemente de fricțiune.

Apăsarea între elementele de fricțiune se obține prin arcuri sau prin sisteme de apăsare automată (proporțională cu încărcarea).

La caracterizarea generală a variatoarelor cu roți de fricțiune ar mai fi de adăugat funcționarea foarte liniștită și gabarite reduse.

În continuare se vor prezenta câteva tipuri constructive urmând o clasificare după forma suprafețelor cu căi de rulare de diametru reglabil și anume:

- variatoare frontale; - variatoare conice; - variatoare sferice; - variatoare planetare.

Variatoare frontale - principiul este prezentat în figura 5.28, în cazul acestor tipuri de variatoare forțele de apăsare se obțin cu ajutorul unor arcuri.

Variatoare conice - în această grupă se cuprind un număr însemnat de tipuri constructive care acoperă întregul domeniu de puteri și utilizări al variatoarelor cu roți de fricțiune.

Din grupa variatoarelor conice se disting diverse tipuri în funcție de numărul elementelor de fricțiune, de regulă aceste variatoare se caracterizează prin prezența unui element intermediar între elementul conducător și cel condus.

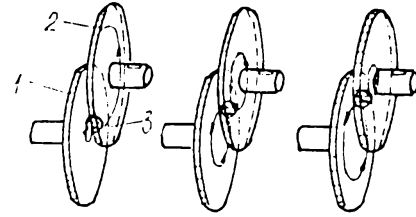


Fig. 5.28

Acest element intermediar poate fi: inel, bilă, role conice, etc.

Astfel avem variator cu trei elemente de fricțiune fig. 5.29. Variator conic cu mai multe elemente intermediare fig. 5.30.

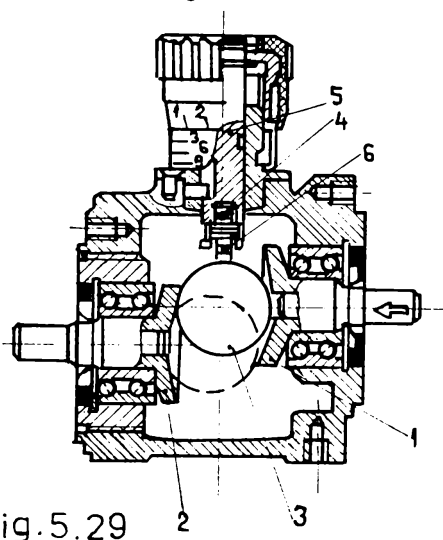


Fig. 5.29

Variator conic cu inel fig. 5.31.

Pentru a realiza game de reglare mari, se folosesc variatoare în două trepte înseriate.

Variatoare sferice - dintre variatoarele sferice, variatoarele la care elementele căii de rulare de diametru variabil au suprafața de lucru sferică este prezentat în fig. 5.32.

Variatoare planetare - dacă se admite ca un criteriu de clasificare numărul de roți centrale, variatoarele planetare se grupează în variatoare cu două și cu trei roți centrale.

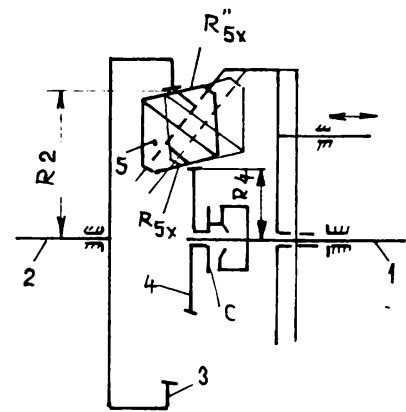


Fig. 5.30

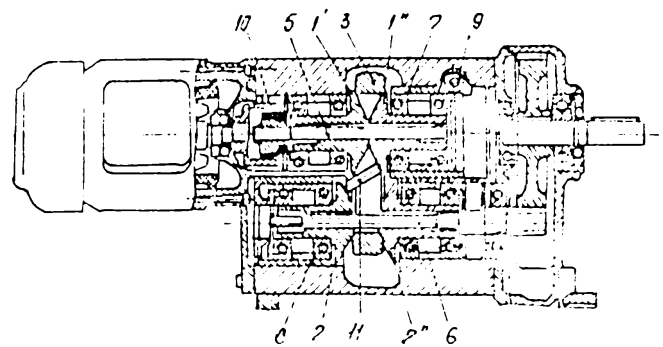


Fig. 5.31

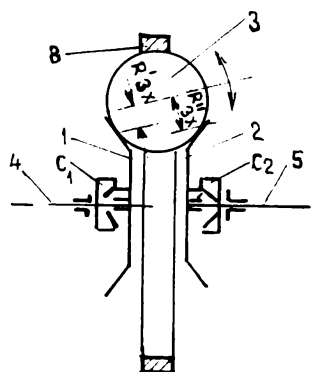


Fig. 5.32

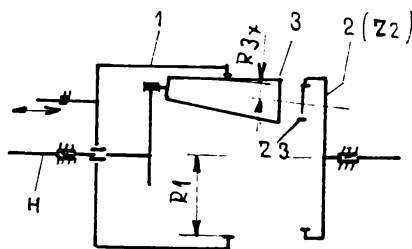


Fig. 5.33

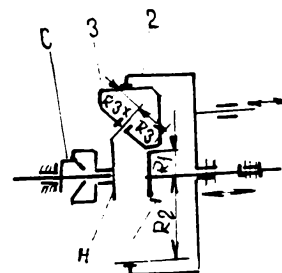


Fig. 5.34

Din grupa variatoarelor cu două roți centrale în figurile 5.33, 5.34, 5.35, 5.36 sunt prezentate mai multe variante constructive.

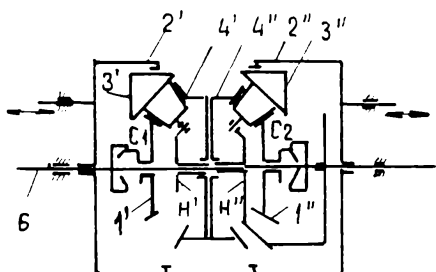


Fig. 5.35

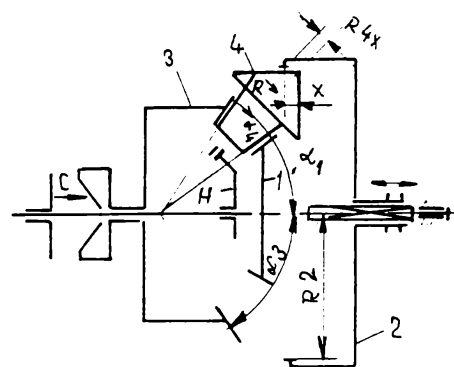


Fig. 5.36

Variatoarele planetare cu trei roți centrale sunt prezentate ca soluții principale în figurile 5.37, 5.38 și 5.39.

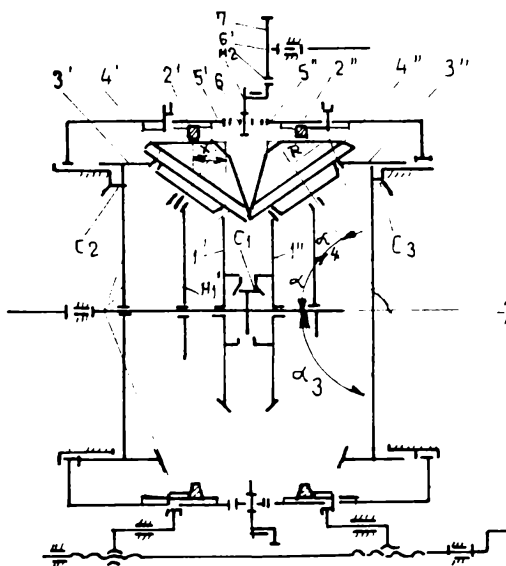


Fig. 5.37

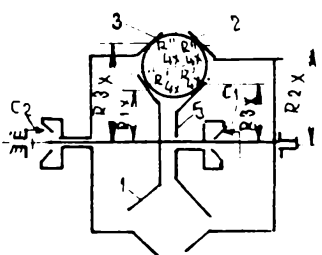


Fig. 5.38

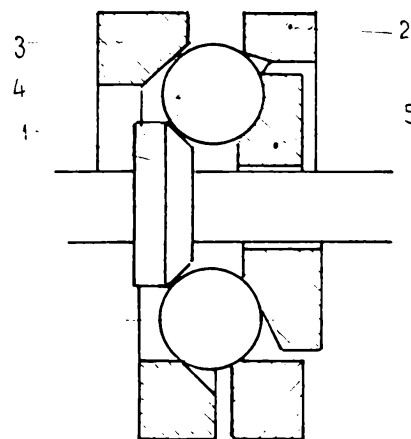


Fig. 5.39

### 5.4.2 Variatoare cu roți dințate.

Deoarece aceste transmisii asigură rapoarte de transmitere riguros constante, pot fi utilizate în mod special în cazurile în care se cer legături cinematice precise de exemplu în structura mașinilor unelte.

Câteva scheme principale ale unor astfel de tipuri de variatoare sunt prezentate în figurile următoare (fig. 5.40 și 5.41).

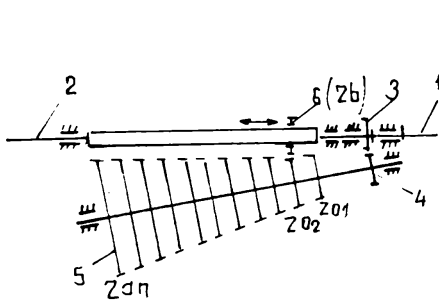


Fig. 5.40

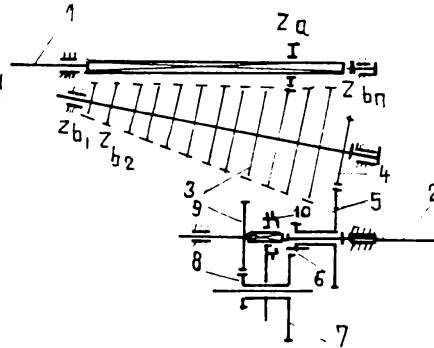


Fig. 5.41

Unele tipuri din aceste variatoare permit schimbarea raportului de transmitere în sarcină (fig. 5.42 și fig. 5.43).

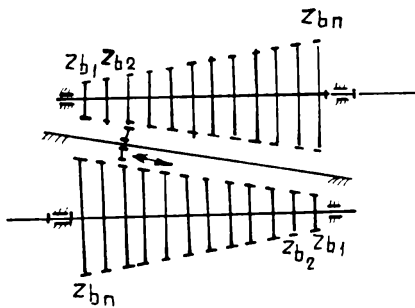


Fig. 5.42

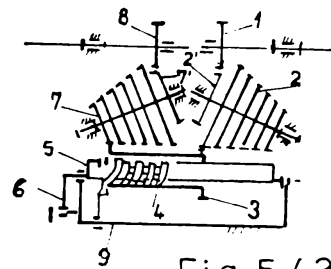


Fig. 5.43

Schimbarea turației în sarcină este posibilă datorită formei speciale a danturii roților blocului conic.

Roțile blocului conic au suprafețele de vârf și de fund în prelungire, iar dantura este pe o treime eliminată după o elice conică cu pas constant.

### 5.4.3 Variatoare armonice.

În figura 5.44 este prezentat schematic un variator armonic.

Variatorul este format din: brațul 1 și rolele 4, elementul flexibil 3, este realizat sub forma de inel cu secțiune bitrapezoidală și face contact în exterior cu elementele fixe 2 (carcasă) și 5 (disc), iar în interior cu discurile conice 6 și 7, primul fiind montat liber pe arborele motorului M, celalalt fixat pe arborele de ieșire 8. Apăsarea între elementele de fricțiune este asigurată de arcurile 9 și 10. Raportul de transmitere se schimbă prin modificarea spațiului dintre discul 5 și carcasa 2. Comanda schimbării raportului de transmitere se realizează prin angrenajul 11, 12, șurubul 13 și pârghia cotică 14, care apasă discul 5.

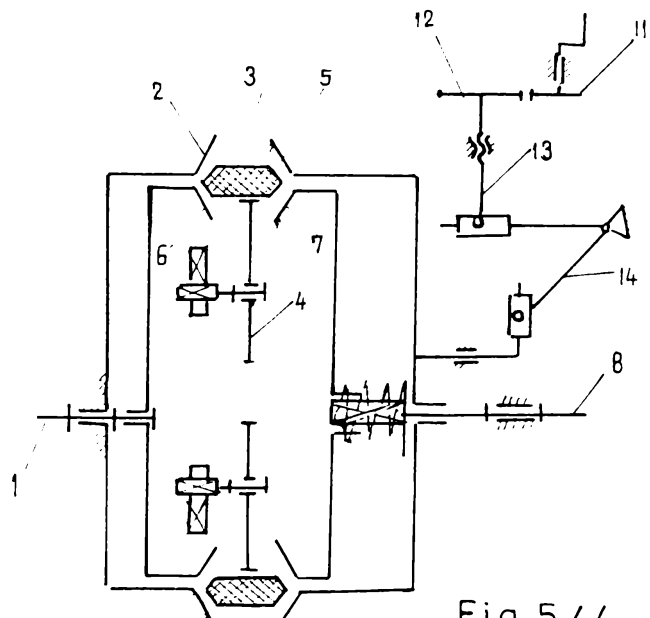


Fig. 5.44

#### 5.4.4 Variatoare cu curele.

Dintre variatoarele mecanice de turație, variatoarele cu curele au cea mai largă aplicare. Datorită gamei de reglare mari și puterii de transmisie relativ mari p 100 kw. Variatoarele cu curele late simetrice sunt prezentate schematic în figura 5.45.

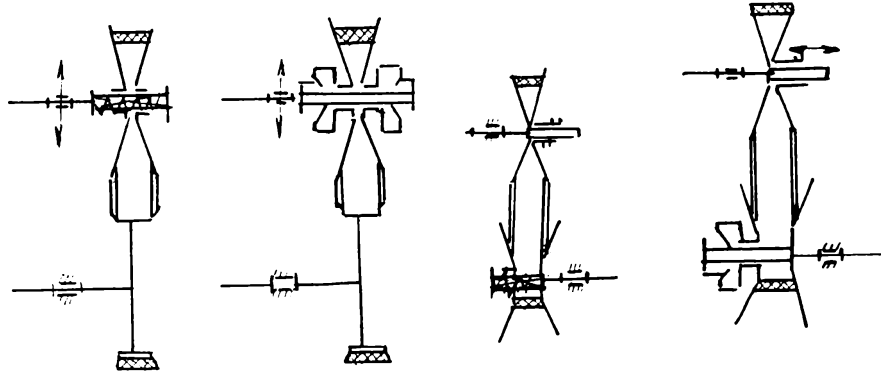


Fig. 5.45

La aceste variatoare schimbarea rapoartelor de transmitere se obține prin modificarea distanței dintre axele șaiabelor sau prin schimbarea poziției relative a discului comandat și implicit a discului de tensionare a curelei.

Variatoarele cu curele late trapezoidale asimetrice. La aceste variatoare secțiunea prin curea este aproape un trapez dreptunghic. Ca avantaj curelele trapezoidale de acest tip au rigiditate transversală mare, iar prin dințare interioară flexibilitate.

Schematic construcția unor variatoare din această familie este prezentată în figura 5.46.

#### 5.4.5 Variatoare cu lanțuri.

La aceste tipuri de variatoare se folosesc lanțuri speciale cu lamele (lanțuri ce angrenează) cu role, cu inele și cu sprijin pe bolțuri. Aceste tipuri de variatoare au o foarte mare aplicare în construcția mașinilor unelte.

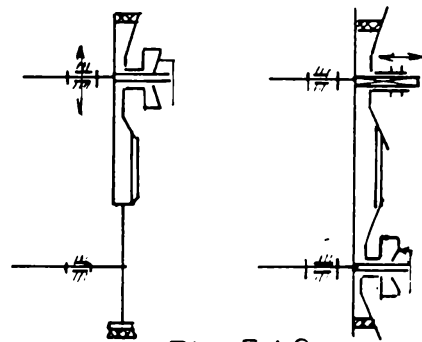


Fig. 5.46

Variatoare cu întindere constantă a lanțului.

Din această grupă au aplicație industrială variatoarele cu lanț cu întindere prin patine, prezentat schematic în figura 5.47.

Variatoare cu întindere automată a lanțului - sunt prevăzute cu sisteme ce le asigură întinderea lanțului proporțional cu momentul transmis ceea ce determină o durabilitate mai mare a lanțului și a celorlalte elemente.

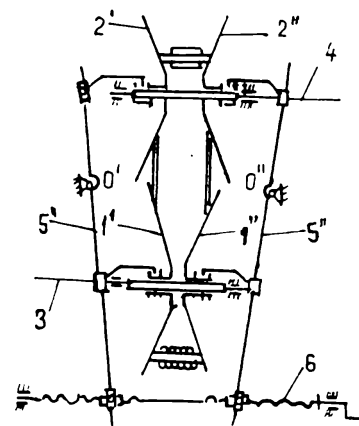


Fig. 5.47

Schematic un astfel de tip de variator este prezentat în figura 5.48.



Variatoare cu lanțuri cu role.

Aceste tipuri de variatoare se realizează similar variatoarelor cu lanț cu lamele putând fi cu întindere constantă a lanțului sau celor cu întindere automată a lanțului.

Un astfel de variator este prezentat schematic în figura 5.49.

Variatoare cu lanțuri cu sprijin pe bolțuri. Aceste tipuri de variatoare se realizează cu întindere automată și comandă hidraulică cu unul și două lanțuri. Construcția schematică a unui astfel de variator este prezentată în figura 5.50.

Pentru divizarea egală a fluxului de forță pe cele două variatoare transmisia din figura 5.51 folosește un mecanism diferențial cu roți dințate conice.

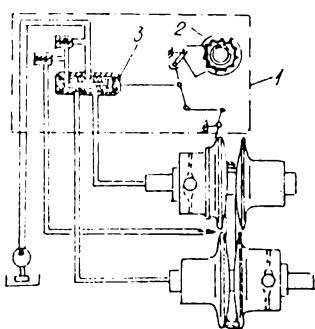


Fig. 5.50

#### 5.4.6 Variatoare cu impulsuri.

Variatoarele cu impulsuri sunt mecanisme care transformă mișcarea uniformă a elementului conducător în mișcare periodică sub formă de impulsuri cu grad de neuniformitate suficient de mic a elementului condus, acestea permit realizarea variației continue a raportului de transmitere într-o gamă foarte largă de valori.

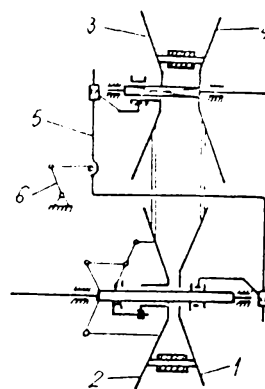


Fig. 5.48

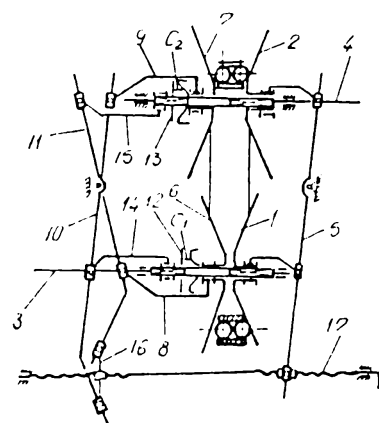


Fig. 5.49

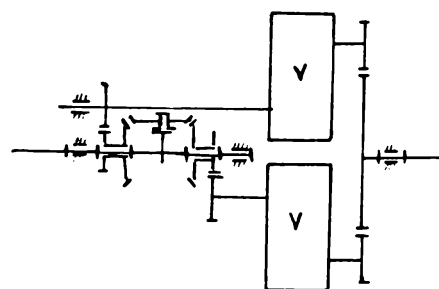


Fig. 5.51

- Dintre avantajele acestor tipuri de variatoare se pot aminti următoarele:
- variația raportului de transmitere se poate efectua în timpul funcționării;
  - în timpul funcționării cuplul transmis rămâne constant;
  - la arborele condus este posibilă oprirea și chiar schimbarea sensului mișcării de rotație;
  - arborele conducător poate fi antrenat de la orice sursă de energie;
  - funcționarea mecanismului făcându-se în baie de ulei este silențioasă;
  - tot datorita faptului că funcționează în baie de ulei poate lucra până la 150 - 200 ore fără întrerupere;
  - poate fi combinat cu reductori inversori de sens sau chiar doi arbori de ieșire pe sensuri diferite.

În figura 5.52 este prezentată principial schema unui astfel de variator care se compune dintr-un mecanism patruleter articulată cu lungimea manivelei reglabilă.

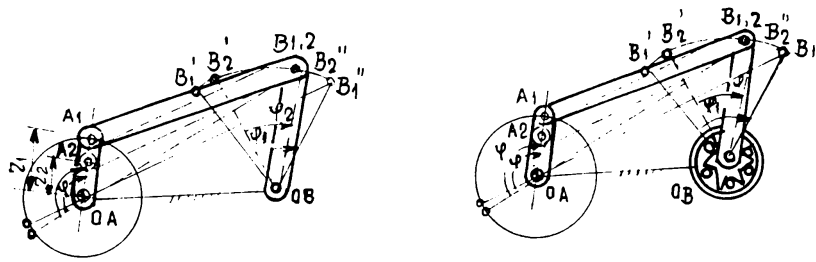


Fig.5.52

Pentru asigurarea transmiterii fără opriri a mișcării la elementul condus, la același element conducător se leagă în paralel și echifazat câteva mecanisme patrulatere articulate asigurându-se astfel la arborele condus prin cuplaje unisens o mișcare conform figurilor 5.53 și 5.54.

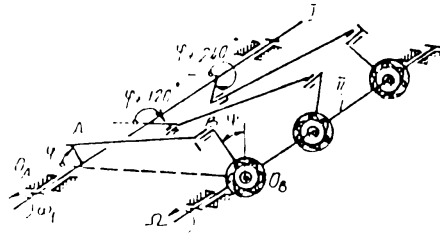


Fig.5.53

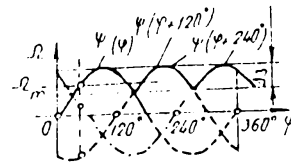


Fig.5.54

O variantă foarte utilizată a unui variator cu impulsuri este cel ce are la bază un mecanism bicontur cu culisă oscilantă. Reglarea unghiului de oscilație se realizează prin deplasarea cuplei intermediare de rotație conform figurii 5.55.

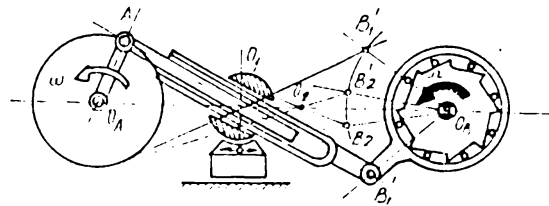


Fig.5.55

Soluția constructivă a unui astfel de variator este prezentată în figura 5.56.

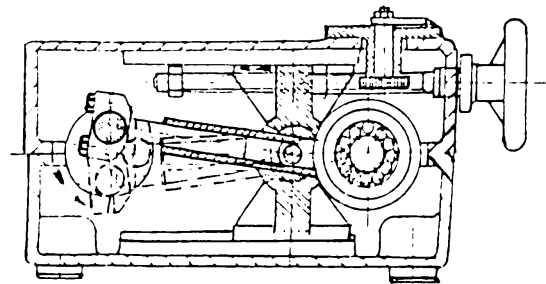
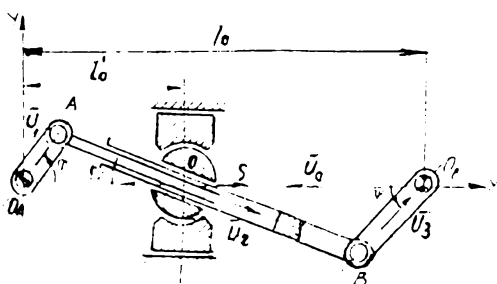


Fig.5.56

## CAPITOLUL VI

### 6. TRANSMISII NOI SPECIALE CU ELEMENT INTERMEDIAR APPLICATE LA GENERAREA PASULUI VARIABIL

#### 6.1 Generalități

Transmisia cu element intermediar permite transmiterea sau transformarea unei mișcări între elementul conducător și cel condus prin intermediul unor sfere (bile) ce în timpul mișcării formează articulații sferice. De remarcat este faptul că elementul conducător și cel condus nu sunt în contact direct între ele interpunându-se bilele .

Prin montarea bilelor echidistant într-o colivie asigurându-se astfel poziția reciprocă între ele precum și față de cele două elemente conducător și condus se asigură continuitatea mișcării.

