

Conf. dr. ing. **IOAN DAN FILIPOIU**

Prof. dr. ing. **ANDREI TUDOR**

**PROIECTAREA  
TRANSMISIILOR  
MECANICE**

Editura  
**BREN**

Copyright © BREN, 2006

Toate drepturile asupra acestei ediții sunt rezervate editurii.

Adresa: EDITURA BREN  
Str. Lucăcești nr. 12, sector 6  
București  
Tel. / Fax: 021- 6370381

**Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale**

**FILIPOIU, IOAN DAN**

**Proiectarea transmisiilor mecanice / Ioan Dan Filipoiu,  
Andrei Tudor – București: Bren, 2006**

p., cm.

Bibliogr.

ISBN 973-8143-26-8

I. Tudor, Andrei

621.83

Referenți științifici:

Prof.dr.ing. **Ioan VOICA**

Conf.dr.ing. **Mihail RAȘEEV**

Tehnoredactare:

Referent: **Ioana – Victoria MAGEREANU**

Contribuția autorilor:

capitolele 1, 4, 5 și 7 - **prof.dr.ing. Andrei TUDOR**

capitolele 2, 3, 6, subcapitole din 4 și 7 - **conf.dr.ing. Ioan Dan FILIPOIU**

Coordonarea lucrării - **conf.dr.ing. Ioan Dan FILIPOIU**

---

Bun de tipar: 20.02.2006

ISBN 973-8143-26-8

---

IMPRIMAT ÎN ROMÂNIA

Tipar: BREN PROD s.r.l.

## CUPRINS

	Pag.
<b>1. NOȚIUNI PRIVIND PROIECTAREA TRANSMISIILOR MECANICE</b> .....	1
<b>1.1. Considerații generale</b> .....	1
1.1.1. Documentația de studiu .....	1
1.1.2. Documentația de bază .....	9
1.1.3. Documentația tehnologică.....	14
1.1.4. Documentația auxiliară .....	15
<b>1.2. Stabilirea schemei cinematice a transmisiei</b> .....	15
<b>1.3. Calculul cinematic și energetic al transmisiei</b> .....	20
<b>1. Anexe 1.1 – 1.6</b> .....	26
<b>2. PROIECTAREA UNUI ANGRENAJ CU ROȚI DINȚATE</b> .....	33
<b>2.1. Alegerea materialelor pentru roțile dințate și a     tratamentelor termice sau termochimice</b> .....	33
<b>2.2. Proiectarea unui angrenaj cilindric exterior cu dinți dreپți</b> .....	38
2.2.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului cilindric exterior cu dinți dreپți.....	38
2.2.2. Calculul geometric al angrenajului cilindric exterior cu dinți dreپți .....	41
2.2.3. Calculul forțelor din angrenajul cilindric cu dinți dreپți .....	48
2.2.4. Alegerea lubrifianului și a sistemului de ungere a angrenajelor cilindrice cu dinți dreپți .....	49
2.2.5. Verificarea de rezistență a danturii angrenajului cilindric cu dinți dreپți.....	52
2.2.6. Elemente privind construcția roților dințate cilindrice.....	55
<b>2.3. Proiectarea unui angrenaj cilindric exterior cu dinți înclinați</b> .....	57
2.3.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului cilindric exterior cu dinți înclinați .....	57
2.3.2. Calculul geometric al angrenajului cilindric exterior cu dinți înclinați.....	60
2.3.3. Calculul forțelor din angrenajul cilindric cu dinți înclinați .....	67
2.3.4. Alegerea lubrifianului și a sistemului de ungere a angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați.....	68
2.3.5. Verificarea de rezistență a danturii angrenajului cilindric cu dinți înclinați.....	68
2.3.6. Elemente privind construcția roților dințate cilindrice.....	71
<b>2.4. Proiectarea unui angrenaj conic cu dinți dreپți</b> .....	72
2.4.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului conic cu dinți dreپți .....	72
2.4.2. Calculul geometric al angrenajului conic cu dinți dreپți .....	75
2.4.3. Calculul forțelor din angrenajul conic cu dinți dreپți.....	82
2.4.4. Alegerea lubrifianului și a sistemului de ungere a angrenajelor conice.....	84
2.4.5. Verificarea de rezistență a danturii angrenajului conic cu dinți dreپți.....	84
2.4.6. Elemente privind construcția roților dințate conice .....	87
<b>2.5. Proiectarea unui angrenaj melcat cilindric</b> .....	88
2.5.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului melcat cilindric .....	88
2.5.2. Calculul geometric al angrenajului melcat cilindric.....	91
2.5.3. Calculul vitezei de alunecare dintre flancurile danturii melcului și a roții melcate.....	100

2.5.4.	Calculul forțelor din angrenajul melcat cilindric .....	101
2.5.5.	Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere a angrenajului melcat .....	103
2.5.6.	Verificarea de rezistență a danturii angrenajului melcat cilindric .....	104
2.5.7.	Elemente privind construcția melcului cilindric și a roții melcate .....	107
2.	Anexe 2.1 – 2.26-5 .....	108
3.	<b>ELEMENTE CONSTRUCTIVE PRIVIND REDUCTOARELE DE TURAȚIE CU ROȚI DINȚATE</b> .....	133
3.1.	Construcția reductoarelor - generalități .....	133
3.2.	Construcția reductoarelor cu roți dințate cilindrice .....	136
3.3.	Construcția reductoarelor cu roți dințate conice .....	136
3.4.	Construcția reductoarelor cu melc-roată melcată .....	137
3.5.	Construcția reductoarelor cu două trepte de reducere .....	138
3.	Anexe 3.1 – 3.24 .....	140
4.	<b>PROIECTAREA UNEI TRANSMISII CU ELEMENTE FLEXIBILE SAU ARTICULATE</b> .....	184
4.1.	Proiectarea unei transmisii prin curea lată .....	184
4.1.1.	Dimensionarea transmisiei prin curea lată .....	184
4.1.2.	Determinarea durabilității curelei .....	191
4.1.3.	Proiectarea roților de curea .....	192
4.2.	Proiectarea unei transmisii prin curele trapezoidale .....	194
4.2.1.	Alegerea curelei trapezoidale și dimensionarea transmisiei .....	194
4.2.2.	Determinarea durabilității curelei trapezoidale .....	200
4.2.3.	Proiectarea roților de curea .....	201
4.3.	Proiectarea unei transmisii prin lanț .....	205
4.3.1.	Alegerea lanțului și calculul geometriei transmisiei .....	205
4.3.2.	Verificarea lanțului .....	214
4.3.3.	Proiectarea roților de lanț .....	218
4.3.4.	Montajul, reglarea și protecția transmisiilor prin lanț .....	222
4.4.	Proiectarea unei transmisii prin curele dințate sincrone .....	224
4.4.1.	Alegerea curelei dințate sincrone și dimensionarea transmisiei .....	225
4.4.2.	Proiectarea roților de curea dințată .....	229
4.	Anexe 4.1 – 4.2 .....	234
5.	<b>PROIECTAREA ARBORILOR ȘI A ORGANELOR DE REZEMARE</b> .....	239
5.1.	Predimensionarea arborilor și alegerea capetelor de arbori .....	239
5.2.	Alegerea rulmenților, stabilirea preliminară a formei constructive a arborilor .....	239
5.3.	Alegerea și verificarea asamblărilor arbore - butuc .....	247
5.4.	Calculul reacțiunilor și trasarea diagramelor de momente .....	248
5.5.	Verificarea rulmenților .....	254
5.6.	Verificarea, definitivarea constructivă a arborilor și alegerea ajustajelor .....	256
5.6.1.	Verificarea la solicitare compusă .....	256
5.6.2.	Calculul coeficientului de siguranță global .....	257
5.6.3.	Determinarea deformațiilor arborilor .....	259
5.6.4.	Calculul turației critice a arborelui .....	260
5.7.	Alegerea sistemului de etanșare .....	261
5.	Anexe 5.1 – 5.16 .....	263
6.	<b>VERIFICAREA LA ÎNCĂLZIRE ȘI DEFINITIVAREA CONSTRUCTIVĂ A REDUCTOARELOR DE TURAȚIE CU ROȚI DINȚATE</b> .....	287
6.1.	Calculul randamentului total al reductorului .....	287
6.1.1.	Randamentul angrenajului .....	287
6.1.2.	Randamentul lagărelor .....	288

6.1.3. Randamentul datorat pierderilor prin barbotare .....	288
6.1.4. Randamentul datorat ventilatorului de răcire al reductorului .....	289
<b>6.2. Calculul temperaturii medii de funcționare a reductorului .....</b>	<b>289</b>
<b>6.3. Calculul siguranței ungerii principalelor cuple de frecare existente în reductor .....</b>	<b>290</b>
6.3.1. Siguranța ungerii roților dințate .....	290
6.3.2. Siguranța ungerii rulmenților .....	291
<b>6.4. Definitivarea sistemului de ungere și de răcire a reductorului .....</b>	<b>292</b>
<b>6.5. Calculul puterii termice a reductorului .....</b>	<b>293</b>
<b>7. PROIECTAREA CUPLAJELOR PERMANENTE .....</b>	<b>294</b>
7.1. Cuplajul elastic cu bolțuri .....	294
7.2. Cuplajul cu flanșe .....	297
7.3. Cuplajul cardanic .....	298
7. Anexe 7.1 – 7.4 .....	303
<b>BIBLIOGRAFIE .....</b>	<b>312</b>

## **P R E F A Ț Ă**

*Studentii facultăților cu profil mecanic, cât și ai altor facultăți (cu profil energetic, electric, metalurgic, mecano-chimic etc.) sunt inițiați în activitatea de proiectare prin elaborarea unor proiecte de TRANSMISII MECANICE, în cadrul disciplinei de ORGANE DE MAȘINI. Aceleași proiecte sunt derulate la unele discipline, care conțin capitole de bază, din domeniul organelor de mașini și al componentelor sistemelor mecanice.*

*Lucrarea poate fi consultată și utilizată de ingineri și tehnicieni care își desfășoară activitatea în unități de cercetare-proiectare din domeniul ingineriei mecanice. Poate constitui, de asemenea, bază pentru realizarea de software în domeniul transmisiilor mecanice.*

*Prin conținutul său, lucrarea de față, alături de cursuri și tratate de înaltă ținută științifică, constituie un material documentar necesar întocmirii proiectelor de an și de diplomă, în care sunt studiate transmisiile mecanice. Lucrarea a fost elaborată plecând de la o serie de realizări în domeniu, de la unele date existente în literatura de specialitate, cât și de la prevederile standardelor în vigoare; cuprinde metodologii de calcul și soluții constructive privind proiectarea transmisiilor mecanice.*

*Lucrarea conține datele minim necesare proiectării unei transmisii mecanice de uz general, formată dintr-un reductor de turație cu roți dințate, transmisii prin curele și lanțuri, cuplaje etc. Inițial, este luată în considerație repartiția optimă a rapoartelor de transmitere, și efectuarea calculului cinematic și energetic pe arborii transmisiei, precum și alegerea motorului electric de acționare. Acest lucru permite proiectarea separată a fiecărei componente principale a transmisiei (reductor cu: roți dințate cilindrice, roți conice cu dinți drepți sau angrenaj melcat cu melc cilindric; transmisie prin curele, sau prin lanțuri articulate; cuplaje). Criteriile de proiectare prezentate urmăresc o alegere corectă a materialelor, o stabilire corespunzătoare a dimensiunilor și formei constructive, cu scopul reducerii consumurilor specifice de material, al elaborării unei tehnologii de fabricație simple și ieftine, al unei fiabilități înalte în exploatare, precum și al unui design agreat de beneficiar.*

*Ajunsă la ediția a V-a, elaborarea lucrării s-a făcut astfel:*

- capitolele 1, 4, 5 și 7 de **prof.dr.ing. ANDREI TUDOR;**
- capitolele 2, 3, 6 și unele subcapitole din 4 și 7, precum și coordonarea lucrării de **conf.dr.ing. IOAN DAN FILIPOIU.**

*Autorii sunt conștienți că lucrarea este deschisă îmbunătățirilor și completărilor și sunt recunoscători tuturor acelor care, prin sugestii și propuneri, ar putea contribui la perfecționarea ei.*

*Mulțumim pe această cale colegilor din Catedra ORGANE DE MAȘINI ȘI TRIBOLOGIE care, prin sugestiile lor, au contribuit la finalizarea celei de a cincea ediții a acestei cărți.*

*Autorii*

# 1. NOȚIUNI PRIVIND PROIECTAREA TRANSMISIILOR MECANICE

## 1.1. CONSIDERAȚII GENERALE

Proiectarea reprezintă lucrarea tehnico-economică, bazată pe munca de concepție și are ca rezultat documentația tehnică. Această documentație, conform STAS 6269-80, se compune din **documentația de studiu, documentația de bază, documentația tehnologică și documentația auxiliară.**

### 1.1.1. Documentația de studiu

Documentația de studiu, specifică transmisiilor mecanice, se compune din mai multe elemente.

**A. Tema de proiectare**, care este impusă de beneficiar și care trebuie să conțină o serie de cerințe, cum sunt:

- caracteristicile tehnice ale transmisiei:
  - puterea transmisă ca valoare maximă și ca mod de variație în timp;
  - turațiile la arborele de ieșire ca sens și mărime;
  - tipul motorului de acționare și caracteristicile de funcționare ale acestuia;
  - caracteristicile constructive ale transmisiei;
- condiții de exploatare:
  - locul de instalare al sistemului mecanic;
  - influența sistemului mecanic asupra vecinătăților, care se condiționează reciproc (vibrații, gaze, climat, abur, praf etc.);
  - întreținerea sistemului mecanic;
  - piese de schimb;
- prescripții care pot cuprinde, printre altele:
  - breviare de calcul;
  - norme de tehnica securității;
  - standarde, norme departamentale și de ramură;
  - caiete de sarcini;
  - drepturi de brevetare (drepturi de autor);
- aspecte financiare (specificația financiară, deviz de calcul, defalcarea cheltuielilor), privind:
  - cheltuieli cu proiectarea transmisiei mecanice;
  - pregătirea fabricației;
  - documentația tehnică;
  - realizarea prototipului;
  - încercările prototipului;
  - realizarea documentației pentru seria de fabricație zero;
- execuția transmisiei mecanice, la care va trebui precizat:
  - numărul de bucăți;
  - mărimea lotului de fabricație;
  - atelierele de fabricație cu dotările necesare;
- condiții de transport, depozitare, montaj;
- domenii posibile privind utilizarea și utilitatea transmisiei mecanice.

**B. Studiul tehnico-economic** are ca scop fundamentarea tehnico-economică a temei de proiectare și cuprinde calculele și considerațiile privind economicitatea și eficacitatea transmisiei mecanice, prin luarea în studiu a mai multor variante de transmisii existente, precum și a unor transmisii noi.

**C. Proiectul de ansamblu** constituie proiectul tehnic propriu-zis. Acest proiect are ca scop stabilirea soluției constructive, dimensionarea și construcția de ansamblu a transmisiei mecanice. El conține desenul de ansamblu al transmisiei mecanice, calcule și ipoteze (considerente) de dimensionare, pentru elementele principale ale transmisiei mecanice, cum ar fi:

- angrenaje cilindrice cu dinți drepecți sau înclinați, angrenaje conice, angrenaje melc-roată melcată;
- transmisii prin curele sau prin lanț;
- cuplaje;
- sistemul de ungere al transmisiei;
- verificarea eficacității și a posibilității de obținere a performanțelor cerute în temă;
- aprecieri privind aspectele economice.

**D. Memoriul tehnic de calcul justificativ** urmărește rezolvarea problemelor de dimensionare a diverselor elemente componente sau subansamble, stabilirea soluțiilor constructive și de verificare a transmisiei mecanice în ansamblu, precum și a organelor de mașini componente.

Problemele de dimensionare și de verificare se referă la calcule cinematice și energetice, calcule de rezistență (tensiuni, deformații, stabilitate pentru evitarea funcționării în zone critice), calcule geometrice (pentru angrenaje, transmisii prin element intermediar), calcule de durabilitate, calcule de bilanț termic.

Transmișiile mecanice se proiectează, în principal, la faza de proiect tehnic, pe baza efectuării calculelor de rezistență de dimensionare și de verificare. În calculele de rezistență, prezintă un interes deosebit cunoașterea și evaluarea cât mai exactă a solicitărilor, elementelor componente ale transmisiei mecanice. Acestea rezultă, în principal, din înseși datele temei de proiectare. Din acest punct de vedere, sarcinile mașinii de lucru, impuse de tehnologia aplicată acesteia, sunt transmise la mașina motoare prin intermediul transmisiei mecanice. Putem spune că transmisia mecanică poate prelua sarcini care pot fi:

- sarcini constante, caz foarte rar întâlnit;
- sarcini variabile în regim staționar (sarcini staționare), care sunt, de altfel, asimilate cu sarcinile ciclice cu amplitudine constantă;
- sarcini variabile nestaționare care au amplitudini și frecvențe variabile și pot conduce la următoarele tipuri de tensiuni:
  - variație în trepte a tensiunilor (de exemplu, transmisiiile din componența mașinilor unelte, transmisiiile din componența centralelor electrice);
  - variație periodică a tensiunilor (de exemplu, transmisiiile din componența ciocanelor și preselor de forjat);
  - variație aleatoare a tensiunilor (de exemplu, transmisiiile finale din componența autovehiculelor, transmisiiile din componența unor mașini unelte sau a unor mașini agricole etc.).

Efectul sarcinilor variabile asupra organelor de mașini componente ale transmisiiilor mecanice este oboseala materialului. Aceasta poate fi evaluată printr-un coeficient de siguranță sau prin durabilitatea în funcționare a acelu element component din transmisia mecanică. Coeficientul de siguranță, ca și durabilitatea, se stabilește pe baza curbelor de tip Wöhler.

Pentru solicitările ciclice cu amplitudine constantă, tensiunile se determină corespunzător naturii solicitării, evidențându-se principalii parametri.

- Coeficientul ciclului de asimetrie  $R$

$$R = \sigma_{min} / \sigma_{max} \quad (1.1)$$

- Amplitudinea ciclului  $\sigma_a = \sigma_v$

$$\sigma_a = \sigma_v = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 \quad (1.2)$$

- Tensiunea medie a ciclului  $\sigma_m$

$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2 \quad (1.3)$$

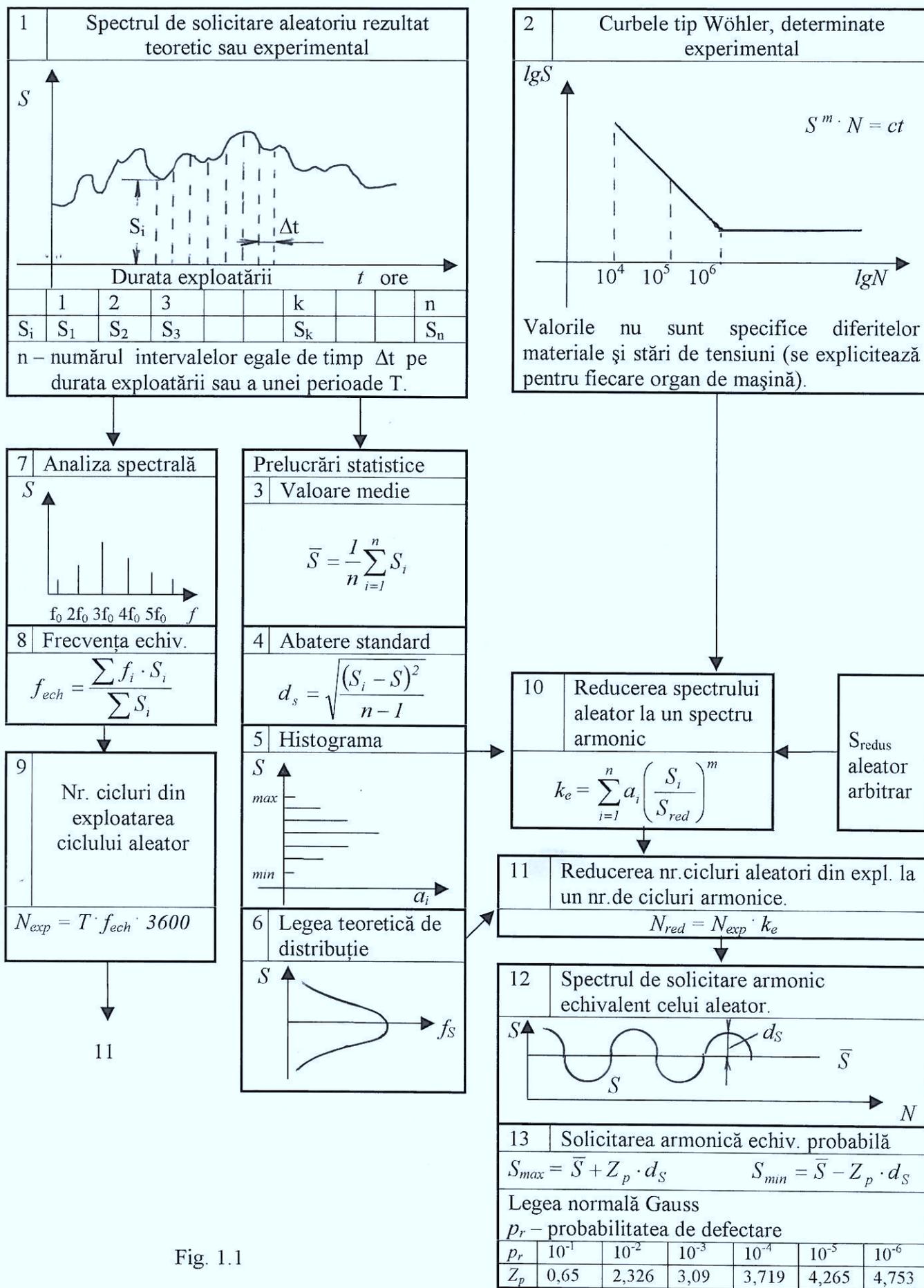


Fig. 1.1

O metodă pentru determinarea solicitării periodice echivalente [4] este prezentată în fig. 1.1, în care se înlocuiește spectrul de solicitare aleatoriu  $S = S(t)$ , cu un spectru de solicitare armonic, caracterizat prin: media spectrului  $S$  (punctul 3), amplitudinea  $d_S$  (punctul 4), coeficientul de variație  $C_{VS}$ , frecvența echivalentă  $f_{echiv}$  (punctul 8), numărul de cicluri  $N_{red}$  (punctul 11) la o solicitare oarecare  $S_{red}$ .

Pentru solicitări nestaționare cu o amplitudine și o frecvență variabile, principalii parametri (coeficientul ciclului de asimetrie, amplitudinea ciclului și media tensiunilor) se determină prin analiza efectelor cumulative ale tensiunilor asupra durabilității, evidențiindu-se o solicitare echivalentă.

**Dimensionarea organelor de mașini**, existente în componența transmisiilor mecanice, se poate realiza după două concepții: deterministă și probabilistică.

**În concepția deterministă**, dimensionarea se face pe baza rezistențelor (tensiunilor) admisibile:  $\sigma_a$ , respectiv  $\tau_a$ , calculate cu ajutorul relațiilor (1.4), respectiv (1.5).

$$\sigma_a = \sigma_R \cdot \varepsilon_\sigma \cdot \gamma / c_s \cdot K_\sigma \quad (1.4)$$

$$\tau_a = \tau_R \cdot \varepsilon_\tau \cdot \gamma / c_s \cdot K_\tau \quad (1.5)$$

**Valorile coeficientului de siguranță  $c_{so}$  [ 4 ]**

**Tabel 1.1**

Tipul solicitării	$c_{so}$
Solicitare alternantă, nestaționară.	1,5 – 2
Solicitare alternantă, nestaționară, dacă este important ca piesa să fie ușoară, precizia de calcul și evaluarea solicitărilor fiind mare.	1,2 – 1,5

**Factorul  $m_1$  de multiplicare a coeficientului de siguranță <sup>x)</sup> [ 4 ]**

**Tabel 1.2**

Condițiile de funcționare	$m_1$
Defecțiunea poate cauza un accident sau poate pune în pericol viața.	1,2 – 1,5
Există posibilitatea apariției unei suprasolicitări.	1,2 – 1,3
Sarcini aplicate cu șocuri mici; în special pentru cazul pornirii (turbine cu abur și apă, mașini de rectificat, polizoare).	1,0 – 1,1
Sarcini aplicate cu șocuri medii (mașini de turnat sub presiune, cu piston etc.).	1,2 – 1,5
Sarcini aplicate cu șocuri mari (combine de minereu, laminoare etc.).	1,5 – 2,0

<sup>x)</sup> Factorul  $m_1$  trebuie aplicat simplu sau cumulativ, în funcție de numărul prezențelor condițiilor enumerate în acest tabel.

**Factorul  $m_2$  de multiplicare a coeficientului de siguranță <sup>x)</sup> [ 4 ]**

**Tabel 1.3**

Tipul mașinii, mărimea și frecvența șocurilor probabile	$m_2$
Pompe centrifuge cu abur și apă, mașini de rectificat, motoare electrice cu șocuri mici apărând frecvent la pornire.	1,0 – 1,1
Motoare cu combustie internă, mecanisme cu acțiune alternantă, mașini de mortezat; în general, mașini sollicitate de șocuri mici.	1,2 – 1,5
Prese, combine cu cuțit vertical, mașini de perforat; în general, mașini sollicitate la șocuri cu frecvență medie.	1,5 – 2
Ciocane de forjat, laminoare, concasoare; toate mașinile sollicitate la șocuri cu frecvență mare.	2,0 – 3,0

<sup>x)</sup> Factorul  $m_2$  trebuie aplicat simplu sau cumulativ, în funcție de numărul prezențelor condițiilor enumerate în acest tabel.

unde:

- $\sigma_R$  și  $\tau_R$  - rezistențele de rupere ale materialelor pentru un ciclu de solicitare caracterizat prin coeficientul de asimetrie  $R$ . Pentru oțeluri, valorile rezistențelor de rupere sunt date în tabel 2.1

pentru cele mai frecvente cicluri întâlnite (alternant simetric și pulsator), în funcție de rezistența de rupere statică  $R_m = \sigma_r$ ;

- $\varepsilon_\sigma$  și  $\varepsilon_\tau$  - coeficienții dimensionali;
- $\gamma$  - coeficientul de stare (calitate) a suprafeței;
- $K_\sigma$  și  $K_\tau$  - coeficienții concentratorilor de tensiune, care se determină în funcție de tipul (geometria) concentratorilor, precum și de material;
- $c_s$  - coeficientul de siguranță al elementelor componente ale transmisiei mecanice.

$$c_s = c_{s0} \cdot m_1 \cdot m_2 \quad (1.6)$$

în care  $c_{s0}$ ,  $m_1$  și  $m_2$  se aleg din tabelele 1.1, 1.2 și respectiv 1.3.

În concepția probabilistică, dimensionarea se face pe baza coeficientului de siguranță probabilistic sau pe baza probabilității de defectare. Coeficientul de siguranță probabilistic  $c$  se definește ca raport între rezistența piesei  $R_m = \sigma_r$  și solicitarea sa  $S$ , corespunzătoare diverselor probabilități de defectare (fig. 1.2).

- Coeficientul de siguranță mediu  $c_m$

$$c_m = R_{0,5} / S_{0,5} \quad (1.7)$$

- Coeficientul de siguranță caracteristic  $c_k$

$$c_k = R_{0,05} / S_{0,95} \quad (1.8)$$

- Coeficientul de siguranță de suprasolicitare  $c_s$

$$c_s = R_{0,005} / S_{0,95} \quad (1.9)$$

unde:

- $R_{0,5}$ ,  $S_{0,5}$  sunt cuantilele de 50% ale funcțiilor de repartiție  $f_R(\sigma)$  și  $f_S(\sigma)$ ;
- $R_{0,05}$  este cuantila inferioară de 5% a funcției de repartiție  $f_R(\sigma)$ , iar  $S_{0,95}$  reprezintă cuantila superioară de 5% a funcției  $f_S(\sigma)$ ;
- $R_{0,005}$  este cuantila inferioară de 5‰ a funcției de repartiție  $f_R(\sigma)$ .

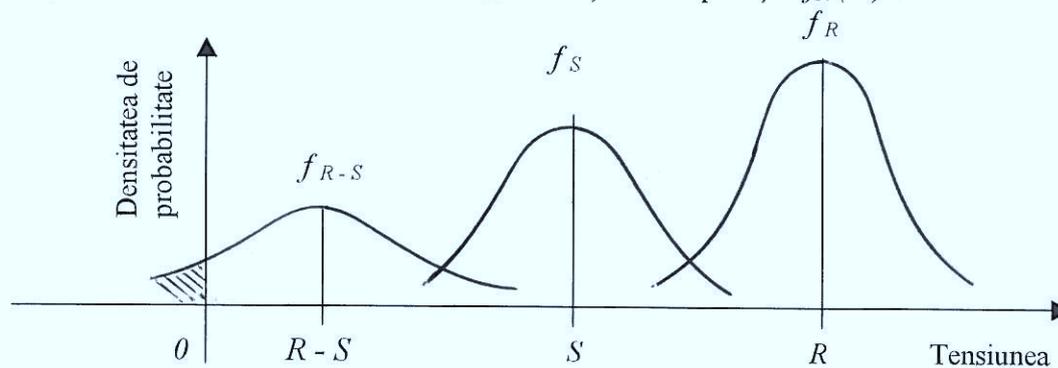


Fig. 1.2

Utilizarea coeficienților de siguranță este legată de importanța organului de mașină component al transmisiei mecanice. Astfel, organele de mașini de uz general sunt caracterizate de coeficientul de siguranță mediu  $c_m$ . Dacă organelor de mașini li se impune o siguranță înaltă, se determină pentru acestea coeficientul de siguranță caracteristic  $c_k$ , iar pentru organele de mașini, cu importanță deosebită în funcționare, se utilizează coeficientul de siguranță de suprasolicitare  $c_s$ . Valorile coeficienților  $c_m$ ,  $c_k$ ,  $c_s$  pot fi determinate analitic sau grafic, în funcție de caracteristicile statistice ale rezistenței materialului organului de mașină component al transmisiei, a sarcinii care acționează asupra acestuia, precum și a probabilității de defectare acceptată pentru acesta. Cu ajutorul coeficientului de siguranță se determină rezistența admisibilă asociată unei anumite probabilități de defectare, pe baza căreia se calculează dimensiunile principale ale organului de mașină existent în componența transmisiei mecanice.

Dimensionarea pe baza probabilității de defectare are în vedere limita inferioară a diferenței  $S - R$ , în special pentru repartiții normale:

$$Z_p = -Z / d_Z = -\frac{R - S}{\sqrt{d_R^2 + d_S^2}} \quad (1.10)$$

în care:

- $Z = R - S$  este variabila aleatoare;
- $d_Z$  - abaterea medie pătratică a variabilei;
- $d_R$  și  $d_S$  sunt abaterile medii pătratice ale rezistenței și, respectiv, solicitării elementului component al transmisiei mecanice.

Pentru a calcula dimensiunile principale ale unui organ de mașină se determină tensiunea medie corespunzătoare solicitării  $S$ , pentru care se acceptă o probabilitate de defectare  $p_r$  (punctul 13, fig. 1.1).

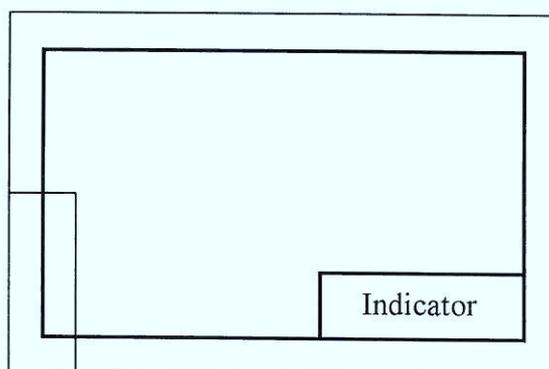
Indiferent de modul de efectuare a dimensionării elementelor componente ale transmisiei mecanice – determinist sau probabilist, - se stabilesc soluțiile constructive, după care se efectuează în mod detaliat calculele de verificare.

**E. Desenele de execuție și desenul de ansamblu pentru prototip și seria zero** se întocmesc conform reglementărilor în vigoare. Desenele de execuție se întocmesc pe formate, conform SR ISO 5457-94 (vezi tabel 1.4), la scări de mărime: 2 : 1; 5 : 1; 10 : 1; 20 : 1; 50 : 1, mărime naturală 1 : 1, scări de micșorare: 1 : 2; 1 : 5; 1 : 20; 1 : 50 și alți submultipli ai acestora, conform STAS 2-82.

**Tabel 1.4**

**Formate de desen conform SR ISO 5457-94**

Formate de desen preferențiale		Formate de desen alungite (speciale)	
Simbol format	a x b	Simbol format	a x b
A0	841 x 1189	A1 1/2	594 x 1261
A1	594 x 841	A3 x 3	420 x 891
A2	420 x 594	A4 x 3	297 x 630
A3	297 x 420	A2 1/2	420 x 891
A4	297 x 210	A3 x 4	420 x 1189



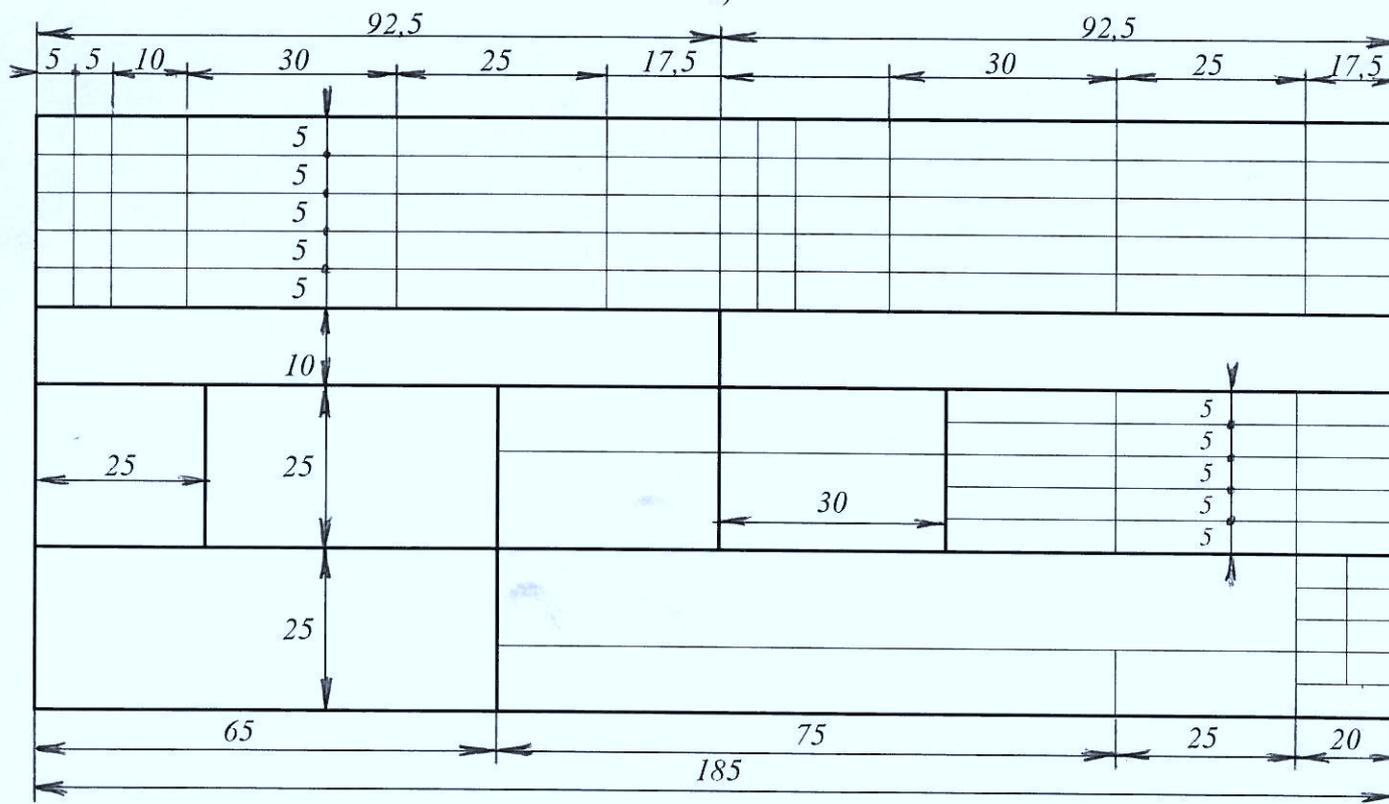
**Observații :**

Chenarul formatului se trasează cu linie continuă grosă, la 10 mm față de marginea acestuia. Fâșia de îndosariere are dimensiunile 20 x 297 ; aceasta se trasează cu linie subțire. Sub linia de chenar, sub indicator se simbolizează formatul desenului (ex: A1 (594 x 841)).

Indicatorul pentru formatele de desen, conform SR ISO. 7200-94, este reprezentat în fig. 1.3 .  
 Elementele care trebuiesc completate în indicator sunt prezentate în fig. 1.3 a).  
 Completarea indicatorului rămâne la latitudinea proiectantului.  
 Dimensiunile indicatorului și căsuțelor acestuia sunt date în fig. 1.3 b).

08						04					
07						03					
06						02					
05						01					
Ed	Ind	Data	Revizuirea	Numele	Semnat	Ed	Ind	Data	Revizuirea	Numele	Semnat
Tratament termic :						Protecție anticorozivă :					
Scara	Rugozitate generală și alte rugozități		Toleranțe generale STAS 2300-88		Mărimea formatului		Proiectat				
			Materialul și standardul		Data primei ediții		Desenat				
Universitatea <b>POLITEHNICA</b> București Catedra <b>ORGANE DE MAȘINI ȘI TRIBOLOGIE</b> București, Splaiul Independenței nr. 313 sector 6, tel./fax: 411.46.93						Denumirea desenului de execuție sau de ansamblu (scris cu majuscule)					
						Numărul desenului de execuție sau de ansamblu				Numărul planșei	

a)



b)

Fig. 1.3

Dimensiunile și tipurile de linii pentru trasarea tabelului de componență al desenului de ansamblu sunt indicate în fig. 1.4 și tabel 1.5.

(1)	(2)	7	(3)	(4)	(5)	(6)	(7)
2	sau	10					
1							
Poz.	Denumire	10	Nr. desen sau STAS	Buc.	Material	Observații	Masa netă
10	50		45	10	30	25	15
185							

Fig. 1.4

**Completarea tabelului de componență a desenului de ansamblu**

**Tabel 1.5**

Coloana	Elementele care se înscriu	Observații
(1)	Numărul de poziție al părții componente a obiectului (piesă, ansamblu de ordin inferior); numerele de poziție se înscriu în ordinea numerică crescătoare de jos în sus începând cu numărul 1.	Poziționarea se face conform STAS 6134-76.
(2)	Denumirea părții componente. Se recomandă ca denumirea să fie cât mai scurtă, subliniind caracteristica constructivă.	Se înscrie la singular, nearticulat. Dacă elementul este standardizat sau normalizat, denumirea și caracteristicile dimensionale se înscriu conform notării prescrise prin standard sau normă, fără a se indica numerele acestora.
(3)	Numărul desenului în care partea componentă este reprezentată ca obiect de sine stătător, prin desenul de execuție.	Dacă partea componentă este standardizată sau normalizată și nu se întocmește un desen pentru aceasta, se înscrie numărul standardului sau normei.
(4)	Numărul de bucăți de părți componente, identice cu partea componentă respectivă, existente în obiectul reprezentat în desen.	
(5)	Numărul de cod, simbolul sau denumirea materialului din care este executată partea componentă, precum și numărul standardului sau al normei.	La materialele de uz curent, unde nu poate fi îndoială asupra standardului, înscrierea numărului acestuia este facultativă. Dacă pentru partea componentă există un desen de execuție, completarea căsuței este facultativă.
(6)	Date suplimentare care se consideră necesar a fi indicate, ca: dimensiunile semifabricatului, numărul modelului de turnătorie etc.	
(7)	Masa netă a unei bucăți de parte componentă poziționată.	Se recomandă ca masele tuturor părților componente să fie înscrise în aceeași unitate de măsură [kg]. Completarea căsuței este facultativă.

**F. Documentele încercării și omologării prototipului sau seriei zero** cuprind buletinele de încercări, referatele necesare și sursele bibliografice, precum și caietele de sarcini.

### 1.1.2. Documentația de bază

Documentația de bază completează documentația de studiu și cuprinde șapte elemente componente:

**A. Desenele de execuție** se întocmesc cu scopul realizării pieselor componente ale transmisiei mecanice. În cadrul desenelor de execuție, se urmărește stabilirea formei geometrice a piesei, a preciziei dimensionale, a preciziei formei geometrice și de poziție a elementelor geometrice, a microgeometriei suprafețelor (ondulații și rugozități), precizarea materialului și a tratamentului termic sau termochimic, aplicat pentru fiecare piesă componentă a transmisiei mecanice. Conținutul desenelor de execuție cuprinde reprezentarea grafică a piesei și cotarea conform standardelor, condiții tehnice înscrise în câmpul desenului și al indicatorului. În cazul desenelor de ansamblu sau subansamblu, pe lângă conținutul inclus în desenele de execuție prezentate mai sus, acestea trebuie să cuprindă tabelul de componență, caracteristici tehnico-funcționale, condiții de montaj.

#### Exemple de alegere a rugozității suprafețelor organelor de mașini din componența transmisiilor mecanice (extras STAS 5730/2-85)

Tabel 1.6

Rugozitatea $R_a$ , $\mu\text{m}$	Caracteristicile tribologice ale suprafeței	Exemple
0,012	Tensiuni de contact mari și uzări foarte reduse.	Rulmenți de precizie – căi de rulare.
0,025		Fusurile arborilor de mare precizie de la mașini unelte; căi de rulare – rulmenți.
0,050	Uzări foarte reduse	Căi de rulare – rulmenți.
0,10	Suprafețe cu tensiuni ridicate și precizie ridicată.	Etanșări; fusuri și cuzineți la mașini de precizie; corpuri de rostogolire și căi de rulare la rulmenți.
0,20	Suprafețe supuse la uzare și precizie ridicată.	Etanșări frontale; fusuri și cuzineți.
0,40	Suprafețe supuse la viteze și presiuni medii. Suprafețe de cercetare. Suprafețe fixe cu presiuni mari.	Șuruburi de mișcare; suprafețe de alunecare la pene; fusuri și cuzineți; suprafața de centrare la arbori canelați; discuri de fricțiune; suprafețe de etanșare cu manșetă de rotație.
0,80	Uzare redusă la viteze și tensiuni de contact reduse.	Flanșe; etanșări cu pâslă; pene paralele; suprafețe de centrare la butuci canelați; flancurile danturilor șevăruite sau rectificat și ale roților dințate din bronz; fusuri și cuzineți; asamblări filetate cu strângere supuse la vibrații.
1,6	Suprafețe de ghidare și de centrare la mișcări periodice. Suprafețe de contact puțin sollicitate.	Asamblări cu pene; lagăre cu alunecare; ajustaje fixe arbore-butuc; alezaje din fontă; suprafața de lucru a curelelor; flancurile danturilor mortezate cu cuțit roată sau cuțit pieptene.
3,2	Suprafețe de contact fără mișcare, transmisii normale. Suprafețe exterioare vizibile.	Fusuri și cuzineți; ajustaje fixe demontabile; flanșe la cuplaje, flancurile danturilor frezate; filete metrice; suprafețele laterale ale flancurilor roților melcate, conice, de lanț, ale filetelor, ale canalelor roților pentru curele trapezoidale.
12,5...25	Suprafețe de contact grosolane, fără mișcare. Suprafețe libere și nefuncționale ale orificiilor.	Suprafețe cu condiții de aspect, suprafețele frontale ale arborilor, bucșelor, cuplajelor; piese turnate în cochilă.
50...100	Suprafețe grosolane. Suprafețe neprelucrate, curățate.	Suprafețe forjate, laminate, matrițate, tăiate, ambutisate; găuri fără importanță.

**Valori informative ale rugozității suprafeței obținute prin  
diferite procedee tehnologice**

**Tabel 1.7**

Denumirea procedurii tehnologice	Valori medii ale rugozității $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]									
	0,2	0,4	0,8	1,6	3,2	6,3	12,5	25	50	
Turnare în forme de nisip										
Turnare în formă coajă										
Turnare în cochilă										
Turnare sub presiune										
Turnare de precizie										
Matrițare										
Roluire plană										
Ambutisare										
Extrudare										
Stampare										
Forjare prin laminare										
Tăiere										
Tăiere cu flacăra										
Curățire cu jet										
Curățire în tamburi										
Strunjire longitudinală										
Strunjire plană										
Retezare										
Rabotare										
Mortezare										
Răzuire										
Găurire										
Lărgire										
Adâncire										
Alezare										
Frezare circulară										
Frezare frontală										
Broșare										
Pilire										
Rectificare longitudinală rotundă										
Rectificare plană rotundă										
Rectificare rotundă cu avans în adâncime										
Rectificare plană cu periferia pietrei										
Rectificare frontală plană										
Polizare										
Honuire cu cursă lungă										
Honuire cu cursă scurtă										
Lepuire rotundă										
Lepuire plană										
Superfinisare										
Lepuire de polizare										
Electroeroziune										
Electrochimie										
Rulare										

Calitatea suprafețelor se prescrie, în primul rând, prin intermediul rugozității (în cazuri deosebite și prin intermediul undulațiilor), conform STAS 5730/1...2-85. În tabelele 1.6 și 1.7 se exemplifică rugozitățile medii ale suprafețelor organelor de mașini, în general, și, în particular, pentru componentele transmisiilor mecanice. Valorile rugozităților sunt date în funcție de procedeele tehnologice de prelucrare a suprafețelor.

Toleranțele generale, dimensionale și toleranțele generale geometrice ale elementelor, fără indicații de toleranță ale pieselor sau ansamblelor, prelucrate prin așchiere, se prescriu conform STAS 2300-88 și se găsesc în condițiile tehnice trecute în indicator. Valorile toleranțelor generale dimensionale și geometrice ale elementelor sunt indicate mai jos. Modul de notare, spre exemplu, este următorul: Toleranțe mS STAS 2300-88.

**Toleranțe generale dimensionale**  
conform STAS 2300-88

**Tabel 1.8**

Dimensiunea nominală [mm]							
de la	0,5	3	6	30	120	400	1000
până la	3	6	30	120	400	1000	2000
Clasa de precizie	Abateri limită [mm]						
f	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v	-	±0,5	±1	±1,5	±2,5	±1	±5

**Toleranțe generale de formă și de poziție a formei geometrice**  
conform STAS 2300-88

**Tabel 1.9**

Dimensiunea nominală [mm]							
de la	0,5	3	6	30	120	400	1000
până la	3	6	30	120	400	1000	2000
Clasa de precizie	Toleranțe [mm]						
R	0,004	0,015	0,02	0,045	0,07	0,14	-
S	0,008	0,02	0,04	0,08	0,15	0,2	0,3
T	0,025	0,06	0,12	0,25	0,4	0,6	0,9
V	0,1	0,25	0,5	1	1,5	2,5	3,5

**Toleranțe generale privind bătaia radială și frontală**  
conform STAS 2300-88

**Tabel 1.10**

Clasa de precizie	R	S	T	V
Toleranța generală la bătaia radială și bătaia frontală [mm]	0,1	0,2	0,5	1

Toleranțele dimensionale lineare și unghiulare ale elementelor pieselor se prescriu alături de cotele nominale, conform STAS 8100-68 (vezi anexele 1.5 – 1.6).

Toleranțele formei geometrice și de poziție a elementelor geometrice sunt indicate în tabelele 1.11, 1.12, 1.13, 1.14, conform STAS 7391/1...6-74.

În tabel 1.11 sunt recomandate toleranțele la rectilinitate (TFr), la planeitate (TFP), la forma dată a profilului (TFp) și la forma dată a suprafeței (TFs).

În tabel 1.12 sunt recomandate toleranțele la circularitate (TFc) și la cilindricitate (TFℓ).

În tabel 1.13 sunt recomandate toleranțele la paralelism (TPℓ), la perpendicularitate (TPd), la înclinare (TPi) și la bătaia frontală (TBf).

În tabel 1.14 sunt recomandate toleranțele la coaxialitate și la concentricitate (TPc), la simetrie (TPs), la intersectare (TPx) și la bătaia radială (TBr).

Aceste toleranțe se prescriu în desen prin simboluri înscrise în căsuțe.

**Toleranțe la rectilinitate, la planeitate și la forma dată a profilului și a suprafeței [μm]**  
(Extras din STAS 7391/1-74)

**Tabel 1.11**

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie									
peste	până la	Valorile toleranțelor sunt date în μm									
		III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
-	10	0,6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40
10	16	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
16	25	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
25	40	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
40	63	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
63	100	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
100	160	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
160	250	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
250	400	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
400	630	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
630	1000	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
1000	1600	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500

**Observație:**

În cazul toleranțelor la planeitate sau la forma dată a suprafeței, prin dimensiune nominală se înțelege lungimea laturii mai mari a suprafeței, dacă condiția se referă la întreaga suprafață, sau lungimea prescrisă (de referință) a suprafeței, dacă se referă la o porțiune a suprafeței.

**Toleranțe la circularitate și la cilindricitate [μm]**  
(Extras din STAS 7391/2-74)

**Tabel 1.12**

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie									
peste	până la	Valorile toleranțelor sunt date în μm									
		III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
-	3	0,8	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50
3	6	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
6	18	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
18	50	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
50	120	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
120	260	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
260	500	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200

**Observație:**

Valorile indicate în tabel sunt valabile pentru toleranțele la circularitate, la cilindricitate și în următoarele cazuri particulare ale acestora: toleranțele la poligonalitate, toleranțele profilului longitudinal și toleranțele la curbare. În cazul în care se prescriu toleranțele la ovalitate, la conicitate, la forma butoi sau la forma șea, se vor dubla valorile indicate în tabel.

**Toleranțe la paralelism, la perpendicularitate, la înclinare și la bătaia frontală [ $\mu\text{m}$ ]**  
(Extras din STAS 7391/3-74 și STAS 7391/5-74)

**Tabel 1.13**

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie									
		Valorile toleranțelor sunt date în $\mu\text{m}$									
peste	până la	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
-	10	1	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60
10	16	1,2	2	3	5	8	12	20	30	50	80
16	25	1,6	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100
25	40	2	3	5	8	12	20	30	50	80	120
40	63	2,5	4	6	10	16	25	40	60	100	160
63	100	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
100	160	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
160	250	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
250	400	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
400	630	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
630	1000	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
1000	1600	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800

**Observație:**

Prin dimensiune nominală se înțelege lungimea prescrisă (de referință) la care se referă condiția de paralelism, perpendicularitate sau înclinare, respectiv diametrul prescris (de referință), la care se referă toleranța bătaii frontale (dacă nu se prescrie o valoare a diametrului de referință, prin diametru nominal se înțelege diametrul maxim al suprafeței frontale).

**Toleranțe la coaxialitate, la concentricitate, la simetrie, la intersecție și la bătaia radială [ $\mu\text{m}$ ]**  
(Extras din STAS 7391/4-74 și STAS 7391/5-74)

**Tabel 1.14**

Dimensiunea nominală [mm]		Clasa de precizie									
		Valorile toleranțelor sunt date în $\mu\text{m}$									
peste	până la	III	IV	V	VI	VII	VIII	IX	X	XI	XII
-	6	3	5	8	12	20	30	50	80	120	200
6	18	4	6	10	16	25	40	60	100	160	250
18	50	5	8	12	20	30	50	80	120	200	300
50	120	6	10	16	25	40	60	100	160	250	400
120	250	8	12	20	30	50	80	120	200	300	500
250	500	10	16	25	40	60	100	160	250	400	600
500	800	12	20	30	50	80	120	200	300	500	800

**Observații:**

1. Prin dimensiunea nominală se înțelege diametrul suprafeței examinate (pentru toleranța la coaxialitate, la concentricitate și la intersecție) sau distanța dintre suprafețele care formează elementul simetric examinat. Dacă dimensiunea nominală nu este indicată, atunci toleranța se determină după elementul care are dimensiunea cea mai mare.
2. Pentru toleranța bătaii radiale, prin diametru nominal se înțelege diametrul suprafeței exterioare.

Ajustajele recomandate și frecvent utilizate sunt prezentate în tabelele 1.15 și 1.16.

**Ajustaje recomandate în construcția de mașini**  
**Ajustaje arbore unitar**  
**Tabel 1.15**

h6	h7	h8	h9
		E9/h8	D10/h9
F8/h6	F7/h7	F8/h8	
G7/h6			
H7/h6	H8/h7	H8/h8	H9/h9
J <sub>s</sub> 7/h6	J <sub>s</sub> 8/h7		
K7/h6			
M7/h6			
N7/h6			
P7/h6			
R7/h6			
S7/h6			

**Ajustaje alezaj unitar**  
**Tabel 1.16**

	H6	H7	H8	H9
		H7/c8		
		H7/d8	H8/d9	H9/d10
		H7/e7	H8/e8	
Ajustaje cu joc	H6/e7	H7/e8	H8/e9	H9/e9
	H6/f6	H7/f6	H8/f8	H9/f9
		H7/f7	H8/h7	
	H6/g5	H7/g6	H8/h8	
	H6/h5	H7/h6	H8/h9	H9/h9
Ajustaje interme- diare	H6/j <sub>s</sub> 6	H7/j <sub>s</sub> 6	H8/j <sub>s</sub> 7	
	H6/k5	H7/k6	H8/k7	
	H6/m5	H7/m6	H8/m7	
	H6/n5	H7/n6	H8/n7	
Ajustaje cu strângere	H6/p5	H7/p6	H7/p7	
	H6/r5	H7/r6	H8/r7	
	H6/s5	H7/s6	H8/s7	
	H6/t5	H7/t6		

**B. Schemele** au ca scop reprezentarea grafică a funcționării și construcției transmisiei mecanice. Acestea conțin schemele cinematice, diagramele de funcționare și schemele de fiabilitate.

**C. Desenele de instalare** au ca scop legăturile transmisiei cu elementele la care se racordează. De exemplu, legăturile cu mașina motoare, cu mașina de lucru, cu postamentul (fundția).

**D. Caietul de sarcini** se întocmește cu scopul indicării tuturor condițiilor tehnice, privind execuția, încercarea, exploatarea și verificarea. Aceste condiții tehnice nu sunt stabilite prin standarde, nu sunt prescrise pe desenul de execuție și conțin denumirea, caracteristicile și performanțele transmisiei mecanice, condițiile de calitate, de execuție și funcționare, prescripții pentru verificări, condiții de exploatare, condiții de ambalare, depozitare și transport.

**E. Lista standardelor, a normelor și a instrucțiunilor cu caracter republican sau internațional** care se referă la transmisia mecanică și la condițiile de calitate a acesteia.

**F. Calculele speciale** sunt recomandate pentru transmisiile de mare precizie, în special pentru echilibrarea pieselor aflate în mișcare de rotație, precum și pentru calculul parametrilor privind controlul unor angrenaje cu importanță deosebită asupra bunei funcționări a transmisiei.

**G. Borderoul documentației de bază** se întocmește conform STAS 4659-80.

### 1.1.3. Documentația tehnologică

Documentația tehnologică se întocmește de către tehnolog, în urma analizei documentației studiu și a documentației de bază, cu scopul realizării unei tehnologii de fabricație cât mai eficientă (consumuri reduse de material, de scule și energie, ciclul de fabricație cu o durată cât mai mică și manoperă la un preț cât mai scăzut).

Documentația tehnologică cuprinde la rândul ei mai multe capitole.

**A. Nomenclatorul de piese** care se întocmește cu scopul marșrutizării elementelor componente ale transmisiei, urmăririi fabricației, întocmirii consumurilor specifice, precum și a listei de materiale.

**B. Marșrutizarea** urmărește stabilirea fluxului de fabricație pe care trebuie să-l parcurgă reperatele existente în componența subansamblelor transmisiei mecanice, de la semifabricat până la piesa finală, care, apoi, va intra în ansamblul transmisiei. Fluxul de fabricație se desfășoară în cadrul liniilor de fabricație, a atelierelor, a secțiilor, societăților comerciale. Fluxul de fabricație trebuie astfel stabilit, încât într-un timp cât mai scurt și cu cost de fabricație cât mai redus, să se obțină un produs final cu performanțele impuse prin tema de proiectare cu fiabilitate ridicată în exploatare și cu calități deosebite.

**C. Fluxul tehnologic** de realizare a reperelor trebuie să cuprindă fiecare operație de prelucrare, precum și locul de lucru al acesteia.

**D. Planul de operație** are drept scop stabilirea detaliată a procesului tehnologic de fabricație pentru un procedeu de lucru dat.

**E. Desenele de semifabricate** se întocmesc pentru semifabricatele reperelor obținute prin diverse procedee tehnologice, cum ar fi: turnarea, forjarea, matrițarea etc. Acestea trebuie să conțină dimensiunile, formele semifabricatelor și condițiile tehnice de obținere a lor.

**F. Desenele de execuție pentru scule, dispozitive și verificatoare** se întocmesc de către tehnolog pentru acea SDV-istică care nu este fabricată în mod curent și care nu se găsește în comerț.

**G. Extrasul de materiale** servește la întocmirea fișei de consum specific de materiale, pentru reperatele ansamblului. Extrasul de materiale cuprinde formularele de evidență primară a consumurilor.

**H. Extrasul de manoperă** cuprinde toate cheltuielile de manoperă pentru fabricarea reperelor.

**I. Lista sculelor, dispozitivelor și verificatoarelor** (SDV-urilor) cuprinde atât SDV-urile normale, cât și pe cele speciale.

**J. Lista pieselor obținute prin colaborare** cu alte unități economice din cadrul industriei pe orizontală este absolut necesară pentru eficientizarea fluxului de fabricație, cu implicații economice asupra produsului final.

**K. Lista pieselor standardizate și normalizate** se întocmește în vederea procurării acestor piese de la diverși furnizori specializați în fabricarea acestora.

**L. Lista pieselor obținute din comerț**

**M. Lista utilajelor** se realizează cu scopul fabricării tuturor componentelor transmisiei mecanice, precum și a montării acestora.

#### 1.1.4. Documentația auxiliară

Documentația auxiliară cuprinde totalitatea documentației care însoțește prototipul sau produsul seriei de fabricație zero. În cadrul documentației auxiliare sunt incluse o serie de documente care caracterizează ansamblul și calitățile acestuia.

**A. Lista documentației** care se livrează odată cu produsul.

**B. Lista pieselor de schimb** de primă necesitate existente în componența ansamblului.

**C. Certificatele organelor de control** privind calitatea, garantarea pe o perioadă de timp.

**D. Instrucțiunile de exploatare** rațională a ansamblului respectiv.

**E. Cartea mașinii** care cuprinde descrierea, reguli de montare și exploatare, evidența comportării în exploatare, a efectuării reviziilor periodice și a reparațiilor.

**F. Fișa tehnică de documentare** în care sunt prezentate caracteristicile și performanțele, desenele de gabarit, schemele de funcționare etc.

**G. Prospectul transmisiei** cuprinde denumirea, caracteristicile și performanțele acestora, fotografii, desene în perspectivă, desene de gabarit, scheme, date economice.

## 1.2. STABILIREA SCHEMEI CINEMATICE A TRANSMISIEI

Proiectarea transmisiilor mecanice impune într-o primă etapă alegerea tipului de transmisie corespunzător procesului de lucru și a motorului de acționare. Alegerea optimă a transmisiei mecanice trebuie să conducă la eficiență maximă, atât în execuție, cât și în exploatare.

Procesul de lucru al mașinii sau al utilajului are în vedere viteza unghiulară – turația – ca mărime și sens, momentul de torsiune ca mărime și sens, condițiile de mediu și regimul de funcționare. Pentru mașinile și utilajele cu funcționare la turație constantă, sunt recomandate transmisiile cu raport de transmitere constant, acționate de motoare cu turație constantă.

Majoritatea transmisiilor mecanice sunt utilizate ca reductoare de turație (turația la intrare este mai mare decât cea a arborelui de ieșire al transmisiei), uneori se folosesc inversoarele de sens ale turației (vitezei unghiulare), precum și multiplicatoarele de turație în cazul turbomașinilor.

La puteri de transmis mici (până la 10 kW) – funcționare intermitentă sau continuă și la puteri medii (10-100 kW) – funcționare intermitentă, se recomandă transmisiile cu gabarite mici. La puteri medii- - funcționare continuă și la puteri mari (peste 100 kW), în orice regim de funcționare se recomandă transmisiile cu un randament cât mai ridicat (0,9...0,95 pentru puteri medii și 0,98 pentru puteri mari), astfel încât pierderile de putere să fie cât mai mici. Se obțin astfel cheltuieli de exploatare reduse.

În tabel 1.17 se fac unele recomandări privind transmisia mecanică optimă, cu raport de transmitere constant [11], din punctul de vedere al turației, al puterii și al raportului de transmitere.

**Tabel 1.17**

Turația $n$ [rot/min]	Puterea $P$ [kW]	Raportul de transmitere $i$	Tipul transmisiei mecanice
înaltă > 10000	0...5	< 10	Transmisiile prin curele late, curele trapezoidale, curele dințate, roți cu fricțiune, planetare.
		10...200	Transmisiile planetare.
	5...100	< 10	Transmisiile prin curele late, curele trapezoidale, curele dințate.
		10...200	Transmisiile planetare.
	100...1000	< 10	Transmisiile prin curele late, roți dințate.
> 1000	< 11	Transmisiile prin curele late până la 3700 kW, roți dințate.	
obișnuită < 3000	< 100	10...90	Transmisiile prin roți dințate, angrenaje melcate, planetare, armonice.
	< 10	80...2000	Angrenaje melcate, planetare, armonice.
		> 2000	Transmisiile planetare, armonice dințate.
	orice puteri	< 12	Angrenaje cu roți dințate peste 80 kW, reductoare suspendate până la 600 kW, angrenaje planetare, transmisiile prin curele până la 3700 kW, transmisiile cu lanțuri până la 3700 kW.

Obiectivul prezentei lucrări, fiind o introducere în proiectarea transmisiilor mecanice, cu raport de transmitere constant, în continuare se fac referințe numai la transmisiile cu roți dințate (cilindrice, conice), angrenaje melcate, cu elemente flexibile și articulate, ce se găsesc în mod frecvent în componența transmisiilor de uz general, necesare diverselor sisteme de acționare.

În fig. 1.5 sunt prezentate diverse scheme cinematice ale unor reductoare sau multiplicatoare de uz general cu roți dințate cilindrice, cu una sau mai multe trepte de reducere sau multiplicare.

În fig. 1.6 sunt ilustrate unele scheme cinematice ale reductoarelor cu roți conice, melcate și combinații ale angrenajelor cilindrice cu angrenaje conice și cu angrenaje melcate, iar în fig. 1.7 sunt redată o serie de scheme cinematice, frecvent utilizate, ale transmisiilor cu elemente flexibile și articulate.

Transmisiile mecanice pot avea în componența lor atât angrenaje cu roți dințate, cât și transmisiile cu elemente flexibile sau articulate. Legătura dintre motorul de acționare și transmisie, precum și între

diferitele componente ale transmisiei, se realizează prin intermediul cuplajelor permanente sau a cuplajelor intermitente comandate sau automate (limitatoare de moment, de sens unic, centrifugale).

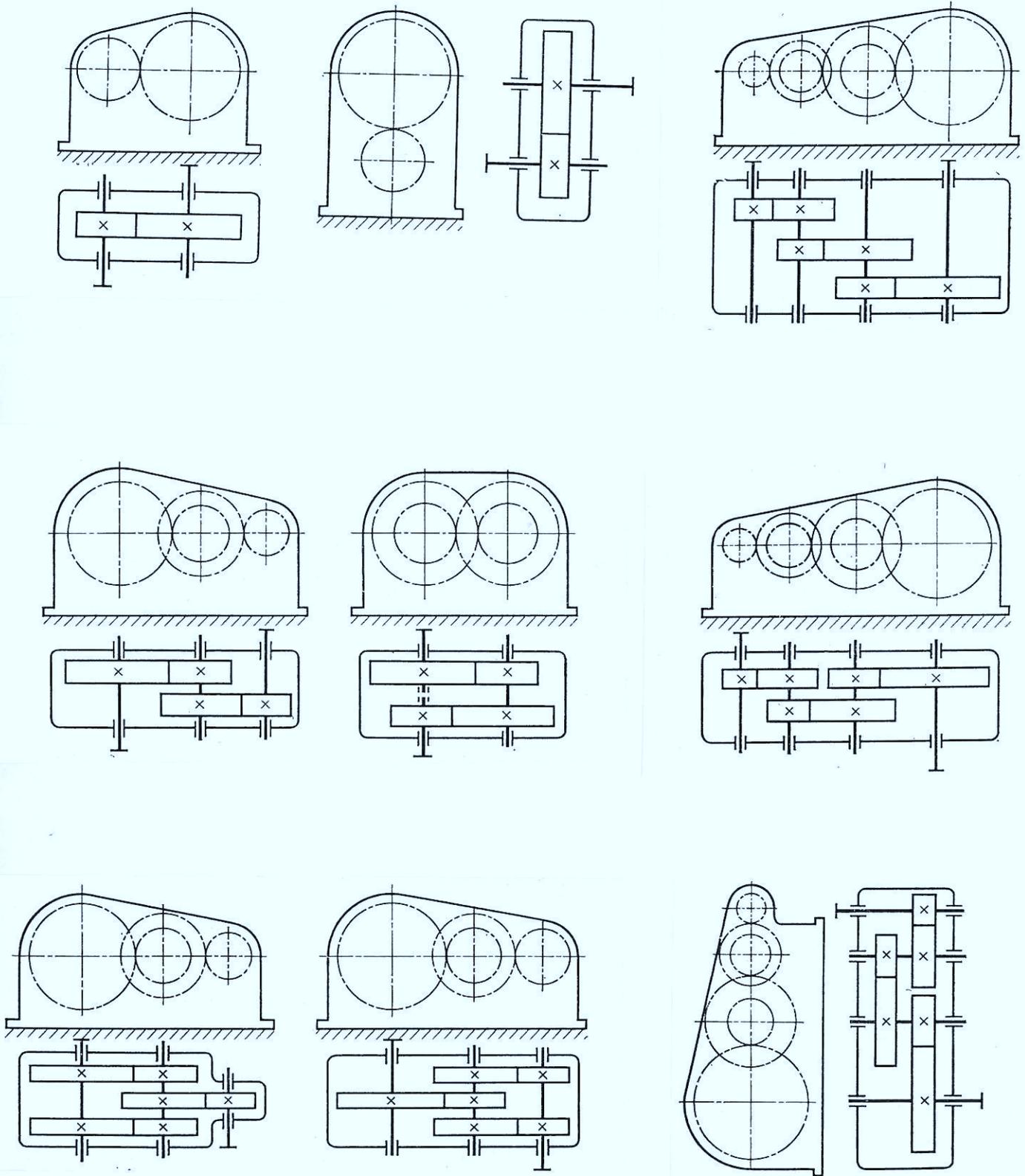


Fig. 1.5

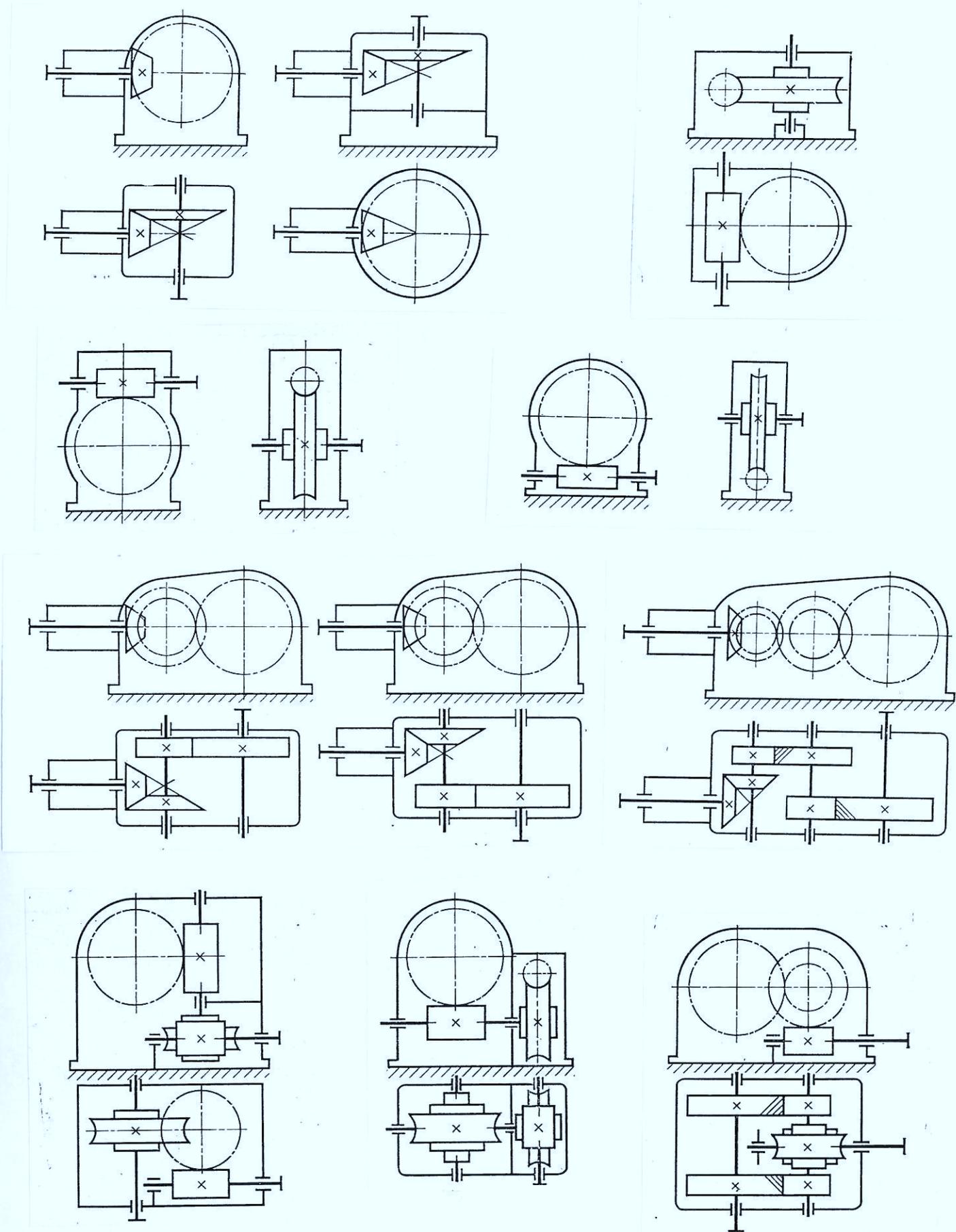


Fig. 1.6

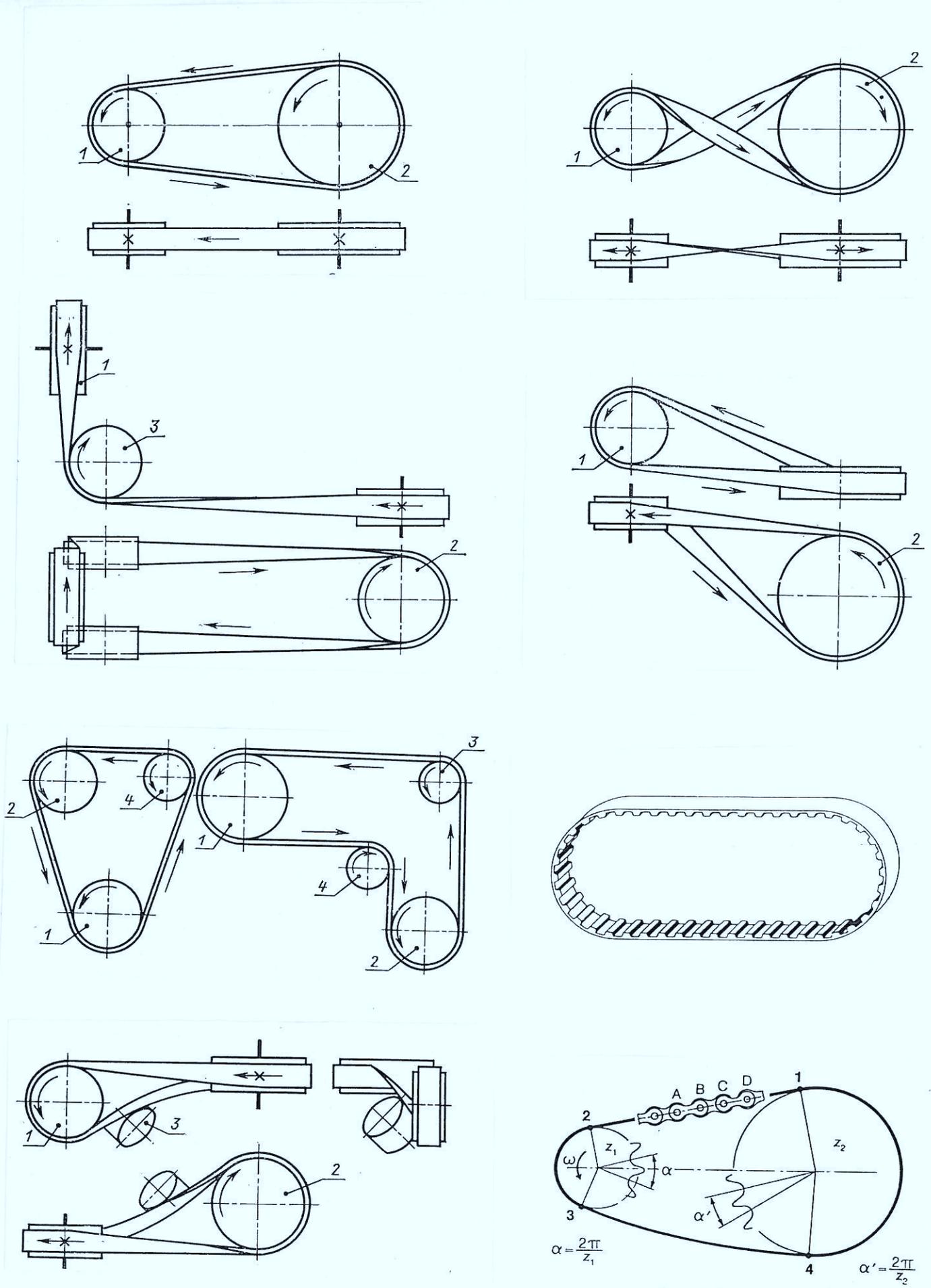


Fig. 1.7

În fig. 1.18 sunt reprezentate câteva combinații de transmisii mecanice, formate din reductoare de turație cu angrenaje într-o treaptă și reductoare cu elemente flexibile sau articulate. Așa cum se observă din aceste scheme cinematice, în anumite situații sunt necesare mai multe prize de transmitere a energiei mecanice (prize de putere). În această situație, fluxul de transmitere al energiei mecanice se poate ramifica în diferite puncte ale transmisiei și, deci, trebuie acordată o atenție deosebită bilanțului energetic și regimului cinematic.

**Datele inițiale pentru calculul cinematic și energetic** al transmisiei mecanice sunt:

- **viteza unghiulară** a arborelui de intrare în mașina de lucru  $\omega_{ML}$  [rad/s] (sau **turația**  $n_{ML}$  exprimată în rot/min) ;
- **puterea** la acest arbore  $P_{ML}$ , exprimată în kW ;
- **momentul de torsiune rezistent** pe arborele de intrare al mașinii de lucru  $M_{tML}$  [Nmm] care se determină în funcție de putere și turație (puterea fiind în kW,  $n_{ML}$  în rot/min) - relația (1.11).

$$M_{tML} = \frac{30}{\pi} \cdot 10^6 \cdot \frac{P_{ML}}{n_{ML}} \quad [\text{Nmm}] \quad (1.11)$$

În cazul în care se cunoaște ciclograma de încărcare a mașinii de lucru (modificarea momentului de torsiune, rezistent în timp), se determină principalii parametri determinanți sau aleatori, funcție de variabila - moment de torsiune. În situația în care momentul de torsiune este o variabilă deterministă, trebuiesc determinate valorile maxime  $M_{tmax}$ , minime  $M_{tmin}$  și medii  $M_{tm}$ . În cazul în care momentul de torsiune este variabilă aleatoare, cu limitarea între două valori extreme (minimă  $M_{tmin}$  și maximă  $M_{tmax}$ ), trebuiesc determinate caracteristicile statistice cele mai importante: media  $M_t$ , dispersia  $D_{2M}$ , coeficientul de variație  $c_{vM}$  și legea de probabilitate teoretică cea mai adecvată:

$$M_t = \frac{1}{m} \sum_{i=1}^m M_{ti} \quad (1.12)$$

$$D_{2M} = \frac{1}{m-1} \sum_{i=1}^m (M_{ti} - M_t)^2 \quad (1.13)$$

$$c_{vM} = \frac{\sqrt{D_{2M}}}{M_t} \quad (1.14)$$

unde:

- $M_{ti}$  - este momentul de torsiune dintr-o secvență  $i$  a ciclogramei; de obicei, ciclograma este împărțită echidistant în  $m$  clase;
- $m$  - numărul de clase echidistante al ciclogramei.

Pe baza analizei detaliate a efectelor momentelor de torsiune variabile, în diferitele puncte ale transmisiei mecanice, se fac predimensionările și verificările organelor de mașini respective și se adoptă soluțiile constructive.

### 1.3. CALCULUL CINEMATIC ȘI ENERGETIC AL TRANSMISIEI

În funcție de datele inițiale, impuse prin tema de proiectare, se determină puterea și turația motorului de acționare, iar, atunci când acesta este standardizat, se impune alegerea sa corectă.

Pentru schema cinematică aleasă sau impusă prin temă, puterea necesară, dezvoltată de mașina motoare  $P_{MM}$ , este:

$$P_{MM} = P_{ML1} / \eta_{tot1} + P_{ML2} / \eta_{tot2} + \dots + P_{MLn} / \eta_{totn} \quad (1.15)$$



Randamentul total se determină pentru fiecare flux energetic atunci când mașina motoare antrenează mai multe mașini de lucru. În consecință, puterii consumate de mașina de lucru  $i$  îi corespunde randamentul total  $\eta_{tot i}$ :

$$\eta_{tot} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots \eta_k \quad (1.16)$$

în care:  $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_k$  sunt randamentele diferitelor cuple de frecare din transmisie (curea – roată de curea, lanț – roată de lanț, angrenaje cu roți dințate, rulmenți, lagăre cu alunecare etc.), ce fac legătura mașinii de lucru cu mașina motoare.

În tabel 1.18 sunt estimate randamentele cuplelor de frecare, utilizate în transmisiile mecanice. Randamentele exacte ale diferitelor cuple de frecare se pot determina atunci când se cunosc parametrii geometrici, condițiile cinematice, natura lubrifiantului și starea de ungere a cuplei de frecare (vezi cap.6).

**Tabel 1.18**

Cupla de frecare	Închisă	Deschisă
Angrenaj cilindric	0,97...0,99	0,93...0,95
Angrenaj conic	0,96...0,98	0,92...0,94
Motoreductor melcat	0,40...0,90	0,30...0,85
Angrenaj melcat, melcul având 1 început	0,70...0,75	0,50...0,60
Angrenaj melcat, melcul având 2 începuturi	0,75...0,82	0,60...0,70
Angrenaj melcat, melcul având 3 începuturi	0,80...0,85	-
Angrenaj melcat, melcul având 4 începuturi	0,88...0,92	-
Roți cu fricțiune	0,90...0,96	0,70...0,88
Transmisie cu lanț	0,95...0,97	0,90...0,93
Transmisie cu curea lată sau trapezoidală	-	0,94...0,97
O pereche de rulmenți	0,99...0,995	
O pereche de lagăre cu alunecare	0,98...0,99	

În funcție de puterea nominală, necesară acționării, determinată cu relațiile (1.15) sau (1.15') și de rapoartele  $M_{tp}/M_t$ ,  $M_{tmax}/M_t$ , se alege din catalogul de motoare electrice (dacă acționarea se face cu astfel de motor) motorul corespunzător, unde:

- $M_{tp}$  – momentul de torsiune de pornire la mașina de lucru;
- $M_{tmax}$  – momentul de torsiune maxim ce ia naștere la mașina de lucru și se poate transmite la motorul electric;
- $M_t$  – momentul de torsiune nominal la mașina de lucru.

În anexele 1.1 – 1.4 se dă un extras din catalogul de motoare electrice de curent alternativ.

Dacă acționarea se face cu motor cu ardere internă sau motor hidraulic, trebuie să se țină seamă la alegerea motorului de toți consumatorii, indiferent dacă fluxul de forță trece sau nu, prin transmisia mecanică ce trebuie proiectată.

Odată cu alegerea motorului de acționare, se cunosc turațiile nominale și efective ale acestuia, putându-se determina raportul de transmitere total al transmisiei:

$$i_{tot} = \omega_{MM} / \omega_{ML} = m_{MM} / n_{ML} \quad (1.17)$$

în care:

- $\omega_{MM}, n_{MM}$  – viteza unghiulară efectivă, respectiv turația efectivă a mașinii motoare;
- $\omega_{ML}, n_{ML}$  – viteza unghiulară nominală, respectiv turația nominală a mașinii de lucru cea mai îndepărtată sub aspect cinematic de mașina motoare.