Pe cele două elemente, conducător și condus, se execută alveole sferice astfel încât mișcarea transmisă sau transformată este fără alunecare.

De menționat este faptul că colivia cu bile nu este solicitată în timpul funcționării de momentul transmis. Colivia este solicitată doar dinamic datorită mișcării de rotație la care este supusă motiv pentru care astfel de transmisii sunt limitate din punctul de vedere al turației.

Se consideră că numai bila ce împreună cu elementul conducător și cel condus formează o articulație sferică instantanee sunt solicitate în cadrul transmisiei de momentul transmis. Solicitarea acestora este de strivire.

Transmisia cu element intermediar este o transmisie fără alunecări având în vedere că între elementele ei se realizează efectiv o angrenare.

Transmisia se utilizează în cazurile în care distanța între elementul conducător și cel condus este mică se transmit momente mari și la viteze de rotație mici ( $V \leq 20\text{m/s}$ ).

Având în vedere faptul că transmisia se bazează pe contactul unor suprafețe sferice care sunt pretensionate este nevoie să fie asigurate condiții speciale de lubrifiere. Dacă se are în vedere o lubrifiere prin barbotare aceasta poate fi asigurată în condiții foarte bune de însăși colivia cu bile, aceasta jucând rolul unui inel de ungere.

În concluzie, transmisia ca element intermediar este un hibrid între transmisiile prin fricțiune, roți dințate și transmisiile cu lanțuri, metodologia de calcul a acestora din urmă fiind similară.

Transmisiile cu element intermediar se pot aplica în următoarele variante de transmitere sau transformare a mișcării:

- transmisie între două roți exterioare cu axe paralele, fig.6.1.
- transmisie între două roți cu axe perpendiculare, fig.6.2.
- transmisie tip roată (pinion) cremalieră, fig.6.3.
- transmisie interioară între două roți, fig.6.4.

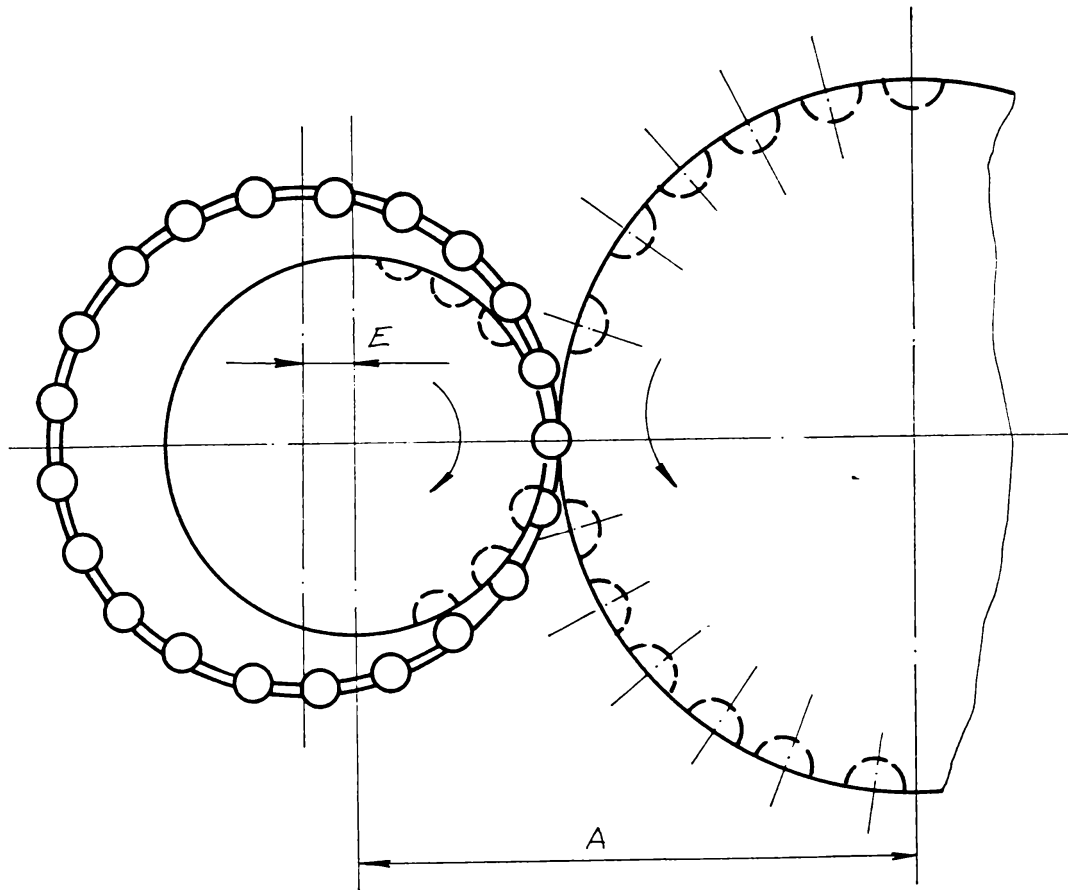


Fig. 6.1

În continuare exploatând la maxim avantajele articulației sferice, transmisia cu element intermediar poate fi utilizată și în cazul unor mecanisme complexe de transformare a mișcării și anume angrenaje de tip pinion cremalieră cu cremalieră curbă aplicație ce prin transmisiile clasice cunoscute nu se poate realiza.

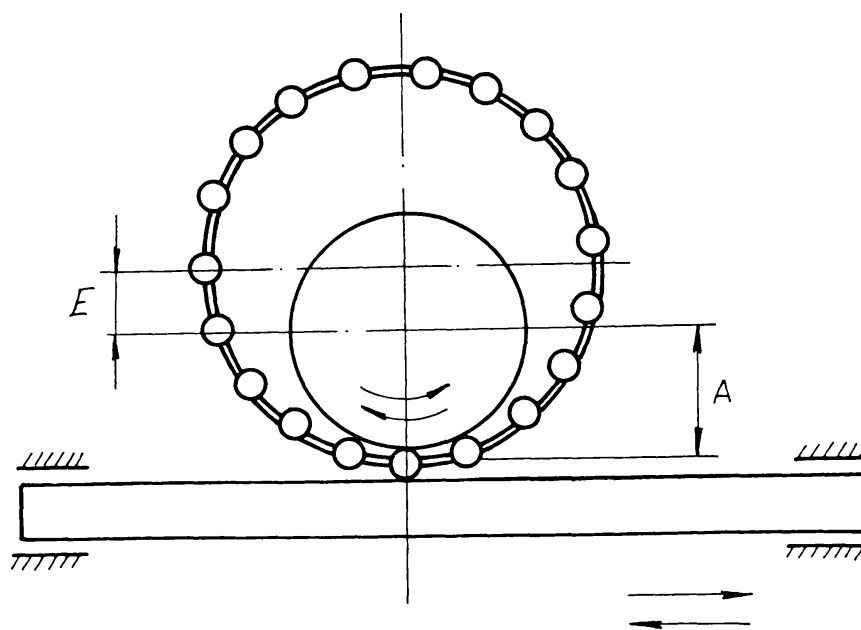
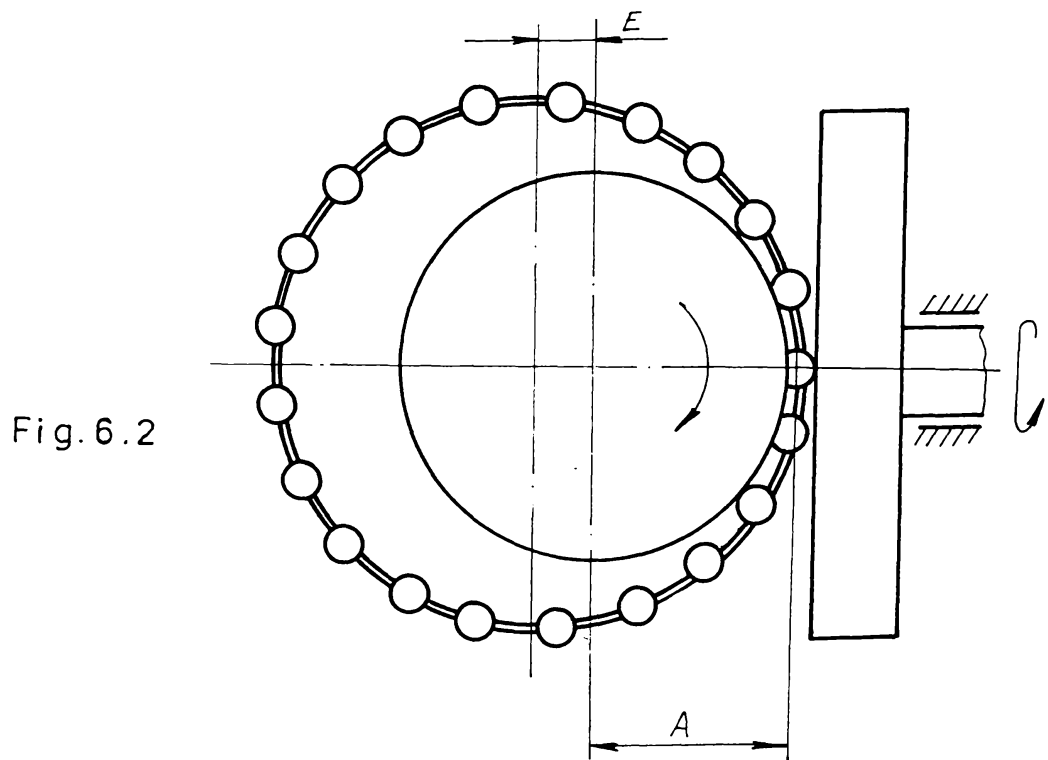
În continuare se dau două exemple de aplicații și anume:

- transmisie pentru obținerea unei mișcări de parametru variabil când cremaliera este o spirală Arhimedică fig.6.5.

- transmisie pentru obținerea unei mișcări de parametru variabil când cremaliera este o elice înfășurată pe un con fig.6.6.

În aceste din urmă două cazuri este nevoie de un element suplimentar ce are rolul de urmărire a cremalierii curbe menținând tot timpul pinionul în poziție de angrenare.

Transmisia cu element intermediar între două roți exterioare cu axe paralele (fig.6.1) este alcătuită din roata conducătoare 1 căreia i se imprimă o mișcare de rotație  $I$  și care este transmisă roții conduse 2 prin intermediul bilelor din colivie 3. Cele două roți au executate pe suprafețele cilindrice alveole sferice la același pas. Același pas se regăsește și la bilele din colivie.



Transmisia cu element intermediar între două roți cu axe perpendiculare (fig.6.2) este alcătuită din roata conducătoare 1 căreia i se imprimă mișcarea de rotație  $\omega$  și care angrenează cu frontalul roții 2 prin intermediul coliviei cu bile 3. Roata 1 are executate pe suprafața cilindrică alveole sferice iar roata condusă 2 pe suprafața frontală are executate alveolele la un anumit diametru. Pasul alveolelor și al bilelor la cele trei elemente este același.

Transmisia de tipul pinion cremalieră (fig.6.3) se compune din roata conducătoare 1 căreia i se imprimă mișcarea de rotație I și care angrenează cu cremaliera 2 prin intermediul coliviei cu bile 3. Cremaliera va efectua o mișcare de translație II. Alveolele de pe pinionul 1 de pe cremaliera 2 și bilele din colivie au același pas.

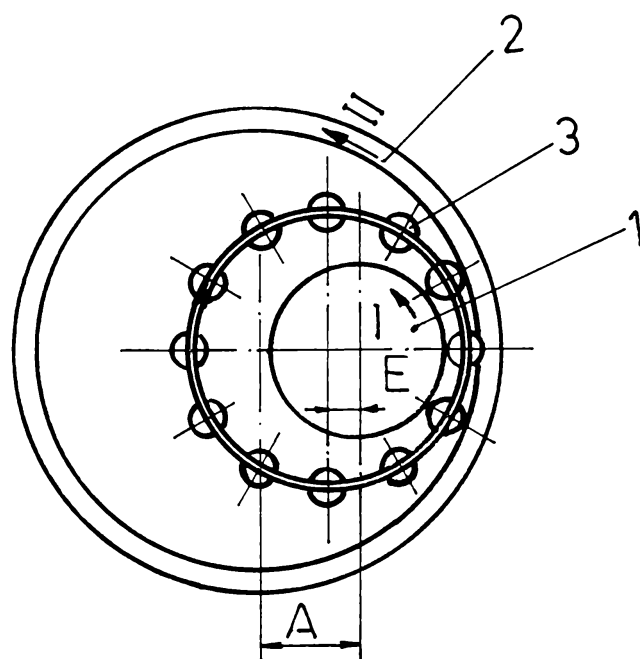


Fig. 6.4

Transmisia cu element intermediar interioară fig.6.4. este alcătuită din roata conducătoare 1 ce angrenează prin intermediul coliviei cu bile 3 cu interiorul roții conduse 2. Pasul alveolelor și al bilelor este același.

În acest din urmă caz roata ce are executate alveolele pe interior se complică din punct de vedere tehnologic dar este realizabilă.

În toate cazurile prezentate până acum rolurile elementului conducător și condus se poate inversa transmisia fiind reversibilă.

Un alt aspect este acela că de regulă colivia cu bile va îmbrăca întotdeauna roata cu diametrul cel mai mic în primul rând pentru a nu avea niște gabarite exagerate la colivie cât și pentru ca forțele dinamice ce solicită colivia să fie minime.

Transmisia complexă (fig.6.5) între o cremalieră (a) curbă de forma unei spirale Arhimedice dispusă pe roata plană (1) ce angrenează cu pinionul (2) prin intermediul coliviei cu bile (3) pinion ce execută și o mișcare de translație pe un ax canelat (4). Roții (1) i se imprimă o mișcare de rotație I care datorită angrenării este transmisă pinionului (2), acesta va urmări spirala Arhimedică datorită unui palpator ce intră în canalul b din roata (1) efectuând și o mișcare de translație III.

Pe cremaliera curbă și pe pinion se execută alveole sferice (C) care au același pas cu bilele din colivia (3).

Față de cazurile prezentate anterior această transmisie complexă permite obținerea unei mișcări la axul canelat (4) de viteză variabilă.

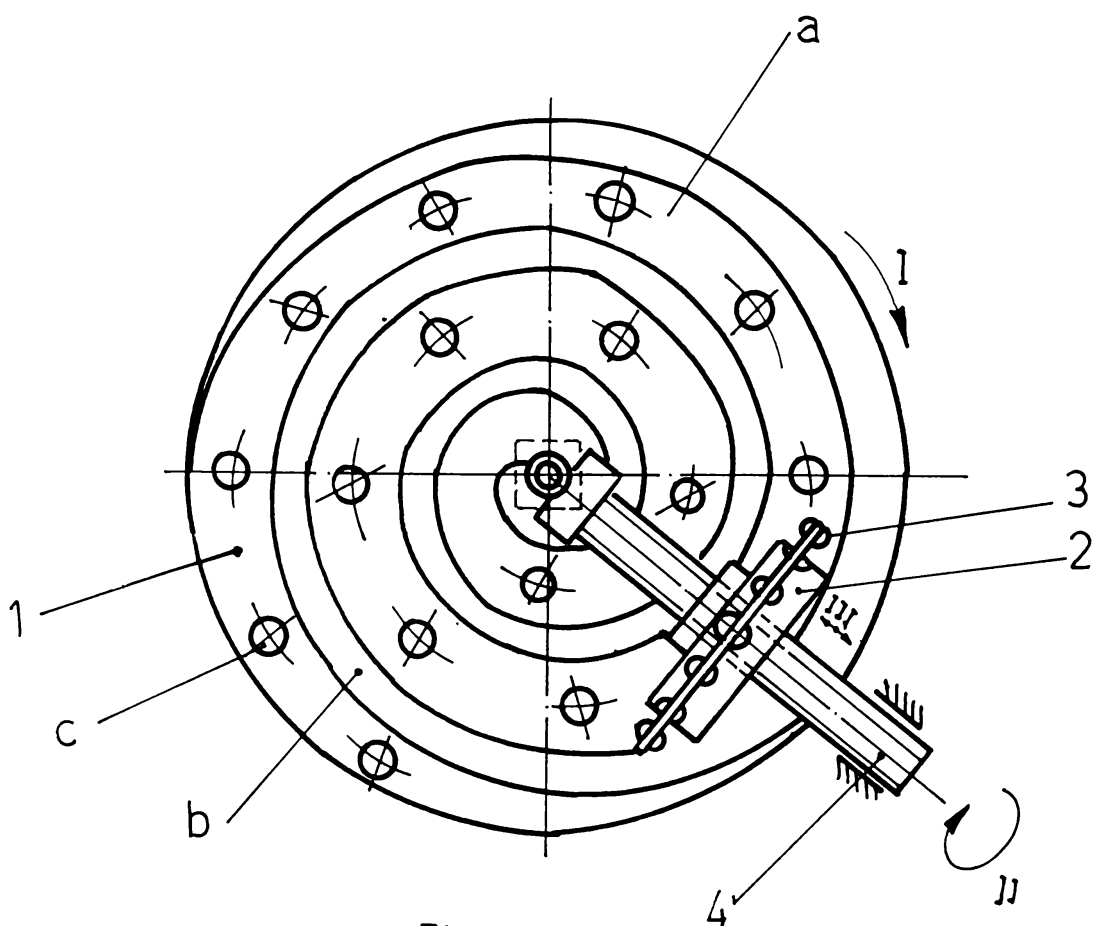


Fig.6.5

Și transmisia complexă prezentată în fig.6.6 în care cremaliera curbă este înfășurată pe o suprafață conică (1) care angrenează prin intermediul coliviei cu bile (3) cu pinionul (2), pinion ce poate glisa pe axul canelat (4) căruia i se imprimă ca și în cazul anterior o mișcare de viteză variabilă.

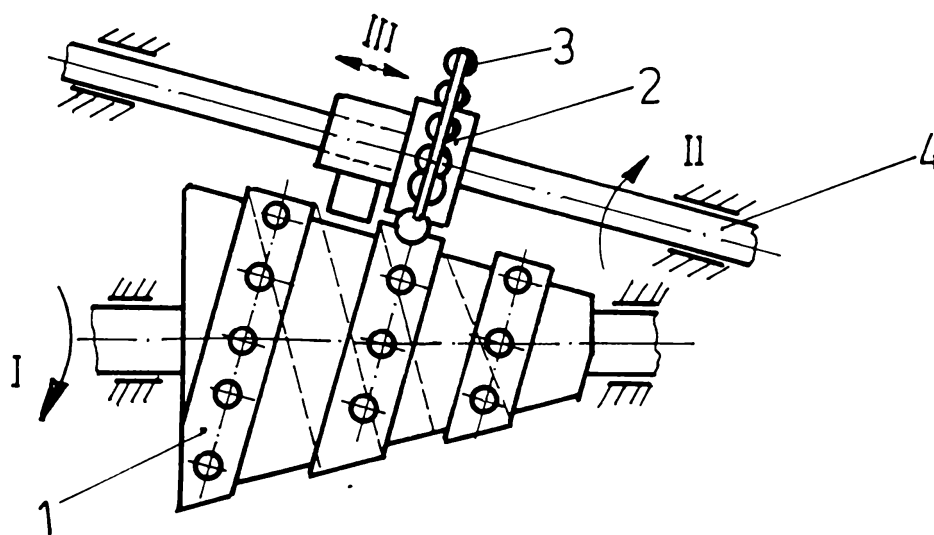


Fig.6.6

## 6.2. Elementele geometrice ale transmisiilor cu element intermediar.

Elementele geometrice de bază ale unei transmisii cu element intermediar sunt:

- profilul dinților,
- pasul,
- numărul de dinți al roților,
- distanța între axe.

Pasul este elementul fundamental al transmisiei, el asigurând succesiunea ordonată a articulațiilor sferice ce se formează între cele două roți și elementul intermediar (bila).

Pasul reprezintă distanța măsurată pe diametrul de divizare între două centre consecutive ale corpurilor de rostogolire.

Capacitatea portantă a transmisiei este dependentă de pas și de dimensiunea corpului de rostogolire (bila).

Având în vedere faptul că acest tip de transmisie preia o serie de elemente specifice ale transmisiilor prin fricțiune, roți dințate și ale transmisiilor cu lanț, o serie de elemente geometrice prin similitudine își vor păstra denumirea.

Deși noțiunea de dinte este improprie deoarece roata nu are dinți ci goluri ea va fi atribuită generic acestor goluri.

Golurile în cauză (alveolele) sunt de forma unei calote sferice (fig.6.7), distanța dintre centrele a două calote succesive fiind pasul.

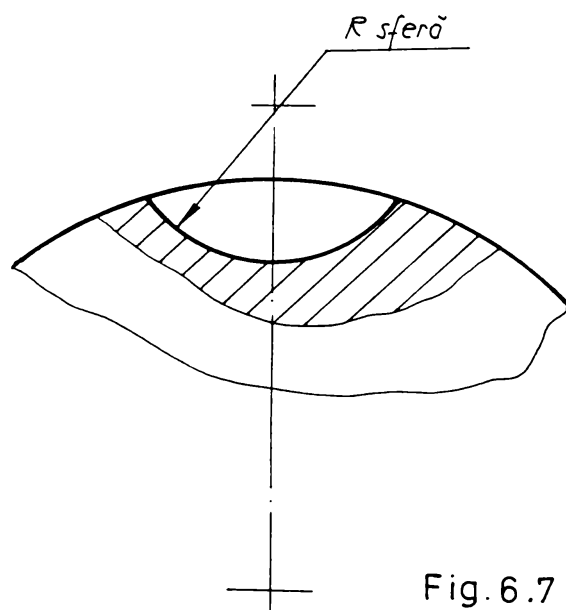


Fig. 6.7

Diametrul de divizare al unei roți se determină astfel:

- în triunghiul OAB și triunghiul ABC (fig.6.8).

$\alpha = 360^\circ/z$  (pasul unghiular)



$z$  = numărul de dinți.

$$OA = OB = D_d/2 = R_d$$

$$\sin \frac{\alpha}{2} = \frac{AB}{AC} = \frac{P}{D_d}$$

$$D_d = \frac{p}{\sin \frac{\alpha}{2}} = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

$$D_d = \frac{p}{\sin \frac{180^\circ}{z}}$$

- relația obținută este identică cu relația de calcul a diametrului de divizare a roților de lanț.

Ceea ce este de subliniat în mod deosebit este faptul că diametrul de divizare nu se materializează pe roată. El se va determina doar ca cotă rezultată măsurând distanța peste bile.

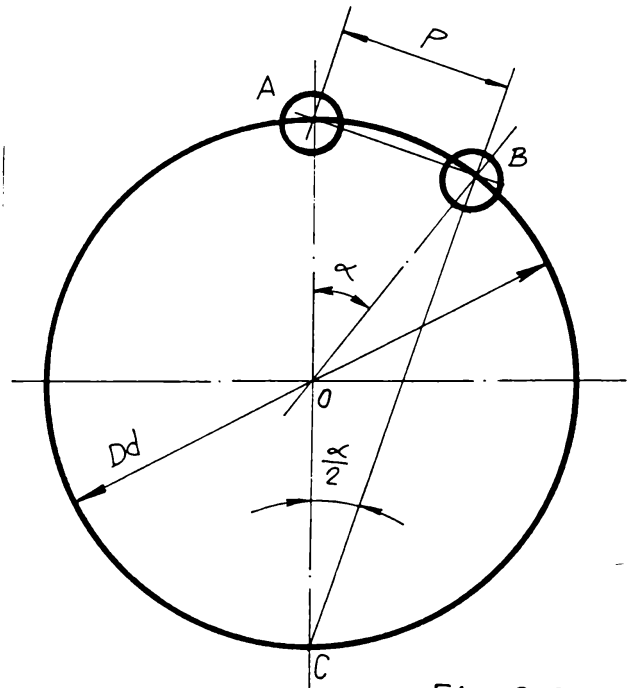


Fig. 6.8

În cazul unei roți plane în care dinții se execută pe frontalul acesteia, relația de calcul este identică, schema de calcul fiind conform fig.6.9.