În funcție de schema cinematică, se repartizează raportul de transmitere total pe treptele de reducere a turației:

$$i_{tot} = i_{12} \cdot i_{34} \cdot i_{56} \dots i_{k,k+1} \quad (1.18)$$

La repartizarea rapoartelor de transmitere pe trepte trebuie să se țină seama de următoarele cerințe: obținerea unei suprafețe minime a transmisiei mecanice, asigurarea unor dimensiuni ale transmisiei minime, în lățime sau lungime, greutate minimă, capacitate portantă egală pe trepte, cufundare egală în baia de ulei a tuturor treptelor.

Nu există până acum o recomandare a repartiției rapoartelor de transmitere, care să îndeplinească simultan toate aceste cerințe.

În tabel 1.19 sunt date recomandări privind raportul de transmitere, pentru transmisii mecanice cu o treaptă și cu două trepte de reducere.

**Tabel 1.19**

**Rapoarte de transmitere pentru transmisii cu o treaptă și cu două trepte de reducere**

Tipul transmisiei	Recomandat	Valoare maximă
Reductor cu roți dințate cilindrice	2,5...6,3	12,5
Reductor cu roți dințate conice	2...4	6,3
Reductor melcat	5...63	80
Reductor planetar	4...14	20
Angrenaj cu roți dințate, deschis	2...7,1	14...18
Angrenaj melcat, deschis	10...63	125
Transmisie cu lanț	1...6,3	8
Transmisie cu roți de fricțiune	1...4	8
Transmisie prin curea lată	1...5	6,3
Transmisie cu rolă de întindere	4...6,3	8
Transmisie prin curele trapezoidale	1...5	7,1

Valorile nominale ale rapoartelor de transmitere parțiale (pe trepte) sunt date în tabel 1.20, conform STAS 6012-82.

**Tabel 1.20**

**Rapoarte de transmitere nominale**

(Extras STAS 6012-82)

I	II	I	II
1,00	1,00	3,15	3,15
	1,12		3,55
1,25	1,25	4,00	4,00
	1,40		4,50
1,60	1,60	5,00	5,00
	1,80		5,60
2,00	2,00	6,30	6,30
	2,24		7,10
2,50	2,50	8,00	8,00
	2,80		9,00

**Observații:** Valorile din șirul I se vor prefera valorilor din șirul II.

Rapoartele de transmitere mai mari decât cele indicate în tabel se obțin prin înmulțirea acestora cu 10, 100, 1000.

Pentru transmisiile cu o singură treaptă de reducere se admit abateri ale rapoartelor de transmitere față de valoarea nominală de  $\pm 2,5\%$ , iar pentru cele în mai multe trepte de  $\pm 3\%$ .

În tabelul 1.21 sunt făcute recomandări privind repartizarea rapoartelor de transmitere într-un reductor cu roți dințate cilindrice, cu două trepte de reducere, în condițiile realizării unui volum minim.

Repartizarea poate fi aplicată și unui reductor conico-cilindric, cu observația că întotdeauna treapta rapidă va fi formată din angrenajul conic și nu va depăși raportul  $i_{12} = 4$ , în cazuri cu totul excepționale se admite ca raportul de transmitere al treptei conice să fie  $i_{12} = 6,3$  ( $i_{12}$  – raportul de transmitere al treptei rapide – prima treaptă;  $i_{34}$  – raportul de transmitere al treptei lente a doua treaptă).

Tabel 1.21

Rapoarte de transmitere recomandate pentru reductoare cu o treaptă sau două trepte de reducere

Reductor într-o treaptă de reducere	Reductor în două trepte de reducere: $i_R = i_{12} \cdot i_{34}$		
	$i_R$	normal	cu intrarea și ieșirea coaxială
1,25	8	$2,8 \times 2,8 = 3,15 \times 2,5$	$4 \times 2$
1,4	9	$3,15 \times 2,8$	$4 \times 2,24 = 4,5 \times 2$
1,6	10	$3,55 \times 2,8 = 3,15 \times 3,15$	$4,5 \times 2,24 = 4 \times 2,5$
1,8	11,2	$3,55 \times 3,15$	$4,5 \times 2,5 = 5 \times 2,24$
2,0	12,5	$4 \times 3,15 = 3,55 \times 3,55$	$5 \times 2,5$
2,24	14	$4 \times 3,55$	$5 \times 2,8$
2,5	16	$4,5 \times 3,55 = 4 \times 4$	$5 \times 3,15 = 5,6 \times 2,8$
2,8	18	$4,5 \times 4$	$5,6 \times 3,15$
3,15	20	$4,5 \times 4,5 = 5 \times 4$	$5,6 \times 3,55$
3,55	22,4	$5 \times 4,5$	$6,3 \times 3,55$
4,0	25	$5 \times 5 = 5,6 \times 4,5$	$6,3 \times 4$
4,5	28	$5,6 \times 5$	$7,1 \times 4$
5,0	31,5	$6,3 \times 5 = 5,6 \times 5,6$	$7,1 \times 4,5$
5,6	35,5	$6,3 \times 5,6$	-
6,3	40	$7,1 \times 5,6 = 6,3 \times 6,3$	-
7,1	45	$7,1 \times 6,3$	-

Asigurarea unei adâncimi egale de imersare în ulei, a celor două trepte de reducere ale unui reductor cu roți dințate, se realizează dacă rapoartele de transmitere sunt egale:

$$i_{12} = i_{34} = \sqrt{i_{tot}} \quad (1.19)$$

Pentru transmisiile cu roți dințate cu intrarea și ieșirea coaxială, se recomandă ca raportul de transmitere al primei trepte să fie:

$$i_{12} = (1,1 \dots 1,3) \sqrt{i_{tot}} \quad (1.20)$$

Pentru realizarea unui volum minim al reductoarelor de turație conico-cilindrice în două trepte, se recomandă:

$$i_{12} = (0,2 \dots 0,25) \cdot i_{tot} \quad (1.21)$$

La reductoarele melcate în două trepte de reducere se impune relația (1.22) pentru  $i_{tot} \leq 500$ , respectiv relația (1.23) pentru  $i_{tot} > 500$ .

$$i_{12} = 0,06 \cdot i_{tot} \quad (1.22)$$

$$i_{12} = 0,03 \cdot i_{tot} \quad (1.23)$$

La reductoarele cilindro-melcate cu două trepte de reducere, pentru treapta cilindrică se va adopta relația (1.24), dacă  $i_{tot} \leq 80$  și, respectiv, relația (1.25), dacă  $i_{tot} > 80$ .

$$i_{12} = 0,05 \cdot i_{tot} \quad (1.24)$$

$$i_{12} = 0,025 \cdot i_{tot} \quad (1.25)$$

După alegerea rapoartelor de transmitere pe treptele de reducere ale transmisiei, se determină turația fiecărui arbore al transmisiei.

Observând schemele cinematice, se deduc turațiile efective:

$$n_I = n_{MM}; \quad n_{II} = n_I / i_{12}; \quad n_{III} = n_{II} / i_{34} \dots \quad (1.26)$$

Ținând seama de pierderile de putere, implicit de randamentele cuplelor de frecare, ce transmit fluxul de energie mecanică de la mașina motoare la mașinile de lucru, prin intermediul elementelor componente –  $x$  ale transmisiei, se determină puterile pe fiecare arbore –  $x$ .

Se determină momentul de torsiune pe arborele  $x$ , cunoscând turația arborelui  $n_x$ , exprimată în rot/min și puterea transmisă prin intermediul acestuia  $P_x$ , exprimată în kW.

Acesta se calculează pe fiecare arbore în parte,  $M_{tx}$ , cu momentul de torsiune exprimat în [Nmm].

$$M_{tx} = \frac{30}{\pi} \cdot 10^6 \cdot \frac{P_x}{n_x} \quad (1.27)$$

## Anexa 1.1

### Motoare electrice asincrone (Extras din STAS: 1893-87; 881-88)

Turația la mers în gol 3000 [rot/min]					
Tipul motorului		Puterea [kW]		Turația [rot/min]	
1	2	1	2	1	2
71	63Ls	0,37	0,37	2700	2750
71	63L	0,55	0,55	2700	2765
80	80Ls	0,75	0,75	2750	2800
80	80L	1,1	1,1	2750	2810
90S	90S	1,5	1,5	2820	2825
90L	90L	2,2	2,2	2850	2840
100L	100L	3	3	2850	2850
112M	112M	4	4	2880	2870
132S	132Ss	5,5	5,5	2890	2890
132S	132S	7,5	7,5	2890	2890
160M		11		2930	
160M		15		2910	
160L		18,5		2930	
180M		22		2920	
200L		30		2920	
200L		37		2920	
225M		45		2950	

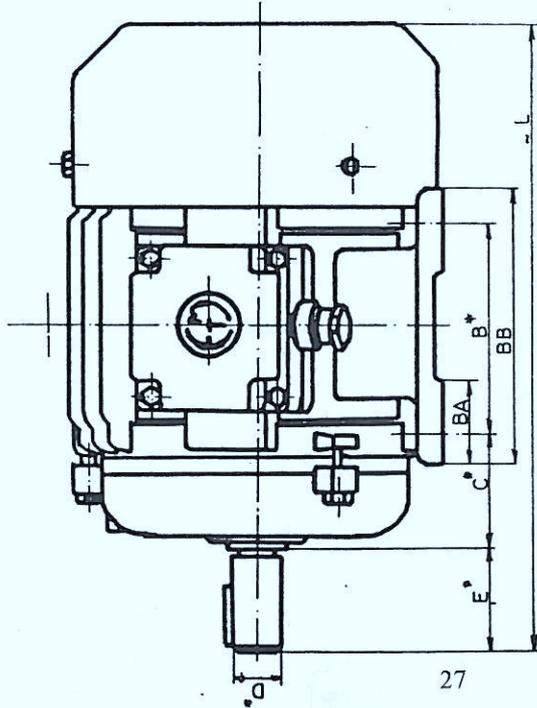
Turația la mers în gol 1500 [rot/min]					
Tipul motorului		Puterea [kW]		Turația [rot/min]	
1	2	1	2	1	2
71	63Ls	0,25	0,3	1350	1350
71	63L	0,37	0,37	1350	1360
80	80Lr	0,55	0,55	1350	1380
80	80L	0,75	0,75	1350	1390
90S	90S	1,1	1,1	1390	1400
90L	90L	1,5	1,5	1390	1400
100L	100Lr	2,2	2,2	1425	1410
100L	100L	3	3	1425	1410
112M	112M	4	4	1425	1420
132S	132S	5,5	5,5	1440	1430
132M	132M	7,5	7,5	1435	1430
160M		11		1440	
160L		15		1440	
180M		18,5		1460	
180L		22		1460	
200L		30		1460	
225S		37		1460	
225M		45		1460	

Turația la mers în gol 1000 [rot/min]					
Tipul motorului		Puterea [kW]		Turația [rot/min]	
1	2	1	2	1	2
80	80Ls	0,37	0,37	890	905
80	80L	0,55	0,55	900	905
90S	90S	0,75	0,75	940	915
90L	90L	1,1	1,1	940	915
100L	100L	1,5	1,5	940	925
112M	112M	2,2	2,2	945	935
132S	132S	3	3	955	940
132M	132Ms	4	4	960	945
132M	132M	5,5	5,5	960	945
160M		7,5		960	
160L		11		960	
180L		15		960	
200L		18,5		970	
200L		22		970	
225M		30		970	

Turația la mers în gol 750 [rot/min]					
Tipul motorului		Puterea [kW]		Turația [rot/min]	
1	2	1	2	1	2
	90S		0,37		670
	90L		0,55		670
100L	100Lr	0,75	0,75	705	680
100L	100L	1,1	1,1	705	685
112M	112M	1,5	1,5	705	685
132S	132S	2,2	2,2	710	700
132M	132M	3	3	710	705
160M		4		720	
160L		5,5		708	
160L		7,5		708	
180L		11		720	
200L		15		720	
225S		18,5		720	
225M		22		720	

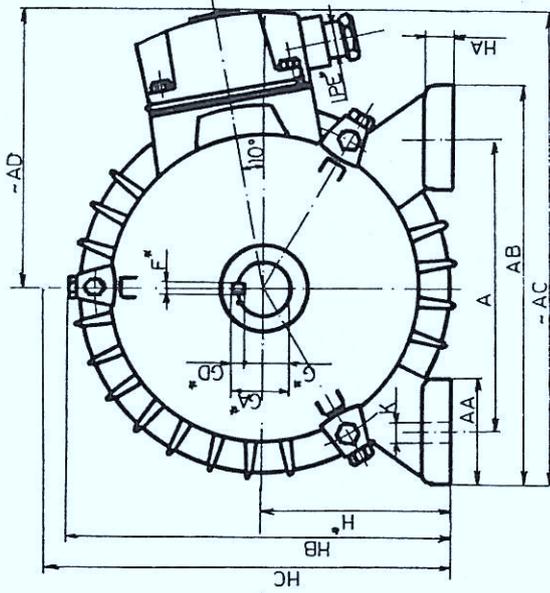
**Observație:** Tipurile de motoare din coloana 1 sunt produse de IEM Timișoara, iar cele din coloana 2 de IME București.

Tipul N

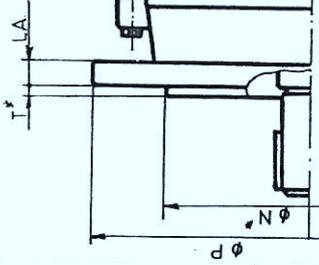


27

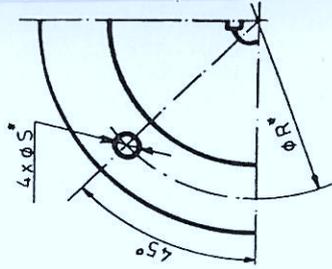
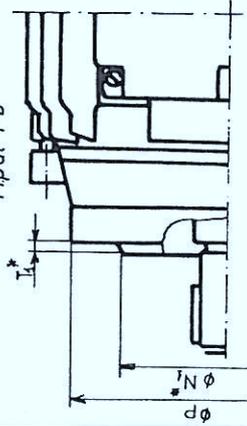
Tipul N



Tipul FA



Tipul FB



Tipul	A*	AA	AB	AC	AD	B*	BA	BB	C*	D*	E*	F*	G*	GA*	GD	HA	HB	HC	K*	L	IPE*
71	112	30	142	193	122	90	31,5	110	45	14	30	5	11	16	5	8	150	-	7	239	13,5
80	125	40	165	220	137	100	36	140	50	19	40	6	15,5	21,5	6	11	162	-	9	278	13,5
90 S	140	50	190	225	130	100	37	132	56	24	50	8	20	27	7	16	182,5	-	9	305	13,5
90 L	140	50	190	225	130	125	37	157	56	24	50	8	20	27	7	16	182,5	-	9	330	13,5
100 L	160	52	212	208	142	140	50	180	63	28	60	8	24	31	7	17,5	205	-	12	370,5	13,5
112 M	190	52	224	260	148	140	50	174	70	28	60	8	24	31	7	15	216	-	12	403,5	13,5
132 S	216	62	278	318	180	140	64	192	80	38	80	10	33,3	41,3	8	21	260	305	12	450	21
132 M	216	62	278	318	180	178	64	230	80	38	80	10	33,3	41,3	8	21	260	305	12	488	21

Observații: În afară de cotele de montaj cu \*, dimensiunile date în tabel sunt aproximative.

Înălțimea de axă H\* coincide cu simbolul de tip al motorului (H\* = 90 mm pentru motor 90 S sau 90 L).

Modul de notare al motorului: N 90 S x 1,5 x 3000 A – motor electric tipul normal 90, scurt, puterea 1,5 kW, turația la mers în gol 3000 rot/min.





Abateri dimensionale limită pentru arbori cu diametre de până la 500 mm  
corespunzătoare poziției câmpului de toleranță și treptei de precizie

(Extras din STAS 8100/3-88)

Dimensiunea nominală [mm]	Câmpul de toleranță [μm]																			
	peste	până la	d6	d7	d8	d9	e6	e7	e8	e9	f6	f7	f8	g6	g7	h5	h6	h7	h8	h9
-	3	-20 -26	-20 -30	-20 -34	-20 -45	-14 -20	-14 -24	-14 -28	-14 -39	-14 -39	-6 -12	-6 -16	-6 -20	-2 -8	-2 -12	0 -4	0 -6	0 -10	0 -14	0 -25
3	6	-30 -38	-30 -42	-30 -48	-30 -60	-20 -28	-20 -32	-20 -38	-20 -50	-20 -50	-10 -18	-10 -22	-10 -28	4 -12	4 -16	0 -5	0 -8	0 -12	0 -18	0 -30
6	10	-40 -49	-40 -55	-40 -62	-40 -76	-25 -34	-25 -40	-25 -47	-25 -61	-25 -61	-13 -22	-13 -28	-13 -35	-5 -14	-5 -20	0 -6	0 -9	0 -15	0 -22	0 -36
10	18	-50 -61	-50 -68	-50 -77	-50 -93	-32 -43	-32 -50	-32 -59	-32 -75	-32 -75	-16 -27	-16 -34	-16 -43	-6 -17	-6 -24	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	0 -43
18	30	-65 -78	-65 -86	-65 -98	-65 -117	-40 -53	-40 -61	-40 -73	-40 -92	-40 -92	-20 -33	-20 -41	-20 -53	-7 -20	-7 -28	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	0 -52
30	50	-80 -96	-80 -105	-80 -119	-80 -142	-50 -66	-50 -75	-50 -89	-50 -112	-50 -112	-25 -41	-25 -50	-25 -64	-9 -25	-9 -34	0 -11	0 -16	0 -25	0 -39	0 -62
50	80	-100 -119	-100 -130	-100 -146	-100 -174	-60 -79	-60 -90	-60 -106	-60 -134	-60 -134	-30 -49	-30 -60	-30 -76	-10 -29	-10 -40	0 -13	0 -19	0 -30	0 -46	0 -74
80	120	-120 -142	-120 -155	-120 -174	-120 -207	-72 -94	-72 -107	-72 -126	-72 -159	-72 -159	-36 -58	-36 -71	-36 -90	-12 -34	-12 -47	0 -15	0 -22	0 -35	0 -54	0 -87
120	180	-145 -170	-145 -185	-145 -208	-145 -245	-85 -110	-85 -125	-85 -148	-85 -185	-85 -185	-43 -68	-43 -83	-43 -106	-14 -39	-14 -54	0 -18	0 -25	0 -40	0 -63	0 -100
180	250	-170 -199	-170 -216	-170 -242	-170 -285	-100 -129	-100 -146	-100 -172	-100 -215	-100 -215	-50 -79	-50 -96	-50 -122	-15 -44	-15 -61	0 -20	0 -29	0 -46	0 -72	0 -115
250	315	-190 -222	-190 -242	-190 -271	-190 -320	-110 -142	-110 -162	-110 -191	-110 -240	-110 -240	-56 -88	-56 -108	-56 -137	-17 -49	-17 -69	0 -23	0 -32	0 -52	0 -81	0 -130
315	400	-210 -246	-210 -267	-210 -299	-210 -350	-125 -161	-125 -182	-125 -214	-125 -265	-125 -265	-62 -98	-62 -119	-62 -151	-18 -54	-18 -75	0 -25	0 -36	0 -57	0 -89	0 -140
400	500	-230 -270	-230 -293	-230 -327	-230 -305	-135 -175	-135 -198	-135 -232	-135 -290	-135 -290	-68 -108	-68 -131	-68 -165	-20 -60	-20 -83	0 -27	0 -40	0 -63	0 -97	0 -155

Abateri dimensionale limită pentru arbori cu diametre de până la 500 mm  
corespunzătoare poziției câmpului de toleranță și treptei de precizie

(Extras din STAS 8100/3-88)

Dimensiunea nominală [mm]		Câmpul de toleranță [μm]															
		j5	j6	j7	js6	js7	k5	k6	k7	m5	m6	m7	n6	n7	p6	p7	
peste	până la																
-	3	+2	+4	+6	+3	+5	+4	+6	+10	+6	+8	-	+10	+14	+12	+16	
		-2	-2	-4	-3	-5	0	0	0	+2	+2	-	+4	+4	+6	+6	
3	6	+3	+6	+8	+4	+6	+6	+9	+13	+90	+12	+16	+16	+20	+20	+24	
		-2	-2	-4	-4	-6	+1	+1	+1	+4	+4	+4	+4	+8	+12	+12	
6	10	+4	+7	+10	+4,5	+7,5	+7	+10	+16	+12	+15	+21	+19	+25	+24	+30	
		-2	-2	-5	-4,5	-7,5	+1	+1	+1	+6	+6	+65	+10	+10	+15	+15	
10	18	+5	+8	+12	+5,5	+9	+9	+12	+19	+15	+18	+25	+23	+30	+29	+43	
		-3	-3	-6	-5,5	-9	+1	+1	+1	+7	+7	+7	+12	+12	+18	+22	
18	30	+5	+9	+13	+6,5	+10,5	+11	+15	+23	+17	+21	+29	+28	+36	+35	+43	
		-4	-46	-8	-6,5	-10,5	+2	+2	+2	+8	+8	+8	+15	+15	+22	+22	
30	50	+6	+11	+15	+8	+12,5	+13	+18	+27	+20	+25	+34	+33	+42	+42	+51	
		-5	-55	+10	-8	-12,5	+2	+2	+22	+9	+9	+9	+17	+17	+26	+26	
50	80	+6	+12	+18	+9,5	+15	+15	+21	+32	+24	+30	+41	+39	+50	+52	+62	
		-7	-7	-12	-9,5	-15	+2	+26	+2	+11	+11	+11	+20	+20	+32	+32	
80	120	+6	+13	+20	+11	+17,5	+18	+25	+38	+28	+35	+48	+43	+58	+59	+72	
		-9	-9	-15	-11	-17,5	+3	+3	+3	+13	+13	+13	+23	+23	+37	+37	
120	180	+7	+14	+22	+12,5	+20	+21	+28	+43	+33	+40	+55	+52	+67	+63	+83	
		-11	-11	-18	-12,5	-20	+3	+3	+3	+15	-15	+15	+27	+27	+43	+43	
180	250	+7	+16	+25	+14,5	+23	+24	+33	+50	+37	+46	+63	+60	+77	+79	+96	
		-13	-13	-21	-14,5	-23	+4	+4	+4	+17	+17	+17	+31	+31	+50	+50	
250	315	+7	+16	+26	+16	+26	+27	+36	+56	+43	+52	+72	+66	+86	+88	+108	
		-16	-16	-26	-16	-26	+4	+4	+4	+20	+20	+20	+34	+34	+56	+56	
315	400	+7	+18	+29	+18	+28,5	+29	+40	+61	+46	+57	+78	+73	+94	+98	+119	
		-18	-18	-28	-18	-28,5	+4	+4	+4	+21	+21	+21	+37	+37	+62	+62	
400	500	+7	+20	+31	+20	+31,5	+32	+45	+68	+50	+63	+86	+80	+103	+108	+131	
		+20	-20	-32	-20	-31,5	+5	+5	+5	+23	+23	+23	+40	+40	+68	+68	

Anexa 1.6

**Abateri dimensionale limită pentru alezaje cu diametre de până la 500 mm  
corespunzătoare poziției câmpului de toleranță și treptei de precizie**

(Extras din STAS 8100/3-88)

Dimensiunea nominală [mm]		Câmpul de toleranțe [ $\mu\text{m}$ ]										
peste	până la	D10	E9	F7	F8	G7	H6	H7	H8	H9	H10	H11
-	3	+60 +20	+39 +14	+16 +6	+20 +6	+12 +2	+6 0	+10 0	+14 0	+25 0	+40 0	+60 0
3	6	+78 +30	+50 +20	+22 +10	+28 +10	+16 +4	+8 0	+12 0	+18 0	+30 0	+48 0	+75 0
6	10	+98 +40	+61 +25	+28 +13	+35 +13	+20 +5	+9 0	+15 0	+22 0	+36 0	+58 0	+90 0
10	18	+120 +50	+75 +32	+34 +16	+43 +16	+24 +6	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0	+110 0
18	30	+149 +65	+92 +50	+41 +20	+53 +20	+28 +7	+13 0	+21 0	+33 0	+52 0	+84 0	+130 0
30	50	+180 +80	+112 +50	+50 +25	+64 +25	+34 +9	+16 0	+25 0	+39 0	+62 0	+100 0	+160 0
50	80	+220 +100	+134 +60	+60 +30	+76 +30	+40 +10	+19 0	+30 0	+46 0	+74 0	+120 0	+190 0
80	120	+260 +120	+159 +72	+71 +36	+90 +36	+47 +12	+22 0	+35 0	+54 0	+87 0	+140 0	+220 0
120	180	+305 +145	+185 +85	+83 +43	+106 +43	+54 +14	+25 0	+40 0	+63 0	+100 0	+160 0	+250 0
180	250	+355 +170	+215 +100	+96 +50	+122 +50	+61 +15	+29 0	+46 0	+72 0	+115 0	+185 0	+290 0
250	315	+400 +190	+240 +110	+108 +56	+137 +56	+69 +17	+32 0	+52 0	+81 0	+130 0	+210 0	+320 0
315	400	+440 +210	+265 +125	+119 +62	+151 +62	+75 +18	+36 0	+57 0	+89 0	+140 0	+230 0	+360 0
400	500	+480 +230	+290 +135	+131 +68	+165 +68	+83 +20	+40 0	+63 0	+97 0	+155 0	+250 0	+400 0

## 2. PROIECTAREA UNUI ANGRENAJ CU ROȚI DINȚATE

### 2.1. ALEGEREA MATERIALELOR PENTRU ROȚILE DINȚATE ȘI A TRATAMENTELOR TERMICE SAU TERMOCHIMICE

Alegerea concretă a unui material este legată de mai mulți factori, din care se menționează:

- comportarea materialului în funcție de procedeele tehnologice de fabricație;
- comportarea în serviciu și durabilitatea piesei proiectate;
- comportarea materialului în prezența concentratorilor de tensiune;
- rezistența la uzare.

**Tabel 2.1**

Tipul sollicitării	Limita de curgere [MPa] $\sigma_{0,2}$ pentru $R = 1$	Rezistența la oboseală [MPa]	
		Ciclul alternant simetric $R = -1$	Ciclul pulsator $R = 0$
Tracțiune compresivă $\sigma_R$	Oțel carbon (0,52...0,55) $\sigma_f$	0,35 $\sigma_f$	$\sigma_f \leq 1200$ 0,525 $\sigma_f$
	Oțel aliat obișnuit (0,65...0,75) $\sigma_f$		$\sigma_f > 1200$ 42 + 0,175 $\sigma_f$
	Oțel aliat cu $\sigma_f$ mare (0,7...0,8) $\sigma_f$	280 + 0,177 $\sigma_f$	42 + 0,175 $\sigma_f$
Încovoiere $\sigma_R$	Oțel carbon (0,62...0,66) $\sigma_f$	0,5 $\sigma_f$	$\sigma_f \leq 1200$ 0,75 $\sigma_f$
	Oțel aliat (0,72...0,88) $\sigma_f$	400 + 0,167 $\sigma_f$	$\sigma_f > 1200$ 64 + 0,267 $\sigma_f$
Torsiune $\tau_R$	Oțel carbon (0,33...0,35) $\sigma_f$	0,275 $\sigma_f$	$\sigma_f < 1200$ 0,495 $\sigma_f$
	Oțel aliat (0,4...0,48) $\sigma_f$	220 + 0,092 $\sigma_f$	$\sigma_f > 1200$ 396 + 0,167 $\sigma_f$

Dintre materialele cu cea mai mare extindere și varietate de sortimente, ordonate după numeroase criterii, o au oțelurile.

În tabelul 2.1 sunt prezentate relații aproximative de calcul, privind caracteristicile mecanice ale oțelurilor, în funcție de rezistența de rupere statistică la tracțiune.

În proiectarea unui angrenaj trebuie să se cunoască proprietățile fizico-chimice, mecanice și tehnologice ale materialului adoptat, astfel ca tratamentele termice sau termochimice aplicate să confere danturii roții dințate condiții de rezistență, de durabilitate și structură optime în exploatare.

După scopul și condițiile impuse, roțile dințate utilizate în construcția reductoarelor de uz general se fabrică din oțeluri laminate sau turnate, fonte, precum și aliaje neferoase: bronzuri, alame, aliaje de aluminiu etc. Din considerente tehnice și economice, oțelurile și, în special, cele laminate și forjate, au cea mai largă utilizare în construcția angrenajelor cilindrice și conice, iar fontele și bronzurile servesc la fabricarea roților melcate, pentru a realiza cu melcul (care se confecționează din oțel) un cuplu antifricțiune cu rezistență sporită la uzarea de adeziune (gripare).

Oțelurile folosite pentru construcția roților dințate cilindrice, conice și a melcilor pot fi împărțite în două mari grupe:

- **oțeluri de îmbunătățire (Im) sau normalizate (Norm), la care duritatea miezului și a flancului este mai mică de 350 HB;**

- oțeluri ce pot fi durificate superficial prin cementare (Ce), nitrocementare (cianurare) (Nce), niturare în baie (NB), niturare în gaz (NG), ioniniturare (IN), călire prin inducție (CIF) sau călire cu flacăra (CF), la care duritatea stratului superficial este mai mare de 350 HB. De aceea, duritatea stratului superficial se va exprima în acest caz în unități Rockwell (HRC) sau Vickers (HV), duritatea miezului exprimându-se tot în unități Brinell (HB).

În tabelul 2.2. sunt indicate matrialele feroase recomandate în construcția roților dințate, tratamentele termice aplicate, precum și mărimea caracteristică "s" până la care se obține duritatea indicată, înainte de frezarea danturii.

Tabel 2.2

Materialul	Tratamentul termic aplicat	Duritatea danturii		"s" [mm]	
		Miez-D HB	Flanc DF HRC	Roata nedanturată	Roata danturată
OL(OT)50	Îm	160...200		...15	-
OL(OT)60		160...200		...15	-
OLC45 OLC60		200...260		...10	-
40Cr10 (40BCr10)		250...300		10...100	-
41MoCr11		250...300		10...100	-
50VCr11		270...300		40...150	-
34MoCrNi15		310...330		150...500	-
(30MoCrNi20)		310...330		150...500	-
41MoCr11 (40Cr10)	CIF, CF	250...300	50...58	10...150	-
	NB, NG		52...60	10...150	-
	IN		54...64	...150	-
38MoCrAl 09	NG	240...320	60...64	...250	-
OLC15 (OLC20)	Ce, Nce	160...200	56...63	...10	...16
21MoMnCr12	și	250...330		10...100	16...150
18MoCrNi13		240...300		16...160	16...250
20MoNi35		220...280		100...250	150...500
17MoNi35	călire				
Fc200, Fc400	-	180...280		...15	-
Fgn600-2, Fgn700-2	-	210...280		...40	-
Fmp700-2	-	210...280		...40	-

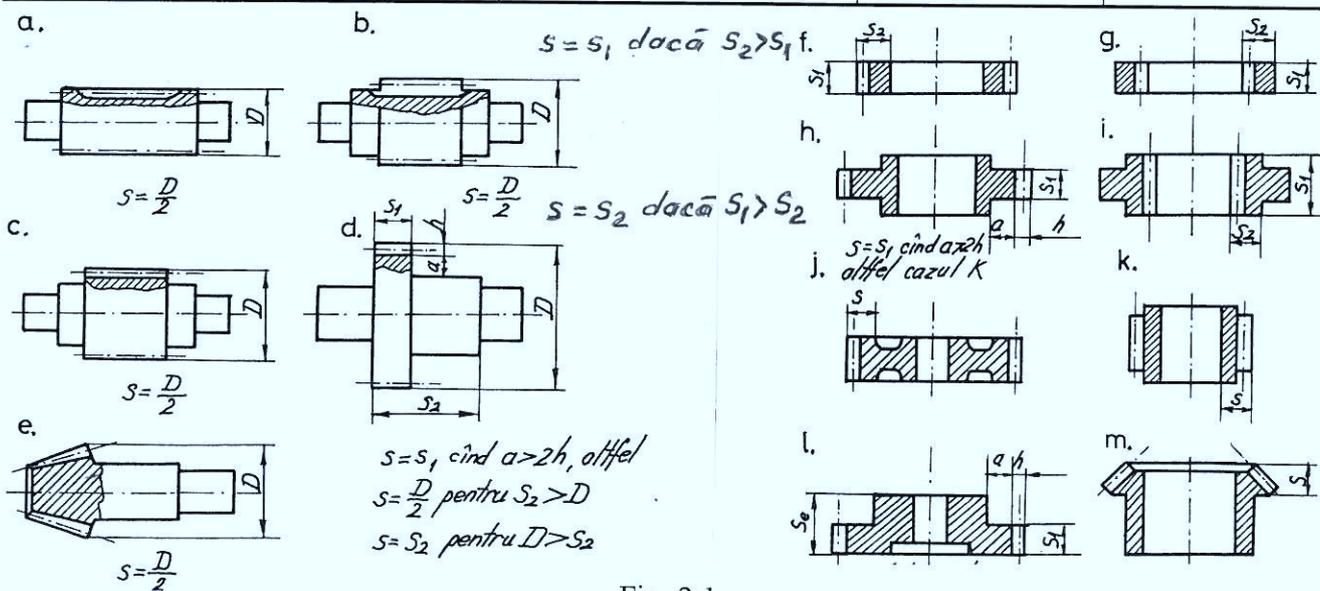


Fig. 2.1

**Angrenajele confecționate din oțeluri de îmbunătățire sau normalizate** au o capacitate portantă mai redusă decât cele din grupa a doua. Tehnologia de execuție este mai simplă, deci și prețul de fabricație este mai redus. Se recomandă utilizarea acestor oțeluri acolo unde nu se impun condiții de gabarit ale angrenajului sau la fabricarea roților dințate de dimensiuni mari, la care dantura nu poate fi durificată superficial și nici rectificată. La aceste angrenaje se recomandă ca duritatea flancurilor danturii pinionului să fie mai mare decât duritatea danturii roții conjugate și anume:

$$D_{HB \text{ pinion}} \approx D_{HB \text{ roată}} + 30 \text{ HB} \quad (2.1)$$

Relația indicată evită pericolul gripării flancurilor active ale danturii roților și asigură o durabilitate a pinionului mai apropiată de cea a roții conjugate, având în vedere că numărul de cicluri de funcționare este mai mare la pinion.

**Angrenajele realizate din oțeluri care se pot durifica superficial au capacitate portantă mult mai mare, dar tehnologia de execuție este mai complexă.** În consecință, prețul de fabricație al angrenajului este mai ridicat. Aceste angrenaje au gabaritul mai redus decât cele confecționate din oțeluri de îmbunătățire. În consecință, masa reductorului în ansamblu este mai mică, rezultând un preț de fabricație pe întreg ansamblu reductor mai redus, ca urmare a consumurilor de material. Din considerente legate de gabarit și de consumul de material, în construcția reductoarelor de turație, tendința actuală este de a se utiliza roți dințate din materiale ce pot fi durificate superficial. Se recomandă totodată utilizarea oțelurilor aliate, în special cu crom, nichel, molibden, mangan etc. care se pretează cementării sau nitrocementării.

Mărcile de oțeluri și fonte recomandate, tratamentele termice sau termochimice care li se pot aplica, duritățile miezului și respectiv flancurilor dinților obținute în urma tratamentului, precum și proprietățile fizico-mecanice ale acestora sunt indicate în tabelul 2.3. Valorile rezistenței la rupere și ale limitei de curgere sunt indicate pentru materialul aflat în stare normalizată. În tabelul 2.3 sunt indicate și valorile rezistenței la rupere prin oboseală la piciorul dintelui, precum și a rezistenței limită la pitting.

Roțile de dimensiuni mari se realizează din oțeluri turnate OT 50 sau OT 60 STAS 600-82 sau din fontă. Structura oțelului turnat trebuie să fie cât mai uniformă și fină. Fontele au o rezistență mecanică mai redusă decât a oțelurilor și se folosesc la fabricarea roților dințate cilindrice sau conice de dimensiuni mari, la angrenajele deschise, conferind o funcționare silențioasă a angrenajului și calități antifricțiune. Pentru amortizarea vibrațiilor, materialul cel mai adecvat este fonta cenușie (Fc 200), iar rezistența cea mai mare o are fonta cu grafit nodular (Fgn 700-2). Această fontă poate fi prelucrată prin aşchiere în condiții bune și poate fi călită prin CIF sau cu flacăra la 58-60 HRC. Fontele se utilizează și la fabricarea roților melcate care funcționează la viteze de alunecare relativ mici  $v_{al} \leq 2$  m/s. Pentru roțile melcate se recomandă în special fontele cenușii Fc 100, Fc 150, Fc 200, STAS 568-82. În tabelul 2.3 sunt indicate mărcile de fontă și oțeluri turnate recomandate, precum și caracteristicile fizico-mecanice ale acestora.

Bronzurile și fontele se utilizează în mod frecvent la fabricarea roților melcate, pentru a realiza cu melcul (din oțel), un cuplu antifricțiune cu rezistență sporită la uzarea de adeziune (gripare). Totuși, materialul cel mai indicat pentru dantura roții melcate este bronzul (aliajul de cupru și staniu) de diferite calități, turnat centrifugal.

**Bronzul de staniu este foarte potrivit pentru dantura coroanei melcate în cazul vitezelor de alunecare mari**  $v_{al} > 3$  m/s. Ca material de înlocuire a bronzului de staniu, se recomandă bronzul de aluminiu și bronzul de aluminiu cu adaos de fier. **Bronzul de aluminiu are proprietăți mecanice mai bune decât bronzul de staniu, însă comportarea lui contra gripării este mai puțin sigură;** de aceea, i se limitează utilizarea la viteze de alunecare mai mici  $v_{al} \leq 4 \dots 5$  (8) m/s.

Creșterea durității flancurilor dinților roții melcate mărește rezistența acestora la presiune hertziană de contact și la uzare, în schimb necesită un montaj mai precis și crește totodată pericolul de apariție a gripajului.

În tabelul 2.4 sunt indicate sorturile de materiale frecvent utilizate la fabricarea roților melcate, precum și proprietățile fizico-mecanice ale acestora (rezistența la rupere, limita de curgere, rezistența la pitting corelată cu viteza de alunecare dintre flancurile danturii, precum și rezistența limită de rupere prin oboseală la piciorul dintelui). Sunt prezentate, de asemenea, procedeele de turnare.

Tabel 2.3

Materialul	STAS	Tratament termic	Duritatea		Rezistența la pitting $\sigma_{H\ lim}$ [MPa]	Rezistența la piciorul dintelui $\sigma_{F\ lim}$ [MPa]	Rezistența la rupere $R_m$ ( $\sigma_r$ ) [N/mm <sup>2</sup> ]	Limita de curgere $\sigma_{p0,2}$ ( $\sigma_e$ ) [N/mm <sup>2</sup> ]
			Miez-D HB	Flanc DF HRC				
OL 50	500/2-80	Im	160...180		1,5 D + 120	0,4 D + 100	500...620	270...290
OL 60			180...200				600...720	300...320
OT 50-3	600-82	Norm	145...155		1,5 D + 120	0,4 D + 80	500	2880
OT 60-3			165...185				600	320
OLC 15*		Ce	160...200	56...63	24 DF	160...220	390...460	260...300
OLC 45*		Im	200...230		1,5 D + 200	0,4 D + 120		
OLC 45*	880-80	CIF, CF		50...56	20 DF + 80	200...220	620...660	360...400
OLC 60		Im	230...260		1,5 D + 200	0,4 D + 120		
OLC 60		CIF, CF		50...56	20 DF + 120	220...240	710...750	410...460
40 Cr 10*		Im	250...300		1,8 D + 200	0,4 D + 150		
40 Cr 10*		CIF, CF		50...58	20 DF + 160	240...300	970...990	780...790
40 Cr 10*		NB, NG		58...60	20 DF + 200	300...380		
41 MoCr 11*		Im	250...300		1,8 D + 200	0,4 D + 150		
41 MoCr 11*		CIF, CF		50...58	20 DF + 160	240...300	920...940	730...740
41 MoCr 11*		NB, NG		52...60	20 DF + 200	300...380		
50 VCr 11	791-80	Im	270...300		1,8 D + 200	0,4 D + 150	920...940	780...790
34MoCrNi 15		Im	310...330		1,8 D + 200	0,4 D + 150	1070...1090	870...890
38MoCrAl 09*		NG	240...320	60...64	20 DF + 200	360...420	970...990	830...840
21MoMnCr 12*		Ce, Nce	250...330	56...63	25,5 DF	380...460	1070...1090	830...840
18MoCrNi 13*		Ce, Nce	240...300	56...63	25,5 DF	370...450	920...940	730...740
20MoNi 35		Ce, Nce	220...280	56...63	25,5 DF	370...450	970...990	830...840
Fc 200	568-82	-	180...240		1,5 D	65...80	160...340	-
Fc 400			200...280		1,5 D	75...100	380...410	-
Fgn 600-2	6071-82	-	210...260		1,5 D + 100	0,4 D + 70	600	400
Fgn 700-2			230...280		1,5 D + 100	0,4 D + 70	700	470
Fmp 700-2	569-70	-	210...280		1,5 D + 160	0,4 D + 80	700	500

Oțelurile cu \* sunt de preferat în construcția roților dințate.

Tabel 2.4

Materialul	STAS	Felul turnării	Rezistența limită de rupere prin oboseală la piciorul dintelui $\sigma_{Flim}$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Presiunea hertziană limită la oboseală								Rezistența de rupere $R_m$ ( $\sigma_r$ ) [N/mm <sup>2</sup> ]	Limita de curgere $\sigma_{p0,2}$ ( $\sigma_c$ ) [N/mm <sup>2</sup> ]
				$\sigma_{Hlim}$ [N/mm <sup>2</sup> ]									
				Viteze de alunecare $v_{al}$ [m/s]									
				0,5	1	2	3	4	6	8			
CuSn10	197/2-76	În nisip	60...75	274	270	260	250	240	225	207	180	100	
		În cochilă	87...108	274	270	260	250	240	225	207	250	150	
CuSn12	197/2-76	În nisip	63...78	290	267	280	270	260	246	228	220	120	
		În cochilă	90...110	290	267	280	270	260	246	228	290	190	
CuSn12Ni	197/2-76	Centrifugal	97...120	290	267	280	270	260	246	228	280	170	
CuSn6Zn4Po4	197/2-76	În nisip	54...70	274	270	260	250	240	225	207	150	-	
		În cochilă	70...81	274	270	260	250	240	225	207	180	-	
		Centrifugal	78...95	274	270	260	250	240	225	207	220	-	
CuAl9Fe3	198/2-81	În nisip	123...150	274	270	260	250	240	225	207	400	200	
		În cochilă	130...160	274	270	260	250	240	225	207	490	240	
	199/2-73	În cochilă	15,5...200	290	267	280	270	260	246	228	590	280	
		În nisip	160...210	260	254	230	220	210	195	180	640	240	
		În nisip	50...60	160...170	140...150	110...120	-	-	-	-	100-160	-	
Fc150	568-82	În nisip	55...72	170...190	150...170	110...130	-	-	-	-	110-250	-	
		În nisip	65...80	190...210	170...190	130...150	-	-	-	-	160-280	-	

**Observații:**

Valorile de la limita inferioară a intervalului se vor adopta în proiectarea angrenajelor melcate cu melci din materiale de îmbunătățire (D < 45 HRC).  
 Valorile de la limita superioară a intervalului se vor adopta în proiectarea angrenajelor melcate cu melci durificați superficial (DF ≥ 45 HRC).  
 Valoarea rezistenței  $\sigma_r$  ( $R_m$ ) și cea a limitei de curgere  $\sigma_c$  sunt indicate pentru materialul în stare normalizată.

### Observații:

1. Pentru o tehnologie normală de execuție a roților dințate se adoptă valorile medii ale rezistențelor limită  $\sigma_{Flim}$  și  $\sigma_{Hlim}$  din intervalul de valori indicate pentru materialul respectiv.
2. Odată cu alegerea materialului, a tehnologiei de execuție și a rezistențelor limită, se adoptă treapta de precizie a angrenajului și jocul dintre flancuri, conform anexei 2.1.

## 2.2. PROIECTAREA UNUI ANGRENAJ CILINDRIC EXTERIOR CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare al unui angrenaj cilindric cu dinți drepti are la bază metodologia de calcul cuprinsă în STAS 12268-84 și STAS 12222-84, particularizate condițiilor de funcționare a angrenajelor transmisiilor mecanice de uz general.

### 2.2.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului cilindric exterior cu dinți drepti

În urma calculului de dimensionare al angrenajului, se determină **distanța dintre axe  $a_{12}$ , modulul danturii  $m$ , numărul de dinți al celor două roți dințate  $z_1$  și  $z_2$**  ce formează angrenajul și **distanța de referință dintre axe** (distanța corespunzătoare unui angrenaj nedepasat)  $a_{012}$ .

#### A. Distanța dintre axe – $a_{12}$ ( $a_{w12}$ )

Distanța minimă dintre axe se determină din condiția ca dantura angrenajului proiectat să reziste la oboseală la presiune hertziană de contact (pitting). Relația de calcul a distanței minime dintre axe este:

$$a_{min12} = (1 + u) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot K_A \cdot M_{tp} \cdot (1 + u)}{\psi_d \cdot \sigma_{Hlim}^2 \cdot u}} \quad (2.1)$$

unde:

- $K_H$  - factorul global al presiunii hertziene de contact;  
$$\begin{cases} K_H = 100.000 - 110.000 \text{ MPa pentru danturi nedurificate } D < 350 \text{ HB} \\ K_H = 110.000 - 120.000 \text{ MPa pentru danturi durificate } DF \geq 350 \text{ HB} \end{cases}$$
- $K_A$  - factorul de utilizare, se alege din anexa 2.2;
- $M_{tp}$  - momentul de torsiune pe arborele pinionului în [Nmm];
- $\psi_d = b/d_1$  - raportul dintre lățimea danturii și diametrul de divizare al pinionului. Se alege din anexa 2.3;
- $\sigma_{Hlim}$  - rezistența la pitting, presiunea hertziană limită la oboseală [MPa] se adoptă odată cu materialul din care se fabrică roțile dințate;
- $u$  - raportul numărului de dinți:  
$$\begin{cases} u = i_{12} & \text{dacă raportul de transmitere al angrenajului } i_{12} \geq 1 \text{ (angrenaj reductor)} \\ u = 1/i_{12} & \text{dacă raportul de transmitere } i_{12} < 1 \text{ (angrenaj multiplicator).} \end{cases}$$

În construcția reductoarelor de turație, distanța dintre axe este standardizată prin STAS 6055-82. Valorile standardizate ale distanței dintre axe sunt date în anexa 2.4. Modul de adoptare a distanței standardizate este următorul:

- dacă  $a_{min12}$  este cuprinsă între două valori consecutive standardizate  $a_{k STAS}$  și  $a_{k+1 STAS}$ , adică  $a_{k STAS} < a_{min12} < a_{k+1 STAS}$  se adoptă:

- $a_{12} = a_{k STAS}$ , dacă  $a_{k STAS} < a_{min12} \leq 1,05 a_{k STAS}$  sau
- $a_{12} = a_{k+1 STAS}$ , dacă  $1,05 a_{k STAS} < a_{min12} \leq a_{k+1 STAS}$ .

Odată adoptată distanța dintre axe, se știe că angrenajul rezistă la pitting. Cu această valoare se calculează modulul danturii.

### B. Modulul danturii roților dințate – $m$

Modulul minim al danturii roților dințate care formează angrenajul se determină din condiția ca dantura roților să reziste la rupere prin oboseală la piciorul dintelui. Relația de calcul a modulului minim al danturii este:

$$m_{min} = \frac{K_F \cdot K_A \cdot M_{tp}}{\psi_d \cdot a_{12}^2 \cdot \sigma_{Flim}} \cdot (I + u)^2 \quad (2.2)$$

unde:

- $K_F$  - factorul global al tensiunii de la piciorul dintelui;  
 $\left| \begin{array}{l} K_F = 2 \dots 2,2 \text{ pentru danturi nedurificate, } D < 350 \text{ HB;} \\ K_F = 1,6 \dots 1,8 \text{ pentru danturi durificate superficial, } D \geq 350 \text{ HB;} \end{array} \right.$
- $K_A, M_{tp}, \psi_d, u$  - au valorile adoptate la punctul A de la calculul distanței dintre axe;
- $a_{12}$  - distanța dintre axe standardizată calculată la punctul anterior (punctul A);
- $\sigma_{Flim}$  - rezistența limită de rupere prin oboseală la piciorul dintelui; se adoptă odată cu materialul din care se fabrică roțile dințate în [MPa].

În construcția angrenajelor, modulul danturii este standardizat prin STAS 822-82. Gama modulilor standardizați este dată în anexa 2.4. Raționamentul de adoptare a modulului standardizat este următorul:

- dacă  $m_{min} \leq 1$  mm, se adoptă modulul  $m = 1$  mm, pentru că nu se obține o precizie suficientă la roțile dințate de modul mic și de diametru relativ mare;
- dacă  $m_{min}$  este cuprins între două valori consecutive standardizate  $m_{k \text{ STAS}}$  și  $m_{k+1 \text{ STAS}}$ , ambele mai mari de 1 mm, adică  $m_{k \text{ STAS}} < m_{min} \leq m_{k+1 \text{ STAS}}$ , se adoptă:  
 $- m = m_{k \text{ STAS}}, \quad \text{dacă } m_{k \text{ STAS}} < m_{min} \leq 1,05 m_{k \text{ STAS}} \quad \text{sau}$   
 $- m = m_{k+1 \text{ STAS}}, \quad \text{dacă } 1,05 m_{k \text{ STAS}} < m_{min} \leq m_{k+1 \text{ STAS}}.$

Cu distanța dintre axe și modulul standardizat, angrenajul rezistă atât la pitting cât și la rupere.

### C. Calculul numărului de dinți ai roților dințate care formează angrenajul – $z_1$ și $z_2$

Se determină mai întâi numărul de dinți orientativ (probabil)  $z_1^*$  ai pinionului din considerent geometric și cinematic al angrenajului:

$$z_1^* = \frac{2 a_{12}}{m(I + u)} \quad (2.4)$$

unde:

- $a_{12}$  și  $m$  au valorile standardizate adoptate la punctul A și B;
- $u$  - raportul numărului de dinți ( $u \geq 1$ ).

Numărul de dinți ai pinionului  $z_1$  se recomandă a se alege la valoarea întreagă, imediat mai mică decât  $z_1^*$  și trebuie totodată să îndeplinească condițiile:

a)  $z_1$  să fie mai mare sau egal cu 14 dinți. Această condiție nu este îndeplinită întotdeauna, în special la angrenajele cu danturi durificate superficial (cu duritatea flancului  $DF > 350\text{HB}$ ). Pentru a se îndeplini condiția ca  $z_1 \geq 14$  dinți, se majorează distanța dintre axe la o valoare imediat superioară standardizată, se recalculează modulul danturii roților (conform punctului B), dar cu distanța dintre axe majorată, se standardizează modulul calculat, apoi se recalculează  $z_1$  cu relația (2.4) și se adoptă  $z_1$  la valoarea întreagă cea mai apropiată. Acest ciclu se repetă, dacă este cazul, până când numărul de dinți  $z_1$  ai pinionului va fi mai mare sau egal cu 14 dinți;

- dacă numărul de dinți ai pinionului este cuprins între 14 și 17 dinți se va avea în vedere ca la

alegerea coeficientului deplasării specifice  $x_1$  a danturii pinionului să fie îndeplinită condiția de evitare a subțierii danturii (vezi fig.2.5.1 din anexa 2.5);

c) în special, la angrenajele fabricate din materiale de îmbunătățire sau normalizate (cu duritatea danturii  $D \leq 350\text{HB}$ , se obține de obicei la pinion un număr de dinți mult mai mare ( $z_1^* \approx 24 \dots 50$  (80) de dinți). În această situație, din considerente de precizie de execuție a roților dințate, se recomandă să se adopte următoarele numere de dinți pentru pinion:

- $z_1 \cong z_1^*$                       dacă  $z_1^* \leq 25$  dinți;
- $z_1 = 24 \dots 27$  dinți,      dacă  $25 < z_1^* \leq 35$  dinți;
- $z_1 = 27 \dots 30$  dinți,      dacă  $35 < z_1^* \leq 45$  dinți;
- $z_1 = 30 \dots 35$  dinți,      dacă  $45 < z_1^* \leq 80$  dinți.

Odată ales numărul de dinți  $z_1$  al pinionului, se recalculează modulul danturii cu relația:

$$m = \frac{2 \cdot a_{12}}{z_1(1+i_{12})} \quad (2.4')$$

Modulul astfel calculat se restandardizează conform indicațiilor de la punctul B.

Fiind acum stabilit numărul de dinți ai pinionului, se determină numărul de dinți  $z_2$  ai roții conjugate cu relația:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} \quad (2.5)$$

Se recomandă, dacă este posibil, ca numerele de dinți  $z_1$  și  $z_2$  ai pinionului și, respectiv, ai roții conjugate, să fie numere prime între ele. De aceea, de multe ori se mai adaugă sau se scade un dinte la roata dințată conjugată  $z_2$ . Dacă la alegerea lui  $z_1$  s-a rotunjit  $z_1^*$  în minus sau în plus,  $z_2$  se va rotunji în plus, respectiv în minus, astfel încât să fie îndeplinite condițiile (2.8) și (2.10).

#### D. Distanța de referință dintre axe – $a_{012}$

Distanța de referință dintre axe (distanța dintre axe în cazul când angrenajul ar fi nedeplasat) este dată de relația (2.6)

$$a_{012} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} \quad (2.6)$$

Între distanța dintre axe standardizată  $a_{12}$  ( $a_{w12}$ ) și distanța de referință dintre axe  $a_{12}$  trebuie să fie îndeplinite relațiile:

$$a_{012} \leq a_{12} \quad (\text{angrenaj deplasat plus}) \quad (2.7)$$

$$a_{12} - a_{012} \cong (0,1 \dots 1,3) m \quad (2.8)$$

Dacă nu sunt îndeplinite condițiile (2.7) și (2.8) se poate modifica:

- $z_2$  – adăugând sau scăzând un dinte la roata conjugată;
- $m$  – modulul danturii, adoptând valoarea standardizată imediat superioară, dar recalculând numărul de dinți  $z_1^*$  cu relația (2.3) și reluând calculul de la pct. C și D pentru noile valori adoptate.

#### Concluzii

În urma calculului de predimensionare al angrenajului cilindric cu dinți drepecți, se stabilește:

$a_{12} = a_{w12}$  – **distanța dintre axe** conform STAS 6055-82;

$m$  – **modulul danturii** conform STAS 822-82;

$z_1, z_2$  – **numărul de dinți ai pinionului și respectiv ai roții;**

$a_{012}$  – **distanța de referință dintre axe.**

Numărul de dinți  $z_1$  și  $z_2$  adoptați pentru pinion și roată trebuie astfel ales încât abaterea raportului de transmitere  $\Delta i$  să nu depășească abaterea admisibilă  $\Delta i_a$ , unde:

- $\Delta i_a = 3\%$  pentru reductoare de turație într-o treaptă de reducere;
- $\Delta i_a = 2,5\%$  pentru reductoare în mai multe trepte de reducere.

Pentru aceasta, se calculează mai întâi raportul de transmitere efectiv:

$$i_{12ef} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.9)$$

Relația de verificare a abaterii raportului de transmitere este:

$$\Delta i = \left| \frac{i_{12STAS} - i_{12ef}}{i_{12STAS}} \right| \cdot 100\% \leq \Delta i_a \quad (2.10)$$

Dacă această condiție nu este îndeplinită, se modifică numărul de dinți ai roții conjugate sau chiar ai pinionului cu observația că, dacă se modifică și numărul de dinți ai pinionului, trebuie recalculat modulul danturii (2.4') și restandardizat, după care trebuiesc îndeplinite condițiile (2.7) și (2.8).

### 2.2.2. Calculul geometric al angrenajului cilindric exterior cu dinți drepți

Elementele geometrice ale angrenajului trebuiesc calculate cu o precizie suficient de mare (**minim 4 zecimale exacte**).

#### A. Elementele cremalierii de referință

Dacă generarea danturii se face cu freză melc se obțin la dantura roții **elementele cremalierii de referință**, care sunt standardizate prin STAS 821-82 (fig. 2.1)

- $\alpha_o = 20^\circ$  unghiul profilului de referință;
- $h_{oa}^* = 1$  coeficientul înălțimii capului de referință;
- $h_{of}^* = 1,25$  coeficientul înălțimii piciorului de referință;
- $c_o^* = 0,25$  jocul de referință la picior;
- $c_o^*_{max} = 0,35$  dacă generarea danturii se face cu roată generatoare.

$$\begin{aligned} h_{oa} &= m h_{oa}^* \\ h_{of} &= m h_{of}^* \\ h_o &= m (h_{oa}^* + h_{of}^*) \\ c_o &= m c_o^* \\ p_o &= \pi m \\ e_o &= s_o = p_o / 2 \end{aligned}$$

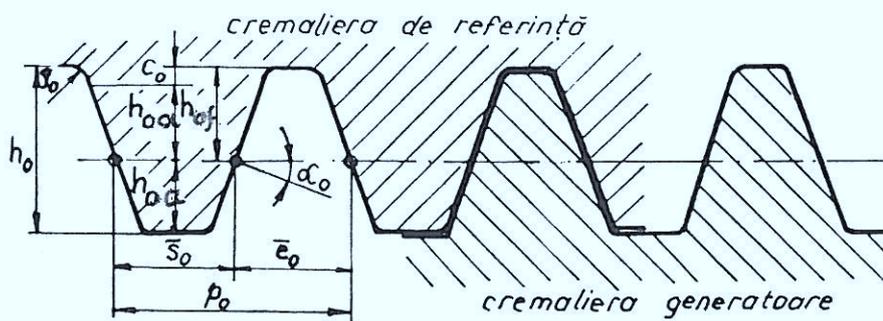


Fig. 2.1

#### B. Calculul coeficienților deplasărilor specifice ale danturii

- Unghiul de rostogolire

$$\alpha_w = \arccos \left( \frac{a_{o12}}{a_{12}} \cdot \cos \alpha \right) \quad (2.11)$$

unde  $\alpha = \alpha_o = 20^\circ$ .

- Suma coeficienților deplasărilor specifice ale danturii roților  $x_s = x_1 + x_2$

$$x_s = x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \frac{\text{inv}\alpha_w - \text{inv}\alpha}{2\text{tg}\alpha} \quad (2.12)$$

unde

$$\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \frac{\alpha^\circ}{180^\circ} \cdot \pi \quad (2.13)$$

Repartizarea deplasărilor specifice ale profilului danturii pe cele două roți se face cu ajutorul diagramelor din anexa 2.5 - fig. 2.5.2, în funcție de  $z_1$ ,  $z_2$ , și  $x_1 + x_2$ . La alegerea coeficientului deplasării specifice a danturii pinionului trebuie avut în vedere ca deplasarea specifică să fie suficient de mare pentru a evita subțierea dinților (anexa 2.5 – fig. 2.5.1), dar, totodată, nu prea mare, pentru a nu apărea ascuțirea dinților la vârf. Având în vedere erorile de citire, se recomandă să se determine din diagramă, fie  $x_1$ , fie  $x_2$ , cealalt coeficient al deplasării specifice rezultând din relația 2.14. Coeficientul deplasării specifice a profilului danturii pinionului se poate calcula și cu ajutorul relației prezentate în anexa 2.5.

$$x_2 = x_s - x_1 \quad (2.14)$$

### C. Elementele geometrice ale angrenajului (fig. 2.2)

- Diametrele de divizare  $d_1$  și  $d_2$

$$d_{1,2} = m \cdot z_{1,2} \quad (2.15)$$

- Diametrele de bază  $d_{b1}$  și  $d_{b2}$

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \cdot \cos \alpha \quad (2.16)$$

- Diametrele de rostogolire  $d_{w1}$  și  $d_{w2}$

$$d_{w1,2} = d_{1,2} \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} \quad (2.17)$$

- Diametrele de picior  $d_{f1}$  și  $d_{f2}$

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2m \cdot (h_{0f}^* - x_{1,2}) \quad (2.18)$$

- Diametrele de cap  $d_{a1}$  și  $d_{a2}$  se pot calcula fie fără asigurarea jocului la picior  $c_o$ , relația (2.19), fie cu relația (2.20), când se asigură un joc impus  $c_o$  la piciorul danturii.

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2m \cdot (h_{0a}^* + x_{1,2}) \quad (2.19)$$

$$\left| \begin{array}{l} d_{a1} = 2 [a_{12} + m (h_{0a}^* - x_2)] - d_2 \\ d_{a2} = 2 [a_{12} + m (h_{0a}^* - x_1)] - d_1 \end{array} \right. \quad (2.20)$$

#### Observație:

În cazul în care diametrele de cap se determină fără asigurarea jocului de la piciorul danturii, se calculează jocul cu relațiile (2.21) și se verifică să nu fie mai mic de  $0,1 \cdot m$ .

$$\left| \begin{array}{l} c_1 = a_{12} - \frac{d_{f1} + d_{a2}}{2} \geq 0,1m \\ c_2 = a_{12} - \frac{d_{f2} + d_{a1}}{2} \geq 0,1m \end{array} \right. \quad (2.21)$$

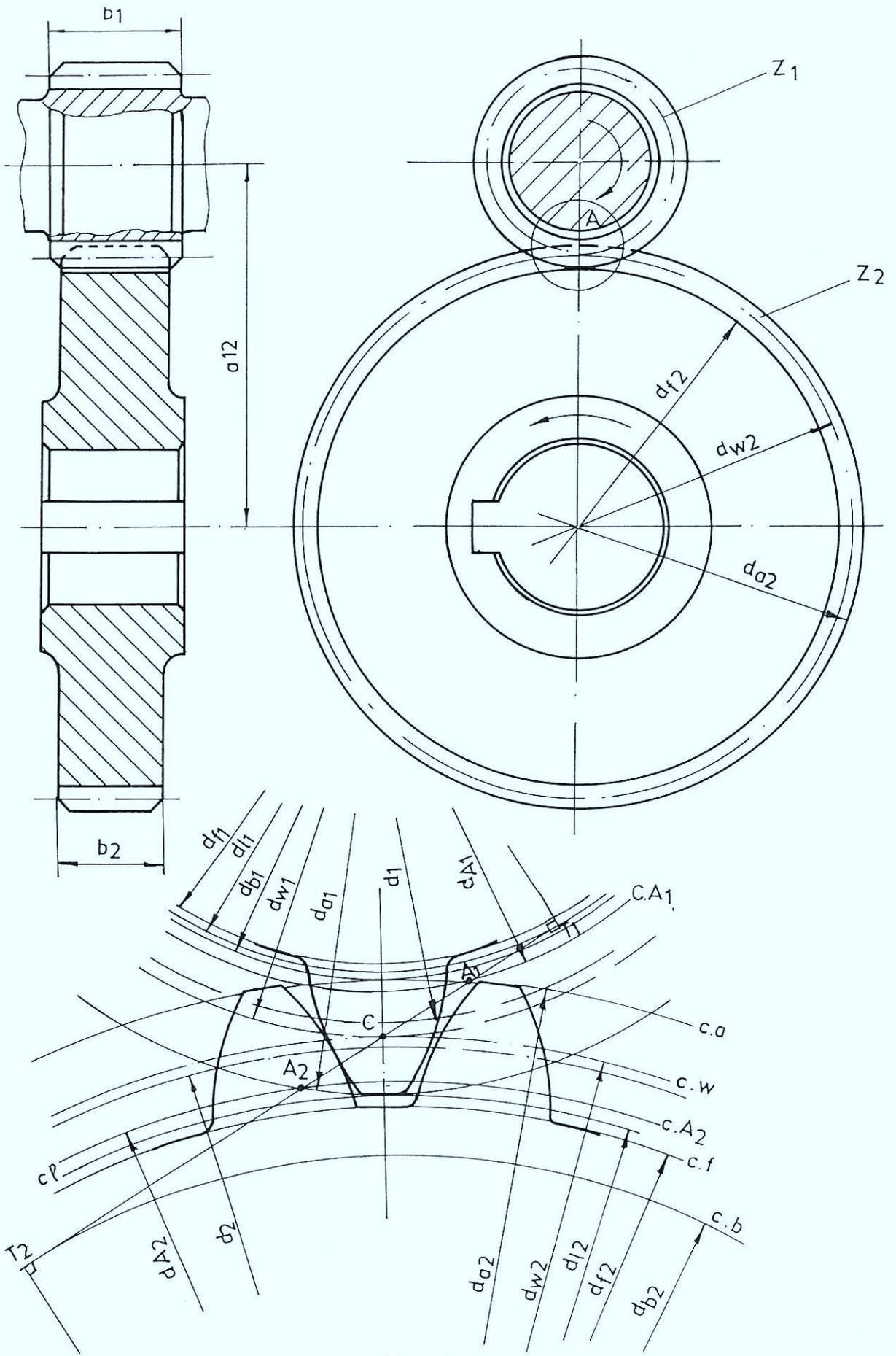


Fig. 2.2

Dacă aceste condiții nu sunt îndeplinite, se procedează la scurtarea capului dintelui astfel încât să se asigure un joc minim admisibil  $c_a = 0,1 \cdot m$ . În acest caz, diametrele de cap au expresia:

$$d_{a1,2} = 2 a_{1,2} - d_{f2,1} - 2 c_a \quad (2.22)$$

**Observație:** Diametrele de cap, exprimate în mm, se rotunjesc la valori cu două zecimale exacte; aceasta fiind valoarea care poate fi obținută în mod obișnuit în urma strunjirii roții.

- Înălțimea dinților  $h_1$  și  $h_2$

$$h_{1,2} = \frac{d_{a1,2} - d_{f1,2}}{2} \quad (2.23)$$

- Unghiul de presiune la capul dintelui  $\alpha_{a1}$  și  $\alpha_{a2}$

$$\alpha_{a1,2} = \arccos\left(\frac{d_{1,2}}{d_{a1,2}} \cdot \cos \alpha\right) \quad (2.24)$$

- Arcul dintelui pe cercul de cap  $s_{a1}$  și  $s_{a2}$

$$\left| \begin{array}{l} s_{a1} = d_{a1} \cdot \left( \frac{\pi + 4 \cdot x_1 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2z_1} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a1} \right) \\ s_{a2} = d_{a2} \cdot \left( \frac{\pi + 4 \cdot x_2 \cdot \operatorname{tg} \alpha}{2z_2} + \operatorname{inv} \alpha - \operatorname{inv} \alpha_{a2} \right) \end{array} \right. \quad (2.25)$$

Pentru evitarea știrbirii dintelui la vârf se recomandă:

- $s_{a1,2} \geq 0,2 \cdot m$  – pentru roți dințate din materiale de îmbunătățire și
- $s_{a1,2} \geq 0,4 \cdot m$  – pentru roți cu danturi durificate superficial.

Dacă aceste condiții nu sunt îndeplinite, se recurge la modificarea repartiției coeficienților deplasărilor specifice  $x_1$  și  $x_2$  sau la scurtarea capului dintelui cu luarea în considerație a reducerii gradului de acoperire.

- Lățimea danturii roților  $b_1$  și  $b_2$ .

Pentru compensarea erorilor de montaj axial, lățimea pinionului se adoptă mai mare decât lățimea danturii roții.

$$\left| \begin{array}{l} b_2 = d_1 \cdot \left( \frac{b}{d} \right) = d_1 \cdot \psi_d \\ b_1 = b_2 + (1 \dots 2) \cdot m \end{array} \right. \quad (2.26)$$

**Observație:** Valorile obținute pentru lățimea pinionului și lățimea danturii roții se rotunjesc în mm.

- Diametrele cercurilor începutului profilului evolventic  $d_{\ell 1}$  și  $d_{\ell 2}$ .

Mărimea cercurilor începutului profilului evolventic este funcție de procedeul tehnologic de execuție a danturii. În cele mai frecvente cazuri, dantura roților se execută cu freze melc care au profilul cremalierii generatoare, în consecință, relația de calcul a diametrelor începutului profilului evolventic are forma:

$$d_{\ell 1,2} = d_{b1,2} \sqrt{1 + \left[ \operatorname{tg} \alpha - \frac{2 \cdot (h_{0a}^* - x_{1,2})}{z_{1,2} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha} \right]^2} \quad (2.27)$$

- Diametrele cercurilor începutului profilului activ al flancurilor roților  $d_{A1} \equiv d_{E2}$  și  $d_{A2} \equiv d_{E1}$

$$d_{A1,2} = \sqrt{d_{b1,2}^2 + \left(2a_{12} \cdot \sin \alpha_w - \sqrt{d_{a2,1}^2 - d_{b2,1}^2}\right)^2} \quad (2.28)$$

sau 
$$d_{A1,2} = d_{b1,2} / \cos \alpha_{A1,2} \quad (2.28')$$

unde 
$$\alpha_{A1,2} = \arctg\left[2\pi(\varepsilon_a - \varepsilon_{2,1}) / z_{1,2}\right] \quad (2.29)$$

Pentru a exista o angrenare corectă a celor două roți dințate, adică pentru a evita interferența danturii în procesul de angrenare, trebuie îndeplinite condițiile:

$$\begin{aligned} d_{A1} &\geq d_{f1} \\ d_{A2} &\geq d_{f2} \end{aligned} \quad (2.30)$$

- Gradul de acoperire  $\varepsilon_\alpha$

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a \quad (2.31)$$

adică

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha} + \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{2 \cdot \pi \cdot m \cdot \cos \alpha} - \frac{a_{12} \cdot \sin \alpha_w}{\pi \cdot m \cdot \cos \alpha} \quad (2.31')$$

sau

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a1} + \frac{z_2}{2\pi} \cdot \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \frac{z_1 + z_2}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_w \quad (2.31'')$$

Pentru a se asigura continuitatea procesului de angrenare se recomandă:

- $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$  pentru angrenaje executate în treptele de precizie 5,6,7;
- $\varepsilon_\alpha \geq 1,3$  pentru angrenaje mai puțin precise (treptele 8,9,10,11).

- Numărul minim de dinți ai pinionului  $z_{1min}$ .

Pentru evitarea interferenței la generarea danturii se recomandă ca numărul de dinți ai pinionului (pinionul având număr de dinți mai mic decât roata) să îndeplinească condiția  $z_1 \geq z_{1min}$ , unde

$$z_{1min} = \frac{2(h_{0a}^* - x_1)}{\sin^2 \alpha} \quad (2.32)$$

#### D. Relații de calcul pentru verificarea dimensională a danturii roților dințate

Pentru execuția danturii roților dințate, pe lângă elementele geometrice calculate anterior, mai trebuie determinate, spre completare, unele elemente geometrice necesare controlului dimensional și anume:

- lungimea (cota) peste "N" dinți –  $W_N$  (fig. 2.3);
- coarda de divizare a dintelui –  $\bar{s}$  (fig. 2.4.a);
- înălțimea la coarda de divizare –  $\bar{h}_a$  (fig. 2.4.a);
- coarda constantă a dintelui –  $\bar{s}_c$  (fig. 2.4.b);
- înălțimea la coarda constantă –  $\bar{h}_c$  (fig. 2.4.b);

Calculul și verificarea cotei peste dinți se face la danturile exterioare, care au module mai mici de 8 mm. La danturi cu modulul mai mare de 8 mm, cota peste dinți are o valoare mai mare și nu poate fi măsurată cu un instrument de măsurare obișnuit.

Metoda de măsurare a corzii dintelui se recomandă la danturi cu deplasări specifice mari și la danturi cu modulul relativ mare ( $m > 8$  mm).

- Lungimea (cota) peste "N" dinți -  $W_N$

$$W_{N_{1,2}} = \left[ \pi \cdot (N_{1,2} - 0,5) + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha + z_{1,2} \cdot \operatorname{inv} \alpha \right] m \cdot \cos \alpha \quad (2.33)$$

unde "N" reprezintă numărul de dinți peste care se măsoară lungimea  $W_N$

a) în cazul general numărul de dinți "N" se calculează cu relația (2.34).

$$N_{1,2} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{(z_{1,2} + 2 \cdot x_{1,2})^2 - (z_{1,2} \cdot \cos \alpha)^2}}{\cos \alpha} - 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha - z_{1,2} \cdot \operatorname{inv} \alpha \right] + 0,5 \quad (2.34)$$

b) pentru roți zero sau cu deplasări specifice mici ( $|x| \leq 0,3$ ), numărul de dinți "N" se poate calcula cu precizie suficientă, astfel:

$$N_{1,2} = 0,111 \cdot z_{1,2} - 0,232 \cdot x_{1,2} + 0,5 \quad (2.34')$$

c) pentru roți cu deplasări specifice mari ( $|x| > 0,3$ ), numărul de dinți "N" se calculează cu relația:

$$N_{1,2} = 0,339 \cdot \sqrt{(z_{1,2} + 2 \cdot x_{1,2})^2 - 0,883 \cdot z_{1,2}^2} - 0,005 \cdot z_{1,2} - 0,232 \cdot x_{1,2} + 0,5 \quad (2.34'')$$

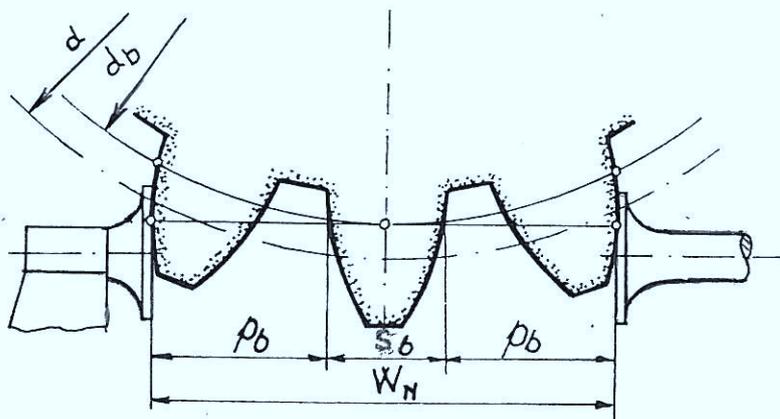


Fig. 2.3

**Observație:** Numărul de dinți "N" peste care se măsoară lungimea  $W_N$ , calculat cu relațiile de mai sus, se rotunjește la valoarea întreagă cea mai apropiată;

- Arcul dintelui pe cercul de divizare -  $s$

$$s_{1,2} = m \left( \frac{\pi}{2} + 2x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \quad (2.35)$$

- Coarda de divizare a dintelui -  $\bar{s}$

$$\bar{s}_{1,2} = s_{1,2} - \frac{s_{1,2}^3}{6 \cdot d_{1,2}^2} \quad (2.36)$$

- Înălțimea la coarda de divizare -  $\bar{h}_a$

$$\bar{h}_{a1,2} = \frac{d_{a1,2} - d_{1,2}}{2} + \frac{s_{1,2}^2}{4 \cdot d_{1,2}} \quad (2.37)$$

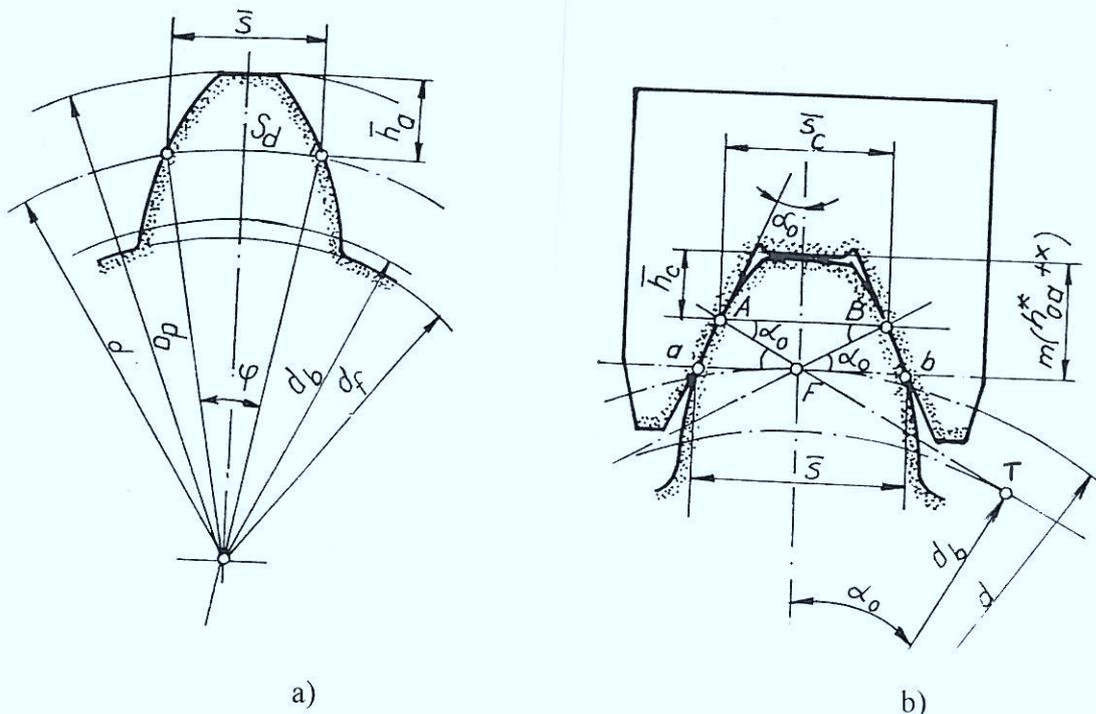


Fig. 2.4

- Coarda constantă a dintelui -  $\bar{s}_c$

$$\bar{s}_{c1,2} = s_{1,2} \cdot \cos^2 \alpha \quad (2.38)$$

sau

$$\bar{s}_{c1,2} = m \cdot \left( \frac{\pi}{2} + 2 \cdot x_{1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \right) \cdot \cos^2 \alpha \quad (2.38')$$

- Înălțimea la coarda constantă -  $\bar{h}_c$

$$\bar{h}_{c1,2} = m \left( h_{0a}^* - \frac{\pi}{4} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha + x_{1,2} \cdot \cos^2 \alpha \right) \quad (2.39)$$

sau

$$\bar{h}_{c1,2} = m \cdot (h_{0a}^* + x_{1,2}) - \frac{s_{1,2}}{2} \cdot \sin \alpha \cdot \cos \alpha \quad (2.39')$$

**Observație:** Deoarece precizia diametrului de cap influențează mărimea înălțimii la coardă, devine necesară măsurarea prealabilă a diametrului de cap și scăderea abaterii sale din dimensiunea teoretică de calcul a înălțimii la coardă. Acest lucru se ia în considerare la controlul danturii roții.

### 2.2.3. Calculul forțelor din angrenajul cilindric cu dinți drepti

Forțele nominale din angrenajul cilindric cu dinți drepti se determină funcție de momentul de torsiune motor existent pe arborele pinionului. Forța normală pe dintele pinionului  $F_{n1}$ , aplicată în mod convențional în punctul de intersecție al liniei de angrenare cu cercul de divizare, se descompune într-o forță tangențială  $F_{t1}$  și una radială  $F_{r1}$  la cercul de divizare. Aceste forțe au ca reacțiuni forțele din roata conjugată (vezi fig. 2.5).

Întrucât pierderile de putere din angrenaj sunt mici (0,5 – 2,5%), se neglijează influența lor. În consecință, forțele din angrenaj care acționează asupra celor două roți sunt egale și de sens contrar. Se consideră că aceste forțe acționează pe cercurile de divizare ale roților. Se recomandă ca în calculul acestor forțe să se utilizeze momentul de torsiune de calcul al pinionului ( $M_{tp} \cdot K_A$ ). Dacă forțele se calculează în acest mod, se va avea în vedere ca la verificarea danturii să nu se mai introducă în relațiile de verificare, încă o dată, factorul  $K_A$  (Anexa 2.2).