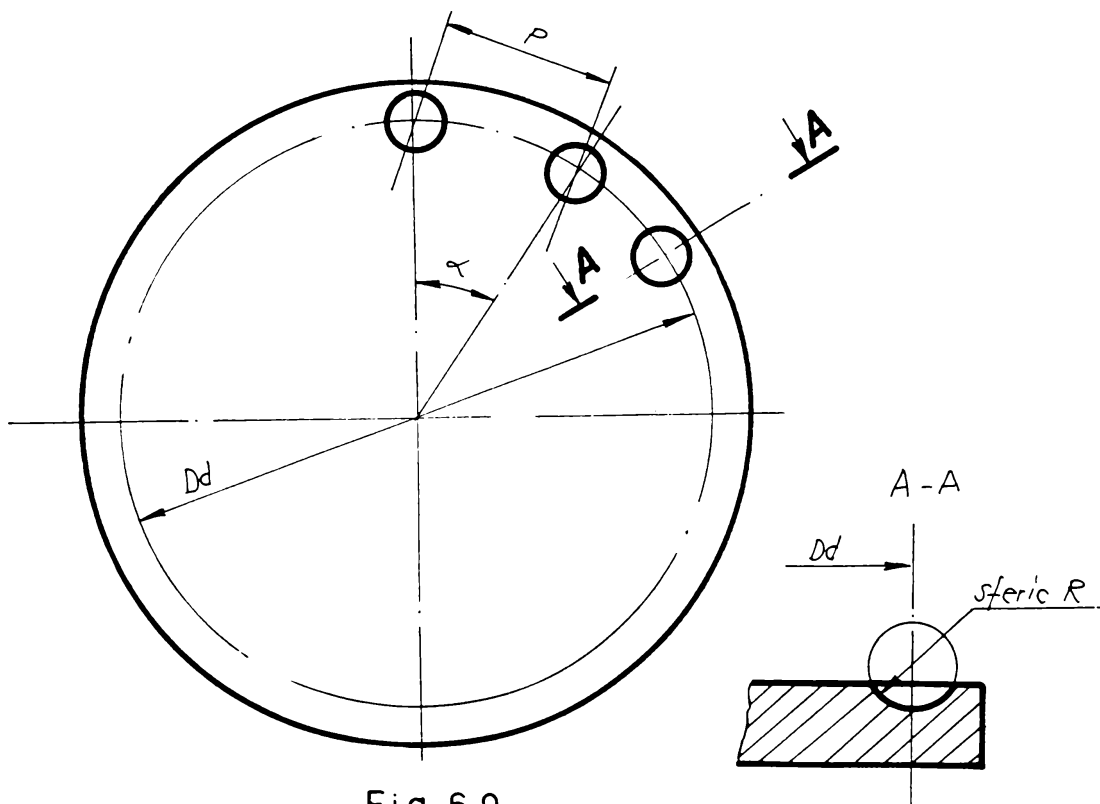


Fig. 6.9

Si în acest caz diametrul de divizare nu se materializează fizic pe roată el găsindu-se într-un plan paralel cu planul frontal al roții.

Cu aceeași relație se calculează și colivia cu bile (fig.6.10).

Se recomandă ca numărul de bile din colivie să fie impar ceea ce poate asigura o uzură uniformă a roților care în acest caz pot avea un număr par de dinți.

Pentru calculul unui angrenaj se vor avea în vedere următoarele etape și considerente:

- colierul cu bile va trebui să îmbrace roata mică (pinionul) a angrenajului pentru a permite montarea și demontarea;

- colierul cu bile este un element normalizat similar colierelor cu bile din componența rulmenților.

- în prima etapă se are în vedere predimensionarea roții mici (pinionului);

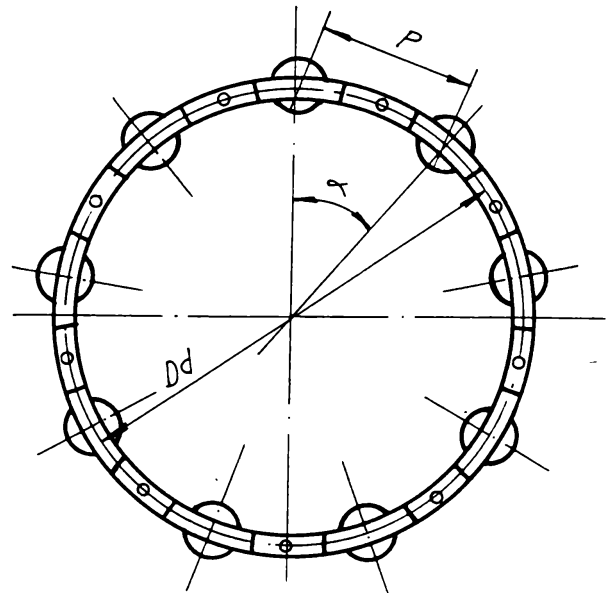


Fig. 6.10

- pentru calcule se vor avea în vedere următoarele notații:

$z_1$  - numărul de dinți ai roții conducătoare;

$z_2$  - numărul de dinți ai roții conduse;

$z_b$  - numărul de bile din colivie;

$i_t$  - raportul de transmitere al transmisiei;

$i_c$  - raportul de transmitere al coliviei;

$D_{d1;2}$  - diametrele de divizare ale roților;

$D_{e1;2}$  - diametrele exterioare ale roților;

$D_{i1;2}$  - diametrul interior al roților.

În fig.6.11 sunt prezentate elementele geometrice ale unei roți.

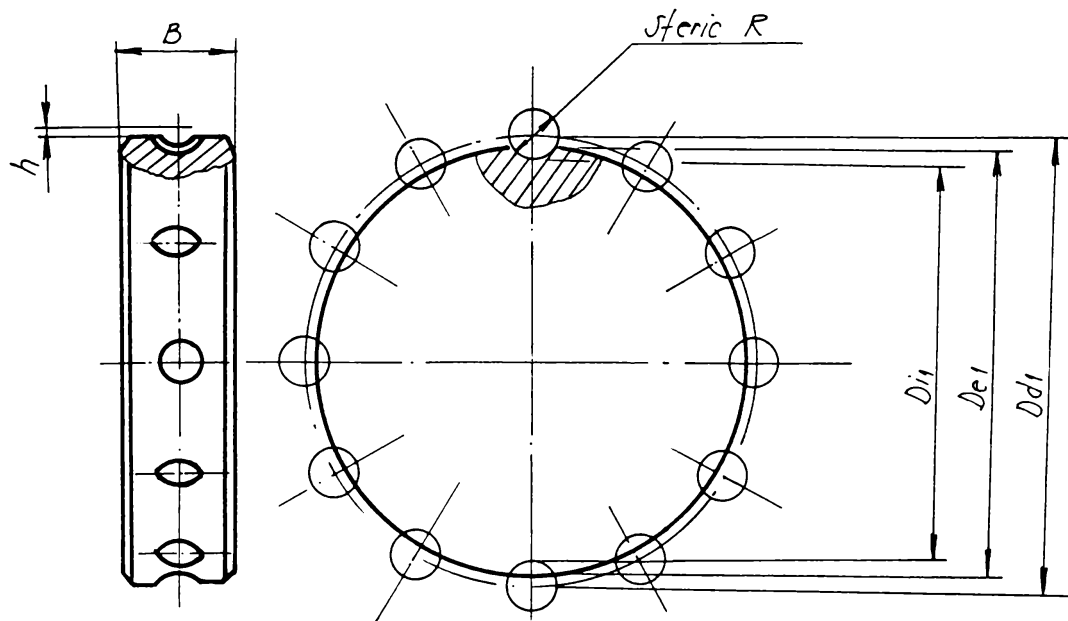
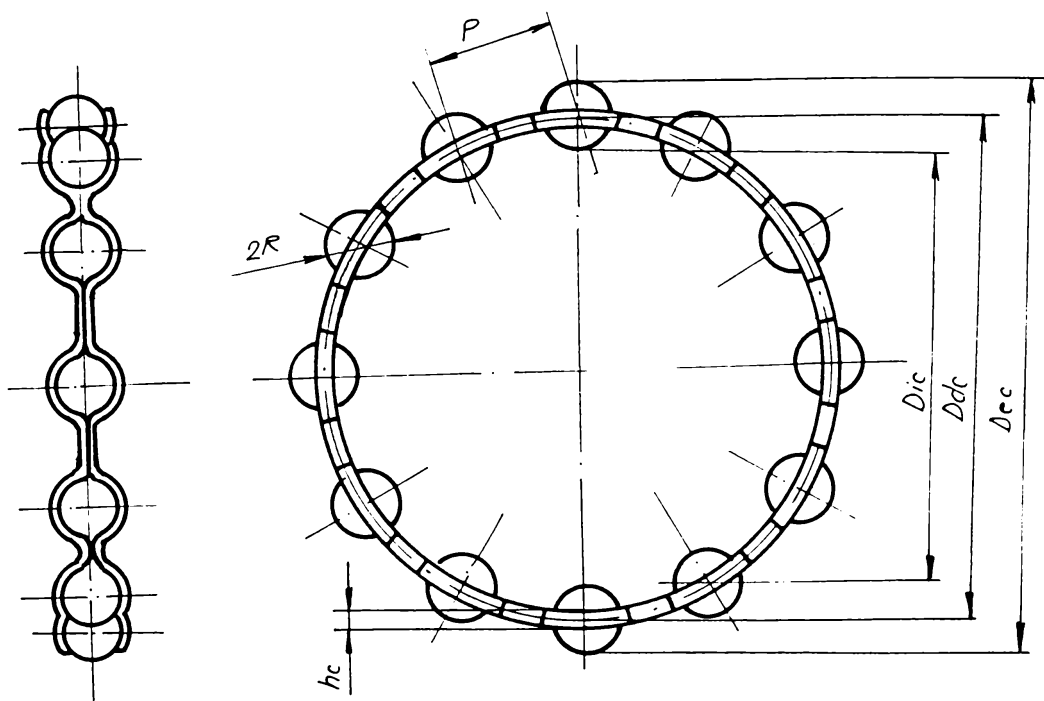


Fig.6.11

Așa după cum se observă și în figură și cum a fost menționat anterior diametrul de divizare nu se materializează pe roată.

$$D_e < D_d$$

În fig.6.12 sunt prezentate elementele geometrice ale unei colivii cu bile unde:



$D_{ec}$  - diametrul exterior al coliviei;  
 $D_{dc}$  - diametrul de divizare al coliviei;  
 $D_{ic}$  - diametrul interior al coliviei;  
 $h_c$  - lățimea coliviei;  
 $R$  - raza bilei.

Între elementele coliviei și pinion există următoarele raporturi:

$$i_c = \frac{z_1}{z_b} < 1$$

relație obligatorie de unde rezultă:

$$D_{d1} < D_{dc} \text{ și } D_{d1} < D_{ic}$$

Ultima relație fiind obligatorie și din considerente de funcționare și montaj.

Elemente cunoscute:

$i_t$  - cunoscut (sau impus)

$p$  - normalizat (se adoptă)

$z_b$  - normalizat (se adoptă)

$R(D)$  - raza (diametrul bilei)  
standardizat

$a$  - adâncimea calotelor (alveolelor).

Pentru unele mărimi enunțate se recomandă următoarele valori:

$a = 0,22 - 0,26 D$

$h_c = 0,45 D$

În fig.6.13 este prezentată angrenarea a două roți exterioare.

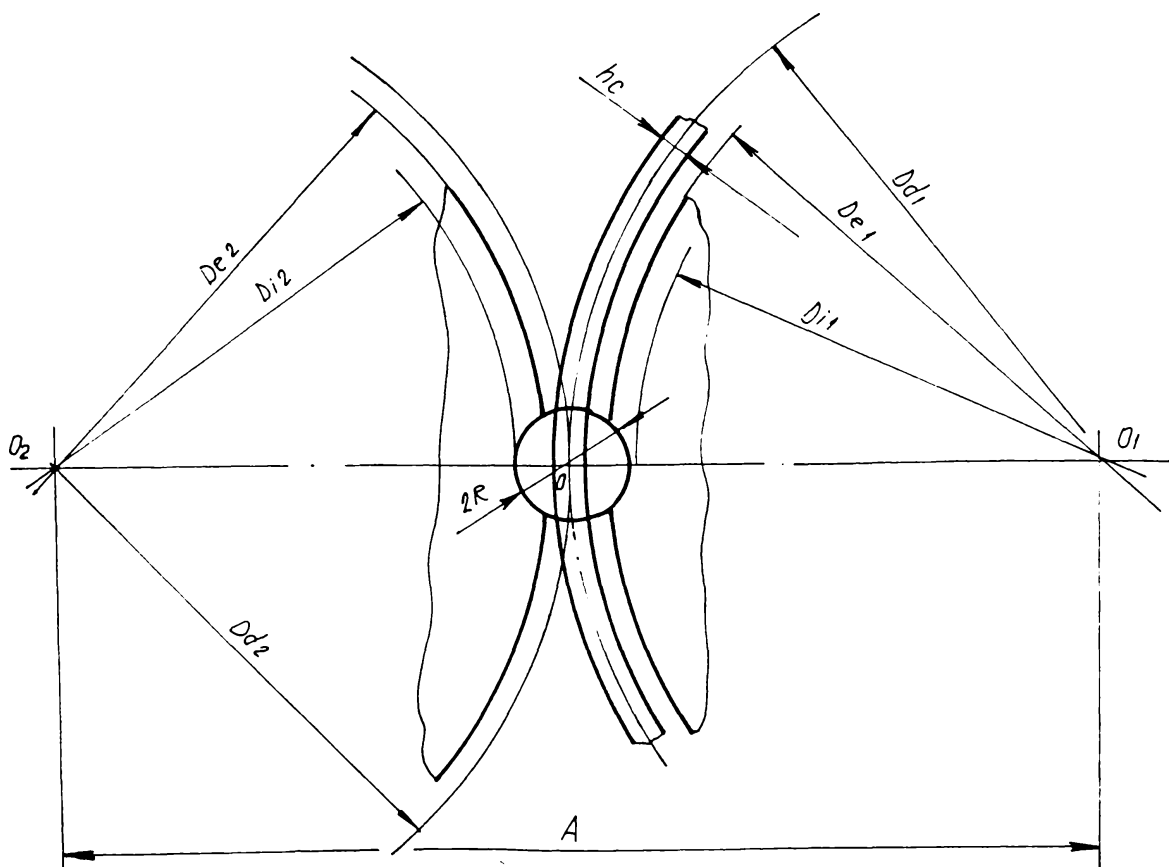


Fig. 6.13

In fig.6.14 este prezentată angrenarea a două roți cu axe perpendiculare.

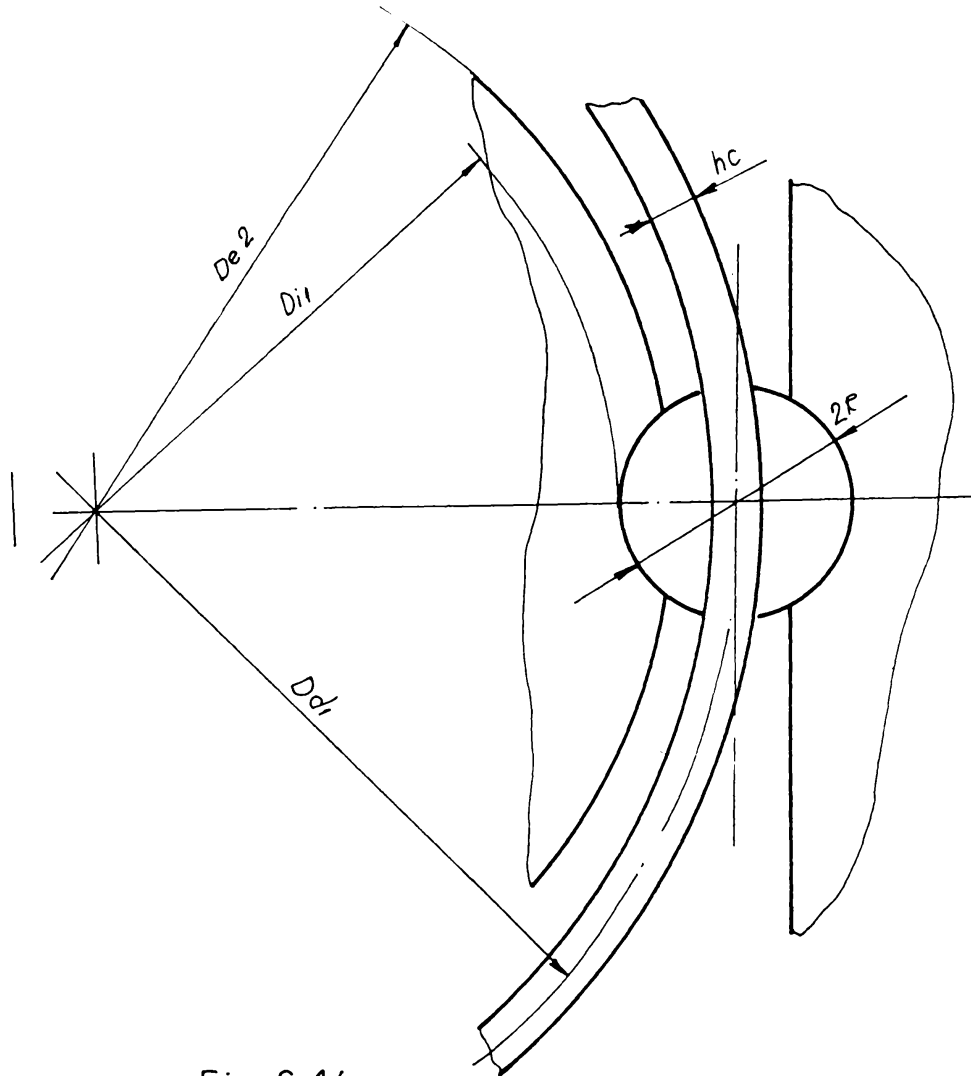


Fig. 6.14

In fig.6.15 sunt prezentate elementele geometrice ale unei roți plane.

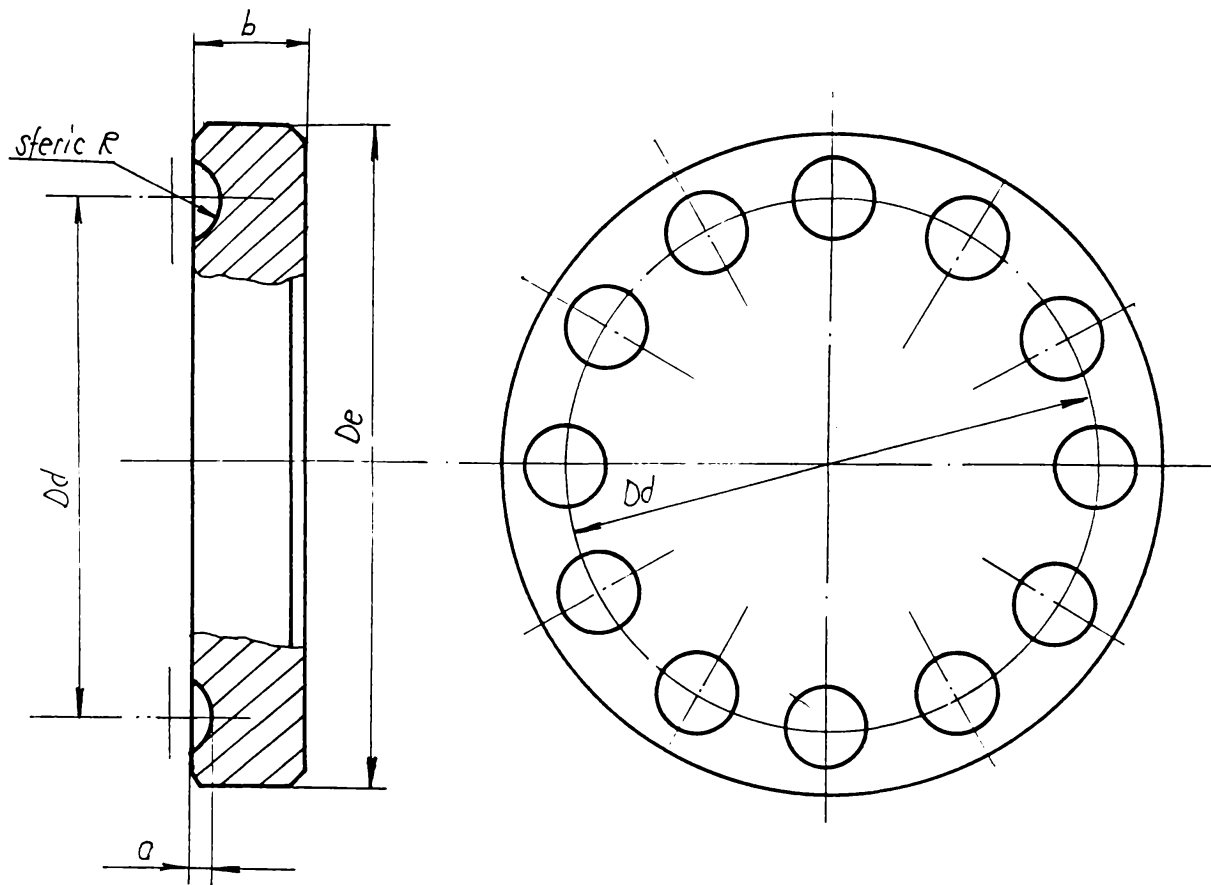


Fig. 6.15

### 6.3. Considerații tehnologice și constructive.

Din punct de vedere al contactului dintre bilă și roată acesta se realizează după o suprafață sferică.

Extrapolând mărimea jocului dintre alveola din roată și bilă se observă în fig.6.16.a că avem un contact punctiform fapt ce duce la o instabilitate a articulației sferice în funcționare și totodată la o uzură (tasare) a centrului alveolei.

În consecință se recomandă ca alveola să aibe forma din fig.6.16.b din următoarele considerente:

- contactul bilă roată se realizează după un diametru și nu după un punct;
- bila se așază stabil în locaș deci articulația sferică este stabilă;
- locașul obținut prin centruire este favorabil pentru reținerea lubrifianților, deci avantajează ungerea transmisiei.

Și din punct de vedere tehnologic varianta din fig.6.16.b este mai avantajoasă deoarece alveola se obține prin frezare cu o freză profilată cu vârf sferic ori în vârful frezei de așchiere este zero ceea ce pe piesă se regăsește într-o suprafață rugoasă lucru ce este dezavantajos în funcționarea transmisiei. Dacă anterior frezării se execută o operație de

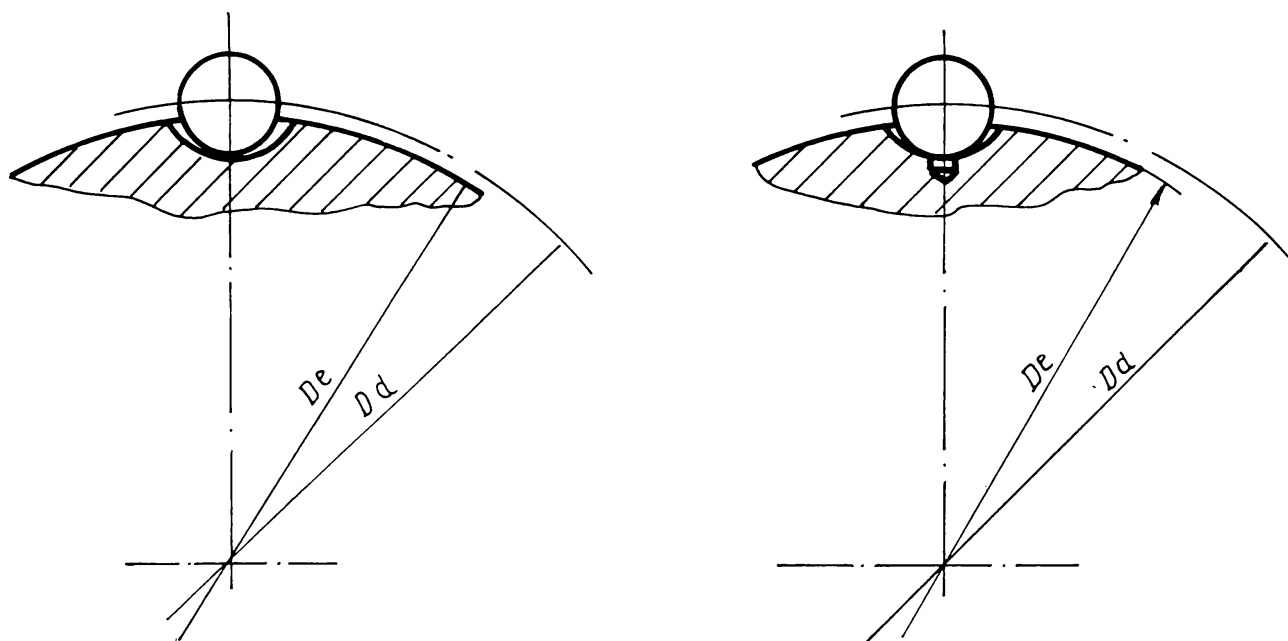


Fig. 6.16

centruire în așa fel ca vârful găurii să se păstreze după frezare rezultatele obținute la execuție și apoi în funcționare vor fi superioare.

Roțile cu alveolele executate la interior ridică probleme deosebite în ce privește execuția lor. Se pot genera alveolele în două variante:

- prin eroziune electrică cu un electrod masiv cu vârf sferic caz în care roata este monobloc;

- clasic prin găurire și apoi frezare dar în acest caz roata se compune din mai multe elemente (fig.6.17);

- pastile cu alveole;

- corp roată;

- bandaj exterior.