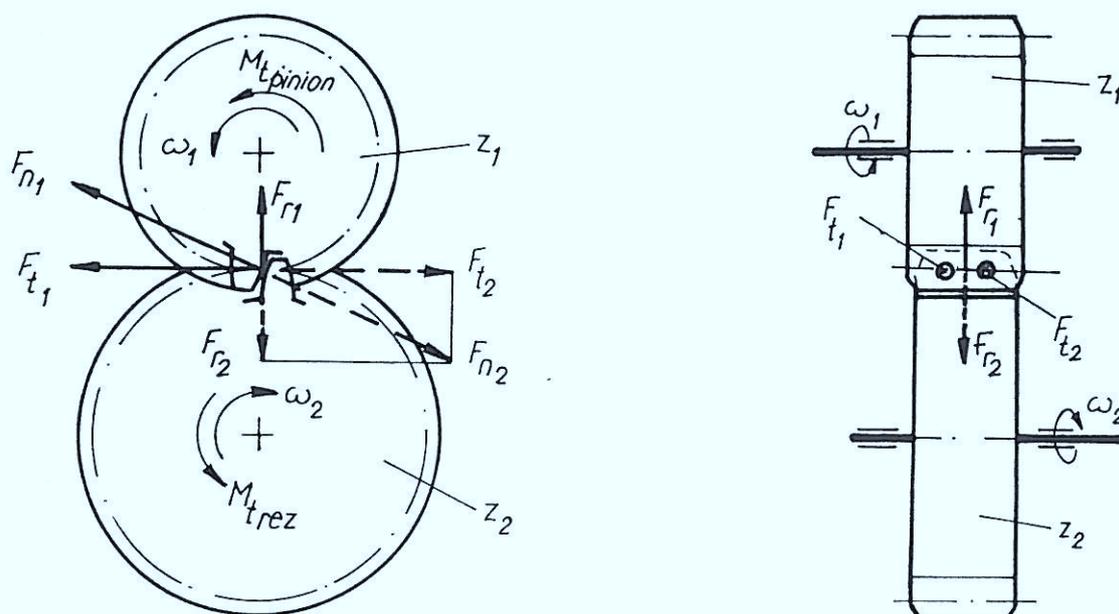


Fig. 2.5

- Forțele tangențiale -  $F_{t1}$  și  $F_{t2}$

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_{tp}}{d_1} \quad (2.40)$$

- Forțele radiale -  $F_{r1}$  și  $F_{r2}$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \quad (2.41)$$

- Forța normală pe flancul dintelui -  $F_n$

$$F_n = F_{t1} \frac{1}{\cos \alpha} = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2} \quad (2.42)$$

## 2.2.4. Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere a angrenajelor cilindrice cu dinți drepți

Condițiile de alegere a lubrifiantului sunt impuse, în primul rând, de tipul angrenajului, de regimul său cinematic și de încărcare. Pentru reductoarele cu două trepte de reducere, regimul cinematic și de încărcare este determinat de treapta lentă, iar pentru cele cu trei sau mai multe trepte, de ultimele trepte de reducere.

Pentru transmisiile deschise cu viteze periferice mai mici de 1 m/s se utilizează ca lubrifianți unsoarele consistente de uz general (U 75, U 85, U 100 STAS 562-86), iar pentru transmisiile mari (mașini pentru construcții, mașini de ridicat) se folosesc unsoare aditivate cu grafit (U 100 + 15% grafit coloidal). Unsoarele pot fi utilizate până la viteze periferice de 4 m/s, însă cu abundență de lubrifiant.

Pentru viteze periferice mai mari ale roților (4...15 m/s) se recomandă uleiurile minerale aditivate sau neaditivate. Dacă presiunea hertziană din polul angrenării nu depășește 750 MPa sau, dacă raportul  $v_a/v_{tw} < 0,3$  ( $v_a$  - viteza maximă de alunecare,  $v_{tw}$  - viteza tangențială din polul angrenării), se pot utiliza uleiuri minerale neaditivate. Dacă nu se respectă aceste condiții, se recomandă utilizarea uleiurilor minerale aditivate cu aditivi de extremă presiune (E.P).

Viscozitatea cinematică a uleiului ( $\nu_{50}$ ) la temperatura de 50°C), necesar ungerii angrenajelor cilindrice și conice, se determină în funcție de parametrul filmului de ulei  $x_u$ :

$$x_u = \frac{DF \cdot \sigma_H^2}{10^5 \nu_{tw}} \quad (2.43)$$

în care:

- $DF$  - duritatea cea mai mică a celor două flancuri în contact, exprimată în unități de duritate Vickers (în anexa 2.21 se indică corespondența dintre unitățile de duritate Vickers, Brinell și Rockwell);
- $\sigma_H$  - presiunea hertziană maximă din polul angrenării [MPa], determinată la punctul C, 2.2.5, 2.3.5, 2.4.5;
- $\nu_{tw}$  - viteza tangențială din polul angrenării [m/s]:

$$\nu_{tw} = \frac{\pi d_w n_{pm}}{60 \cdot 10^3} \quad (2.44)$$

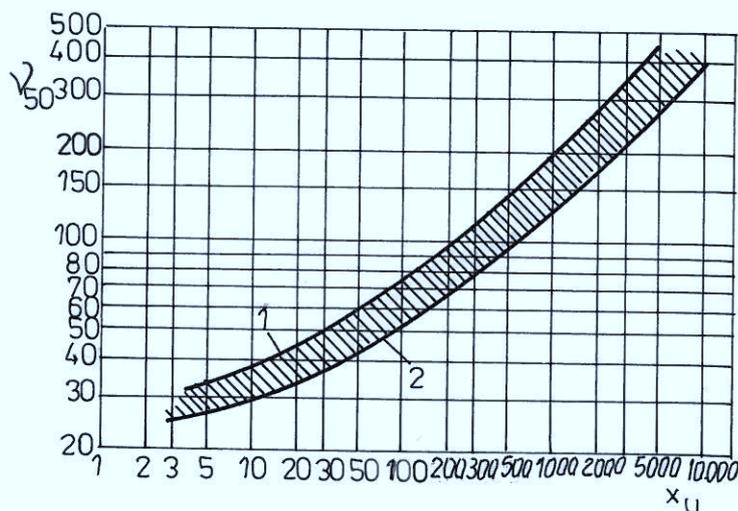


Fig. 2.6

În funcție de parametrul filmului de ulei  $x_u$  și de condițiile de funcționare ale angrenajului, se stabilește vîscozitatea necesară, cu ajutorul diagramei din fig. 2.6. Din anexa 2.22 se alege uleiul cu vîscozitatea cea mai apropiată.

Curba superioară 1 din fig.2.6 se recomandă pentru angrenaje care îndeplinesc condițiile:

- ambele roți dințate sunt executate din același oțel sau când pinionul este executat din oțel aliat cu nichel sau crom și roata din oțel călit prin CIF;
- funcționarea angrenajului în condiții de sarcini cu șocuri;
- temperatura mediului înconjurător depășește 25°C.

Curba inferioară 2 din fig.2.6 se utilizează în următoarele cazuri:

- trepte de precizie ridicate pentru angrenaj (treapta 4, 5, 6, conform STAS 6273-81);
- temperatura mediului înconjurător mai mică de 10°C;
- roțile dințate tratate termic sau termochimic.

Sistemul de ungere (modalitatea de alimentare cu lubrifiant a zonei de contact) trebuie să asigure în timpul funcționării o peliculă continuă de lubrifiant între flancurile danturii. Posibilitățile de aducere a lubrifiantului în zona de contact sunt determinate de regimul cinematic și de geometria roților, precum și de caracteristicile lubrifiantului.

Ungerea prin imersiune (cufundare) este posibilă pentru turații inferioare turației limită  $n_{lim}$ :

$$n \leq n_{lim} = 4 \cdot 10^4 \frac{\nu_{tm}}{z \delta_u (R_{z1}^2 + R_{z2}^2)} \quad (2.45)$$

în care:

- $z$  - numărul de dinți ai roții dințate imersate în ulei;
- $\delta_u$  - unghiul de "ungere" [radiani], așa cum se observă din fig. 2.7;
- $R_{z1}, R_{z2}$  - rugozitățile celor două flancuri în contact [ $\mu\text{m}$ ], în care  $R_z \approx 1,2 R_a$ ;
- $\nu_{tm}$  - vîscozitatea uleiului ales la temperatura medie de funcționare; se estimează temperatura de funcționare  $t_m = 55 - 75^\circ\text{C}$ ; dependența vîscozității de temperatură, la uleiurile de transmisii, este de forma:

$$\lg [\lg (\nu_t + 0,6)] = A - B \cdot \lg (273 + t) \quad (2.46)$$

în care:

- $\nu_t$  - vîscozitatea cinematică în [cSt] la temperatura  $t[^\circ\text{C}]$ .

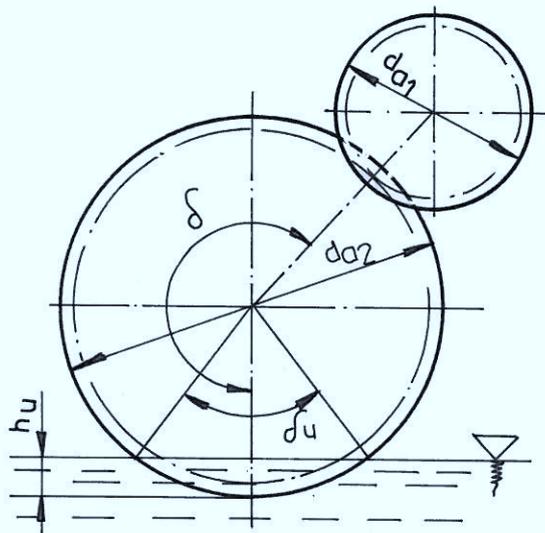


Fig.2.7

- A, B - constante ce depind de ulei. Pentru uleiurile minerale de transmisii A = 8,71, iar constanta B se va determina din relația de mai sus pentru fiecare ulei, cunoscând  $v_{50}$  din tabelul de uleiuri la temperatura de 50°C (Anexa 2.22).

Roata introdusă în baia de ulei se cufundă corespunzător unui unghi optim  $\delta_u$  [radiani] (fig.2.7) pentru o răcire și ungere eficientă:

$$\delta_u = 0,260 \cdot \sqrt{\frac{v_{tm}}{a(z-2)}} \quad (2.47)$$

$$\delta_u^{\circ} = \frac{180^{\circ}}{\pi} \delta_u \quad (2.47')$$

în care:  $\alpha$  - difuzivitatea termică a uleiului; pentru uleiurile minerale de transmisii  $\alpha = 0,08 \text{ mm}^2/\text{s}$ .

Adâncimea de imersare  $h_m$  trebuie să fie mai mare sau la limită egală cu înălțimea dintelui, unde  $d_a$  - diametrul de cap al roții imersate în ulei.

$$h_m = \frac{d_a}{2} \left( 1 - \cos \frac{\delta_u}{2} \right) \quad (2.48)$$

La reductoarele în mai multe trepte, este posibil ca, respectând unghiul de imersare optim pentru unul din angrenaje, la altele să nu ajungă nici o roată în baie. În acest caz, se recomandă pentru ungere câte o roată auxiliară din material plastic care se rotește liber pe arbore și angrenează cu una din roțile ce ar fi trebui să fie imersate în ulei.

În cazul turboangrenajelor, la care nu mai este aplicabil sistemul de ungere prin cufundare ( $n > n_{lim}$  sau  $v_{tw} > 10...15 \text{ m/s}$ ), se realizează ungerea cu jet de ulei sau cu ceață de ulei. Debitul optim de ulei  $Q_{u\text{ min}}$  [litri/min] se determină cu aproximație, astfel:

$$Q_{u\text{ min}} = 0,006 b_2 \sqrt{\frac{v_{tm}}{\alpha}} \quad (2.49)$$

în care:

- $b_2$  - lățimea danturi angrenajului [mm];
- $v_{tm}$  - vîscozitatea cinematică la temperatura medie de funcționare [cSt];
- $\alpha$  - difuzivitatea termică a uleiului ( $\alpha \approx 0,08 \text{ mm}^2/\text{s}$ ).

Pentru angrenaje puternic încărcate și cu viteze periferice mari ( $v_{tw} > 12 \text{ m/s}$ ), la care lubrifiantul are și rolul de răcire, debitul de ulei  $Q_u$  [litri/min], adus la intrarea în angrenare, se adoptă în funcție de puterea transmisă prin angrenaj  $P$  [kW], astfel:

$$Q_u = 1,25 \cdot 10^{-3} P \quad (2.49')$$

Pentru formarea peliculei de ulei pe flancurile danturii angrenajului, este necesar ca jetul de ulei să exercite o anumită presiune. Aceasta se determină în funcție de viteza periferică  $v_{tw}$  [m/s] a roților, conform tabelului 2.5.

**Tabel 2.5**

Viteza periferică $v_{tw}$ [m / s]	10	25	50	200	150
Presiunea jetului [kN / m <sup>2</sup> ]	10	100	140	180	210

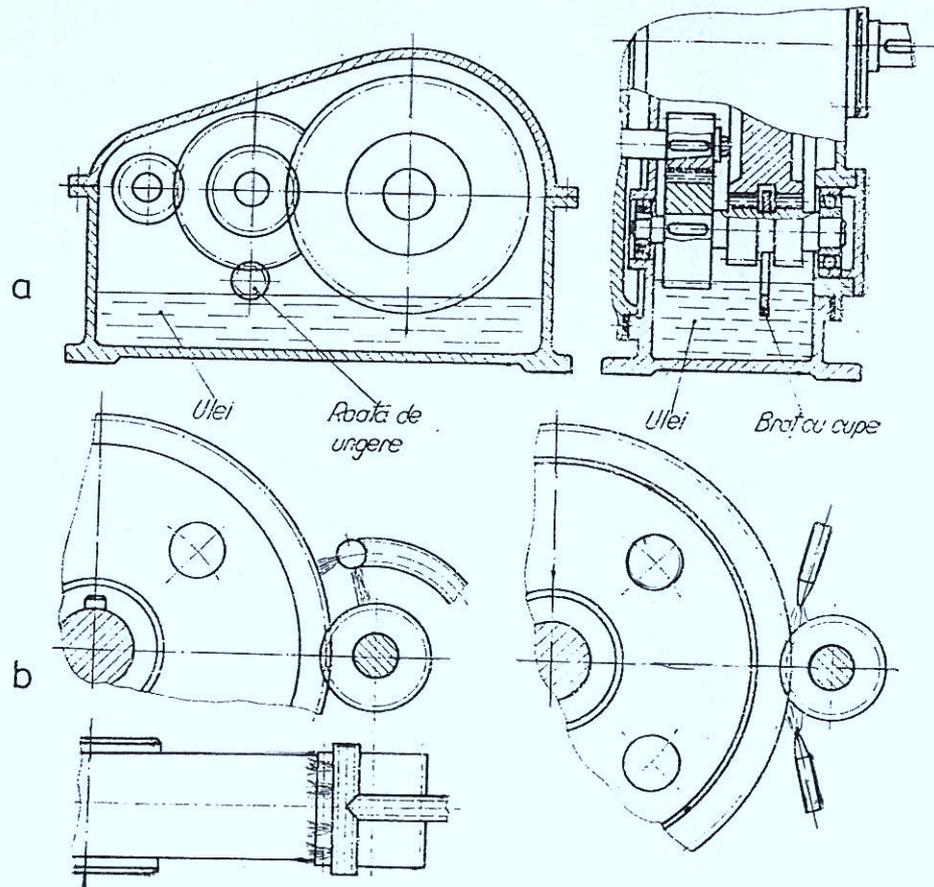


Fig. 2.8

Transmișiile mecanice cu roți dințate, funcționând la temperaturi de lucru ridicate, integrate în sisteme centralizate de ungere cu ceață de ulei, au nevoie pentru ungerea angrenajelor de o anumită "unitate de lubrificație" :  $UL = 4 b_2 (d_1 + d_2) 10^{-4}$ .

Dacă  $d_2 > 2 d_1$ , se consideră  $d_2 = 2 d_1$  ( $d_1, d_2$  - diametrele de divizare ale celor două roți). În funcție de această unitate, se alege geometria duzei de alimentare cu ceață de ulei. Poziția duzei trebuie să fie la intrarea în angrenare la maximum 25 mm de cercul de cap al danturii.

Modul de alimentare cu jet de ulei este prezentat în fig.2.8.

## 2.2.5. Verificarea de rezistență a danturii angrenajului cilindric cu dinți drepți

### A. Verificare la oboseală prin încovoiere a piciorului dintelui

Tensiunea de încovoiere de la piciorul dintelui se determină cu relația:

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_{tF1,2}}{b_{1,2} \cdot m} Y_F Y_\beta \leq \sigma_{FP1,2} \quad (2.50)$$

unde:

$$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_{Flm1,2}}{S_{FP}} Y_{N1,2} Y_S Y_X \quad (2.51)$$

unde:

- $\sigma_{F1,2}$  - tensiunea de încovoiere la oboseală la piciorul dintelui;
- $F_{tF1,2}$  - forța reală tangențială la cercul de divizare;

$$F_{tF1,2} = F_{11,2} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (2.52)$$

- $F_{t1,2}$  - forța nominală tangențială la cercul de divizare;
- $K_A$  - factorul de utilizare, din anexa 2.2;
- $K_V$  - factorul dinamic, din anexa 2.6;
- $K_{F\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii, din anexa 2.7;
- $K_{F\beta} = f(K_{H\beta})$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii, din anexa 2.8;
- $b_{1,2}$  - lățimea danturii roților;
- $m$  - modulul danturii;
- $Y_F$  - factorul de formă a dintelui, din anexa 2.9;
- $Y_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire  $Y_\varepsilon \geq 0,7$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75 / \varepsilon_\alpha \quad (2.53)$$

- $\sigma_{FP1,2}$  - tensiunea admisibilă la oboseală prin încovoiere la piciorul dintelui;
- $\sigma_{Flim1,2}$  - rezistența limită de rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din tabelul 2.3;
- $S_{FP}$  - factorul de siguranță la rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din anexa 2.10;
- $Y_{N1,2}$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11;
- $Y_{Sl,2}$  - factorul concentratorului de tensiune din zona de racordare a piciorului dintelui, din anexa 2.12;
- $Y_X$  - factorul de dimensiune, din anexa 2.13.

## B. Verificarea solicitării statice de încovoiere a piciorului dintelui la încărcare maximă

Calculul urmărește evitarea deformațiilor plastice ale dinților cu duritate mai mică de 350 HB, respectiv ruperea fragilă prin șoc a danturilor durificate superficial ( $DF \geq 350HB$ ).

Tensiunea maximă de încovoiere la piciorul dintelui este dată de relația:

$$\sigma_{Fst1,2} = \sigma_{F1,2} \frac{K_{A Max}}{K_A} \leq \sigma_{FPst1,2} = \frac{\sigma_{r1,2}}{S_{FPst}} \quad (2.54)$$

în care:

- $K_{A Max}$  - factorul de șoc maxim. Este dat de relația:

$$K_{A Max} = \frac{M_{tMaxp}}{M_{tp}} \quad (2.55)$$

- $M_{tMaxp}$  - momentul de torsiune maxim care poate apare la pornire, la oprire, sau în cazul blocării accidentale a transmisiei în timpul funcționării;
- $M_{tp}$  - momentul de torsiune nominal pe arborele pinionului;
- $\sigma_{FPst1,2}$  - tensiunea admisibilă la solicitarea statică prin șoc a piciorului dintelui;
- $\sigma_r$  - rezistența de rupere statică prin încovoiere, din tabelul 2.3;
- $S_{FPst}$  - coeficientul de siguranță la solicitarea statică prin șoc a piciorului dintelui. Se adoptă  $S_{FPst} = 2$ .

### C. Verificarea la presiune hertziană, în cazul solicitării la oboseală a flancurilor dinților (verificarea la pitting)

Tensiunea hertziană de contact de pe flancul dinților aflați în angrenare se determină în punctul de tangență al cercurilor de rostogolire (punctul C - polul angrenării).

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{t1} K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}{b_2 d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP1,2} \quad (2.56)$$

unde: "

$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{H\lim 1,2}}{S_{HP}} Z_{R1,2} Z_W Z_L Z_V Z_{N1,2} \quad (2.57)$$

unde:

- $Z_E$  - factorul modulului de elasticitate al materialului din anexa 2.14;
- $Z_H$  - factorul zonei de contact

$$Z_H = \frac{\sqrt{2}}{\cos \alpha \cdot \sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} \quad (2.58)$$

- $Z_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire

$$Z_\varepsilon = \frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} \quad (2.59)$$

- $K_{H\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii, din anexa 2.7;
- $K_{H\beta}$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii, din anexa 2.9;
- $b_2$  - lățimea minimă de contact a danturii;
- $d_1$  - diametrul cercului de divizare;
- $u$  - raportul numerelor de dinți ( $z_2 / z_1$ );
- $\sigma_{HP1,2}$  - tensiunea hertziană admisibilă la solicitarea de oboseală a flancurilor dinților;
- $S_{HP}$  - factorul de siguranță la pitting, din anexa 2.10;
- $\sigma_{H\lim 1,2}$  - rezistența limită la oboseală superficială de contact a flancurilor dinților (la pitting), din tabelul 2.3;
- $Z_{R1,2}$  - factorul rugozității flancurilor dinților, din anexa 2.15;
- $Z_W$  - factorul raportului durezzații flancurilor, din anexa 2.16;
- $Z_L$  - factorul influenței ungerii, din anexa 2.17;
- $Z_V$  - factorul influenței vitezei periferice a roților, din anexa 2.18;
- $Z_{N1,2}$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11;

Celelalte elemente din relație sunt explicate la pct. A.

### D. Verificarea la solicitarea statică de contact a flancurilor dinților

Calculul are drept scop evitarea deformațiilor plastice ale flancurilor dinților pentru danturi îmbunătățite sau normalizate, respectiv evitarea distrugerii fragile a stratului durificat la danturi cu durezzații ale flancului  $DF \geq 350$  HB (danturi durificate superficial).

Presiunea hertziană statică a flancurilor dinților la încărcarea maximă se determină tot în punctul de rostogolire C:

$$\sigma_{Hst} = \sigma_H \sqrt{\frac{K_{A\ Max}}{K_A}} \leq \sigma_{HPst1,2} \quad (2.61)$$

unde:

- $K_{A\ Max}, K_A$  - au aceeași semnificație ca la pct. B;
- $\sigma_{HP\ st1,2}$  - presiunea hertziană statică admisibilă a flancului dintelui, se alege conform recomandărilor din anexa 2.19.

### Observații:

1. Verificările la solicitările statice (pct.B și D) se recomandă a fi făcute atunci când angrenajul este integrat într-o transmisie mecanică, care funcționează cu șocuri (variații bruște ale momentului de torsiune de transmis), sau când există pericolul blocării transmisiei.

2. În cazul în care dantura angrenajului nu verifică la una din cele patru solicitări, se recomandă:

- alegerea unui material cu proprietăți fizico-mecanice mai bune;
- aplicarea unor tratamente termice sau termochimice cât mai adecvate materialului și tehnologiei de danturare;
- majorarea lățimii danturii roții  $b$ , dar cu respectarea indicațiilor din anexa 2.3, privind raportul  $b/d = \psi_d$ ;
- modificarea unor parametri geometrici și funcționali ai danturii roților care formează angrenajul, încât o serie de factori ce intervin în relațiile tensiunilor efective să aibă valori minime;
- majorarea elementelor geometrice ale angrenajului ( $a_{12}, m$ ) cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale ale roților dințate (redimensionarea angrenajului)

3. În cazul în care tensiunile efective calculate cu ajutorul relațiilor de verificare de la pct. A și C sunt mult inferioare tensiunilor admisibile (angrenajul este supradimensionat), se recomandă:

- schimbarea materialelor sau a tratamentelor, astfel încât tensiunile admisibile să nu depășească cu mai mult de 20-60% tensiunile efective;
- reducerea lățimii danturii roților dințate  $b_{1,2}$ ;
- reducerea elementelor geometrice ale angrenajului ( $a_{12}, m$ ) cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale ale roților dințate.

## 2.2.6. Elemente privind construcția roților dințate cilindrice

Forma constructivă a unei roți dințate este determinată de dimensiunile ei, de tehnologia de fabricație, de materialul din care se confecționează și de condițiile ei de funcționare.

Roțile dințate cilindrice se pot construi dintr-o bucată cu arborele sau independente de arbore (vezi anexa 2.23).

### A. Roți dințate cilindrice dintr-o bucată cu arborele

Roțile dințate se construiesc dintr-o bucată cu arborele atunci când diametrul de cap  $d_a$  este relativ apropiat de cel al arborelui.

Orientativ, se recomandă ca roata să fie făcută dintr-o bucată cu arborele, dacă  $d_a \leq 1,8 \cdot d_{arbore}$ . Din această categorie fac parte, în special, pinioanele.

## B. Roți dințate independente de arbore

Dacă diametrul de picior al roții este sensibil mai mare decât diametrul arborelui, astfel încât între piciorul danturii și canalul de pană să rămână o grosime suficientă  $S_o$ , roata se construiește independentă de arbore. Pentru roți independente de arbore se recomandă ca grosimea minimă  $S_o$  a coroanei dințate să îndeplinească una din condițiile de mai jos:

- $S_o \geq 2m$  ( $S_o \geq 2m_n$ ) pentru roți dințate din oțel;
- $S_o \geq 2,5m$  ( $S_o \geq 2,5m_n$ ) pentru roți dințate din fontă.

Separarea roții de arbore prezintă un important avantaj din punct de vedere al costului, deoarece atât roata cât și arborele pot fi construite din materialele impuse de condițiile proprii de rezistență și de funcționare. Dezavantajul constă în complicația constructivă de montare a roții pe arbore.

Roțile dințate independente de arbore se execută într-o varietate largă de soluții constructive funcție de mărimea diametrului de cap  $d_a$  al roții, de tehnologia de fabricație, de condițiile de montaj sau chiar de transport.

- Roțile dințate de construcție masivă sunt, în general, roți dințate cu diametre mici (orientativ  $d_a \leq 150$  mm). Aceste roți se execută prin strunjire din bare laminate de oțel, sau prin forjare în matriță. Uneori roțile dințate se execută în construcție masivă chiar la diametre mai mari de 150 mm.
- Roțile dințate cu disc se pot construi în patru variante tehnologice: forjare liberă, matrițare, turnare sau sudare. La roțile cu disc, diametrul de cap al danturii este relativ redus,  $d_a \leq 500$  mm.
- Roțile dințate cu spițe sunt roți de dimensiuni mari ( $d_a > 500$  mm) și se execută, în special, prin turnare. Ținând cont de dimensiunile angrenajelor folosite în reductoarele de uz general de putere mică și medie, roțile dințate cu spițe nu constituie obiect de studiu în lucrarea de față. În anexa 2.23 sunt prezentate tipurile constructive de roți dințate cilindrice utilizate frecvent în construcția reductoarelor, precum și recomandările privind elementele dimensionale.
- Roți dințate cu coroana montată fretat pe corpul roții se utilizează la dimensiuni relativ mari ( $d_a > 250 \dots 300$  mm) în scopul utilizării oțelurilor aliate și înalt aliate numai la construcția coroanei dințate, corpul roții fiind confecționat din fontă, oțel turnat sau laminat. Într-o astfel de variantă, materialul este utilizat rațional, dar tehnologia de fabricație a roții comportă o serie de operații suplimentare. Se obține astfel un preț de fabricație mai mic.
- Roți dințate în construcție sudată se utilizează la dimensiuni relativ mari. Pot fi realizate cu coroana dințată sudată prin intermediul unui disc sau a două discuri de butucul roții. O astfel de soluție impune condiții de sudabilitate pentru coroana dințată. Pentru eliminarea acestui inconvenient se poate realiza corpul roții în construcție sudată, iar coroana dințată se montează fretat.

În anexa 2.26-1 este indicat modul de întocmire a desenului de execuție pentru o roată dințată cilindrică cu dinți drepți, conform STAS 5013/2-82.

## 2.3. PROIECTAREA UNUI ANGRENAJ CILINDRIC EXTERIOR CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Calculul de proiectare a unui angrenaj cilindric cu dinți înclinați are la bază metodologia de calcul cuprinsă în STAS 12268-84 și 12223-84, particularizată condițiilor de funcționare a angrenajelor din transmisiile mecanice uzuale.

### 2.3.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului cilindric exterior cu dinți înclinați

În urma calculului de dimensionare al angrenajului se determină **distanța dintre axe**  $a_{12}$ , **modulul normal al danturii**  $m_n$ , **unghiul de înclinare a danturii**  $\beta$ , **numărul de dinți ai celor două roți dințate**  $z_1$  și  $z_2$  ce formează angrenajul și **distanța de referință dintre axe**  $a_{012}$ .

#### A. Distanța dintre axe - $a_{12}$ ( $a_{w12}$ )

Distanța minimă dintre axe se determină din condiția ca dantura angrenajului proiectat să reziste la oboseală la presiunea hertziană de contact (pitting). Relația de calcul este:

$$a_{min12} = (1+u) \sqrt[3]{\frac{K_H K_A M_{tp}}{\psi_d \sigma_{H\lim}} \cdot \frac{1+u}{u}} \quad (2.62)$$

unde:

- $K_H$  - factorul global al presiunii hertziene de contact;
  - $K_H = 80000 \dots 90000$  MPa pentru danturi nedurificate ( $D < 350$  HB);
  - $K_H = 100000 \dots 110000$  MPa pentru danturi durificate ( $DF \geq 350$  HB);
- $K_A$  - factorul de utilizare, se alege din anexa 2.2;
- $M_{tp}$  - momentul de torsiune pe arborele pinionului - în [Nmm];
- $\psi_d = b / d_1$  - raportul dintre lățimea danturii și diametrul de divizare al pinionului, se alege din anexa 2.3;
- $\sigma_{H\lim}$  - rezistența la pitting, (presiunea hertziană limită la oboseală), se adoptă odată cu materialul din care se fabrică roțile dințate [MPa];
- $u$  - raportul numerelor de dinți;
  - $u = i_{12}$  dacă raportul de transmitere  $i_{12} \geq 1$  (angrenaj reductor);
  - $u = 1/i_{12}$  dacă  $i_{12} < 1$  (angrenaj multiplicator).

În construcția reductoarelor de turație, distanța dintre axe este standardizată prin STAS 6055-82. Valorile distanțelor dintre axe standardizate sunt date în anexa 2.4. Modul de adoptare a distanței standardizate este următorul: dacă distanța dintre axe  $a_{min12}$  este cuprinsă între două valori consecutive standardizate  $a_{k,STAS}$  și  $a_{k+1,STAS}$ , adică  $a_{k,STAS} < a_{min12} \leq a_{k+1,STAS}$ , se adoptă:

$$- a_{12} = a_{k,STAS} \quad \text{dacă} \quad a_{k,STAS} < a_{min12} < 1,05 a_{k,STAS}$$

sau

$$- a_{12} = a_{k+1,STAS} \quad \text{dacă} \quad 1,05 a_{k,STAS} < a_{min12} \leq a_{k+1,STAS}$$

## B. Modulul normal al danturii roților dințate - $m_n$

Modulul normal minim al danturii roților dințate care formează angrenajul se determină din condiția ca dantura să reziste la rupere prin oboseală la piciorul dintelui. Relația de calcul a modulului normal minim este:

$$m_{n,min} = \frac{K_F K_A M_{tp}}{\psi_d a_{12}^2 \sigma_{Flim}} (1+u)^2 \quad (2.63)$$

unde:

- $K_F$  - factorul global al tensiunii de la piciorul dintelui
- $K_F = \begin{cases} 2 \dots 2,2 & \text{pentru danturi nedurificate (D < 350 HB)} \\ 1,6 \dots 1,8 & \text{pentru danturi durificate (DF \ge 36 HRC)} \end{cases}$
- $K_A, M_{tp}, \psi_d, u$  - au valorile adoptate în calculul distanței dintre axe;
- $a_{12}$  - distanța dintre axe, standardizată, calculată la punctul anterior (pct.A);
- $\sigma_{Flim}$  - rezistența limită la rupere prin oboseală la piciorul dintelui, se adoptă odată cu materialul din care se fabrică roțile dințate, în [MPa].

În construcția angrenajelor, modulul danturii este standardizat prin STAS 822-82. Gama modulilor standardizate este dată în anexa 2.4. Raționamentul de adoptare a modulului standardizat este următorul:

a) dacă  $m_{n,min} \leq 1$  mm se adoptă modulul  $m_n = 1$  mm, deoarece precizia este mai scăzută la roțile dințate care au modulul mic și diametru relativ mare;

b) dacă  $m_{n,min}$  este cuprins între două valori consecutive standardizate  $m_{K,STAS}$  și  $m_{K+1,STAS}$ , ambele mai mari de 1 mm, adică  $m_{K,STAS} < m_{n,min} \leq m_{K+1,STAS}$  se adoptă:

- $m_n = m_{K,STAS}$  dacă  $m_{K,STAS} < m_{n,min} \leq 1,05 m_{K,STAS}$  sau
- $m_n = m_{K+1,STAS}$  dacă  $1,05 m_{K,STAS} < m_{n,min} \leq m_{K+1,STAS}$ .

## C. Stabilirea unghiului de înclinare a dinților roților dințate - $\beta$

Unghiul de înclinare al danturii roților dințate se recomandă, din considerente tehnologice, să aibă o valoare întreagă, măsurată în grade. Pentru ca mașinile de danturat să nu se regleze pentru fiecare roată ce urmează a se dantura, se recomandă următoarele valori ale unghiului de înclinare:

- $\beta = 15^\circ$  ( $12^\circ$ ) - la roți dințate din materiale de îmbunătățire sau normalizate  $D < 350$  HB;
- $\beta = 10^\circ$  ( $8^\circ$ ) - la roți dințate cu danturi durificate superficial  $DF \geq 350$  HB.

## D. Calculul numărului de dinți ai roților dințate care formează angrenajul $z_1$ și $z_2$

Se determină mai întâi, din considerente geometrice și cinematice, numărul probabil de dinți ai pinionului  $z_1^*$ :

$$z_1^* = \frac{2 a_{12} \cos \beta}{m_n (1 + i_{12})} \quad (2.64)$$

unde:  $a_{12}, m_n$  și  $\beta$  au valorile adoptate la pct. A, B, și C.

Numărul de dinți  $z_1$  ai pinionului se recomandă a se alege la valoarea întreagă cea mai apropiată sau imediat mai mică decât  $z_1^*$  și trebuie, totodată, să îndeplinească condițiile:

a)  $z_1 \geq 14$ . Această condiție nu este îndeplinită întotdeauna, în special la angrenajele cu danturi durificate ( $DF \geq 350$  HB). Pentru a se îndeplini condiția ca  $z_1 \geq 14$  dinți, se majorează distanța dintre axe la

o valoare imediat superioară standardizată, se recalculează modulul normal al danturii roților (conform punctului B), dar cu distanța dintre axe majorată. Se standardizează modulul calculat, apoi se recalculează  $z_1^*$  cu relația (2.64) și se adoptă  $z_1$ . Acest ciclu se repetă, dacă este cazul, până când este îndeplinită condiția ca  $z_1 \geq 14$  dinți;

b) dacă numărul de dinți ai pinionului este cuprins între 14 și 17 dinți, se va avea în vedere ca la alegerea coeficientului deplasării specifice  $x_{n1}$  a danturii pinionului să fie îndeplinită condiția de evitare a subțierii danturii (vezi anexa 2.5, fig. 2.5.1);

c) în special, la roțile din materiale de îmbunătățire sau normalizate se obține la pinion un număr de dinți mult prea mare  $z_1^* > 25 \dots 50(80)$  dinți. În această situație, din considerente de precizie a execuției danturii, se recomandă a se adopta următoarele numere de dinți pentru pinion:

- $z_1 = z_1^*$                       dacă  $z_1 \leq 25$  dinți;
- $z_1 = 24 \dots 27$  dinți      dacă  $25 < z_1^* \leq 35$  dinți;
- $z_1 = 27 \dots 30$  dinți      dacă  $35 < z_1^* \leq 45$  dinți;
- $z_1 = 30 \dots 35$  dinți      dacă  $45 < z_1^* \leq 80$  dinți.

Odată ales numărul de dinți  $z_1$  ai pinionului, se recalculează modulul normal al danturii cu relația:

$$m_n = \frac{2 a_{12} \cos \beta}{z_1 (1 + i_{12})} \quad (2.64')$$

Modulul astfel calculat se restandardizează conform indicațiilor de la punctul B.

Fiind acum stabilit numărul de dinți ai pinionului, se determină numărul de dinți  $z_2$  ai roții conjugate:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} \quad (2.65)$$

Se recomandă, dacă este posibil, ca numerele de dinți  $z_1$  și  $z_2$  ai pinionului și respectiv ai roții conjugate să fie numere prime între ele. De aceea, de multe ori se mai adaugă sau se scade un dinte la roata conjugată  $z_2$ . Dacă la alegerea lui  $z_1$  s-a rotunjit  $z_1^*$  în minus sau în plus,  $z_2$  se va rotunji în plus, respectiv în minus, astfel încât să fie îndeplinite condițiile (2.68) și (2.70).

### E. Distanța de referință dintre axe - $a_{012}$

Distanța de referință dintre axe (distanța dintre axe, în cazul când angrenajul ar fi nedeplasat) este:

$$a_{012} = \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \quad (2.66)$$

Între distanța dintre axe standardizată  $a_{12}$  și distanța de referință dintre axe  $a_{012}$  trebuie să fie îndeplinite condițiile:

$$a_{012} \leq a_{12} \text{ (angrenaj deplasat plus)} \quad (2.67)$$

$$a_{12} - a_{012} \approx (0,1 \dots 1,3) m_n \quad (2.68)$$

Dacă nu sunt îndeplinite condițiile (2.67) și (2.68) se poate modifica:

- $z_2$  - adăugând sau scăzând un dinte la roata conjugată;
- $\beta$  - unghiul de înclinare al danturii,
- $m_n$  - modulul normal al danturii adoptând valoarea standardizată imediat superioară, dar recalculând numărul de dinți  $z_1^*$  cu relația (2.64) și reluând calculul de la punctul D și E pentru noile valori adoptate.

### Concluzii

1. În urma calculului de predimensionare al angrenajului cilindric cu dinți înclinați se stabilește:

- $a_{12} = a_{w12}$  - distanța dintre axe (standardizată);
- $m_n$  - modulul normal al danturii (standardizat);
- $\beta$  - unghiul de înclinare al danturii roților;
- $z_1, z_2$  - numărul de dinți ai pinionului și respectiv ai roții;
- $a_{012}$  - distanța de referință dintre axe (**calculată cu minim 4 zecimale exacte**).

2. Numărul de dinți  $z_1$  și  $z_2$  adoptat pentru pinion și roată trebuie astfel ales încât abaterea rapor-

tului de transmitere  $\Delta i$  să nu depășească abaterea admisibilă  $\Delta i_a$ . Pentru aceasta se calculează mai întâi raportul de transmitere efectiv:

$$i_{12ef} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.69)$$

Relația de verificare a abaterii raportului de transmitere este:

$$\Delta i = \frac{|i_{12STAS} - i_{12ef}|}{i_{12STAS}} 100\% \leq \Delta i_a \quad (2.70)$$

unde:  $\Delta i_a = 3\%$  pentru reductoare cu o treaptă de reducere;  
 $\Delta i_a = 2,5\%$  pentru reductoare cu mai multe trepte de reducere.

Dacă această condiție nu este îndeplinită, se modifică numărul de dinți ai roții conjugate sau chiar ai pinionului, cu observația că dacă se modifică și numărul de dinți ai pinionului trebuie recalculat modulul danturii, relația (2.64), restandardizat și îndeplinite condițiile (2.67) și (2.68).

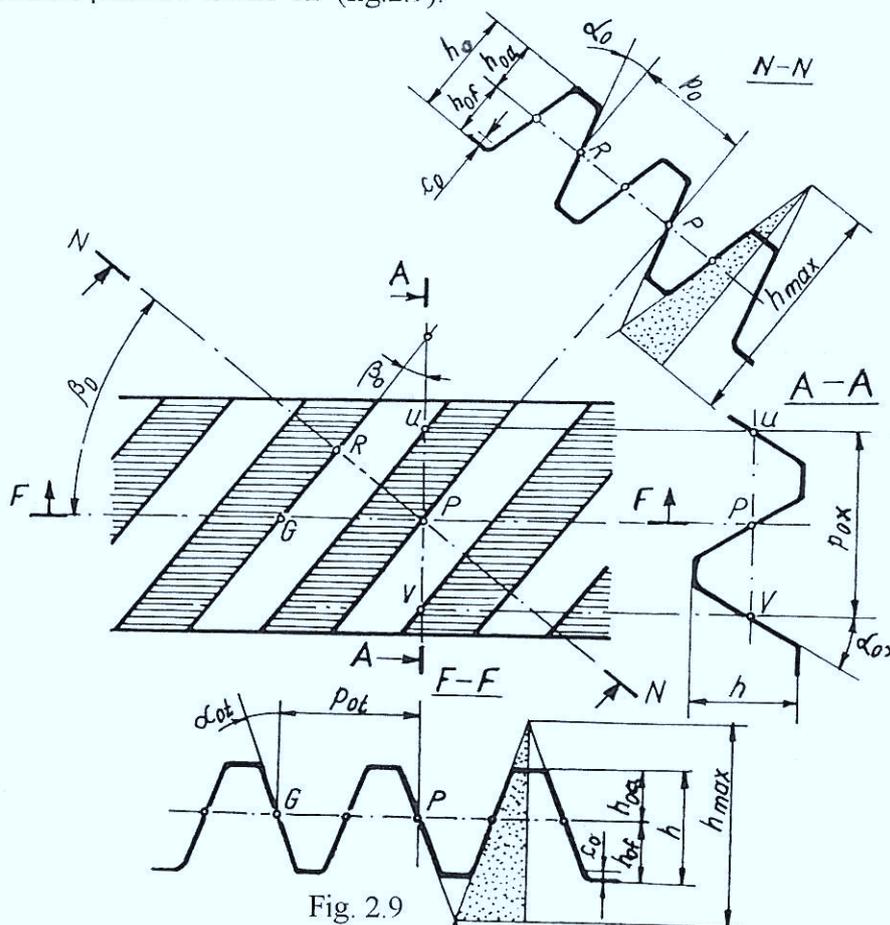
### 2.3.2. Calculul geometric al angrenajului cilindric exterior cu dinți înclinați

Elementele geometrice ale angrenajului trebuiesc calculate cu o precizie suficient de mare (minim 4 zecimale exacte).

#### A. Elementele cremalierii de referință

Dacă generarea danturii se face cu freză melc, se obțin la dantura roții elementele cremalierii de referință, care sunt standardizate prin STAS 821-82 (fig.2.9).

- $h_{oa} = m h_{oa}^*$
- $h_{of} = m h_{of}^*$
- $h_{oa} = m (h_{oa}^* + h_{of}^*)$
- $c_o = m c_o^*$
- $p_o = \pi m$
- $e_o = s_o = p_o / 2$
- $N-N$  - plan normal
- $F-F$  - plan frontal
- $A-A$  - plan axial.



- $\alpha_o = 20^\circ$  unghiul profilului de referință;
- $h_{oa}^* = 1$  coeficientul înălțimii capului de referință;
- $h_{of}^* = 1,25$  coeficientul înălțimii piciorului de referință;
- $c_o^* = 0,25$  jocul de referință la picior;
- $c_o^*_{max} = 0,35$  dacă generarea danturii se face cu roată generatoare.

### B. Calculul coeficienților deplasărilor specifice ale danturii

- Unghiul profilului danturii în plan frontal -  $\alpha_t$

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{tg \alpha_n}{\cos \beta}\right) \quad (2.71)$$

unde:

$$\alpha_n = \alpha_o = 20^\circ$$

- Unghiul de rostogolire frontal -  $\alpha_{wt}$

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_{o12}}{a_{12}} \cos \alpha_t\right) \quad (2.72)$$

- Suma deplasărilor specifice ale danturii roților în plan normal

$$x_{sn} = x_{o1} + x_{o2} = (z_1 + z_2) \frac{inv \alpha_{wt} - inv \alpha_t}{2tg \alpha_n} \quad (2.73)$$

unde:

$$inv \alpha = tg \alpha - \alpha^\circ \frac{\pi}{180^\circ} \quad (2.74)$$

- Numărul de dinți ai roților echivalente  $z_{n1}$  și  $z_{n2}$

$$z_{n1,2} = \frac{z_{1,2}}{\cos^3 \beta} \quad (2.75)$$

Repartizarea deplasărilor specifice ale profilului danturii pe cele două roți se face cu ajutorul diagramei din anexa 2.5 (fig. 2.5.2) funcție de  $z_{n1}$ ,  $z_{n2}$  și  $x_{n1} + x_{n2}$ . La alegerea coeficientului deplasării specifice a danturii pinionului trebuie avut în vedere ca deplasarea specifică să fie suficient de mare pentru a evita subțaierea danturii, dar, totodată, nu prea mare, pentru a nu apărea ascuțirea capului dinților. Având în vedere erorile de citire se recomandă să se determine din diagramă  $x_{n1}$  sau  $x_{n2}$ , cealaltă deplasare specifică, rezultând cu ajutorul relației (2.76). Deplasarea specifică a danturii pinionului poate fi calculată și cu ajutorul relațiilor din anexa 2.5.

$$x_{n2} = x_{sn} - x_{n1} = (x_{n1} + x_{n2}) - x_{n1} \quad (2.76)$$

### C. Elementele geometrice ale angrenajului (fig.2.10)

- Modulul frontal  $m_t$

$$m_t = m_n / \cos \beta \quad (2.77)$$

- Diametrele de divizare  $d_1$ ,  $d_2$

$$d_{1,2} = \frac{m_n z_{1,2}}{\cos \beta} = m_t z_{1,2} \quad (2.78)$$

- Diametrele de bază  $d_{b1}$ ,  $d_{b2}$

$$d_{b1,2} = d_{1,2} \cdot \cos \alpha_t \quad (2.79)$$

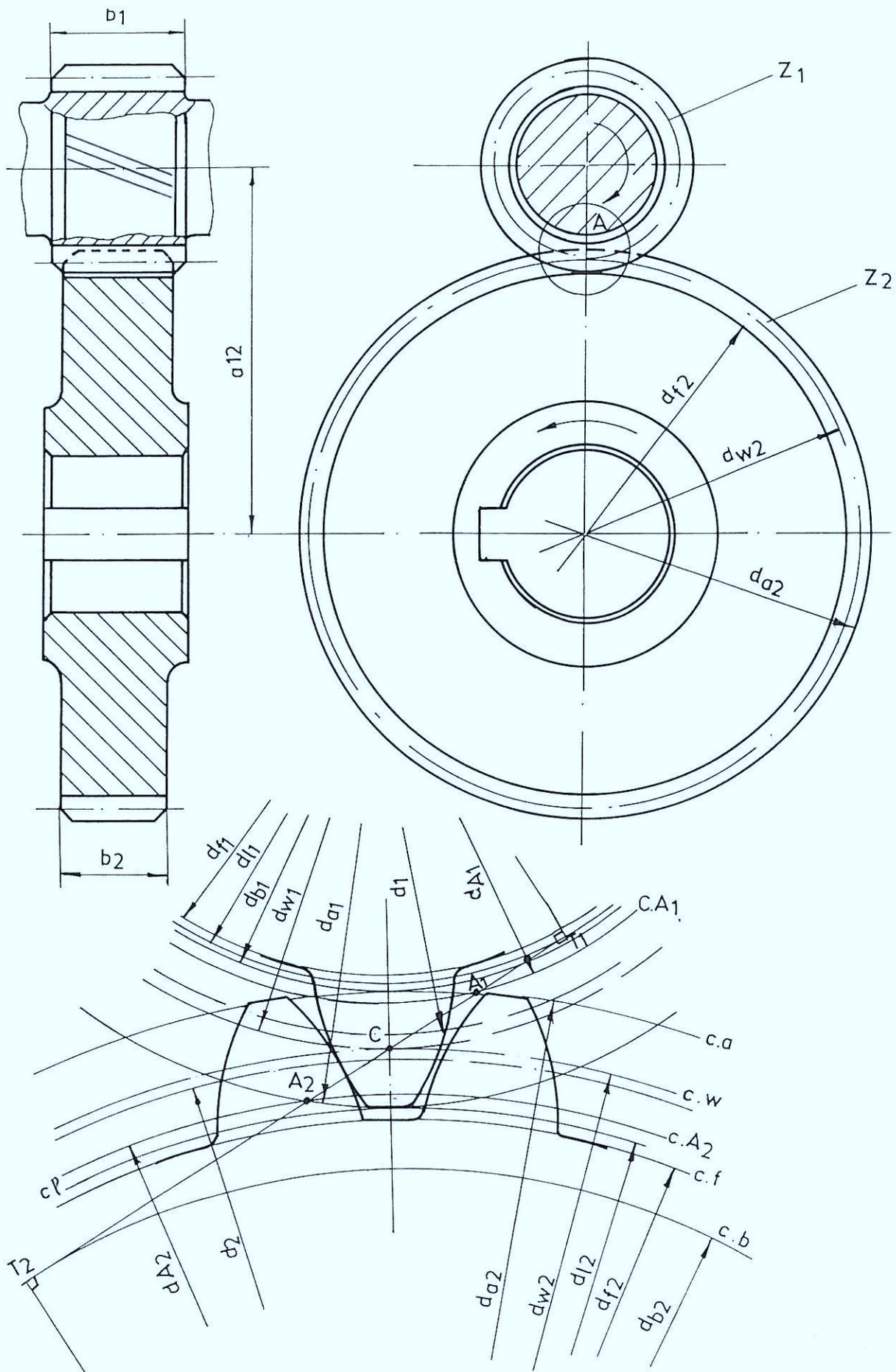


Fig. 2.10

- Diametrele de rostogolire  $d_{w1}$  și  $d_{w2}$

$$d_{w1,2} = d_{1,2} \cos \alpha_t / \cos \alpha_{wt} \quad (2.80)$$

- Diametrele de picior  $d_{f1}$  și  $d_{f2}$

$$d_{f1,2} = d_{1,2} - 2 m_n (h_{oa}^* + c_0^* - x_{n1,2}) \quad (2.81)$$

- Diametrele de cap  $d_{a1}$  și  $d_{a2}$  pot fi calculate fără asigurarea jocului la picior,  $c_{on}$ , relația (2.82). Folosind relațiile (2.83), se asigură un joc impus  $c$  la piciorul danturii:

$$d_{a1,2} = d_{1,2} + 2 m_n (h_{oa}^* + x_{n1,2}) \quad (2.82)$$

$$\begin{cases} d_{a1} = 2[a_{12} + m_n(h_{oa}^* - x_{n2})] - d_2 \\ d_{a2} = 2[a_{12} + m_n(h_{oa}^* - x_{n1})] - d_1 \end{cases} \quad (2.83)$$

**Observație:** Diametrele de cap exprimate în mm, se rotunjesc la valori cu două zecimale exacte; aceasta fiind valoarea care poate fi obținută în mod obișnuit în urma strunjirii roții.

În cazul în care diametrele de cap se calculează fără asigurarea jocului  $c_o$  de la piciorul danturii, se calculează jocul și se verifică să nu fie mai mic de  $0,1 m_n$ . Jocurile la picior sunt date de relația (2.84):

$$c_{n1,2} = a_{12} - (d_{f1,2} + d_{a2,1})/2 \geq 0,1 m_n \quad (2.84)$$

Dacă aceste condiții nu sunt îndeplinite, se procedează la scurtarea capului dintelui, astfel încât să se asigure un joc minim admisibil  $c_{na} = 0,1 m_n$ . În acest caz, diametrele de cap sunt:

$$d_{a1,2} = 2 a_{12} - d_{f2,1} - 2 c_{na} \quad (2.85)$$

- Înălțimea dinților  $h_1$  și  $h_2$

$$h_{1,2} = (d_{a1,2} - d_{f1,2}) / 2 \quad (2.86)$$

- Unghiul de presiune la capul dintelui în plan frontal  $\alpha_{at1,2}$

$$\alpha_{at1,2} = \arccos\left(\frac{d_{1,2} \cos \alpha_t}{d_{a1,2}}\right) \quad (2.87)$$

- Arcul dintelui pe cercul de cap în plan frontal  $s_{at1}$ ,  $s_{at2}$

$$s_{at1,2} = d_{a1,2} \left( \frac{\pi + 4 x_{n1,2} \operatorname{tg} \alpha_n}{2 z_{1,2}} + \operatorname{inv} \alpha_t - \operatorname{inv} \alpha_{at1,2} \right) \quad (2.88)$$

Pentru evitarea știrbirii dintelui la cap, ca urmare a ascuțirii accentuate, se recomandă:

$$\begin{cases} s_{at1,2} \geq 0,2 m_t, & \text{pentru roți din materiale de îmbunătățire} \\ s_{at1,2} \geq 0,4 m_t, & \text{pentru roți cu danturi durificate.} \end{cases}$$

Dacă aceste condiții nu sunt îndeplinite se recurge la modificarea repartiției deplasărilor specifice  $x_{n1}$  și  $x_{n2}$  sau, în cel mai rău caz, la micșorarea diametrelor de cap, cu rezerva de a verifica gradul de acoperire.

- Lățimea danturii roților  $b_1$  și  $b_2$ .

Pentru compensarea erorilor de montaj axial, lățimea pinionului se adoptă mai mare decât lățimea danturii roții. **Valorile obținute se rotunjesc în mm.**

$$b_2 = d_1 \psi_d; \quad b_1 = b_2 + (1 \dots 2) m_n \quad (2.89)$$

- Diametrele începutului profilului evolventic  $d_{\ell 1}$  și  $d_{\ell 2}$ .

Mărimea cercurilor începutului profilului evolventic este funcție de procedeul tehnologic de execuție a danturii. În cele mai frecvente cazuri, dantura roților se execută cu freze melc care au profilul cremalierii generatoare, în consecință, relația de calcul a diametrelor începutului profilului evolventic are forma:

$$d_{\ell 1,2} = d_{b1,2} \sqrt{1 + \left[ \operatorname{tg} \alpha_t - \frac{2(h_{oa}^* - x_{n1,2}) \cos \beta}{z_{1,2} \sin \alpha_t \cos \alpha_t} \right]^2} \quad (2.90)$$

- Diametrele cercurilor începutului profilului activ al flancurilor danturii roților  $d_{A1} = d_{E2}$  și  $d_{A2} = d_{E1}$

$$d_{A1,2} = \sqrt{d_{b1,2}^2 + [2 a_{12} \sin \alpha_{wt} - \sqrt{d_{a2,1}^2 - d_{b2,1}^2}]^2} \quad (2.91)$$

sau:

$$d_{A1,2} = d_{b1,2} / \cos \alpha_{tA1,2} \quad (2.91')$$

unde:

$$\alpha_{tA1,2} = \operatorname{arctg} \frac{2\pi(\varepsilon_\alpha - \varepsilon_{2,1})}{z_{1,2}} \quad (2.92)$$

Pentru a avea o angrenare corectă a celor două roți dințate, adică pentru a evita interferența danturii în procesul de angrenare, este necesar să fie îndeplinite condițiile:

$$d_{A1} \geq d_{\ell 1}, \quad d_{A2} \geq d_{\ell 2}$$

- Gradul de acoperire total -  $\varepsilon_\gamma$

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (2.93)$$

unde:  $\varepsilon_\alpha$  - gradul de acoperire al profilului în plan frontal

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2} \cos \beta}{2\pi m_n \cos \alpha_t} + \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2} \cos \beta}{2\pi m_n \cos \alpha_t} - \frac{a_{12} \sin \alpha_{wt} \cos \beta}{\pi m_n \cos \alpha_t} \quad (2.94)$$

sau

$$\varepsilon_\alpha = \frac{z_1}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_{a1} + \frac{z_2}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_{a2} - \frac{z_1 + z_2}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_{wt} \quad (2.94')$$

$\varepsilon_\beta$  - gradul de acoperire suplimentar datorat înclinării dinților

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2}{\pi m_n} \sin \beta \quad (2.95)$$

Pentru a se asigura continuitatea procesului de angrenare a celor două roți, se recomandă:

$$\varepsilon_\alpha \geq \begin{cases} 1,1 & \text{- pentru angrenaje executate în treptele de precizie 5,6,7,} \\ 1,3 & \text{- pentru angrenaje mai puțin precise (treptele 8,9,10,11)} \end{cases}$$

- Numărul minim de dinți ai pinionului  $z_{min}$

Pentru evitarea interferenței la generarea danturii se recomandă ca  $z_1 \geq z_{min}$  (condiție care este îndeplinită pentru roată, deoarece roata are mai mulți dinți decât pinionul), unde:

$$z_{min1} = \frac{2(h_{oa}^* - x_{n1,2}) \cos \beta}{\sin^3 \alpha_t} \quad (2.96)$$

#### D. Relații de calcul pentru verificarea dimensională a danturii roților dințate

Pe lângă elementele geometrice calculate anterior mai trebuie determinate spre completare unele elemente geometrice, necesare controlului dimensional al danturii roților și anume:

- lungimea (cota) peste "N" dinți -  $W_{Nn}$ ,  $W_{Nt}$  (fig.2.11);
- coarda de divizare a dintelui în plan normal -  $\bar{s}_n$  (fig.2.12.a);
- înălțimea la coarda de divizare -  $\bar{h}_{an}$  (fig.2.12.a);
- coarda constantă a dintelui în plan normal -  $\bar{s}_{cn}$  (fig.2.12.b);
- înălțimea la coarda constantă -  $\bar{h}_{cn}$  (fig.2.12.b).

La dantura înclinată se pot ivi cazuri când măsurarea cotei  $W_{Nn}$  nu poate fi efectuată din cauză că una din suprafețele de măsurare în plan normal nu poate realiza contactul cu flancul dintelui. Măsurarea este limitată de lățimea danturii roții  $b$  care nu este suficient de mare (fig.2.11.b). De aceea, măsurarea cotei  $W_{Nn}$  este condiționată de satisfacerea relației:

$$b_{1,2} \geq W_{Nn1,2} \cdot \sin \beta + 5 \text{ mm} \quad (2.97)$$

Calculul lungimii (cotei) peste dinți se face la danturile exterioare, care au module mai mici de 8 mm, deoarece la danturi cu  $m_n > 8 \text{ mm}$ , valoarea  $W_{Nn}$  rezultă atât de mare încât nu se poate măsura cu un instrument obișnuit.

Metoda de măsurare a corzii dintelui în planul normal se recomandă la măsurarea danturilor cu deplasări specifice mari, la danturi cu modulul relativ mare ( $m_n > 8 \text{ mm}$ ) sau atunci când nu poate fi măsurată cota  $W_{Nn}$ , pentru că nu este îndeplinită condiția (2.97).

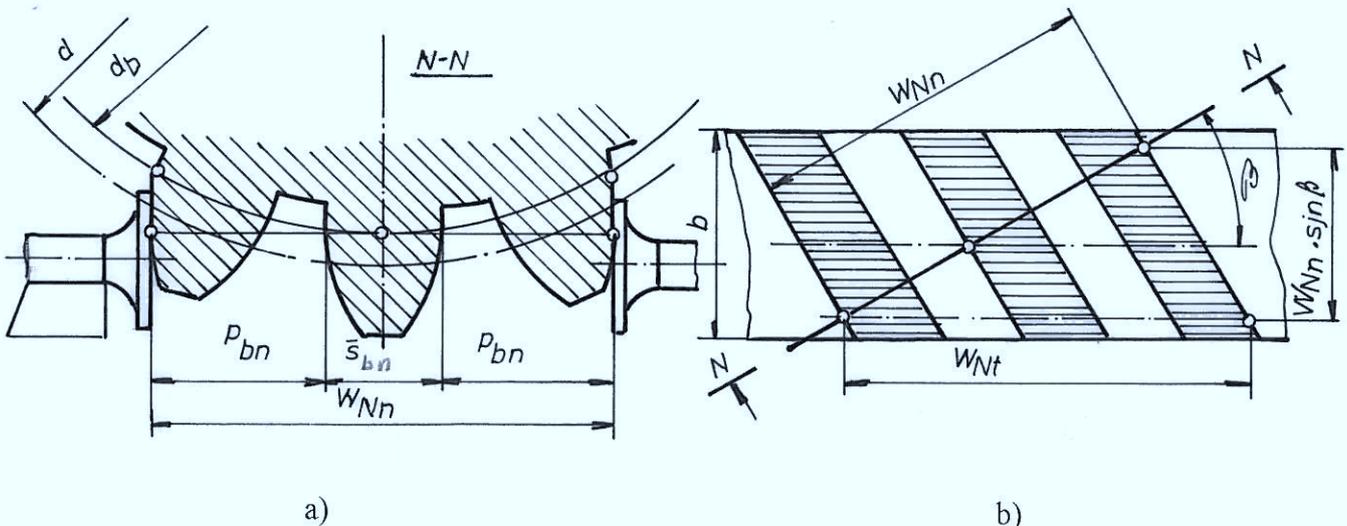


Fig. 2.11

- Lungimea (cota peste  $N$  dinți în plan normal -  $W_{Nn1,2}$ .

La roțile dințate cu dinți înclinați, cota peste  $N$  dinți se măsoară în planul normal, deoarece măsurarea în planul frontal este dificilă.

$$W_{Nn1,2} = [\pi(N_{1,2} - 0,5) + 2x_{n1,2} \operatorname{tg} \alpha_n + z_{1,2} \operatorname{inv} \alpha_n] m_n \cos \alpha_n \quad (2.98)$$

$N$  - reprezintă numărul de dinți peste care se măsoară lungimea  $W_{Nn}$  și este dat de relația (2.99).

$$N_{1,2} = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{\sqrt{(z_{1,2} + 2x_{n1,2} \cos \beta)^2 - (z_{1,2} \cos \alpha_n)^2}}{\cos \alpha_n \cos^2 \beta} - 2x_{n1,2} \operatorname{tg} \alpha_n - z_{1,2} \operatorname{inv} \alpha_n \right] + 0,5 \quad (2.99)$$

Numărul de dinți  $N$  poate fi determinat cu suficientă precizie și cu relațiile indicate la dantura dreaptă, înlocuind numărul de dinți  $z$  cu numărul de dinți ai roții echivalente  $z_n$ .

Numărul de dinți  $N$  peste care se măsoară lungimea  $W_{Nn}$  calculat cu relație de mai sus se rotunjește la valoarea întregă cea mai apropiată.

- Arcul dintelui pe cercul de divizare în plan normal -  $s_{n1,2}$

$$s_{n1,2} = m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2x_{n1,2} \operatorname{tg} \alpha_n \right) \quad (2.100)$$

- Coarda de divizare a dintelui în plan normal -  $\bar{s}_{n1,2}$

$$\bar{s}_{n1,2} = s_{n1,2} - \frac{s_{n1,2}^3}{6d_{1,2}^2} \cos^4 \beta \quad (2.101)$$

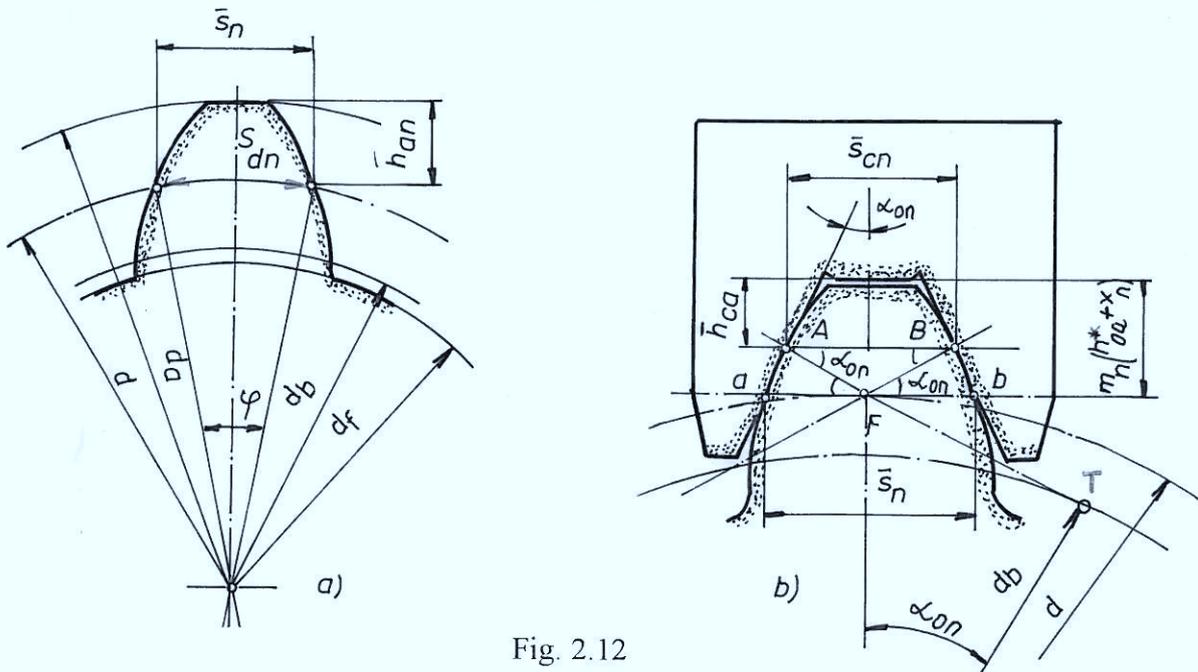


Fig. 2.12

- Înălțimea la coarda de divizare -  $\bar{h}_{an1,2}$

$$\bar{h}_{an1,2} = \frac{d_{a1,2} - d_{1,2}}{2} + \frac{s_{n1,2}^2}{4d_{1,2}} \cos^2 \beta \quad (2.102)$$

- Coarda constantă a dintelui în plan normal -  $\bar{s}_{c\ n1,2}$

$$\bar{s}_{c\ n1,2} = s_{n1,2} \cos^2 \alpha_n \quad (2.103)$$

sau

$$\bar{s}_{c\ n1,2} = m_n \left( \frac{\pi}{2} + 2 x_{n1,2} \operatorname{tg} \alpha_n \right) \cos \alpha_n \quad (2.103')$$

- Înălțimea la coarda constantă -  $\bar{h}_{c\ n1,2}$

$$\bar{h}_{c\ n1,2} = m_n \left( h_{0a}^* - \frac{\pi}{4} \sin \alpha_n \cos \alpha_n + x_{n1,2} \cos^2 \alpha_n \right) \quad (2.104)$$

sau

$$\bar{h}_{c\ n1,2} = m_n (h_{0a}^* + x_{n1,2}) - \frac{s_{n1,2}}{2} \sin \alpha_n \cos \alpha_n \quad (2.104')$$

Deoarece precizia diametrului de cap influențează mărimea înălțimii la coardă, la controlul danturii devine necesară măsurarea prealabilă a diametrului de cap și scăderea abaterii sale din dimensiunea teoretică de calcul a înălțimii la coardă.

### 2.3.3. Calculul forțelor din angrenajul cilindric cu dinți înclinați

Forțele nominale din angrenaj se determină din momentul de torsiune motor existent pe arborele pinionului. Forța normală pe dinte  $F_n$ , aplicată în punctul de intersecție al liniei de angrenare cu cercul de divizare, se descompune într-o forță tangențială  $F_t$  la cercul de divizare, o forță radială  $F_r$  la același cerc și o forță axială  $F_a$  (fig.2.13).

Întrucât pierderile de putere din angrenaj sunt mici (0,5...1,5)% , se neglijează influența lor. În consecință, forțele din angrenaj care acționează asupra celor două roți sunt egale și de sens contrar. Se consideră că aceste forțe nominale din angrenaj acționează pe cercurile de divizare ale celor două roți. Se recomandă ca în calculul acestor forțe să se utilizeze momentul de torsiune de calcul al pinionului ( $M_{tp} \cdot K_A$ ). Dacă forțele se calculează în acest mod, se va avea în vedere ca la verificarea danturii să nu se mai introducă în relațiile de verificare, încă o dată, factorul  $K_A$  (Anexa 2.2).

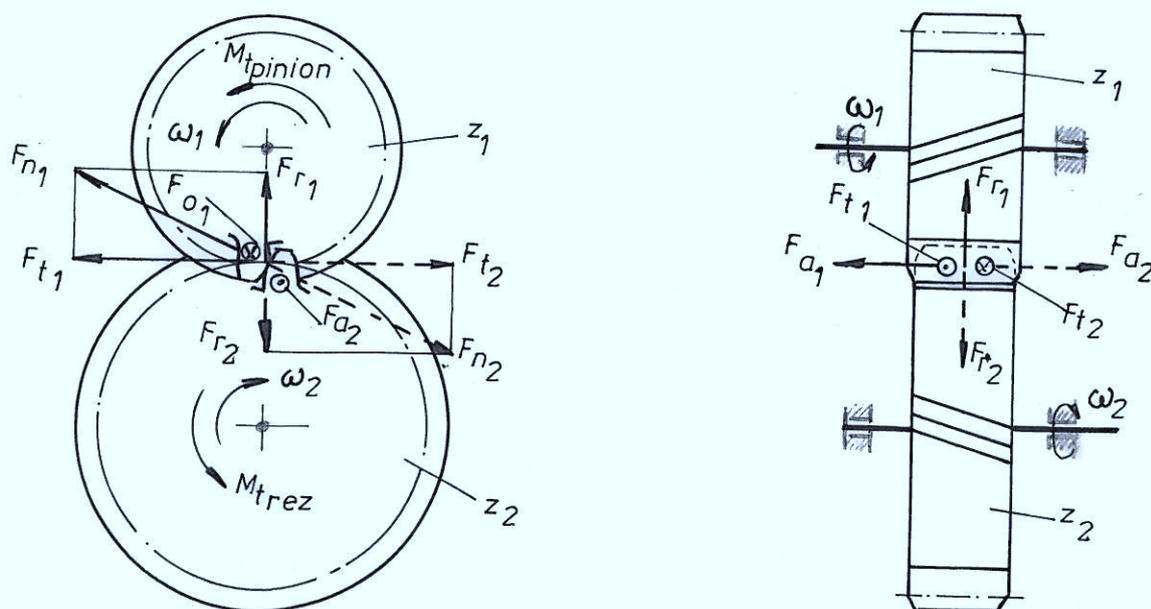


Fig. 2.13

- Forțele tangențiale -  $F_{t1,2}$

$$F_{t1} = F_{t2} = 2M_{tp} / d_1 \quad (2.105)$$

- Forțele radiale -  $F_{r1,2}$

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_n \frac{1}{\cos \beta} = F_{t1} \operatorname{tg} \alpha_t \quad (2.106)$$

- Forțele axiale -  $F_{a1,2}$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg} \beta \quad (2.107)$$

- Forța normală pe flancul dintelui -  $F_{n1,2}$

$$F_n = F_{t1} / (\cos \alpha_n \cos \beta) = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{r1}^2 + F_{a1}^2} \quad (2.108)$$

### 2.3.4. Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere a angrenajelor cilindrice cu dinți înclinați

Pentru stabilirea condițiilor de ungere, angrenajul cilindric cu dinți înclinați se echivalează, cu un angrenaj cilindric cu dinți drepecți, cu roți echivalente. Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere, necesare angrenajului cilindric cu dinți înclinați, se realizează în conformitate cu cele prezentate la punctul 2.2.4.

### 2.3.5. Verificarea de rezistență a danturii angrenajului cilindric cu dinți înclinați

#### A. Verificarea la oboseală prin încovoiere a piciorului dintelui

Tensiunea de încovoiere de la piciorul dintelui se determină cu relația:

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_{t1,2} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}}{b_{1,2} m_n} Y_{F1,2} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP1,2} \quad (2.109)$$

unde:

$$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_{Flm1,2}}{S_{FP}} Y_{N1,2} Y_{S1,2} Y_x \quad (2.110)$$

în care:

- $\sigma_{F1,2}$  - tensiunea de încovoiere la oboseală la piciorul dintelui;
- $F_{tF1,2}$  - forța reală tangențială la cercul de divizare  

$$F_{tF1,2} = F_{t1,2} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (2.111)$$
- $F_{t1,2}$  - forța nominală tangențială la cercul de divizare;
- $K_A$  - factorul de utilizare, din anexa 2.2;
- $K_V$  - factorul dinamic, din anexa 2.6;
- $K_{F\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii, din anexa 2.7;
- $K_{F\beta} = f(K_{H\beta})$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii, din anexa 2.8;
- $b_{1,2}$  - lățimea danturii roților;
- $m_n$  - modulul normal al danturii;
- $Y_{F1,2}$  - factorul de formă al dintelui, din anexa 2.9;
- $Y_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire,  $Y_\varepsilon \geq 0,7$

$$Y_{\varepsilon} = 0,25 + 0,75 / \varepsilon_{\alpha} \quad (2.112)$$

- $y_{\beta}$  - factorul înclinării danturii

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \cdot \beta^{\circ} / 120^{\circ} \geq Y_{\beta \min} \quad (2.113)$$

unde:

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_{\beta} \geq 0,75 \quad (2.113')$$

- $\sigma_{FP1,2}$  - tensiunea admisibilă la oboseală prin încovoiere la piciorul dintelui;
- $\sigma_{Flm1,2}$  - rezistența limită de rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din tabelul 2.3;
- $S_{FP}$  - factor de siguranță la rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din anexa 2.10;
- $Y_{N1,2}$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11;
- $Y_{s1,2}$  - factorul concentratorului de tensiune din zona de racordare a piciorului dintelui, din anexa 2.12;
- $Y_x$  - factorul de dimensiune, din anexa 2.13.

### B. Verificarea solicitării statice de încovoiere a piciorului dintelui la încărcarea maximă

Calculul urmărește evitarea deformațiilor plastice ale dinților cu duritate mai mică de 350 HB, respectiv ruperea fragilă prin șoc a danturilor durificate superficial ( $DF \geq 350$  HB).

Tensiunea maximă de încovoiere la piciorul dintelui este dată de relația:

$$\sigma_{Fst1,2} = \sigma_{Fl,2} \frac{K_{AMax}}{K_A} \leq \sigma_{FPst1,2} = \frac{\sigma_{Fl,2}}{S_{FPst}} \quad (2.114)$$

în care:

- $K_{AMax}$  - factorul de șoc maxim. Este dat de relația:

$$K_{AMax} = M_{tMaxp} / M_{tp}$$

- $M_{tMaxp}$  - momentul de torsiune maxim care poate apărea la pornire sau în cazul blocării accidentale a transmisiei în timpul funcționării;
- $M_{tp}$  - momentul de torsiune nominal pe arborele pinionului angrenajului;
- $\sigma_r$  - rezistența de rupere statică prin încovoiere, din tabelul 2.3;
- $S_{FPst}$  - coeficientul de siguranță la solicitarea statică prin șoc a piciorului dintelui. Se adoptă  $S_{FPst} = 2$ .

### C. Verificarea la presiune hertziană, în cazul solicitării la oboseală a flancurilor dinților (verificare la pitting)

Tensiunea hertziană de contact de pe flancul dinților aflați în angrenare se determină în punctul de tangență al cercurilor de rostogolire (punctul C - polul angrenării).

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_{\varepsilon} Z_{\beta} \sqrt{\frac{F_{t1} K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}{b_2 d_1} \frac{u+1}{u}} \leq \sigma_{HP1,2} \quad (2.115)$$

unde:

$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{Hlm1,2}}{S_{HP}} Z_{R1,2} Z_W Z_L Z_V Z_{N1,2} \quad (2.116)$$

în care:

- $Z_E$  - factorul modulului de elasticitate al materialului, din anexa 2.14;
- $Z_H$  - factorul zonei de contact;

$$Z_H = \frac{\sqrt{2 \cos \beta}}{\cos \alpha_t \sqrt{\operatorname{tg} \alpha_{wt}}} \quad (2.117)$$

- $Z_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire

$$\left. \begin{array}{l} Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{dacă } \varepsilon_\beta < 1 \\ Z_\varepsilon = \frac{1}{\sqrt{\varepsilon_\alpha}} \quad \text{dacă } \varepsilon_\beta \geq 1 \end{array} \right\} \quad (2.118)$$

- $Z_\beta$  - factorul înclinării dinților

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2.119)$$

- $F_{tH1}$  - forța reală tangențială la cercul de divizare

$$F_{tH1} = F_{t1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (2.120)$$

- $K_{H\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii, din anexa 2.7;
- $K_{H\beta}$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii, din anexa 2.9;
- $b_2$  - lățimea de contact a danturii;
- $d_1$  - diametrul cercului de divizare;
- $u$  - raportul numerelor de dinți ( $u \geq 1$ );
- $\sigma_{HP1,2}$  - tensiunea hertziană admisibilă la solicitarea de oboseală a flancurilor dinților;
- $\sigma_{Hlm1,2}$  - rezistența limită la oboseală superficială de contact a flancurilor dinților (rezistența la pitting), din tabelul 2.3;
- $S_{HP}$  - factor de siguranță la pitting, din anexa 2.10;
- $Z_{R1,2}$  - factorul rugozității flancurilor dinților, din anexa 2.15
- $Z_w$  - factorul raportului durității flancurilor din anexa 2.16;
- $Z_V$  - factorul influenței vitezei periferice a roților, din anexa 2.18;
- $Z_{N1,2}$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11.

Celelalte elemente din relație sunt explicate la pct. A.

#### D. Verificarea la solicitarea statică de contact a flancurilor dinților

Calculul are drept scop evitarea deformațiilor plastice ale flancurilor dinților, sau evitarea distrugerii fragile a stratului durificat (la danturi cu durități  $DF \geq 350$  HB).

Presiunea hertziană statică a flancurilor dinților la încărcarea maximă se determină tot în punctul de rostogolire C:

$$\sigma_{Hst} = \sigma_H \sqrt{\frac{K_{A\max}}{K_A}} \leq \sigma_{HPst1,2} \quad (2.122)$$

unde:

- $K_{A\max}$ ,  $K_A$  - au aceeași semnificație ca la pct. B;
- $\sigma_{HPst1,2}$  - presiunea hertziană statică admisibilă a flancului dintelui, din anexa 2.19.

## Observații:

1. Verificările la solicitările statice (pct. B și D) se recomandă a fi făcute atunci când angrenajul este integrat într-o transmisie mecanică care funcționează cu șocuri mari (variații bruște ale momentului de torsiune de transmis), sau când există pericolul blocării accidentale a transmisiei în timpul exploatării.

2. În cazul în care dantura angrenajului nu verifică la una din cele patru solicitări, se recomandă:

- alegerea unui material cu proprietăți fizico-mecanice mai bune;
- aplicarea unor tratamente termice sau termochimice cât mai corecte;
- majorarea lățimii danturii roților  $b_{1,2}$ , dar cu respectarea indicațiilor din anexa 2.3, privind raportul  $b/d = \psi_d$ ;
- modificarea unor parametri geometrici și funcționali ai danturii roților dințate ce formează angrenajul, astfel încât o serie de factori ce intervin în relațiile tensiunilor efective să aibă valori minime;
- majorarea elementelor geometrice ale angrenajului ( $a_{12}$ ,  $m_n$ ) cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale ale roților dințate (redimensionarea angrenajului), cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale ale roților dințate (redimensionarea angrenajului).

3. În cazul în care tensiunile efective calculate cu ajutorul relațiilor de verificare de la pct. A și C sunt mult inferioare tensiunilor admisibile (angrenajul este supradimensionat) se recomandă:

- schimbarea materialelor sau a tratamentelor, astfel încât tensiunile admisibile să nu depășească cu mai mult de 20-60% tensiunile efective;
- reducerea lățimii danturii roților dințate  $b_{1,2}$ ;
- reducerea elementelor geometrice ale angrenajului ( $a_{12}$ ,  $m_n$ ) cu recalcularea elementelor geometrice și funcționale ale roților dințate.

### 2.3.6. Elemente privind construcția roților dințate cilindrice

Forma constructivă a roților dințate cilindrice cu dinți înclinați este identică cu cea a roților dințate cilindrice cu dinți drepecți, prezentată în subcapitolul 2.2.6 și în anexa 2.23.

În anexa 2.26-2 este indicat modul de întocmire a desenului de execuție pentru o roată dințată cilindrică cu dinți înclinați, conform STAS 5013/1-82.

## 2.4. PROIECTAREA UNUI ANGRENAJ CONIC CU DINȚI DREPTI

Calculul de proiectare al unui angrenaj conic cu dinți drepti (dantura octoidală) are la bază metodologia cuprinsă în STAS 12270-84 și lucrarea TS 45-80, particularizate condițiilor de funcționare a angrenajelor conice din transmisiile mecanice uzuale.

### 2.4.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului conic cu dinți drepti

În urma calculului de dimensionare al angrenajului, se determină **diametrul cercului de divizare al pinionului  $d_1$ , modulul danturii pe conul frontal exterior  $m$  și numărul de dinți ai celor două roți dințate  $z_1$  și  $z_2$  care formează angrenajul.**

#### A. Diametrul de divizare al pinionului conic - $d_1$

Diametrul de divizare (minim) al pinionului se determină din condiția ca dantura angrenajului proiectat să reziste la oboseală la presiunea hertziană de contact (pitting), cu ajutorul relației:

$$d_{1min} = \sqrt[3]{\frac{K_H K_A M_{tp}}{\psi_R (1 - 0,5\psi_R)^2 \sigma_{Hlim}^2} \frac{I}{u}} \quad (2.123)$$

unde:

- $K_H$  - factorul global al presiunii hertziene de contact  
 $K_H = (1,6 \dots 1,8) 10^6$  MPa
- $K_A$  - factorul de utilizare, se alege din anexa 2.2;
- $M_{tp}$  - momentul de torsiune pe arborele pinionului - în [Nmm];
- $\psi_R = b/R$  - raportul dintre lățimea danturii și generatoarea conului de divizare, se alege din anexa 2.3 sau  $\psi_R = b/R = 0,25 \dots 0,33$ ;
- $\sigma_{Hlim}$  - rezistența la pitting (presiunea hertziană limită la oboseală) [MPa], se adoptă din tabelul 2.3 odată cu materialul din care se fabrică roțile dințate;
- $u$  - raportul numărului de dinți  $u \geq 1$

$$u = \begin{cases} i_{12} & \text{dacă raportul de transmitere } i_{12} \geq 1 \text{ (angrenaj reductor),} \\ 1/i_{12} & \text{dacă raportul de transmitere (angrenaj multiplicator).} \end{cases}$$

Valoarea obținută pentru diametrul de divizare se rotunjește la un număr întreg în [mm].