Varianta clasică este deosebit de laborioasă și presupune niște condiții deosebite în ce privește execuția și montajul.

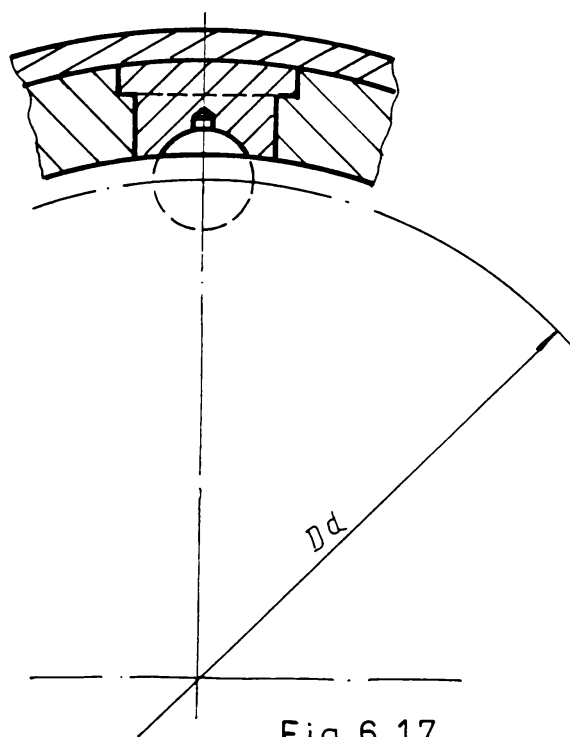


Fig. 6.17

## 6.4. Aplicații ale transmisiilor speciale cu element intermediar.

### 6.4.1. Dispozitivul pentru generarea pasului variabil adaptabil pe mașini unelte universale.

Dispozitivul pentru generarea pasului variabil rezolvă problema propusă în vederea extinderii posibilităților tehnologice a mașinilor unelte universale (freze) pentru generarea pasului variabil. El este o aplicație complexă a transmisiilor speciale cu element intermediar.

Sunt cunoscute mai multe posibilități de generare prin așchiere a melcilor cu pas variabil:

- pe mașini unelte cu comandă numerică, ce au în partea de CN posibilitatea generării pasului variabil;

- pe mașini unelte clasice specializate.

Dezavantajul acestor posibilități este următorul:

- în primul caz, cel al CN, presupune o parte de comandă destul de complicată pentru ca mașina în cauză să fie aptă să execute pasul variabil și totodată este limitată sub aspect tehnologic în funcție de tipul mașinii pe care îl echipează comanda: strung sau freză;

- în al doilea caz, se au în vedere mașini unelte clasice specializate ce au la bază următorul principiu și anume, compunerea a două mișcări una de viteză constantă și una de viteză variabilă prin intermediul unui mecanism sumator.

De regulă mișcarea cu viteză variabilă se obține fie de la mecanism cu camă, fie de la un angrenaj de roți dințate elipsoidale. În aceste cazuri deci, mașinile utilizate sunt mașini specializate, ceea ce presupune o dotare suplimentară, ceea ce în anumite situații nu se justifică economic.

Scopul dispozitivului este de a mări gama posibilităților tehnologice ale unui utilaj universal de tipul strung sau freză.

Problema pe care o rezolvă dispozitivul este aceea de a realiza un dispozitiv pentru generarea pasului variabil care să poată fi adaptat pe un utilaj universal, strung sau freză.

Dispozitivul pentru generarea pasului variabil, elimină dezavantajele de mai jos, prin aceea că permite execuția unui melc cu pas variabil pe un utilaj universal freză sau strung.

Dispozitivul în cauză este compus dintr-un disc care pe exterior are practicată o dantură conică, dantură ce angrenează cu un pinion conic, care primește o mișcare de rotație constantă ( $n=ct$ ;  $\omega =ct$ ) de la priza de putere a mașinii (șurubul principal).

Pe suprafața frontală a discului se află executată o spirală Arhimedică. Pe plinul spiralei Arhimedice sunt executate segmente sferice ceea ce permite ca discul să poată transmite o mișcare de rotație unei roți cilindrice care poate transla pe un ax canelat.

Discul cu spirala Arhimedică și roata cilindrică angrenează prin intermediul unui element intermediar bilelor ce sunt reținute într-o colivie, similar unei colivii de rulment.



Roata cilindrică este reținută într-o sanie ce urmărește spirala Arhimedică.

Datorită faptului că discului 1 se imprimă o mișcare de rotație, cu  $n_1 = ct$ , iar roata cilindrică se rostogolește pe spirala Arhimedică, spirală ce în fiecare moment își schimbă raza de curbură rezultă că roata cilindrică va primi o mișcare de rotație variabilă  $n_2 \neq ct$ .

Se dă un exemplu de realizare a dispozitivului în legătură cu figurile 6.18; 6.19; și 6.20, care reprezintă:

- figura 6.18 - schema de principiu a dispozitivului;
- figura 6.19 - detaliu referitor la angrenajul cu element intermediar;
- figura 6.20 - vedere a discului cu spirala Arhimedică.

Dispozitivul pentru generarea pasului variabil este alcătuit din pinionul 1, căruia i se imprimă o mișcare de rotație de viteză unghiulară constantă ( $n = ct$ ;  $\omega = ct$ ) de la priza de putere a mașinii unelte, aceasta angrenează cu dantuta conică a discului 2, pe a cărei suprafață frontală se află executată o spirală Arhimedică.

În plinurile spiralei a sunt executate segmente sferice b.

Prin intermediul elementului intermediar 3 se transmite o mișcare de rotație roții cilindrice 4, roată ce are și ea executată pe suprafața cilindrică segmente sferice b și care poate translata datorită saniei 5 ce urmărește spirala arhimedică pe axul canelat 6.

În acest caz datorită faptului că raza vectoare a contactului dintre spirala Arhimedică și roata cilindrică variază în fiecare moment, rezultă că viteza în punctul respectiv este și ea variabilă și deci viteza axului canelat 6 care reprezintă ieșirea fluxului de mișcare din dispozitiv va fi viteză unghiulară variabilă ( $\omega \neq ct$ ;  $n \neq ct$ ).

Dispozitivul pentru generarea pasului variabil prezintă următoarele avantaje:

- construcție simplă;
- se poate adapta pe strunguri universale și pe freze universale în funcție de tipul prelucrării;
- permite transmiterea unei puteri mari la o viteză de rotație redusă datorită angrenajului cu element intermediar;
- mărește posibilitățile tehnologice ale mașinilor unelte universale.

Dispozitivul pentru generarea pasului variabil utilizabil pe mașini unelte universale (strunguri, freze) caracterizat prin aceea că în scopul realizării unei viteze de rotație variabile necesară generării pasului variabil imprimându-se o mișcare de rotație constantă pinionului 1, acesta angrenează cu discul 2. Datorită faptului că discul 2 angrenează tot timpul cu roata 4, pe o rază ce variază, viteza roții 4, va fi variabilă deci axul canelat 6 va avea o mișcare de rotație cu viteză variabilă.

Pentru execuția efectivă a unei astfel de transmisii s-a procedat la elaborarea a două programe și anume:

- un program de calcul efectiv a unei spirale Arhimedice și un al doilea program de aproximare a unei spirale cu segmente de dreaptă care de fapt reprezintă pasul angrenajului.

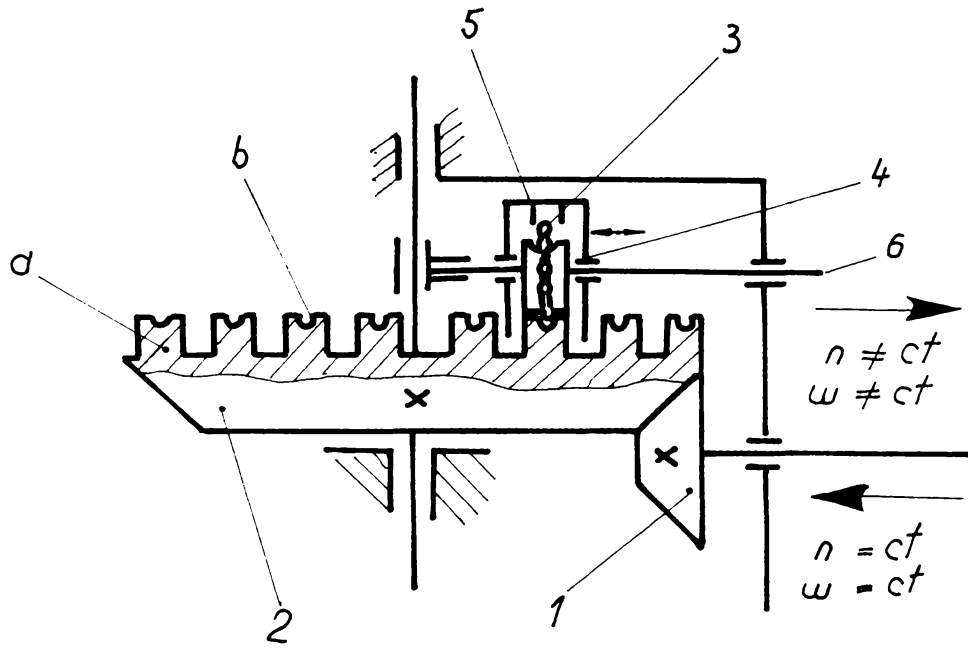


Fig. 6.18

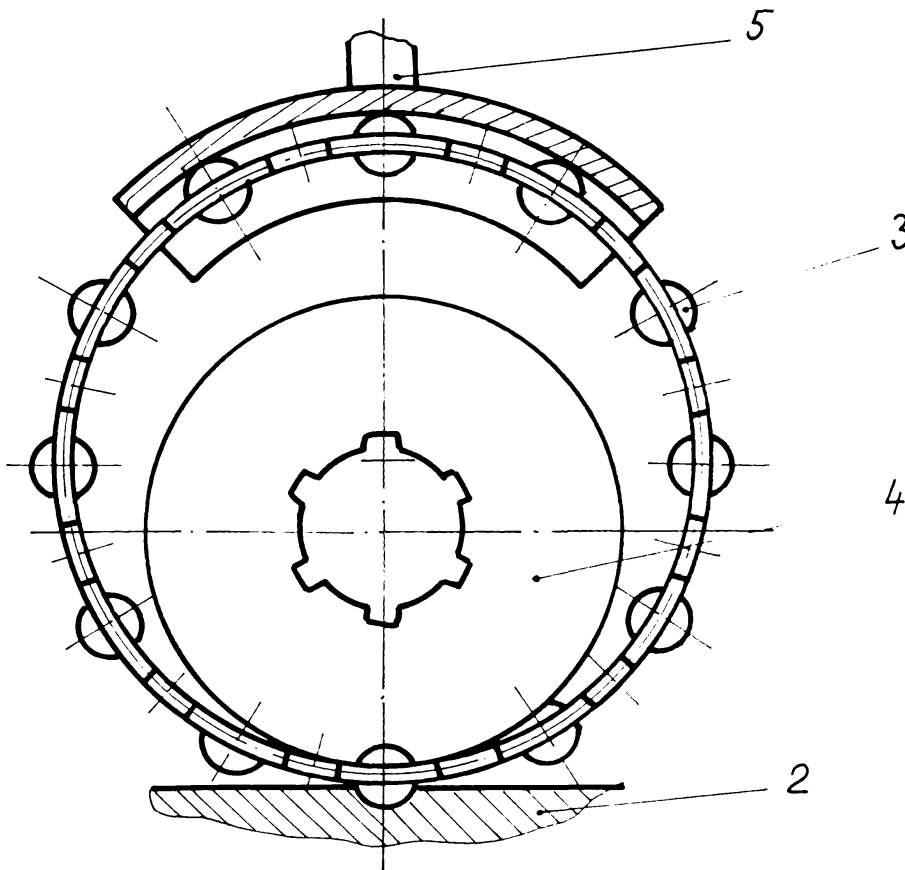


Fig. 6.19

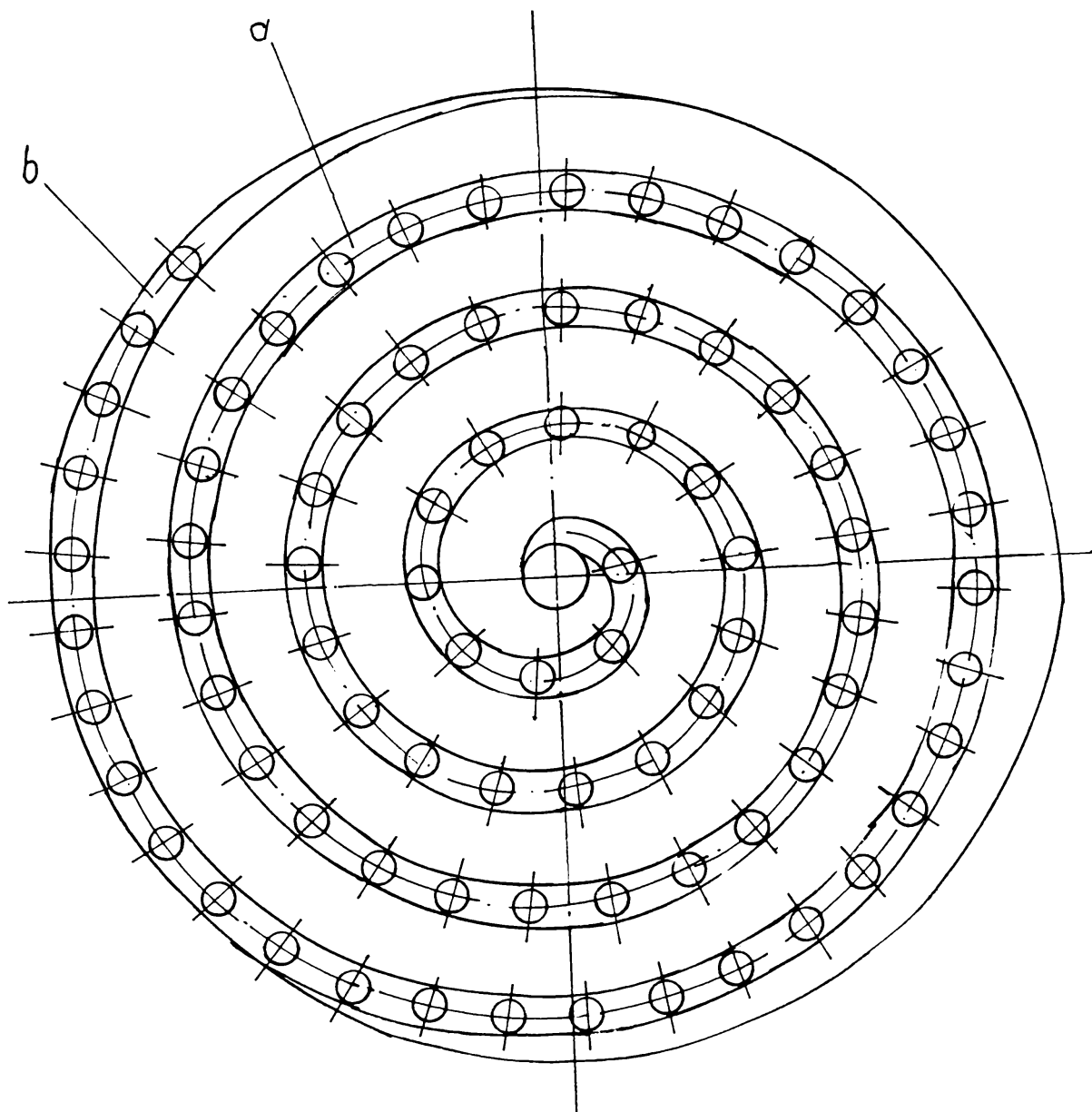


Fig.6.20

#### 6.4.2. Metodă pentru aproximarea spiralei Arhimedice prin segmente de dreaptă.

Metoda este destinată realizării alveolelor sferice pe o spirală Arhimedică ce a fost deja generată.

Metoda a fost denumită: "Metoda triunghiurilor isoscele" și servește la aproximarea unei curbe în cazul de față o spirală Arhimedică cu segmente de dreaptă egale ce reprezintă pasul alveolelor.

Pentru cazul de față s-a considerat o spirală Arhimedică care a fost calculată în coordonate polare din grad în grad până la o anumită rază vectoare  $\rho_{\max}$  ce se determină constructiv la predimensionarea angrenajului și efectiv prin raportul de neuniformitate al transmisiei.

$$\varepsilon_t = \frac{i_{t\max}}{i_{t\min}} > 1$$

unde avem:

$i_{t\max}$  = raportul de transmitere maxim realizat;  
 $i_{t\min}$  = raportul de transmitere minim realizat.

$$i_{t\max} = \frac{\rho_{\max}}{R_{dp}}$$

$$i_{t\min} = \frac{\rho_0}{R_{dp}}$$

$R_{dp}$  - raza de divizare a pinionului  
 $\rho_0$  - raza vectoare a primei alveole  
 $\rho_{\max}$  - raza vectoare a ultimei alveole

$$\varepsilon_t = \frac{\rho_{\max}}{\rho_0}$$

Deoarece pentru scopul pentru care este folosită spirala Arhimedică în cauză ea este funcțională doar într-un interval bine definit și anume  $(\rho_0; \theta_0)$  pentru prima alveolă sferică și  $(\rho_{\max}; \theta_{\max})$  pentru ultima alveolă sferică.

Deci  $\rho_0$  crește la  $\rho_{\max}$  iar  $\theta_0$  la  $\theta_{\max}$ .

Pentru fiecare segment de dreaptă "p" ce aproximează spirala există un anumit unghi la centru bine definit.

La început se face o primă aproximare considerându-se că arcul de spirală este aproximat de un arc de cerc de rază  $\rho_0$  cu centrul în centrul spiralei fig.6.21.

Se formează un triunghi isoscel cu laturile egale și cu unghiul la vârf  $\Delta\theta_1$ .

Din acest triunghi se determină în funcție de  $\rho_0$  unghiul la centru:

$$\rho^2 = 2\rho_0^2 - 2\rho_0^2 \cos \Delta\theta_1$$

$$\Delta\theta_1 = \arccos \frac{2\rho_0^2 - \rho^2}{2\rho_0^2}$$

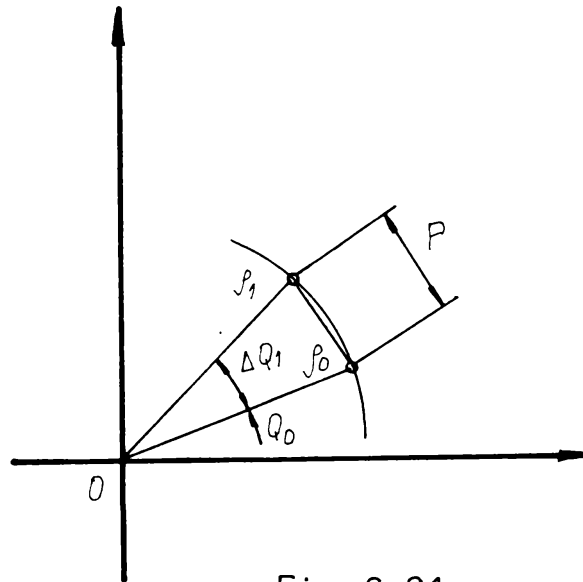


Fig. 6.21

Dacă la  $\theta_0$  se adaugă creșterea  $\Delta\theta_1$  se obține următorul unghi  $\theta_1$  corespunzător razei vectoriale  $\rho_1$  deci:

$$\rho_1 = a(\theta_0 + \Delta\theta_1)$$

$$\rho_1 = a\theta_1$$

În continuare se determină creșterea  $\Delta\theta_2$  pentru raza  $\rho_2$

$$\Delta\theta_2 = \arccos \frac{2\rho_0^2 - \rho^2}{2\rho_0^2}$$

de unde:

$$\rho_2 = a(\theta_0 + \Delta\theta_1)$$

$$\rho_2 = a\theta_2$$

În continuarea operația se repetă până la sfârșitul intervalului când se ajunge la limitele impuse și anume  $\rho_{\max}$  pentru  $\theta_{\max}$ .

După cum se observă odată cu creșterea lui  $\rho_0 \rightarrow \rho_{\max}$  gradul de aproximare al spiralei este mai bun.

### 6.4.3. Simularea pe calculator a funcționării dispozitivului pentru generarea pasului variabil.

Pentru a avea o privire de ansamblu asupra dispozitivului pentru generarea pasului variabil (fig. 6.18) notând cu:

$z_4$  - numărul de dinți ai roții baladoare 4

$\rho_{\min}$  - raza de divizare a primei alveole de pe roata 2

$\rho_{\max}$  - raza de divizare a ultimei alveole de pe roata 2,

și luându-se o serie de patru pași pentru mai multe pinioane  $z_4$  se va determina raportul de neuniformitate al transmisiei:

$$\varepsilon = \frac{i_{\max}}{i_{\min}}$$

unde  $i_{\max}$  și  $i_{\min}$  au fost explicitate anterior .

$$\varepsilon = \frac{\rho_{\max}}{\rho_{\min}} > 1$$

Din analiza datelor din tabelul 6.1 rezultă următoarele concluzii:

- pentru același pas domeniul lui  $\varepsilon$  nu depinde de  $z_4$ .
- pentru același număr de dinți a lui  $z_4$  crește foarte puțin cu creșterea pasului.

În concluzie se recomandă utilizarea de coliere cu pas mic pe cât posibil.