#### B. Modulul danturii roților dințate pe conul frontal exterior - $m$ ( $m_e$ )

Modulul danturii roților pe conul frontal exterior se determină din condiția ca dantura să reziste la rupere prin oboseală la piciorul dintelui. Relația de calcul a modulului minim pe conul frontal exterior este:

$$m_{min} = \frac{K_F K_A M_{tp}}{\psi_R d_1^2 (1 - 0,5\psi_R)^2 \sigma_{Flim}} \frac{I}{\sqrt{u^2 + 1}} \quad (2.124)$$

unde:

- $K_F$  - factorul global al tensiunii de la piciorul dintelui;
 
$$\left| \begin{array}{l} K_F = 22 \dots 24 \text{ pentru danturi nedurificate (D < 350 HB)} \\ K_F = 18 \dots 20 \text{ pentru danturi durificate (DF} \geq 350 \text{ HB)} \end{array} \right.$$
- $K_A, M_{Tp}, \psi_R = b/R, u$  - au valorile adoptate în calculul diametrului de divizare;
- $d_1$  - diametrul de divizare al pinionului pe conul frontal exterior este  $d_{1min}$  rotunjit în mm;
- $\sigma^{Flim}$  - rezistența limită la rupere prin oboseală la piciorul dintelui [MPa] se adoptă odată cu materialul din care se fabrică roțile dințate, din tabelul 2.3.

În construcția angrenajelor conice cu dinți drepecți, modulul danturii pe conul frontal exterior este standardizat prin STAS 822-82. Gama modulilor standardizate este dată în anexa 2.4. Raționamentul de adoptare a modulului standardizat este următorul:

- dacă  $m_{min} \leq 1$  mm, se adoptă modulul  $m = 1$  mm, pentru că nu se obține o precizie suficientă la roțile dințate de modul mic și de diametru relativ mare;
- dacă  $m_{min}$  este cuprins între două valori consecutive standardizate  $m_{k STAS}$  și  $m_{k+1 STAS}$ , ambele mai mari de 1 mm, adică  $m_{k STAS} < m_{min} \leq m_{k+1 STAS}$ , se adoptă:
  - $m = m_{k STAS}$ , dacă  $m_{k STAS} < m_{min} \leq 1,05 m_{k STAS}$  sau
  - $m = m_{k+1 STAS}$ , dacă  $1,05 m_{k STAS} < m_{min} \leq m_{k+1 STAS}$ .

### C. Calculul numărului de dinți ai roților dințate $z_1$ și $z_2$

Se determină mai întâi, din considerente geometrice, numărul necesar de dinți ai pinionului conic:

$$z_1^* = d_1 / m \quad (2.125)$$

unde:

- $d_1$  - diametrul de divizare al pinionului conic, adoptat la punctul A;
- $m$  - modulul danturii roților dințate pe conul frontal exterior adoptat la punctul B.

Numărul de dinți ai pinionului conic se recomandă a se alege la valoarea întregă imediat mai mare decât  $z_1^*$ . Totodată, la alegerea numărului de dinți ai pinionului trebuie să se aibă în vedere atât condițiile tehnologice cât și cele de rezistență și de durabilitate ale angrenajului conic.

Firmele producătoare de mașini de danturat au întocmit recomandări pentru alegerea numărului de dinți ai pinionului și, respectiv, ai roții, în funcție de raportul de transmitere (vezi tabelul 2.6 și tabelul 2.7).

Pentru rapoarte de transmitere normale ( $1 \leq i_{12} \leq 5$ ), în general se recomandă ca  $z_1$  să fie mai mare de 12...14 dinți.

În cazul când nu sunt îndeplinite condițiile de mai sus, se majorează diametrul de divizare al pinionului conic, se recalculează modulul danturii pe conul frontal exterior (conform punctului B), se standardizează modulul astfel calculat, apoi se calculează  $z_1^*$  și se adoptă  $z_1$ . Acest ciclu se repetă, dacă este cazul, până când numărul de dinți  $z_1$  ai pinionului va îndeplini condițiile din tabelul 2.7.

**Tabel 2.6**

Unghiul profilului de referință $\alpha_0$	Nr. de dinți ai pinionului $z_1$	Nr. minim de dinți ai roții $z_2$	Raportul de transmitere minim $i_{12min}$
20°	13	30	2,31
	14	20	1,43
	15	17	1,13
	16	16	1,00

În special, la angrenajele fabricate din materiale de îmbunătățire sau normalizate se obține, de obicei, la pinion un număr de dinți mult prea mare. În această situație, se recomandă să se aleagă pentru numărul de dinți ai pinionului valori la limita superioară, recomandate în tabelul 2.7. Odată ales numărul de dinți  $z_1$ , se recalculează modulul danturii pe conul frontal exterior cu relația:

$$m = d_1 / z_1 \quad (2.126)$$

Modulul, astfel calculat, se restandardizează conform indicațiilor de la punctul B.

**Tabel 2.7**

Raportul de transmitere $i_{12}$	1	2	3	4	5	6,3
Nr. minim de dinți $z_1$	18...40	15...30	12...23	10...18	8...14	6...14

**Observație:** Se recomandă valorile numărului de dinți de la limita superioară pentru roți conice din materiale de îmbunătățire ( $D < 350$  HB) iar, pentru roți conice cu danturi durificate, valorile de la limita inferioară.

Fiind acum stabilit numărul de dinți ai pinionului, se determină numărul de dinți  $z_2$  ai roții conjugate cu relația:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} \quad (2.127)$$

Se recomandă, dacă este posibil, ca numărul de dinți  $z_1$  și  $z_2$  ai pinionului și, respectiv, ai roții conjugate să fie numere prime între ele. De aceea, de multe ori se mai adaugă sau se scade un dinte la roata conjugată.

Numărul de dinți  $z_1$  și  $z_2$ , adoptați pentru pinion și roată trebuie astfel ales încât abaterea raportului de transmitere  $\Delta i$  să nu depășească abaterea admisibilă  $\Delta i_a$ , unde:

$$\begin{cases} \Delta i_a = 3\% & \text{pentru reductoare de turație într-o treaptă de reducere;} \\ \Delta i_a = 2,5\% & \text{pentru reductoare în mai multe trepte de reducere.} \end{cases}$$

Pentru aceasta, se calculează mai întâi raportul de transmitere efectiv:

$$i_{1,2\text{ef}} = z_2 / z_1 \quad (2.128)$$

unde:

-  $z_1$  și  $z_2$  - numărul de dinți adoptați pentru pinion și roată.

Relația de verificare a abaterii raportului de transmitere este

$$\Delta i = \left| \frac{i_{12\text{STAS}} - i_{12\text{ef}}}{i_{12\text{STAS}}} \right| 100\% \leq \Delta i_a \quad (2.129)$$

Dacă această condiție nu este îndeplinită, se modifică numărul de dinți ai roții conjugate sau chiar ai pinionului, cu observația că, dacă se modifică și numărul de dinți ai pinionului, trebuie recalculat modulul danturii și restandardizat.

### Concluzii:

1. În urma calculului de predimensionare al angrenajului conic cu dinți dreپți se stabilește:

$m$  - modulul danturii pe conul frontal exterior

$z_1, z_2$  - numărul de dinți ai pinionului și, respectiv, ai roții.

2. Diametrul de divizare calculat la punctul A servește numai pentru stabilirea modulului danturii pe

conul frontal, corelat cu numărul de dinți ai pinionului. În final, diametrul de divizare al pinionului, obținut cu relația (2.131), trebuie să fie mai mare sau egal decât diametrul de divizare, calculat la pct. A.

## 2.4.2. Calculul geometric al angrenajului conic cu dinți drepecți

Relațiile de calcul ale elementelor geometrice ale angrenajului conic sunt stabilite pentru roți cu axele de rotație perpendiculare ( $\Sigma = 90^\circ$ ).

Elementele geometrice ale angrenajului trebuiesc calculate cu o precizie suficient de mare (**minim 4 zecimale exacte**).

### A. Elementele roții plane de referință

Elementele roții plane de referință sunt standardizate prin STAS 6844-80 (fig.2.14).

- $\alpha_o = 20^\circ$  unghiul profilului de referință;
- $h_{oa}^* = 1$  coeficientul înălțimii capului de referință;
- $h_{of}^* = 1,2$  coeficientul înălțimii piciorului de referință;
- $c_o^* = 0,2$  jocul de referință la picior;

Elementele roții plane de referință sunt impuse de tehnologia de execuție (de particularitățile mașinii de danturat). Există, astfel, mașini de danturat Gleason, la care se poate obține unghiul profilului de referință  $\alpha_o = 14^\circ 30'$ , iar coeficientul jocului de referință la picior  $c_o^* = 0,188$ . Pentru mașini de danturat Heidenreich-Harbeck, Bilgram, Reinecker, coeficientul jocului de referință la picior este  $c_o^* = 0,1236$ .

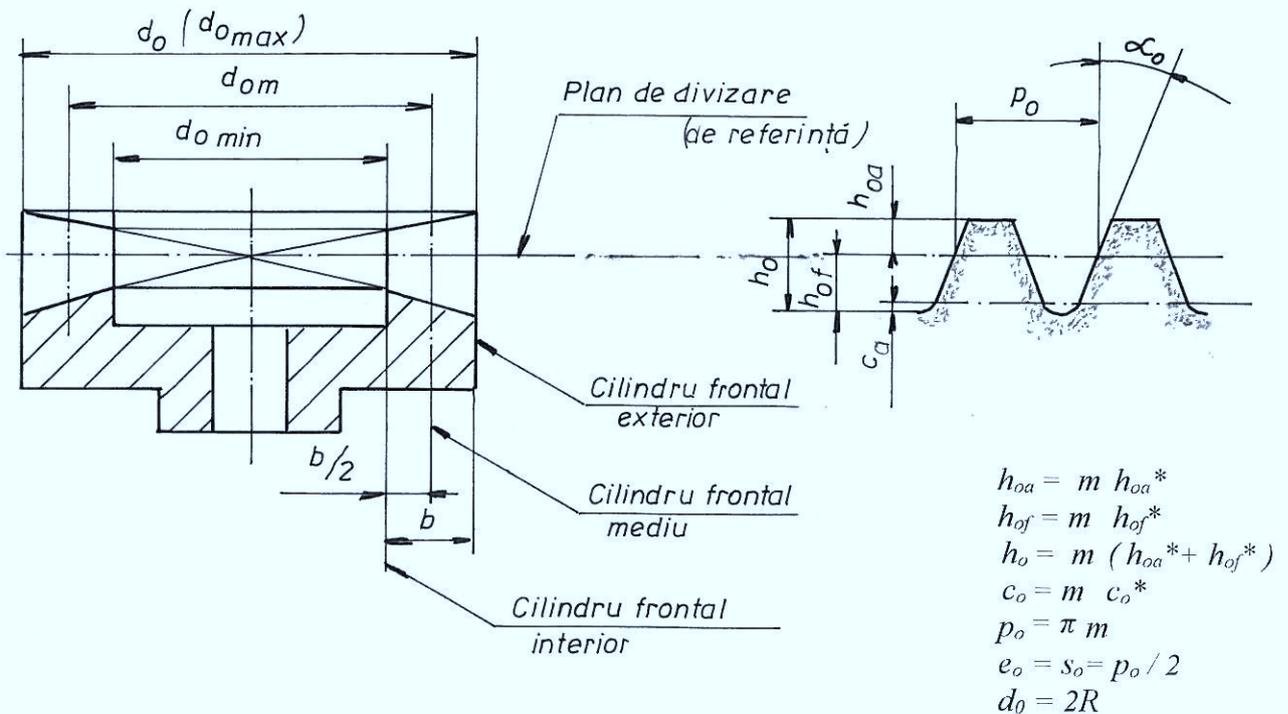


Fig. 2.14

### C. Calculul deplasărilor specifice ale danturii

La angrenajele conice deplasările de profil pot fi atât radiale  $x_r$ , cât și tangențiale  $x_t$ . Coeficienții deplasărilor specifice ale profilelor danturii sunt recomandați a fi aleși în funcție de raportul de transmitere. Se recomandă deplasări care să conducă la un angrenaj zero deplasat.

**Tabel 2.8**

Raportul de transmitere $i_{12}$	$x_r$	Raportul de transmitere $i_{12}$	$x_r$	Raportul de transmitere $i_{12}$	$x_r$
1,25...1,27	0,17	1,52...1,55	0,27	2,16...2,27	0,37
1,27...1,29	0,18	1,56...1,60	0,28	2,27...2,41	0,38
1,29...1,31	0,19	1,60...1,65	0,29	2,41...2,58	0,39
1,31...1,33	0,20	1,65...1,70	0,30	2,58...2,78	0,40
1,33...1,36	0,21	1,70...1,76	0,31	2,78...3,05	0,41
1,36...1,39	0,22	1,76...1,82	0,32	3,05...3,41	0,42
1,39...1,42	0,23	1,82...1,89	0,33	3,41...3,94	0,43
1,42...1,45	0,24	1,89...1,97	0,34	3,94...4,82	0,44
1,45...1,48	0,25	1,97...2,06	0,35	4,82...6,81	0,45
1,48...1,52	0,26	2,06...2,16	0,36	6,81...	0,46

Deplasările specifice radiale ale profilului danturii  $x_{r1}$  și  $x_{r2}$  se adoptă funcție de raportul de transmitere  $i_{12}$  din tabelul 2.8 (conform recomandărilor firmei Gleason), sau din tabelul 2.9 (conform firmei ENIMS), funcție de numărul de dinți ai pinionului  $z_1$  și de raportul de transmitere  $i_{12}$ . Ambele firme recomandă:

$$x_{r1} = -x_{r2} \quad \text{unde} \quad x_{r1} \geq 0$$

**Tabel 2.9**

#### Deplasări specifice radiale ( $x_{r1} = -x_{r2}$ )

Nr. de dinți $z_1$	Raportul de transmitere $i_{12}$											
	1,00	1,05	1,10	1,15	1,20	1,30	1,40	1,60	2,00	3,00	5,00	> 6
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	0,52	0,55	0,57
13	-	-	-	-	-	-	-	-	0,46	0,50	0,53	0,54
14	-	-	-	-	-	-	-	0,38	0,43	0,48	0,51	0,52
15	-	-	-	-	-	0,20	0,30	0,36	0,41	0,47	0,49	0,50
18	0	0,05	0,09	0,11	0,15	0,18	0,26	0,32	0,37	0,43	0,45	0,46
20	0	0,05	0,08	0,10	0,13	0,16	0,23	0,30	0,35	0,40	0,43	0,44
25	0	0,04	0,06	0,09	0,11	0,13	0,20	0,26	0,30	0,35	0,37	0,38
30	0	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,18	0,22	0,26	0,31	0,33	0,35
40	0	0,03	0,05	0,07	0,08	0,09	0,14	0,18	0,21	0,25	0,28	-

**Tabel 2.9 (continuare)**

**Deplasări specifice tangențiale ( $x_{t1} = -x_{t2}$ )**

Nr. de dinți $z_1$	Raportul de transmitere $i_{12}$								
	1,00	1,50	2,00	2,50	3,00	4,00	5,00	7,00	9,00
12	-	-	-	0,09	0,14	0,17	0,21	0,26	0,29
15	0	0,02	0,04	0,09	0,13	0,16	0,20	0,25	0,28
20	0	0,02	0,05	0,07	0,12	0,15	0,19	0,24	0,26
25	0	0,02	0,05	0,07	0,11	0,15	0,18	0,24	0,25
30	0	0,02	0,05	0,07	0,11	0,14	0,17	0,23	0,25
40	0	0,02	0,05	0,07	0,11	0,13	0,16	-	-

Deplasările specifice tangențiale ale profilului danturii  $x_{t1}$  și  $x_{t2}$  sunt considerate nule ( $x_{t1} = x_{t2} = 0$ ) de către firma Gleason (vezi tabelul 2.8).

Firma ENIMS recomandă deplasări specifice tangențiale  $x_{t1} > 0$ . Astfel, în tabelul 2.9 sunt recomandate deplasările specifice tangențiale funcție de raportul de transmitere  $i_{12}$  și de numărul de dinți ai pinionului. Se recomandă totodată ca  $x_{t1} = -x_{t2}$ , unde  $x_{t1} > 0$ .

#### D. Elementele geometrice ale angrenajului (fig.2.15)

- Semiunghiurile conurilor  $\delta_{1,2}$

$$\left| \begin{array}{l} \delta_1^o = \arctg(z_1 / z_2) \\ \delta_2^o = 90^o - \delta_1^o \end{array} \right. \quad (2.130)$$

- Diametrul de divizare  $d_{1,2}$

$$d_{1,2} = m z_{1,2} \quad (2.131)$$

- Lungimea exterioară a generatoarei conurilor de divizare  $R$

$$R = R_1 = R_2 = d_1 / (2 \sin \delta_1) = d_2 / (2 \sin \delta_2) \quad (2.132)$$

- Lățimea danturii roților  $b_{1,2}$

$$b = b_1 = b_2 = (0,25 \dots 0,33)R \quad (\text{conform firmei Gleason}) \quad (2.133)$$

$$\text{sau} \quad b \leq R / 3 \quad (2.133')$$

Valoarea obținută pentru lățimea danturii se rotunjește la o valoare întreagă în milimetri.

- Diametrele de divizare medii  $d_{m1,2}$

$$d_{m1,2} = d_{1,2} - b \cdot \sin \delta_{1,2} \quad (2.134)$$

- Modulul mediu al danturii  $m_m$

$$m_m = d_{m1,2} / z_{1,2} \quad (2.135)$$

- Numărul de dinți ai roții plane de referință  $z_0$

$$z_0 = z_1 / \sin \delta_1 = z_2 / \sin \delta_2 \quad (2.136)$$

- Înălțimea capului dintelui  $h_{a1,2}$

$$h_{a1,2} = m (h_{oa}^* + x_{r1,2}) \quad (2.137)$$

- Înălțimea piciorului dintelui  $h_{f1,2}$

$$h_{f1,2} = m (h_{of}^* + c_o^* - x_{r1,2}) = m (h_{of}^* - x_{r1,2}) \quad (2.138)$$

- Înălțimea dintelui  $h$

$$h_1 = h_2 = h_{a1} + h_{f1} = f_{a2} + h_{f2} \quad (2.139)$$

- Unghiul capului dintelui  $\theta_{a1,2}$

$$\theta_{a1,2} = \arctg(h_{a1,2}/R) \quad (2.140)$$

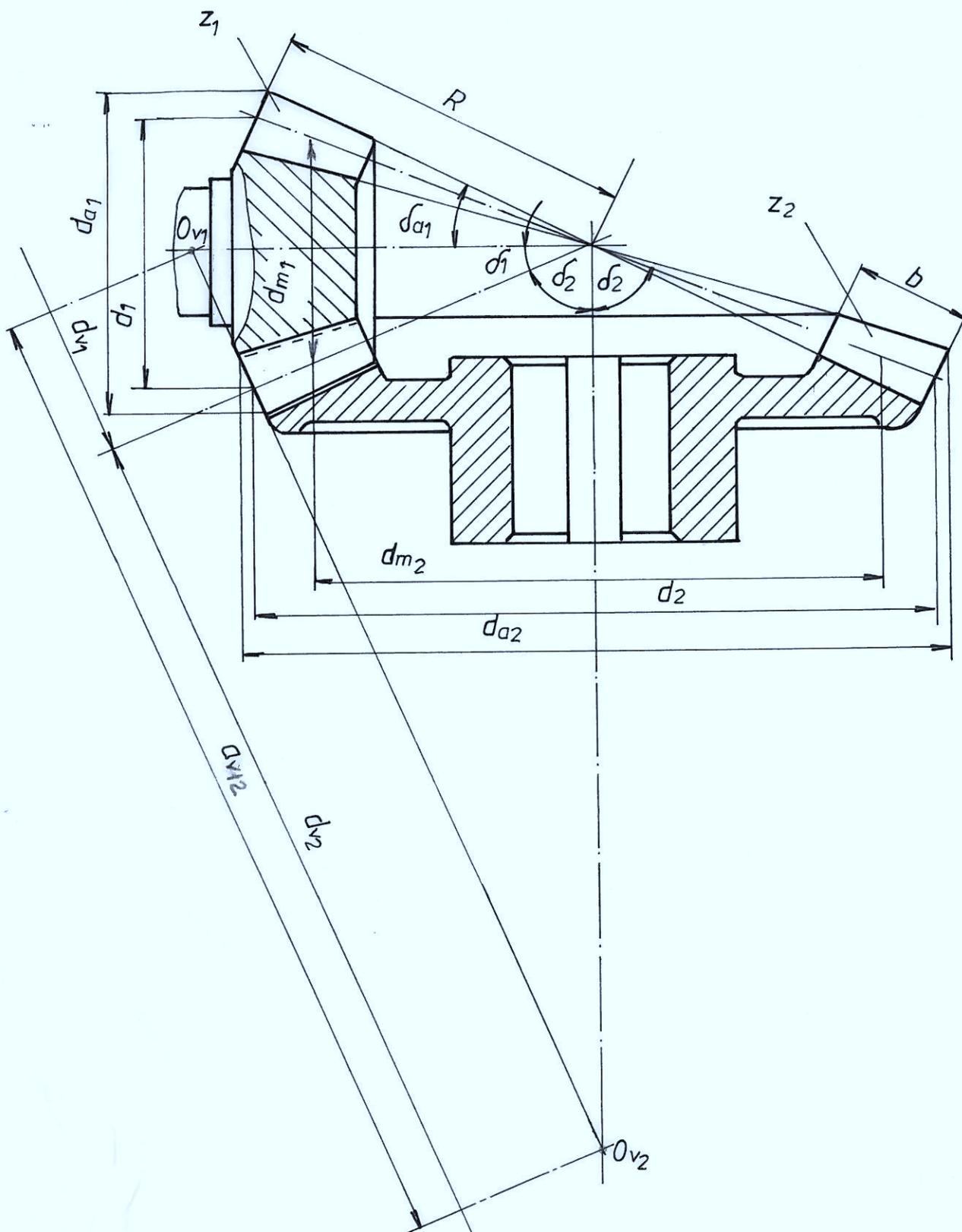


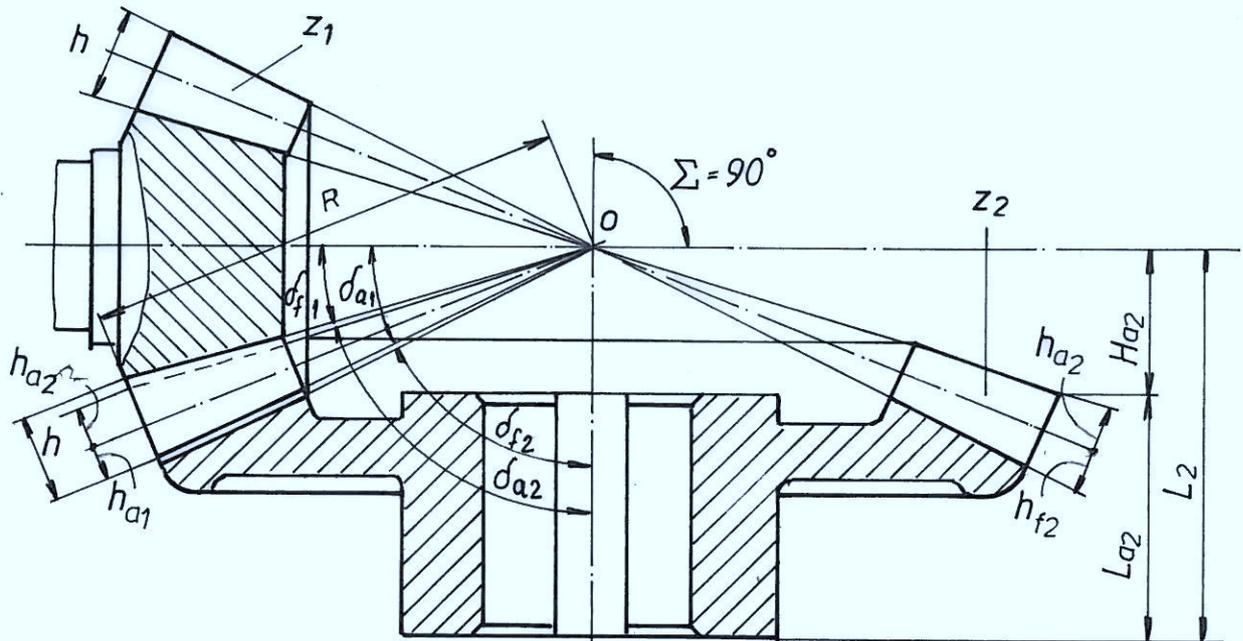
Fig. 2.15

- Unghiul piciorului dintelui  $\theta_{f1,2}$

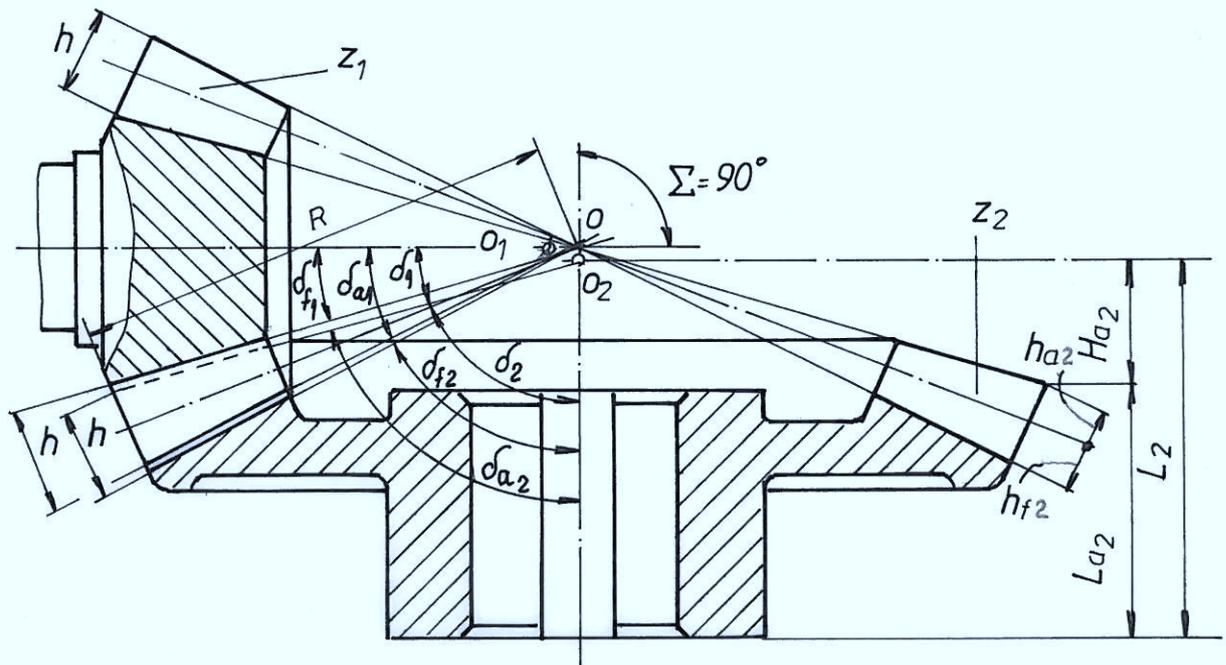
$$\theta_{f1,2} = \arctg (h_{f1,2}/R)$$

(2.141)

- Unghiul conului de cap  $\delta_{a1,2}$



a)



b)

Fig. 2.16

Unghiul conului de cap se calculează în una din următoarele variante:

a) pentru angrenaj conic cu joc la picior variabil (fig.2.16.a)

$$\delta_{a1,2} = \delta_{i,2} + \theta_{a1,2}$$

(2.142)

b) pentru angrenaj conic cu joc la picior constant (fig.2.16.b):

$$\delta_{a1,2} = \delta_{l,2} + \theta_{f2,1} \quad (2.143)$$

**Observație:**

Din considerente funcționale și de montaj se recomandă a se proiecta angrenaje conice cu joc la picior constant.

- Unghiul conului de picior  $\delta_{f1,2}$

$$\delta_{f1,2} = \delta_{l,2} - \theta_{f1,2} \quad (2.144)$$

- Diametrele de cap  $d_{a1,2}$

$$d_{a1,2} = d_{l,2} + 2h_{a1,2} \cos \delta_{l,2} \quad (2.145)$$

- Diametrele de picior  $d_{f1,2}$

$$d_{f1,2} = d_{l,2} - 2h_{f1,2} \cos \delta_{l,2} \quad (2.146)$$

- Înălțimea exterioară a conului de cap  $H_{a1,2}$  se calculează pentru angrenaj conic cu joc la piciorul danturii variabil, cu relația (2.147) iar pentru angrenaj conic cu joc la piciorul danturii constant, cu relația (2.147').

$$H_{a1,2} = \frac{d_{a1,2}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{a1,2} \quad (2.147)$$

$$H_{a1,2} = \frac{d_{l,2}}{2} \operatorname{ctg} \delta_{l,2} - h_{a1,2} \sin \delta_{l,2} \quad (2.147')$$

- Distanțele de așezare ale roților conice  $L_{1,2}$

$$L_{1,2} = H_{a1,2} + L_{a1,2} \quad (2.148)$$

unde distanțele  $L_{a1}$  și  $L_{a2}$  se adoptă constructiv din desenul angrenajului conic proiectat, așa cum rezultă din figura 2.16.

- Arcul de divizare al dintelui  $s_{l,2}$

$$s_{l,2} = m (0,5 \pi + 2x_{r1,2} \operatorname{tg} \alpha + x_{t1,2}) \quad (2.149)$$

- Unghiul de presiune la capul exterior al dintelui pe conul frontal exterior  $\alpha_{a1,2}$

$$\alpha_{a1,2} = \arccos \left( \frac{d_{l,2}}{d_{a1,2}} \cos \alpha \right) \quad (2.150)$$

unde  $\alpha = \alpha_0 = 20^\circ$

- Arcul de cap exterior al dintelui  $s_{a1,2}$

$$s_{a1,2} = d_{a1,2} \left( \frac{s_{l,2}}{d_{l,2}} - \frac{\operatorname{inv} \alpha_{a1,2} - \operatorname{inv} \alpha}{\cos \delta} \right) \quad (2.151)$$

unde

$$\operatorname{inv} \alpha = \operatorname{tg} \alpha - \alpha^\circ \pi / 180^\circ.$$

Pentru evitarea știrbirii dintelui la vârful se recomandă  $s_{a1,2} \geq 0,25 \cdot m$ . Dacă această condiție nu este îndeplinită, se recurge la modificarea deplasărilor specifice  $x_{r1,2}$  și  $x_{t1,2}$ .

- Unghiul de rabotare al dintelui  $\chi_{1,2}$  (fig.2.17)

$$\chi_{1,2} = \arctg \left( \frac{0,5 s_{1,2} + R \sin \theta_{f1,2} \operatorname{tg} \alpha}{R \cos \theta_{f1,2}} \right) \quad (2.152)$$

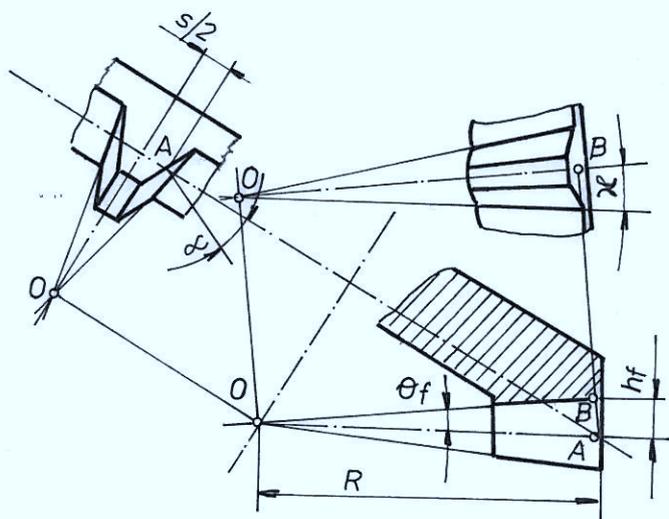


Fig. 2.17

#### D. Elementele geometrice ale angrenajului cilindric analog (înlocuitor)

- Diametrele de divizare ale roților înlocuitoare  $d_{v1,2}$

$$d_{v1,2} = d_{1,2} / \cos \delta_{1,2} \quad (2.153)$$

- Numărul de dinți ai roților înlocuitoare  $z_{v1,2}$

$$z_{v1,2} = z_{1,2} / \cos \delta_{1,2} \quad \text{sau} \quad z_{v1,2} = d_{v1,2} / m \quad (2.154)$$

- Diametrele de cap ale roților înlocuitoare  $d_{av1,2}$

$$d_{av1,2} = d_{v1,2} + 2 h_{a1,2} \quad (2.155)$$

- Diametrele de bază ale roților înlocuitoare  $d_{bv1,2}$

$$d_{bv1,2} = d_{v1,2} \cos \alpha \quad (2.156)$$

- Distanța dintre axe a angrenajului înlocuitor  $a_{v1,2}$

$$a_{v1,2} = (d_{v1} + d_{v2}) / 2 \quad (2.157)$$

- Gradul de acoperire  $\varepsilon_\alpha$

Gradul de acoperire al angrenajului conic este egal cu cel al angrenajului cilindric înlocuitor:

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{\sqrt{d_{av1}^2 - d_{bv1}^2}}{2\pi m \cos \alpha} + \frac{\sqrt{d_{av2}^2 - d_{bv2}^2}}{2\pi m \cos \alpha} - \frac{a_{v12} \sin \alpha}{\pi m \cos \alpha} \quad (2.158)$$

sau

$$\varepsilon_{\alpha} = \frac{z_{v1}}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_{av1} + \frac{z_{v2}}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha_{av2} - \frac{z_{v1} + z_{v2}}{2\pi} \operatorname{tg} \alpha \quad (2,158')$$

unde  $\alpha_{av1,2} = \arccos (d_{bv1,2} / d_{av1,2})$ .

Pentru a se asigura continuitatea procesului de angrenare a celor două roți se recomandă:

$$\varepsilon_{\alpha} \geq \begin{cases} 1,1 - \text{pentru angrenaje executate în treptele de precizie 5,6,7} \\ 1,3 - \text{pentru angrenaje mai puțin precise (treptele 8,9,10,11)} \end{cases}$$

### E. Relații de calcul pentru verificarea dimensională a danturii roților dințate

- Coarda nominală de divizare a dintelui  $\bar{s}$  cu joc nul între flancuri (fig.2.4.a)

$$\bar{s}_{1,2} = s_{1,2} - \frac{s_{1,2}^3 \cdot \cos \delta_{1,2}}{6 d_{1,2}^2} \quad (2.159)$$

- Înălțimea la coarda de divizare  $\bar{h}_a$  (fig.2.4.a)

$$h_{a1,2} = h_{a1,2} + \frac{s_{1,2}^2 \cos \delta_{1,2}}{4 d_{1,2}} \quad (2.160)$$

#### Observații:

Elementele geometrice necesare verificării dimensionale a danturii roților conice sunt stabilite pe conul frontal exterior și sunt prezentate în fig. 2.4.a.

Deoarece precizia diametrului de cap influențează mărimea înălțimii la coardă, devine necesară măsurarea prealabilă a diametrului de cap și scăderea abaterii sale din dimensiunea teoretică de calcul a înălțimii la coardă. Acest lucru se ia în considerare la controlul danturii roții.

Coarda efectivă de divizare a dintelui se indică pe desenul de execuție al roții, ținând seama de subțierea minimă a dintelui și de toleranța grosimii dintelui, conform STAS 6460-81.

### 2.4.3. Calculul forțelor din angrenajul conic cu dinți drepecți

Forțele nominale din angrenaj se determină din momentul de torsiune motor, existent pe arborele pinionului. Forța normală pe dinte  $F_n$ , aplicată în punctul de intersecție al liniei de angrenare cu cercul de divizare mediu, se descompune într-o forță tangențială  $F_t$  la cercul de divizare mediu, o forță radială  $F_r$  la același cerc și o forță axială  $F_a$  (fig. 2.18).

Întrucât pierderile de putere din angrenaj sunt mici (1...2%), se neglijează influența lor. În consecință, forțele din angrenaj care acționează asupra celor 2 roți sunt egale și de sens contrar.

Se consideră că aceste forțe acționează pe cercurile de divizare medii ale roților dințate. Se recomandă ca în calculul acestor forțe să se utilizeze momentul de torsiune de calcul al pinionului ( $M_{tp} \cdot K_A$ ). Dacă forțele se calculează în acest mod, se va avea în vedere ca la verificarea danturii să nu se mai introducă în relațiile de verificare, încă o dată, factorul  $K_A$  (Anexa 2.2).

- Forțele tangențiale  $F_{tm1,2}$

$$F_{tm1} = F_{tm2} = \frac{2M_{tp}}{d_{m1}} \quad (2.161)$$

- Forțele radiale  $F_{rm1,2}$

$$F_{rm1,2} = F_{tm1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_{1,2} \quad (2.162)$$

- Forțele axiale  $F_{am1,2}$

$$F_{am1,2} = F_{tm1,2} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_{1,2} \quad (2.163)$$

- Forța normală pe flancul dintelui  $F_n$

$$F_{nn} = F_{tm} \cdot \frac{1}{\cos \alpha} = \sqrt{F_{tm}^2 + F_{rm}^2 + F_{am}^2} \quad (2.164)$$

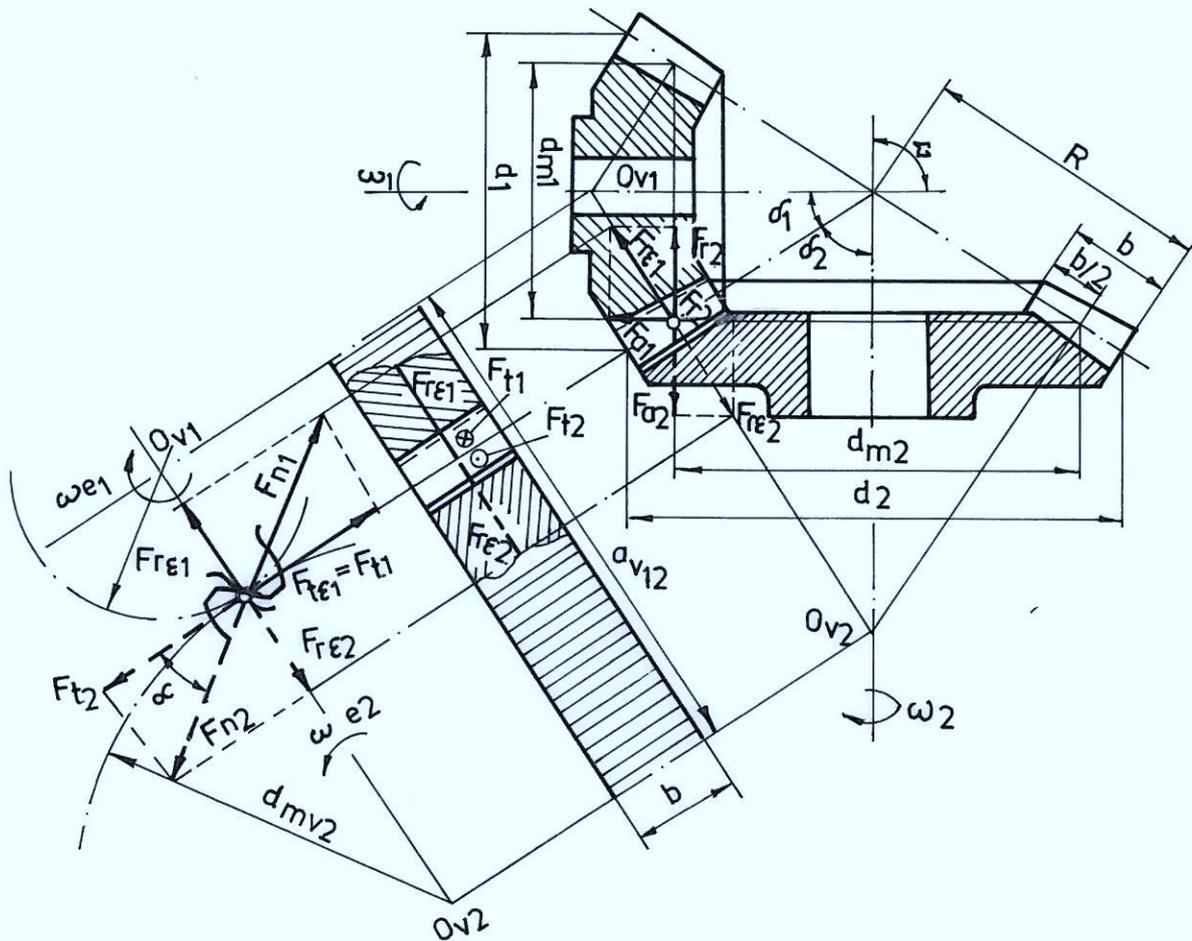


Fig. 2.18

## 2.4.4. Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere a angrenajelor conice

Se face identic cu alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere pentru angrenajele cilindrice cu dinți drepecți (capitolul 2.2.4).

Pentru calculul ungerii angrenajului, se consideră în locul angrenajului conic, angrenajul cilindric analog (înlocuitor al acestuia).

## 2.4.5. Verificarea de rezistență a danturii angrenajului conic cu dinți drepecți

### A. Verificarea la oboseală prin încovoiere a piciorului dintelui

Tensiunea de încovoiere de la piciorul dintelui se determină în secțiunea mediană a lungimii dintelui și se calculează cu ajutorul roții dințate cilindrice înlocuitoare

$$\sigma_{F1,2} = \frac{F_{tm1,2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta}}{b \cdot m_m} \cdot Y_F \cdot Y_\varepsilon \leq \sigma_{FP1,2} \quad (2.165)$$

$$\sigma_{FP1,2} = \frac{\sigma_{Flim1,2}}{S_{FP}} \cdot Y_{N1,2} \cdot Y_S \cdot Y_X \quad (2.166)$$

unde:

- $\sigma_{F1,2}$  - tensiunea de încovoiere de la piciorul dintelui;

$$F_{tFm1,2} = F_{tm1,2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \quad (2.167)$$

- $F_{tFm1,2}$  - forța reală tangențială la cercul de divizare mediu;
- $F_{tm1,2}$  - forța nominală tangențială la cercul de divizare mediu;
- $K_A$  - factorul de utilizare, din anexa 2.2;
- $K_V$  - factorul dinamic, din anexa 2.6;
- $K_{F\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii, din anexa 2.7;
- $K_{F\beta} = f(K_{H\beta})$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii, din anexa 2.8;
- $b$  - lățimea danturii roții;
- $m_m$  - modulul mediu al danturii;
- $Y_{F1,2}$  - factorul de formă al dintelui, din anexa 2.9;
- $Y_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire;  $Y_\varepsilon \geq 0,7$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75 / \varepsilon_\alpha \quad (2.168)$$

- $\sigma_{FP1,2}$  - tensiunea admisibilă la oboseală prin încovoiere la piciorul dintelui;
- $\sigma_{Flim1,2}$  - rezistența limită de rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din tabelul 2.3;
- $S_{FP}$  - factorul de siguranță la rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din anexa 2.10;
- $Y_{N1,2}$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11;
- $Y_{S1,2}$  - factorul concentratorului de eforturi unitare din zona de racordare a piciorului dintelui, din anexa 2.12;
- $Y_X$  - factorul de dimensiune, se adoptă din anexa 2.13.

## B. Verificarea solicitării statice de încovoiere a piciorului dintelui la încărcarea maximă

Calculul urmărește evitarea deformațiilor plastice ale dinților cu durezza mai mică de 350 HB, respectiv ruperea fragilă prin șoc a danturilor durificate superficial ( $DF \geq 350$  HB).

Tensiunea maximă de încovoiere la piciorul dintelui este:

$$\sigma_{Fst\ 1,2} = \sigma_{F1,2} \frac{K_{AMax}}{K_A} \leq \sigma_{FPst\ 1,2} = \frac{\sigma_{r1,2}}{S_{FPst}} \quad (2.169)$$

în care:

- $K_{AMax}$  - factorul de șoc maxim; este dat de relația:

$$K_{AMax} = \frac{M_{tMaxp}}{M_{tp}} \quad (2.170)$$

- $M_{tMaxp}$  - momentul de torsiune maxim care poate apărea la pornire, la oprire sau în cazul blocării accidentale a transmisiei în timpul funcționării;
- $M_{tp}$  - momentul de torsiune nominal pe arborele pinionului angrenajului;
- $\sigma_r$  - rezistența de rupere statică prin încovoiere, din tabelul 2.3;
- $S_{FPst}$  - coeficientul de siguranță la solicitarea statică prin șoc a piciorului dintelui;  
 $S_{FPst} = 2$ .

## C. Verificarea la presiune hertziană, în cazul solicitării la oboseală a flancurilor dinților (verificarea la pitting)

Tensiunea hertziană de contact de pe flancul dinților aflați în angrenare se determină în punctul de tangență al cercurilor de divizare medii (angrenajele sunt zero sau zero deplasate), adică în polul angrenării (punctul C). Calculul se face pe angrenajul cilindric analog (înlocuitor).

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_{tm1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{b \cdot d_{m1} \cdot u}} \leq \sigma_{HP1,2} \quad (2.171)$$

$$\sigma_{HP1,2} = \frac{\sigma_{Hlim1,2}}{S_{HPP}} \cdot Z_{R1,2} \cdot Z_W \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_{N1,2} \quad (2.172)$$

unde:

- $Z_E$  - factorul modulului de elasticitate al materialelor, din anexa 2.14;
- $Z_H$  - factorul zonei de contact pentru angrenaje zero sau zero deplasate  $Z_H = 2,5$ ;
- $Z_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire

$$Z_\varepsilon = \sqrt{(4 - \varepsilon_\alpha) / 3} \quad (2.173)$$

$$F_{tHm1} = F_{tm1} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (2.174)$$

- $F_{tHm1}$  - forța reală tangențială la cercul de divizare mediu;
- $K_{H\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii din anexa 2.7;
- $K_{H\beta}$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii din anexa 2.9;
- $b$  - lățimea de contact a danturii;

- $d_{m1}$  - diametrul cercului de divizare mediu;
- $u$  - raportul numerelor de dinți ( $u > 1$ );
- $\sigma_{HP\ 1,2}$  - tensiunea hertziană admisibilă la solicitarea de oboseală a flancurilor dinților;
- $\sigma_{H\ lim\ 1,2}$  - rezistența limită la oboseală superficială de contact a flancurilor dinților, tabelul 2.3;
- $S_{HP}$  - factorul de siguranță la pitting, din anexa 2.10;
- $Z_{R\ 1,2}$  - factorul rugozității flancurilor dinților, din anexa 2.15;
- $Z_L$  - factorul influenței ungerii, din anexa 2.17;
- $Z_V$  - factorul influenței vitezei periferice a roților, din anexa 2.18;
- $Z_N\ 1,2$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11.
- $Z_W$  - factorul raportului durității flancurilor;

Celelalte elemente din relație sunt explicate la pct. A.

#### D. Verificarea la solicitarea statică de contact a flancurilor dinților

Calculul are drept scop evitarea deformațiilor plastice ale flancurilor dinților sau evitarea distrugerii fragile a stratului durificat (la danturi cu durități  $DF \geq 350$  HB).

Presiunea hertziană statică a flancurilor dinților la încărcarea maximă se determină tot în punctul de rostogolire C:

$$\sigma_{H\ st} = \sigma_H \sqrt{\frac{K_{A\ Max}}{K_A}} \leq \sigma_{HP\ st\ 1,2} \quad (2.176)$$

unde:

- $K_{A\ Max}$ ,  $K_A$  - au aceeași semnificație ca la pct.B;
- $\sigma_{HP\ st\ 1,2}$  - presiunea hertziană statică admisibilă a flancului dintelui, din anexa 2.19.

#### Observații:

1. Verificările la solicitări statice (pct.B și D) se recomandă a fi făcute atunci când angrenajul este integrat într-o transmisie mecanică care funcționează cu șocuri (variații bruște ale momentului de torsiune de transmis) sau când există pericolul blocării accidentale a transmisiei în timpul exploatării.
2. În cazul în care dantura angrenajului nu verifică la una din cele patru solicitări se recomandă:
  - alegerea unui material cu proprietăți fizico-mecanice mai bune;
  - aplicarea unor tratamente termice sau termochimice cât mai corecte;
  - majorarea lățimii danturii roților, dar cu respectarea indicațiilor de la 2.4.2. pct.C;
  - modificarea unor parametri geometrici și funcționali ai danturii roților dințate ce formează angrenaje, astfel încât o serie de factori ce intervin în relațiile tensiunilor efective să aibă valori minime (de exemplu, coeficientul deplasării specifice radiale a danturii pinionului);
  - majorarea elementelor geometrice ale angrenajului ( $d_{1,2}$ ,  $m$ ) cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale ale roților dințate (redimensionarea angrenajului)
3. În cazul în care tensiunile efective calculate cu ajutorul relațiilor de verificare de la pct.A și C sunt mult inferioare tensiunilor admisibile (angrenajul este supradimensionat), se recomandă:
  - schimbarea materialelor sau a tratamentelor, astfel încât tensiunile admisibile să nu depășească cu mai mult de 20-60% tensiunile efective;
  - reducerea lățimii danturii roților;
  - reducerea elementelor geometrice ale angrenajului ( $d_{1,2}$ ,  $m$ ) cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale ale roților dințate.

## 2.4.6. Elemente privind construcția roților dințate conice

Formele constructive ale roților dințate conice, precum și tehnologiile lor de fabricație sunt asemănătoare cu cele ale roților dințate cilindrice prezentate la punctul 2.2.6.

Se întâlnesc astfel următoarele tipuri constructive de roți conice:

- roți dințate dintr-o bucată cu arborele (pinioane conice);
- roți dințate conice independente de arbore, care pot fi:
  - construcție masivă;
  - cu disc;
  - cu spițe (la dimensiuni mari  $d_a > 500 \dots 600$  mm);
  - cu coroană montată prin șuruburi sau nituri;
  - construcție sudată.

Recomandări privind construcția roților dințate conice sunt date în anexa 2.24.

În anexa 2.26-3 este prezentat modul de întocmire a desenului de execuție pentru o roată dințată conică cu dinți drepecți, conform STAS 5013/3-82.

## 2.5. PROIECTAREA UNUI ANJRENAJ MELCAT CILINDRIC

### 2.5.1. Determinarea elementelor dimensionale principale ale angrenajului melcat cilindric

În urma calculului de dimensionare al angrenajului, se determină numărul de dinți (începuturi) ai melcului  $z_1$ , și respectiv ai roții melcate  $z_2$ , distanța dintre axe  $a_{12}$ , modulul axial al melcului  $m_x$ , coeficientul diametral al melcului  $q$  și distanța de referință dintre axe  $a_{012}$ .

#### A. Stabilirea numărului de dinți (începuturi) $z_1$ ai melcului și ai roții melcate $z_2$

Numărul de începuturi ale melcului  $z_1$  trebuie astfel ales încât pentru realizarea raportului de transmitere necesar, numărul de dinți ai roții melcate să fie cuprins între valorile  $z_2 = 27 \dots 80$  dinți. Valoarea minimă este determinată de scăderea accentuată a randamentului, iar cea maximă rezultă din considerente de gabarit și de majorare a distanței dintre reazemele melcului, ceea ce provoacă deformații sensibile ale acestuia și conduce la o angrenare defectuoasă.

În scopul ușurării alegerii numărului de dinți (începuturi) ai melcului se recomandă folosirea tabelului 2.10.

Tabel 2.10

Raportul de transmitere	$i_{12} = u$	8...16	16...31,5	31,5...80
Numărul de dinți (începuturi) ai melcului	$z_1$	4	2	1
Randamentul aproximativ al angrenajului melcat	$\eta_a \cong 1 - \frac{u}{200}$	0,95...0,90	0,90...0,80	0,80...0,70

Odată adoptat numărul de începuturi ale melcului, se determină numărul de dinți  $z_2$  ai roții melcate conjugate:

$$z_2 = z_1 \cdot i_{12} \quad (2.177)$$

Dacă  $z_2$  nu este număr întreg se rotunjește în plus sau în minus la numărul întreg cel mai apropiat.

#### B. Distanța dintre axe – $a_{12}$

Distanța minimă dintre axe se determină atât din condiția ca dantura roții melcate să reziste la oboseală la presiune hertziană de contact (pitting), cât și din considerent termic, având în vedere faptul că pierderile de putere în angrenajul melc-roată melcată sunt relativ mari și, deci, apare o încălzire accentuată a angrenajului. Va trebui calculat astfel o distanță dintre axe din condiția de pitting și o altă distanță dintre axe din considerente termice; se va standardiza distanța dintre axe cea mai mare.

Din condiția de rezistență a danturii roții melcate, la presiune hertziană de contact (pitting), se determină o distanță minimă dintre axe, conform relației (2.178) :

$$\alpha_{mn12}^H = \left(1 + \frac{z_2}{q}\right) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot K_A \cdot M_{tr}}{\left(\frac{z_2}{q}\right)^2 \cdot \sigma_{Hlim}^2} \cdot \frac{u^2}{u^2 + \left(\frac{z_2}{q}\right)^2}} \quad (2.178)$$

unde:

- $z_2$  - numărul de dinți ai roții melcate;
- $q$  - coeficientul diametral al melcului. Valoarea coeficientului diametral al melcului se estimează inițial la o valoare întreagă cuprinsă între 9... 12;
- $K_H$  - factorul global al presiunii hertziane de contact;
 

$K_H = 70000$ MPa	pentru melc din oțel și roată melcată din bronz turnat;
$K_H = 80000$ MPa	pentru melc din oțel și roată melcată din bronz laminat;
$K_H = 100000$ MPa	pentru melc din oțel și roată melcată din fontă;
- $K_A$  - factorul de utilizare, se alege din anexa 2.2;
- $M_{tr}$  - **momentul de torsiune pe arborele roții melcate** – în [N.mm];
- $\sigma_{Hlim}$  - presiunea hertziană limită la oboseală [N / mm<sup>2</sup>], se adoptă odată cu alegerea materialelor pentru melc și roată, cu indicarea durității flancurilor danturii melcului, deci și a tratamentului termic sau termochimic aplicat danturii melcului, cu indicarea tehnologiei de execuție și, în special, de turnare a coroanei roții melcate;
- $u$  - raportul numărului de dinți ( $u = i_{12}$ ).

Relația de calcul a distanței minime dintre axe din considerent termic este:

$$\alpha_{min12}^T = 100 \left[ \frac{P_{pf}}{0,353 \cdot c_1} \cdot \frac{I}{I + c_2 \left(\frac{n_m}{1000}\right)^{1,55}} \right]^{\frac{1}{1,8}} \quad (2.179)$$

unde:

- $P_{pf}$  - puterea pierdută prin frecare în reductorul melcat – în kW și rezultă ca diferență a puterii de intrare  $P_i$  și a celei de ieșire  $P_e$  din reductor:

$$P_{pf} = P_i - P_e \quad \text{sau} \quad P_{pf} = P_i(1 - \eta_R) = P_e \frac{1 - \eta_R}{\eta_R} \quad (2.180)$$

în care  $\eta_R$  - randamentul total al reductorului

$$\eta_R = \eta_a \cdot \eta_{rul}^2 \cdot \eta_u \cdot \eta_V \quad (2.181)$$

Într-un prim calcul,  $\eta_{rul} = 0,99$ ,  $\eta_u = 0,995$ ,  $\eta_V = 1$ , iar  $\eta_a$  se adoptă din tabelul 2.10.

- $c_1$  - coeficient care ia în considerație poziția relativă a melcului față de roata melcată și implicit față de baia de ulei a reductorului;
 

$c_1 = 1$	– când melcul este parțial cufundat în ulei, deci este amplasat sub roata melcată;
$c_1 = 0,8$	– când roata melcată este parțial cufundată în ulei, deci melcul amplasat deasupra roții melcate;
- $c_2$  - coeficient care exprimă influența ventilatorului care se montează pe arborele melcului și a nervurilor de răcire existente pe carcasa reductorului;
 

$c_2 = 0,355$	– reductor melcat cu ventilator și carcasă nervurată;
$c_2 = 0,16$	– reductor cu răcire naturală (fără ventilator);
- $n_m$  - turația arborelui melcului – [rot / min] .

Pentru ca angrenajul melcat să reziste în funcționare, atât la uzare prin pitting, cât și la încălzire, valoarea cea mai mare a distanței dintre axe ( $\alpha_{min12}^H$  și  $\alpha_{min12}^T$ ) se va standardiza.

Valorile distanțelor dintre axe standardizate sunt date în anexa 2.4, conform STAS 6055-82. Modul de adoptare a distanței standardizate este următorul:

- dacă  $a_{mn12}$  este cuprinsă între două valori consecutive standardizate  $a_{kSTAS}$  și  $a_{k+1STAS}$ , adică  $a_{kSTAS} < a_{mn12} < a_{k+1STAS}$  se adoptă:

-  $a_{12} = a_{kSTAS}$ , dacă  $a_{kSTAS} < a_{mn12} \leq 1,05 a_{kSTAS}$  sau

-  $a_{12} = a_{k+1STAS}$ , dacă  $1,05 a_{kSTAS} < a_{mn12} \leq a_{k+1STAS}$ .

### C – Modulul axial - $m_x$

Modulul axial se determină din considerente geometrice:

$$m_x^* \cong \frac{2a_{12}}{q + z_2} \quad (2.182)$$

unde  $m_x^*$  reprezintă modulul axial orientativ al angrenajului melcat.

În construcția angrenajelor melcate, modulul danturii este standardizat prin STAS 822-82. Gama modulilor standardizați este dată în anexa 2.4. Raționamentul de adoptare a modulului standardizat este următorul:

- dacă  $m_x^*$  este cuprins între două valori consecutive standardizate  $m_{kSTAS}$  și  $m_{k+1STAS}$ , adică  $m_{kSTAS} < m_x^* \leq m_{k+1STAS}$ , se adoptă valoarea standardizată cea mai apropiată de valoarea obținută cu ajutorul relației (2.182). Această valoare standardizată, va reprezenta modulul axial standardizat  $m_x$ .

### D. Coeficientul diametral - $q$

Coeficientul diametral al melcului se stabilește în funcție de modulul axial standardizat,  $m_x$ , al danturii melcului, conform STAS 6845-82. Valorile standardizate ale coeficientului diametral sunt date în anexa 2.4. Dintre cele trei valori ale coeficientului diametral se preferă, dacă este posibil, valoarea din mijloc.

### E. Distanța de referință dintre axe - $a_{012}$

Distanța de referință dintre axe (distanța dintre axe în cazul când angrenajul ar fi nedeplasat) este dată de relația:

$$a_{012} = \frac{m_x(q + z_2)}{2} \quad (2.183)$$

Între distanța dintre axe standardizată și distanța dintre axe de referință  $a_{012}$  trebuie să existe relația:

$$|a_{12} - a_{012}| \leq m_x \quad (2.184)$$

De preferat:

$$|a_{12} - a_{012}| \leq 0,5 m_x \quad (2.185)$$

Dacă nu este îndeplinită condiția de mai sus, se poate modifica:

$z_2$  - adăugând sau scăzând un dinte la roata melcată;

$q$  - adoptând o altă valoare din cele trei valori indicate în STAS 6845-82;

$m_x$  - adoptând cealaltă valoare standardizată a modulului  $m_{kSTAS}$  sau  $m_{k+1STAS}$ , dar cu condiția de a alege coeficientul diametral,  $q$ , corespunzător modulului axial adoptat.

### Concluzii

1. În urma calculului de predimensionare al angrenajului melc-roată melcată se stabilește:

$z_1, z_2$  - numărul de dinți ai melcului și, respectiv, ai roții melcate;

$a_{12}$  - distanța dintre axe standardizată;

$m_x$  - modulul axial al danturii standardizat;

$q$  - coeficientul diametral al melcului;

$a_{012}$  - distanța dintre axe de referință (în cazul când angrenajul ar fi nedeplasat).

2. Numărul de dinți  $z_1$  și  $z_2$  adoptați pentru melc și roata melcată trebuie astfel ales încât abaterea raportului de transmitere  $\Delta i$  să nu depășească abaterea admisibilă  $\Delta i_a = 3\%$ . Pentru aceasta se calculează, mai întâi, raportul de transmitere efectiv:

$$i_{12\text{ef}} = \frac{z_2}{z_1} \quad (2.186)$$

Relația de verificare a abaterii raportului de transmitere este:

$$\Delta i = \left| \frac{i_{12\text{STAS}} - i_{12\text{ef}}}{i_{12\text{STAS}}} \right| \cdot 100\% \leq \Delta i_a = 3\% \quad (2.187)$$

Dacă această condiție nu este îndeplinită, se modifică numărul de dinți ai roții melcate și se recalculează  $a_{012}$ , astfel încât să fie satisfăcute relațiile (2.185) sau, în cel mai defavorabil caz, (2.184).

## 2.5.2. Calculul geometric al angrenajului melcat cilindric

Elementele geometrice ale angrenajului melcat cilindric trebuiesc calculate cu o precizie suficient de mare (**minim 4 zecimale exacte**).

### A. Elementele melcului cilindric de referință

Dantura roții melcate, datorită suprafeței toroidale pe care sunt dispuși dinții, nu poate fi definită de o cremalieră de referință. De aceea, în cazul angrenajului melcat cilindric, dantura roții melcate se definește cu ajutorul melcului cilindric conjugat ei – **melcul cilindric de referință**. Elementele melcului cilindric de referință sunt standardizate prin STAS 6845-82 (fig. 2.19).

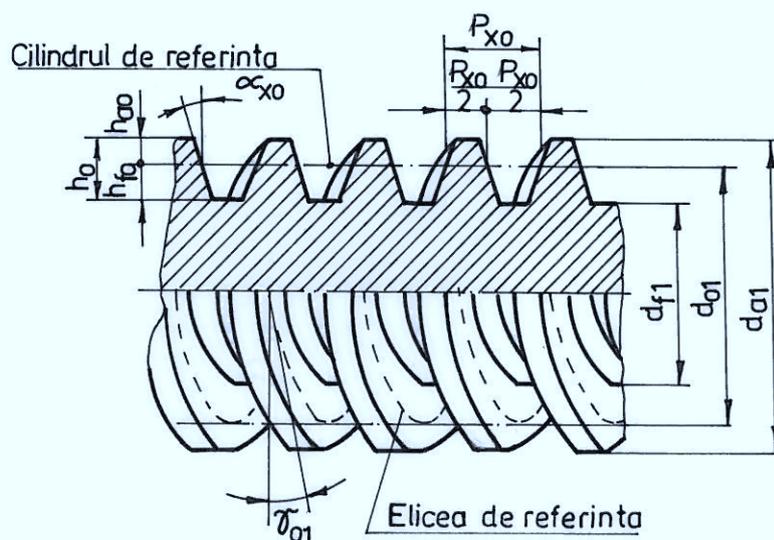


Fig. 2.19

În funcție de tehnologia de execuție a danturii melcului și, deci, de forma profilului dintelui există mai multe tipuri de melci de referință standardizați prin STAS 6845-82 și prezentați în cele ce urmează.

- **Melcul tip ZE (melcul în evolventă)**, la care profilul se obține prin strunjire cu două cuțite deplasate față de centrul de rotație al melcului (fig. 2.20).

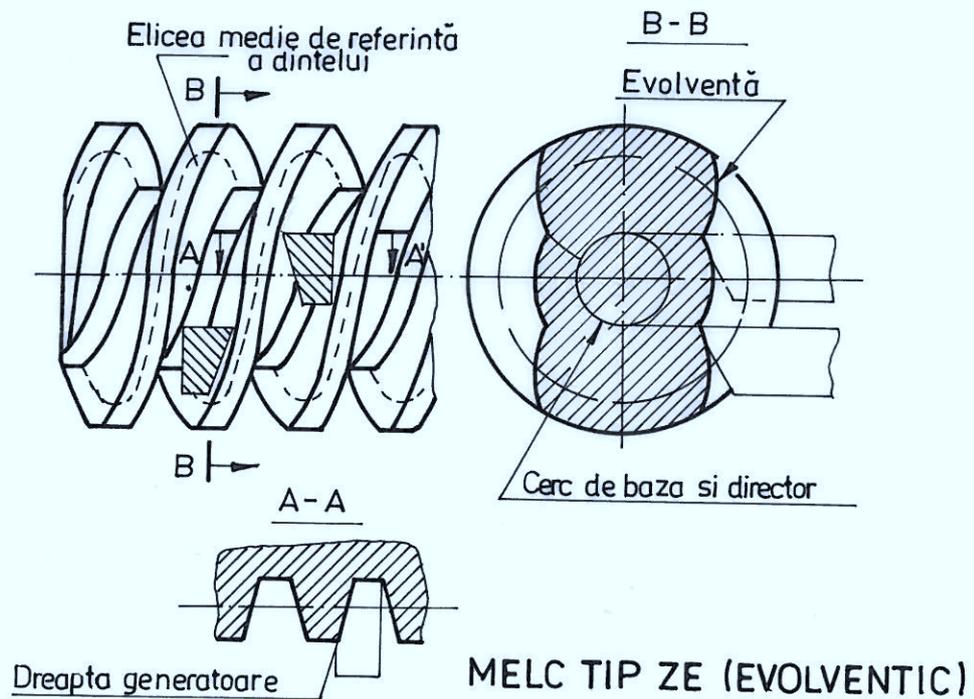


Fig. 2.20

- **Melcul tip ZA (melcul arhimedic)** se generează prin strunjire cu un cuțit cu profilul golului dintre dinți (fig. 2.21).

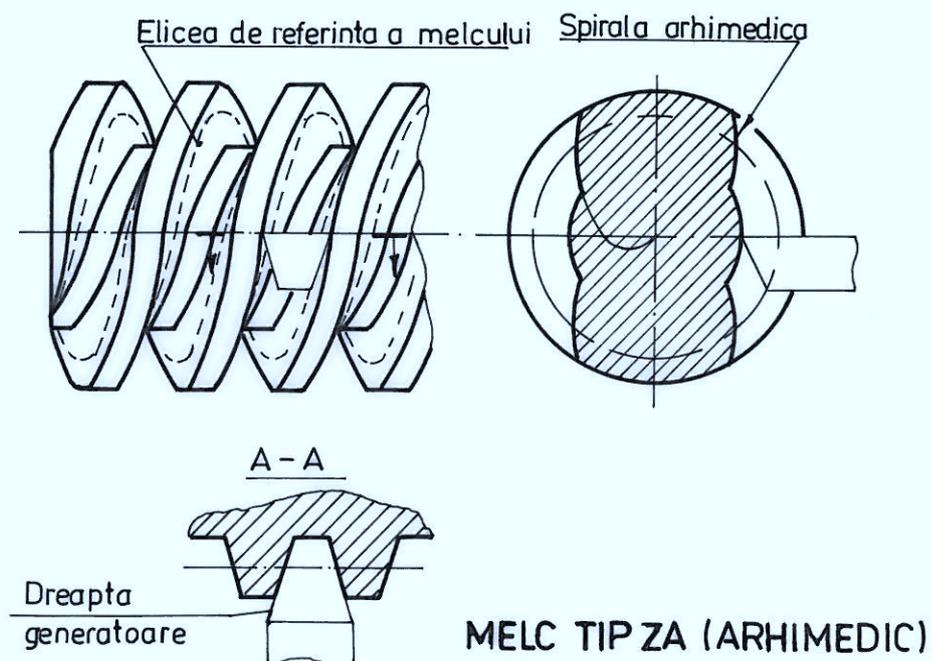
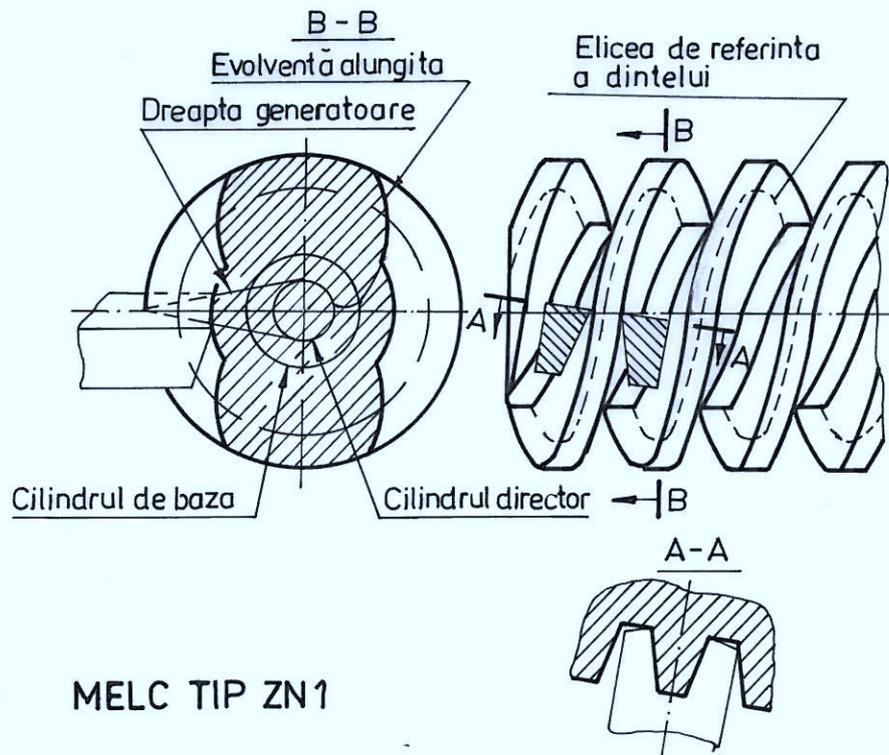


Fig. 2.21

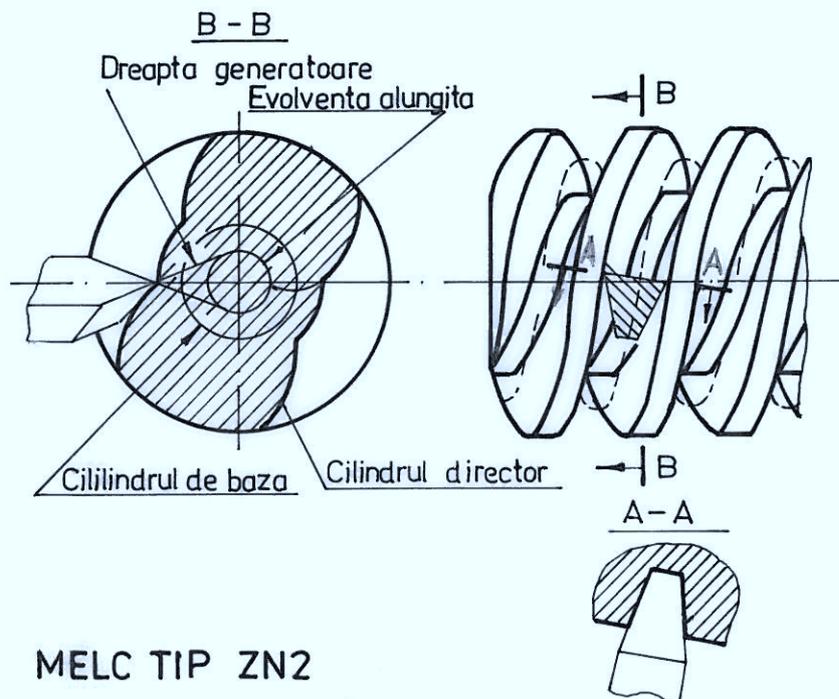
- **Melcul tip ZN1 (melcul cu profilul rectiliniu în secțiune normală pe dinte)** se poate prelucra prin strunjire, fie cu două cuțite, fie cu un singur cuțit prin aşchiere succesivă a flancurilor dinților (fig. 2.22). Se recomandă a fi utilizat în producția de unicat.



**MELC TIP ZN1**

Fig. 2.22

- **Melcul tip ZN 2 (melcul cu profilul rectiliniu în secțiune normală pe elicea golului)** se prelucurează prin strunjire cu un cuțit trapezoidal înclinat normal la elicea golului (fig. 2.23).



**MELC TIP ZN2**

Fig. 2.23

- **Melcul tip ZK 1 ( melc prelucrat cu sculă dublu conică )** se realizează, de obicei, prin frezare și rectificare cu sculă în formă de disc dublu conic ( freză, respectiv, piatră de rectificat ) -vezi fig. 2.24.

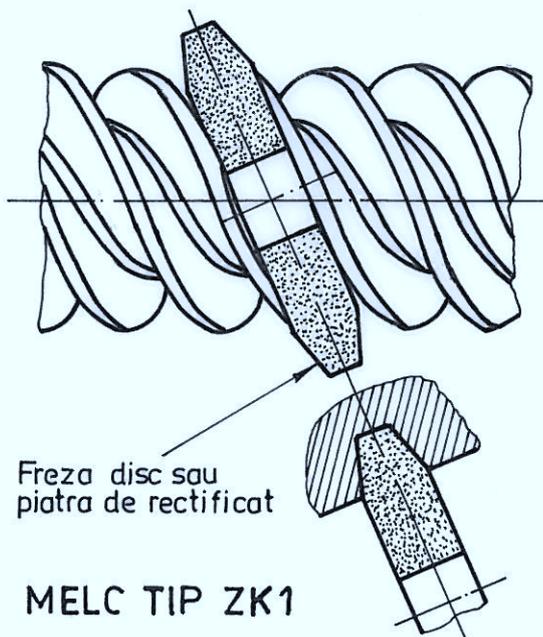


Fig. 2.24

- **Melcul tip ZK 2 (melc prelucrat cu sculă conică)** are profilul generat prin frezare cu freză deget. De asemenea, flancurile spirelor pot fi finisate cu piatră de rectificat tip deget (fig. 2.25).

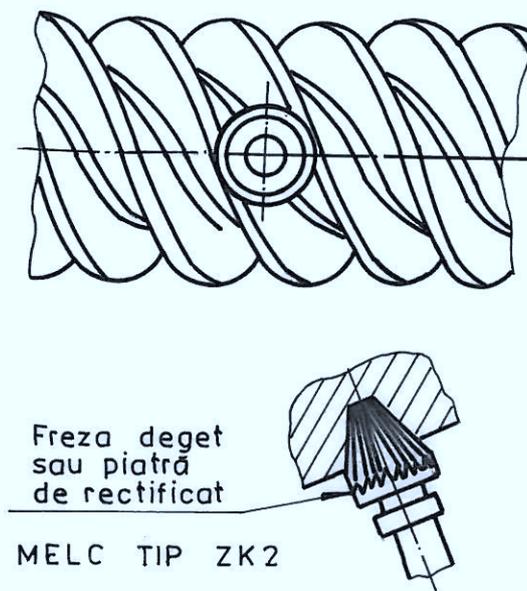


Fig. 2.25

În afara profilului dintelui, elementele care definesc melcul de referință sunt independente de tipul melcului, fiind general valabile. Acestea sunt:

- unghiul de pantă al elicei de referință -  $\gamma_{01}$

$$\gamma_{01} = \operatorname{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right) \quad (2.188)$$

- unghiul de presiune de referință se adoptă (conf. STAS 6845-82), după cum urmează:

a) pentru melc arhimedic (ZA)  $\alpha_{0x} = 20^\circ = \alpha_x$

b) pentru celelalte tipuri de melci (ZE, ZN1, ZN2, ZK1, ZK2)  $\alpha_{0n} = 20^\circ = \alpha_n$ , unde

$\alpha_{0x}$  - unghiul de presiune axial de referință;

$\alpha_{0n}$  - unghiul de presiune normal de referință.

Între unghiurile de presiune axial și normal de referință există relația:

$$\operatorname{tg}\alpha_x = \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\gamma_{01}} \quad (2.189)$$

Dacă se cunoaște  $\alpha_{0x}$  se calculează  $\alpha_n$ , iar dacă se cunoaște  $\alpha_{0n}$  se calculează  $\alpha_x$ .

- coeficientul înălțimii capului de referință -  $h_{0a}^* = 1$
- coeficientul jocului de referință radial -  $c_0^* = 0,2$  (se poate adopta și 0,25)
- coeficientul înălțimii piciorului de referință -  $h_{0j}^* = 1,2$  (se poate adopta și 1,25).

### B. Coeficientul frontal al deplasării de profil a danturii roții melcate

Din considerent tehnologic, deplasarea de profil se realizează numai pentru dantura roții melcate, pentru că aceasta se execută cu sculă melc – modul.

Coeficientul frontal al deplasării de profil al roții melcate este:

$$x_{t2} = \frac{a_{12} - a_{012}}{m_x} = \frac{a_{12}}{m_x} - \frac{q + z_2}{2} \quad (2.190)$$

Conform normelor ISO, se recomandă  $-0,5 \leq x_{t2} \leq +0,5$ , iar celor GOST  $-1 \leq x_{t2} \leq +1$ .

### C. Elementele geometrice ale angrenajului melc - roată melcată (fig. 2.26)

- Diametrul de referință al melcului  $d_{01}$

$$d_{01} = m_x \cdot q \quad (2.191)$$

- Diametrul de referință al roții melcate  $d_{02}$  (în plan median)

$$d_{02} = m_x \cdot z_2 \quad (2.192)$$

- Diametrul de divizare (de rostogolire) al melcului  $d_1$

$$d_1 = d_{01} + 2m_x \cdot x_{t2} \quad (2.193)$$

- Diametrul de divizare (de rostogolire) al roții melcate  $d_2$

$$d_2 = d_{02} \quad (2.193')$$

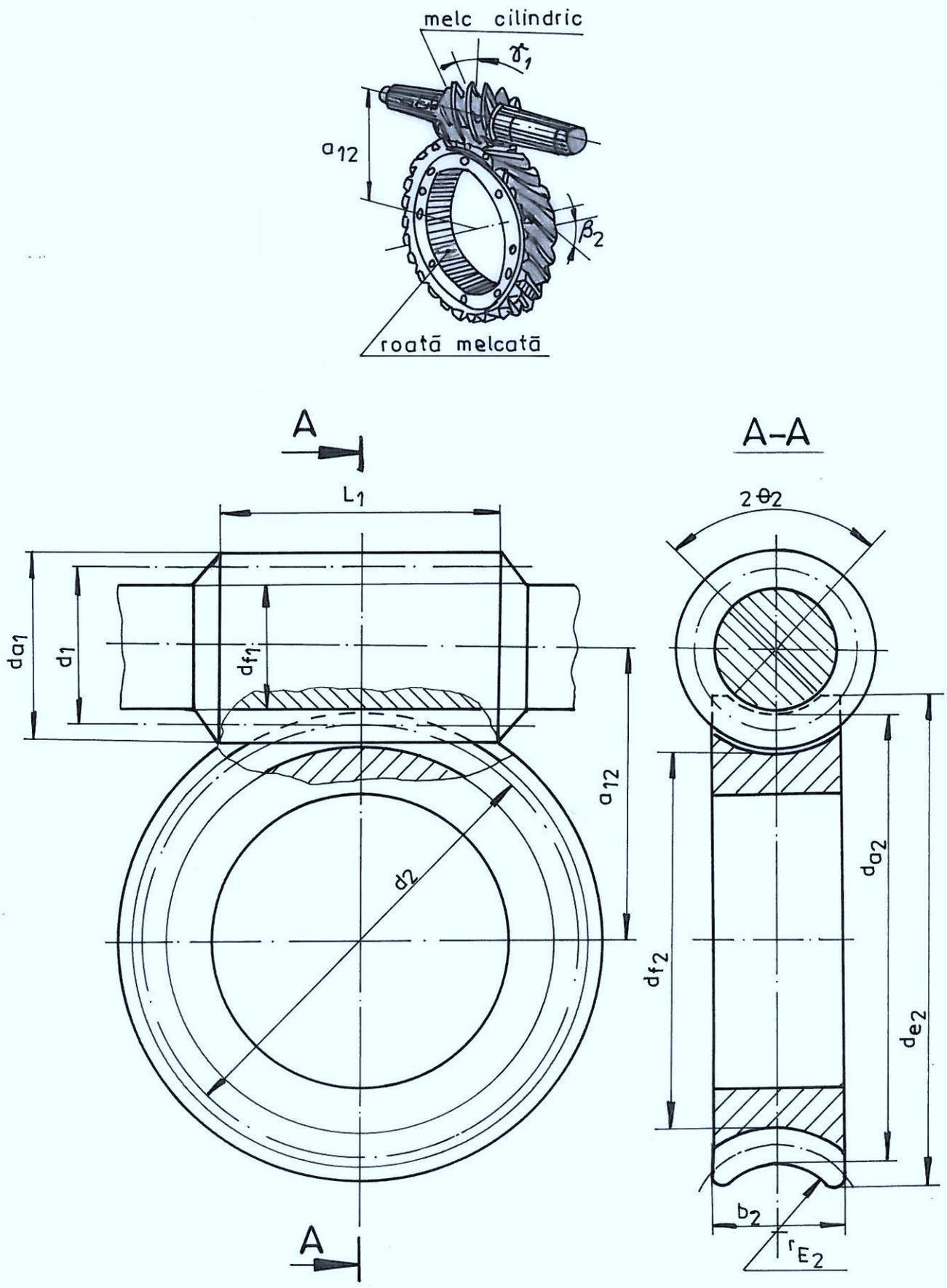


Fig. 2.26

- Diametrele de picior  $d_{f1}$  și  $d_{f2}$  ( $d_{f2}$  – în plan median)

$$d_{f1} = d_{01} - 2(h_{0a}^* + c_0^*) \cdot m_x = d_{01} - 2h_{0f}^* \cdot m_x \quad (2.194)$$

$$d_{f2} = d_{02} - 2(h_{0a}^* + c_0^* - x_{t2}) \cdot m_x \quad (2.194')$$

- Diametrele de cap  $d_{a1}$  și  $d_{a2}$  ( $d_{a2}$  – în plan median)

$$d_{a1} = d_{01} + 2h_{0a}^* \cdot m_x \quad (2.195)$$

$$d_{a2} = d_{02} + 2(h_{0a}^* + x_{t2}) \cdot m_x \quad (2.196)$$

- Înălțimea capului de referință (la melc)  $h_{0a}$

$$h_{0a} = h_{0a}^* \cdot m_x \quad (2.197)$$

- Înălțimea piciorului de referință (la melc)  $h_{0f}$

$$h_{0f} = (h_{0a}^* + c_0^*) \cdot m_x = h_{0f}^* \cdot m_x \quad (2.198)$$

- Înălțimea dintelui la melc și roată  $h$

$$h = h_0 = h_{0a} + h_{0f} = (2 \cdot h_{0a}^* + c_0^*) \cdot m_x \quad (2.199)$$

- Pasul axial al melcului  $p_x$

$$p_x = \pi \cdot m_x \quad (2.200)$$

- Pasul elicei melcului  $p_z$

$$p_z = z_1 \cdot p_x = \pi \cdot z_1 \cdot m_x \quad (2.201)$$

- Diametrul exterior al roții melcate  $d_{e2}$

$$d_{e2} = d_{a2} + \frac{6 m_x}{z_1 + 2} \quad (2.202)$$

- Raza de curbură a suprafeței de vârf a roții melcate  $r_{e2}$

$$r_{e2} = \frac{1}{2} d_{01} - h_{0a} = m_x \left( \frac{q}{2} - h_{0a}^* \right) \quad (2.203)$$

- Lățimea coroanei roții melcate  $b_2$

$$b_2 \leq 0,75 d_{a1} \quad \text{când } z_1 = 1 \text{ sau } 2$$

$$b_2 \leq 0,67 d_{a1} \quad \text{când } z_1 = 3 \text{ sau } 4$$

(2.204)

- Unghiul coroanei roții melcate  $2\theta_2$

$$2\theta_2 = 2 \cdot \arcsin \left( \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m_x} \right) \quad (2.205)$$

Unghiul coroanei roții melcate se poate adopta la valori de  $2\theta_2 = 90 \dots 120^\circ$  pentru angrenaje de putere.

- Lungimea melcului  $L_1$ .

Lungimea minimă a melcului se determină din tabelul 2.11, funcție de deplasarea specifică a danturii roții melcate și de numărul de începături ale melcului.

**Tabel 2.11**

Lungimea melcului	Deplasarea specifică $x_{t2}$	Numărul de dinți ai melcului $z_1$	
		$z_1 = 1$ sau $2$	$z_1 = 3$ sau $4$
$L_{1\min}$	- 1,00	$(10,5 + z_1) \cdot m_x$	$(10,5 + z_1) \cdot m_x$
	- 0,50	$(8 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_x$	$(9,5 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_x$
	0	$(11 + 0,06 \cdot z_2) \cdot m_x$	$(12 + 0,09 \cdot z_2) \cdot m_x$
	+ 0,50	$(11 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m_x$	$(12,5 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m_x$
	+ 1,00	$(12 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m_x$	$(13 + 0,1 \cdot z_2) \cdot m_x$
<b>Observație:</b> La melci cu dantura rectificată sau prelucrată prin frezare, lungimile rezultate din tabel se majorează astfel:			
	$L_1 = L_{1\min} + 25$	dacă $m_x < 10$ mm	
	$L_1 = L_{1\min} + (35 \dots 40)$	dacă $m_x = 10 \dots 16$ mm	
	$L_1 = L_{1\min} + 50$	dacă $m_x > 16$ mm	

- Unghiul de pantă al elicei de divizare  $\gamma_1$

$$\gamma_1 = \arctg \left( \frac{d_{o1}}{d_1} \cdot \operatorname{tg} \cdot \gamma_{o1} \right) \quad (2.206)$$

- Unghiul de înclinare al dinților roții melcate pe cercul de divizare  $\beta_2$

$$\beta_2 = \gamma_1 \quad (2.207)$$

- Numărul de dinți ai roții echivalente roții melcate  $z_{n2}$

$$z_{n2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta_2} \quad (2.208)$$

- Gradul de acoperire în plan frontal  $\varepsilon_\alpha$

$$\varepsilon_\alpha = \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{o2}^2} \cdot \cos^2 \alpha_x - d_{o2} \cdot \sin \alpha_x + \frac{2m_x(h_{oa}^* - x_{t2})}{\sin \alpha_x}}{2\pi \cdot m_x \cdot \cos \alpha_x} \quad (2.209)$$

**Observație:** Relația (2.181) este valabilă pentru melc tip ZA, dar poate fi utilizată cu o oarecare aproximație admisibilă și pentru angrenaje melcate cu alte tipuri de melci.

Pentru a se asigura continuitatea angrenării se recomandă  $\varepsilon_\alpha \geq 1,3$ .

- Distanța minimă dintre axe la limita subtăierii dinților roții melcate  $a_{\min 12}$

$$a_{\min 12} = \frac{1}{2} (d_{a1} + d_{o2} \cdot \cos^2 \alpha_x) \quad (2.210)$$

Pentru evitarea subtăierii (interferenței) dinților roții melcate trebuie îndeplinită relația:

$$\alpha_{12} \geq \alpha_{\min 12} \quad (2.211)$$

- Distanța maximă dintre axe la limita ascuțirii dinților roții melcate  $a_{\max 12}$

$$\alpha_{\max 12} = m_x \left( 0,55 \cdot z_2 - 0,64 - 0,024 \cdot \alpha_x^\circ \right) + \frac{d_{a1}}{2} \quad (2.212)$$

Pentru evitarea ascuțirii dinților roții melcate pe cercul de cap trebuie satisfăcută relația:

$$\alpha_{12} \leq \alpha_{\max 12} \quad (2.213)$$

#### D. Relații de calcul pentru verificarea dimensională a danturii melcului și roții melcate

Pe lângă elementele geometrice calculate anterior mai trebuie determinate spre completare unele elemente geometrice, necesare controlului dimensional și anume:

- Arcul de referință axial al dintelui melcului  $s_{0x1}$

$$s_{0x1} = \frac{\pi}{2} \cdot m_x = \frac{p_x}{2} \quad (2.214)$$

- Arcul de referință normal al dintelui melcului  $s_{0n1}$

$$s_{0n1} = s_{0x1} \cdot \cos \gamma_{01} \quad (2.215)$$

- Coarda de referință normală a dintelui melcului  $\bar{s}_{0n1}$

$$\bar{s}_{0n1} = \sqrt{\left[ d_{01} \cdot \sin \left( \frac{180^\circ}{\pi} \cdot \frac{s_{0n1}}{d_{01}} \cdot \sin \gamma_{01} \right) \right]^2 + \left( s_{0n1} \cdot \cos \gamma_{01} \right)^2} \quad (2.216)$$

- Înălțimea la coarda de referință normală a melcului  $h_{0n1}$

$$\bar{h}_{0n1} = h_{0a} + \frac{d_{01}}{2} \left[ 1 - \cos \left( \frac{\bar{s}_{0n1}}{d_{01}} \cdot \sin \gamma_{01} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \right) \right] \quad (2.217)$$

- Arcul de divizare frontal al dintelui roții melcate  $s_{t2}$

$$s_{t2} = m_x \left( \frac{\pi}{2} + 2x_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_x \right) \quad (2.218)$$

- Coarda de divizare frontală a dintelui roții melcate  $\bar{s}_{t2}$

$$\bar{s}_{t2} = d_{02} \cdot \sin \left( \frac{s_{t2}}{d_{02}} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \right) = s_{t2} - \frac{s_{t2}^3}{6d_{02}^2} \quad (2.219)$$

- Înălțimea la coarda de divizare frontală a dintelui roții melcate  $\bar{h}_{at2}$

$$\bar{h}_{at2} = 0,5 \left[ d_{a2} - d_{o2} \cdot \cos \left( \frac{s_{t2}}{d_{o2}} \cdot \frac{180^\circ}{\pi} \right) \right] \quad (2.220)$$

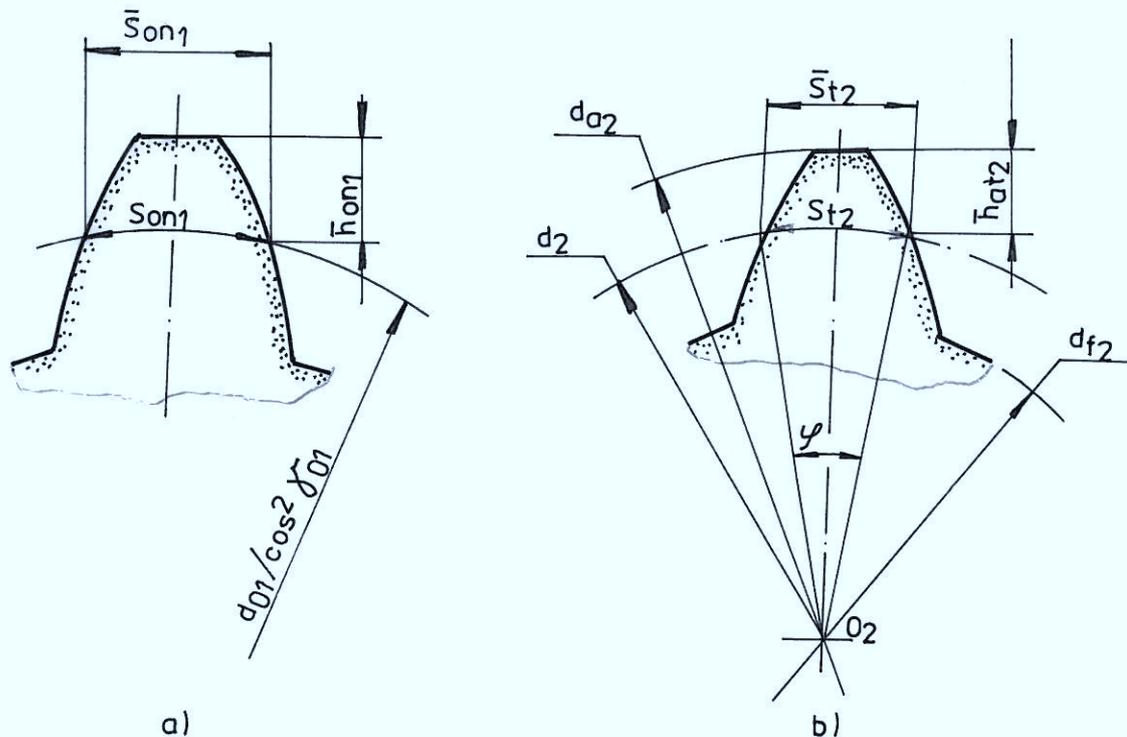


Fig. 2.27

### 2.5.3. Calculul vitezei de alunecare dintre flancurile danturii melcului și a roții melcate

Viteza de alunecare dintre flancuri este necesar a fi calculată pentru alegerea coeficientului de frecare de alunecare mediu dintre flancurile dinților roții melcate și spirele melcului.

- Viteza tangențială la cilindrul de referință al melcului [m/s]  $v_{tw}$

$$v_{tw} = \frac{\pi \cdot d_{o1} \cdot n_m}{60 \cdot 1000} \quad (2.221)$$

unde :

- $d_{o1}$  - diametrul de referință al melcului [mm],
- $n_m$  - turația melcului în [rot/min].

- Viteza de alunecare dintre spirele melcului și flancurile dinților roții melcate  $v_{al}$

$$v_{al} = v_{tw} \cdot \frac{1}{\cos \gamma_{o1}} \quad (2.222)$$

## 2.5.4. Calculul forțelor din angrenajul melcat cilindric

Forțele nominale din angrenajul melcat cilindric se determină în mod special, funcție de momentul de torsiune de pe arborele roții melcate  $M_{tr}$ . Forța normală pe dinte  $F_n$  produce o forță de frecare între flancurile dinților care nu mai poate fi neglijată. Influența ei se ia în calculul forțelor din angrenaj.

Rezultanta obținută din compunerea forței normale  $F_n$  și a forței de frecare  $\mu F_n$  se descompune într-o forță tangențială  $F_t$ , o forță radială  $F_r$  și o forță axială  $F_a$  (fig. 2.28). Valorile pentru coeficientul de frecare  $\mu$  sunt date în tabelul 2.12. Forțele se consideră că au punctul de aplicație pe cilindrul de divizare al melcului, respectiv pe cercul de divizare convențional al roții melcate (cercul de rostogolire). Se recomandă ca în calculul acestor forțe să se utilizeze momentul de torsiune de calcul al roții melcate ( $M_{tr} \cdot K_A$ ). Dacă forțele se calculează în acest mod, se va avea în vedere ca la verificarea danturii să nu se mai introducă în relațiile de verificare, încă o dată, factorul  $K_A$  (Anexa 2.2).

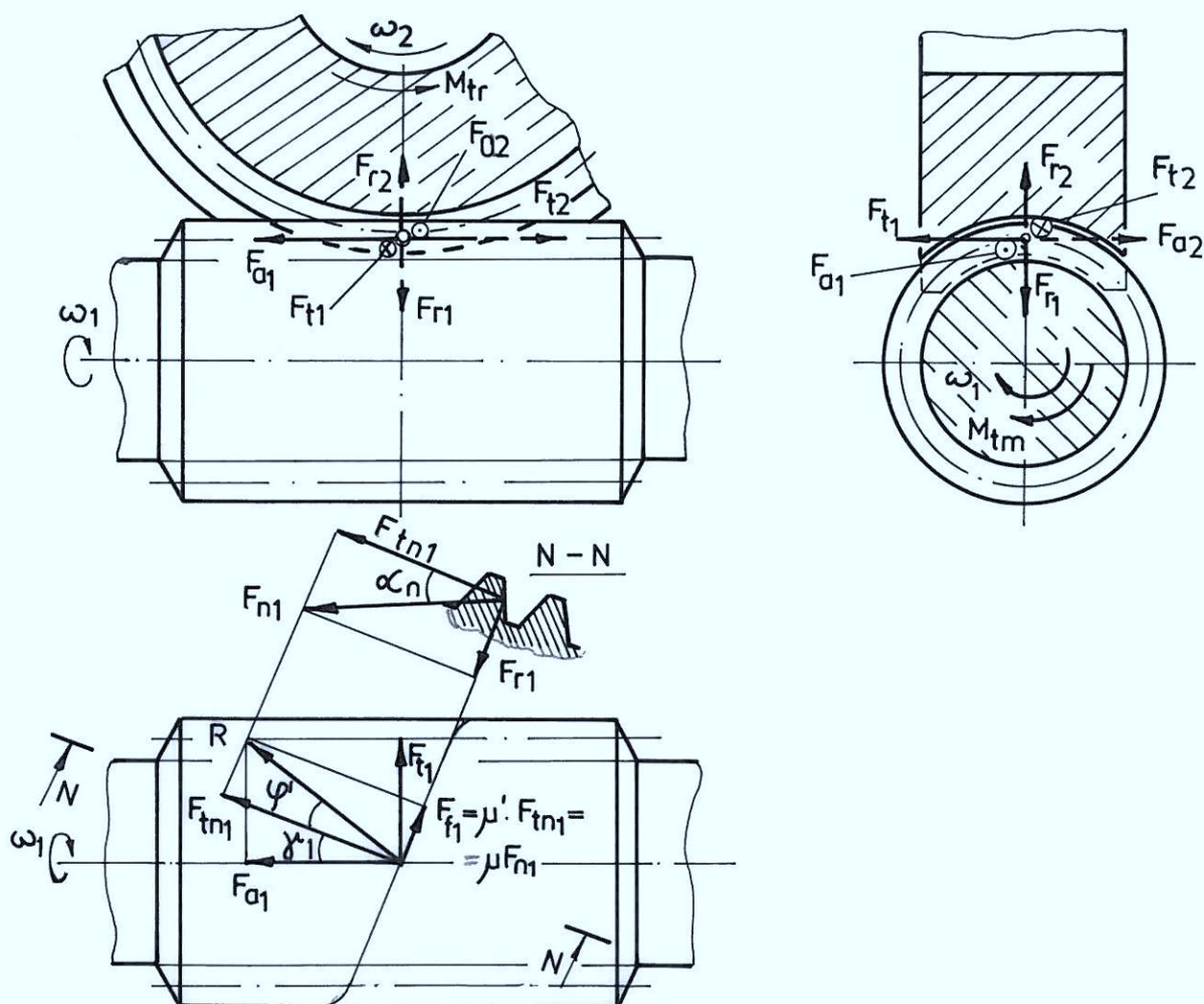


Fig. 2.28

- Forțele tangențiale  $F_{t1}$  și  $F_{t2}$

$$F_{t2} = \frac{2M_{tr}}{d_{o2}} \quad (2.223)$$

$$F_{t1} = F_{t2} \frac{\cos \alpha_n \cdot \sin \gamma_1 + \mu \cos \gamma_1}{\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma_1 - \mu \sin \gamma_1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_1 + \varphi') \quad (2.224)$$

Valorile coeficientului de frecare

Tabel 2.12

Viteza de alunecare $v_{al}$ [m/s]	Materialul coroanei roții melcate					
	Bronz fosforos cu staniu		Bronz fără staniu sau alamă		Fontă cenușie	
	Duritatea flancurilor elicei melcului HRC					
	HRC < 45	HRC ≥ 45	HRC < 45	HRC ≥ 45	HRC < 45	HRC ≥ 45
0,01	0,12	0,11	0,19	0,18	0,19	0,18
0,05	0,10	0,09	0,16	0,14	0,16	0,14
0,1	0,09	0,08	0,14	0,13	0,14	0,13
0,25	0,075	0,065	0,12	0,10	0,12	0,10
0,50	0,065	0,055	0,10	0,09	0,10	0,09
1,00	0,055	0,045	0,09	0,07	0,09	0,07
1,50	0,05	0,04	0,075	0,065	0,08	0,065
2,0	0,045	0,035	0,065	0,055	0,07	0,055
2,5	0,04	0,03	0,06	0,05	-	-
3	0,035	0,028	0,055	0,045	-	-
4	0,031	0,024	0,05	0,04	-	-
5	0,029	0,022	0,045	0,035	-	-
8	0,026	0,018	0,04	0,03	-	-
10	0,024	0,016	-	-	-	-
15	0,02	0,014	-	-	-	-
24	-	0,013	-	-	-	-

**Observații:**

1. Coeficientul de frecare  $\mu = \operatorname{tg} \varphi$  depinde de forma geometrică a flancurilor dinților, de natura materialelor, de rugozitatea flancurilor, de viteza de alunecare, de rodajul angrenajului melcat și, într-o oarecare măsură, de vâscozitate lubrifiantului care asigură ungerea.

2. Unghiul de frecare  $\varphi$  se calculează cu relația:

$$\varphi = \operatorname{arctg} \mu \quad (2.225)$$

3. Coeficientul de frecare, respectiv unghiul de frecare de calcul  $\mu'$  și  $\varphi'$ , se calculează astfel:

$$\mu' = \frac{\mu}{\cos \alpha_n} \quad (2.226)$$

respectiv

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \mu' = \operatorname{arctg} \left( \frac{\mu}{\cos \alpha_n} \right) \quad (2.227)$$

- Forțele radiale -  $F_{r1}$  și  $F_{r2}$

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_{t2} \cdot \sin \alpha_n}{\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma_1 - \sin \gamma_1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha_x \quad (2.228)$$

- Forțele axiale -  $F_{a1}$  și  $F_{a2}$

$$F_{a1} = F_{t2} = \frac{2M_{tr}}{d_2} \quad (2.229)$$

$$F_{a2} = F_{t1} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg}(\gamma_1 + \varphi') \quad (2.230)$$

- Forța normală pe dinte -  $F_{n1}$  și  $F_{n2}$

$$F_{n1} = F_{n2} = F_{t2} \cdot \frac{1}{\cos \alpha_n \cdot \cos \gamma_1 - \mu \sin \gamma_1} \quad (2.231)$$

### 2.5.5. Alegerea lubrifianțului și a sistemului de ungere a angrenajului melcat

Ungerea angrenajelor melcate se face în funcție de viteza periferică și presiunea hertziană de contact, calculată pe diametrul de divizare al roții melcate.

Pentru transmisiile deschise cu viteze periferice mai mici de 1 m/s se utilizează ca lubrifianți unsoarele consistente de uz general (U 75, U 85, U 100 STAS 562-80), pentru viteze cuprinse între 1 m/s și 4 m/s se recomandă unsoarele aditive cu grafit (U 100 + 15 % grafit coloidal).

Pentru viteze periferice mai mari (4-15 m/s) se recomandă uleiurile minerale, aducerea acestora în zona de contact se face prin barbotare (imersare). Pentru viteze periferice mai mari de 15 m/s se folosesc uleiurile minerale, administrate în zona de contact cu presiune exterioară (jet de ulei sau ungere cu ceață de ulei).

În cazul ungerii cu ulei a angrenajului melcat, se determină vâscozitatea cinematică necesară la 100° C ( $\nu_{100}$ ), în funcție de parametrul filmului de ulei  $x_u$  (fig. 2.29)

$$x_u = \frac{\sigma_H^2}{1000 \cdot v_{tw}} \quad (2.232)$$

în care:

- $\sigma_H$  - presiunea hertziană maximă din polul angrenării [MPa], calculată la punctul 2.5.6. C ;
- $v_{tw}$  - viteza tangențială pe cilindrul de divizare al melcului [m/s].

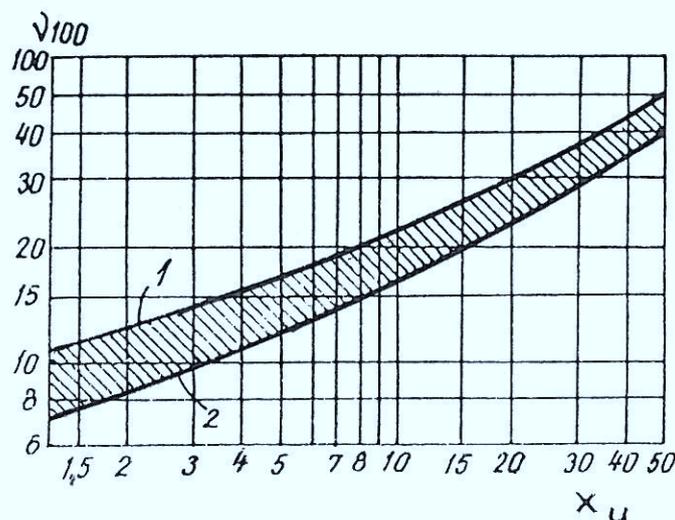


Fig. 2.29

Dacă angrenajul funcționează la sarcini variabile, atunci în expresia parametrului filmului de ulei se va introduce valoarea maximă a raportului  $x_u$ .

Curba superioară (1) se utilizează atunci când angrenajul melcat funcționează la o la o încărcare cu șocuri și la o temperatură a mediului ambiant mai mare de  $25^\circ \text{C}$ . Curba inferioară (2) se utilizează când angrenajul funcționează cu intermitențe și temperatura mediului este mai mică de  $10^\circ \text{C}$ .

Pentru a alege uleiul (anexa 2.22), este necesară determinarea vîscozității cinematice la  $50^\circ \text{C}$ . Dependența vîscozității de temperatură este de forma:

$$\lg[\lg(v_t + 0,6)] = 8,71 - B \cdot \lg(273 + t) \quad (2.233)$$

..Constanta B din relația de mai sus se determină cunoscând  $v_t = v_{100}$  din diagrama  $x_u$  și  $t = 100^\circ \text{C}$ .

Aplicând relația dependenței vîscozității de temperatură pentru  $t = 50^\circ$ , rezultă  $v_{50}$ , în funcție de care se alege uleiul cu vîscozitatea cea mai apropiată din anexa 2.22.

Ungerea angrenajului melcat se poate realiza prin imersarea roții melcate în ulei sau prin imersarea melcului. Roata melcată se cufundă în ulei doar pe înălțimea unui dinte, însă cel puțin 10 mm. Dacă melcul este cufundat în ulei, se adaugă restricția ca nivelul uleiului din baie să nu depășească o anumită valoare. Aceasta este impusă de centrul corpului de rostogolire cel mai de jos al rulmenților, montați pe arborele melcului. Dacă această restricție conduce la situația că melcul nu ajunge în baia de ulei, atunci se montează pe arborele melcului un disc cu palete care va dirija uleiul pe roata melcată.

## 2.5.6. Verificarea de rezistență a danturii angrenajului melcat cilindric

### A. Verificarea la oboseală prin încovoiere a piciorului dintelui

Calculul de verificare la oboseală a piciorului dintelui se efectuează numai pentru dinții roții melcate, deoarece dinții melcului sunt mai rezistenți (spirele melcului sunt continue și sunt realizate după o elice înfășurată pe un cilindru, iar melcul se confecționează din oțel). În calculul de verificare la oboseală a piciorului dintelui se poate utiliza, cu aproximație admisă, relația de verificare de la angrenajele cilindrice cu dinți înclinați.

Tensiunea de încovoiere de la piciorul dintelui se determină cu relația:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_{t2} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta}}{b_2 m_x \cos \gamma_1} \cdot Y_{F2} Y_\varepsilon Y_\beta \leq \sigma_{FP2} \quad (2.234)$$

unde:

$$\sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flm2}}{S_{FP}} Y_{N2} Y_{S2} Y_x \quad (2.235)$$

în care:

- $\sigma_{F2}$  - tensiunea de încovoiere la oboseală la piciorul dintelui;
- $F_{tF2}$  - forța reală tangențială la cercul de divizare al roții melcate

$$F_{tF2} = F_{t2} K_A K_V K_{F\alpha} K_{F\beta} \quad (2.236)$$

- $F_{t2}$  - forța nominală tangențială la cercul de divizare al roții melcate;
- $K_A$  - factorul de utilizare, din anexa 2.2;
- $K_V$  - factorul dinamic, din anexa 2.6;
- $K_{F\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii, din anexa 2.7;
- $K_{F\beta} = f(K_{H\beta})$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii, din anexa 2.8;
- $b_2$  - lățimea danturii roții melcate;
- $m_x$  - modulul axial al danturii;
- $\gamma_1$  - unghiul elicei de divizare  $\gamma_1 = \beta_2$ ;
- $Y_{F2}$  - factorul de formă al dintelui, din anexa 2.9;

- $Y_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire,  $Y_\varepsilon \geq 0,7$

$$Y_\varepsilon = 0,25 + 0,75 / \varepsilon_\alpha \quad (2.237)$$

- $Y_\beta$  - factorul înclinării danturii

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \beta^\circ / 120^\circ \geq Y_{\beta \min} \quad (2.238)$$

unde:

$$Y_{\beta \min} = 1 - 0,25 \cdot \varepsilon_\beta \geq 0,75 \quad (2.238')$$

- $\sigma_{FP2}$  - tensiunea admisibilă la oboseală prin încovoiere la piciorul dintelui;
- $\sigma_{Flim2}$  - rezistența limită de rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din tabelul 2.4;
- $S_{FP}$  - factor de siguranță la rupere prin oboseală la piciorul dintelui, din anexa 2.10;
- $Y_{N2}$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11;
- $Y_{s,2}$  - factorul concentratorului de tensiune din zona de racordare a piciorului dintelui, din anexa 2.12;
- $Y_x$  - factorul de dimensiune, din anexa 2.13.

### B. Verificarea solicitării statice de încovoiere a piciorului dintelui la încărcarea maximă

Calculul urmărește evitarea deformațiilor plastice ale dinților roții melcate care au duritate mai mică de 350 HB. Tensiunea maximă de încovoiere la piciorul dintelui este dată de relația:

$$\sigma_{Fst2} = \sigma_{F2} \frac{K_{AMax}}{K_A} \leq \sigma_{FPst2} = \frac{\sigma_{r2}}{S_{FPst}} \quad (2.239)$$

în care:

- $K_{AMax}$  - factorul de șoc maxim. Este dat de relația:

$$K_{AMax} = M_{tMaxr} / M_{tr} \quad (2.240)$$

- $M_{tMaxr}$  - momentul de torsiune maxim care poate apărea la pornire sau în cazul blocării accidentale a transmisiei în timpul funcționării;
- $M_{tr}$  - momentul de torsiune nominal pe arborele roții melcate;
- $\sigma_r$  - rezistența de rupere statică prin încovoiere, din tabelul 2.4;
- $S_{FPst}$  - coeficientul de siguranță la solicitarea statică prin șoc a piciorului dintelui. Se adoptă  $S_{FPst} = 2$ .

### C. Verificarea la presiune hertziană, în cazul solicitării la oboseală a flancurilor dinților (verificare la pitting)

Tensiunea hertziană de contact de pe flancul dinților aflați în angrenare se determină în punctul de tangență al cercurilor de rostogolire (punctul C - polul angrenării).

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon Z_\beta \sqrt{\frac{F_{t2} K_A K_V K_{H\alpha} K_{H\beta}}{d_2 d_1} \cdot \frac{360^\circ}{\pi \cdot 2\theta_2} \cdot \cos^2 \gamma_1} \leq \sigma_{HP2} \quad (2.241)$$

unde:

$$\sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{HP}} Z_{R2} \cdot Z_W \cdot Z_L \cdot Z_V \cdot Z_{N2} \quad (2.242)$$

în care:

- $Z_E$  - factorul modulului de elasticitate al materialelor, din anexa 2.14;
- $Z_H$  - factorul zonei de contact;

$$Z_H = \sqrt{\frac{2}{(\cos \alpha_n - \mu \operatorname{tg} \gamma_1) \sin \alpha_n}} \quad (2.243)$$

- $Z_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire

$$\begin{cases} Z_\varepsilon = 1 / \varepsilon_\alpha & \text{dacă } \varepsilon_\alpha < 2 \\ Z_\varepsilon = 0,5 & \text{dacă } \varepsilon_\alpha \geq 2 \end{cases} \quad (2.244)$$

- $Z_\beta$  - factorul înclinării dinților

$$Z_\beta = \sqrt{\cos \beta} \quad (2.245)$$

- $F_{tH2}$  - forța reală tangențială la cercul de divizare al roții melcate

$$F_{tH2} = F_{t2} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \quad (2.246)$$

- $K_{H\alpha}$  - factorul repartiției frontale a sarcinii, din anexa 2.7;
- $K_{H\beta}$  - factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii, din anexa 2.9;
- $d_2$  - diametrul cercului de divizare al roții melcate;
- $d_1$  - diametrul cilindrului de divizare al melcului;
- $\gamma_1$  - unghiul de pantă al elicei de divizare;
- $2\theta_2^\circ$  - unghiul coroanei roții melcate;
- $\sigma_{HP2}$  - tensiunea hertziană admisibilă la solicitarea de oboseală a flancurilor dinților;
- $\sigma_{Hlm2}$  - rezistența limită la oboseală superficială de contact a flancurilor dinților (rezistența la pitting), din tabelul 2.4;
- $S_{HP}$  - factorul de siguranță la pitting, din anexa 2.10;
- $Z_{R2}$  - factorul rugozității flancurilor dinților, din anexa 2.15;
- $Z_w$  - factorul raportului durității flancurilor din anexa 2.16;
- $Z_V$  - factorul influenței vitezei periferice a roții, din anexa 2.18;
- $Z_{N2}$  - factorul numărului de cicluri de funcționare, din anexa 2.11;
- $\alpha_n$  - unghiul de presiune normal;
- $\mu$  - coeficientul de frecare dintre flancurile danturii melcului și roții melcate (s-a adoptat din tabelul 2.12 atunci când s-au calculat forțele din angrenaj).

Celelalte elemente din relație sunt explicate la pct. A.

#### D. Verificarea la solicitarea statică de contact a flancurilor dinților

Calculul are drept scop evitarea deformațiilor plastice ale flancurilor dinților roții melcate.

Presiunea hertziană statică a flancurilor dinților la încărcarea maximă se determină tot în punctul de rostogolire C:

$$\sigma_{Hst} = \sigma_H \sqrt{\frac{K_{AMax}}{K_A}} \leq \sigma_{HPst2} \quad (2.247)$$

unde:

- $K_{AMax}$ ,  $K_A$  - au aceeași semnificație ca la pct. B;
- $\sigma_{HPst2}$  - presiunea hertziană statică admisibilă a flancului dintelui, din anexa 2.19.

#### Observații:

1. Verificările la solicitările statice (pct. B și D) se recomandă a fi făcute atunci când angrenajul este integrat într-o transmisie mecanică, care funcționează cu șocuri mari (variații bruște ale momentului de torsiune de transmis), sau când există pericolul blocării accidentale a transmisiei în timpul exploatații.

2. În cazul în care dantura roții melcate nu verifică una din cele patru solicitări, se recomandă:
- alegerea unui material cu proprietăți fizico-mecanice mai bune;
  - aplicarea unor tehnologii de turnare a coroanei melcate care să conducă la mărirea rezistenței acesteia;
  - majorarea lățimii danturii roții  $b_2$ , dar cu respectarea relațiilor (2.204);
  - modificarea unor parametri geometrici și funcționali ai danturii roții melcate, astfel încât o serie de factori ce intervin în relațiile tensiunilor efective să aibă valori minime;
  - majorarea elementelor geometrice ale angrenajului ( $a_{12}$ ,  $m_x$ ,  $z_{1,2}$ ) cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale (redimensionarea angrenajului).

3. În cazul în care tensiunile efective calculate cu ajutorul relațiilor de verificare de la pct. A și C sunt mult inferioare tensiunilor admisibile (angrenajul este supradimensionat), se recomandă:

- schimbarea materialelor sau a tratamentelor, astfel încât tensiunile admisibile să nu depășească cu mai mult de 20-60% tensiunile efective;
- reducerea lățimii danturii roții melcate  $b_2$ , cu respectarea relațiilor (2.204);
- reducerea elementelor geometrice ale angrenajului ( $a_{12}$ ,  $m_x$ ,  $z_{1,2}$ ) cu recalcularea tuturor elementelor geometrice și funcționale ale angrenajului melcat cilindric.

### 2.5.7. Elemente privind construcția melcului cilindric și a roții melcate

Forma constructivă a melcului și a roții melcate este impusă de dimensiuni, de tehnologia de fabricație, de materialul din care se confecționează și de condițiile de funcționare. În anexa 2.25 sunt indicate recomandări, privind construcția melcului cilindric și a roții melcate.

**Melcul** poate fi executat dintr-o bucată cu arborele său (în cele mai frecvente cazuri) sau separat de arbore (montat pe arbore, prin intermediul unei pene paralele).

Prima variantă constructivă conferă un gabarit redus reductorului, dar prezintă dezavantajul că arborele se confecționează din același material cu melcul. Dacă melcul este confecționat din material care se pretează durificării flancurilor spirei, se va obține un angrenaj cu gabarit minim. În cazul când melcul este separat de arbore, materialul este utilizat mai rațional, dar se constată o majorare a gabaritului roții melcate, în consecință, și a reductorului.

**Roata melcată** se execută în aceleași soluții constructive ca și roțile dințate cilindrice (vezi cap. 2.2.6 pct.B) și, anume, independent de arbore. La majoritatea roților melcate, pentru a economisi bronzul care este un material deficitar, coroana melcată se execută separat de restul corpului roții, care este din fontă. Montajul coroanei pe corpul roții se poate face:

- a) prin intermediul unei asamblări fretate și asigurate prin intermediul unor știfturi filetate;
- b) prin intermediul unei asamblări cu șuruburi montate păsuț, iar ajustajul dintre coroană și corpul roții este intermediar ( $H 7/n6$ );
- c) coroana se toarnă centrifugal în jurul corpului roții care este din fontă, soluție utilizată în cazul producției de serie mare sau de masă. În această variantă, corpul roții are forma de disc plin. Atunci când dantura roții melcate se execută din fontă, coroana se face dintr-o bucată cu corpul roții.

În anexa 2.26-4 și 2.26-5 este prezentat modul de întocmire a desenului de execuție pentru melc și pentru roata melcată, conform STAS 5013/4-82.

**Recomandări privind alegerea treptelor de precizie a angrenajelor în funcție de domeniul de utilizare**

Treptele de precizie a danturilor roților dințate											
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
					Turbine						
					Motoare cu ard.int.						
					Vapoare						
					Mașini textile						
					Industria chimică						
					Ind. poligrafică						
					Constr. de aparate						
					Trenuri						
					Mașini de ridicat și transportat						
					Echipamente de birotică						
					Aparat, echip.de mec.fină						
					Mașini unelte						
					Aparat de măs.						
Roți etalon											

**Treapta de precizie a danturii în funcție de procesul tehnologic de execuție**

Procesul de prelucrare a danturii		Treapta de precizie STAS 12192-84									
		3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Rectificare		○	○	●	●	●					
Șevăruire				○	●	●	●				
Mortezare, rabotare, frezare					○	●	●	●	●		
Frezare cu freză melc	freză tip AA				○	●	●				
	freză tip A					○	●	●			
	freză tip B						○	●	●		
Frezare urmată de tratament de călire								○	●	●	●
Ștanțare, presare, frezare prin formă injectare								○	●	●	●
Turnare									○	●	●

- - dantură obținută în condiții severe de prelucrare
- - dantură obținută în condiții normale de prelucrare.

Alegerea treptei de precizie a danturii angrenajelor					
Viteza periferică a roții pe cercul de divizare [m/s]		...2	2...5	5...10	10...40
Treapta de precizie a danturii pentru	dantură înclinată	11 sau 12	9 sau 10	7 sau 8	5 sau 6
	dantură dreaptă	9 sau 10	7 sau 8	5 sau 6	4
Rugozitatea flancurilor danturii $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]		12,5	6,3 ... 12,5	3,2...6,3	0,4...1,6

**Observație :** Valorile mai mici ale rugozităților se recomandă pentru roți cu viteza periferică mai mare.

Factorul de utilizare  $K_A$ 

Caracteristica de funcționare a mașinii de lucru (antrenate)	Caracteristica de funcționare a mașinii motoare		
	uniformă	șocuri ușoare	șocuri medii
	Motor electric turbină cu abur sau cu gaze	Motor poli- cilindric cu ardere internă	Motor mono- cilindric cu ardere internă
<b>Uniformă</b> Generatoare, ventilatoare, turbocompresoare, transportoare, ascensoare ușoare, mecanisme de avansuri la mașini - unelte, amestecătoare pentru materiale omogene.	1,00	1,25	1,75
<b>Șocuri medii</b> Transmisia principală a mașinilor – unelte, ascen- soare grele, mecanisme de pivotare a macaralelor, pompe policilindrice cu piston, agitatoare și ames- tecătoare pentru materiale neomogene.	1,25	1,5	2,00
<b>Șocuri puternice</b> Foarfece, ștanțe, prese, laminoare, mașini și utilaje siderurgice, prese de brichetat, concasoare, instalații și utilaje de foraj.	1,50	1,75	2,25

**Observații:**

1. Valorile din tabel sunt valabile pentru transmisii care nu lucrează în domeniul de rezonanță.
2. Dacă se indică prin norme, pentru diferite domenii, factorul de utilizare (sau de funcționare), atunci se vor utiliza valorile respective.
3. Pentru transmisii multiplicatoare, factorul de utilizare se majorează cu 10 %.

## Factorul de lățime a danturii pentru angrenaje cilindrice și pentru angrenaje conice

Duritatea flancurilor	Amplasarea pinionului	Clasa de precizie a angrenajului cilindric			Angrenaje conice
		5 - 6	7 - 8	9 - 10	
		$b/d_1 = \Psi_d$	$b/d_1 = \Psi_d$	$b/d_1 = \Psi_d$	
$D_1 \leq 350$ HB $D_2 \leq 350$ HB sau $DF_1 > 350$ HB	Simetrică între reazeme	1,3...1,4	1,1...1,3	0,7...0,8	-
$D_2 \leq 350$ HB Dantura roții nedurificată	Asimetrică între reazeme	1,0...1,2	0,7...0,8	0,5...0,6	-
	În consolă	0,6...0,7	0,5...0,6	0,3...0,4	0,3...0,4
$DF_1 > 350$ HB $DF_2 > 350$ HB Danturi durificate superficial	Simetrică între reazeme	0,5	0,5	0,4	-
	Asimetrică între reazeme	0,4	0,4	0,3	-
	În consolă	0,3	0,3	0,2	0,25...0,35

**Observație:** În unele lucrări de specialitate se recomandă raportul  $b/a_{12}$  sau  $b/m$ , relațiile de calcul în care intervin aceste rapoarte sunt corectate corespunzător.

În lucrarea de față, în toate relațiile de calcul se utilizează raportul  $b/d_1$  pentru angrenaje cilindrice și, respectiv,  $b/R$  pentru angrenaje conice.

Pentru valorile indicate în tabel se asigură factorul de lățime  $K_{H\beta} = 1,1...1,4$ .

Gama modulelor [mm] (extras STAS 882 - 82)

I	II	I	II
1		5	4,5
	1,125		
1,25		6	5,5
	1,375		
1,5		8	7
	1,75		
2		10	9
	2,25		
2,5		12	11
	2,75		
3		16	14
	3,5		
4			18

**Observații:** Valorile din șirul I se vor prefera celor din șirul II.  
**Pentru angrenaj cu melc cilindric** se adoptă în gama modulelor și valorile 1,6 3,15 5,6 6,3 și 12,5.

Distanța dintre axe [mm] ( extras STAS 6055 –82)

I	II	I	II
40	40	160	160
	45		180
50	50	200	200
	56		225
63	63	250	250
	71		280
80	80	315	315
	90		355
100	100	400	400
	112		450
125	125	500	500
	140		560

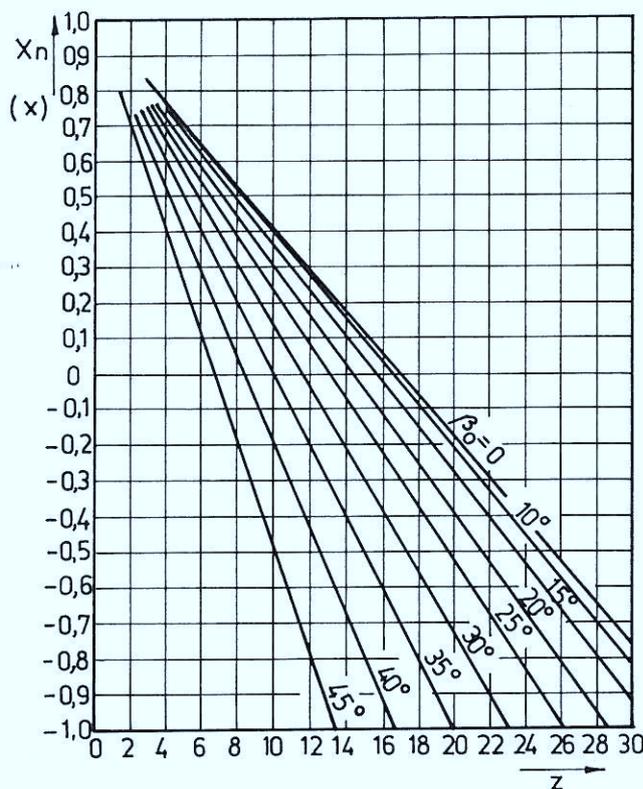
**Observații:** Se vor alege de preferință valorile cuprinse în șirul I.  
Distanțe dintre axe mai mari decât cele indicate se obțin prin înmulțirea cu 10.

Coeficientul diametral –  $q$  (extras STAS 6845 - 82)

$m_x$	1...1,5	2 ...2,5	3 ... 4	5 ...6	8 ...10	12 ...16	20 ...25
$q$	12	10	10	9	9	8	7
	<u>14</u>	<u>12</u>	<u>11</u>	<u>10</u>	<u>10</u>	<u>9</u>	<u>8</u>
	16	14	12	12	11	10	9

**Observație:** Valorile subliniate sunt de preferat.

Stabilirea coeficienților deplasărilor de profil pentru pinion și roată



$$x_1 \cong x_s \cdot \frac{z_1}{z_1 + z_2} + \lambda \cdot \frac{z_2 - z_1}{z_1 + z_2}$$

Fig. 2.5.1

$$x_{n1} \cong x_{sn} \cdot \frac{z_1}{z_1 + z_2} + \lambda \cdot \frac{z_2 - z_1}{z_1 + z_2}$$

unde  $x_s$  - vezi relația (2.12)

$x_{sn}$  - vezi relația (2.76)

$\lambda = 0,7$  pentru danturi durificate

$\lambda = 0,5$  pentru danturi nedurificate

Împărțirea sumei deplasărilor specifice la pinion și roată pentru transmisie reductoare

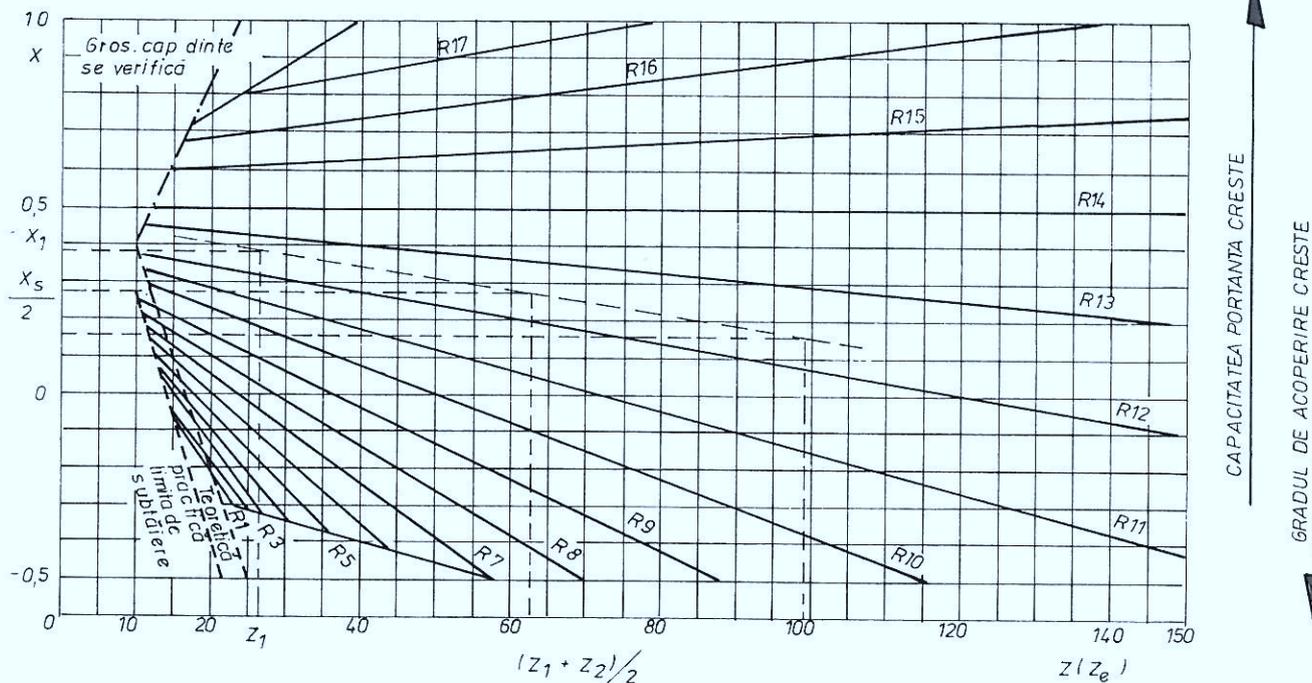


Fig. 2.5.2

**Observație:** Coeficientul deplasării de profil a danturii pinionului trebuie să fie suficient de mare pentru a evita fenomenul de subțaiere a danturii, valoarea minimă a coeficientului  $x$  sau  $x_n$  se poate alege în funcție de numărul de dinți ai pinionului și de unghiul de înclinare a danturii.

**Factorul dinamic  $K_v$**

Treapta de precizie recomandată în funcție de viteza periferică a pinionului

Viteza periferică a pinionului pe cercul de divizare [m/s]		...2	2...5	5...10	10...40
Treapta de precizie	Dantură înclinată	11 sau 12	9 sau 10	7 sau 8	5 sau 6
	Dantură dreaptă	9 sau 10	7 sau 8	5 sau 6	4

Treapta de precizie	Factorul dinamic $K_v$	Treapta de precizie	Factorul dinamic $K_v$
5 sau 6	$1 + \frac{\sqrt{v_{td}}}{22}$	9 sau 10	$1 + \frac{\sqrt{v_{td}}}{11}$
7 sau 8	$1 + \frac{\sqrt{v_{td}}}{15}$	11 sau 12	$1 + \frac{\sqrt{v_{td}}}{7}$

unde:  $v_{td} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{pinion}}{60 \cdot 10^3}$

**Factorul repartiției frontale a sarcinii  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{F\alpha}$**

Tipul angrenajului	Treapta de precizie	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
Angrenaj cilindric cu dinți drepti sau înclinați	5	$K_{H\alpha} = 0,995 + 0,001 \cdot v_{td}$	$K_{F\alpha} = 2K_{H\alpha} - 1$
	6	$K_{H\alpha} = 1 + 0,003 \cdot v_{td}$	
	7	$K_{H\alpha} = 1,02 + 0,005 \cdot v_{td}$	
	8	$K_{H\alpha} = 1,046 + 0,0084 \cdot v_{td}$	
	9	$K_{H\alpha} = 1,1 + 0,012 \cdot v_{td}$	
Angrenaj conic	8 ; 9 sau 10	$K_{H\alpha} = 1 / Z\epsilon$	$K_{F\alpha} = 1 / Y\epsilon$
	6 sau 7	$K_{H\alpha} = 1$	$K_{F\alpha} = 1$
Angrenaj melcat cilindric	6 sau 7, angrenaj rodat	$K_{H\alpha} = 0,75$	$K_{F\alpha} = 0,75$
	8 ; 9 sau 10	$K_{H\alpha} = 1$	$K_{F\alpha} = 1$

**Observație:**  $v_{td}$  reprezintă viteza tangențială a pinionului măsurată pe cercul de divizare.

$$v_{td} = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_{pinion}}{60 \cdot 10^3}$$

Factorul repartiției sarcinii pe lățimea danturii pentru solicitarea piciorului dintelui  $K_{F\beta}$ 

Tipul angrenajului	Factorul repartiției sarcinii $K_{F\beta}$
Angrenaj cilindric cu dinți dreupți sau înclinați	$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^e$ , unde $e = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2}$
Angrenaj conic	$K_{F\beta} = (K_{H\beta})^e$ , unde $e = \frac{(b/h)^2}{1 + (b/h) + (b/h)^2}$
Angrenaj melcat cilindric rodat	$K_{F\beta} = K_{H\beta} = 1$

**Observații :**  $b = b_2$  - reprezintă lățimea danturii roții ;  $h$  - reprezintă înălțimea dintelui roții ;  
 $K_{H\beta}$  - factorul de repartiție pe lățimea danturii se adoptă din tabelele de mai jos.

**Factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii  $K_{H\beta}$**   
**Angrenaje cu danturi durificate**

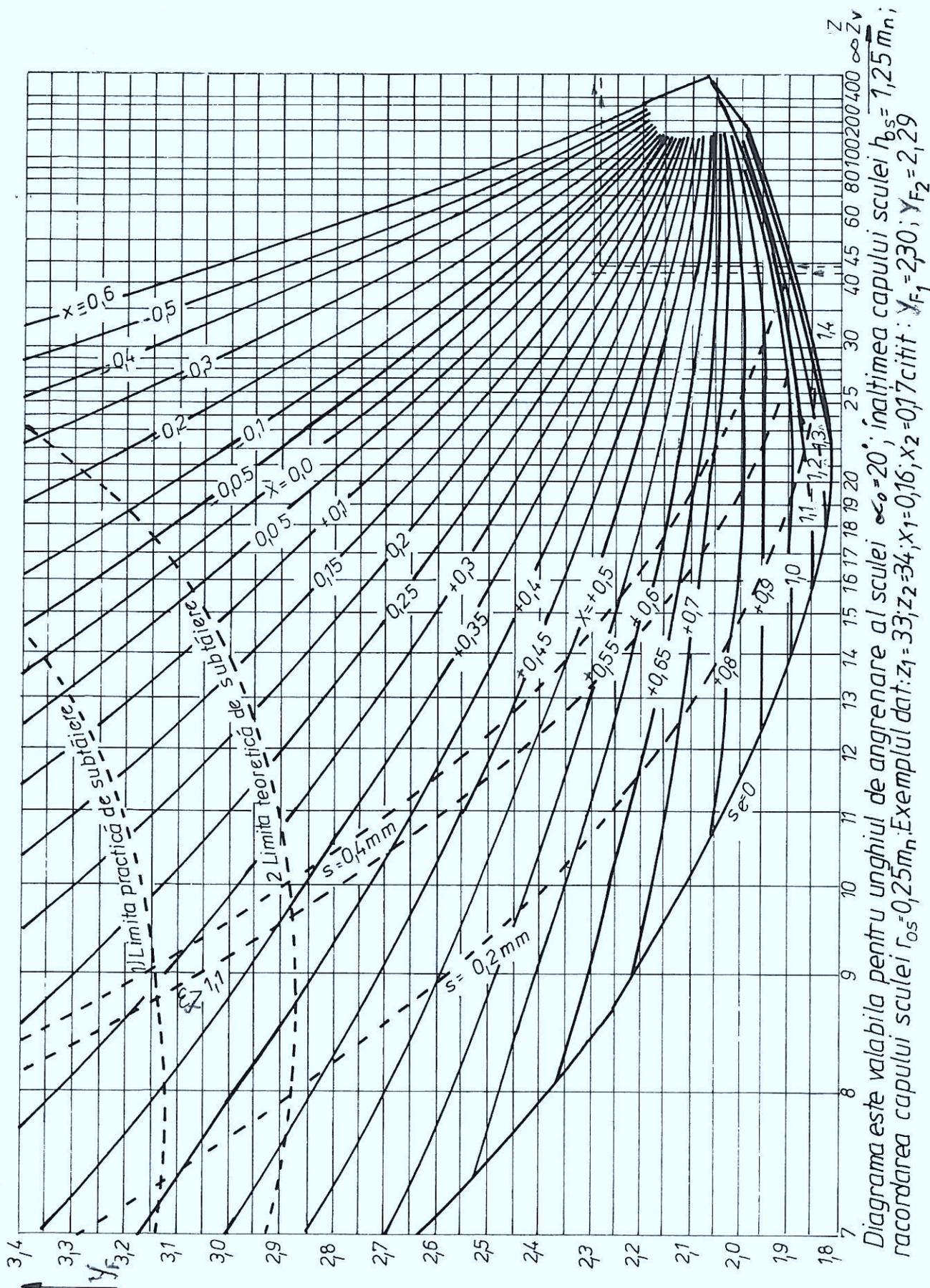
Angrenaje cu flancul danturii durificat		
Poziția roții pe arbore față de lagăre	Treapta de precizie recomandată	Factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii $K_{H\beta}$
În consolă	9 sau 10	$1 + \psi_d$
În consolă	7 sau 8	$1 + 0,7 \cdot \psi_d$
Nesimetrică	9 sau 10	
În consolă	5 sau 6	$1 + 0,5 \cdot \psi_d$
Nesimetrică	7 sau 8	
Simetrică	9 sau 10	$1 + 0,3 \cdot \psi_d$
Nesimetrică	5 sau 6	
Simetrică	7 sau 8	$1 + 0,2 \cdot \psi_d$
Simetrică	5 sau 6	

**Angrenaje cu cel puțin una din danturi nedurificată**

Angrenaje cu dantură nedurificată și angrenaje la care pinionul are dantura durificată iar roata cu dantura nedurificată		
Poziția roții pe arbore față de lagăre	Treapta de precizie recomandată	Factorul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii $K_{H\beta}$
În consolă	9 sau 10	$1 + 0,5 \cdot \psi_d$
În consolă	7 sau 8	$1 + 0,35 \cdot \psi_d$
Nesimetrică	9 sau 10	
În consolă	5 sau 6	$1 + 0,25 \cdot \psi_d$
Nesimetrică	7 sau 8	
Simetrică	9 sau 10	$1 + 0,15 \cdot \psi_d$
Nesimetrică	5 sau 6	
Simetrică	7 sau 8	$1 + 0,1 \cdot \psi_d$
Simetrică	5 sau 6	

**Observație :**  $\psi_d = (b/d_f)$  - factorul de lățime a danturii a fost stabilit la dimensionarea angrenajului din anexa 2.3.

Factorul de formă al dintelui  $Y_F$



**Factorii de siguranță la rupere prin oboseală la piciorul dintelui  
și de rezistență la pitting a flancurilor danturii  $S_{FP}$ ,  $S_{HP}$**

**Factorii de siguranță pentru roți dințate cilindrice**

Cerințele funcționării		$S_{FP}$	$S_{HP}$
Siguranță în funcționare	foarte mare, cazuri speciale	1,50.....3,00	1,50.....1,75
	normală	1,25	1,15

**Factorii de siguranță pentru roți dințate conice**

Cerințele funcționării		$S_{FP}$	$S_{HP}$
Siguranță în funcționare	foarte mare, cazuri speciale	3,00.....5,00	1,50.....2,00
	normală	1,50	1,25

**Factorii de siguranță pentru roți melcate**

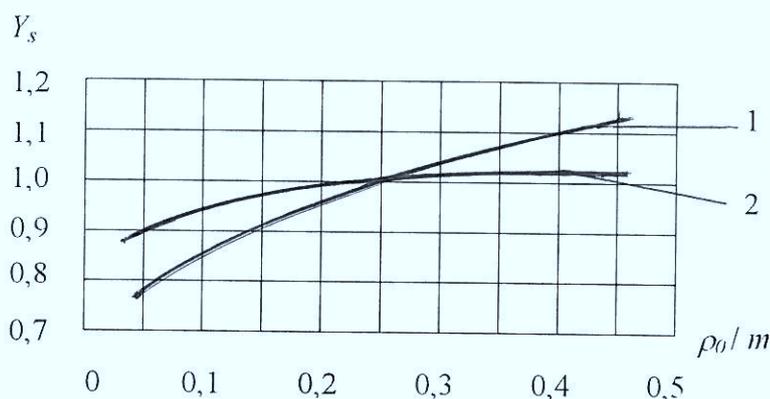
Cerințele funcționării		$S_{FP}$	$S_{HP}$
Siguranță în funcționare	foarte mare, cazuri speciale	1,50.....3,00	1,75.....2
	normală	1,25	1,5

Factorul numărului de cicluri de funcționare  $Y_N, Z_N$

Numărul de cicluri de funcționare ale pinionului $N_1$ , respectiv ale roții $N_2$	$Y_N$	Numărul de cicluri de funcționare ale pinionului $N_1$ , respectiv ale roții $N_2$	$Z_N$
$10^3 \leq N < 10^7$	$(10^7 / N)^{1/9}$	$10^3 \leq N < 5 \cdot 10^7$	$(5 \cdot 10^7)^{1/6}$
$N \geq 10^7$	1	$N \geq 5 \cdot 10^7$	1

**Observație :**  $N$  - numărul de cicluri de funcționare se determină pentru pinion și, respectiv, pentru roată;  
 $N = 60 \cdot n \cdot L_h$ , unde :  $n$  - turația pinionului, respectiv a roții [rot/min];  
 $L_h$  - durata de funcționare a angrenajului [ore].

Factorul concentratorului de tensiune din zona de racordare a piciorului dintelui  $Y_S$



Curba 1 este valabilă pentru dantură nedurificată ( $D < 350$  HB).

Curba 2 se recomandă a fi utilizată pentru dantură durificată cu duritatea flancului ( $DF \geq 350$  HB).

**Observație :** Dacă raza de racordare  $\rho_0$  ( $\rho_{0m}$ ) de la piciorul dintelui are valori apropiate de  $0,25 \cdot m$  pentru angrenaje cu dinți drepecți sau  $0,25 \cdot m_n$  pentru angrenaje cu dinți înclinați sau  $0,25 \cdot m_m$  pentru angrenaje conice, factorul concentratorului de tensiune  $Y_S = 1$ .

Factorul de dimensiune  $Y_X$

Materialul roților dințate	Modulul danturii [mm]	Factorul de dimensiune $Y_X$
Toate materialele	$m \leq 5$	$Y_X = 1$
Oțeluri de construcție și oțeluri de îmbunătățire, fonte nodulare sau maleabile	$5 < m \leq 30$	$Y_X = 1,03 - 0,006 \cdot m$
	$30 \leq m$	$Y_X = 0,85$
Oțeluri durificate superficial	$5 < m \leq 30$	$Y_X = 1,05 - 0,01 \cdot m$
	$30 \leq m$	$Y_X = 0,75$
Fonte cenușii	$5 < m \leq 25$	$Y_X = 1,075 - 0,015 \cdot m$
	$25 \leq m$	$Y_X = 0,7$

Factorul modului de elasticitate al materialului  $Z_E$ 

Pinion		Roată		$Z_E \sqrt{\text{MPa}}$
Materialul	$E_1$ MPa	Materialul	$E_2$ MPa	
Oțel	206.000	Oțel laminat	206.000	189,8
		Oțel turnat	202.000	188,9
		Fontă nodulară	173.000	181,4
		Bronz cu staniu turnat	103.000	155,0
		Bronz cu staniu	113.000	159,8
		Fontă cenușie	126.000 la 118.000	164,4 la 162,0
		Oțel turnat	202.000	188,0
Fontă nodulară	173.000	Fontă nodulară	173.000	180,5
		Fontă cenușie	118.000	161,4
		Fontă nodulară	173.000	173,9
Fontă cenușie	126.000 la 118.000	Fontă cenușie	118.000	156,6
		Fontă cenușie	118.000	146 la 143,7
Oțel	206.000	Textolit	7850	56,4

Coeficientul lui Poisson este pentru textolit  $\nu = 0,5$  iar pentru celelalte materiale din tabel  $\nu = 0,3$ .

Factorul rugozității flancurilor dinților  $Z_R$ 

$$Z_R = (3 / R_{z100})^C, \quad \text{unde} \quad C = 0,12 + (1000 - \sigma_{Hlm}) / 5000$$

$$R_{z100} = R_z (100 / a_{12})^{1/3}$$

$$R_z = 0,5 (R_{z1} + R_{z2})$$

$$R_z \approx (5 \dots 6) R_a$$

Angrenaje cu dantura pinionului durificată		Angrenaje cu dantura nedurificată	
Rugozitatea flancurilor $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	Factorul de rugozitate $Z_R$	Rugozitatea flancurilor $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	Factorul de rugozitate $Z_R$
0,16...0,4	1,2	0,16...0,4	1,15
0,4...1,6	1,1	0,4...1,6	1
1,6...3,2	1	1,6...3,2	0,9
		peste 3,2	0,8

**Observație :** Pentru angrenaje care sunt utilizate în condiții mai stricte de funcționare, factorul rugozității flancurilor  $Z_R$  se calculează după cum urmează:

$$Z_R = (3 / R_{z100})^C, \quad \text{unde} \quad C = 0,12 - (1000 - \sigma_{Hlm}) / 5000$$

$$R_{z100} = R_z (100 / a_{12})^{1/3}$$

$$R_z = 0,5 (R_{z1} + R_{z2})$$

$$R_z \approx (5 \dots 6) R_a$$

**Factorul raportului durității flancurilor danturii  $Z_w$** 

$$\left| \begin{array}{l} Z_w = 1,2 - (D - 130) / 170, \text{ dacă dantura roții este nedurificată (D ≤ 400 HB), iar cea a} \\ \text{pinionului durificată (DF > 350...400HB) și rectificată;} \\ Z_w = 1, \text{ în rest.} \end{array} \right.$$

**Factorul influenței ungerii asupra solicitării la presiune hertziană de contact  $Z_L$** 

$$Z_L = C_{ZL} + \frac{4(1 - C_{ZL})}{(1,2 + 80 / \nu_{50^\circ})^2}, \quad \text{unde } C_{ZL} = 0,83 + 0,08 \frac{\sigma_{H\text{ lim}} - 850}{350}$$

Dacă  $\sigma_{H\text{ lim}} < 850$  MPa, se adoptă  $\sigma_{H\text{ lim}} = 850$  MPa.

Dacă  $\sigma_{H\text{ lim}} > 1200$  MPa, se adoptă  $\sigma_{H\text{ lim}} = 1200$  MPa.

**Observații :** Pentru angrenaje cu ungere normală se poate adopta  $Z_L = 1$ .  
Vîscozitatea cinematică  $\nu_{50^\circ}$  se adoptă odată cu uleiul din anexa 2.22.

**Factorul influenței vitezei periferice asupra solicitării de contact  $Z_V$** 

$$Z_V = C_{ZV} + \frac{2(1 - C_{ZV})}{\sqrt{0,8 + 32 / \nu_{td}}}, \quad \text{unde } C_{ZV} = 0,85 + 0,08 \frac{\sigma_{H\text{ lim}} - 850}{350}$$

Dacă  $\sigma_{H\text{ lim}} < 850$  MPa, se adoptă  $\sigma_{H\text{ lim}} = 850$  MPa.

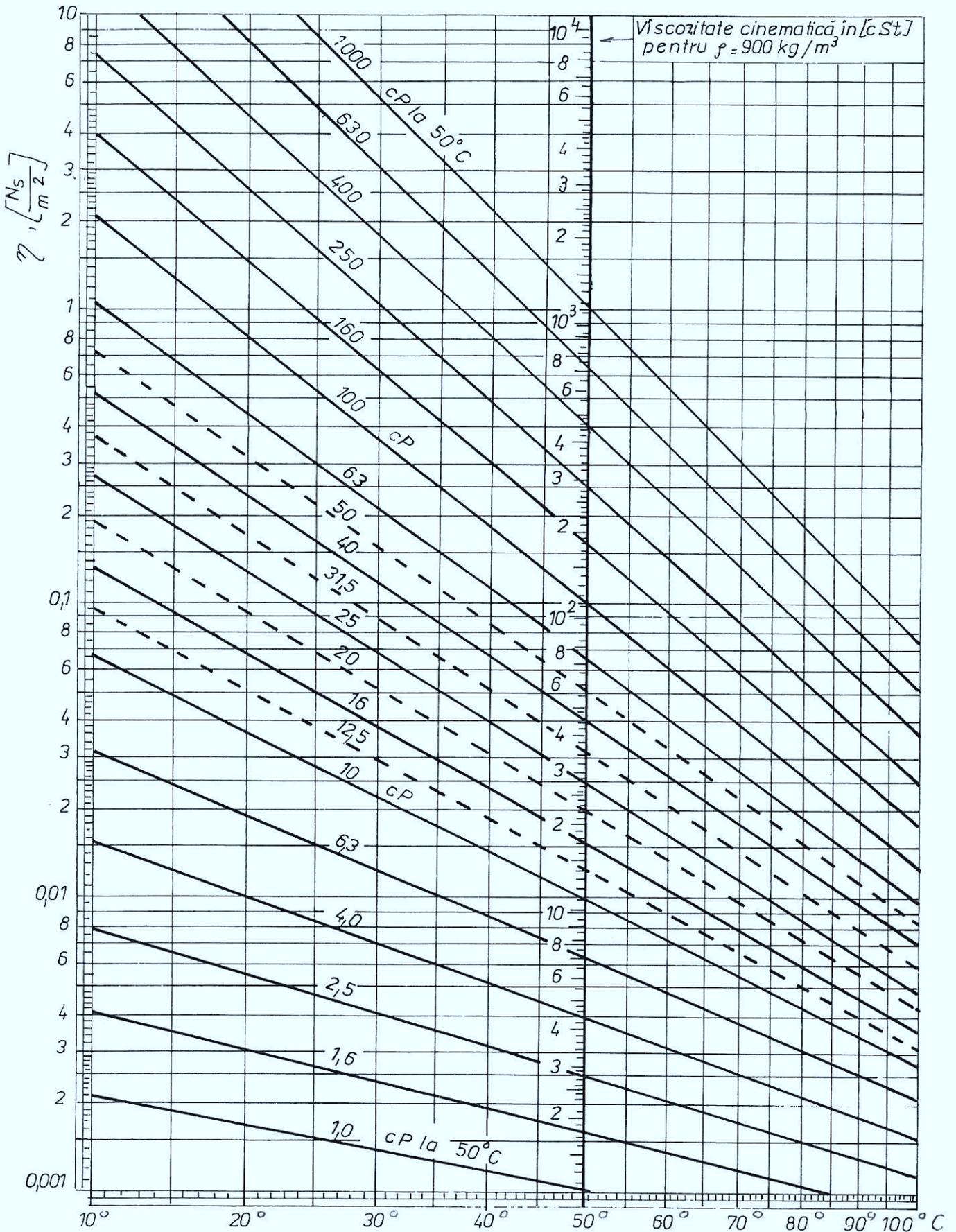
Dacă  $\sigma_{H\text{ lim}} > 1200$  MPa, se adoptă  $\sigma_{H\text{ lim}} = 1200$  MPa.

**Presiunea hertziană statică admisibilă pe flancurile danturii**

Presiunea hertziană statică admisibilă	Tratamentul danturii		
	Îmbunătățire sau normalizare	Cementare, CIF sau călire cu flacăra	Nitrurare sau ioniniturare
$\sigma_{HP\text{ sta}}$	$2,8 \cdot \sigma_c$	$40 \cdot DF_{HRC}$	$3 \cdot DF_{HV}$

**Observație :** Duritățile flancurilor  $DF_{HRC}$  se exprimă în unități de duritate Rockwell, iar  $DF_{HV}$  în unități de duritate Vickers.

Variația vîscozității uleiurilor minerale cu temperatura



**Corespondența între duritatea Brinell HB, duritatea Rockwell C HRC,  
și duritatea Vickers HV**

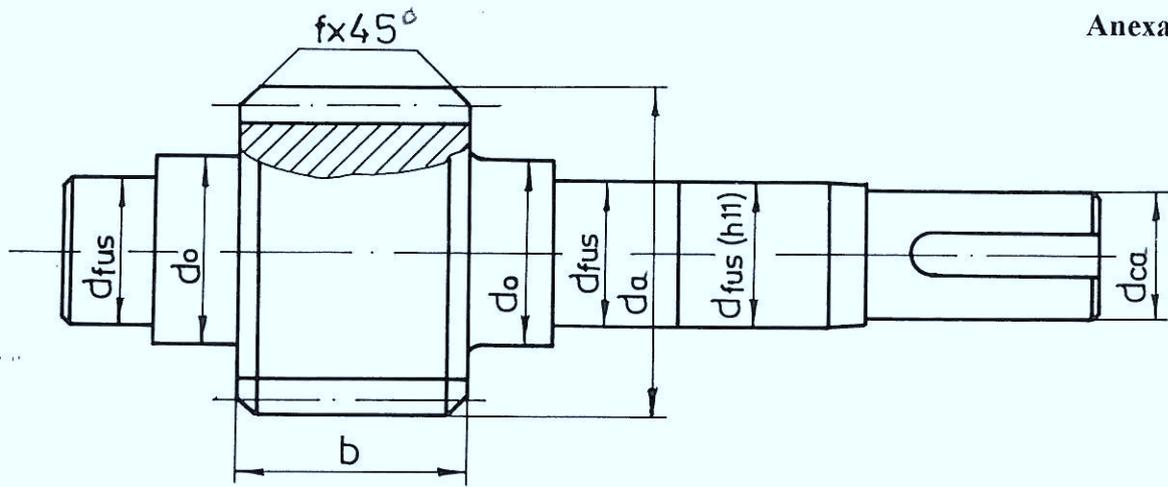
Duritatea Vickers HV	Duritatea Brinell HB	Duritatea Rockwell HRC	Duritatea Vikers HV	Duritatea Brinell HB	Duritatea Rockwell HRC	Duritatea Vickers HV	Duritatea Brinell HB	Duritatea Rockwel HRC
900		66,9	500		48,4	250	250	23
880		66,3	490		47,7	245	245	22,1
860	-	65,7	480	-	47	240	240	21,2
840		65	470		46,3	235	235	20,2
820		64,3	460		45,6	230	230	19,2
800		63,6	450	430	44,8	225	225	
780		62,8	440	423	44	220	220	
760	-	62	430	415	43,2	215	215	-
740		61,2	420	408	42,4	210	210	
720		60,4	410	400	41,5	205	205	
700		59,5	400	392	40,7	200	200	
690		59	390	385	39,8	195	195	
680	-	58,5	380	376	38,9	190	190	-
670		58	370	358	38	185	185	
660		57,5	360	359	37	180	180	
650		57	350	350	36	175	175	
640		56,5	340	340	34,9	170	170	
630	-	56	330	330	33,8	165	165	-
620		55,5	320	320	32,7	160	160	
610		55	310	310	31,5	155	155	
600		54,4	300	300	30,3	150	150	
590		53,9	295	295	29,6	145	145	
580	-	53,3	290	290	29	140	140	-
570		52,8	285	285	28,3	135	135	
560		52,2	280	280	27,6	130	130	
550		51,6	275	275	26,9			
540		51	270	270	26,2	125	125	
530	-	50,4	265	265	25,4	120	120	-
520		49,7	260	260	24,6	115	115	
510		49,1	225	255	23,8	110	110	

**Observații :** Dacă duritatea danturii este mai mică de 350 HB, aceasta se exprimă în unități de duritate Brinell.

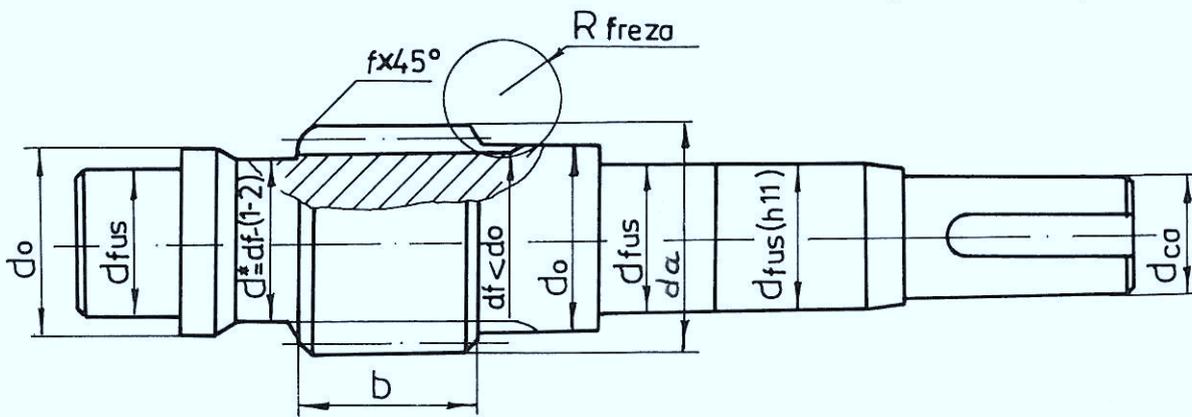
Dacă duritatea flancului dintelui este mai mare de 350...400 HB, aceasta se exprimă în unități de duritate Rockwell C sau Vickers.