- |               |                        |
|---------------|------------------------|
| 1. - p = 10   | $z_4 = 8, 10.$         |
| 2. - p = 16   | $z_4 = 8, 10, 12, 14.$ |
| 3. - p = 23,5 | $z_4 = 8, 10, 12, 14.$ |
| 4. - p = 25,4 | $z_4 = 8, 10, 12, 14.$ |

Nr. Crt.	P	Z	IND. VAR min	IND. VAR max.	$\varepsilon$
1.	10	8	1,3008	9,7663	7,5079
2.	10	10	1,0504	7,8863	7,5079
3.	16	8	1,3008	9,7687	7,5097
4.	16	10	1,0504	7,8882	7,5097
5.	16	12	0,8798	6,6068	7,5094
6.	16	14	0,7564	5,6802	7,5095
7.	235.	8	1,3008	9,7702	7,5109

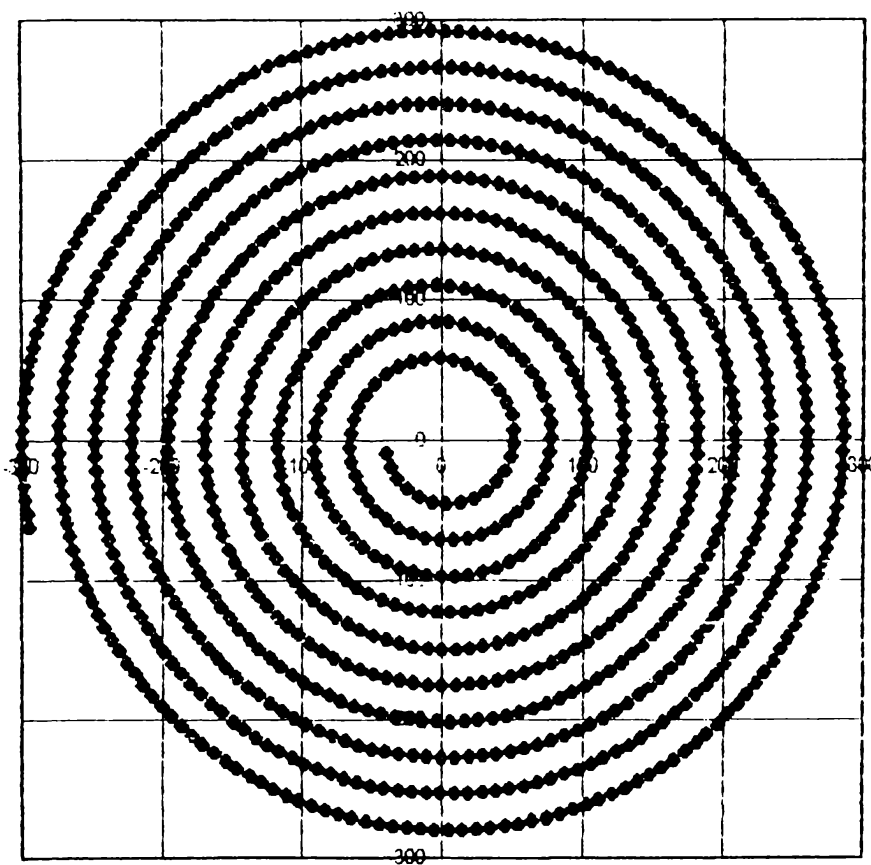
Nr. Crt.	P	Z	IND. VAR min	IND. VAR max.	$\varepsilon$
8.	23.5	10	1,0504	7,8894	7,5108
9.	23.5	12	0,8798	6,6078	7,5105
10.	23.5	14	0,7564	5,6811	7,5107
11.	25.4	8	1,3008	9,7706	7,5112
12.	25.4	10	1,0504	7,8898	7,5112
13.	25.4	12	0,8798	6,6082	7,5110
14.	25.4	14	0,7564	5,6813	7,5109

unde IND. VAR<sub>min; max</sub> reprezintă  $i_{min; max}$ .

$$i_{min} = \frac{\rho_{min_3}}{R_{d_4}}$$

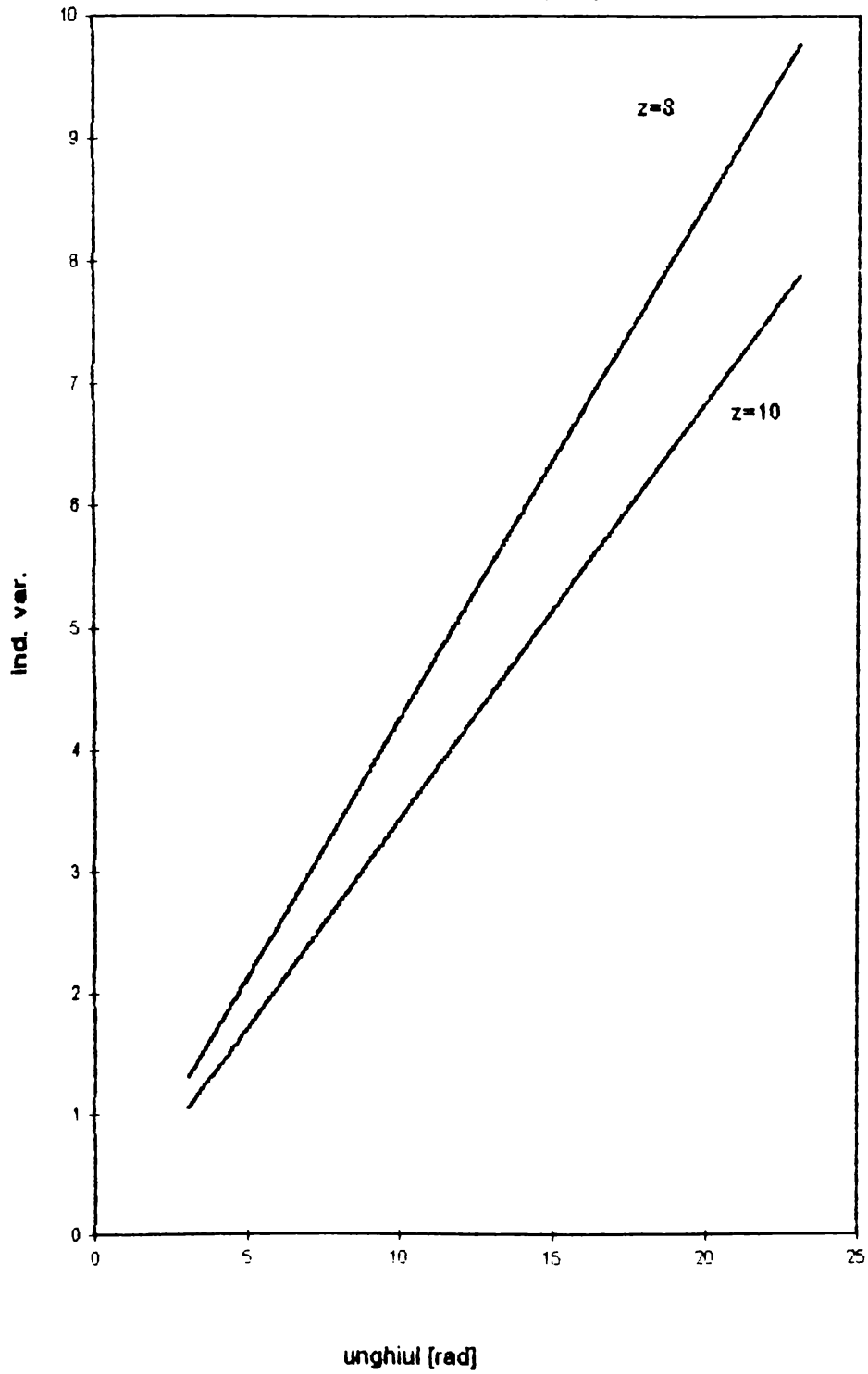
$$i_{max} = \frac{\rho_{max_3}}{R_{d_4}}$$

Profilul spiralei  $p=10$  mm

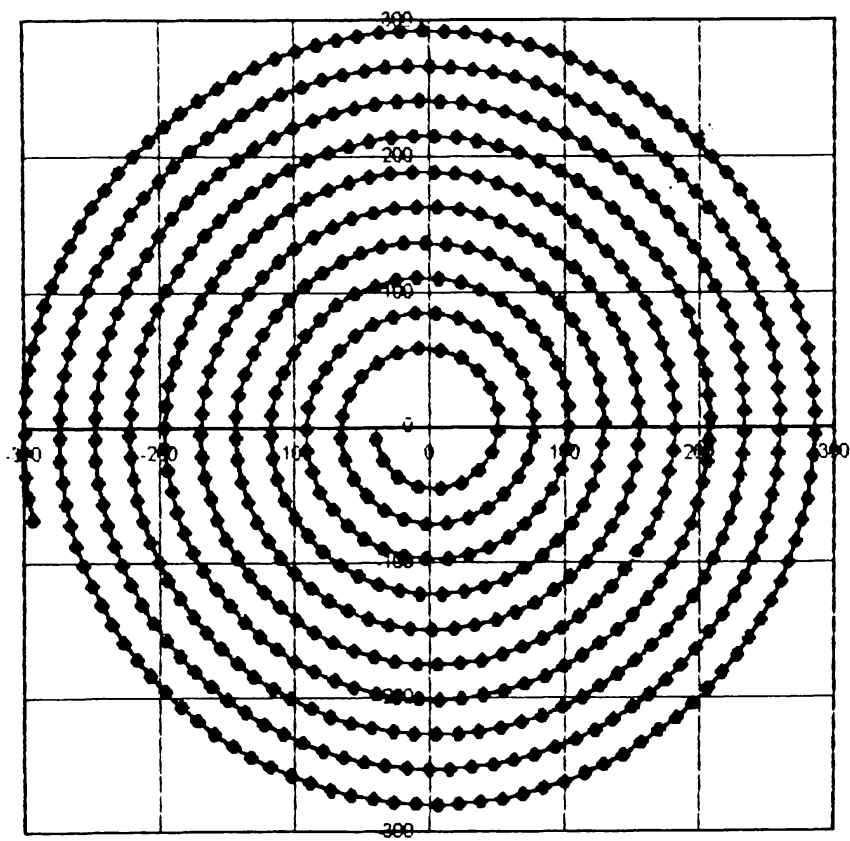




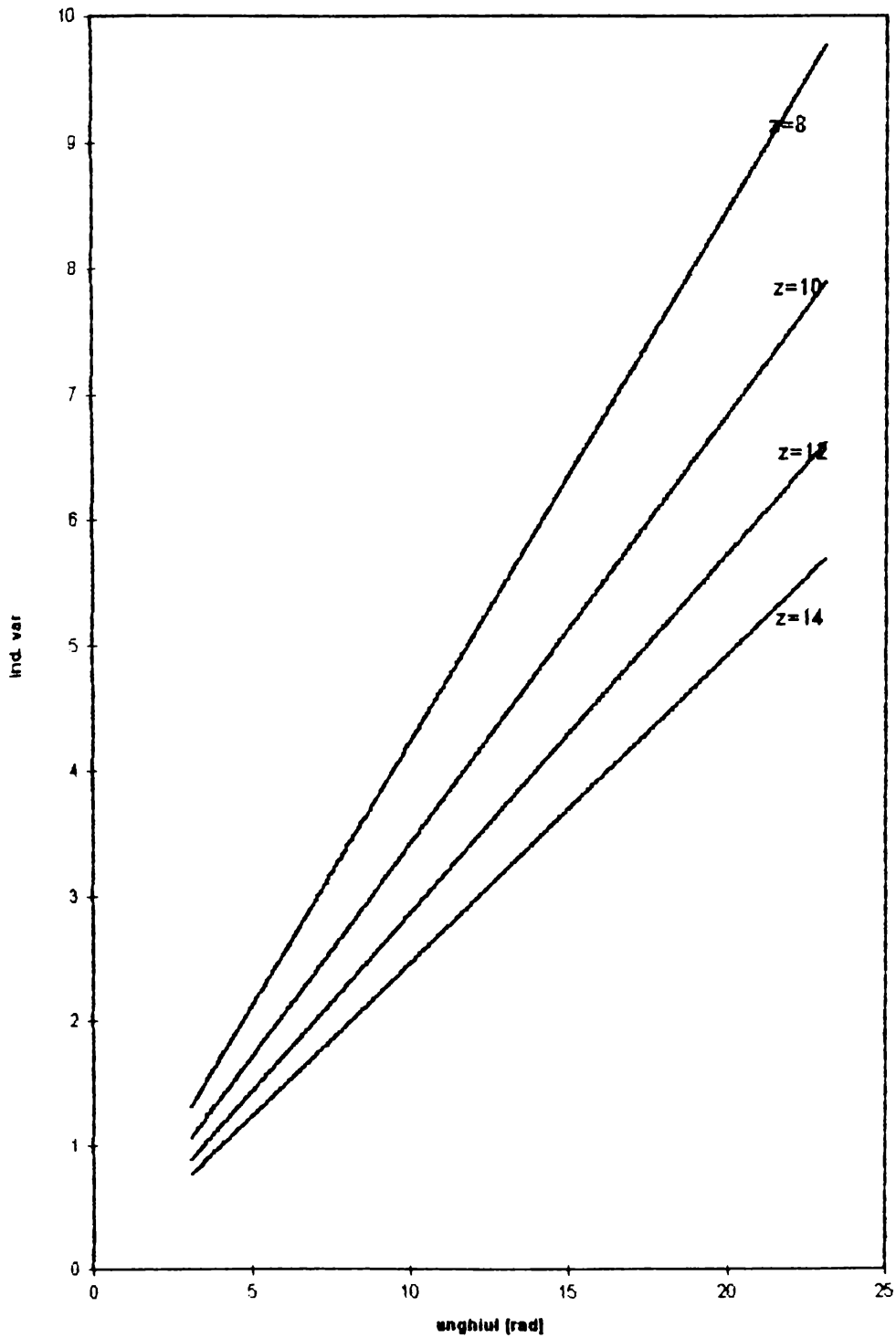
Caracteristica Indicelui variabil  
funcție de unghi  $p=10$  mm

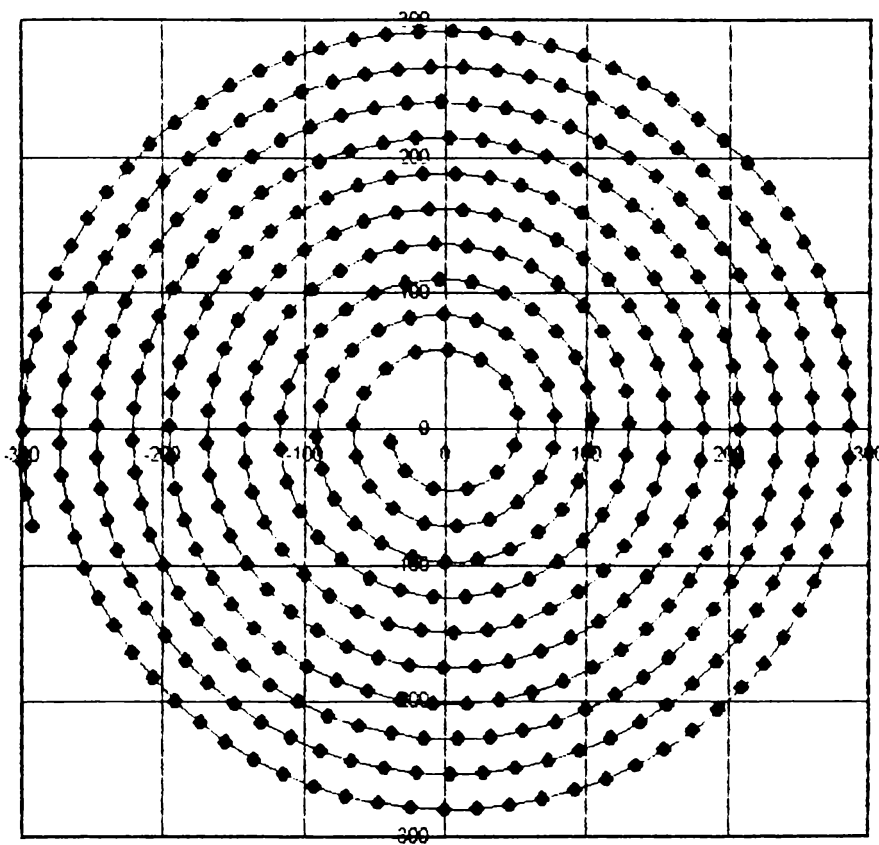


Profilul spiralei  $p=16$  mm

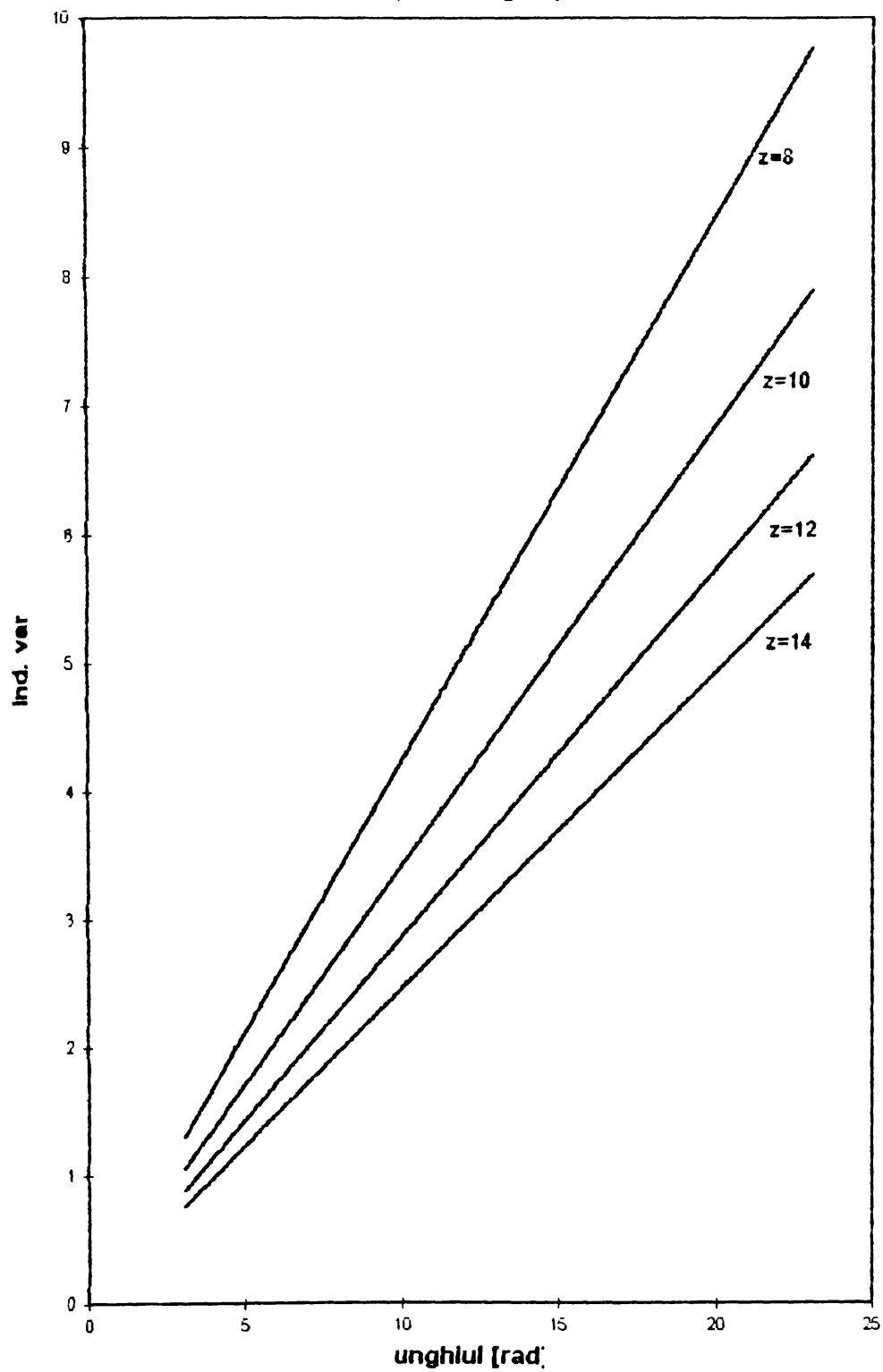


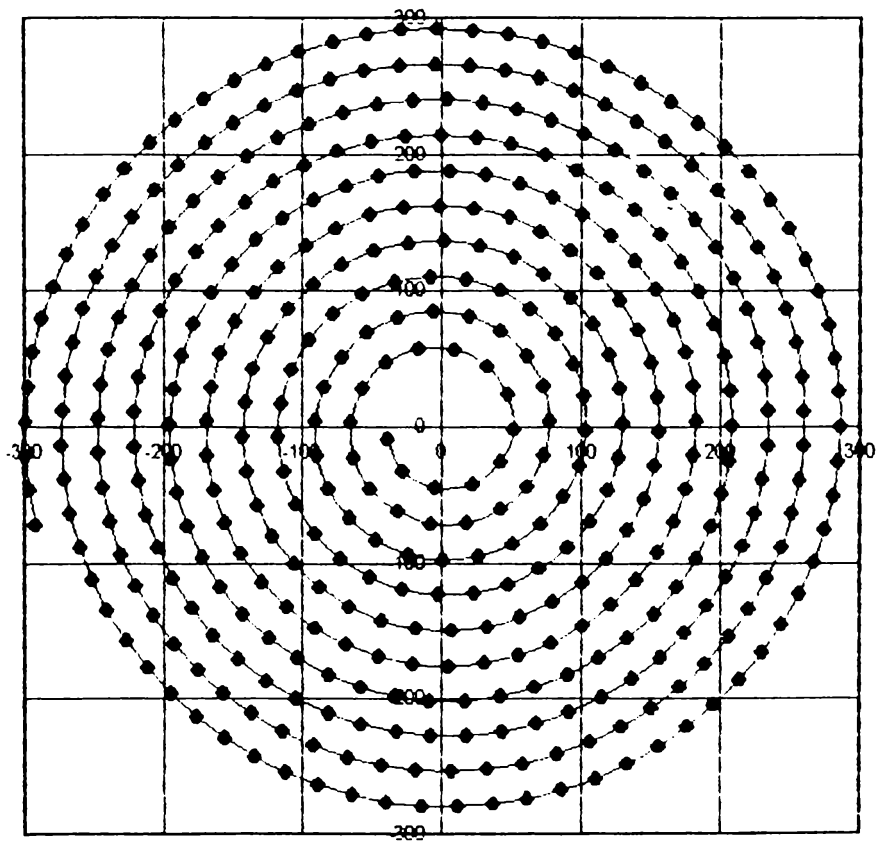
Caracteristica Indicelui variabil  
funcție de unghi  $p=16$  mm



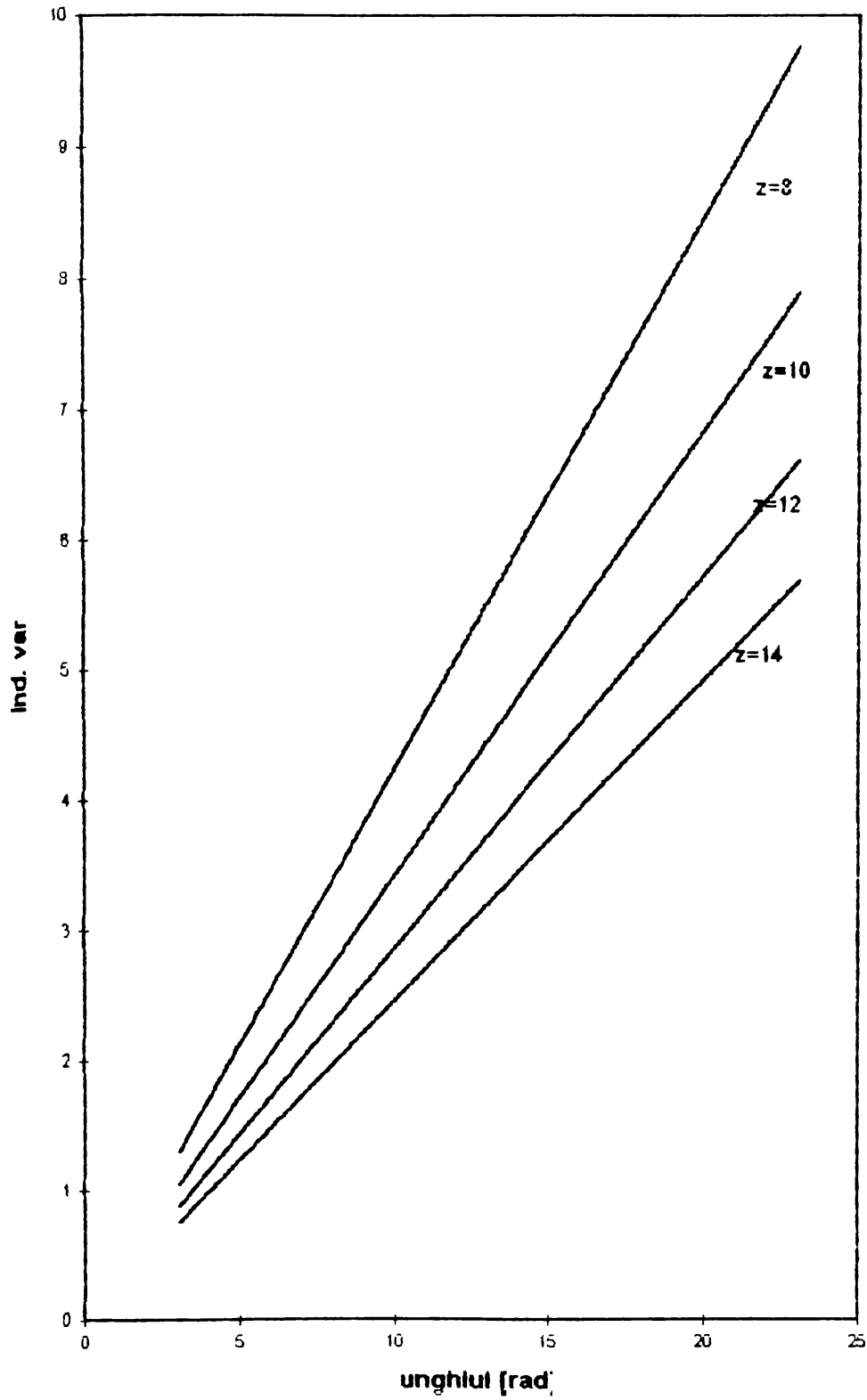
Profilul spiralei  $p=23.5$  mm

Caracteristica indicelui variabil  
funcție de unghi  $p=23.5$  mm



Profilul spiralei  $p=25.4$  mm

Caracteristica Indicelui variabil  
funcție de unghi  $p=25.4$  mm



```

100 'Calcul spirala arhimedica / pas constant'
110 N = 1
120 T = 9.652: R = 39.939: P = 25.4: I = 1
130 L = 1
150 PRINT "CALCUL SPIRALA / PAS CONSTANT";
    PRINT USING "##"; N: PRINT " "
160 PRINT "!-----!-----!-----!-----!-----!"
170 PRINT "!NR.CR ! GGGG MM SS ! RADIENI ! RAZA ! IND. VAR. !"
180 PRINT "!-----!-----!-----!-----!-----!"
200 GOTO 320
210 IF R >= 300 THEN GOTO 600
320 T1 = T * 180 / 3.1415927#: G = INT(T1)
330 T1 = T1 - INT(T1): M = INT(T1 * 60)
340 T1 = T1 * 60 - M: S = INT(T1 * 60)
350 V = R / 30.704
400 PRINT "I "; : PRINT USING "#####"; I; : PRINT " ! "; : PRINT USING "#####"; G;
    PRINT " "; : PRINT USING "##"; M; : PRINT " "; : PRINT USING "##"; S; :
    PRINT " ! "; : PRINT USING "##.###"; T; : PRINT " ! "; :
    PRINT USING "###.###"; R; : PRINT " ! "; : PRINT USING "###.###"; V; :
    PRINT " !";
401 X = ((2 * R * R - P * P) / (2 * R * R)): T = T + ATN(SQR(1 - X * X) / X)
402 R = T * 4.138
405 I = I + 1
410 L = L + 1
420 IF L < 58 THEN GOTO 210
430 PRINT "!-----!-----!-----!-----!-----!"
435 PRINT " ": PRINT " "
440 N = N + 1
450 GOTO 130
600 PRINT "!-----!-----!-----!-----!-----!"
700 END