**Uleiuri minerale de transmisie utilizate în mod frecvent la ungerea angrenajelor  
din reductoarele de turație**

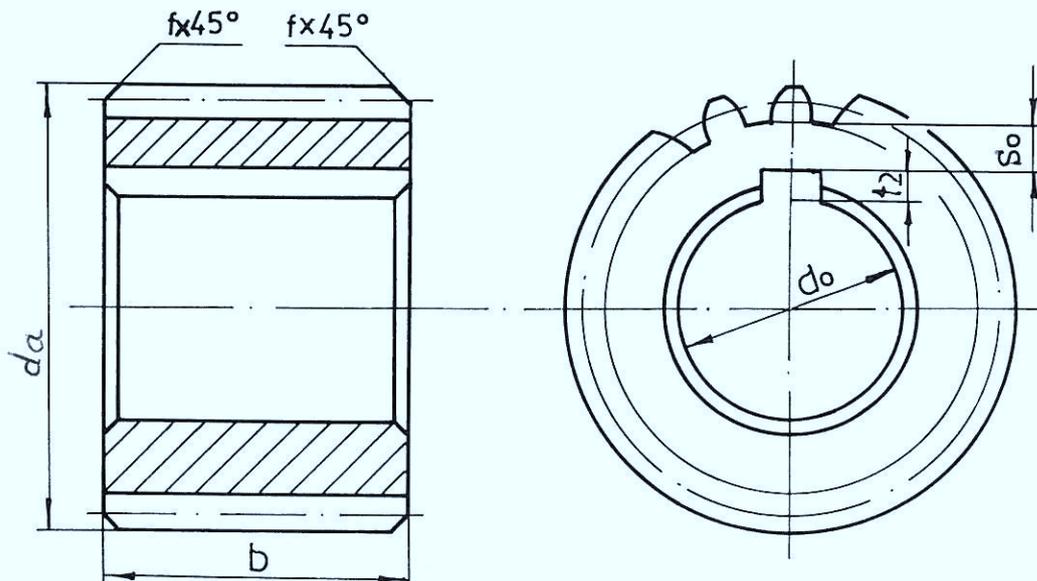
Denumirea uleiului de transmisie	Starea de aditivare a uleiului	Vîscozitatea cinematică a uleiului la 50°C $\nu_{50}^{\circ}$ [cSt]		Indicele de vîscozitate <i>IV</i>	Punctul de curgere °C
T 80	neaditivat	22		-	-
T 90	neaditivat	30		-	-
T 140	neaditivat	34		-	-
TIN 25 EP	mediu aditivat	25		60	- 25
TIN 42 EP	mediu aditivat	42		60	- 25
TIN 55 EP	mediu aditivat	55		60	- 20
TIN 82 EP	mediu aditivat	82		60	- 20
TIN 125 EP	mediu aditivat	125		60	- 15
TIN 200 EP	mediu aditivat	200		70	- 10
TIN 300 EP	mediu aditivat	300		70	- 4
TIN 210 EPc	mediu aditivat	Pt. angrenaj melcat	210	65	- 10



a) Arbore pinion cu dantura nedurificată ( $D \leq 350 \text{ HB}$ )  $d_a \leq 1,8 \cdot d_o$



b) Arbore pinion cu dantura durificată ( $DF > 350 \text{ HB}$ )  $d_a \leq 1,8 \cdot d_o$



c) Pinion independent de arbore  $d_a \geq 1,8 \cdot d_o$

$$L_B \approx (0,8 \dots 1,5) d_o$$

$$f = 0,5 \cdot m$$

$r$  – raza de racordare a rulmentului

$$d_{ca} - \text{conf. STAS 8724/2-71}$$

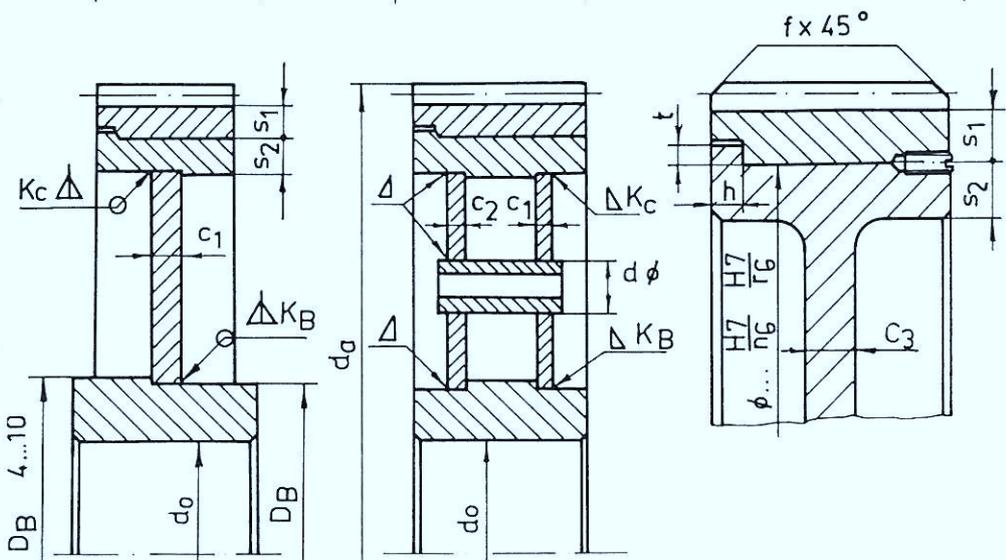
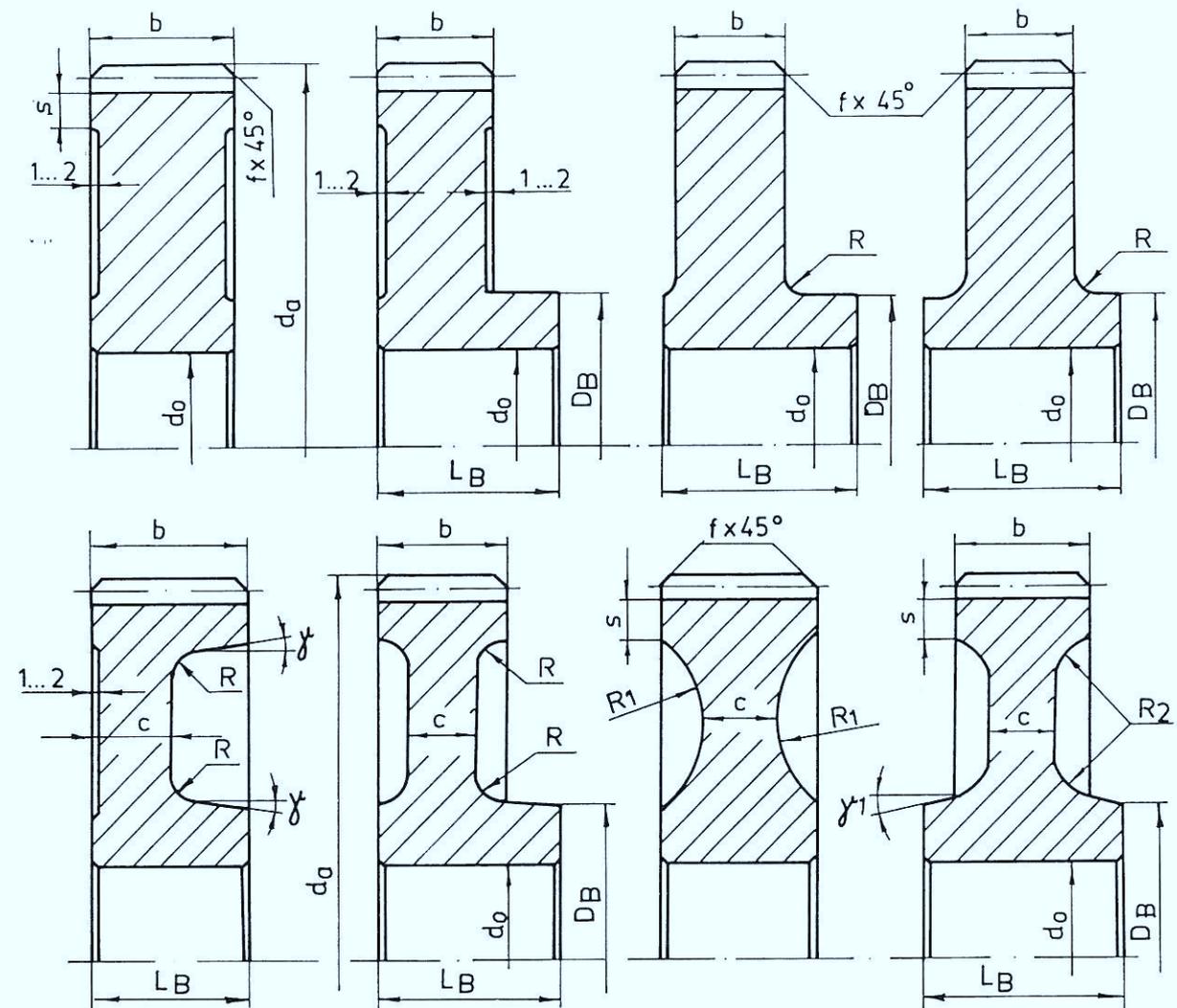
$S_0 \geq 2 \cdot m$  – pentru roți din oțel

$$d_{fus} \approx d_{ca} + 5 \dots 10$$

$S_0 \geq 2,5 \cdot m$  – pentru roți din fontă

$$d_o \approx d_{fus} + (1,4 \dots 1,5) r$$

$t_2$  – adâncimea canalului de pană din butuc (vezi anexa 5.11)

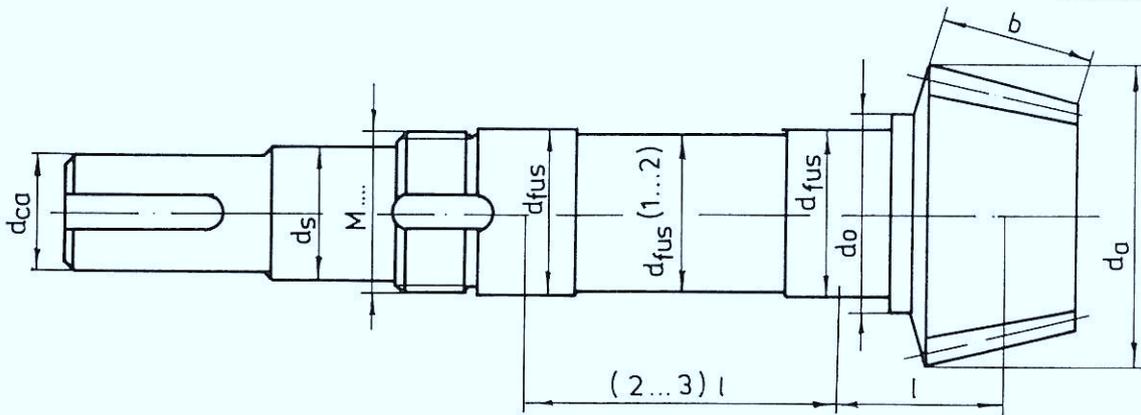


- $c = 0,5 \cdot b$  sau
- $c \approx 1,2 \cdot S$
- $c_1 \approx 0,15 \cdot b$
- $c_2 \approx (0,05..0,1)b$
- $c_3 \approx (0,3..0,35)b$
- sau
- $c_3 \approx (1,2..1,3)S_2$
- $S \approx 2,5 \cdot m + 2$
- $S_1 \approx 4 \cdot m + 2$
- $S_2 \approx (1..1,1)S_1$
- $h \approx 0,1 \cdot b$
- $t \approx 0,8 \cdot h$
- $f = 0,5 \cdot m$
- $\gamma \geq 12^\circ$
- $R_{1,2} \geq 20 \text{ mm}$

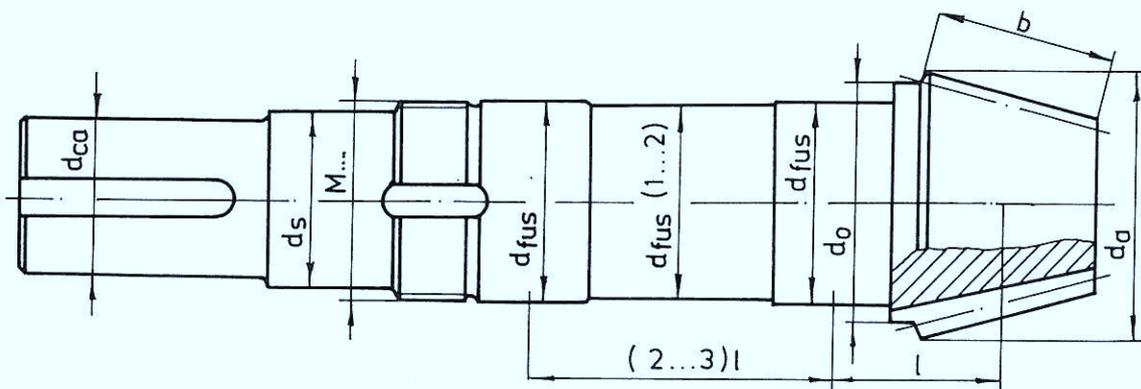
$D_B \approx 1,5 d_0 + 10$   
 $L_B \approx (0,8...1,5)d_0$

$K_c \approx 0,05 d_0 \geq 4 \text{ mm}$   
 $K_B \approx 0,1 d_0 \geq 4 \text{ mm}$

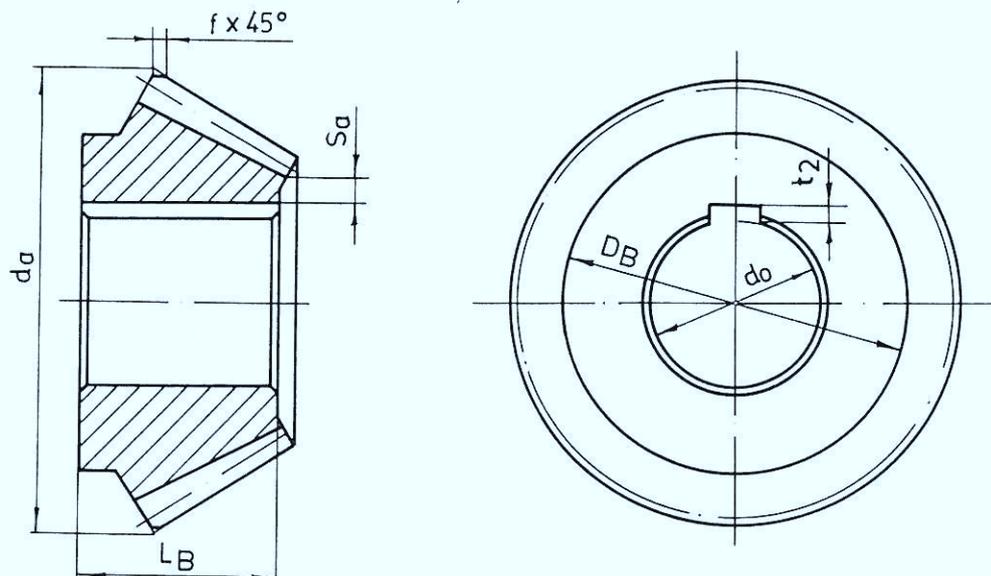
$\gamma \geq 7^\circ$   
 $R \geq 6 \text{ mm}$



a) Arbore pinion cu dantura nedurificată ( $D \leq 350$  HB)  $d_a \leq 1,8 \cdot d_0$



b) Arbore pinion cu dantura durificată ( $DF > 350$  HB)  $d_a \leq 1,8 \cdot d_0$



c) Pinion independent de arbore  $d_a \geq 1,8 \cdot d_0$

$L_B \approx (0,8...1,5) d_0$   $f = 0,5 \cdot m$

$d_{ca}$  - conf. STAS 8724/2-71

$d_{fus} \approx d_{ca} + 5...10$  mm

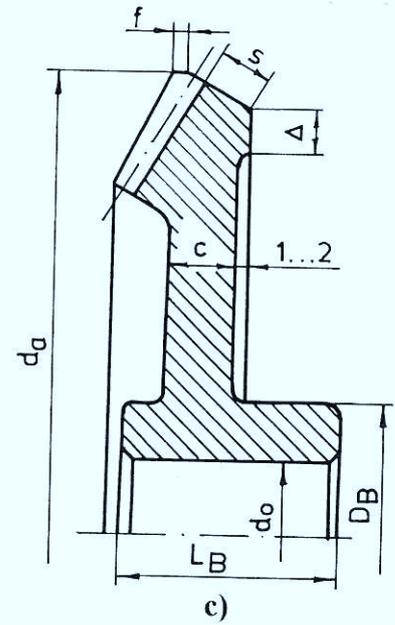
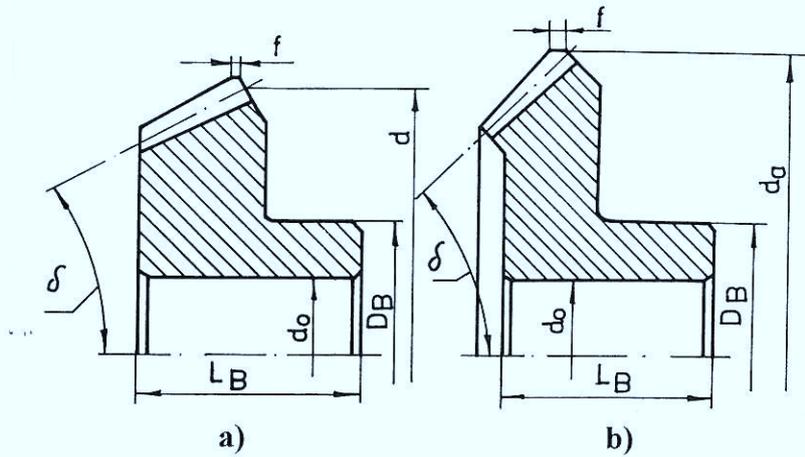
$d_0 \approx d_{fus} + (1,4...1,5) r$

$r$  – raza de racordare a rulmentului

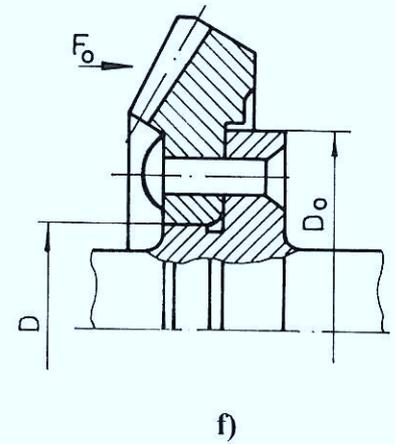
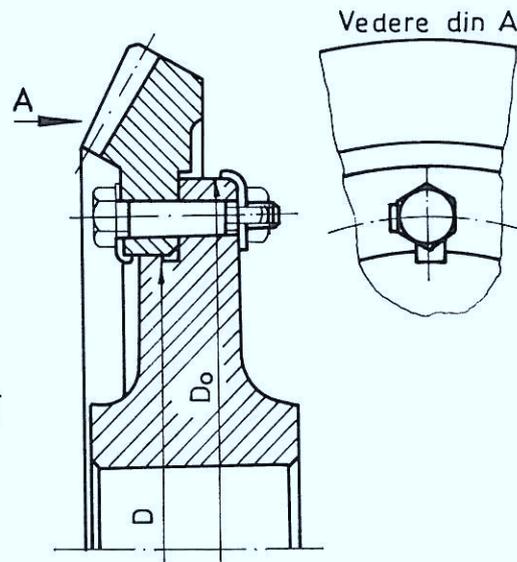
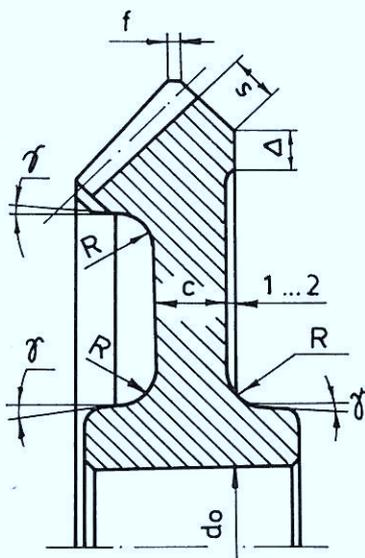
$S_0 \geq 2 \cdot m$  – pentru roți din oțel

$S_0 \geq 2,5 \cdot m$  – pentru roți din fontă

$t_2$  – adâncimea canalului de pană din butuc (vezi anexa 5.11)



pentru:  $\delta \leq 30^\circ$  și  $d_a < 120$  mm     $\delta \geq 45^\circ$  și  $d_a < 120$  mm  
 $30^\circ < \delta < 45^\circ$  - fig. a sau b  
 $d_a > 120$  mm - fig. c     $d_a > 180$  mm - fig. d, e sau f

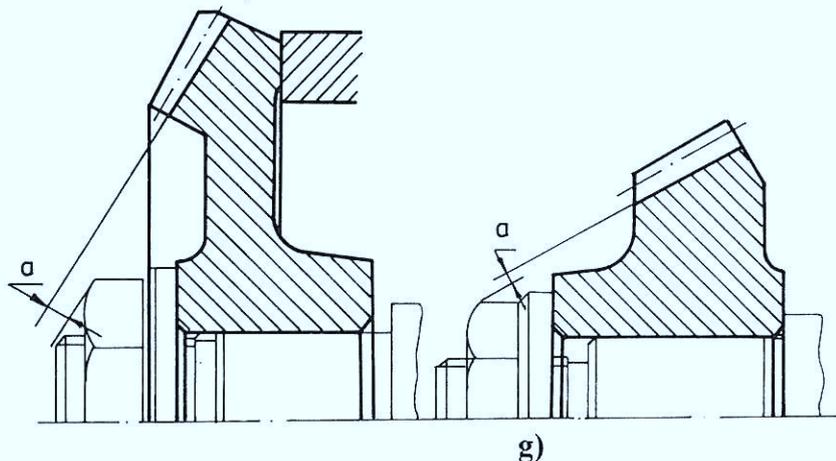


d)

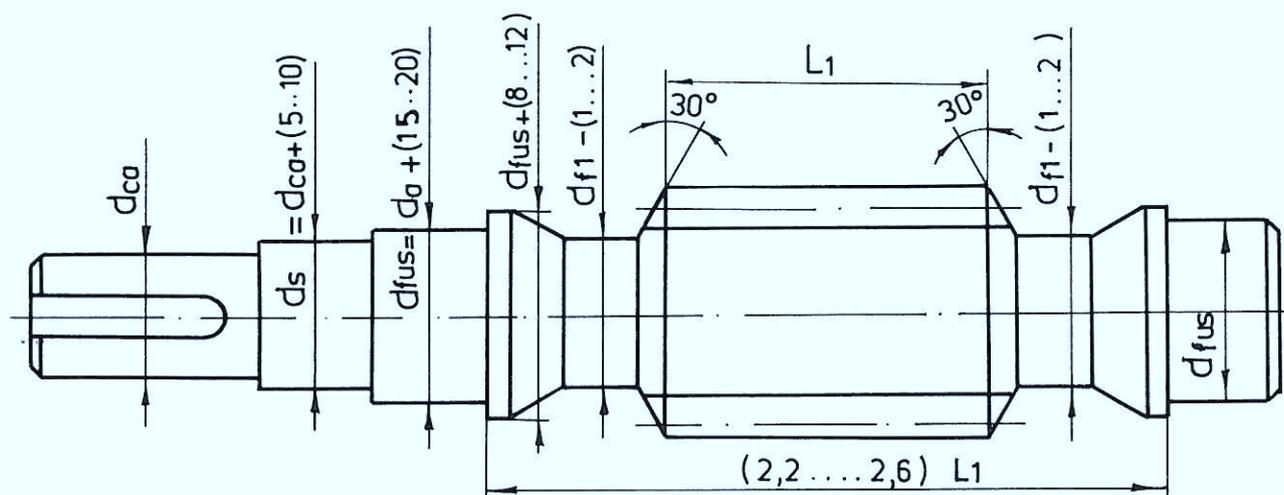
e)

f)

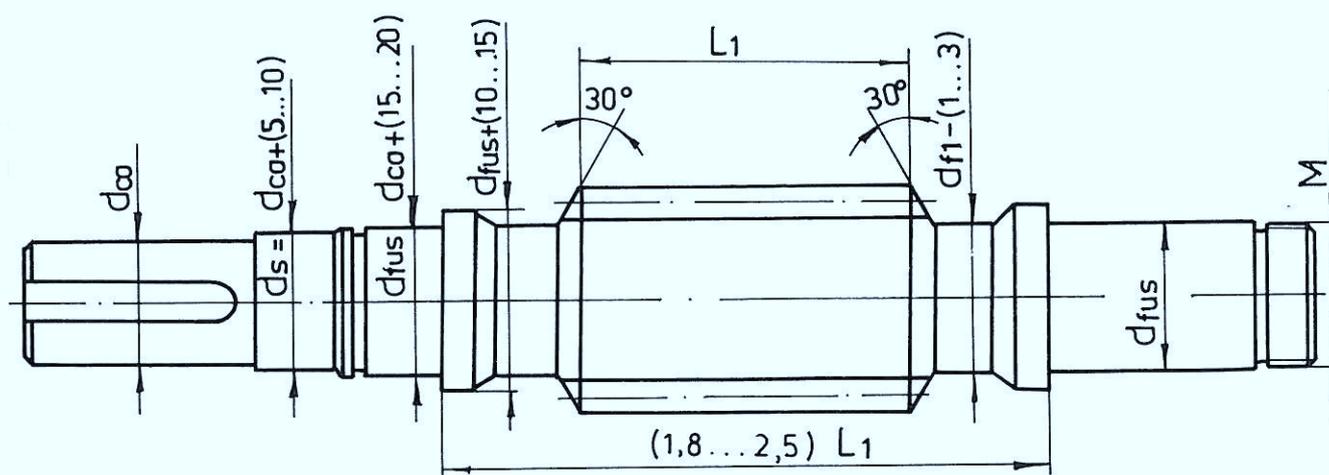
$L_B \approx (0,8 \dots 1,5) d_0$   
 $D_B \approx 1,5 d_0 + 10$   
 $f = 0,5 \cdot m$   
 $S = 2,5 \cdot m$   
 $\Delta \geq 2,5 \cdot m$   
 $c \approx 1,5 \cdot S$   
 sau  
 $c \approx (0,2 \dots 0,3) b$   
 $R \geq 10$  mm  
 $\gamma > 7^\circ$   
 $a \geq 0,5 \cdot m$



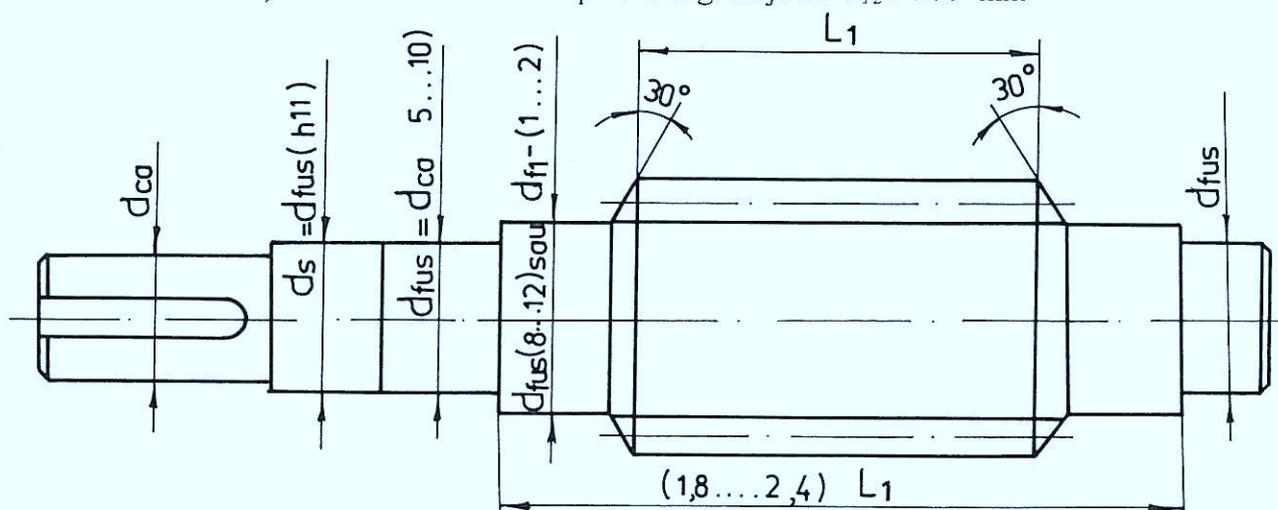
g)



a) Melc cementat – călit pentru angrenaje cu  $a_{12} \leq 200$  mm



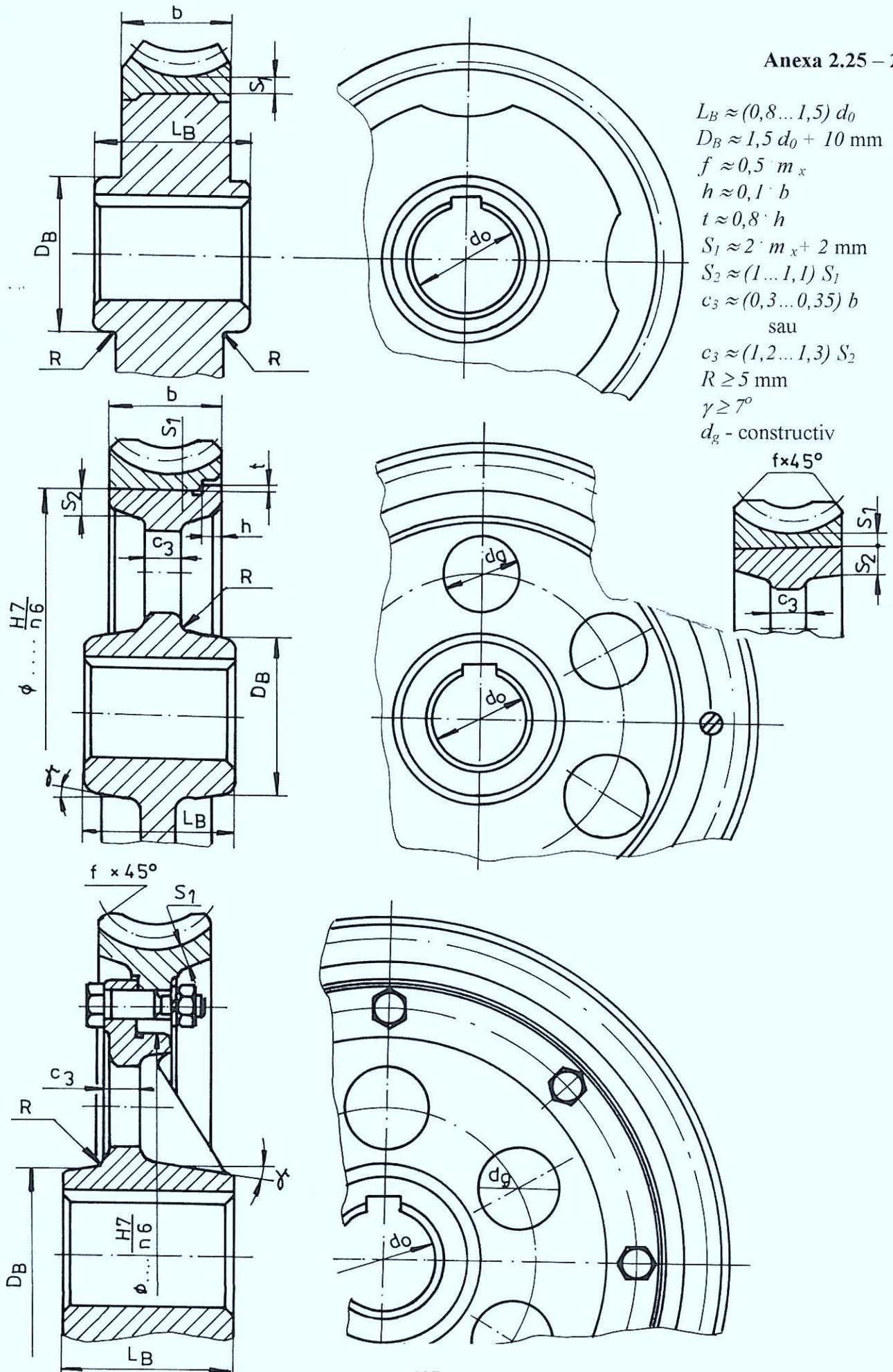
b) Melc cementat – călit pentru angrenaje cu  $a_{12} > 200$  mm



c) Melc din material de îmbunătățire pentru angrenaje cu portanță scăzută

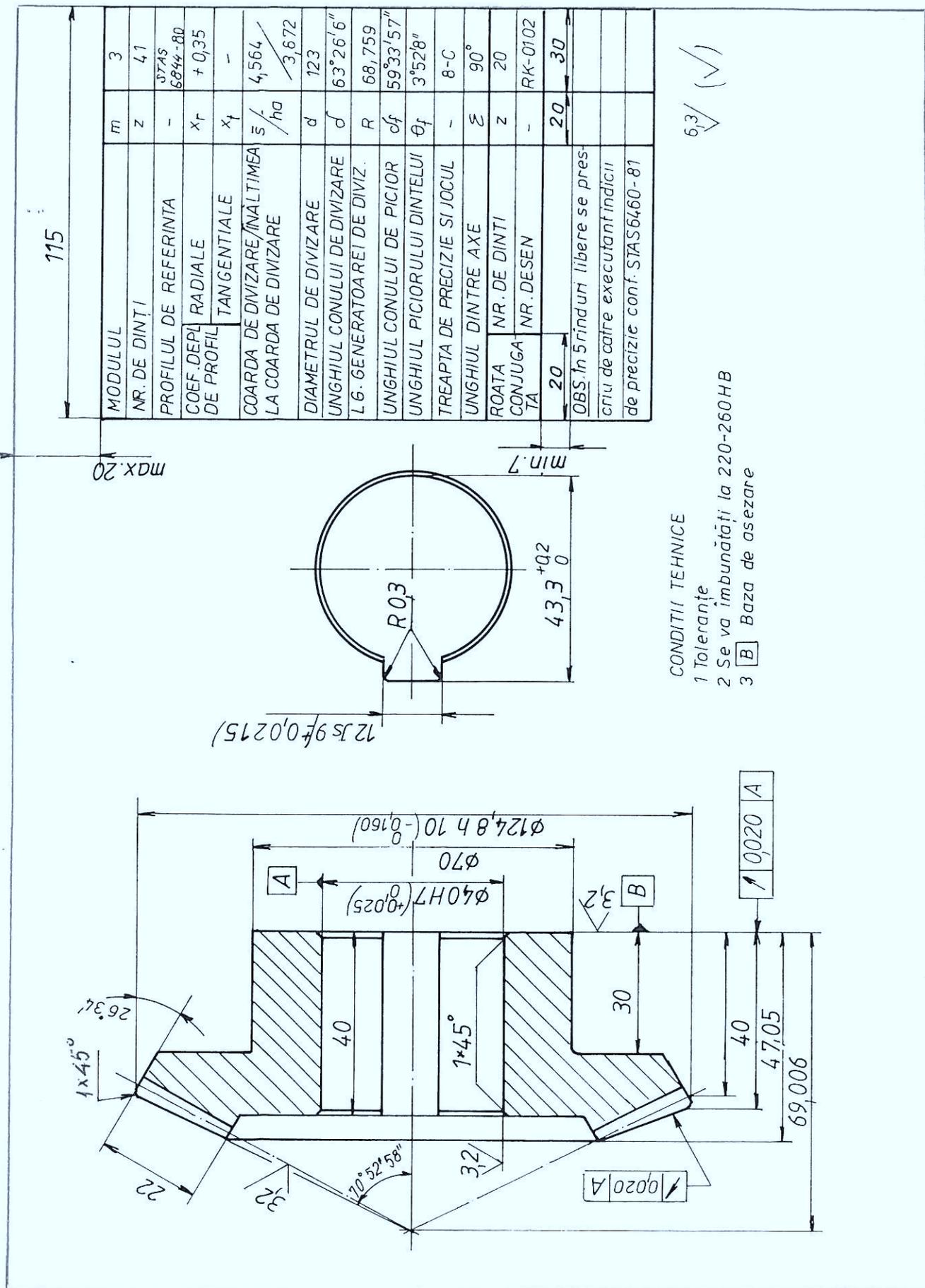
**Observații:** La melcii cu dantura cementat - călită diametrele de montaj al rulmenților se majorează la valori cât mai mari, apropiate de valoarea diametrului de picior al melcului. Capătul din dreapta al arborelui melcului se continuă cu tronsonul necesar montării ventilatorului, dacă este cazul.

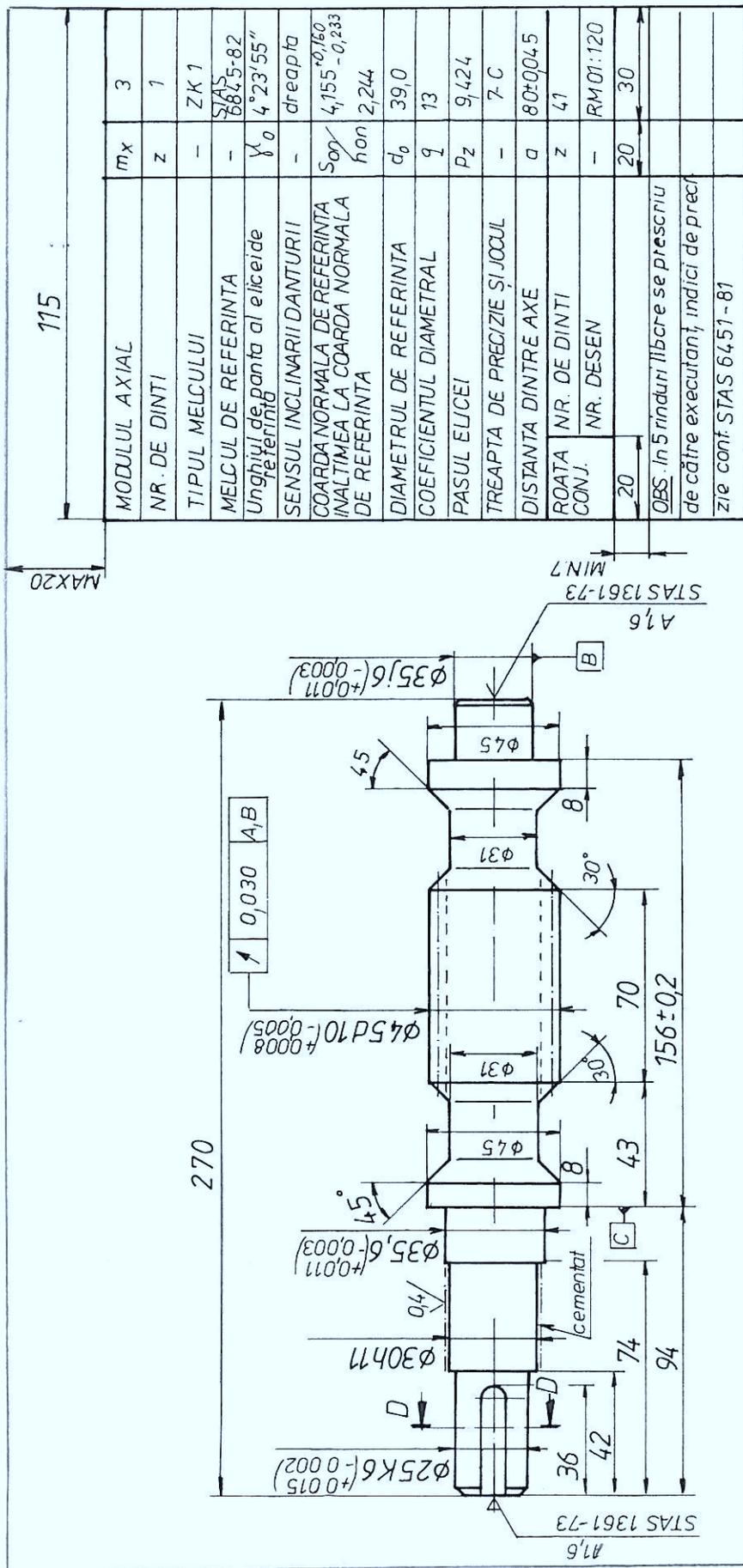
Anexa 2.25 - 2





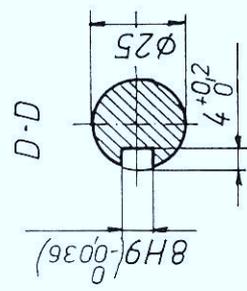




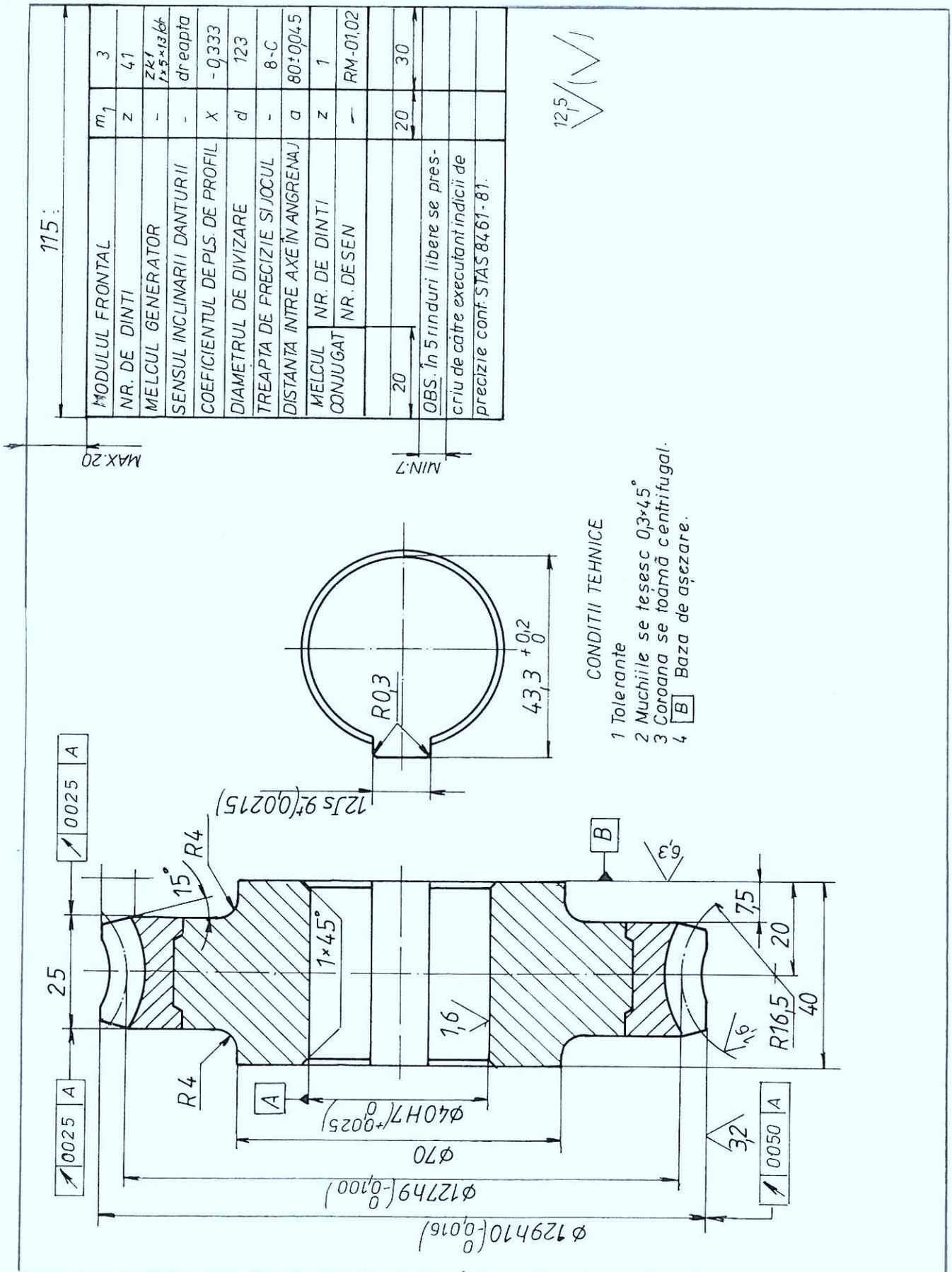


CONDITII TEHNICE

- 1 Tolerante
- 2 Muchile se tesesc 0,3 x 45° sau R 0,3
- 3 Zona cementata la 58-62 HRC
- 4 Duritatea restului piesei 240-260 HB
- 5 C Baza de asezare



6,3 (✓)



### 3. ELEMENTE CONSTRUCTIVE PRIVIND REDUCTOARELE DE TURAȚIE CU ROȚI DINȚATE

#### 3.1. CONSTRUCȚIA REDUCTOARELOR – GENERALITĂȚI

În ultimii 30 de ani se constată o amplificare a procesului de modernizare a fabricației de reductoare. Astfel, la majoritatea firmelor producătoare de reductoare și motoreductoare de turație de uz general apar o serie de orientări.

- Utilizarea în construcția reductoarelor de angrenaje cu capacități de încărcare mare (angrenaje cilindrice cementate și rectificate, angrenaje conice durificate prin cementare, nitrurare sau ioniniturare). Majoritatea firmelor producătoare de reductoare și motoreductoare cu angrenaje melcate, realizează melci de tip ZK sau ZE durificați prin cementare și rectificați, iar roțile melcate din bronz fosforos turnat centrifugal.

- Ca urmare a creșterii portanței mecanice a angrenajelor se impune ridicarea la același nivel a limitei termice a încărcării prin creșterea volumului băii de ulei și a rigidității carcaselor. Apare astfel o nouă orientare în privința formei constructive a carcaselor reductoarelor prin realizarea unui volum mărit al băii de ulei și asigurarea unei rigidități mari în limitele unui consum redus de metal.

- Utilizarea preferențială a ungerii prin cufundare. Siguranța funcționării reductoarelor de turație depinde în mare măsură de eficacitatea sistemului de ungere a angrenajelor și a lagărelor (rulmenților). La reductoarele cu angrenaje cu axele în plan orizontal se cufundă în baie, întotdeauna, roata condusă, ceea ce face ca probleme legate de ungere să ridice numai lagărele. De aceea, uleiul aruncat de roata condusă prin centrifugare pe pereții carcasei, este dirijat printr-un sistem de "buzunare" sau canale colectoare spre rulmenți.

În cazul turboangrenajelor (angrenaje care funcționează la turații ridicate) ungerea se realizează cu jet de ulei sau cu ceață de ulei.

La turații mici ale roții conduse apar dificultăți privind ungerea rulmenților. Pentru rezolvarea acestei probleme, uleiul este colectat direct de pe roata dințată condusă prin plăcuțe colectoare și dirijat prin jgheaburi către rulmenți.

- Creșterea fiabilității și a duratei de funcționare, care se obține prin condiții tehnologice și de exploatare riguroase și adecvate.

- Accentuarea tipizării la nivelul reperelor componente și trecerea la structuri de transmisii complexe modulate, cu scopul reducerii prețului de fabricație.

- Îmbunătățirea aspectului estetic, în primul rând a formei carcasei, în paralel cu asigurarea funcționalității și a formei tehnologice. Se recomandă, în acest sens, forme de carcase cubiste cu pereți drepecți și raze de racordare mai mici.

- Reducerea zgomotului în funcționare prin măsuri luate în ceea ce privește modul de execuție a danturii roților (roți cu dantură flancată) și a construcției carcasei reductorului.

Carcasa reductorului fixează poziția relativă a arborilor și deci a roților dințate în reductor. Posibilitatea de montaj a arborilor, a rulmenților precum și a roților dințate impune separarea carcasei reductorului în două părți distincte: carcasa inferioară și carcasa superioară. Cele două carcase se execută în mod uzual prin turnare din fontă (Fc 150, Fc 200, Fc 250 STAS 568-82), oțel turnat (OT 45, OT 55, STAS 600-82), iar în cazul producției de unicat sau de serie mică se confecționează în construcție sudată din oțel laminat (OL 37, OL 42 sau OL 44 STAS 500/2 - 80).

**La carcasele executate prin turnare** (vezi anexa 3.1) se impun a fi respectate condițiile legate de tehnologia turnării și de economia prelucrării (reducerea prelucrărilor prin așchiere la strictul necesar):

- respectarea unei grosimi cât mai uniforme a pereților și asigurarea unei grosimi minime impusă de fluiditatea materialului turnat și de precizia de realizat;

- evitarea aglomerării de material în anumite zone și utilizarea în schimb a nervurilor de rigidizare a carcaselor;
- trecerea treptată de la o secțiune cu grosime mai mare la alta cu grosime mai redusă, pentru a diminua pe cât posibil tensiunile remanente din pereții carcasei;
- asigurarea de raze de racordare suficient de mari și evitarea unghiurilor ascuțite la intersecțiile pereților carcasei pentru a preîntâmpina apariția fisurilor;
- configurația carcasei trebuie să permită extragerea ușoară a modelului din cutia de formare; în acest sens se impune alegerea judicioasă a planelor de separație și prescrierea unor înclinări tehnologice a pereților perpendiculari pe planul de separație;
- îmbătrânirea (detensionarea) artificială sau naturală a carcasei înainte de prelucrarea mecanică prin așchiere, pentru evitarea deformării carcasei după prelucrare;
- limitarea suprafețelor prelucrate prin așchiere la minimumul necesar pentru a reduce timpul, energia consumată, manopera, sculele necesare prelucrării și cantitatea de material așchiat, rezultat în procesul de prelucrare mecanică, în consecință, prețul de fabricație;
- utilizarea adânciturilor (lamajelor) sau bosajelor la rezemarea piulițelor, a capetelor de șuruburi, a capacelor, a dopurilor filetate etc.;
- la adoptarea formei constructive a carcasei trebuie avută în vedere ușurința montajului și întreținerii în timpul exploatării.

**La carcasele realizate prin sudare** (vezi anexa 3.2) se impun, de asemenea, o serie de condiții legate de particularitățile tehnologiei sudării:

- utilizarea de materiale cu sudabilitate bună;
- forme constructive de carcase care să se preteze automatizării sau semiautomatizării proceselor tehnologice de sudare, precum și asigurarea accesibilității pentru execuția cordoanelor de sudură;
- realizarea de construcții simetrice pentru ca tensiunile remanente să fie minime și să nu conducă la deformarea carcasei;
- grosimi de pereți suficient de groși, dar totuși mai subțiri decât la carcasele turnate;
- evitarea proeminențelor și pereților subțiri care se pot arde în timpul sudării;
- asigurarea rigidizării carcaselor prin nervurarea lor;
- evitarea pe cât posibil a cordoanelor de sudură groase și a intersecțiilor de cordoane care conduc la tensiuni interne;
- amplasarea cordoanelor de sudură în locuri care nu necesită prelucrări mecanice prin așchiere, iar acolo unde aceste prelucrări sunt necesare, cordoanele de sudură în V trebuiesc dispuse în așa fel încât așchiera să se facă pe partea rădăcinii cordonului de sudură, această zonă fiind zona cu rezistența cea mai scăzută;
- trebuie avut în vedere ca, înainte de a efectua prelucrările mecanice prin așchiere, carcasele să fie detensionate corespunzător.

În anexa 3.2. se fac unele recomandări constructive privind carcasele realizate în construcție sudată.

Prinderea celor două carcase se realizează prin intermediul asamblărilor filetate, iar poziționarea relativă, precisă a carcaselor se asigură prin două știfturi de centrare (vezi anexa 3.3-1 și anexa 3.3-7).

La reductoarele de turație cu angrenaje cu capacitate portantă mică (angrenaje din oțeluri de îmbunătățire,  $D < 350\text{HB}$ ), carcasele au pereții verticali dispuși la interior (vezi anexa 3.4). Prinderea carcaselor se face prin șuruburi și piulițe (vezi anexa 3.3-1). Rigidizarea carcaselor se obține prin nervuri exterioare.

În scopul măririi băii de ulei la reductoarele cu angrenaje cu capacitate portantă mare (angrenaje cu dantură durificată,  $DF \geq 350\text{HB}$ ), carcasa inferioară are pereții verticali dispuși la exterior, pe când cea superioară către interior (vezi anexa 3.5). Prinderea carcaselor se realizează prin șuruburi sau prezoane filetate direct în carcasa inferioară (vezi anexa 3.3-1). Rigidizarea carcasei superioare se face prin "buzunarele" de colectare a uleiului pentru ungerea rulmenților, iar a carcasei inferioare prin nervuri interioare de rigidizare.

Asigurarea asamblărilor filetate contra desfăcerii se realizează în cele mai frecvente cazuri cu șaibe

Grower (vezi anexa 3.3-5).

La asamblarea carcaselor se mai urmărește reducerea distanței dintre șuruburile care strâng zonele de carcasă din apropierea rulmenților, pentru a micșora momentele de încovoiere preluate de carcase și pentru mărirea rigidității acelei porțiuni. Condițiile de etanșare și de precizie a alezajelor, în care se montează rulmenții, impun o prelucrare îngrijită a suprafețelor de separație a carcaselor. De obicei, înainte de montaj se face tușarea suprafețelor de asamblare a carcaselor.

**În carcasa superioară** se recomandă a fi prevăzute:

- un orificiu de vizitare care trebuie dimensionat în așa fel încât să permită observarea danturării tuturor roților dințate din reductor;
- un orificiu filetat pentru dopul de aerisire care are rolul de a nu se forma suprapresiuni în interiorul reductorului în timpul funcționării, care ar conduce la deteriorarea asigurării etanșeității (în anexa 3.15 sunt indicate soluții constructive de dopuri de aerisire);
- un orificiu pentru tija de control a nivelului uleiului din reductor;
- găuri filetate, în care se introduc inele pentru ridicare (în anexa 3.3-8 este prezentat extras din STAS-ul de inele de ridicare); în lipsa acestora se prevăd "urechi" necesare pentru ridicare.

Din considerente tehnologice și estetice, aceste carcase se execută cu partea superioară paralelă cu planul de asamblare cu carcasa inferioară.

**În carcasa inferioară** trebuie prevăzute:

- un orificiu pentru evacuarea uleiului, atunci când se face schimbul de ulei, obturat cu un dop filetat (vezi anexa 3.6);
- o înclinare de 1:100 a fundului băii pentru a se asigura scurgerea întregii cantități de ulei uzat din reductor (vezi anexa 3.4 sau anexa 3.5);
- "urechi" necesare pentru ridicarea și manipularea reductorului, respectiv a carcasei inferioare în timpul prelucrării;
- două borduri laterale, în care sunt practicate găuri pentru prinderea reductorului de postament;
- în varianta în care nu se utilizează jojă (tijă) de control al nivelului uleiului, se practică un orificiu pentru dopul filetat indicator de nivel al uleiului sau pentru vizorul de nivel al uleiului.

Înălțimea carcasei inferioare se adoptă din anexa 3.7 astfel încât distanța de la suprafața de așezare a carcasei până la axa arborilor să aibă valoare standardizată (Înălțimi de axe. Abateri limită - STAS 2741-68).

**Capacele** pentru etanșarea alezajelor, în care se montează rulmenții și care, totodată, fixează axial inelele exterioare ale acestora, se execută prin turnare, forjare liberă sau în matriță, prelucrate ulterior prin așchiere pe suprafețele:

- pe care se așează garnitura de etanșare;
- de contact cu inelul rulmentului;
- de contact cu alezajul carcasei;
- alezajelor pentru șuruburi;
- de așezare a capetelor de șuruburi.

În anexa 3.8 sunt făcute recomandări privind construcția capacelor.

Asigurarea etanșeității la intersecția arborilor de intrare și ieșire cu capacele se asigură, în cele mai frecvente cazuri, cu manșete de rotație (simeringuri), care se aleg funcție de diametrul arborelui din secțiunea de montaj din anexa 5.8.

Capetele de arbori se prevăd cu șaibe (vezi anexa 3.9) asamblate cu șuruburi, care fixează axial organele de mașini ce se montează pe ele (roți de curea, roți de lanț sau semicupele cuplajelor). Șuruburile trebuie asigurate contra desfacerii cu șaibe plate deformabile (șaibe de siguranță prezentate în anexa 3.9). Fixarea axială a organelor mișcării de rotație se poate face și cu inele de siguranță (vezi anexa 3.10).

Reductoarele cu gabarit și greutate mai mare au prevăzute în carcasele superioare inele de ridicare (vezi anexa 3.3-8) sau "urechi" pentru ridicare.

### 3.2. CONSTRUCȚIA REDUCTOARELOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE

În construcția reductoarelor cu roți dințate cilindrice, trebuie avute în vedere toate recomandările generale făcute la cap.3.1. În anexa 3.16 sunt indicate recomandări privind construcția proiecției principale a reductorului cu angrenaje durificate superficial, iar în anexa 3.18 sunt prezentate cele trei proiecții care definitivează desenul de ansamblu al unui astfel de reductor. Pentru reductoare cu angrenaje de îmbunătățire se fac recomandări similare în anexa 3.17 și respectiv în anexa 3.19 pentru întocmirea celor trei proiecții care definitivează desenul de ansamblu.

Pentru înțelegerea cât mai clară a ansamblului unui reductor de turație cu o treaptă de reducere, în fig. 3.1 este prezentat un reductor de turație cu roți dințate cilindrice, cu dinți înclinați, precum și elementele componente ale acestuia. Angrenajul este confecționat din materiale de îmbunătățire.

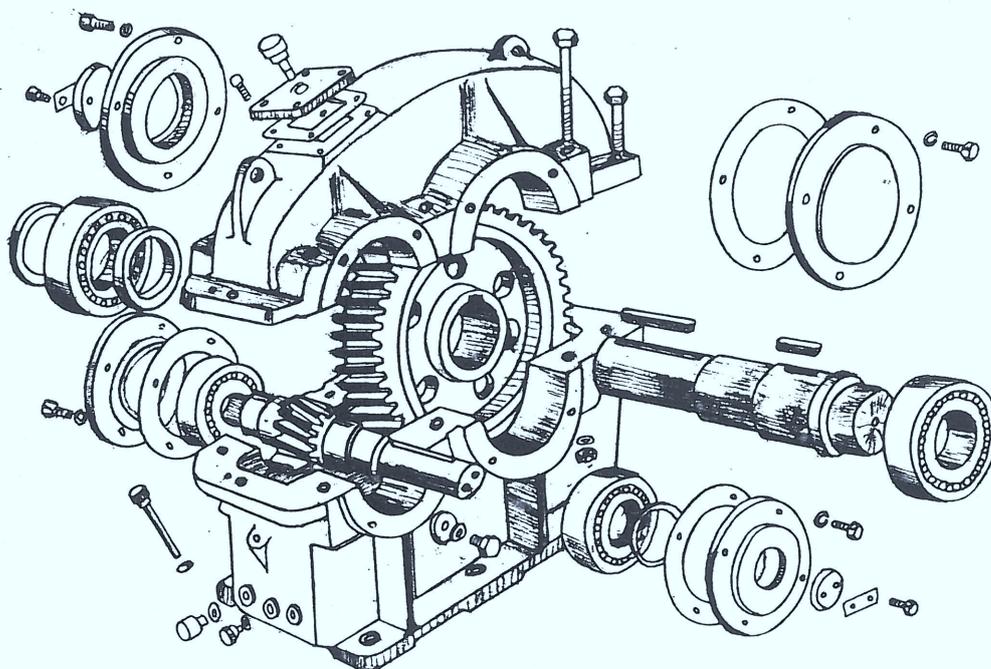


Fig. 3.1

### 3.3. CONSTRUCȚIA REDUCTOARELOR CU ROȚI DINȚATE CONICE

La reductoarele cu roți dințate conice, carcasele au o formă oarecum deosebită de cele cilindrice, ca urmare a dispunerii axelor de rotație a arborilor care, în acest caz, sunt concurente și a faptului că pinionul conic se montează în consolă, pe când roata conică conjugată este montată pe arbore asimetric față de rulmenți. Este necesară, în această situație, montarea subansamblului grup pinion conic într-o casetă (vezi anexa 3.11), cu ajutorul căreia să se poată regla la montaj jocul dintre flancurile dinților pinionului și ai roții conjugate, precum și a prestrângerii corecte a rulmenților radiali-axiali pe care se sprijină arborele pinionului conic. Aceste reglaje se

realizează cu ajutorul unor șaibe cu grosimi diferite, prelucrate prin rectificare, care să asigure un joc optim în angrenajul conic. Prin interpunerea a unor șaibe cu grosimi diferite, între gulerul casetei și suprafața de așezare, corespunzătoare acestuia, se modifică poziția relativă a pinionului față de roata conică. Se asigură, astfel, în dantură un joc optim, prescris de proiectant.

Trebuie gândite și rezolvate posibilitățile de ungere a rulmenților de pe arborele pinionului. Acest lucru poate fi realizat fie prin canale de ungere cu ulei, fie prin ungere cu unsoare consistentă, în acest ultim caz, se prevede în casetă un gresor pentru alimentarea periodică cu unsoare consistentă.

În construcția acestor reductoare se va ține seama de toate recomandările generale făcute în cap. 3.1. În anexa 3.20 sunt indicate recomandări privind construcția proiecției principale a reductorului cu angrenaje durificate superficial, iar în anexa 3.21 sunt prezentate cele trei proiecții, care definitivează desenul de ansamblu al unui astfel de reductor. Pentru reductoare cu angrenaje de îmbunătățire se fac recomandări privind întocmirea proiecției principale a desenului de ansamblu în anexa 3.22.

### 3.4. CONSTRUCȚIA REDUCTOARELOR CU MELC-ROATĂ MELCATĂ

Reductoarele cu angrenaj melcat se fabrică, în principal, în două variante constructive și anume:

- cu melcul sub roata melcată (melcul montat în carcasa inferioară) - reductoare cu portanță sporită sub aspect termic;
- cu melcul deasupra roții melcate (melcul montat în carcasa superioară).

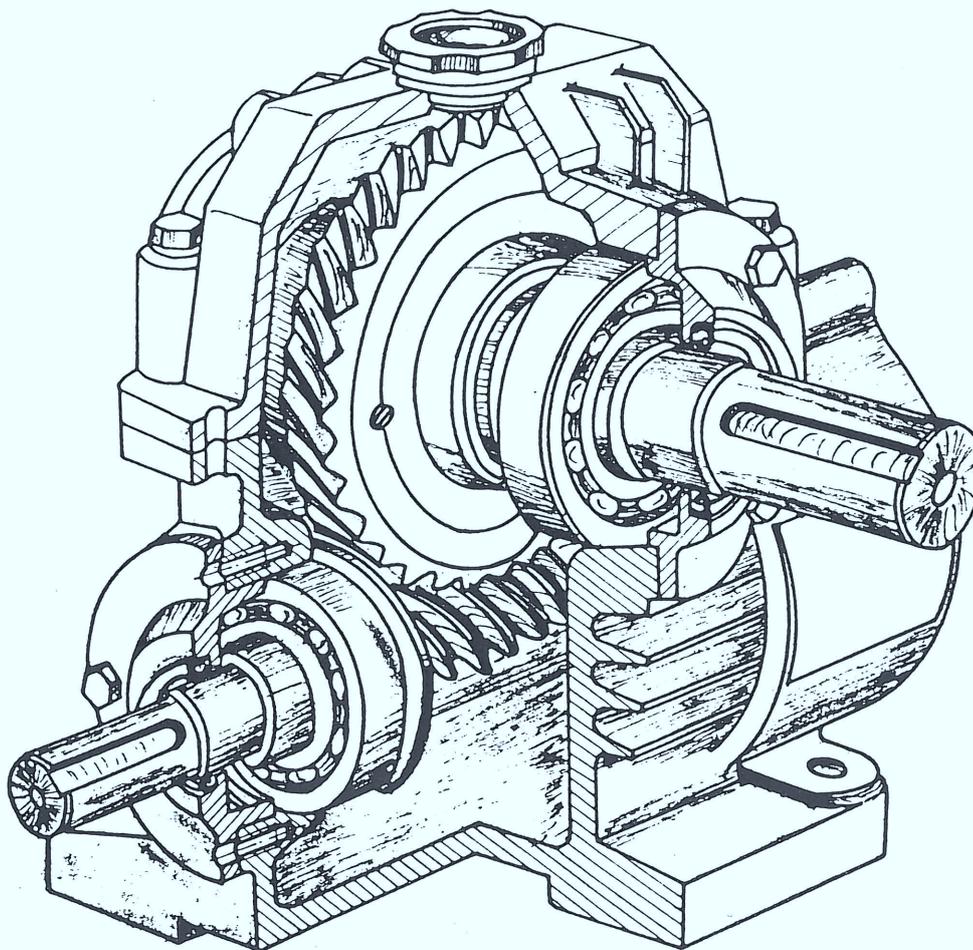


Fig. 3.2

Planul de separație al celor două carcase se alege în așa fel încât să fie posibilă montarea roții melcate și a arborelui de ieșire al reductorului. În majoritatea cazurilor, separarea carcaselor se face prin planul orizontal, care trece prin axa de rotație a roții melcate (fig.3.2).

La reductoarele melcate se recomandă nervurarea carcaselor pentru asigurarea unei limite termice de încărcare superioare. Nervurarea trebuie orientată pe direcția de circulație a aerului:

- dacă reductorul are montat ventilator pe arborele melcului, carcasa în care se montează melcul va avea nervuri orizontale, iar cealaltă nervuri verticale;
- dacă reductorul nu este prevăzut cu ventilator, carcasa vor fi prevăzute cu nervuri verticale.

Ca urmare a forțelor mari care apar în angrenajul melcat, trebuie adoptate soluții corespunzătoare de lăgăruire a arborelui melcului și al roții melcate în carcasă. În anexa 3.12 sunt indicate soluții constructive de montaj a melcului și a grupului arbore-roată melcată. În anexa 3.12-1 sunt date recomandări pentru angrenaje melcate cu distanța dintre axe mai mică de 200 mm, iar în anexa 3.12-2 pentru distanțe dintre axe mai mari sau egale cu 250 mm.

Lăgăruirea melcului trebuie astfel aleasă încât distanța dintre reazeme să fie cât mai mică, pentru a asigura o rigiditate mare melcului și, deci, o angrenare corespunzătoare. Distanța dintre lagăre este totuși limitată de lungimea melcului, precum și de grosimea carcasei în zona alezajelor practicate în carcasă și de gabaritul roții melcate.

Alezajele practicate în carcasă pentru rulmenții melcului, trebuie să aibă diametre suficient de mari care să permită montarea axială a grupului melc-lagăre cu rulmenți, deoarece planul de separație al carcaselor trece prin axa arborelui roții melcate. În aceste condiții, nu există alt mod de montaj al grupului melc-lagăre cu rulmenți.

În construcția acestor reductoare se va ține seama de toate recomandările generale făcute în cap.3.1. În anexa 3.13 sunt indicate unele recomandări privind construcția carcaselor reductorului melcat cilindric cu melcul jos, iar în anexa 3.14 se fac aceleași recomandări pentru un reductor melcat cilindric cu melcul sus. În anexele 3.23 și 3.24 sunt prezentate cele trei proiecții care definitivează desenul de ansamblu al unui reductor cu melc-roată melcată cu melcul jos și, respectiv, cu melcul deasupra roții, ambele având răcire forțată cu ajutorul ventilatorului montat pe arborele melcului.

### 3.5. CONSTRUCȚIA REDUCTOARELOR CU DOUĂ TREPTE DE REDUCERE

Pentru întocmirea desenului de ansamblu al unui reductor de turație cu două trepte de reducere - cu roți cilindrice - poate fi analizată fig.3.4; iar pentru un reductor conico-cilindric fig.3.5. Din cele două figuri rezultă toate elementele componente ale unui reductor de turație cu două trepte de reducere, precum și amplasarea lor.

În anexele 3.4. și 3.5. sunt făcute recomandări privind construcția carcaselor pentru reductoare cu două trepte de reducere cu roți dințate cilindrice. Dacă angrenajele sunt realizate din roți cu dantura îmbunătățită ( $D < 350\text{HB}$ ) se pot folosi recomandările constructive din anexa 3.4. Pentru angrenaje cu capacitate portantă ridicată, realizate din roți cu dantura durificată superficial ( $DF \geq 350\text{HB}$ ) se recomandă a fi folosite anexa 3.5. Comparând cele două forme constructive de carcasă se observă la varianta prezentată în anexa 3.5 mărirea băii de ulei, prin aducerea pereților laterali ai carcasei inferioare către exterior. Se constată, de asemenea, existența "buzunarelor" practicate în carcasa superioară, care servesc pentru colectarea uleiului necesar ungerii rulmenților.

La construcția reductoarelor cu două trepte de reducere se recomandă a fi respectate toate observațiile făcute în cap. 3.1. În plus, pentru o funcționare corectă a angrenajelor între roțile dințate ale primei trepte de reducere și ale celei de a doua trepte de reducere, trebuie să existe o distanță axială de 10-15 mm.

În construcția reductorului conico-cilindric cu două trepte de reducere, pentru montajul grupului pinion conic trebuie respectate recomandările făcute în cap. 3.3.

În tabelul 1.21 sunt făcute recomandări privind alegerea rapoartelor de transmitere pe trepte, astfel încât roata treptei rapide să nu atingă arborele pe care se montează roata treptei lente.

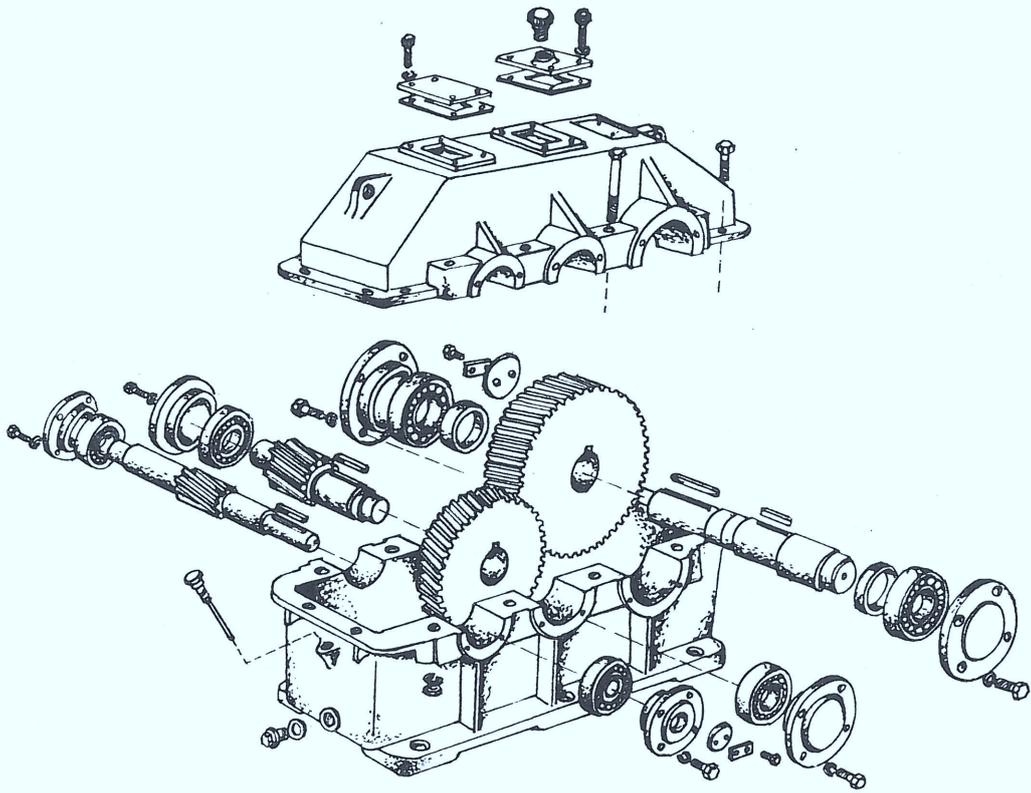


Fig. 3.4

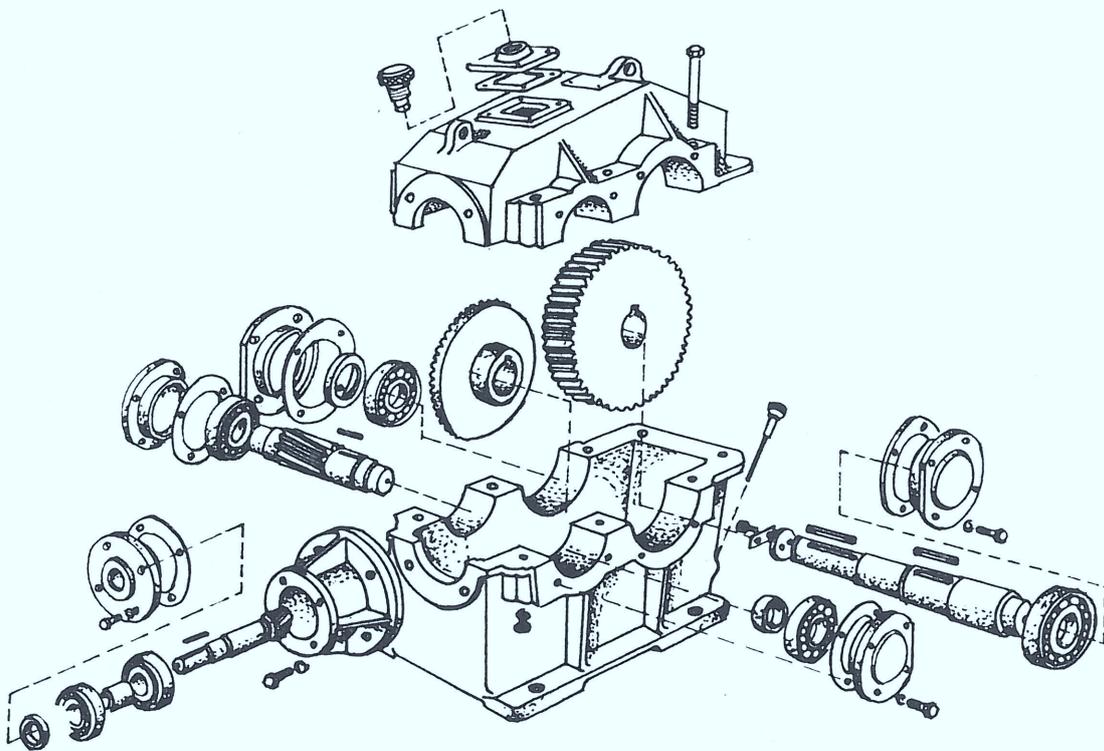
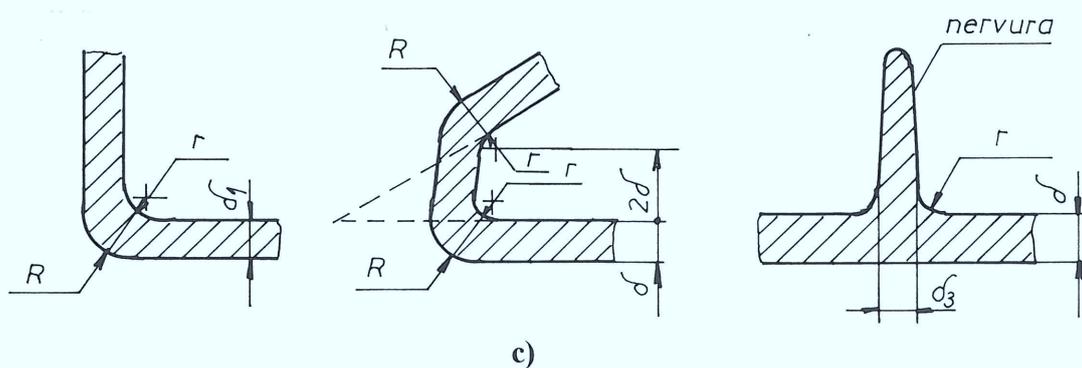
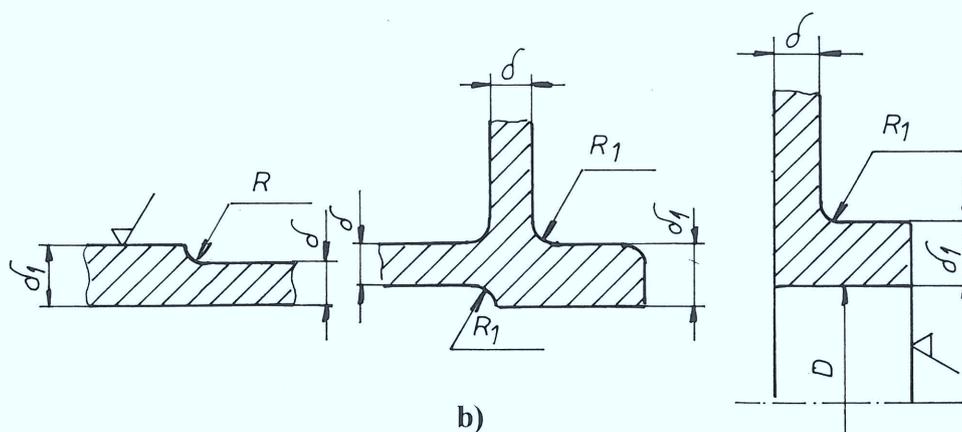
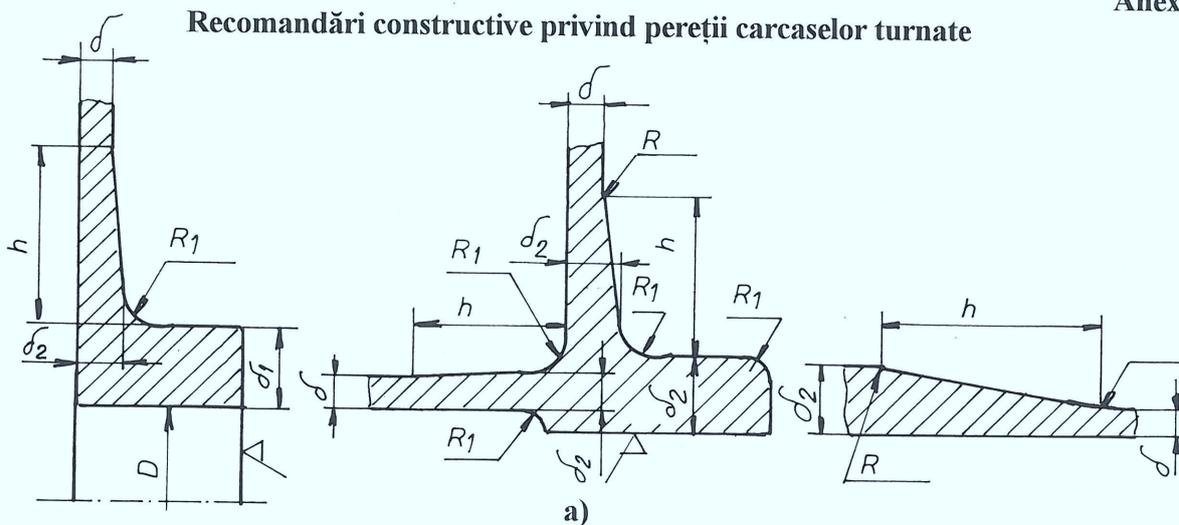


Fig. 3.5

Recomandări constructive privind pereții carcaselor turnate



$$\delta = 0,2 \sqrt[4]{M_{te}} \geq 6 \text{ mm,}$$

unde  $M_{te}$  – momentul de torsiune pe arborele de ieșire [Nmm].