```



NR. CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
1	553	1	7	9.652	39.939	1.3008
2	590	6	3	10.299	42.618	1.3880
3	624	46	31	10.904	45.122	1.4696
4	657	28	11	11.475	47.484	1.5465
5	688	29	46	12.017	49.724	1.6195
6	718	5	30	12.533	51.862	1.6891
7	746	26	29	13.028	53.909	1.7558
8	773	41	35	13.503	55.877	1.8199
9	799	58	3	13.962	57.775	1.8817
10	825	21	51	14.405	59.609	1.9414
11	849	58	1	14.835	61.386	1.9993
12	873	50	49	15.252	63.111	2.0555
13	897	3	54	15.657	64.788	2.1101
14	919	40	27	16.051	66.420	2.1633
15	941	43	14	16.436	68.013	2.2151
16	963	14	41	16.812	69.567	2.2657
17	984	16	56	17.179	71.087	2.3152
18	1004	51	55	17.538	72.573	2.3636
19	1025	1	19	17.890	74.029	2.4110
20	1044	46	42	18.235	75.456	2.4575
21	1064	9	27	18.573	76.855	2.5031
22	1083	10	50	18.905	78.229	2.5478
23	1101	52	0	19.231	79.579	2.5918
24	1120	13	58	19.552	80.905	2.6350
25	1138	17	43	19.867	82.210	2.6775
26	1156	4	9	20.177	83.493	2.7193
27	1173	34	2	20.483	84.757	2.7605
28	1190	48	9	20.783	86.002	2.8010
29	1207	47	12	21.080	87.228	2.8409
30	1224	31	48	21.372	88.438	2.8803
31	1241	2	35	21.660	89.630	2.9192
32	1257	20	4	21.945	90.807	2.9575
33	1273	24	50	22.225	91.968	2.9953
34	1289	17	19	22.502	93.115	3.0327
35	1304	58	0	22.776	94.247	3.0695
36	1320	27	19	23.046	95.366	3.1060
37	1335	45	40	23.313	96.471	3.1420
38	1350	53	25	23.577	97.564	3.1776
39	1365	50	58	23.839	98.644	3.2127
40	1380	38	37	24.097	99.712	3.2475
41	1395	16	43	24.352	100.769	3.2820
42	1409	45	33	24.605	101.815	3.3160
43	1424	5	24	24.855	102.850	3.3497
44	1438	16	34	25.103	103.875	3.3831
45	1452	19	17	25.348	104.889	3.4161
46	1466	13	50	25.591	105.894	3.4489
47	1480	0	24	25.831	106.889	3.4813
48	1493	39	15	26.069	107.874	3.5134
49	1507	10	35	26.305	108.851	3.5452
50	1520	34	36	26.539	109.819	3.5767
51	1533	51	30	26.771	110.778	3.6079
52	1547	1	28	27.001	111.729	3.6389
53	1560	4	42	27.229	112.672	3.6696
54	1573	1	19	27.454	113.606	3.7001
55	1585	51	33	27.678	114.533	3.7302
56	1598	35	30	27.901	115.453	3.7602
57	1611	13	21	28.121	116.365	3.7899

NR. CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
58	1623	45	14	28.340	117.270	3.8194
59	1636	11	18	28.557	118.168	3.8486
60	1648	31	39	28.772	119.060	3.8777
61	1660	46	27	28.986	119.944	3.9065
62	1672	55	49	29.198	120.822	3.9351
63	1684	59	52	29.409	121.693	3.9634
64	1696	58	43	29.618	122.559	3.9916
65	1708	52	27	29.825	123.418	4.0196
66	1720	41	13	30.032	124.271	4.0474
67	1732	25	6	30.236	125.118	4.0750
68	1744	4	11	30.440	125.960	4.1024
69	1755	38	35	30.642	126.796	4.1296
70	1767	8	24	30.842	127.626	4.1567
71	1778	33	43	31.042	128.451	4.1835
72	1789	54	37	31.240	129.270	4.2102
73	1801	11	10	31.437	130.085	4.2367
74	1812	23	29	31.632	130.894	4.2631
75	1823	31	37	31.827	131.698	4.2893
76	1834	35	41	32.020	132.498	4.3153
77	1845	35	44	32.212	133.292	4.3412
78	1856	31	49	32.403	134.082	4.3669
79	1867	24	2	32.592	134.867	4.3925
80	1878	12	26	32.781	135.647	4.4179
81	1888	57	6	32.968	136.423	4.4432
82	1899	38	5	33.155	137.195	4.4683
83	1910	15	27	33.340	137.962	4.4933
84	1920	49	16	33.525	138.725	4.5181
85	1931	19	35	33.708	139.484	4.5429
86	1941	46	28	33.890	140.238	4.5674
87	1952	9	58	34.072	140.989	4.5919
88	1962	30	9	34.252	141.735	4.6162
89	1972	47	3	34.432	142.478	4.6404
90	1983	0	43	34.610	143.217	4.6644
91	1993	11	12	34.788	143.951	4.6884
92	2003	18	35	34.964	144.682	4.7122
93	2013	22	53	35.140	145.410	4.7359
94	2023	24	9	35.315	146.134	4.7594
95	2033	22	26	35.489	146.854	4.7829
96	2043	17	46	35.662	147.570	4.8062
97	2053	10	12	35.835	148.283	4.8295
98	2062	59	47	36.006	148.993	4.8526
99	2072	46	34	36.177	149.699	4.8756
100	2082	30	33	36.347	150.402	4.8985
101	2092	11	49	36.516	151.102	4.9213
102	2101	50	23	36.684	151.798	4.9439
103	2111	26	16	36.852	152.492	4.9665
104	2120	59	33	37.018	153.182	4.9890
105	2130	30	14	37.184	153.869	5.0114
106	2139	58	23	37.350	154.553	5.0336
107	2149	24	0	37.514	155.233	5.0558
108	2158	47	8	37.678	155.911	5.0779
109	2168	7	48	37.841	156.586	5.0999
110	2177	26	3	38.003	157.258	5.1217
111	2186	41	55	38.165	157.927	5.1435
112	2195	55	25	38.326	158.593	5.1652
113	2205	6	35	38.486	159.257	5.1868
114	2214	15	27	38.646	159.918	5.2084

NR.CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
115	2223	22	3	38.805	160.575	5.2298
116	2232	26	25	38.963	161.231	5.2511
117	2241	28	33	39.121	161.883	5.2724
118	2250	28	31	39.278	162.533	5.2936
119	2259	26	18	39.435	163.181	5.3146
120	2268	21	58	39.590	163.825	5.3356
121	2277	15	29	39.746	164.468	5.3566
122	2286	6	56	39.900	165.107	5.3774
123	2294	56	19	40.054	165.744	5.3981
124	2303	43	40	40.208	166.379	5.4188
125	2312	28	59	40.360	167.012	5.4394
126	2321	12	20	40.513	167.641	5.4599
127	2329	53	42	40.664	168.269	5.4804
128	2338	33	7	40.815	168.894	5.5007
129	2347	10	36	40.966	169.517	5.5210
130	2355	46	12	41.116	170.138	5.5412
131	2364	19	54	41.265	170.756	5.5614
132	2372	51	44	41.414	171.372	5.5814
133	2381	21	43	41.563	171.986	5.6014
134	2389	49	53	41.710	172.598	5.6213
135	2398	16	15	41.858	173.207	5.6412
136	2406	40	51	42.005	173.815	5.6610
137	2415	3	39	42.151	174.420	5.6807
138	2423	24	44	42.297	175.023	5.7003
139	2431	44	4	42.442	175.624	5.7199
140	2440	1	41	42.587	176.223	5.7394
141	2448	17	38	42.731	176.820	5.7589
142	2456	31	53	42.875	177.415	5.7782
143	2464	44	29	43.018	178.008	5.7975
144	2472	55	25	43.161	178.599	5.8168
145	2481	4	44	43.303	179.188	5.8360
146	2489	12	27	43.445	179.775	5.8551
147	2497	18	34	43.586	180.360	5.8742
148	2505	23	6	43.727	180.943	5.8931
149	2513	26	5	43.868	181.525	5.9121
150	2521	27	30	44.008	182.104	5.9310
151	2529	27	24	44.147	182.682	5.9498
152	2537	25	46	44.287	183.258	5.9685
153	2545	22	38	44.425	183.832	5.9872
154	2553	18	1	44.563	184.404	6.0059
155	2561	11	54	44.701	184.974	6.0244
156	2569	4	20	44.839	185.543	6.0430
157	2576	55	18	44.976	186.110	6.0614
158	2584	44	52	45.112	186.675	6.0798
159	2592	32	58	45.249	187.238	6.0982
160	2600	19	41	45.384	187.800	6.1165
161	2608	4	59	45.520	188.360	6.1347
162	2615	48	55	45.655	188.919	6.1529
163	2623	31	28	45.789	189.475	6.1710
164	2631	12	40	45.923	190.031	6.1891
165	2638	52	30	46.057	190.584	6.2071
166	2646	31	0	46.190	191.136	6.2251
167	2654	8	11	46.323	191.686	6.2430
168	2661	44	3	46.456	192.235	6.2609
169	2669	18	37	46.588	192.782	6.2787
170	2676	51	53	46.720	193.328	6.2965
171	2684	23	52	46.852	193.872	6.3142

NR. CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
172	2691	54	34	46.983	194.414	6.3319
173	2699	24	2	47.113	194.955	6.3495
174	2706	52	15	47.244	195.495	6.3671
175	2714	19	13	47.374	196.033	6.3846
176	2721	44	58	47.503	196.569	6.4021
177	2729	9	29	47.633	197.105	6.4195
178	2736	32	48	47.762	197.638	6.4369
179	2743	54	55	47.890	198.170	6.4542
180	2751	15	50	48.019	198.701	6.4715
181	2758	35	35	48.147	199.230	6.4887
182	2765	54	11	48.274	199.758	6.5059
183	2773	11	36	48.401	200.285	6.5231
184	2780	27	51	48.528	200.810	6.5402
185	2787	42	58	48.655	201.334	6.5572
186	2794	56	58	48.781	201.856	6.5743
187	2802	9	50	48.907	202.377	6.5912
188	2809	21	35	49.033	202.897	6.6082
189	2816	32	13	49.158	203.415	6.6250
190	2823	41	46	49.283	203.932	6.6419
191	2830	50	13	49.407	204.448	6.6587
192	2837	57	35	49.532	204.962	6.6754
193	2845	3	53	49.656	205.475	6.6921
194	2852	9	7	49.779	205.987	6.7088
195	2859	13	18	49.903	206.498	6.7254
196	2866	16	25	50.026	207.007	6.7420
197	2873	18	30	50.149	207.515	6.7586
198	2880	19	33	50.271	208.022	6.7751
199	2887	19	34	50.393	208.528	6.7915
200	2894	18	34	50.515	209.032	6.8080
201	2901	16	33	50.637	209.535	6.8244
202	2908	13	32	50.758	210.037	6.8407
203	2915	9	31	50.879	210.538	6.8570
204	2922	4	30	51.000	211.037	6.8733
205	2928	58	31	51.120	211.536	6.8895
206	2935	51	33	51.240	212.033	6.9057
207	2942	43	38	51.360	212.529	6.9219
208	2949	34	43	51.480	213.024	6.9380
209	2956	24	52	51.599	213.517	6.9541
210	2963	14	3	51.718	214.010	6.9701
211	2970	2	18	51.837	214.501	6.9861
212	2976	49	37	51.955	214.992	7.0021
213	2983	36	1	52.074	215.481	7.0180
214	2990	21	28	52.192	215.969	7.0339
215	2997	6	1	52.309	216.456	7.0498
216	3003	49	39	52.427	216.942	7.0656
217	3010	32	23	52.544	217.426	7.0814
218	3017	14	12	52.661	217.910	7.0971
219	3023	55	8	52.777	218.393	7.1128
220	3030	35	12	52.894	218.874	7.1285
221	3037	14	21	53.010	219.355	7.1442
222	3043	52	39	53.126	219.834	7.1598
223	3050	30	4	53.241	220.312	7.1754
224	3057	6	38	53.357	220.790	7.1909
225	3063	42	20	53.472	221.266	7.2064
226	3070	17	10	53.587	221.741	7.2219
227	3076	51	11	53.701	222.216	7.2374
228	3083	24	21	53.816	222.689	7.2528

## CALCUL SPIRALA / PAS CONSTANT

5

NR. CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
229	3089	56	40	53.930	223.161	7.2681
230	3096	28	10	54.044	223.632	7.2835
231	3102	58	49	54.157	224.103	7.2988
232	3109	28	40	54.271	224.572	7.3141
233	3115	57	42	54.384	225.040	7.3293
234	3122	25	55	54.497	225.507	7.3446
235	3128	53	20	54.609	225.974	7.3598
236	3135	19	57	54.722	226.439	7.3749
237	3141	45	46	54.834	226.904	7.3900
238	3148	10	47	54.946	227.367	7.4051
239	3154	35	2	55.058	227.829	7.4202
240	3160	58	30	55.169	228.291	7.4352
241	3167	21	11	55.281	228.752	7.4502
242	3173	43	6	55.392	229.211	7.4652
243	3180	4	14	55.503	229.670	7.4801
244	3186	24	38	55.613	230.128	7.4951
245	3192	44	16	55.724	230.585	7.5099
246	3199	3	8	55.834	231.041	7.5248
247	3205	21	16	55.944	231.496	7.5396
248	3211	38	38	56.054	231.950	7.5544
249	3217	55	17	56.163	232.404	7.5692
250	3224	11	12	56.273	232.856	7.5839
251	3230	26	22	56.382	233.308	7.5986
252	3236	40	50	56.491	233.759	7.6133
253	3242	54	33	56.599	234.209	7.6279
254	3249	7	33	56.708	234.657	7.6426
255	3255	19	50	56.816	235.106	7.6572
256	3261	31	26	56.924	235.553	7.6717
257	3267	42	18	57.032	235.999	7.6863
258	3273	52	29	57.140	236.445	7.7008
259	3280	1	57	57.247	236.890	7.7153
260	3286	10	44	57.355	237.334	7.7297
261	3292	18	50	57.462	237.777	7.7442
262	3298	26	14	57.569	238.219	7.7586
263	3304	32	57	57.675	238.660	7.7729
264	3310	38	59	57.782	239.101	7.7873
265	3316	44	21	57.888	239.541	7.8016
266	3322	49	3	57.994	239.980	7.8159
267	3328	53	5	58.100	240.418	7.8302
268	3334	56	27	58.206	240.855	7.8444
269	3340	59	9	58.311	241.292	7.8586
270	3347	1	12	58.417	241.728	7.8728
271	3353	2	36	58.522	242.163	7.8870
272	3359	3	20	58.627	242.597	7.9011
273	3365	3	26	58.731	243.030	7.9153
274	3371	2	54	58.836	243.463	7.9294
275	3377	1	41	58.940	243.895	7.9434
276	3382	59	52	59.044	244.326	7.9575
277	3388	57	26	59.148	244.756	7.9715
278	3394	54	21	59.252	245.186	7.9855
279	3400	50	39	59.356	245.615	7.9994
280	3406	46	19	59.459	246.043	8.0134
281	3412	41	22	59.563	246.470	8.0273
282	3418	35	48	59.666	246.897	8.0412
283	3424	29	37	59.769	247.323	8.0551
284	3430	22	50	59.871	247.748	8.0689
285	3436	15	26	59.974	248.172	8.0827

## CALCUL SPIRALA / PAS CONSTANT

6

NR. CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
286	3442	7	27	60.076	248.596	8.0965
287	3447	58	51	60.179	249.019	8.1103
288	3453	49	38	60.281	249.441	8.1241
289	3459	39	51	60.383	249.863	8.1378
290	3465	29	28	60.484	250.284	8.1515
291	3471	18	30	60.586	250.704	8.1652
292	3477	6	56	60.687	251.123	8.1788
293	3482	54	47	60.788	251.542	8.1925
294	3488	42	5	60.889	251.960	8.2061
295	3494	28	47	60.990	252.377	8.2197
296	3500	14	55	61.091	252.794	8.2333
297	3506	0	29	61.191	253.210	8.2468
298	3511	45	28	61.292	253.625	8.2603
299	3517	29	53	61.392	254.040	8.2738
300	3523	13	45	61.492	254.454	8.2873
301	3528	57	4	61.592	254.867	8.3008
302	3534	39	48	61.692	255.279	8.3142
303	3540	22	0	61.791	255.691	8.3276
304	3546	3	38	61.890	256.103	8.3410
305	3551	44	45	61.990	256.513	8.3544
306	3557	25	16	62.089	256.923	8.3677
307	3563	5	17	62.188	257.332	8.3811
308	3568	44	45	62.286	257.741	8.3944
309	3574	23	40	62.385	258.149	8.4077
310	3580	2	3	62.483	258.556	8.4209
311	3585	39	55	62.582	258.963	8.4342
312	3591	17	13	62.680	259.369	8.4474
313	3596	54	1	62.778	259.774	8.4606
314	3602	30	17	62.876	260.179	8.4738
315	3608	6	2	62.973	260.583	8.4869
316	3613	41	15	63.071	260.987	8.5001
317	3619	15	58	63.168	261.390	8.5132
318	3624	50	8	63.265	261.792	8.5263
319	3630	23	49	63.362	262.194	8.5394
320	3635	56	58	63.459	262.595	8.5525
321	3641	29	37	63.556	262.995	8.5655
322	3647	1	46	63.653	263.395	8.5785
323	3652	33	24	63.749	263.794	8.5915
324	3658	4	33	63.845	264.193	8.6045
325	3663	35	12	63.942	264.591	8.6175
326	3669	5	19	64.038	264.988	8.6304
327	3674	34	59	64.134	265.385	8.6433
328	3680	4	8	64.229	265.781	8.6562
329	3685	32	48	64.325	266.177	8.6691
330	3691	0	58	64.420	266.572	8.6820
331	3696	28	40	64.516	266.966	8.6948
332	3701	55	51	64.611	267.360	8.7077
333	3707	22	35	64.706	267.753	8.7205
334	3712	48	49	64.801	268.146	8.7333
335	3718	14	34	64.896	268.538	8.7460
336	3723	39	51	64.990	268.929	8.7588
337	3729	4	40	65.085	269.320	8.7715
338	3734	29	0	65.179	269.711	8.7842
339	3739	52	51	65.273	270.101	8.7969
340	3745	16	15	65.367	270.490	8.8096
341	3750	39	11	65.461	270.879	8.8223
342	3756	1	40	65.555	271.267	8.8349

## CALCUL SPIRALA / PAS CONSTANT

7

NR. CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
343	3761	23	40	65.649	271.654	8.8475
344	3766	45	13	65.742	272.041	8.8601
345	3772	6	18	65.836	272.428	8.8727
346	3777	26	56	65.929	272.814	8.8853
347	3782	47	8	66.022	273.199	8.8978
348	3788	6	51	66.115	273.584	8.9104
349	3793	26	7	66.208	273.968	8.9229
350	3798	44	57	66.301	274.352	8.9354
351	3804	3	20	66.393	274.735	8.9479
352	3809	21	16	66.486	275.118	8.9603
353	3814	38	45	66.578	275.500	8.9728
354	3819	55	49	66.670	275.882	8.9852
355	3825	12	27	66.762	276.263	8.9976
356	3830	28	37	66.854	276.644	9.0100
357	3835	44	23	66.946	277.024	9.0224
358	3840	59	41	67.038	277.403	9.0348
359	3846	14	35	67.130	277.782	9.0471
360	3851	29	1	67.221	278.161	9.0594
361	3856	43	3	67.312	278.539	9.0717
362	3861	56	40	67.404	278.916	9.0840
363	3867	9	49	67.495	279.293	9.0963
364	3872	22	34	67.586	279.670	9.1086
365	3877	34	53	67.677	280.046	9.1208
366	3882	46	48	67.767	280.421	9.1330
367	3887	58	17	67.858	280.796	9.1453
368	3893	9	20	67.948	281.170	9.1575
369	3898	20	0	68.039	281.544	9.1696
370	3903	30	15	68.129	281.918	9.1818
371	3908	40	5	68.219	282.291	9.1939
372	3913	49	31	68.309	282.663	9.2061
373	3918	58	32	68.399	283.035	9.2182
374	3924	7	10	68.489	283.407	9.2303
375	3929	15	22	68.578	283.778	9.2424
376	3934	23	11	68.668	284.148	9.2544
377	3939	30	35	68.757	284.518	9.2665
378	3944	37	34	68.847	284.888	9.2785
379	3949	44	10	68.936	285.257	9.2905
380	3954	50	23	69.025	285.625	9.3025
381	3959	56	12	69.114	285.993	9.3145
382	3965	1	38	69.203	286.361	9.3265
383	3970	6	39	69.292	286.728	9.3385
384	3975	11	18	69.380	287.095	9.3504
385	3980	15	32	69.469	287.461	9.3623
386	3985	19	23	69.557	287.827	9.3742
387	3990	22	52	69.645	288.192	9.3861
388	3995	25	58	69.733	288.557	9.3980
389	4000	28	40	69.822	288.921	9.4099
390	4005	30	59	69.909	289.285	9.4217
391	4010	32	55	69.997	289.649	9.4336
392	4015	34	29	70.085	290.012	9.4454
393	4020	35	41	70.173	290.374	9.4572
394	4025	36	29	70.260	290.736	9.4690
395	4030	36	55	70.348	291.098	9.4808
396	4035	36	58	70.435	291.459	9.4925
397	4040	36	39	70.522	291.820	9.5043
398	4045	35	57	70.609	292.180	9.5160
399	4050	34	54	70.696	292.540	9.5277

## CALCUL SPIRALA / PAS CONSTANT

8

NR. CR	GGGG	MM	SS	RADIENI	RAZA	IND. VAR.
400	4055	33	29	70.783	292.899	9.5395
401	4060	31	41	70.870	293.258	9.5511
402	4065	29	32	70.956	293.617	9.5628
403	4070	27	1	71.043	293.975	9.5745
404	4075	24	8	71.129	294.333	9.5861
405	4080	20	54	71.216	294.690	9.5978
406	4085	17	17	71.302	295.047	9.6094
407	4090	13	20	71.388	295.403	9.6210
408	4095	9	2	71.474	295.759	9.6326
409	4100	4	21	71.560	296.114	9.6442
410	4104	59	21	71.646	296.469	9.6557
411	4109	53	57	71.731	296.824	9.6673
412	4114	48	15	71.817	297.178	9.6788
413	4119	42	9	71.902	297.532	9.6903
414	4124	35	42	71.988	297.885	9.7018
415	4129	28	56	72.073	298.238	9.7133
416	4134	21	47	72.158	298.591	9.7248
417	4139	14	19	72.243	298.943	9.7363
418	4144	6	30	72.328	299.295	9.7477
419	4148	58	21	72.413	299.646	9.7592
420	4153	49	50	72.498	299.997	9.7706



## CAPITOLUL VII

## 7. LEGITATI PRIVIND TEHNOLOGIA, UTILAJELE SI APLICATIILE CANALELOR ELICOIDALE.

## 7.1 Clasificarea canalelor elicoidale cu pas variabil.

Un prim criteriu de clasificare are în vedere cele două curbe ce definesc canalul elicoidal cu pas variabil și anume curba directoare și curba generatoare. In aceste condiții putem avea:

- în funcție de natura curbei directoare:
  - directoare elicoidală cilindrică;
  - directoare elicoidală conică;
  - directoare elicoidală specială (tot un corp de revoluție de o altă lege);
- în funcție de natura curbei generatoare se pot întâlni următoarele situații:
  - generatoare constantă și adâncime constantă;
  - generatoare constantă și adâncime variabilă;
  - generatoare variabilă.

In figurile următoare se vor prezenta câteva din situațiile prezentate.