Dacă  $\delta_1 / \delta > 2$  - vezi fig. a) se recomandă:

$$\delta_2 = 1,5 \delta$$

$$R_1 \approx 0,5 \delta$$

$$H \geq 4(\delta_2 - \delta)$$

$$R \approx 1,5 \delta$$

Dacă  $\delta_1 / \delta \leq 2$  - vezi fig. b) se recomandă:

$$R_1 \approx 0,5 \delta$$

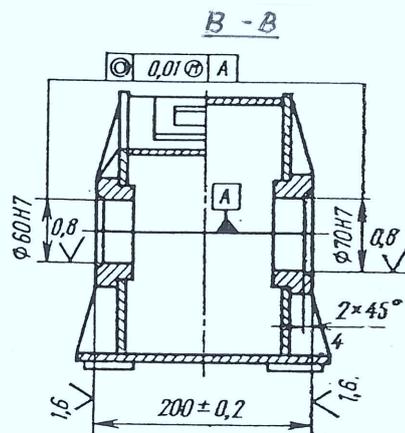
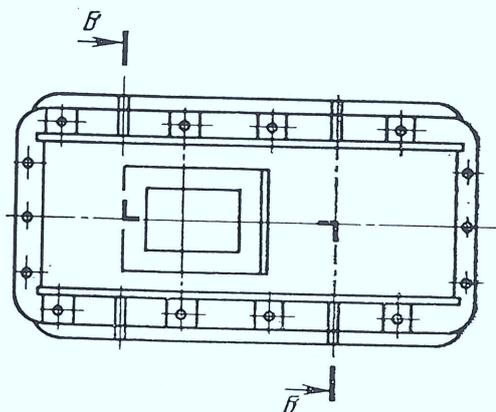
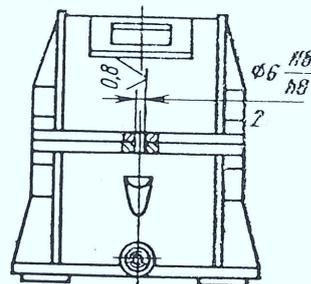
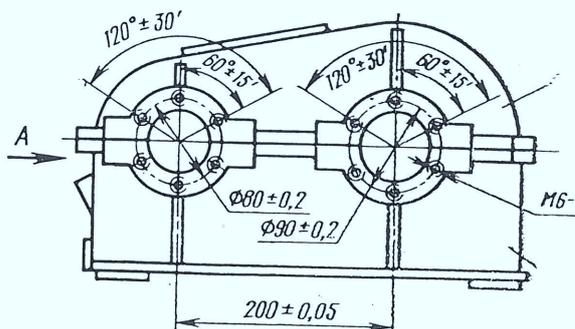
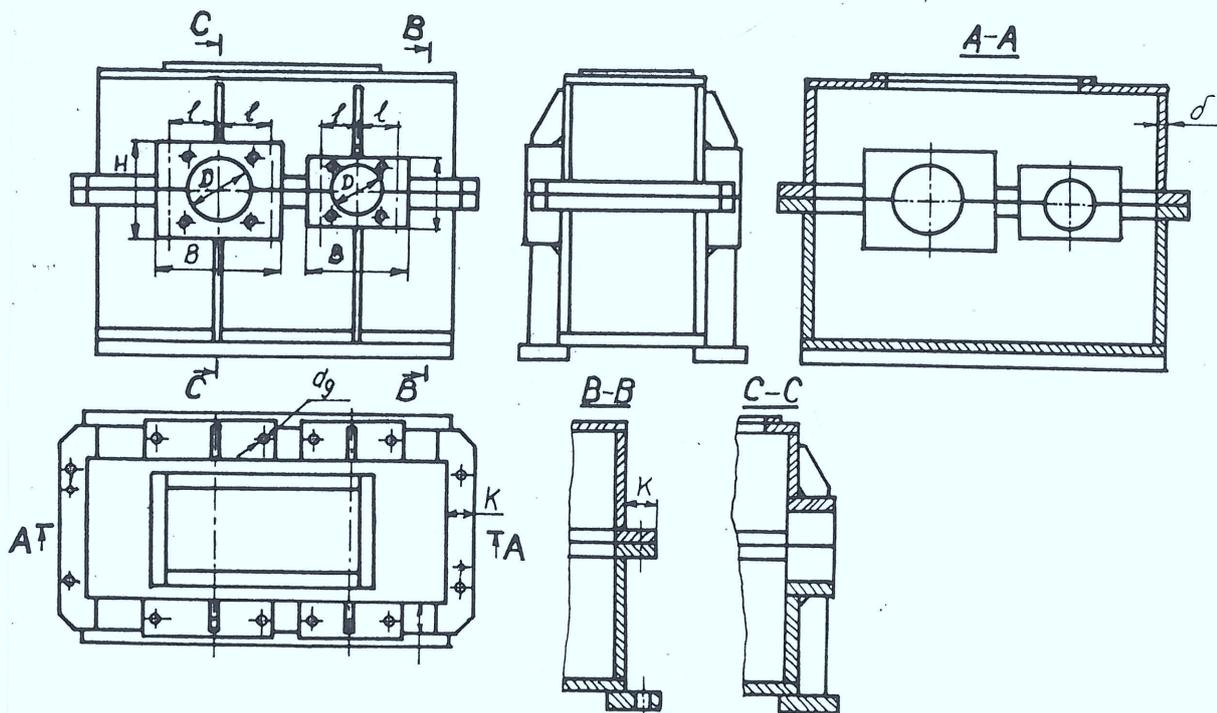
Pentru fig. c) se recomandă:

$$r \approx 0,5 \delta$$

$$R \approx 1,5 \delta$$

$$\delta_3 = (0,9 \dots 1) \delta$$

Recomandări constructive pentru reductor construcție sudată



$$\delta = 0,16 \sqrt{M_{te}} \geq 5 \text{ mm}$$

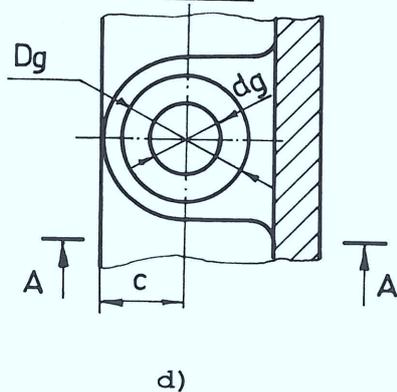
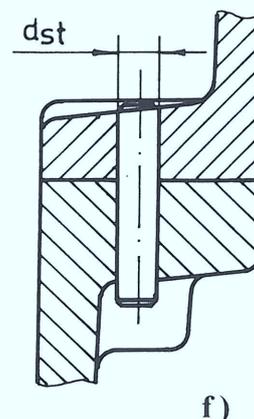
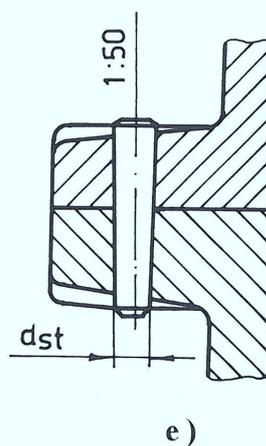
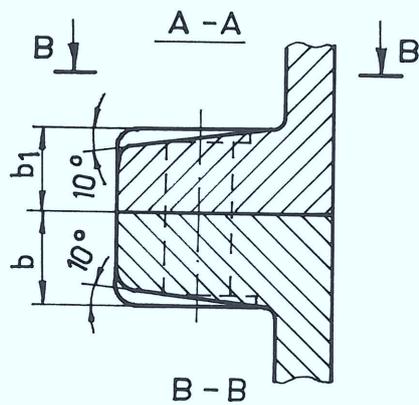
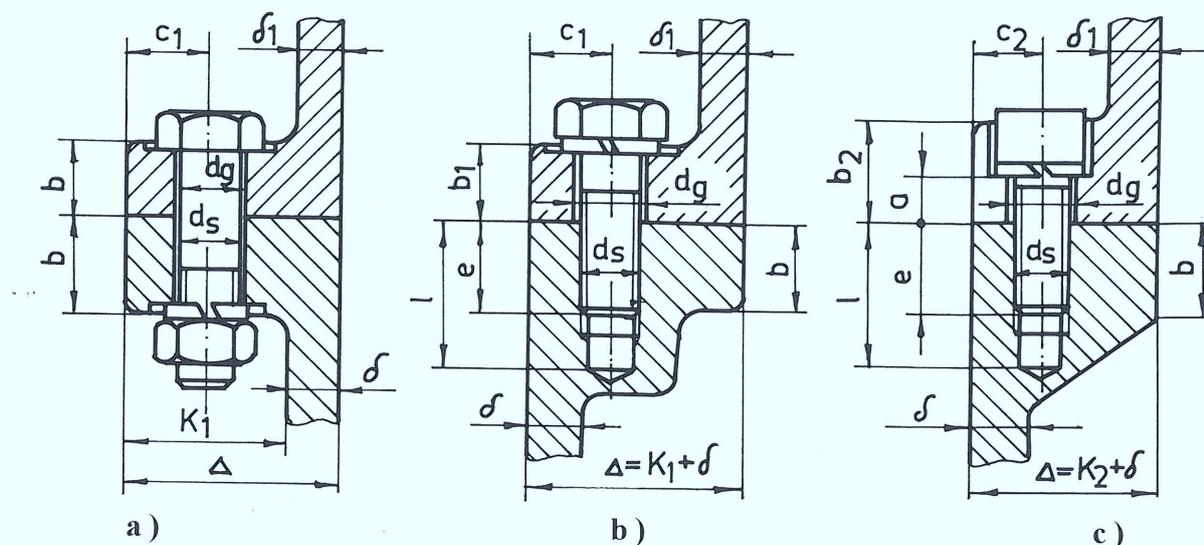
$$H \approx 1,25 D + 10 \text{ mm}$$

$$B \approx 2 (\ell + 1,1 d_g)$$

$$K \approx (2,5 \dots 2,7) d_g$$

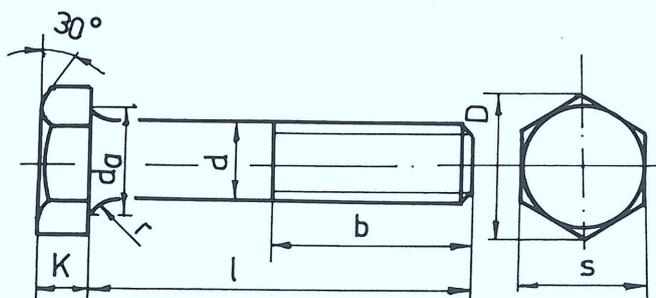
$M_{te}$  – momentul de torsiune pe arborele de ieșire al reductorului [Nmm]

Soluții constructive de asamblare a carcaselor reductorului de turație



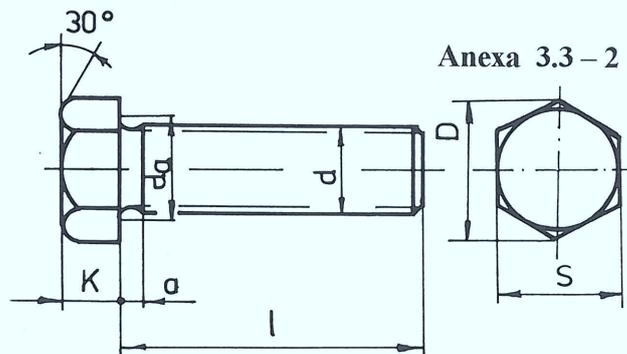
$K_1 \approx (2,6 \dots 2,7) d_s$	$K_2 \approx (2,1 \dots 2,2) d_s$
$c_1 \approx 0,5 K_1$	$c_2 \approx 0,5 K_2$
$b_1 \approx 1,5 \delta$	$b_2 \approx (1,8 \dots 2) d_s$
$b \approx 1,5 \delta$	$e \approx (1,4 \dots 1,6) d_s$
$l \approx (2,5 \dots 2,7) d_s$	$a \approx (0,8 \dots 1,0) d_s$
$D_g \approx D + (2 \dots 4)$	$d_{st} \approx (0,7 \dots 0,8) d_s$

Distanța dintre axe [mm] sau distanța totală dintre axe $a_{tot}$	...90	90...160	160...225	225...280	280...355
Diametrul șuruburilor de prindere a carcaselor $d_s$ [mm]	M10	M12	M14	M16	M18
Diametrul alezajului șurubului de prindere $d_g$ [mm]	$\Phi 11$	$\Phi 13$	$\Phi 15$	$\Phi 18$	$\Phi 20$



a)

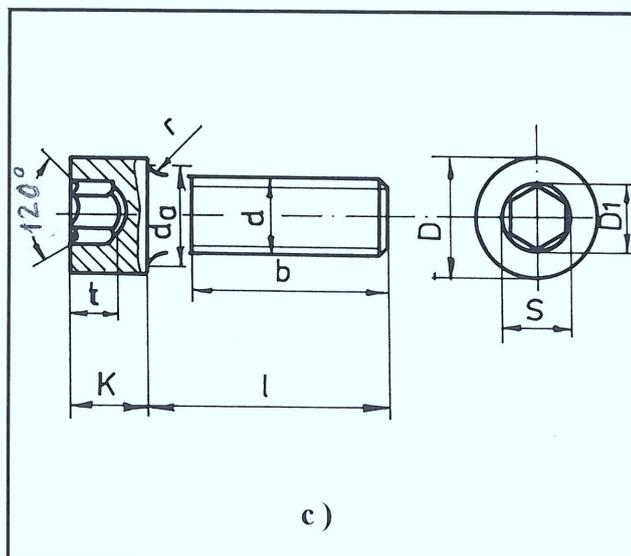
Notare: Şurub M5 x 25 STAS 4272-80



b)

Notare: Şurub M5 x 25 STAS 4845-80

Filet metric d	S	D	K	d <sub>a</sub>	Pentru fig. a)			Pentru fig. b)		
					b	r	ℓ	ℓ	a pentru filet	
									normal	fin
M5	8	8,63	3,5	6	16	0,2	20...45	16...35	3	-
M6	10	10,89	4	7,2	18	0,25	25...60	16...40	3,5	-
M8	13	14,20	5,5	10,2	22;28	0,4	30...80	16...50	4	3,5
M10	17	18,72	7	12,2	26;32	0,4	35...110	20...60	5,5	4
M12	19	20,88	8	15,2	30;37	0,6	40...170	25...80	6	4
(M14)	22	23,91	9	17,2	34;40	0,6	45...180	25...80	7	5,5
M16	24	26,17	10	19	38;44;57	0,6	50...200	25...80	7	5,5
(M18)	27	29,56	12	21,2	42;48;61	0,6	55...200	30...80	8	5,5
M20	30	32,95	13	24,4	46;52;65	0,8	60...200	30...80	8	5,5
(M22)	32	35,03	14	26,4	50;56;69	0,8	65...200	35...80	8	5,5
M24	36	39,55	15	28,4	54;60;73	0,8	70...200	35...80	9	7
M27	41	45,20	17	32,4	60;66;79	1,0	75...200	-	-	-
M30	46	50,85	19	35,4	66;79;85	1,0	90...260	-	-	-



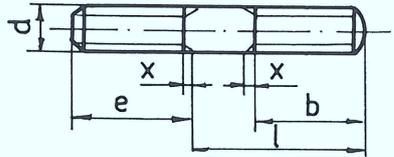
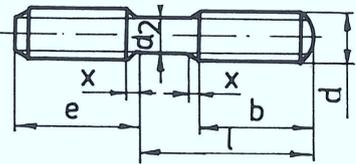
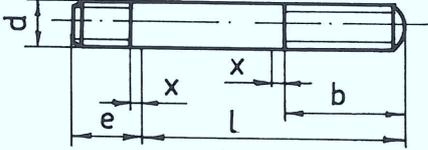
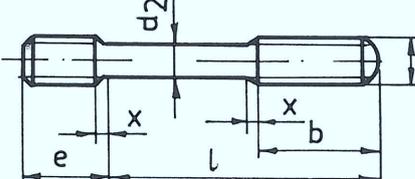
c)

Filet	S	D	K	d <sub>a</sub>	t	D <sub>1</sub>	ℓ
M5	4	8,5	5	5,7	2,7	4,55	12...30
M6	5	10	6	6,8	3,3	5,68	12...60
M8	6	13	8	9,2	4,3	6,81	12...70
M10	8	16	10	11,2	5,5	9,08	16...75
M12	10	18	12	14,2	6,6	11,34	20...100
(M14)	12	21	14	16,2	7,8	13,62	25...120
M16	14	24	16	18,2	8,8	15,88	25...160
(M18)	14	27	18	20,2	9,8	15,88	30...180
M20	17	30	20	22,4	10,7	19,29	30...220
(M22)	17	33	22	24,4	11,3	19,29	35...260
M24	19	36	24	26,4	12,9	21,54	35...260
M27	19	40	27	30,4	15,1	21,54	50...260
M30	22	45	30	33,4	17,1	24,93	55...260

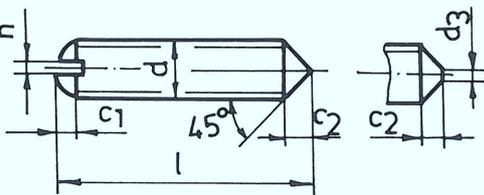
Notare: Şurub M5 x 25 STAS 4272-80

Observație: Pentru şuruburile din fig. c) cotele r și b corespund cu cele din fig. a), respectiv b).

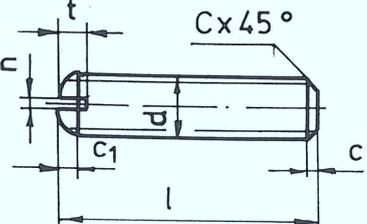
Lungimi standardizate de şuruburi (lungimi ale țije șuruburilor) ℓ [mm]	12	14	16	20	25	30	35	40
	45	50	55	60	65	70	75	80
	90	100	110	120	130	140	150	160
	170	180	190	200	220	240	260	

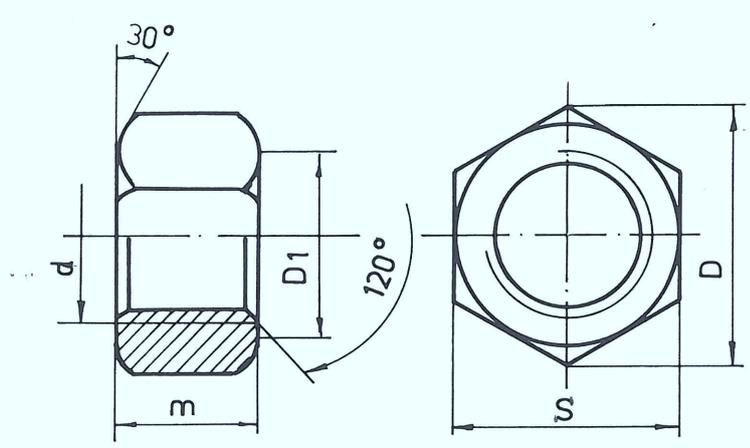
Prezoane pentru înșurubat în oțel STAS 4551-80		Filet	e	b	ℓ
 <p>Forma A</p>	M6	6	18	22...90	
	M8	8	22	28...100	
	M10	10	26;32	32...200	
	M12	12	30;36	35...260	
	(M14)	14	34;40	40...300	
 <p>Forma B</p>	M16	16	38;44	45...300	
	(M18)	18	42;48	50...300	
	M20	20	46;52	55...300	
	(M22)	22	50;56	60...300	
	M24	24	54;60	65...300	
Prezoane pentru înșurubat în fontă STAS 4551-80		M5	6,5	16	18...80
 <p>Forma A</p>	M6	7,5	18	(22)...80	
	M8	10	22	28...80	
	M10	12	26;32	(32)...80	
	M12	15	30;36	35...80	
	(M14)	18	34;40	40...80	
 <p>Forma B</p>	M16	20	38;44	45...80	
	(M18)	22	42;48	50...80	
	M20	25	46;52	55...80	
	(M22)	28	50;56	60...80	
	M24	30	54;60	65...80	

Lungimile standardizate ale prezoanelor corespund cu lungimile ℓ ale șuruburilor – vezi anexa 3.3 – 2

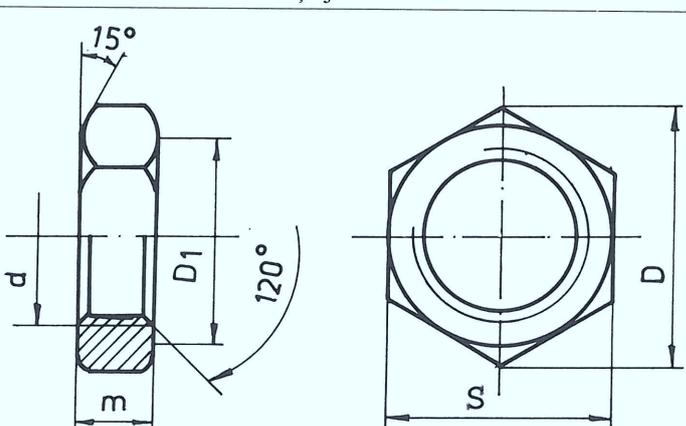
Știft filetat cu crestătură cu vârf conic STAS 4771-69		Filet	t	n	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	ℓ	d <sub>3</sub>
	M1,6	0,8	0,3	0,5	0,8	2...6	-	
	M2	0,8	0,3	0,6	1	3...8	-	
	M2,5	1	0,4	0,7	1,25	4...12	-	
	M3	1,2	0,5	0,8	1,5	5...16	-	
	M4	1,4	0,6	1	2	6...20	-	
	M5	1,8	0,8	1,2	2,5	8...25	-	
	M6	2	1,0	1,5	2,5	8...35	1	
	M8	2,5	1,2	1,8	3	10...40	2	
	M10	3	1,6	2,2	4	12...45	2	
	M12	4	2,0	2,5	5	12...50	2	

Lungimi standardizate de știfturi ℓ: 2; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50.

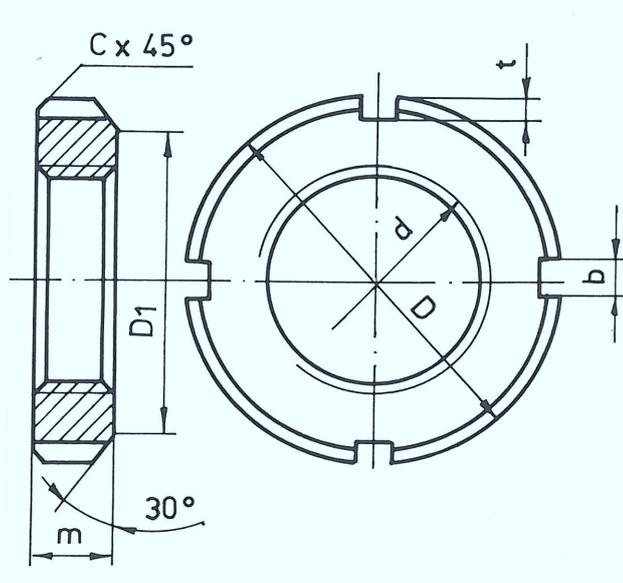
Știft filetat cu crestătură cu vârf țeșit STAS 4770-79		Filet	t	n	c <sub>1</sub>	c	ℓ
	M1,6	0,8	0,3	0,5	0,5	2...6	
	M2	0,8	0,3	0,6	0,6	3...8	
	M2,5	1	0,4	0,7	0,7	4...12	
	M3	1,2	0,5	0,8	0,8	5...16	
	M4	1,4	0,6	1	1,0	6...20	
	M5	1,8	0,8	1,2	1,2	8...25	
	M6	2	1,0	1,5	1,5	8...35	
	M8	2,5	1,2	1,8	1,8	10...40	
	M10	3	1,6	2,2	2,2	12...45	
	M12	4	2,0	2,5	2,5	12...50	

Piuliță normală	Filet	S	D <sub>min</sub>	m
	M5	8	8,63	4
	M6	10	10,89	5
	M8	13	14,20	6,5
	M10	17	18,72	8
	M12	19	20,88	10
	(M14)	22	23,91	11
	M16	24	26,17	13
	(M18)	27	29,56	15
	M20	30	32,95	16
	(M22)	32	35,03	18
	M24	36	39,55	19
	(M27)	40	42,20	22
	M30	46	50,85	24

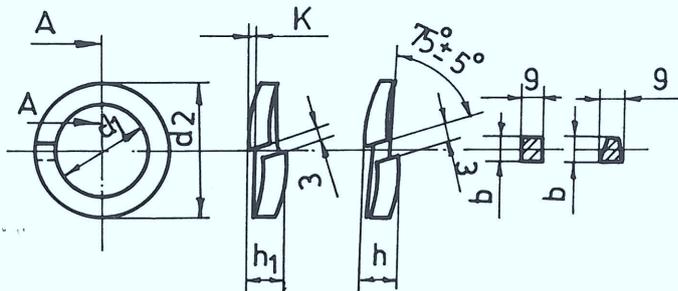
Notare: **Piuliță M5 STAS 4071-88**

Piuliță joasă	Filet	S	D <sub>min</sub>	m
	M6	10	11,05	4
	M8	13	14,38	5
	M10	17	18,90	6
	M12	19	21,10	7
	(M14)	22	24,90	8
	M16	24	26,75	8
	(M18)	27	30,14	9
	M20	30	33,35	9
	(M22)	32	35,72	10
	M24	36	39,98	10
	(M27)	40	45,63	12
	M30	46	51,28	12

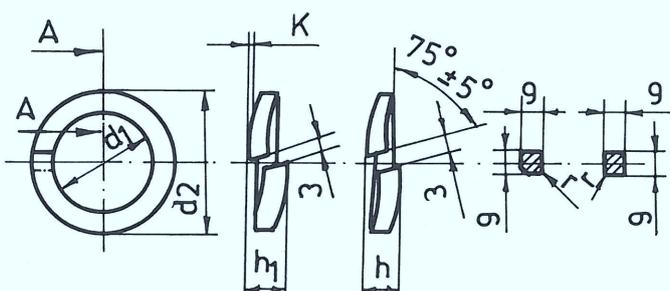
Notare: **Piuliță M5 STAS 4373-80**

Piuliță pentru rulmenți	Simbol	Filet	D	D <sub>1</sub>	m	b	t	c
	KM3	M17	28	24	5	4	2	1
	KM4	M20	32	26	6	4	2	1
	KM5	M25	38	32	7	5	2	1
	KM6	M30	45	38	7	5	2	1
	KM7	M35	52	44	8	5	2	1
	KM8	M40	58	50	9	6	2,5	1
	KM9	M45	65	56	10	6	2,5	1
	KM10	M50	70	61	11	6	3	1
	KM11	M55	75	67	11	7	3	1
	KM12	M60	80	73	11	7	3	1
	KM13	M65	85	79	12	8	3,5	1,5
	KM14	M70	92	85	12	8	3,5	1,5
	KM15	M75	98	90	13	8	3,5	1,5
	KM16	M80	105	95	15	8	4	1,5
	KM17	M85	110	102	16	10	4	1,5
	KM18	M90	120	108	16	10	4	1,5

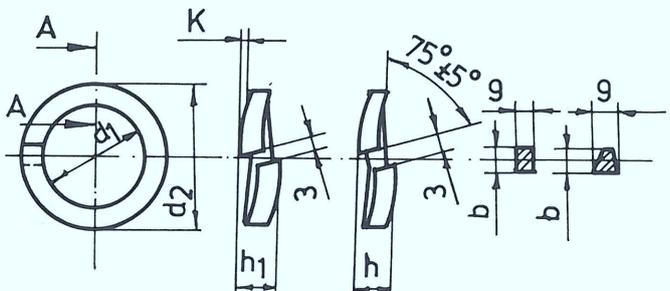
Notare: **Piuliță KM 10 STAS 5816-77**

Șaibă Grower - seria ușoară - UR	Simbol	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	b	g	k
 <p><math>m = \max. \cdot 0,7g ; h \approx 2g ; h_1 \approx 2g + 2k</math></p>	UR3	3,1	5,1	1	0,8	-
	UR4	4,1	6,5	1,2	0,8	0,15
	UR5	5,1	7,5	1,2	1	0,15
	UR6	6,1	9,3	1,6	1,2	0,2
	UR8	8,2	12,2	2	1,3	0,3
	UR10	10,2	15,2	2,5	2	0,3
	UR12	12,2	19,2	3,5	2,5	0,4
	UR14	14,2	22,2	4	3	0,4
	UR16	16,3	25,3	4,5	3,2	0,4
	UR18	18,3	28,3	5	3,5	0,4
	UR20	20,5	31,5	5,5	4	0,4
	UR22	22,5	34,5	6	4,5	0,4
	UR24	24,5	37,5	6,5	4,8	0,5
UR27	27,5	41,5	7	5,5	0,5	

Notare: Șaibă Grower UR 10 STAS 7666/2-82

Șaibă Grower - seria mijlocie - MN	Simbol	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	r	g	k
 <p><math>m = \max. 0,7g ; h_1 \approx 2g ; h_1 \approx 2g + 2k</math></p>	MN3	3,1	4,7	0,2	1	-
	MN4	4,1	6,1	0,3	1,2	0,15
	MN5	5,1	7,5	0,3	1,4	0,15
	MN6	6,1	8,9	0,4	1,6	0,2
	MN8	8,2	12,2	0,6	2	0,3
	MN10	10,2	5,2	0,6	2,5	0,3
	MN12	12,2	18,2	1	3	0,4
	MN14	14,2	20,6	1	3,2	0,4
	MN16	16,3	23,3	1	3,5	0,4
	MN18	18,3	26,3	1	4	0,4
	MN20	20,5	29,5	1,2	4,5	0,4
	MN22	22,5	32,5	1,2	5	0,4
	MN24	24,5	35,5	2	5,5	0,5
MN27	27,5	39,5	2	6	0,5	

Notare: Șaibă Grower MN 10 STAS 7666/2-80

Șaibă Grower - seria grea - GN	Simbol	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	b	g	k
 <p><math>m = \max. 0,7g ; h \approx 2g ; h_1 \approx 2g + 2k</math></p>	GN4	4,1	7,3	1,6	1,2	0,15
	GN5	5,1	9,1	2	1,6	0,15
	GN6	6,1	10,9	2,4	1,8	0,2
	GN8	8,2	15,2	3,5	2,5	0,3
	GN10	10,2	18,2	4	3	0,3
	GN12	12,2	22,2	5	3,5	0,4
	GN14	14,2	25,2	5,5	4	0,4
	GN16	16,3	28,3	6	4,5	0,4
	GN18	18,3	31,3	6,5	4,8	0,4
	GN20	20,5	34,5	7	5,5	0,4
	GN22	22,5	38,5	8	6	0,4
	GN24	24,5	41,5	8,5	6,5	0,5
	GN27	27,5	46,5	9,5	7	0,5

Notare: Șaibă Grower GN 12 STAS 7666/2-80

Șaibe de siguranță pentru piulițele rulmenților		Simbol	d	D	D <sub>1</sub>	h	E	b	g	Nr. dinți
	MB3	17	32	24	15,5	4	4	4	1	11
	MB4	20	35	26	18,5	4	4	4	1	11
	MB5	25	42	36	23	5	5	1,25	1,25	13
	MB6	30	49	38	27,5	5	5	1,25	1,25	13
	MB7	35	57	44	32,5	6	5	1,25	1,25	13
	MB8	40	62	50	37,5	6	6	1,25	1,25	13
	MB9	45	69	56	42,5	6	6	1,25	1,25	13
	MB10	50	74	61	47,5	6	6	1,25	1,25	13
	MB11	55	81	67	52,5	8	7	1,25	1,25	17
	MB12	60	86	73	57,5	8	7	1,50	1,50	17
	MB13	65	92	79	62,5	8	7	1,50	1,50	17
	MB14	70	98	85	66,5	8	8	1,50	1,50	17
	MB15	75	104	90	71,5	8	8	1,50	1,50	17
	MB16	80	112	95	76,5	10	8	1,75	1,75	17
	MB17	85	119	102	81,5	10	8	1,75	1,75	17

Notare: Șaibă MB 14 STAS 5815-77

Șaibă elastică cu dinți forma E sau I		Simbol	d	D	s	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	r	Nr. dinți
	M2	2,2	4,5	0,3	4,1	2,6	0,4	0,4	6
	M2,5	2,7	5,5	0,4	5,1	3,1	0,5	0,5	6
	M3	3,2	6	0,4	5,8	3,8	0,6	0,6	6
	M4	4,3	8	0,5	7,3	5	0,6	0,6	8
	M5	5,3	10	0,5	9,0	6,2	0,7	0,7	8
	M6	6,4	12	0,8	11	7,4	0,9	0,9	8
	M8	8,4	14	0,8	13,4	9	1,1	1,1	8
	M10	10,5	18	1	16,6	11,8	1,2	1,2	9
	M12	13	20,5	1	19	14,1	1,2	1,2	10
	M16	17	26	1,25	24	18,5	1,4	1,4	12
	M20	21	3,2	1,5	30	23,1	1,7	1,7	12

Notare: Șaibă M 16 STAS 10481-78

Șaibă plată pentru metale	Simbol	d seria		D varianta		s
		fină A	mijloc.B	N	M	
	M5	5,3	5,5	10	-	1
	M6	6,4	6,6	12,5	-	1,6
	M7	7,4	7,6	14	-	1,6
	M8	8,4	9,0	17	15,5	1,6
	M10	10,5	11	21	18	2
	M12	13	14	24	21	2,5
	M14	15	16	28	24	2,5
	M16	17	18	30	28	3
	M18	19	20	34	30	3
	M20	21	22	37	34	3
	M22	23	24	39	37	3
	M24	25	26	44	39	4

Notare: Șaibă A 10 STAS 5200-80 (pentru varianta N); Șaibă AM 10 (pentru varianta M).

Știfturi cilindrice forma A, B sau C	Diametrul știftului d	Forma știftului		Lungimea știftului ℓ
		B (c)	A (r)	
<p>Forma</p> <p>(A)</p> <p>(B) <math>cx45^\circ</math></p> <p>(C)</p>	3	0,5	4	8...30
	4	0,6	4	8...45
	5	0,8	6	10...50
	6	1,0	6	12...60
	8	1,2	10	14...80
	10	1,6	10	20...100
	12	1,6	16	25...150
	16	2,0	16	30...180
	20	2,5	20	40...200

Notare: Știft cilindric B 6 x 20 STAS 1599-80/OLC 45 îmbunătățit

Știft conic forma A sau B	Diametrul știftului d	Forma știftului		Lungimea știftului ℓ
		B (c)	A (r)	
<p>Forma</p> <p>(A) conicitate 1:50</p> <p>(B) <math>cx45^\circ</math> conicitate 1:50</p>	3	0,5	4	12...45
	4	0,6	4	14...55
	5	0,8	6	20...60
	6	1,0	6	25...90
	8	1,2	10	25...130
	10	1,6	10	30...160
	12	1,6	16	35...180
	16	2,0	16	40...200
	20	2,5	20	45...200

Notare: Știft conic B 6 x 50 STAS 3436-80/OLC 45 îmbunătățit

Știft cilindric crestat	d	d <sub>1</sub>	r	c <sub>1</sub>	ℓ
	2	2,15	2,5	0,7	4...(28)
	2,5	2,65	2,5	1,0	6...30
	3	3,20	4,0	1,2	6...40
	4	4,25	4,0	1,4	6...60
	5	5,25	6,0	1,9	8...60
	6	6,30	6,0	2,1	10...80
	8	8,30	10	2,5	12...100
	10	10,35	10	2,8	14...(125)
	12	12,35	16	3,2	16...(125)

Notare: Știft cilindric crestat 5 x 25 STAS 7464-71

Știft conic filetat cu cep	d <sub>1</sub>	ℓ <sub>1</sub>	d	b	c <sub>5</sub>	c <sub>6</sub>	r	r <sub>1</sub>	ℓ
	5	25	M5	12	2,1	0,6	0,3	0,6	40...50
	6	30	M6	15	2,7	0,7	0,4	0,6	45...60
	8	40	M8	18	3,5	1	0,4	0,6	55...75
	10	45	M10	20	4	1	0,5	1	65...100
	12	55	M12	22	4,75	1,25	0,6	1	85...140
	16	72	M16	28	6,25	1,25	0,8	1,6	100...160
	20	85	M20	28	6,25	1,75	0,8	1,6	120...190

Notare: Știft conic 12 x 100 STAS 4851-80

Lungimi de știfturi standardizate:	4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; (28); 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; (125); 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200.
------------------------------------	--

Șurub de păsuire cu cap hexagonal forma A sau B	d	S	K	D	d <sub>0</sub>	r	b	ℓ
	M10	17	7	20	11	1	13,15	28...100
	M12	19	8	22	13	1	14,60	30...120
	M14	22	9	26	15	1	16,18	32...120
	M16	24	10	28	17	1	18,20	35...150
	M18	27	12	31	19	1	21,35	45...150
	M20	30	13	35	21	1,6	22,24,29	45...180
	M22	32	14	37	23	1,6	23,25,30	48...180
	M24	36	15	42	25	1,6	26,31	55...200

Notare: Șurub de păsuire A – M 20 – 60 STAS 5930-80

Șurub cu cap cilindric bombat crestat	d	D	K <sub>1</sub>	K <sub>2</sub>	R	n	t	e	b	ℓ
	M2,5	5	1,5	0,5	6	0,6	0,6	0,6	18	5...25
	M3	6	1,8	0,7	7	0,6	0,72	0,72	19	6...30
	M4	8	2,4	0,8	10,5	1,0	0,96	0,96	22	8...35
	M5	10	3	1,1	12	1,2	1,2	1,2	25	10...45
	M6	12	3,6	1,3	14,5	1,6	1,44	1,44	28	12...50
	M8	16	4,8	1,6	21	2,0	1,92	1,92	34	16...55
	M10	20	6	2,2	24	2,5	2,4	2,4	40	20...60

Notare: Șurub M 6 x 25 STAS 4883-69

Șurub cu cap semiîncat crestat	d	D	K	f	n	t	e	b	ℓ
	M2	3,5	1,02	0,5	0,5	0,8	0,4	16	3...20
	M2,5	4,4	1,3	0,6	0,6	1	0,5	18	4...25
	M3	5,3	1,43	0,76	0,8	1,2	0,6	19	5...30
	M3,5	6,1	1,69	0,9	0,8	1,4	0,7	20	5...35
	M4	7	1,94	1	1,0	1,6	0,8	22	6...40
	M5	8,8	2,2	1,25	1,2	2	1,0	25	8...50

Notare: Șurub M 2 x 16 STAS 7520-71

Lungimi de șuruburi standardizate:	3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; (18); 20; (22); 25; 28; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200.
------------------------------------	--

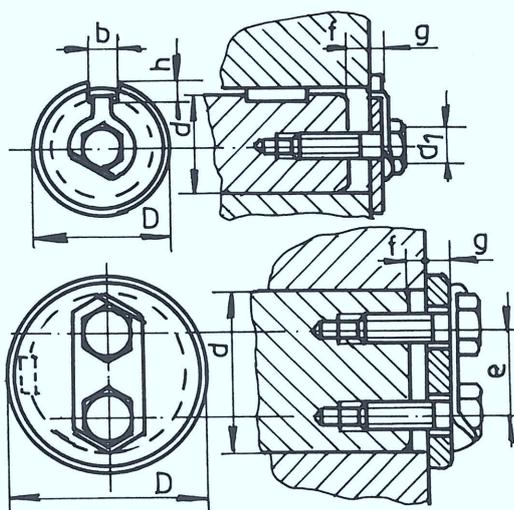
Observație: Valorile din paranteze sunt de evitat.

Inel de ridicare	d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	ℓ	h	e	c	b	Sarcina axială [kN]
	M8	20	32,6	20	15	20	6,0	1,8	6,3	1,6
	M10	24	40	24	17	25	7,5	2,2	8,0	2,5
	M12	28	47	28	20	30	9,0	2,5	9,5	4,0
	M16	34	59	34	24	36	11	3	12,5	6,3
	M20	40	72	40	27	45	13	3,5	16	10
	M24	48	86	48	31	53	16	4,5	19	16

Notare: Inel șurub M 10 STAS 3186-77

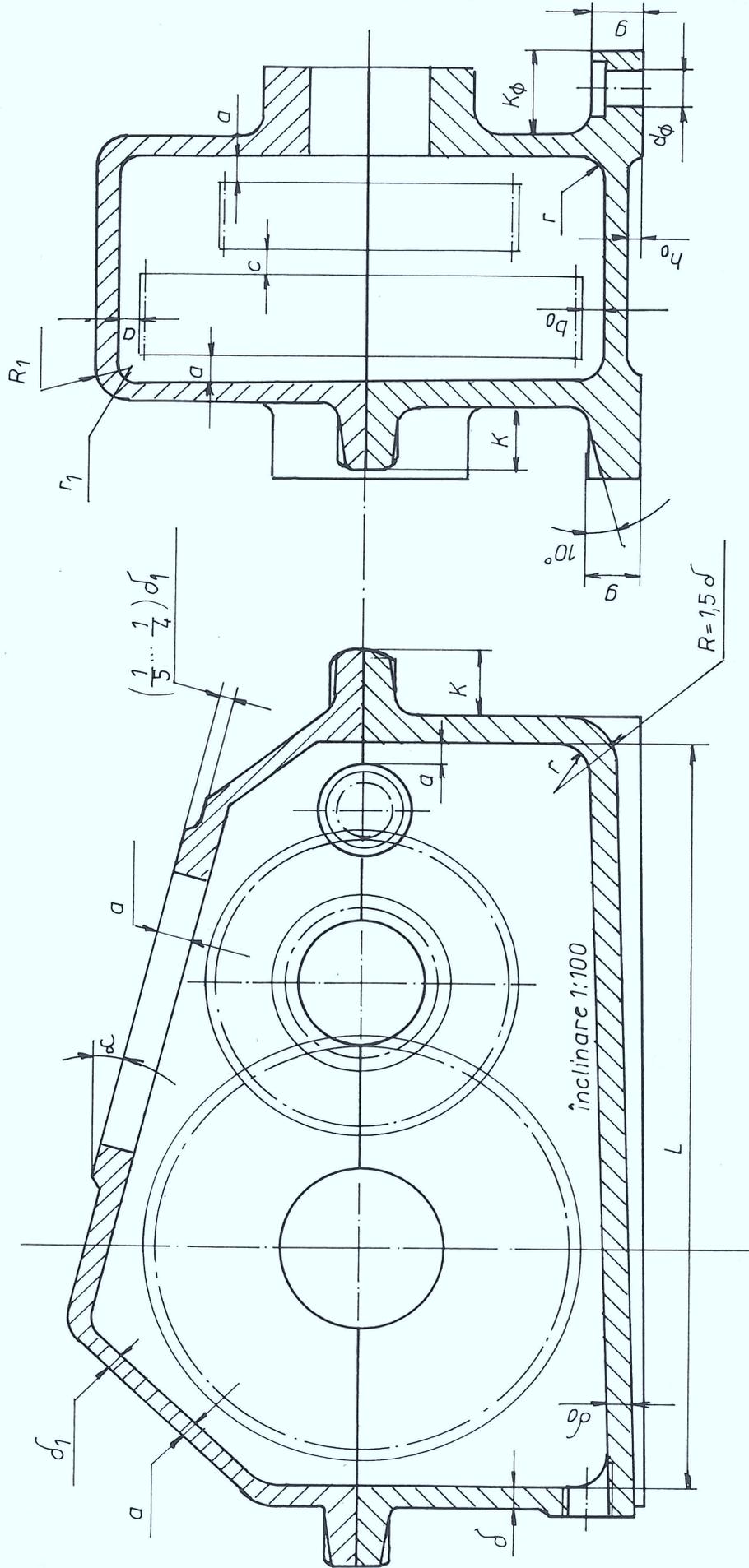
Șaibe pentru asamblarea cu șurub a pieselor pe capete de arbore cilindrice. Dimensiuni  
(Extras din STAS 8621-84)

Diametrul capătului de arbore	D	g	b	h	Șurub d x ℓ	d <sub>2</sub>	e	f max
16 < d ≤ 20	28	2	5	5	M 6 x 16	7	-	3
20 < d ≤ 28	36	2,5	8	7				
28 < d ≤ 35	45	3,5	10	8	M 8 x 20	9	20	4
35 < d ≤ 40	50							
40 < d ≤ 45	55							
45 < d ≤ 50	60							
50 < d ≤ 60	70	8	-	-	M 12 x 30	14	30	5
60 < d ≤ 70	80							
70 < d ≤ 80	90							
80 < d ≤ 90	105							
90 < d ≤ 100	120	10	-	-	M 16 x 35	18	45	5
100 < d ≤ 110	130							
110 < d ≤ 120	140							
120 < d ≤ 130	150							
130 < d ≤ 140	160	12	-	-	M 20 x 40	22	65	5
140 < d ≤ 150	170							
150 < d ≤ 160	180							
160 < d ≤ 170	190							
170 < d ≤ 180	210	14	-	-	M 24 x 50	26	80	6
180 < d ≤ 190	220							
190 < d ≤ 200	240							



Recomandări privind construcția carcasei reductorului cilindric cu două trepte de reducere (roți cu dantura nedurificată)

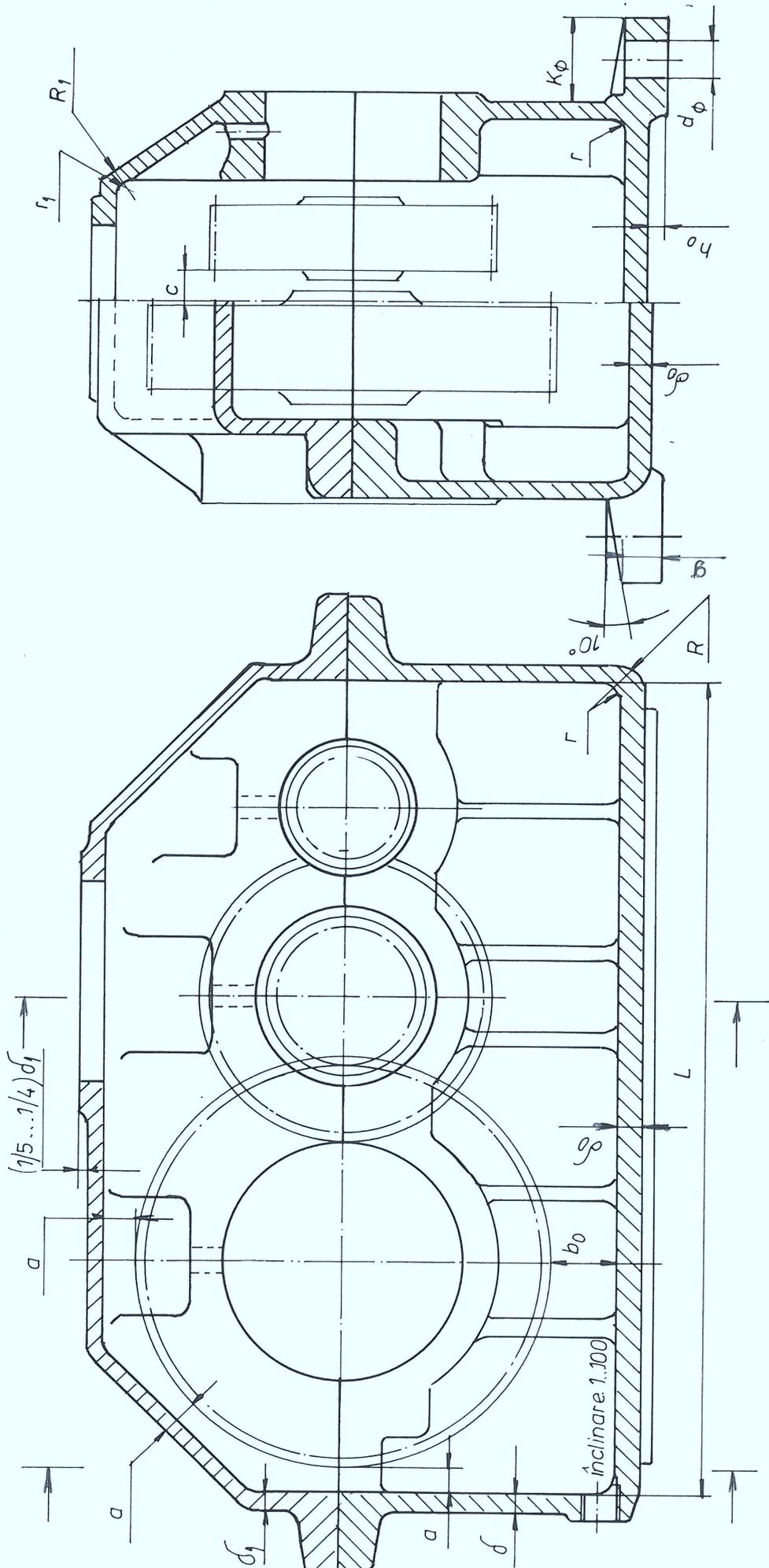
- |   |   |   |                                |   |
|---|---|---|--------------------------------|---|
| $a \approx \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) \geq 5 \dots 10$ mm      | $\delta \approx 0,2 \sqrt[4]{M_{te}} \geq 6$ mm | $\delta_1 \approx (0,9 \dots 1) \delta$ | $\delta_0 \approx 1,25 \delta$ | $d_\phi \approx 0,1 \sqrt[3]{2 \cdot M_{te}} \geq 12$ mm                                |
| $g \approx (1,5 \dots 2) d_\phi \approx (2 \dots 2,5) \delta$ | $K_\phi \approx (2,5 \dots 2,7) d_\phi$         | $h_0 \approx (0,5 \dots 1) \delta$      | $r \approx 0,5 \delta$         | $b_0 \geq 6 \cdot m \geq 10 \dots 15$ mm  |
| $c \approx 2 \cdot m \geq 5 \dots 10$ mm                      | $R \approx 1,5 \delta$                          | $R_1 \approx 1,5 \delta_1$              | $r_1 \approx 0,5 \delta_1$     | $M_{te}$ [Nmm] – momentul de torsiune pe arborele de ieșire al reductorului de turație. |

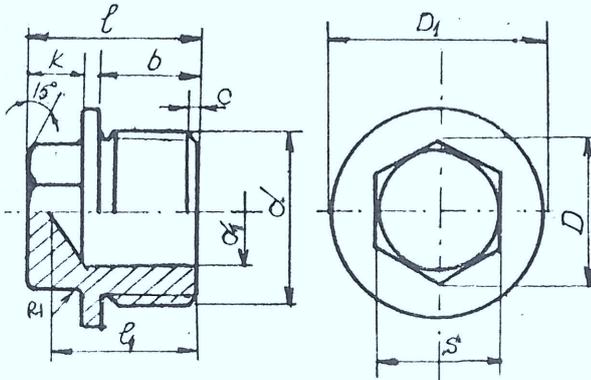


Anexa 3.5

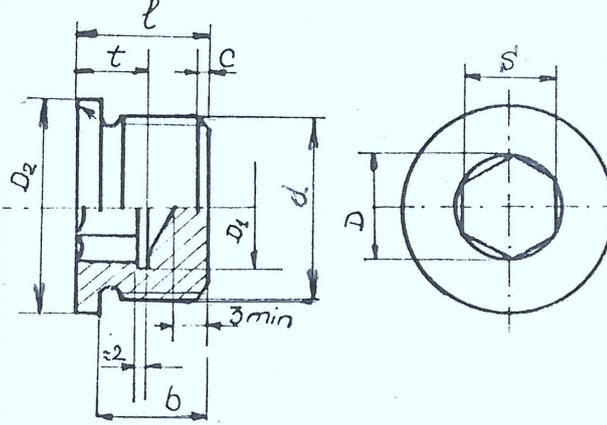
Recomandări privind construcția carcasei reductorului cilindric cu două trepte de reducere (roți cu dantura durificată)

- $a \approx \sqrt[3]{L} + (2 \dots 3) \geq 5 \dots 10$  mm     $\delta \approx 0,2 \sqrt[4]{M_{re}} \geq 6$  mm     $\delta_1 \approx (0,9 \dots 1) \delta$      $\delta_0 \approx 1,25 \delta$      $d_\phi \approx 0,1 \sqrt[3]{2 \cdot M_{re}} \geq 12$  mm  
 $g \approx (1,5 \dots 2) d_\phi \approx (2 \dots 2,5) \delta$      $K_\phi \approx (2,5 \dots 2,7) d_\phi$      $h_0 \approx (0,5 \dots 1) \delta$      $r \approx 0,5 \delta$      $b_0 \geq (6 \dots 8) \cdot m \geq 15 \dots 20$  mm  
 $c \approx (2 \dots 3) \cdot m \geq 5 \dots 10$  mm     $R \approx 1,5 \delta$      $R_1 \approx 1,5 \delta_1$      $r_1 \approx 0,5 \delta_1$      $M_{re}$  [Nmm] – momentul de torsiune pe  
 arborele de ieșire al reductorului de turație.



Dop filetat cu cap hexagonal și guler		Filet	S	D	K	D <sub>1</sub>	b	ℓ	d <sub>1</sub>	ℓ <sub>1</sub>
	M10 x 1	11	12,1	6	16	10	19	4	15	
	M12 x 1,5	14	15,5	6	18	14	23	5	20	
	G 1 / 4	14	15,5	6	18	14	23	5	20	
	(M14 x 1,5)	14	15,5	6	20	14	23	5	20	
	M16 x 1,5	17	18,9	6	24	14	23	5	20	
	G 3 / 8	17	18,9	6	24	14	23	5	20	
	(M18 x 1,5)	17	18,9	8	26	14	26	8	20	
	M20 x 1,5	19	21,1	8	28	18	30	10	26	
	G 1 / 2	19	21,1	8	28	18	30	10	26	
	(M22 x 1,5)	19	21,1	8	30	18	30	10	26	
	M24 x 1,5	22	24,5	9	32	20	33	12	29	
	(M27 x 2)	24	26,7	10	35	20	34	15	29	
	G 3 / 4	24	26,7	10	35	20	34	15	29	
	M30 x 2	24	26,7	10	39	22	34	15	29	
	G 1	27	30,1	11	42	22	38	20	30	
	M36 x 2	27	30,1	11	45	22	38	22	30	
	(M39 x 2)	27	30,1	11	48	22	38	25	30	
M42 x 2	30	33,5	12	52	22	39	25	30		
G 1 1/4	30	33,5	12	52	22	39	25	30		

Notare: Dop filetat 16 x 1,5 STAS 5304-80 sau dop filetat G – 3 / 8 STAS 5304-80

Dop filetat cu locaș hexagonal și guler		Filet	S	D	t	D <sub>1</sub>	b	ℓ	D <sub>2</sub>
	M10 x 1	5	5,9	7	6,4	8	11	11	
	M12 x 1,5	6	7	9	7,5	12	15	17	
	G 1 / 4	6	7	9	7,5	12	15	18	
	(M14 x 1,5)	6	7	9	7,5	12	15	19	
	M16 x 1,5	8	9,4	10	9,9	12	15	21	
	G 3 / 8	8	9,4	10	9,9	12	15	22	
	(M18 x 1,5)	8	9,4	10	9,9	12	16	23	
	M20 x 1,5	10	11,7	10	12,2	14	18	25	
	G 1 / 2	10	11,7	10	12,2	14	18	26	
	(M22 x 1,5)	10	11,7	10	12,2	14	18	27	
	M24 x 1,5	10	14	10	14,5	14	18	29	
	(M27 x 2)	12	14	12	14,5	16	20	32	
	G 3 / 4	12	14	12	14,5	16	20	32	
	M30 x 2	17	19,8	12	20,3	16	20	36	
	G 1	17	19,8	12	20,3	20	25	39	
	M36 x 2	19	22,1	14	22,6	20	25	42	
	(M39 x 2)	19	22,1	14	22,6	20	25	46	
M42 x 2	22	25,6	14	26,1	20	25	49		
G 1 1/4	22	25,6	14	26,1	20	25	49		

Notare: Dop filetat 16 x 1,5 STAS 5606-80 sau dop filetat G – 3 / 8 STAS 5606-80

## Înălțimi de axe. Abateri limită. (Extras STAS 2741-68)

Înălțimi de axe (valori nominale în mm):

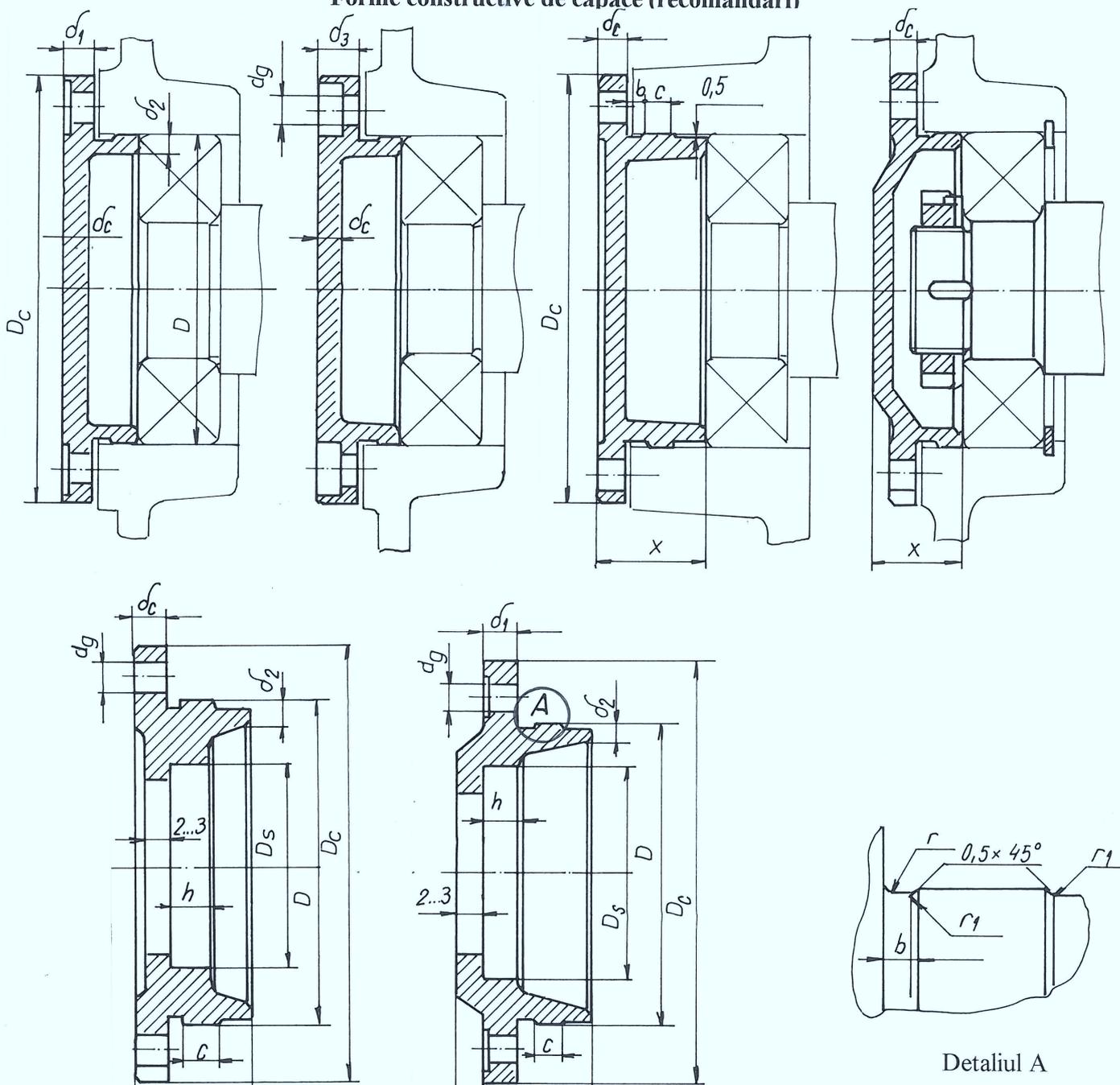
I	II	III	IV	I	II	III	IV					
40	40	40	40	160	160	160	160					
			42				170					
		45	45			180	180					
			48			190						
	50	50	50		50	200	200	200				
					53			212				
		56	56		56		225	225				
					60			236				
			63		63			63	250	250	250	250
												67
71	71	280		280								
	75	300										
80	80	80		315	315	315	315					
						85	335					
	90	90			90	355	355	355				
							95	375				
100	100	100	400	400	400	400						
						106	425					
		112			112	112	450	450	450			
								118	475			
	125	125		125								
								132				
		140		140		140						
										150		

**Observație:** Se vor alege de preferință valorile cuprinse în șirul I. Dacă acestea nu satisfac necesitățile se folosesc valorile din șirul II, din șirul III și, în caz excepțional, cele din șirul IV.

## Abateri limită

Înălțimea nominală a axei [mm]	Abateri limită ale înălțimii axei pentru reductoare de turație [mm]
De la 25 până la 50	0 - 0,4
peste 50 până la 250	0 - 0,5
peste 250 până la 630	0 - 1,0
peste 630 până la 1000	0 - 1,5
peste 1000	0 - 2,0

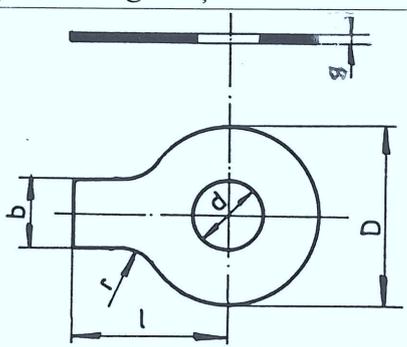
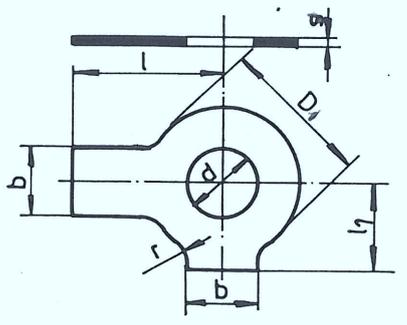
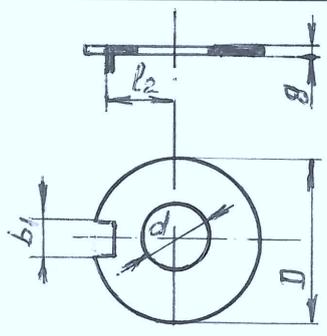
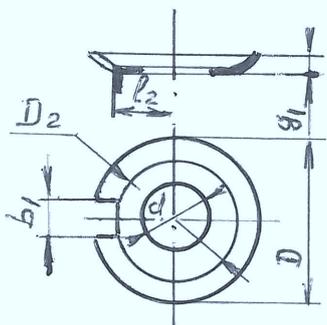
Forme constructive de capace (recomandări)



D	40...62	65...75	80...95	100...145	150...220	$D_c \approx D + (4 \dots 4,5) d$
d	M6	M8	M8	M10	M12	$c \approx (1,2 \dots 1,5) b$
$d_g$	7	9	9	11	13	$\delta_1 \approx 1,2 \delta_c$
Nr. șuruburi	4	4	6 (4)	6 (4)	6 (4)	$\delta_2 \approx (0,9 \dots 1) \delta_c$
$\delta_c$	5	6	6	7	8	$\delta_3 \approx H + 0,8 \delta_c$
b	5	5	5	8	8	$H = K + g + 1 \dots 2 \text{ mm}$
r	1,6	1,6	1,6	2	2	$D_s \leq D - 2 \delta_2$
$r_1$	0,5	0,5	0,5	1	1	

D – diametrul exterior al rulmentului;  $D_c$  – diametrul maxim al capacului;  $D_s$  – diametrul exterior al manșetei de rotație (vezi anexa 5.8); h – grosimea manșetei de rotație; cota "x" a capacului rezultă constructiv; K – înălțimea capului șurubului; g – grosimea șaibei Grower;  $\delta_c$  – grosimea capacului.

Anexa 3.9 - 1

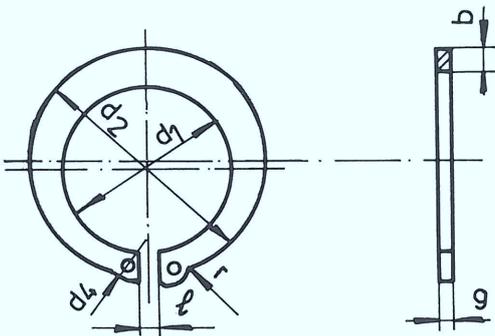
Șaibă de siguranță forma A	Șurub	d	D	b	ℓ	g	r	
	M5	5,3	17	6	16	0,5	2,5	
	M6	6,4	19	7	18	0,5	4	
	M8	8,4	22	8	20	0,8	4	
	M10	10,5	26	10	22	0,8	6	
	M12	13	30	12	28	1	10	
	(M14)	15	33	12	28			
	M16	17	36	15	32			
	(M18)	19	40	18	36			
	M20	21	42	18	36			
Șaibă de siguranță forma B	Șurub	d	D <sub>1</sub>	ℓ <sub>1</sub>	b	ℓ	g	r <sub>1</sub>
	M5	5,3	10	8	6	16	0,5	2,5
	M6	6,4	12,5	9	7	18	0,5	4
	M8	8,4	17	11	8	20	0,8	
	M10	10,5	21	13	10	22	0,8	
	M12	13	24	15	12	28	1	6
	(M14)	15	28	16	12	28		
	M16	17	30	18	15	32		
	(M18)	19	34	20	18	36		
	M20	21	37	21	18	36		
Șaibă de siguranță forma C	Șurub	d	D	b <sub>1</sub>	ℓ <sub>2</sub>	g		
	M5	5,3	17	3,5	7	0,5		
	M6	6,4	19		7,5	0,5		
	M8	8,4	22		8,5	0,8		
	M10	10,5	26	4,5	10	0,8		
	M12	13	30		12	1		
	(M14)	15	33		13			
	M16	17	36		5,5		15	
	(M18)	19	40		6,5	18		
	M20	21	42	6,5	18			
Șaibă de siguranță forma D	Șurub	d	D <sub>2</sub>	D	b <sub>1</sub>	ℓ <sub>2</sub>	g	g <sub>1</sub>
	M5	5,3	11	17	3,5	7	0,5	1
	M6	6,4	12	19		7,5	0,5	1
	M8	8,4	17	22		8,5	0,8	1,6
	M10	10,5	21	26	10	0,8		
	M12	13	24	30	12	1		
	(M14)	15	28	33	13			
	M16	17	30	36	5,5		15	
	(M18)	19	34	40	6,5	18		
	M20	21	36	42	6,5	18		

**Observație:** Șaibele de siguranță se execută în patru forme:

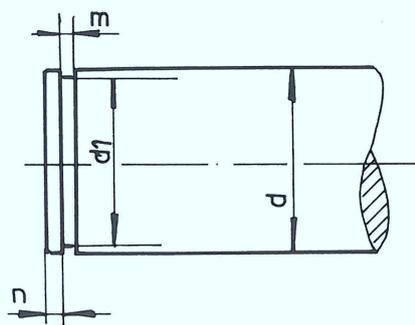
- forma A, șaibă de siguranță cu o aripioară;
- forma B, șaibe de siguranță cu două aripioare;
- forma C, șaibă de siguranță plată cu nas exterior;
- forma D, șaibă de siguranță bombată.

Notare: Șaibă de siguranță B 12 STAS 2241/2-80

Anexa 3.10 – 1

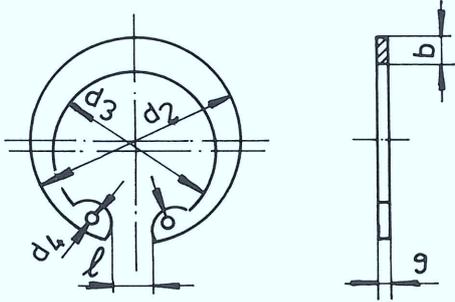
Inele elastice de rezemare, excentrice, pentru arbori și canalele corespunzătoare pentru ele	Diam. nomin. arbore	Inel elastic					Canal în arbore		
		d <sub>2</sub>	d <sub>4</sub> min	a max	b	g h11	d <sub>1</sub>	m H13	n min
<p>Inel în stare liberă pentru 10 &lt; d ≤ 165</p> 	20	18,5	2	4	2,6	1,2	19	1,3	1,5
	21	19,5		4,1	2,7		20		
	22	20,5		4,2	2,8		21		
	24	22,2		4,4	3,0		22,9		
	25	23,2		4,4	3,0		23,9		
	26	24,2		4,5	3,1		24,9		
	28	25,9		4,7	3,2		26,6		
	29	26,9	4,8	3,4	27,6	1,5	2,1		
	30	27,9	5	3,5	28,6				
	32	29,6	5,2	3,6	30,3				
	34	31,5	5,4	3,8	32,3	1,8	1,6	2,6	
	35	32,2	5,6	3,9	33				
	36	33,2	5,6	4,0	34				
	38	35,2	5,8	4,2	36	2,0	1,9	3	
	40	36,5	6	4,4	37,5				
	42	38,5	6,5	4,5	39,5				
	45	41,5	6,7	4,7	42,5				
	48	44,5	6,9	5,0	45,5				
	50	45,8	6,9	5,1	47				
	52	47,8	7	5,2	49				
55	50,8	7,2	5,4	52	2,5	2,15	4,5		
56	51,8	7,3	5,5	53					
58	53,8	7,3	5,6	55					
60	55,8	7,4	5,8	57					
62	57,8	7,5	6,0	59					
63	58,8	7,6	6,2	60					
65	60,8	7,8	6,3	62					
68	63,5	8,0	6,5	65	3	2,65			
70	65,5	8,1	6,6	67					
71	66,5	8,1	6,7	68					
72	67,5	8,2	6,8	69					
75	70,5	8,4	7,0	72					
78	73,5	8,6	7,3	75					
80	74,5	8,6	7,4	76,5					
82	76,5	8,7	7,6	78,5	3,5	3,15	5,3		
85	79,5	8,7	7,8	81,5					
88	82,5	8,8	8,0	84,5					
90	84,5	8,8	8,2	86,5					
95	89,5	9,4	8,6	91,5					
100	94,5	9,6	9,0	96,5					
105	98,0	9,9	9,3	101					
110	103	10,1	9,6	106	3,5	4,15	6		
115	108	10,6	9,8	111					
120	113	11,0	10,2	116					

Geometria canalului practicat în arbore - execuție normală



Notare:

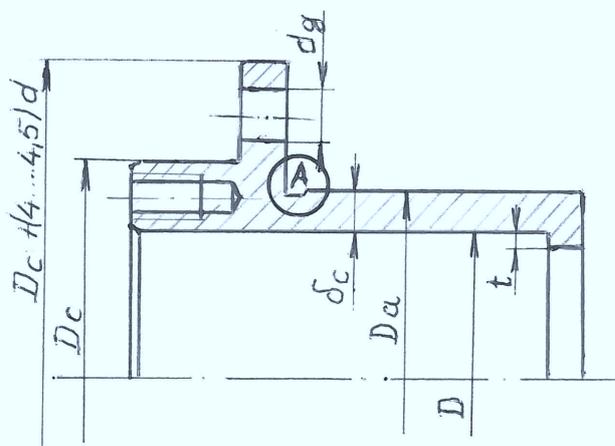
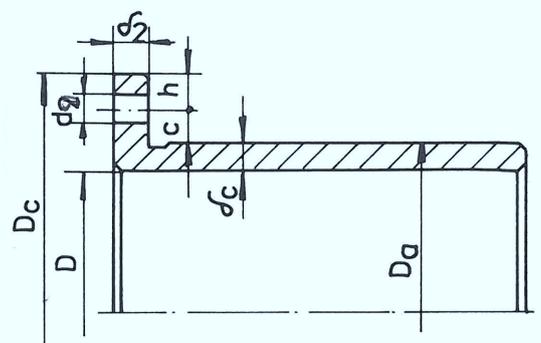
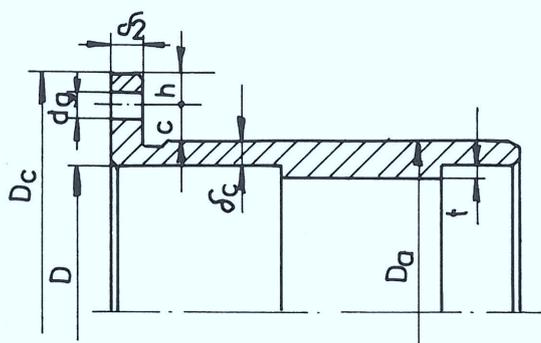
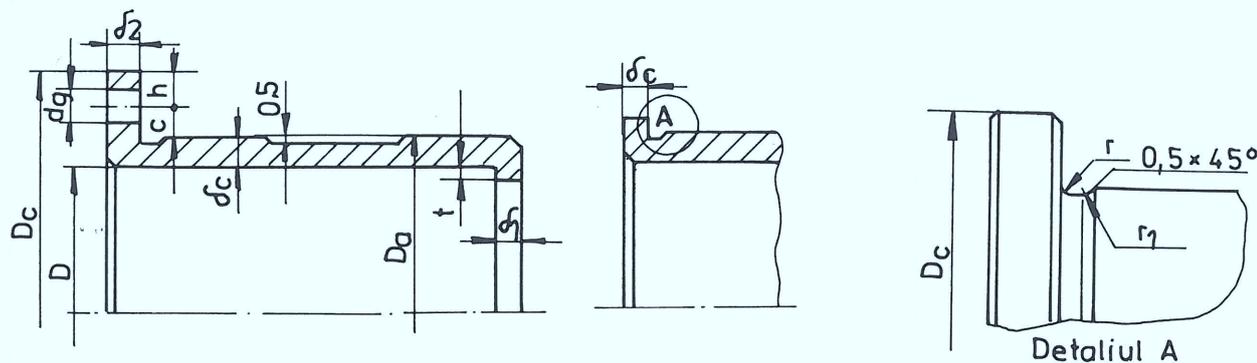
**Inel elastic 30 STAS 5848/2-73**

Inele elastice de rezemare, excentrice, pentru alezaje și canalele corespunzătoare pentru ele	Diam. nomin. alezaj	Inel elastic					Canal în alezaj		
		d <sub>2</sub>	d <sub>4</sub> min	a max	b	g h11	d <sub>1</sub>	m H13	n min
<p>Inel în stare liberă pentru <math>d \leq 165</math></p> 	42	45,5	2,5	5,9	4,1	1,8	44,5	1,9	3,8
	45	48,5		6,2	4,3		47,5		
	47	50,5		6,4	4,4		49,5		
	48	51,5		6,4	4,5		50,5		
	50	54,2		6,5	4,6		53		
	52	56,2		6,7	4,7	55			
	55	59,2		6,8	5	58			
	56	60,2		6,8	5,1	59			
	58	62,2		6,9	5,2	61	2,15		
	60	64,2		7,3	5,4	63			
	62	66,2	7,3	5,5	65	2,5	2,65	4,5	
	63	67,2	7,3	5,6	66				
	65	69,2	7,6	5,8	68				
	68	72,5	7,8	6,1	71				
	70	74,5	7,8	6,2	73				
	72	76,5	7,8	6,4	75				
	75	79,5	7,8	6,6	78				
	78	82,5	8,5	6,8	81				
	80	85,5	8,5	7	83,5				
	82	87,5	8,5	7	85,5				
85	90,5	8,6	7,2	88,5	3	3,15	5,3		
88	93,5	8,6	7,4	91,5					
90	95,5	8,6	7,6	93,5					
92	97,5	8,7	7,8	95,5					
95	100,5	8,8	8,1	98,5					
98	103,5	9	8,3	101,5					
100	105,5	9	8,4	103,5					
102	108	9,2	8,5	106					
105	112	9,2	8,7	109					
108	115	9,5	8,9	112					
110	117	10,4	9	114	3,5	4,15	6		
112	119	10,5	9,1	116					
115	122	10,5	9,3	119					
120	127	11	9,7	124					
125	132	11	10	129					
130	137	11	10,2	134					
135	142	11,2	10,5	139					
140	147	11,2	10,7	144					
145	152	11,4	10,9	149					
150	158	12	11,2	155					
155	164	12	11,4	160	4	7,5			
160	169	13	11,6	165					
165	174,5	13	11,8	170					

Notare:

**Inel elastic 80 STAS 5848/3-73**

Recomandări constructive de casete pentru rulmenți



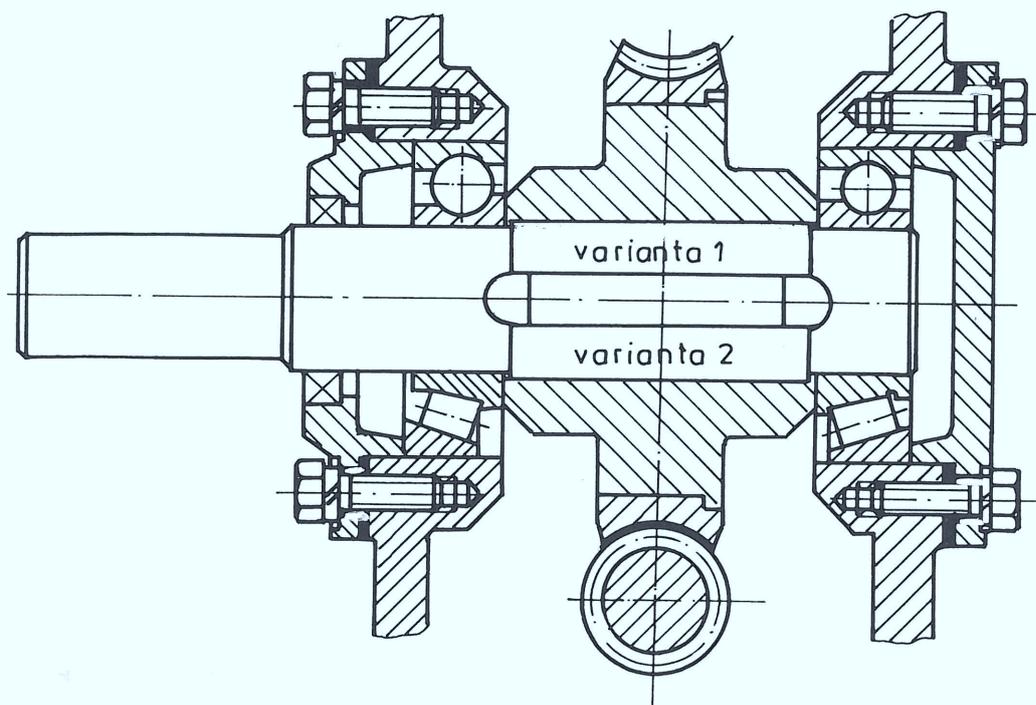
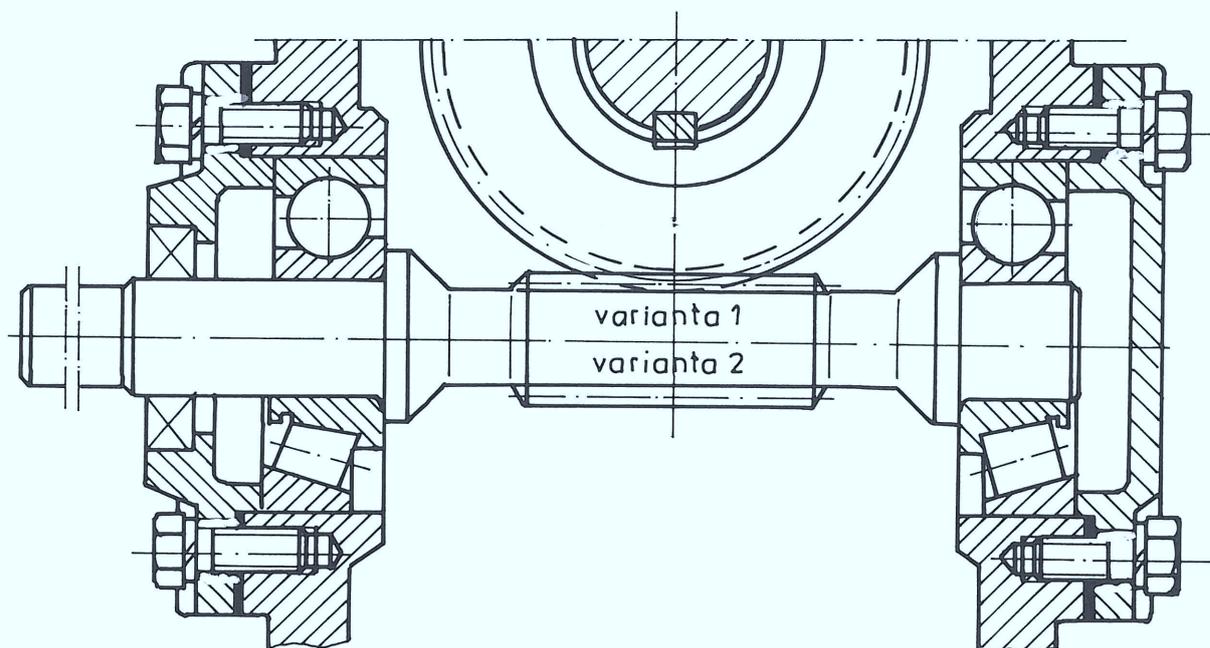
D	...52	52...80	80...120	120...170
$\delta_c$	4...5	6...8	8...10	10...12,5

$D_a$	40...62	65...75	80...95	100...145	150...220	$D_c \approx D_a + (4 \dots 4,5) d$
d	M6	M8	M8	M10	M12	$D_a \approx D + 2 \delta_c$
$d_g$	7	9	9	11	13	$\delta_1 \approx \delta_c$
Nr. șuruburi	4	4	6 (4)	6 (4)	6 (4)	$\delta_2 \approx 1,2 \delta_c$
$\delta_c$	5	6	6	7	8	$t \approx 1,6 R$
b	5	5	5	8	8	$h \approx (1 \dots 1,2) d$
r	1,6	1,6	1,6	2	2	$c \approx d$
$r_1$	0,5	0,5	0,5	1	1	

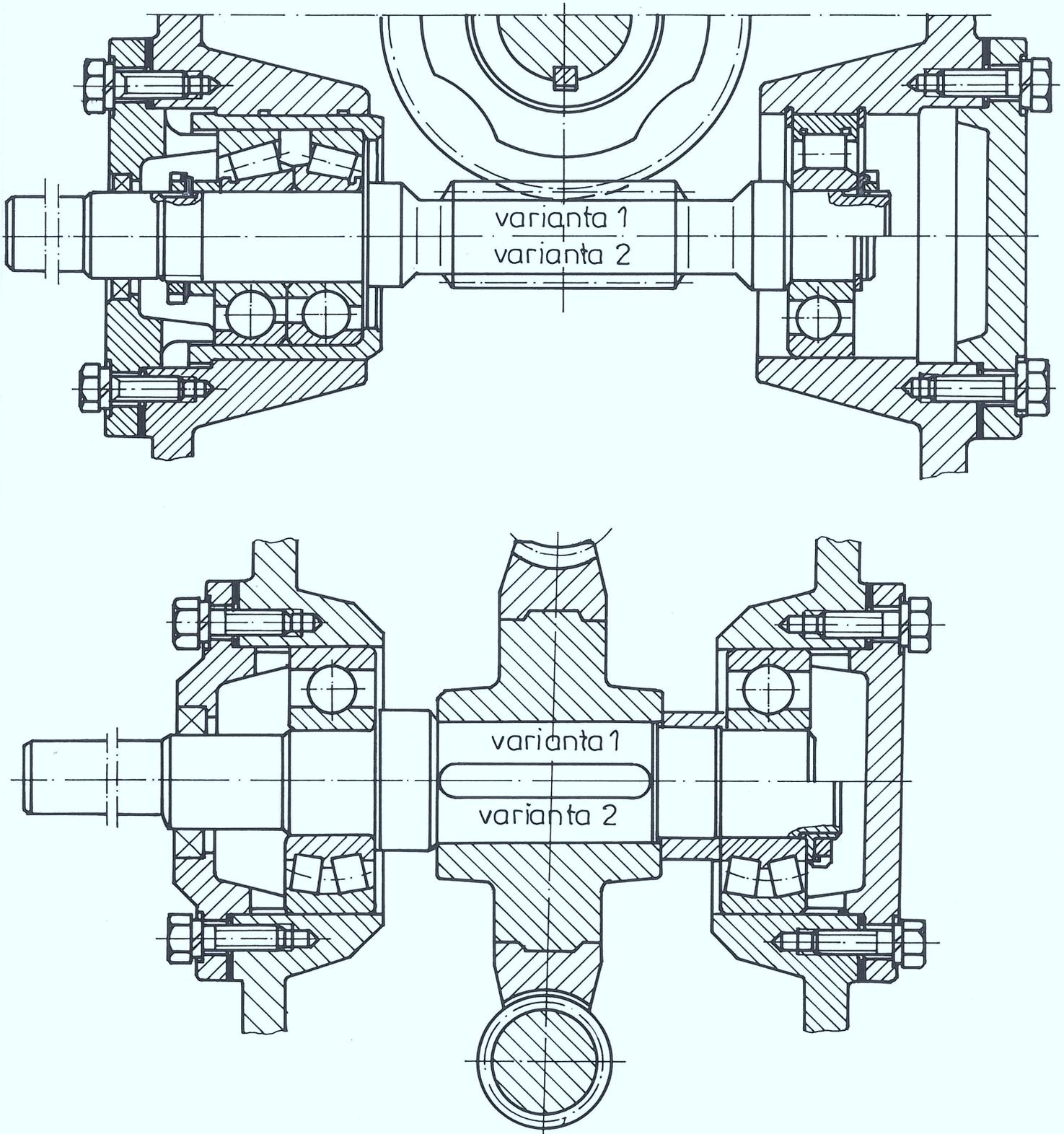
D – diametrul exterior al rulmentului;  $D_c$  – diametrul maxim al casetei;  $D_a$  – diametrul exterior al casetei;  $\delta_c$  – grosimea peretelui casetei;  $\delta_2$  – grosimea gulerului casetei.

Material: Fc 150 sau Fc 200 STAS 568-82.

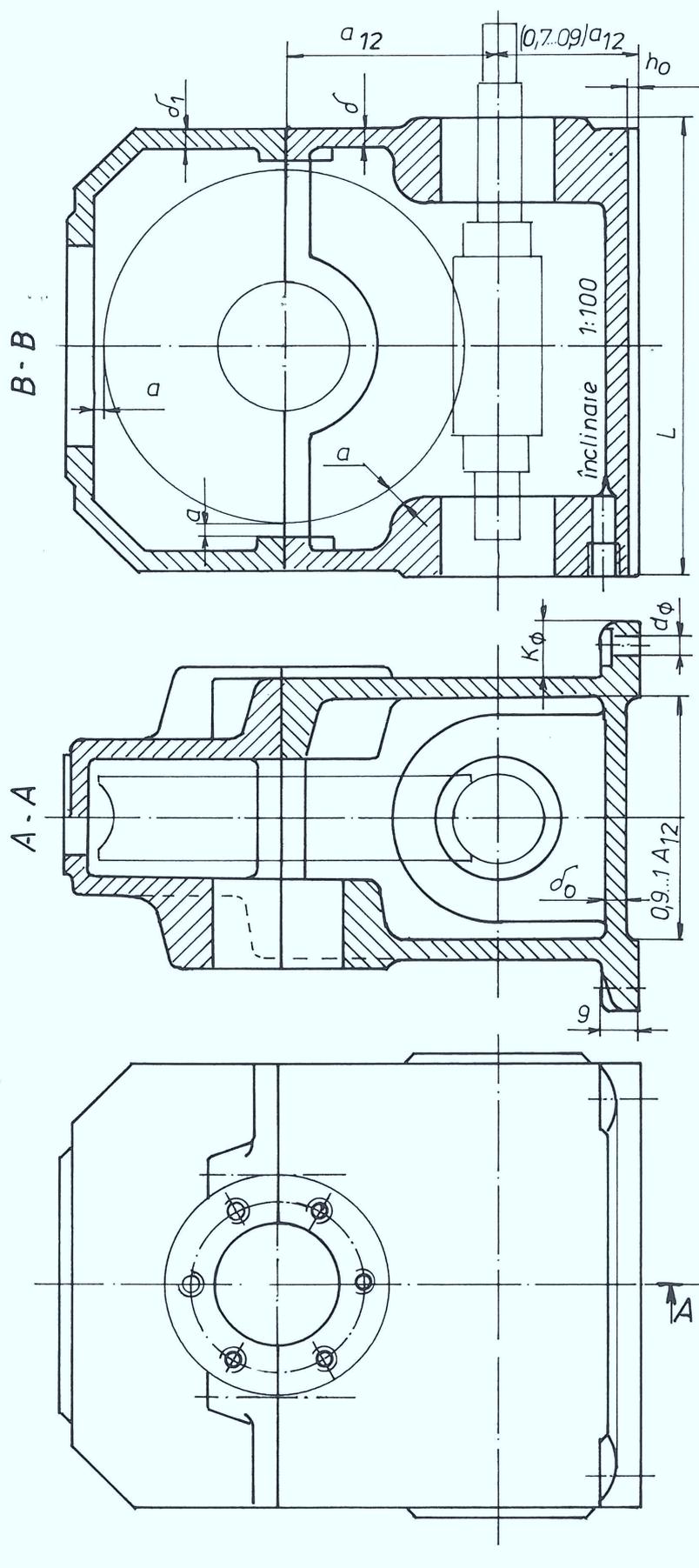
Recomandări privind montajul melcului și ansamblului arbore - roată melcată  $a_{12} \leq 200$  mm



Recomandări privind montajul melcului și ansamblului arbore - roată melcată  $a_{12} \geq 250$  mm



**Recomandări privind  
construcția carcasei  
reductorului melcat cu  
melcul jos**



- $a \approx \sqrt[3]{L} + (3 \dots 5) \geq 5 \dots 10 \text{ mm}$
- $\delta \approx 0,2 \sqrt[4]{M_{te}} \geq 6 \text{ mm}$
- $\delta_i \approx (0,9 \dots 1) \delta$
- $\delta_o \approx 1,25 \delta$
- $d_\phi \approx 0,1 \sqrt[3]{2 \cdot M_{te}} \geq 12 \text{ mm}$
- $K_\phi \approx (2,5 \dots 2,7) d_\phi$
- $g \approx (1,5 \dots 2) d_\phi \approx (2 \dots 3) \delta$
- $h_o \approx (0,5 \dots 3) \delta$
- $M_{te} [\text{Nmm}]$  – momentul de torsiune pe arborele de ieșire al reductorului melcat.