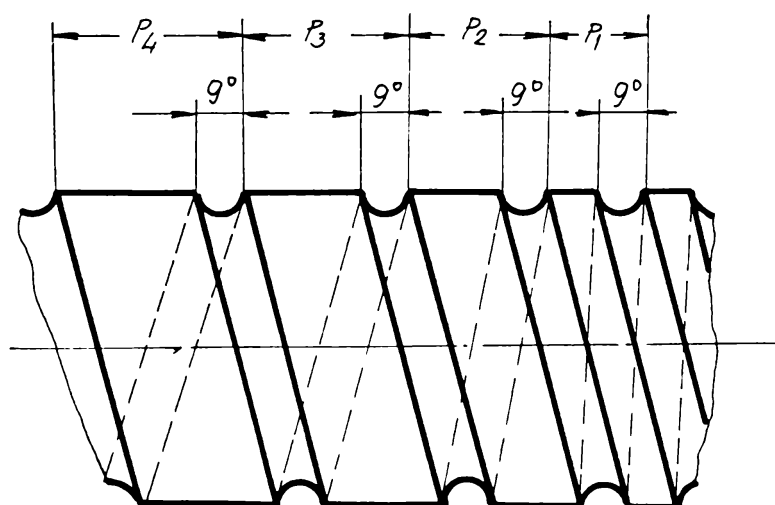


Fig. 7.1

In fig. 7.1 este prezentat un canal elicoidal de pas variabil ce are ca directoare o elice cilindrică iar curba generatoare este un semicerc, adâncimea canalului fiind constantă.

In fig. 7.2 este prezentat un canal elicoidal de pas variabil ce are ca directoare o elice cilindrică iar curba generatoare este un semicerc ce își modifică dimensiunea dar adâncimea lui rămâne constantă.

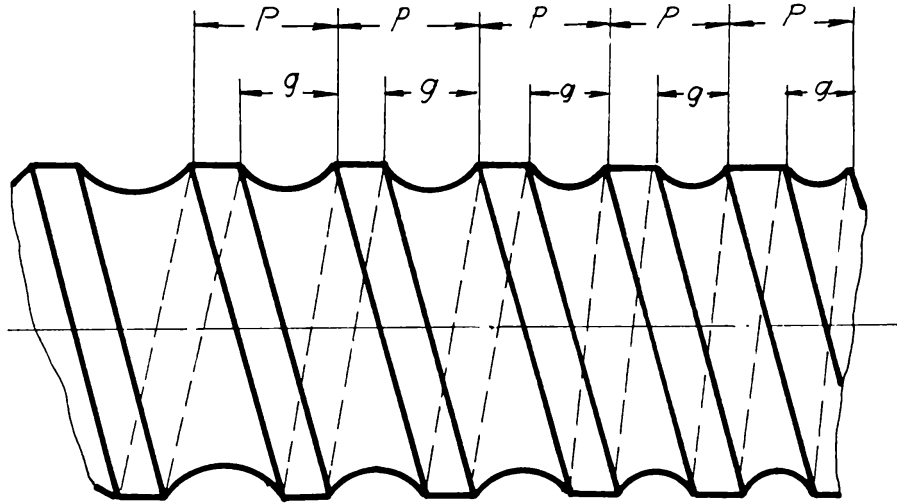


Fig. 7.2

In fig. 7.3 este prezentat un canal elicoidal de pas variabil ce are ca directoare o elice cilindrică iar curba generatoare este o curbă oarecare ce își modifică forma și adâncimea în mod continuu.

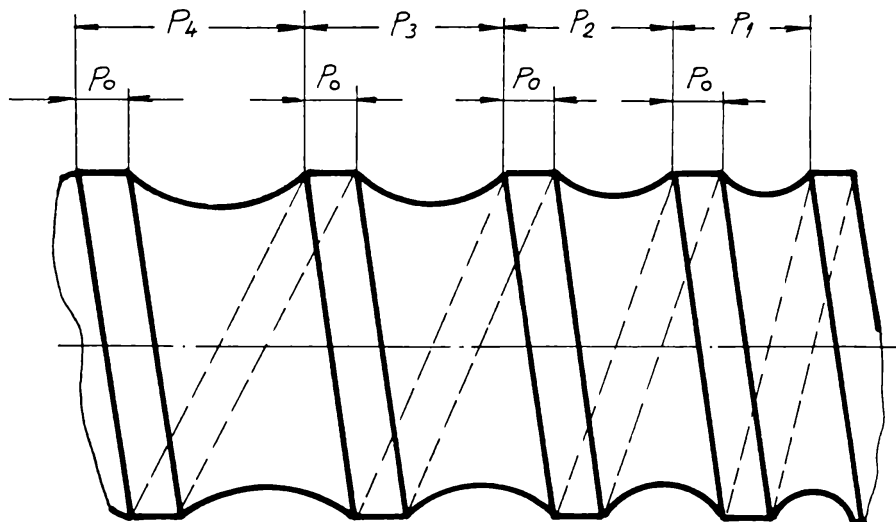


Fig. 7.3

Un alt criteriu de clasificare al canalelor elicoidale cu pas variabil se referă la posibilitățile tehnologice de generare a acestora:

- canale prelucrabile prin așchiere (frezare, strunjire);

- canale elicoidale realizate prin formare volumică (turnare, sinterizare, injecție etc.).

Un alt criteriu de clasificare a canalelor elicoidale cu pas variabil privește rolul acestor canale sau destinația lor:

- came spațiale cu canal elicoidal cu pas variabil;
- snecuri pentru mașini de injecție;
- scule așchietoare.

## 7.2. Contribuții cu privire la posibilitățile de generare a pasului variabil.

Problema generării pasului variabil presupune două aspecte fundamentale:

- primul aspect este legat de legea de variație a pasului;
- al doilea aspect este legat de alegerea unei metode adecvate din punct de vedere tehnologic pentru reproducerea pasului variabil.

Așa după cum am mai menționat sub acest aspect putem avea mai multe variante posibile:

- așchiere;
- deformare plastică;
- formare:
  - turnare,
  - injecție,
  - sinterizare.

Bineînțeles că și formarea se va combina cu prelucrări prin îndepărtare de material pentru operațiile de finisare.

După cum se observă, probleme legate de generarea pasului variabil se ridică doar la operațiile de așchiere, în celelalte cazuri nu.

La piesele ce au canale elicoidale cu pas variabil obținute prin deformare sau formare se pune problema execuției canalelor pe sculele de deformare sau formare (matrițe, cochile, etc.).

Din analiza metodelor de generare a pasului variabil prezentate anterior se desprind câteva aspecte care vor sta la baza analizei anumitor mecanisme specifice.

Un prim grup îl prezintă mecanismele ciclice. Astfel pentru generarea mecanică a pasului variabil prin utilizarea mecanismelor ciclice care prin natura lor transformă o mișcare cu o lege de mișcare dată; de regulă

$$V_1 = V_1(t) = ct$$

sau

$$\omega_1 = \omega_1(t) = ct.$$

într-o mișcare cu o lege de mișcare variabilă

$$V_2 = V_2(t) \neq ct$$

sau

$$\omega_2 = \omega_2(t) \neq ct.$$

Din grupa acestor mecanisme ciclice se pot enumera:

- mecanisme cu came;
- mecanisme plane cu bare;
- angrenaje paralele necirculare.

În cele mai multe cazuri datorită faptului că aceste mecanisme nu pot asigura puterea necesară procedeului tehnologic utilizat, este absolut necesar ca mișcarea de generare a acestor mecanisme să fie amplificată sau să fie compusă cu o altă mișcare portantă.

Compunerea celor două mișcări în acest caz se face cu ajutorul unui mecanism diferențial.

O altă posibilitate de generare mecanică a pasului variabil se obține pe baza utilizării variatoarelor mecanice. În acest caz legea de variație este ceva mai elastică față de mecanismele ciclice menționate anterior deoarece la același tip de variator cu o comandă adecvată a acestuia se pot obține mai multe variante de variație a legii de variație a vitezei elementului condus.

Un dezavantaj al variatoarelor față de mecanismele prezentate anterior este acela al denaturării relative a legii de mișcare datorită alunecărilor specifice din funcționarea lor.

O altă posibilitate de generare prin așchiere a pasului variabil este prin utilizarea mașinilor unelte cu comandă numerică.

Pentru acest caz echipamentul numeric care comandă mașina trebuie să fie capabil să comande funcțiile preparatorii G34 și G35 care după ISO reprezintă:

- G34 - filetare cu pas crescător,
- G35 - filetare cu pas descrescător.

În cazul utilizării comenzilor numerice este necesar ca legea de variație a pasului să fie cunoscută și să fie definită printr-o lege de forma:

$$P = (1 \pm \lambda) P_0$$

unde:

- $P_0$  - pasul de bază,
- $\lambda$  - un parametru care variază după o lege impusă de destinația canalului elicoidal.

Din aplicațiile practice ale canalelor elicoidale cu pas variabil sau ale pieselor a căror configurație este sub forma unui canal elicoidal cu pas variabil aceste legi pot fi definite astfel:

- obținerea unei anumite presiuni de injecție la melcii cu pas variabil de la mașinile de injecție;

- o anumită lege de variație a elasticității la arcurile elicoidale cu pas variabil;

- o anumită variație a elementelor geometrice de-a lungul tășurilor unor scule așchietoare în vederea creșterii durabilității sau a optimizării regimului de așchiere, exemplu

freze și burghie cu pas variabil.

- tot la scule așchietoare, execuția propriuzisă a sculelor pentru danturarea în paloidă și anume freza melc conică pentru danturare în paloidă;

- obținerea stabilității giroscopice a proiectilelor la obuziere prin ghinturi cu pas variabil la țevile scurte.

După cum se observă legile sunt foarte variate, funcție de destinațiile și aplicațiile canalelor.

Pe lângă posibilitățile de generare enunțate până acum:

- comenzi numerice,
- mecanisme ciclice,
- variatoare mecanice,

se mai pot utiliza și alte tipuri de mecanisme care pot genera o mișcare de pas variabil.

De regulă astfel de mecanisme completează posibilitățile tehnologice ale mașinilor unelte universale (freze, strunguri).

Din grupa acestor mecanisme ce pot genera pasul variabil și extind spectrul tehnologic al mașinilor unelte universale se pot enumera:

- mecanism cu tamburi conici cabluri;
- mecanism pentru generarea pasului variabil având la bază spirala Arhimedică.

- În cazul acestor două tipuri de mecanisme legea de variație este fixă și anume o anumită curbă, ea putând fi modificată doar sub aspectul obținerii unei familii de curbe, aceasta prin reglaje ce se fac în lirele cu roți de schimb ce intră în componența lanțului cinematic generator.

O altă considerație care trebuie făcută este că la mașinile unelte cu comandă numerică și la mecanismele din ultima grupă prezentată efortul de așchiere poate fi preluat fără alte componente de amplificare.

### 7.3. Prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil prin frezare.

Spre deosebire de canalele elicoidale cu pas constant a căror generare nu ridică probleme deosebite din punct de vedere tehnologic, la prelucrarea canalelor elicoidale cu pas variabil, faptul că raportul celor două viteze este variabil,

$$\frac{v_f}{v_a} = \operatorname{tg} \beta \neq ct.$$

limitează tehnologitatea din punct de vedere al prelucrării.

Strunjirea nu este recomandată deoarece odată cu variația unghiului  $\beta$  al elicei creștere sau descreștere se modifică unghiurile de așezare laterale funcționale. Acest aspect

se rezolvă fie limitând o variație prea mare a unghiului  $\beta$  ceea ce să fie acoperitor pentru unghiurile de așezare laterale, fie aplicându-se sculei o mișcare de rotație compensatoare care să fie corelată cu legea de variație a unghiului  $\beta$  - această metodă a putut fi văzută la câteva descrieri de brevete prezentate în referatul 1, brevet 990448 și 1000192.

Metoda care asigură o prelucrare mult mai productivă și elimină dezavantajele menționate anterior este frezarea.

În acest caz se pot obține canale fie cu ajutorul unor freze deget, fie freze disc, ceea ce duce la obținerea unor melci cu pas variabil similari cu profilul obținut la melcii de tip ZK1 cu freză disc și ZK2 cu freză deget.

În figura 7.4 este prezentat modul de variație a parametrilor geometrici funcționali în cazul strunjirii unui canal elicoidal pentru un cuțit.

Din figură se observă că la începutul prelucrării porțiunea hașurată din dreapta nu afectează prelucrarea, spre sfârșit ea ar trebui să se transfere în dreapta. Fizic se rezolvă problema așa după cum am menționat rotind scula conform figurii 7.5, unde comanda numerică pe lângă comandarea motoarelor acționării axului principal și avansului comandă motorul M ce asigură rotirea sculei în timpul prelucrării, ținând-o tot timpul într-o poziție corectă față de suprafețele de prelucrat.

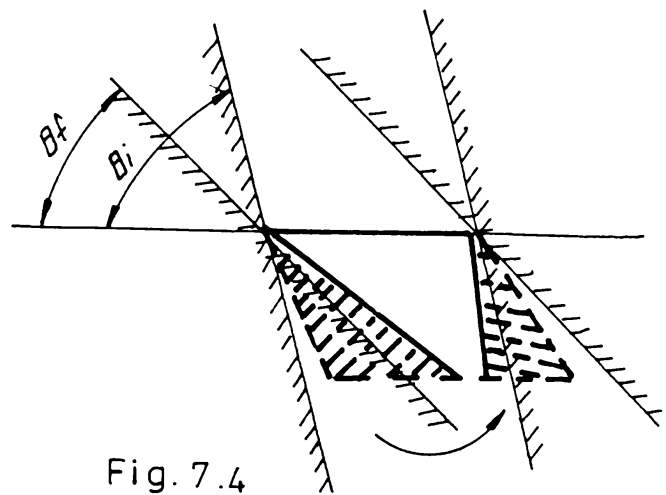


Fig. 7.4

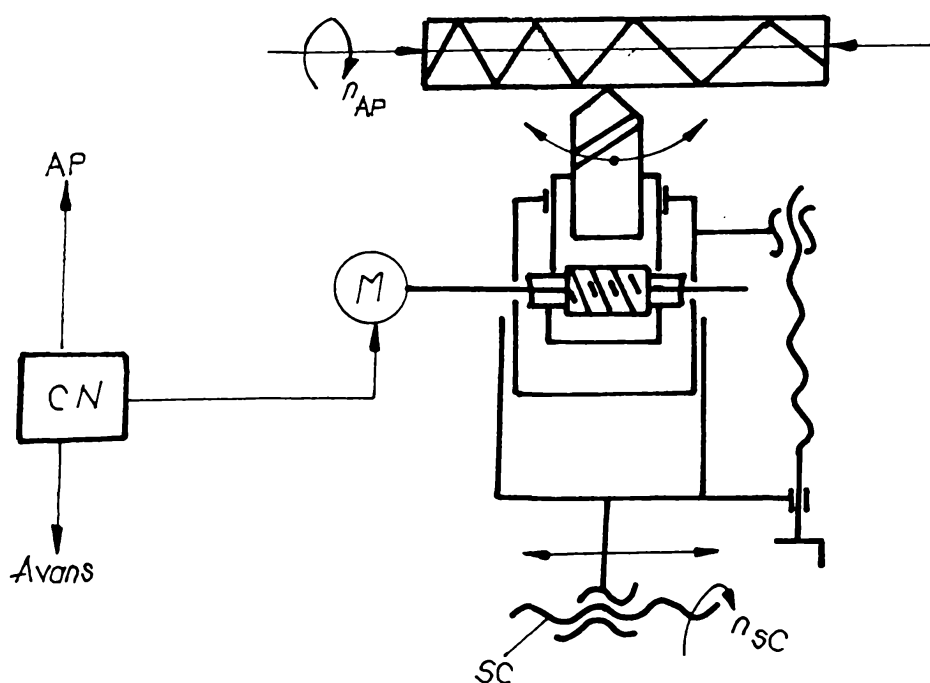


Fig. 7.5

La frezare aceste inconveniente dispar așa după cum se observă și în figura 7.6 dar apar alte aspecte și anume:

- în cazul frezării cu freză deget datorită variației unghiului  $\beta$  profilul curbei generatoare a profilului canalului se modifică conform aceleiași figuri 7.6, ceea ce are ca efect creșterea sau descreșterea golului canalului. Pentru a evita acest aspect se pune problema utilizării unei freze conice care să efectueze o mișcare de retragere sau de pătrundere corelată cu variația lui  $\beta$  pentru a menține lățimea golului constantă, în acest caz adâncimea canalului se va păstra constantă, figura 7.7.

Intrucât la frezarea canalelor elicoidale de pas variabil aspectele prezentate în cazul utilizării frezelor deget se amplifică afectând într-o măsură mult mai mare profilul generatoarei, această variantă este recomandată numai pentru prelucrarea șnecurilor de la mașinile de injecție.

#### 7.4 Legea de variație a pasului în cazul folosirii unui dispozitiv pentru generarea pasului variabil.

Așa după cum am mai menționat, pentru o elice cilindrică cu pas constant au rezultat următoarele concluzii:

- în cazul generării directoarei cinematice prin combinarea a două mișcări una de rotație de viteză tangențială  $V_t$  și una de translație de viteză  $V_a$  între acestea se respectă relația:

$$\frac{V_t}{V_a} = \operatorname{tg}\beta = ct.$$

această relație definind din punct de vedere cinematic elicea cilindrică de pas constant.

După cum se poate observa din analiza acestei expresii raportat mărimii celor două viteze nu depinde de procedeul de așchiere ci numai de parametrul  $\beta$  al elicei.

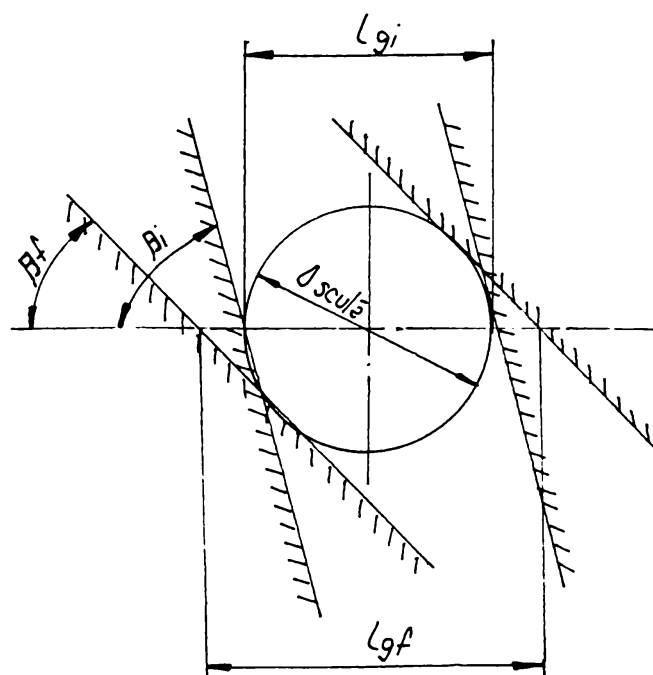


Fig. 7.6

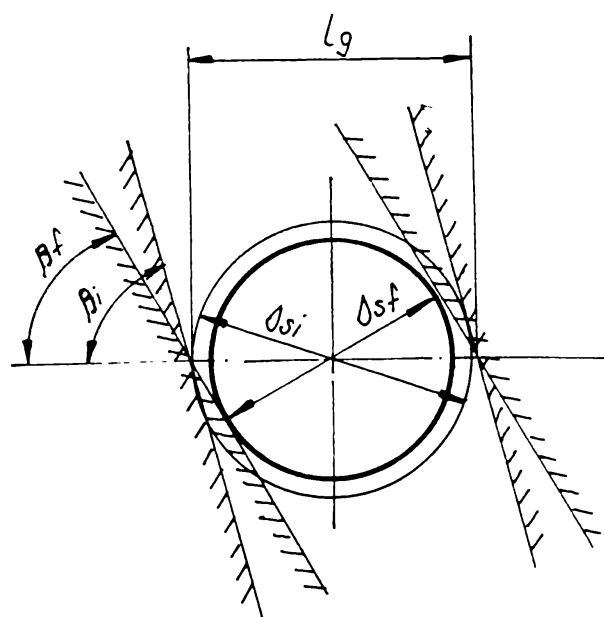


Fig. 7.7

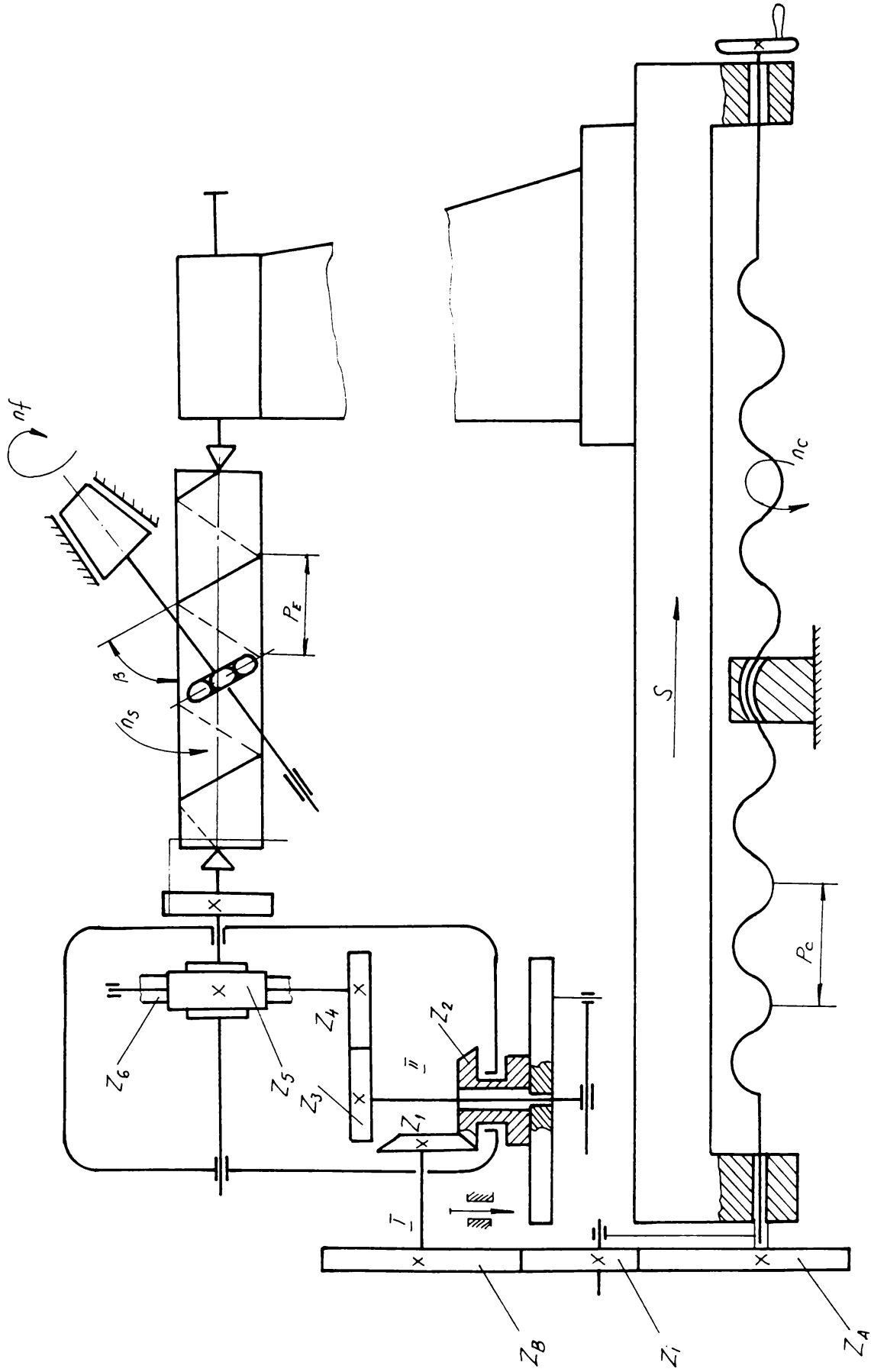


Fig. 7. 8



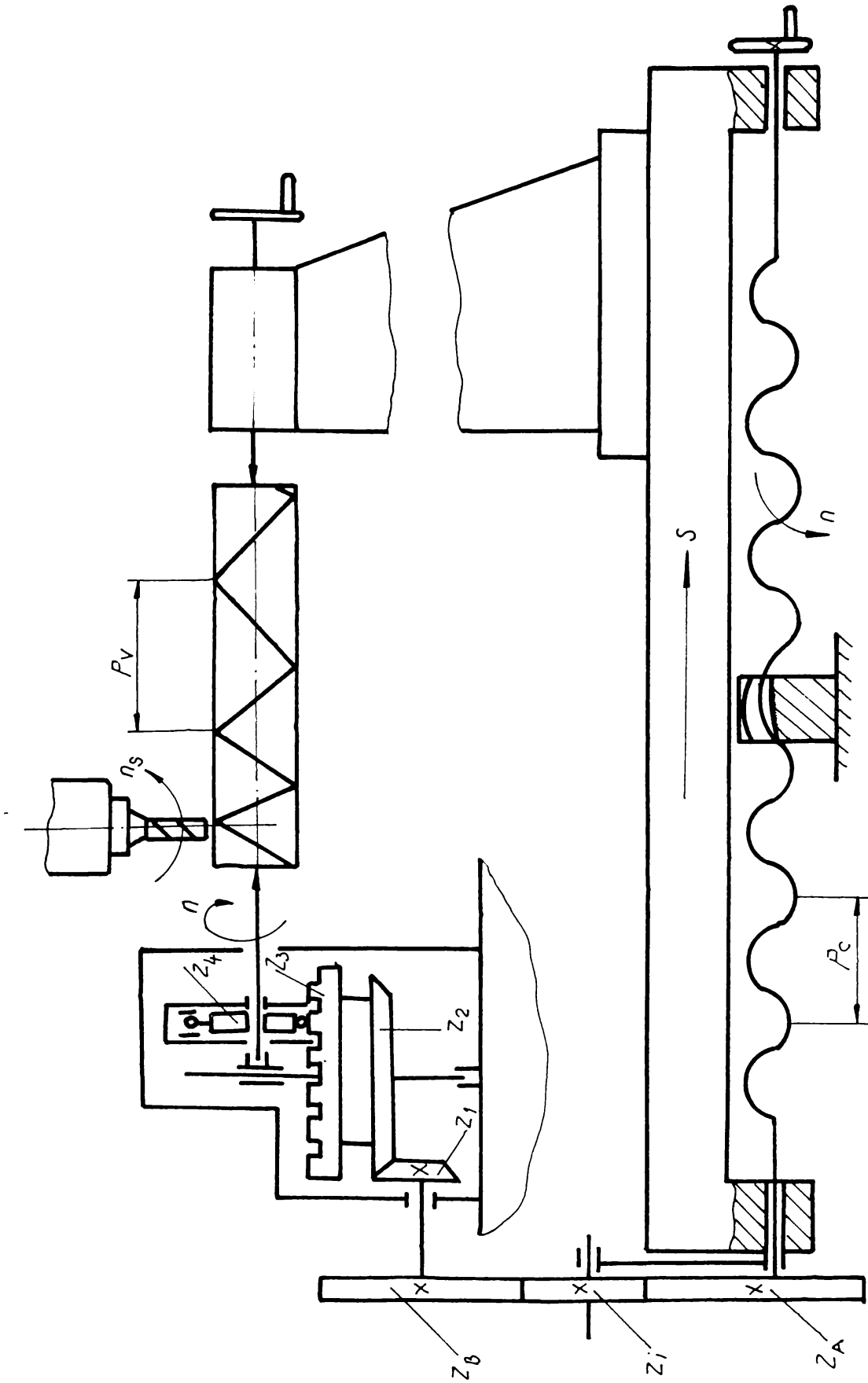


Fig. 7.9

În figura 7.8 este prezentată schema frezării unui canal elicoidal cu pas constant.

Între mărimile ce intervin la reglarea generării unei astfel de elice, se pot scrie următoarele relații în funcție de pas și turație:

- $n_c$  - turația șurubului conductor
- $n_s$  - turația piesei
- $p_e$  - pasul elicei piesei
- $p_c$  - pasul șurubului conducător.

$$\frac{n_s}{n_c} = \frac{p_c}{p_e} = ct.$$

Pentru cazul frezării canalelor elicoidale cu pas variabil cu ajutorul unui dispozitiv specializat, este prezentată o schemă în figura 7.9.

Din analiza acestui dispozitiv se observă că datorită faptului că roata  $Z_4$  angrenează tot timpul cu roata plană  $Z_3$  pe un alt diametru de rostogolire, rezultă că viteza de rotație a piesei  $n_p$  nu mai este constantă ci variabilă și anume va fi descrescătoare dacă roata  $Z_4$  se apropie de centrul de rotație al roții  $Z_3$  și crescătoare dacă se depărtează.

Rescriind relația anterioară între turația șurubului conducător, pasul acestuia, turația piesei și pasul elicei piesei se observă:

$$\frac{n_{sc}}{n_p} = \frac{p_e}{p_c} = ct.$$

Tot același lucru se poate spune și despre raportul celor două viteze: viteza tangențială și viteza de translație:

$$\frac{v_t}{v_a} = tg\beta = ct.$$

Ca o concluzie foarte importantă rezultată din analiza atentă a acestor relații este aceea că spre deosebire de elicea de pas constant, elicea de pas variabil nu poate fi generată decât cu directoarea cinematică.

### 7.5 Freza conică.

Inovația se referă la o freză conică folosită la operațiile de frezare prin copiere după trei axe, în special la frezarea blocurilor matrițe.

În scopul frezării pieselor prin copiere, sunt cunoscute freze conice cu dinți elicoidali având pasul elicei constant.

Dezavantajul prelucrării cu aceste freze consta în aceea că nu este asigurată uniformitatea condițiilor de aşchiere pe toată lungimea activă, datorită faptului că spre vârful sculei, dintele tinde către o formă de dinte drept în special la frezele cu conicitate mare ( $2\alpha > 6^\circ$ ).

Vibrațiile, durabilitatea relativ scăzută a sculei, conduc la aşchiera puțin productivă.

Scopul inovației este de a îmbunătăți condițiile de aşchiere, de a mări durabilitatea sistemului tehnologic elastic în cazul frezării prin copiere.

Problema pe care o rezolvă inovația este realizarea unei scule de frezat prin copiere care să permită o aşchiere productivă, în regim redus de vibrații.

În diferite cazuri de utilizare a acestor scule apar situații în care durabilitatea "T" a sculei, trebuie să fie comparabilă cu timpul de bază " $t_b$ ".

$$T \geq t_b$$

condiție necesară evitării unor intervenții suplimentare în timpul executării sau a derulării unui program. Această condiție s-ar fi putut realiza prin reducerea parametrilor regimului de aşchiere, turație avans, adâncime de aşchiere, dar aceasta ar fi adus o scădere a productivității prelucrării.

În condițiile utilizării sculei propuse, parametrii regimului de aşchiere sunt comparabili cu cei de la frezarea clasică sau chiar mai mari.

Freza conică, conform inovației înlătură dezavantajele menționate mai sus, prin aceea că în scopul îmbunătățirii condițiilor de aşchiere pe toată lungimea activă și a măririi durabilității sculei, prezintă dinți elicoidali cu pasul variabil în funcție de diametru.

Freza conică conform inovației are o coadă conică cu gaură filetată și o zonă activă cu dinți elicoidali a căror tășuri rezultă prin înfășurarea unor elici care au pași variabili în funcție de diametrul pe care se înfășoară, formă ce permite o angajare progresivă în aşchiere a dintelui pe toată lungimea.

Se dă în continuare un exemplu de realizare a inovației în legătură cu figura 7.10 care reprezintă o vedere a frezei conice.

Zona activă a frezei, având lungimea de  $L=90\text{mm}$  și unghiul  $2\alpha = 14^\circ$  este practic împărțită în patru zone de lungimi egale  $L_1=L_2=L_3=L_4$ .

Incepând de la vârful sculei, fiecare zonă are dinții elicoidali a căror unghiuri de înclinare este  $\omega_4=25^\circ$ ;  $\omega_3=20^\circ$ ;  $\omega_2=15^\circ$ ;  $\omega_1=10^\circ$ . Pentru fiecare zonă în parte pasul elicei este altul și se realizează practic prin alt reglaj al aceleiași mașini pe care se execută dinții sculei.

Tășurile sculei au o geometrie (unghi de degajare, unghi de aşchiere, fațetă) cu valori cuprinse în limitele cunoscute pentru celelalte scule de frezat.

Reascuțirea se face pe fața de degajare până la terminarea fațetei, după care se reface conul prin rectificare exterioară.

În urma experimentării și aplicării acestui tip de freză s-au obținut următoarele

rezultate:

a) material Cr 120

- |                     |                         |            |
|---------------------|-------------------------|------------|
| - regim de aşchiere | - lungimea de contact   | 90mm       |
|                     | - adâncimea de aşchiere | 4mm        |
|                     | - turația sculei        | 200rot/min |
|                     | - avans                 | 60mm/min   |
|                     | - fără lichid de răcire |            |
|                     | - durabilitatea sculei  | 190min.    |

b) material Fc 250

- |                     |                         |            |
|---------------------|-------------------------|------------|
| - regim de aşchiere | - lungimea de contact   | 90mm       |
|                     | - adâncimea de aşchiere | 8mm        |
|                     | - turația sculei        | 355rot/min |
|                     | - avans                 | 80mm/min   |
|                     | - durabilitatea sculei  | 600min.    |

Prin aplicarea inovației se obțin următoarele avantaje:

- condiții superioare de aşchiere;
- creșterea durabilității sculei;
- reducerea solicitării la vibrații a sistemului tehnologic elastic.

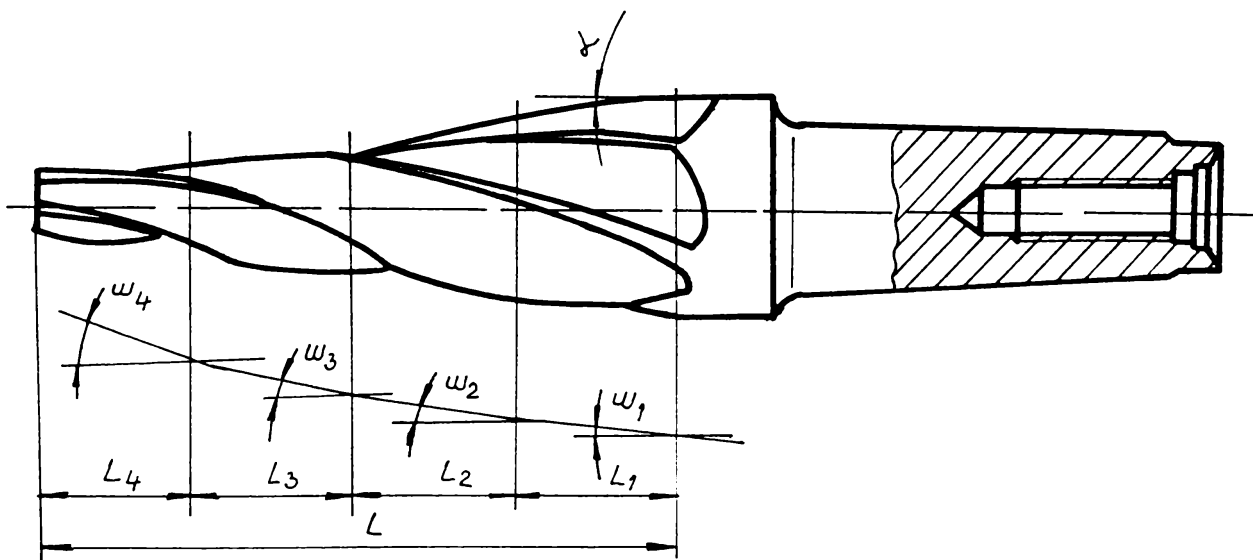


Fig. 7.10

Certificat inovație nr.2336

## CAPITOLUL VIII

### 8. CONCLUZII

#### 8.1. Concluzii referitoare la generarea canalelor elicoidale cu pas variabil rezultate din studiul din brevete.

Din studiul efectuat în brevete și în mare parte prezentat în capitolul IV al lucrării se desprind câteva aspecte esențiale în ce privește execuția și anume:

- execuția canalelor elicoidale cu pas variabil pe mașini unelte speciale;
- execuția canalelor elicoidale pe mașini-unelte universale, prin dispozitivare adecvată caz în care sunt prezentate câteva exemple de astfel de dispozitive;
- execuția canalelor elicoidale pe mașini unelte cu comandă numerică, a căror comandă este capabilă să efectueze funcțiile specifice generării pasului variabil.

Din cele trei cazuri prezentate rezultă că la primele două pasul variabil se generează mecanic printr-o anumită metodă pe când în cel de-al treilea caz pasul variabil se generează electronic prin intermediul calculatorului.

Bine înțeles că această situație a utilizării comenzii numerice este avantajoasă în cazul în care există o asemenea dotare iar mașina poate executa operațiile dorite pe piesă.

Primele două cazuri mai au un aspect comun și anume faptul că o mașină specializată are de regulă în componența ei un subansamblu care generează o mișcare de viteză (fie liniară fie unghiulară) variabilă, mișcare care apoi este compusă cu o viteză portantă prin intermediul unui mecanism sumator iar apoi rezultă mișcarea finală de viteză variabilă.

În cazul al doilea acela al utilizării de dispozitive speciale destinate echipării mașinilor-unelte universale practic mișcarea de avans a mașinii este prelucrată de un dispozitiv special și astfel se obține mișcarea variabilă. Si în acest caz s-ar putea considera două cazuri și anume:

- dispozitiv special - capabil să realizeze o singură lege de mișcare;
- dispozitiv universal - capabil să realizeze mai multe legi de mișcare.

Din cele prezentate în lucrare consider că soluția cea mai avantajoasă și care poate acoperi un spectru destul de mare în domeniul prelucrării canalelor elicoidale cu pas variat

îl reprezintă dispozitivarea. În primul rând nu necesită dotări suplimentare, în al doilea rând se poate construi legea de variație a pasului cât mai fidel prin opțiunea asupra celui mai adecvat mecanism generator și în al treilea rând nu necesită o specializare deosebită a personalului operator. Este nevoie doar de o cunoaștere deosebită a posibilităților de a genera un pas variabil.

În funcție de legea sub care trebuie să varieze pasul se va opta pentru un anumit mecanism generator.

De regulă legea de variație a pasului este o caracteristică specifică a dispozitivului generator.

## **8.2. Concluzii referitoare la utilizarea diferitelor mecanisme pentru generarea unei mișcări de viteză variabilă.**

Pentru generarea mecanică a unei mișcări de viteză variabilă se pot folosi mai multe metode:

- angrenaje paralele necirculare;
- mecanisme cu came;
- mecanisme cu bare articulate;
- variatoare de turație.

La angrenajele paralele necirculare spre deosebire de angrenajele circulare raportul de angrenare (transmitere) al acestora variază în timpul transmiterii mișcării după o lege dată.

În acest caz această lege este impusă de canalul ce trebuie generat.

Referitor la mecanismele cu came se desprind următoarele concluzii:

Sinteza cinematică sau dinamică a unui mecanism cu came este nevoie să cuprindă metodele de calcul și de proiectare a unui astfel de mecanism care să dea tchetului o mișcare după o lege dată, legea fiind impusă de tipul canalului ce trebuie generat.

De regulă mecanismele cu came sunt mecanisme ciclice ce pot repeta la intervale de timp bine determinate o lege de mișcare foarte bine determinată.

Un astfel de mecanism se pretează să fie utilizat la execuția de canale elicoidale cu pas variabil de lungime medie și scurtă în producție de serie deoarece prezintă mari avantaje putând fi foarte ușor mecanizate și automatizate.

La sinteza unui mecanism cu came este de regulă cunoscută legea de mișcare a tachetului, lege care este determinată de un proces tehnologic și se pune problema determinării profilului și dimensiunilor camei.

Prin cursă de lucru la care legea de mișcare este determinată de procesul tehnologic.

Pentru generarea canalelor elicoidale cu pas variabil se pot utiliza atât mecanisme cu came plane cât și mecanisme cu came spațiale.

În cazul mecanismelor cu bare între cele două elemente cinematice conducător și condus există următoarea relație:

- elementul conducător este elementul cinematic mobil a cărui lege de mișcare este cunoscută iar elementul condus este elementul cinematic mobil a cărui lege de mișcare se determină pe baza legii de mișcare a elementului conducător.

Și aceste mecanisme sunt ciclice, lucru ce se poate observa din analiza câtorva diagrame de mecanisme cu bare articulate clasice.

Tot din analiza acestor diagrame se poate observa că pentru generarea unui pas variabil se poate folosi doar un anumit segment din diagrama de ciclu "segment" în care viteza este fie strict crescătoare fie strict descrescătoare.

În cazul utilizării variatoarelor având în vedere și faptul că acestea reprezintă o mulțime de soluții constructive se pot obține cele mai multe legi de variație deci pentru construirea unor dispozitive universale se recomandă utilizarea variatoarelor.

Un dezavantaj major al variatoarelor ceea ce face ca acestea să fie utilizate doar pentru execuția de canale elicoidale cu pas variabil a căror lege poate să aibă anumite abateri îl reprezintă alunecarea. Spre deosebire de variatoare mecanismele prezentate anterior - angrenaje paralele necirculare, mecanisme cu came și mecanisme cu bare articulate nu se abat de la legea impusă.

### **8.3. Concluzii referitoare la generarea pasului variabil utilizând un mecanism generator în a cărui structură se folosește transmisia cu element intermediar.**

Principala problemă care a fost rezolvată în această lucrare este aceea de a realiza un dispozitiv capabil să genereze pasul variabil prin adaptarea lui pe o mașină-unealtă universală.

S-a adoptat varianta dispozitivării universale atât din considerate de universalitate a aplicației cât și economice.

Deși acest dispozitiv are o cursă de lucru limitată, această cursă este mult mai mare decât cea pe care o pot asigura mecanismele cu came, mecanismele cu bare articulate sau angrenajele paralele necirculare.

Un alt mare avantaj al dispozitivului în cauză, avantaj datorat tipului special de transmisie pe care îl înglobează este acela că poate transmite direct mișcarea de viteză variabilă fără alte mecanisme intermediare de amplificare.

Tot avantajos la acest dispozitiv este faptul că se preiau avantajele variatoarelor de turație eliminând dezavantajul alunecării relative tot datorită transmisiei speciale cu element intermediar.

Problema rezolvată în subsidiar a constat în realizarea unei transmisii speciale cu element intermediar, transmisie ce permite transformarea sau transmiterea mișcării între elemente ce prin tipurile clasice cunoscute nu este posibil.

Acest tip de transmisie face posibilă angrenarea dintre pinion și o cremalieră curbă de forma spiralei arhimedice.

Transmisia specială cu element intermediar preia practic toate avantajele transmisiilor clasice și în plus se impune printr-o tehnologie simplă de execuție.

#### **8.4. Concluzii privind teoria generării canalelor elicoidale cu pas variabil.**

Lanțul cinematic cu ajutorul căruia se generează un canal elicoidal cu pas variabil are o structură complexă și întotdeauna are o verigă ce execută o mișcare variabilă.

Canalul elicoidal cu pas variabil reprezintă un caz general de complexitate maximă pentru o suprafață, și anume o curbă directoare complexă (elice cu pas variabil) și o curbă generatoare tot complexă (cazul canalului elicoidal cu pas variabil și cu profilul golului variabil).

Curba directoare (e cea cu pas variabil) se poate genera doar cinematic fiind descrisă de un punct în urma compunerii unei mișcări de rotație cu o mișcare de deplasare axială normală pe planul de rotație cu condiția ca una din cele două viteze ale mișcărilor generatoare să fie variabilă (de regulă mișcarea de viteză variabilă este cea de deplasare axială) astfel încât să se realizeze o traiectorie elicoidală de pas  $p$  variabil și implicit de unghi  $B$  variabil.

Se va considera că elicea este de pas crescător dacă deplasând un punct de la stânga spre dreapta pe aceasta (indiferent de sensul de înfășurare) pasul va crește și se va



considera că o elice este de pas descrescător dacă în același mod deplasând un punct pe curbă de la stânga spre dreapta pasul va scădea.

O altă caracteristică a pieselor cu canale elicoidale cu pas variabil este aceea că nu lucrează cu piese conjugate de genul șurub piuliță.

O piesă cu canal elicoidal cu pas variabil lucrează doar liber eventual poate juca rolul unei came.

### **8.5. Aplicațiile pieselor cu canale elicoidale cu pas variabil.**

De regulă configurația profilului canalului și legea de variație a pasului rezultă din aplicațiile practice ale pieselor ce au în structură astfel de canale.

- realizarea unei anumite presiuni de injecție și a unui anumit debit de material (cazul melcilor cu pas variabil utilizați la mașinile de injecție);

- realizarea unei distribuții favorabile a eforturilor de așchiere și astfel o creștere a durabilității sculei așchietoare;

- asigurarea unei evacuări corespunzătoare a așchiilor din zona de lucru și astfel obținerea unei bune productivități a prelucrării prin evitarea îmbâcsirii tășurilor și canalelor de evacuare a sculei.

- obținerea unui anumit profil la scula așchietoare pentru a putea genera o suprafață specială (frezele pentru dantura paloidă);

- în cazul când se execută arcuri elicoidale cu pas variabil se poate obține o curbă specială de variație a elasticității diferită de a arcurilor normale.

**BIBLIOGRAFIE**

1. ALBU A. - Programarea asistată de calculator a mașinilor-unelte. Editura Tehnică București, 1980.
2. ATANASIU MIHAIL - Mecanica tehnică. E.D.P.-București, 1963.
3. BOTEZ E. - Mașini unelte. Editura Tehnică București, 1977.  
- Tehnologia programării numerice a mașinilor-unelte. Editura Tehnică București, 1973.
4. DRAGHICI GH. - Tehnologia construcției de mașini. E.D.P. București, 1977.  
- Tehnologia construcției de mașini. E.D.P. București, 1984.
5. DORIN AL. - Sisteme de scule pentru mașini-unelte cu comandă numerică. Editura Tehnică București, 1986.
6. DREUCEANU AUREL - Mașini unelte și prelucrări prin așchiere. E.D.P. București, 1968.
7. ELEKES CAROL - Scule pentru melci și roți melcate. Editura Litera, 1985.
8. EPUREANU AL.  
PRUTEANU O.  
GAVRILAS I. - Tehnologia construcției de mașini. E.D.P. București, 1983.
9. GHERGHEA I. - Exploatarea și întreținerea mașinilor-unelte cu comandă program. Editura Tehnică București, 1980.
10. GHERGHEA I.  
și alții. - Mașini unelte și agregate. E.D.P.- București, 1983.
11. MADARAS L.  
NICOARA I. - Organe de mașini și mecanisme. I.P.T.V. Timișoara, 1979.
12. MANOLESCU I. N.  
și alții - Lucrări teoretice complementare de structură, cinematică, cinetostatică și dinamică a mecanismelor. E.D.P. București, 1981.

- 13.MANOLESCU N.  
și alții - Manualul inginerului mecanic. Vol.I.  
Editura Tehnică București, 1976.
- 14.MARINESCU N.I. - Tehnologii de prelucrare pe mașini în  
coordonate. Editura Tehnică, 1988.
- 15.MAROS DESIDERIU - Teoria mecanismelor și mașinilor.  
Cinematica roților dințate. Editura  
Tehnică, București, 1958.
- 16.MILOIU GH.  
și alții - Transmisii mecanice moderne.  
Editura Tehnică București, 1980.
- 17.MINCIU C-TIN. - Proiectarea și tehnologia sculelor  
pentru danturare. Editura Tehnică  
București, 1986.
- 18.NANU AUREL - Tehnologia materialelor.  
E.D.P. București, 1972.
- 19.OPREAN A.  
și alții - Bazele aşchierii suprafețelor.  
E.D.P. București, 1981.
- 20.PICOS C. - Tehnologia construcțiilor de mașini.  
E.D.P. București, 1971.
- 21.POP ION - Prelucrarea sculelor aşchietoare.Vol.I;  
II. I.P.T.V. Timișoara, 1984.
- 22.POPA IOAN MARIUS - Inovație nr. 1904/1987  
- Inovație nr. 2336/1988  
- Inovație nr. 184/1991  
- Brevet invenție 107218/1993.
- 23.POPOVICI C. - Tehnologia construcției de mașini.  
E.D.P. București, 1967.
- 24.PRUTEANU O.  
și alții - Tehnologia fabricării mașinilor.  
E.D.P. București, 1981.
- 25.TEODORESCU I.D.  
TEODORESCU ST.D. - Culegere de probleme de geometrie  
superioară. E.D.P.București, 1975.
- 26.TUTUNARU D. - Teoria mecanismelor și mașinilor.  
Mecanisme cu came. Editura Tehnică  
București, 1959.
- 27.UDREA G. - Exploatarea mașinilor unelte partea II-a  
I.P.T.V. Timișoara, 1979.
- 28.VLASE A.  
și alții - Tehnologii de prelucrare pe strunguri.  
Editura Tehnică București, 1989.

29. ZETU D. - Mașini unelte automate și cu comandă numerică. E.D.P. București, 1982.
30. \* \* \* - Brevet Japonia 551830
31. \* \* \* - Brevet România 98371
32. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 1038125
33. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 990448
34. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 986664
35. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 996119
36. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 772726
37. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 1047629
38. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 992143
39. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 931338
40. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 1038124
41. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 931337
42. \* \* \* - Brevet U.R.S.S. 1000192
43. \* \* \* - Brevet România 72945
44. \* \* \* - Brevet R.F.G. 2313707