**Recomandări privind  
construcția carcasei  
reductorului melcat cu  
melcul sus**

$$a \approx \sqrt[3]{L} + (3 \dots 5) \geq 5 \dots 10 \text{ mm}$$

$$\delta \approx 0,2 \sqrt[3]{M_{te}} \geq 6 \text{ mm}$$

$$\delta_i \approx (0,9 \dots 1) \delta$$

$$\delta_o \approx 1,25 \delta$$

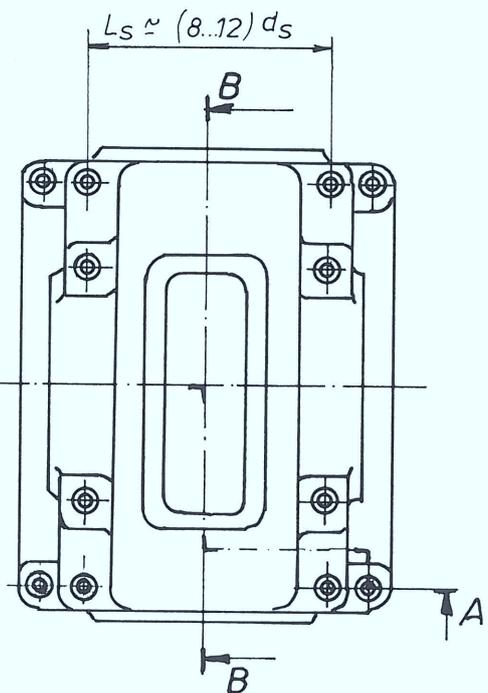
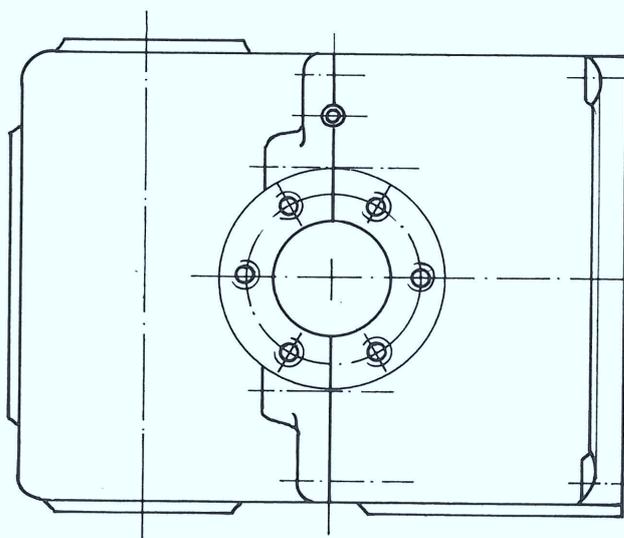
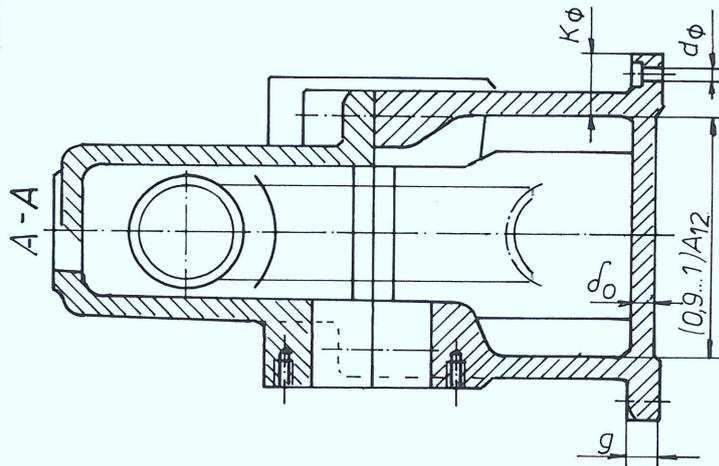
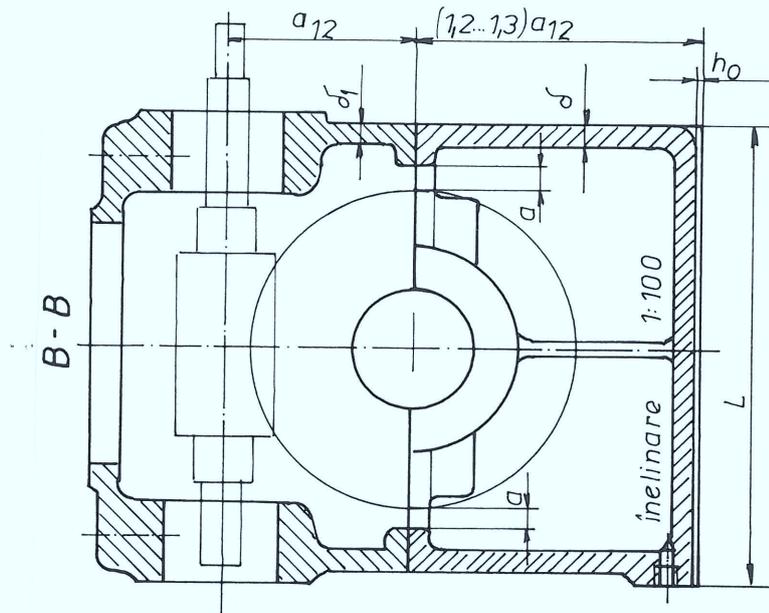
$$d_\phi \approx 0,1 \sqrt[3]{2 \cdot M_{te}} \geq 12 \text{ mm}$$

$$K_\phi \approx (2,5 \dots 2,7) d_\phi$$

$$g \approx (1,5 \dots 2) d_\phi \approx (2 \dots 3) \delta$$

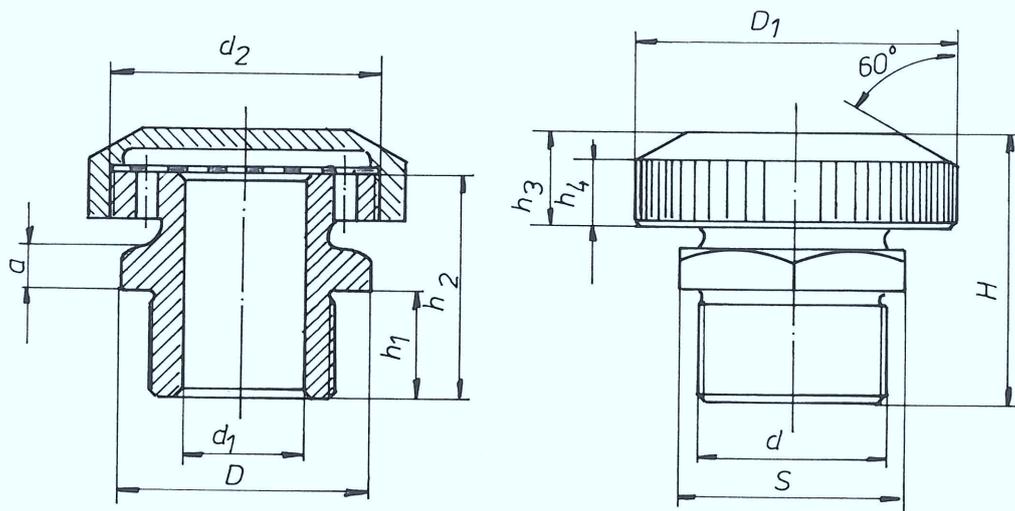
$$h_o \approx (0,5 \dots 3) \delta$$

$M_{te}$  [Nmm] – momentul de  
torsiune pe arborele de ieșire  
al reductorului melcat.

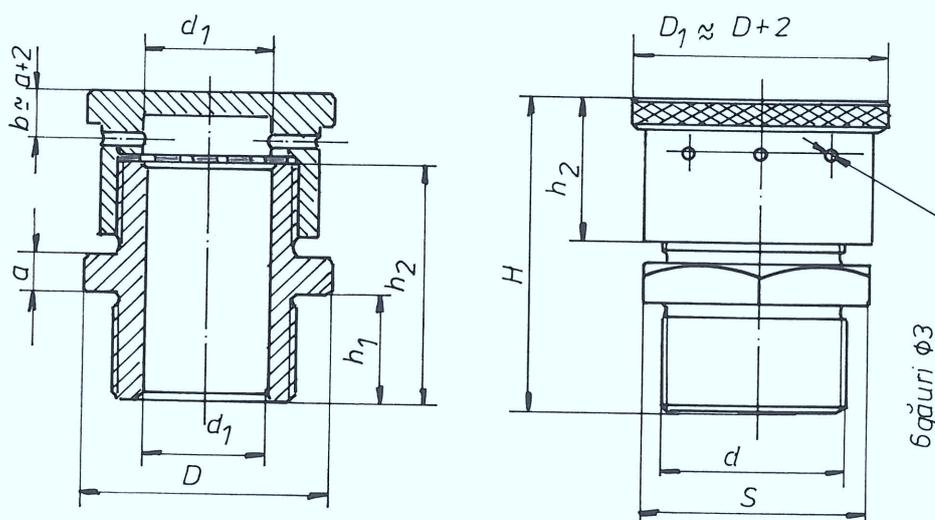


Recomandări constructive privind dopurile de aerisire

d	d <sub>1</sub>	D	S	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	a	d <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	h <sub>3</sub>	h <sub>4</sub>	H <sub>≈</sub>
M20	12	29,56	27	10	25	5	M36	40	12	8	30
M27	18	39,55	36	15	35	6	M42	48	15	10	40
M36	26	50,85	46	20	45	8	M56	63	20	14	52

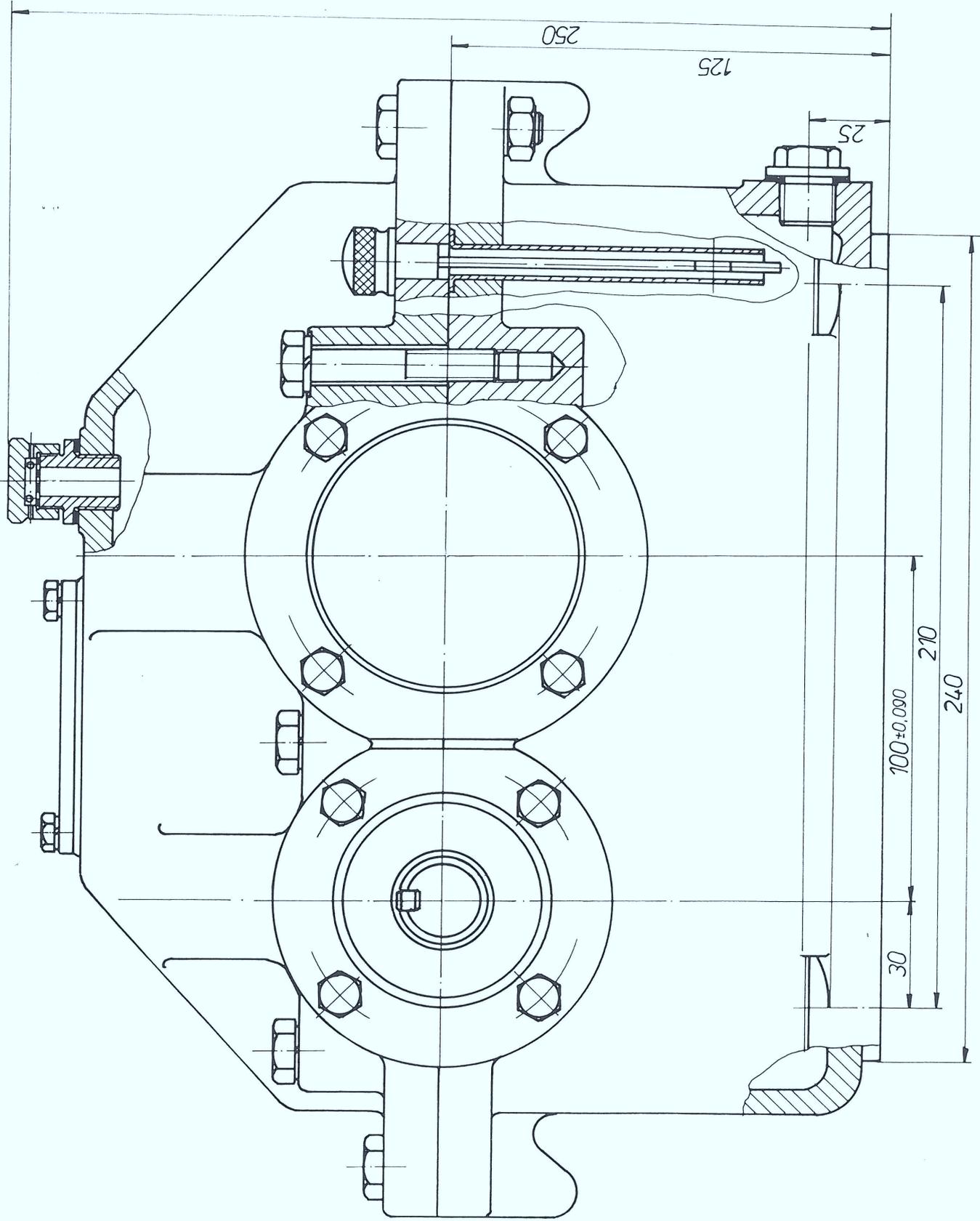


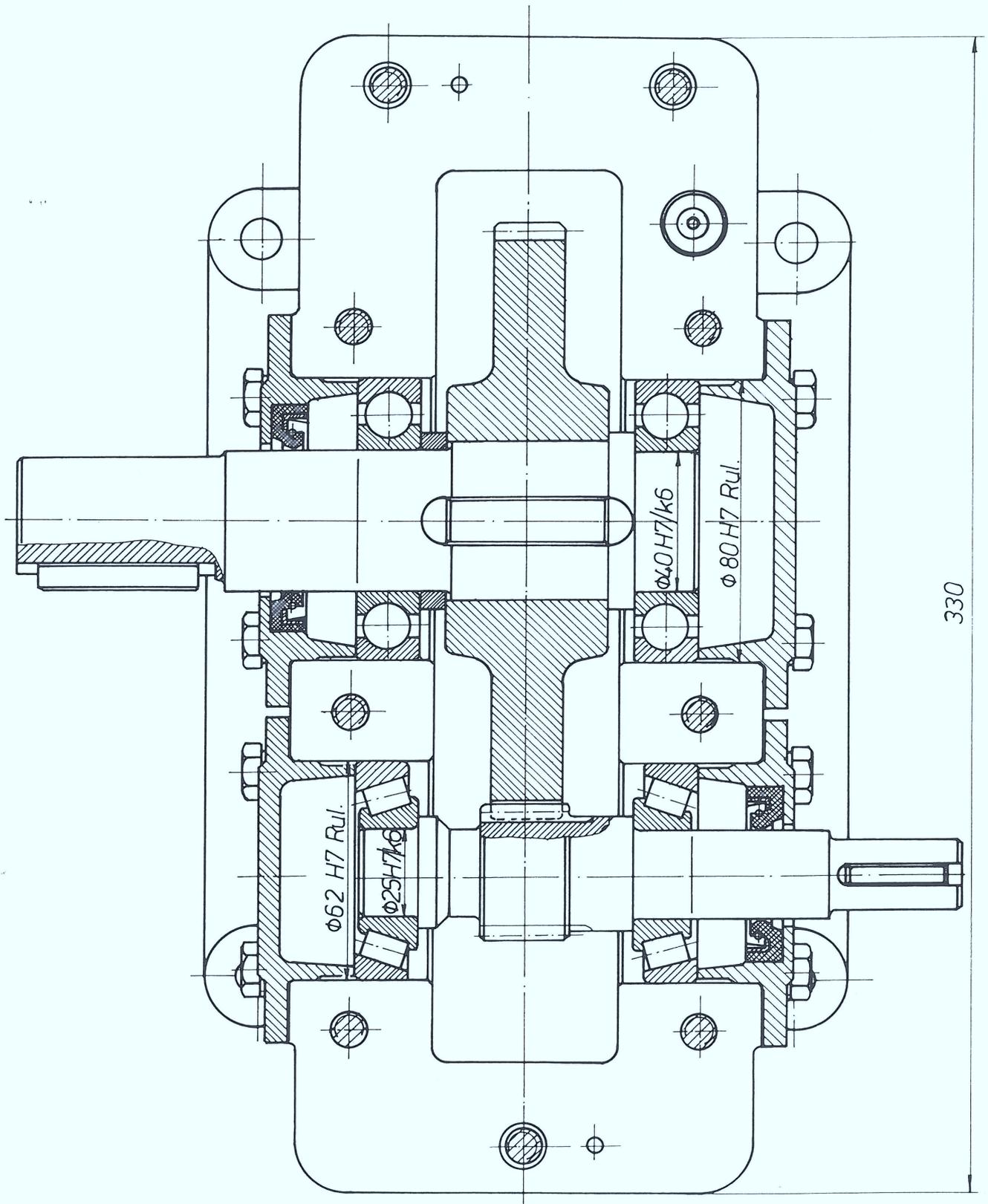
d	d <sub>1</sub>	D	S	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	h <sub>3</sub>	a	H <sub>≈</sub>
M20	12	26,17	24	10	24	16	5	33
M27	18	35,03	32	15	32	22	6	45
M48	36	60,8	55	25	52	32	8	70

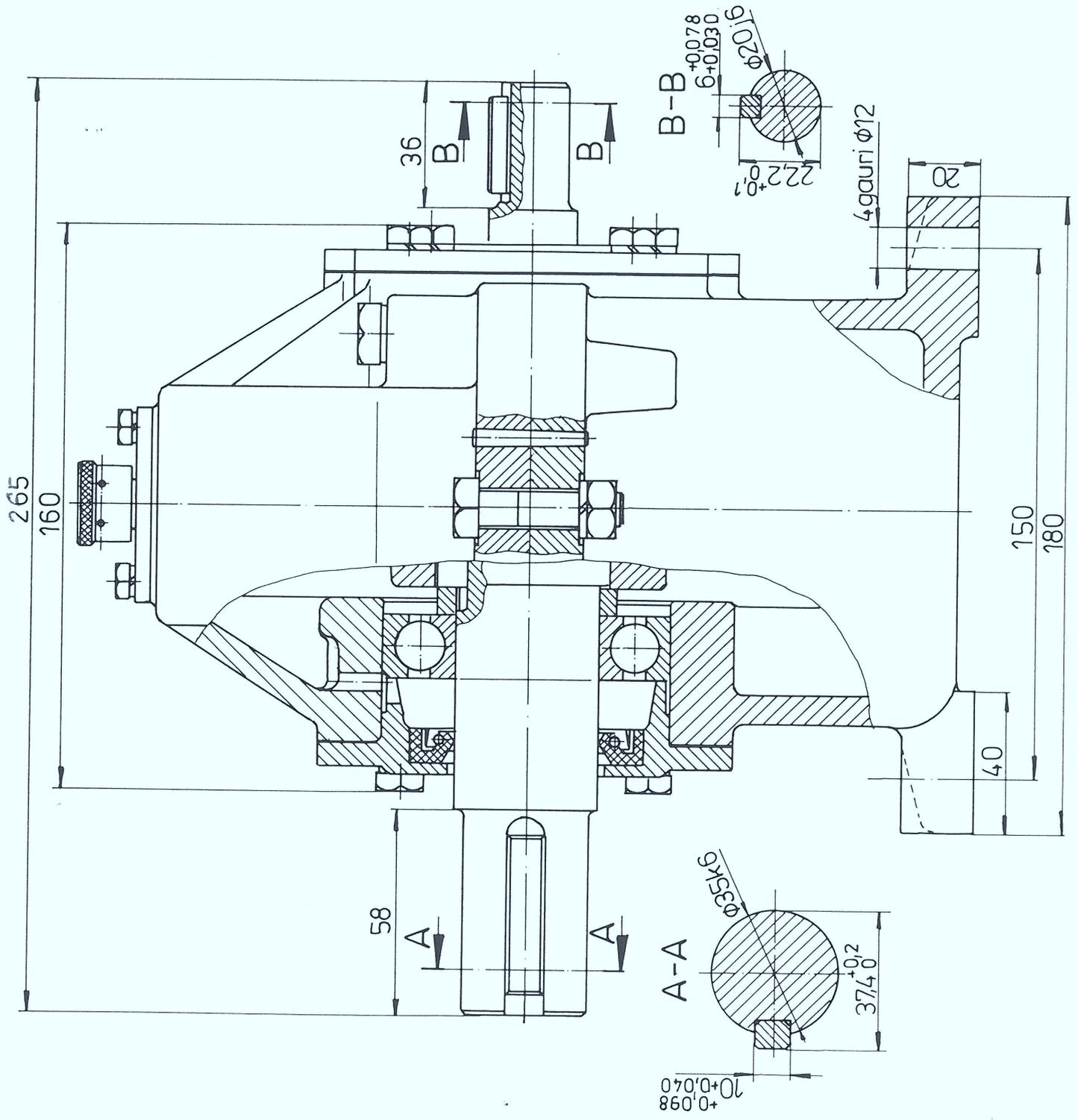


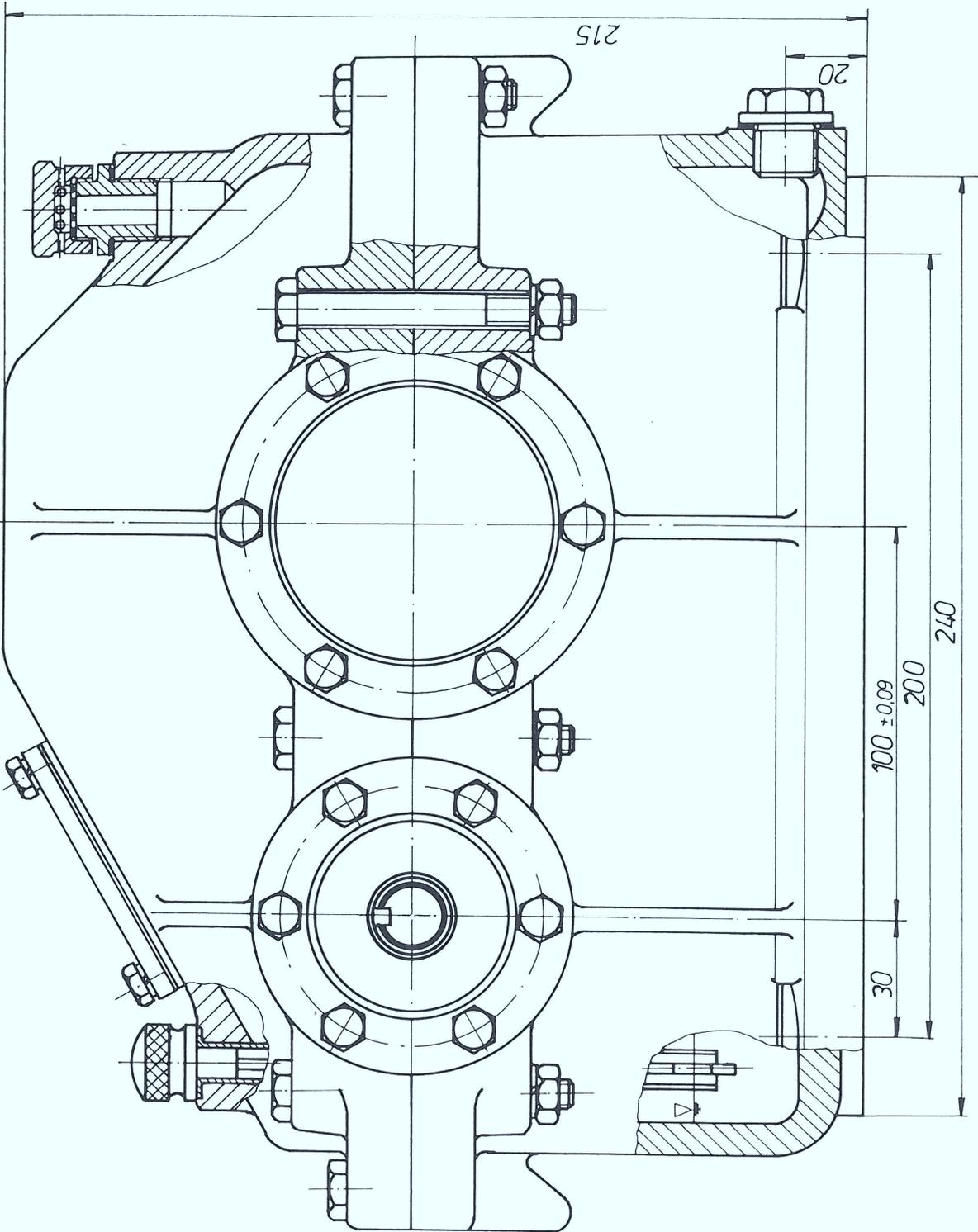


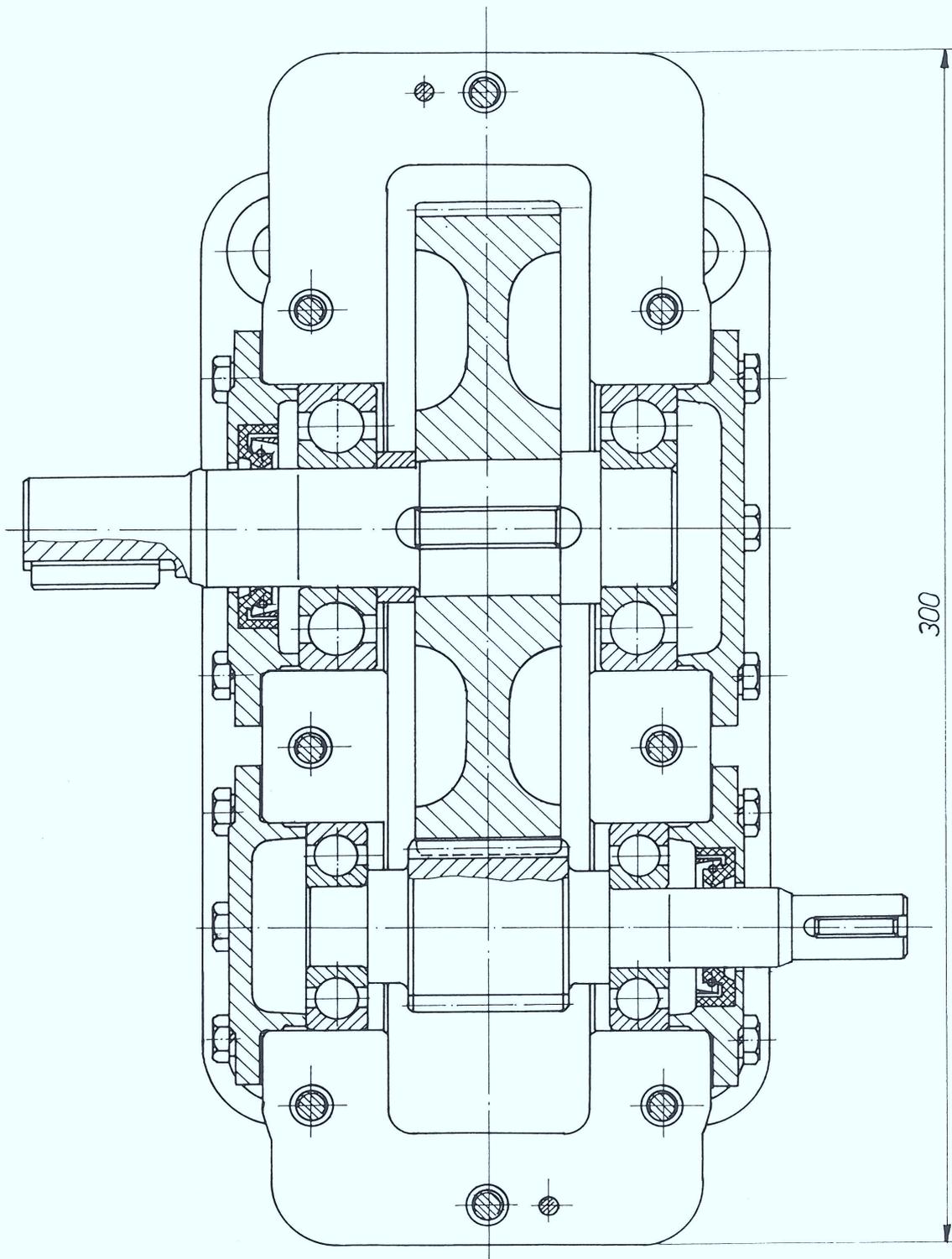


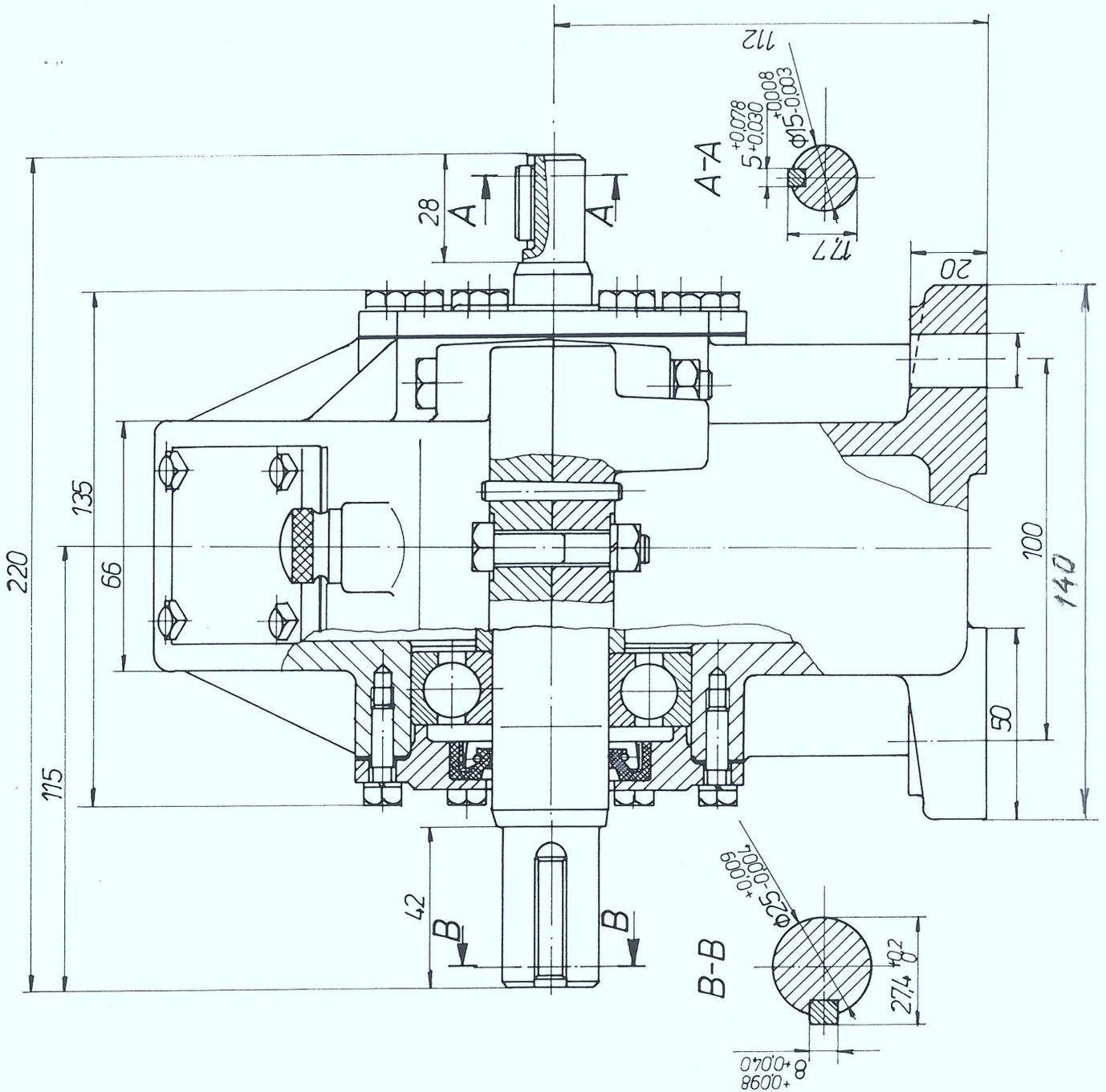


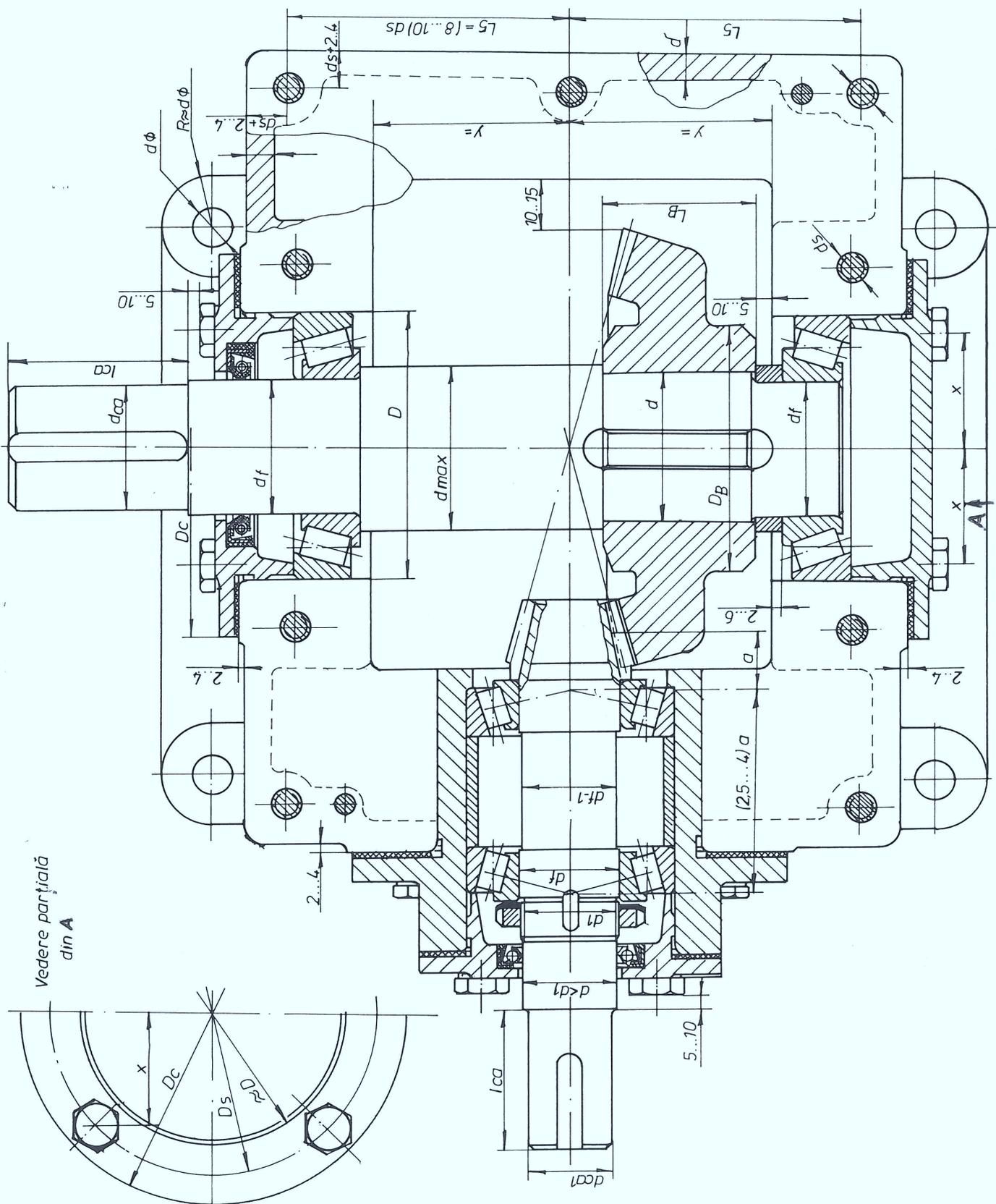


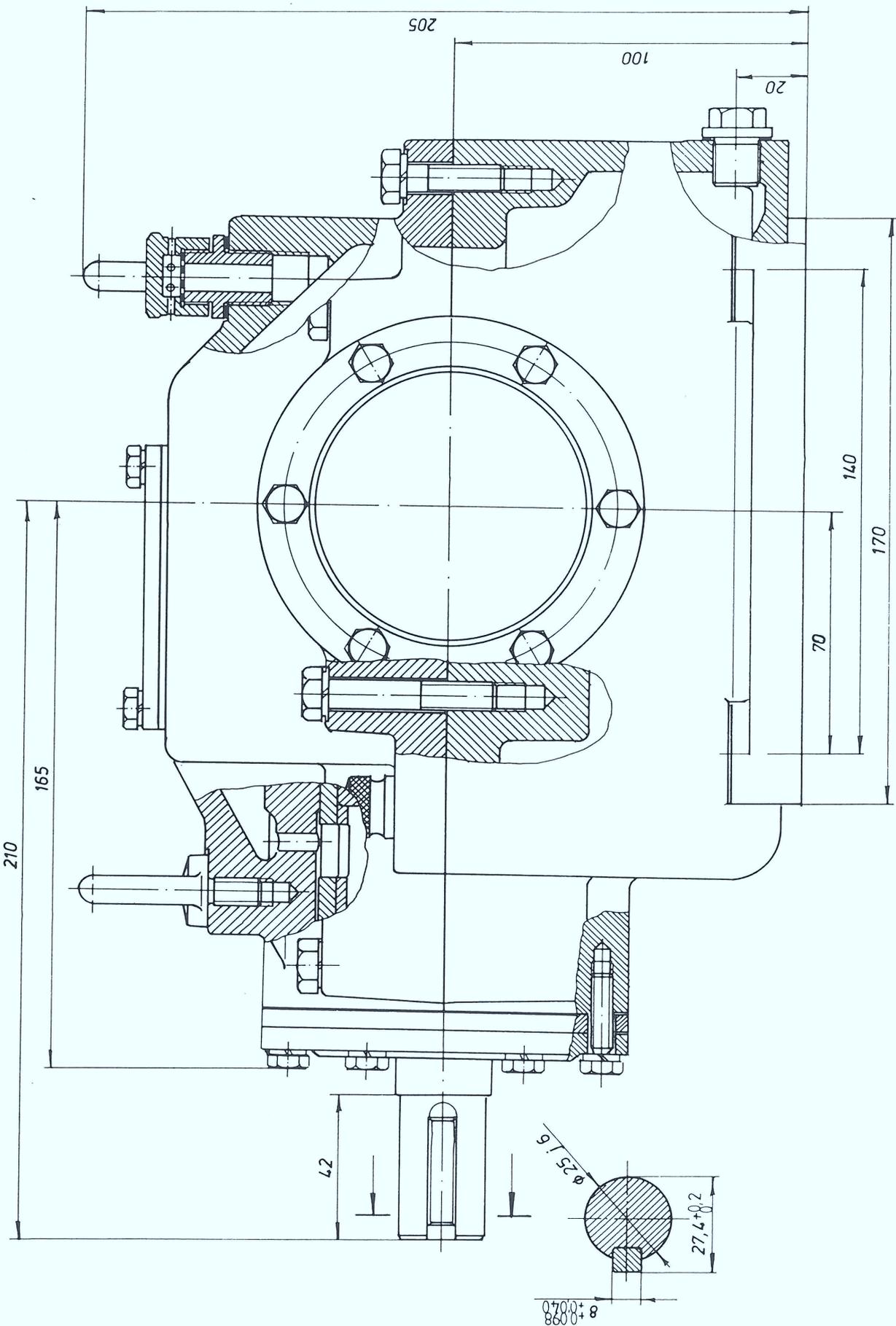


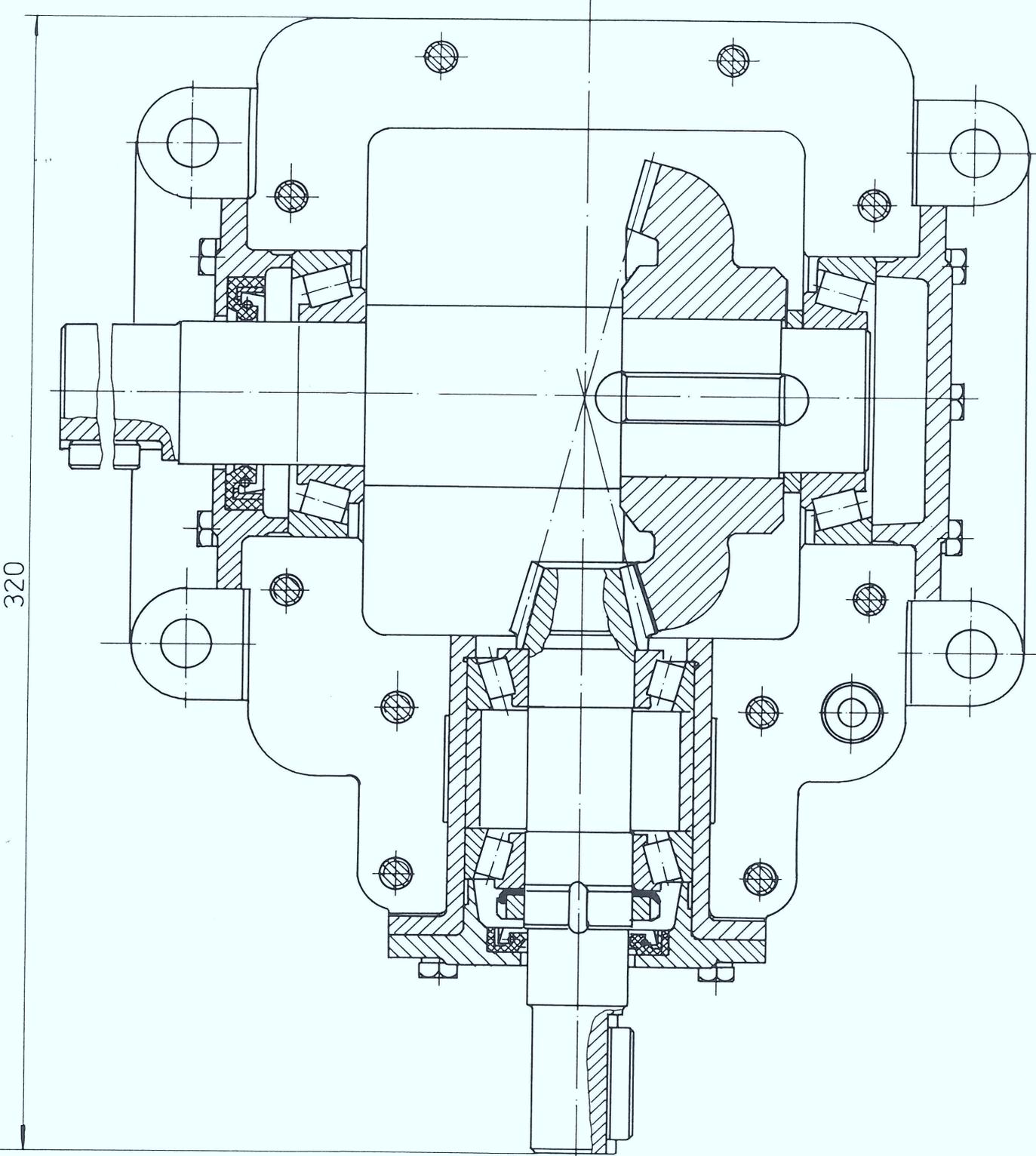


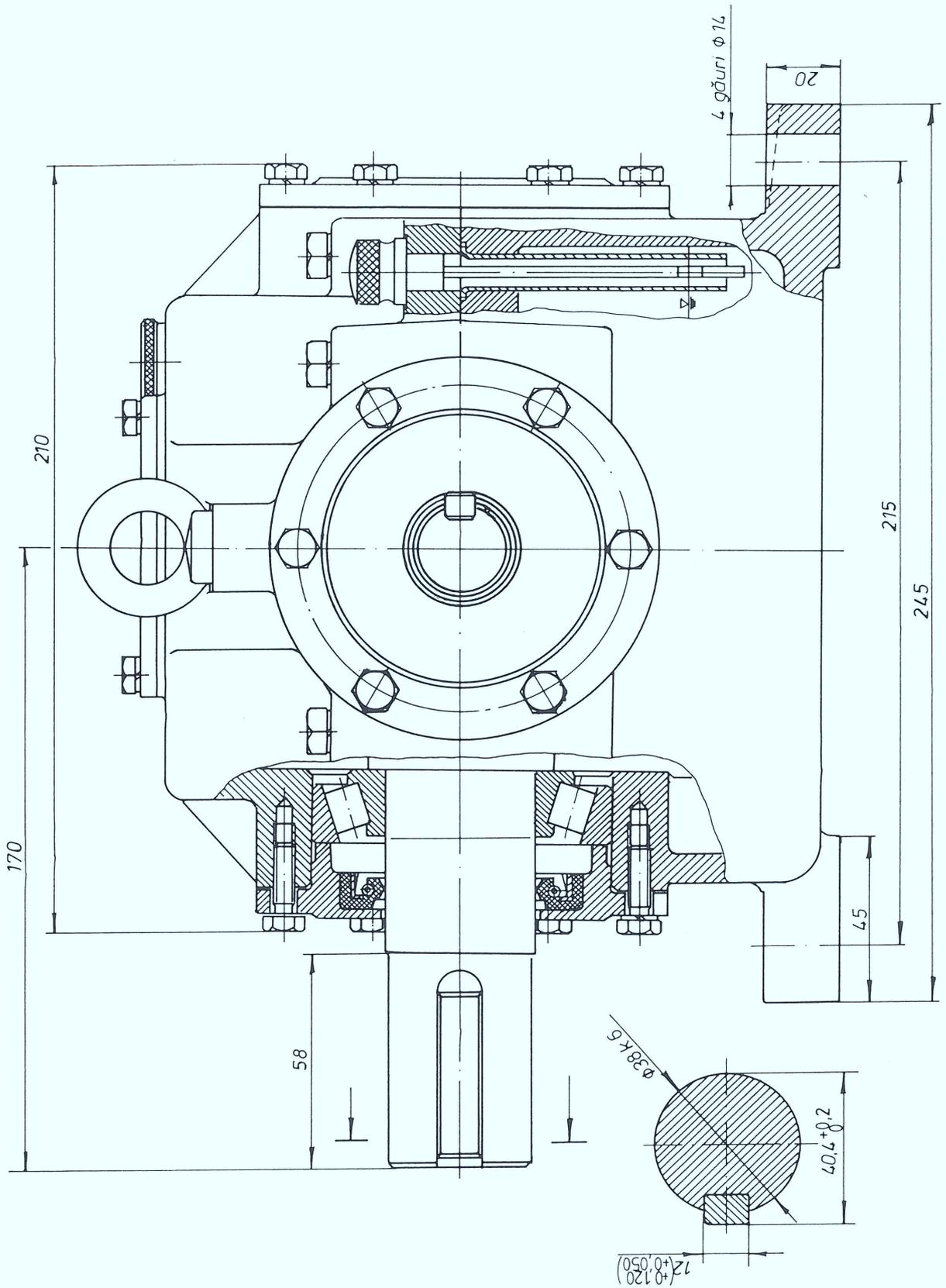


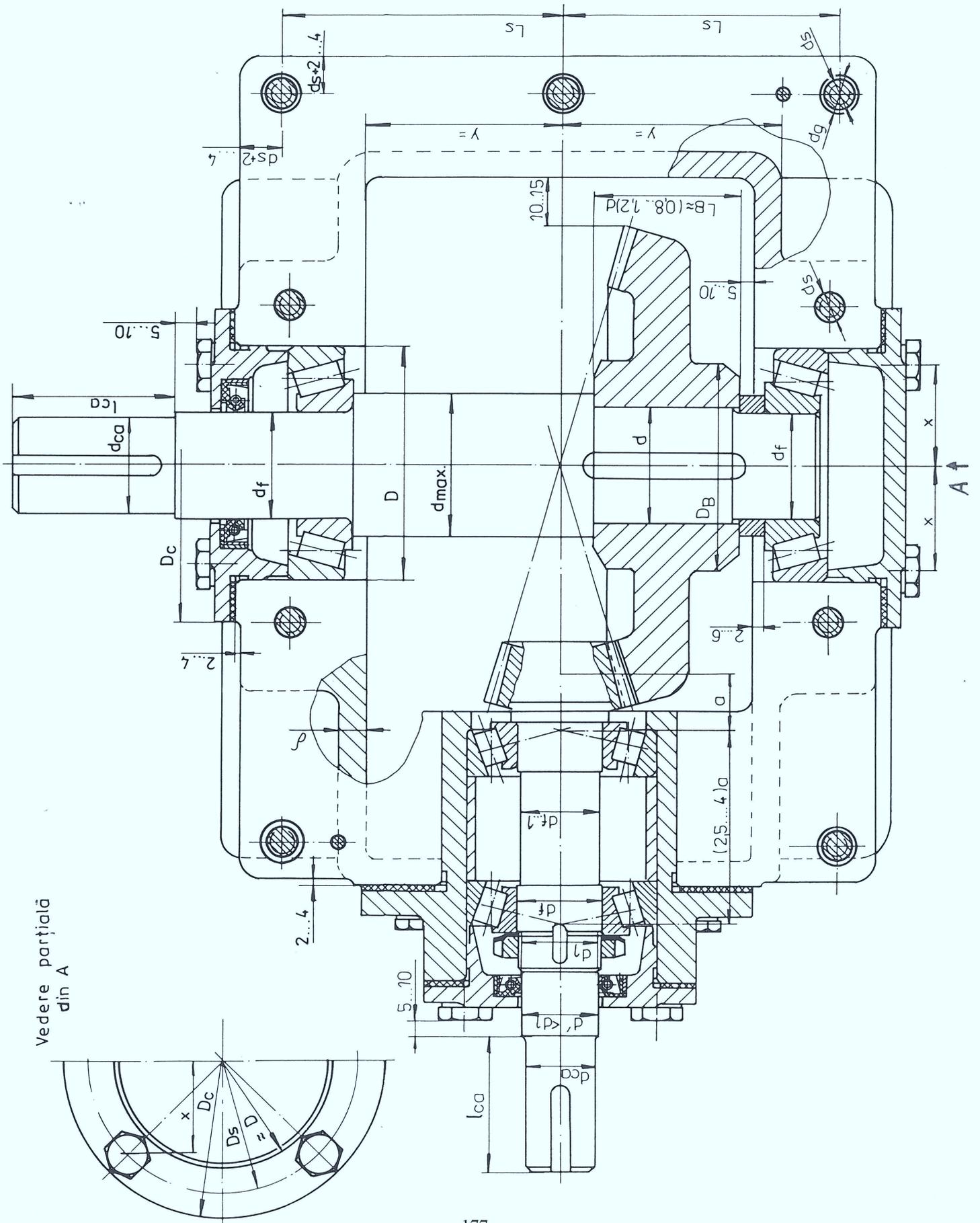


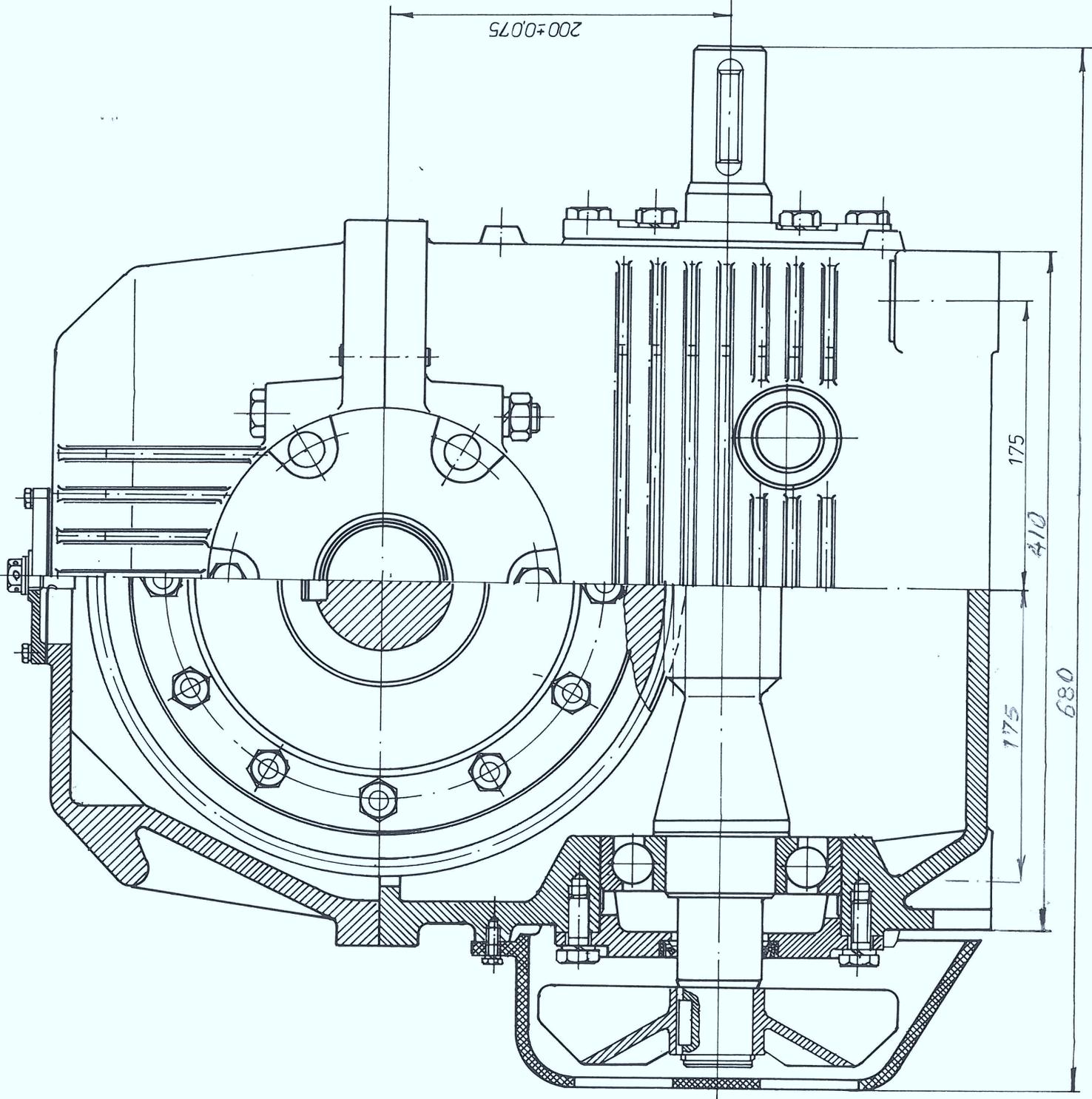


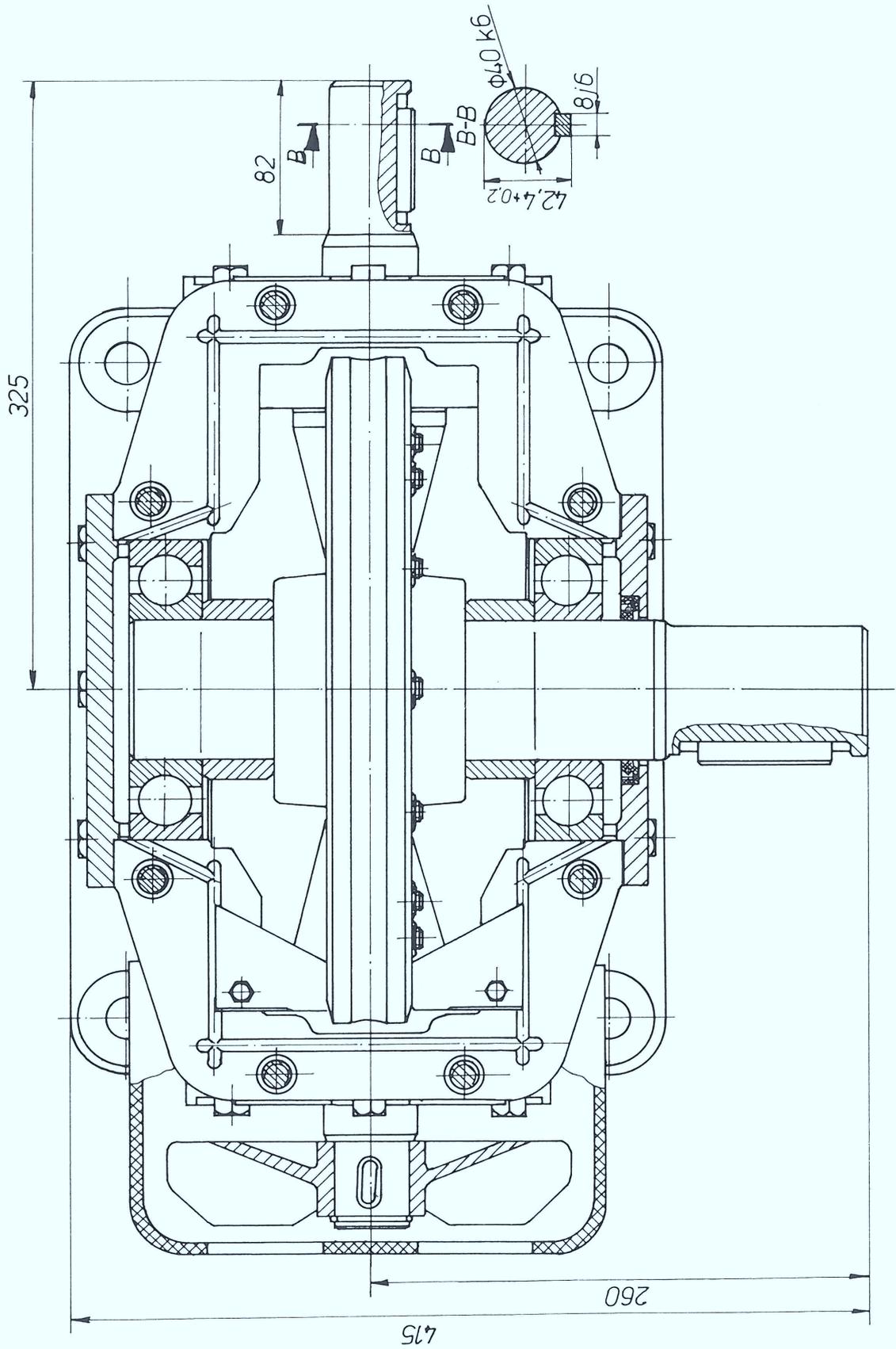


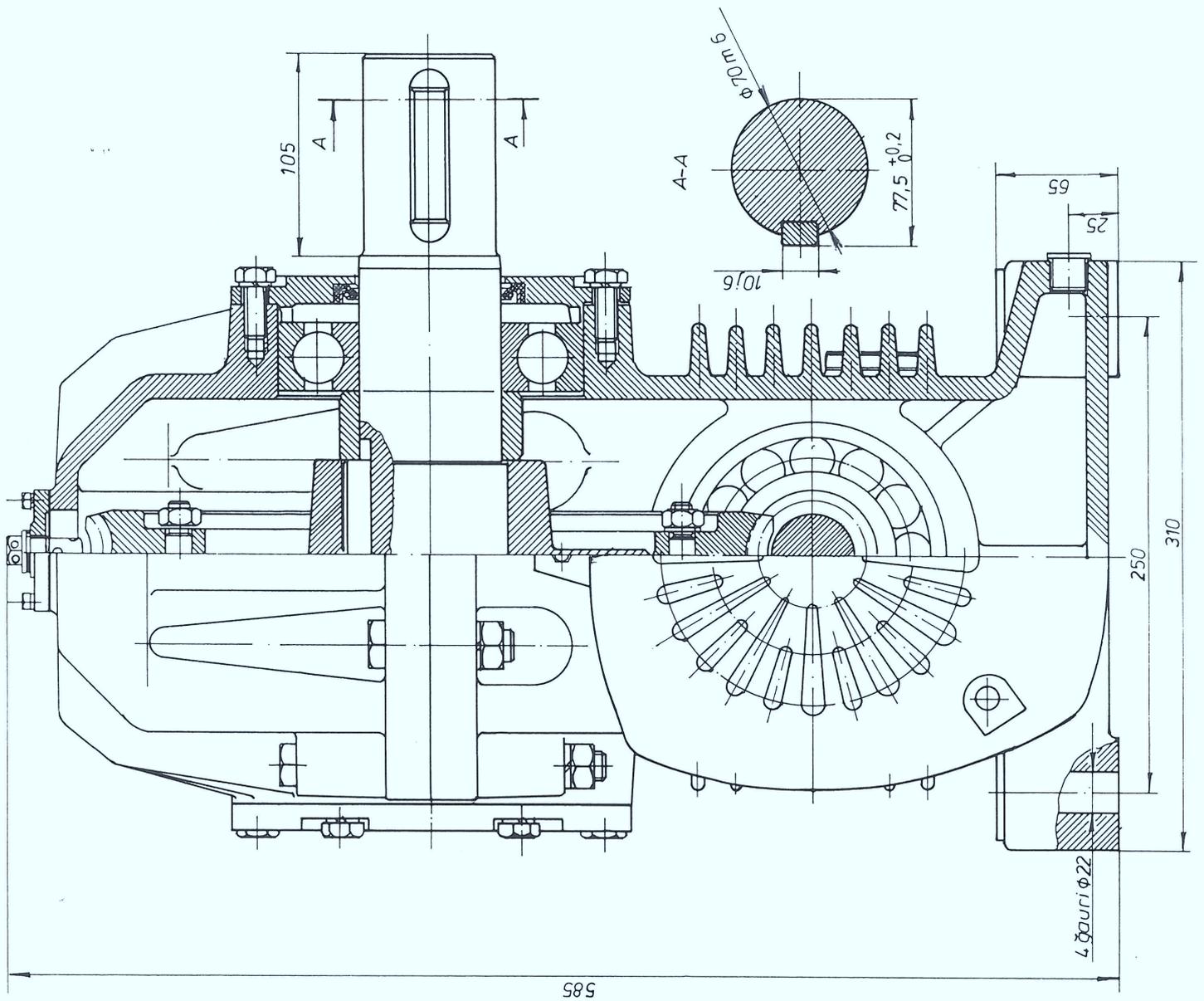




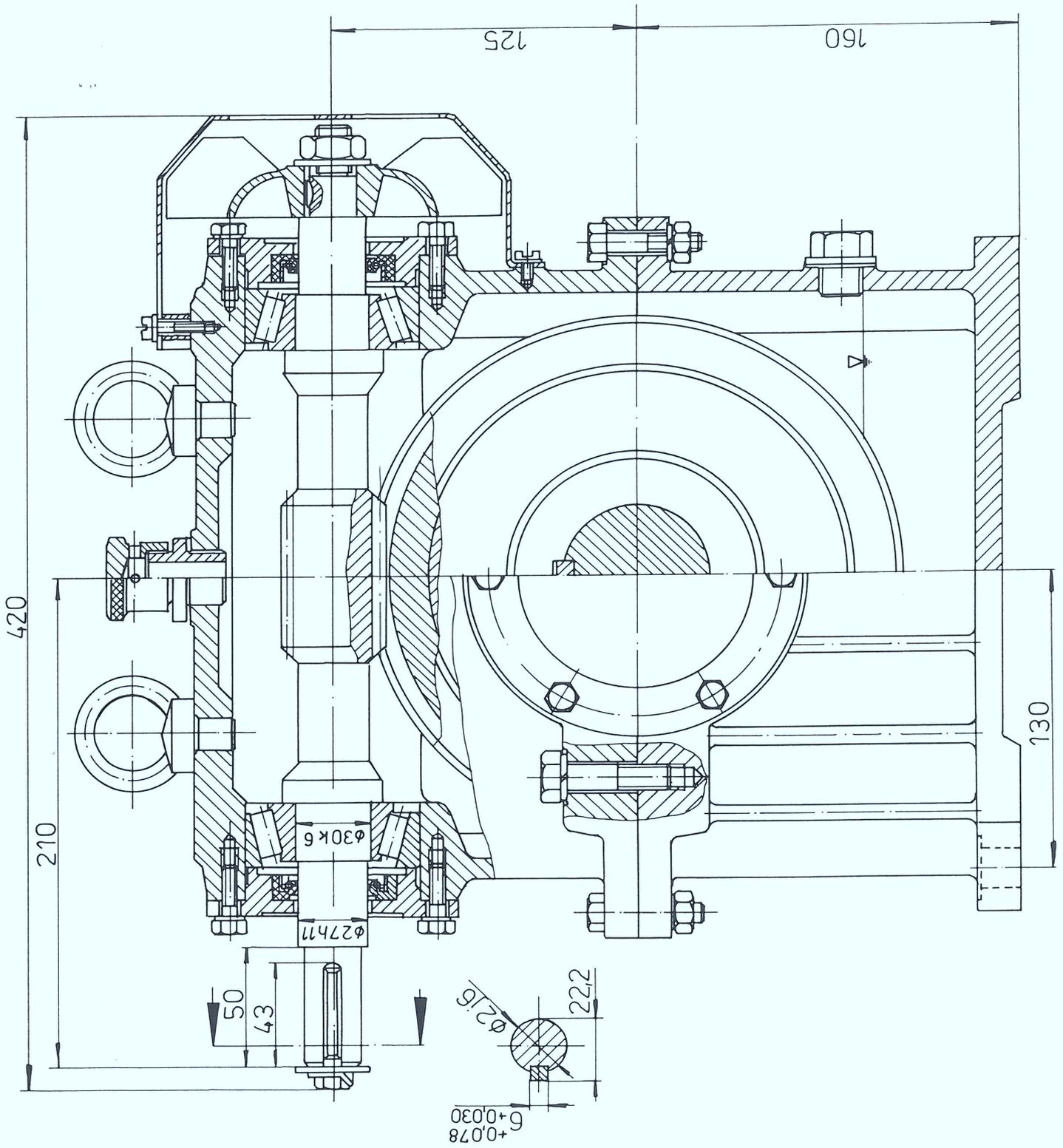


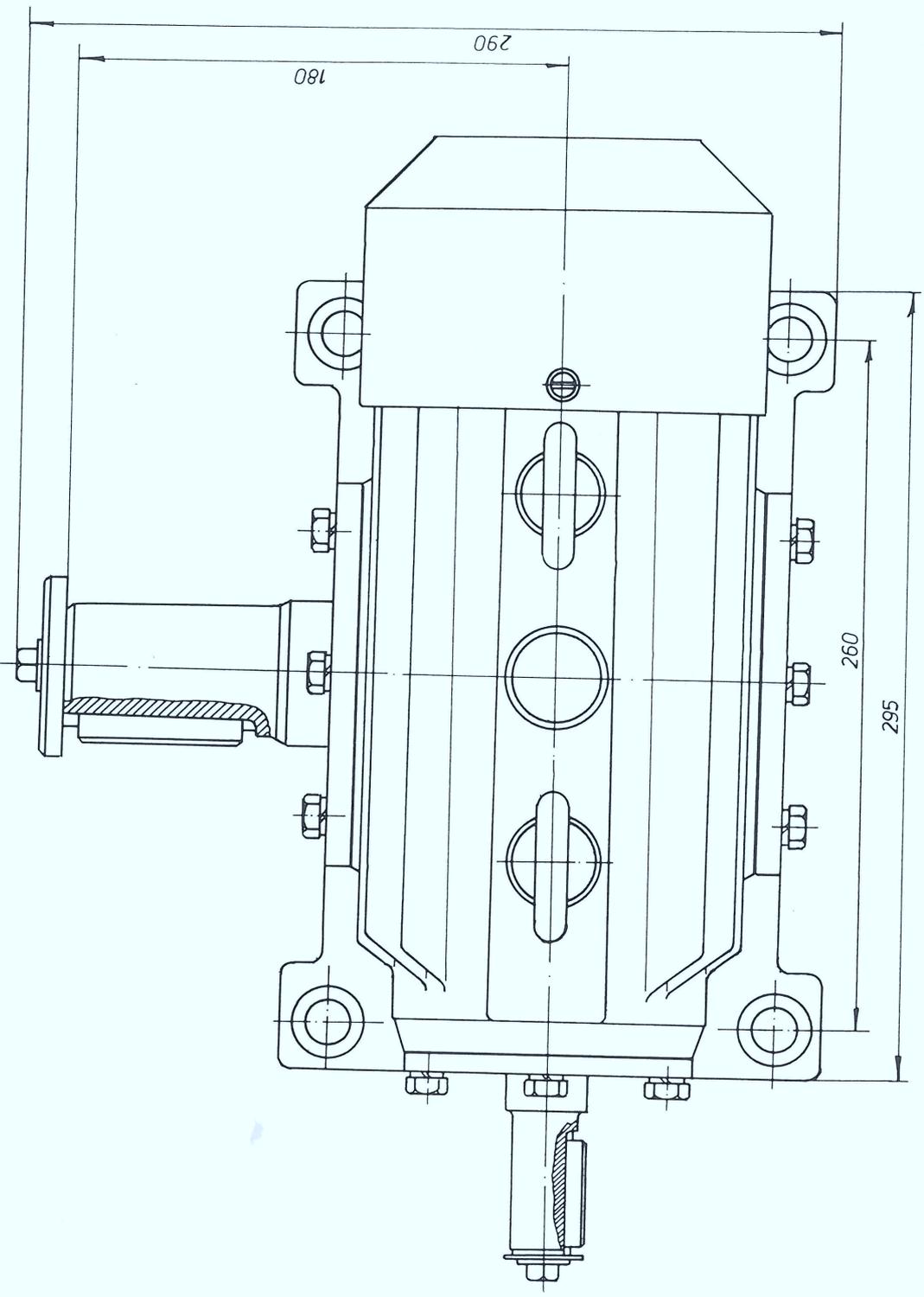


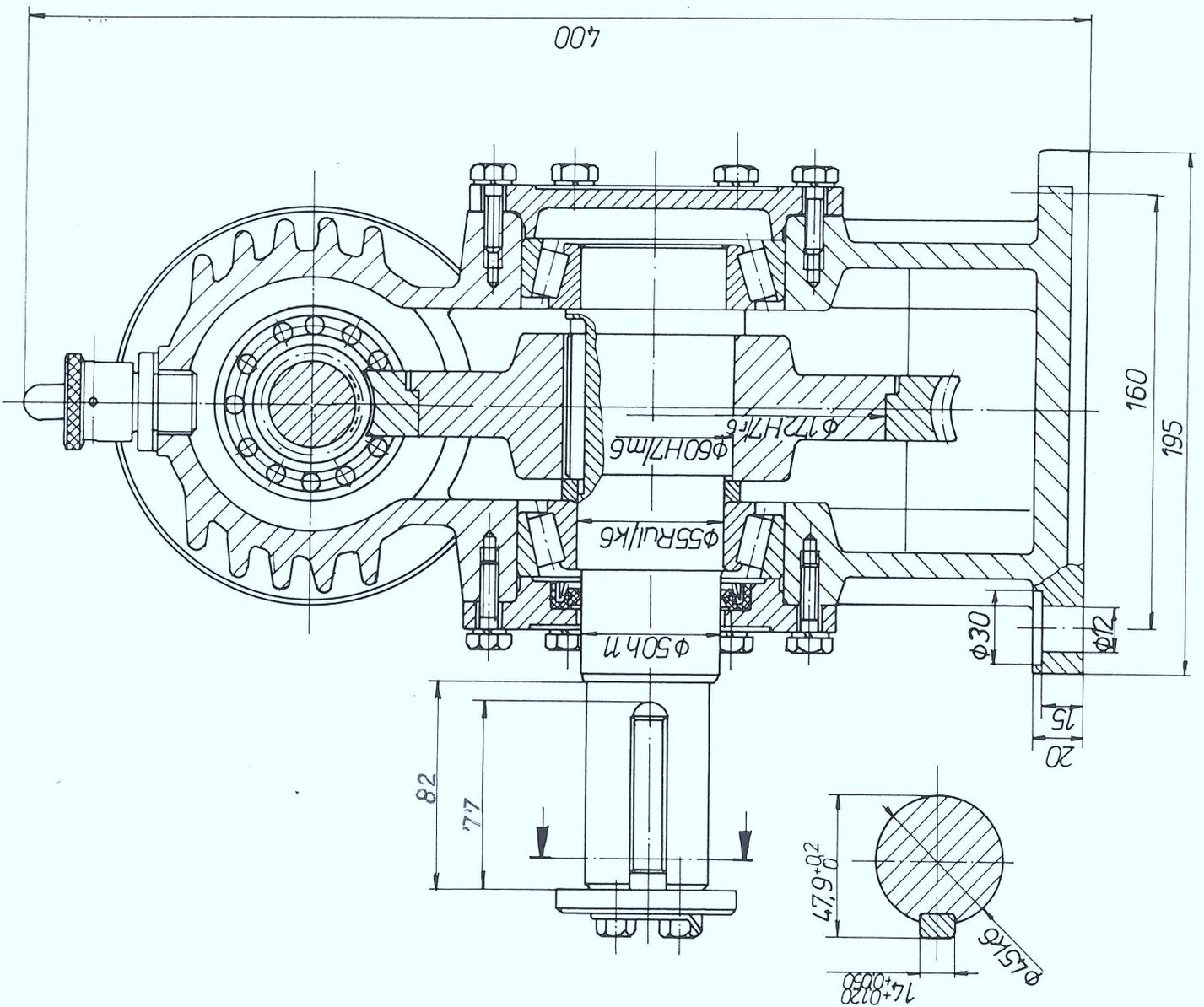




585







## 4. PROIECTAREA UNEI TRANSMISII CU ELEMENTE FLEXIBILE SAU ARTICULATE

### 4.1. PROIECTAREA UNEI TRANSMISII PRIN CUREA LATĂ

În vederea proiectării complete a unei transmisii prin curea lată este necesară parcurgerea următoarelor etape:

1. Dimensionarea transmisiei prin curea;
2. Determinarea durabilității curelei;
3. Proiectarea roților de curea.

#### 4.1.1. Dimensionarea transmisiei prin curea lată

Elementul principal al transmisiei este cureaua, fapt pentru care trebuie acordată atenție geometriei ce implică gabaritul transmisiei generale.

În calculul de proiectare se consideră a fi cunoscute puterea de transmis  $P$  [kW], turația roții conducătoare  $n_1$  [rot/min] și a roții conduse  $n_2$ , sau una dintre turații și raportul de transmitere  $i_{TC}$ .

Se determină dimensiunile principale ale curelei: grosimea  $h$ , lățimea  $b$  și lungimea  $L_c$ .

Materialele de curea trebuie să respecte o serie de condiții, cum sunt: rezistență mare la oboseală și uzură; coeficient de frecare  $\mu$  mare; modul de elasticitate la întindere  $E_t$  mare; modul de elasticitate la încovoiere  $E_i$  scăzut; insensibilitate la condiții atmosferice și la unele produse chimice. În tabelul 4.2 sunt recomandate principalele materiale, caracteristicile și domeniile de utilizare ale acestora.

Din condițiile de evitare a ruperii premature a unei curele de referință, la transmiterea sarcinii nominale, se determină diametrul roții mici de curea. Această relație rezultă din condiția ca tensiunea de încovoiere din curea să nu depășească anumite limite.

$$D_1 = (1150 \dots 1400) \sqrt[3]{\frac{P}{n_1}} \quad (4.1)$$

unde:

- $P$  - puterea pe arborele conducător [kW];
- $n_1$  - turația roții mici (de regulă, conducătoare) în [rot/min].

Din gama de valori obținute cu relația (4.1) se alege o valoare conform STAS 6011-83. În tabelul 4.1 se dă un extras din acest standard.

**Tabel 4.1**

**Diametre de roți de curea lată** (Extras din STAS 6011-83)

D [mm]	50; 63; 80; 90; 100; 112; 125; 140; 160; 180; 200; 225; 250; 280; 320; 360; 400; 450; 500; 560; 630; 710; 800; 900; 1000; 1200; 1250; 1400; 1600
--------	--

Viteza de deplasare a curelei trebuie să îndeplinească condiția (4.2).

$$v_1 = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000} \leq v_{max} \quad (4.2)$$

unde viteza maximă a curelei:  $v_{max}$  - se alege în funcție de materialul curelei și este indicată în tabelul 4.2.

Dacă nu este respectată condiția (4.2), se determină  $D_1$  pentru atingerea vitezei admisibile  $v_{max}$  și apoi se standardizează.

- Diametrul roții conduse:

$$D_2 = (1 - \xi) D_1 i_{TC} \quad (4.3)$$

în care

- $D_1$  - diametrul roții motoare, cu valoarea standardizată;
- $i_{TC}$  - raportul de transmitere;

Tabel 4.2

Caracteristicile unor materiale de curea

Tipul curelei	$\sigma_r$ [MPa]	$E_t$ [MPa]	$E_i$ [MPa]	Dimensiuni uzuale		Masa specifică $\rho$ [kg/dm <sup>3</sup> ]	$\mu$	Domenii de utilizare				$\sigma_{at}$ [MPa]
				$h$ [mm]	$b$ [mm]			$\left(\frac{h}{D}\right)_{max}$	$f_{max}$ [1/s]	$v_{max}$ [m/s]	$t_a, ^\circ C$	
Piele	Standard	25	50...90	3...7 (1 strat)	20... ...600	1.0	0.33+ +0.02 · $v$	1/30	5	30	35	3.9
	Flexibilă	30	350	8...12		0.95	(partea cu păr)	1/25	10	40	35	4.4
	Foarte flexibilă	30...40	450	(2 straturi)		0.90	0.22+	1/20	25	50	45	4.4
	Foarte flexibilă (tăbăcită cu crom)	30...45	450	14...20 (3 straturi)	<1800	0.90	+0.012 · $v$ (partea cu carne)	1/20	25	50	70	4.4
Textile țesute	Cauciucate sau cu balată cu țesătură de bumbac	45...60	500... ...1300	50	(3..7) x 1.3 (3..7) x 1.1 (3..7) x 0.7	1.2	0.5	1/30	30	40	70	3.9
	Cu balată și țesătură de bumbac	50...65	900... ...1500	50							40	4.4
	Cu balată și șnur	55...80	1100... ...1600	30	(4...5) rânduri	1.25		1/25	20	40	40	5.5
	Țesute sau cusute	50		40	2...18	1.0	0.35	1/25	40	50		3.9
	Viscoză (impregnată)	45...50	500... ...1400	40	-	1.1	0.8	1/25	40	50		3.9
	Celofibră ighelită	35...50	550... ...1000	40	4...12	1.3	0.3	1/20	40	50		3.9
	De bumbac țesut	600... ...800		40	-	1.0... ...1.15		-	80	65		8.8
	De poliamidă											

tabel 4.2  
(continuare)

Caracteristicile unor materiale de curea

Tipul curelei	$\sigma_r$ [MPa]	$E_t$ [MPa]	$E_i$ [MPa]	Dimensiuni uzuale		Masa speci- fică $\rho$ [kg/dm <sup>3</sup> ]	$\mu$	Domenii de utilizare				$\sigma_{at}$ [MPa]					
				$h$ [mm]	$b$ [mm]			$\left(\frac{h}{D}\right)_{max}$	$f_{max}$ [1/s]	$v_{max}$ [m/s]	$t_a, ^\circ\text{C}$						
Compound	300... ...450	550... ...1000	550... ...1000	A : 0.5 (1-2 strat.)	$\leq 1200$	1.1..1.2	Vezi curele din piele	$\frac{1}{80} \dots \frac{1}{100}$	-	80	70	20.0					
													B : 0.7 (1-2 strat.)	$\leq 500$	50... ...100	100	25.0
Bandă de oțel pe roată căptușită cu plută	1500	$2.1 \cdot 10^5$	$2.1 \cdot 10^5$	0.6...1.1	20... ...250	7.8	0.25	1/1000	-	45	3.30						
Trape- zoidale	25...30	300... ...500	20...50	standardizate		1.25	$\approx 0.35$	$\frac{1}{7.5} \dots \frac{1}{12.5}$	-	30	70... ...80	-					
													50	60			

- $\xi$  - coeficientul de alunecare elastică și se recomandă:
 

$\xi = 0,01$	- pentru curea cauciucată din bumbac
$\xi = 0,015$	- pentru curea din piele;
$\xi = 0,020$	- pentru curea din materiale țesute și cusute.

În funcție de valoarea calculată,  $D_2$ , diametrul roții 2, se standardizează conform STAS 6011-83 (tabelul 4.1).

- Determinarea grosimii curelei,  $h$

$$h = D_1 \left( \frac{h}{D_1} \right) \quad (4.4)$$

în care raportul  $\left( \frac{h}{D_1} \right)$  se alege din tabelul 4.2. Grosimea  $h$  a curelei se adoptă din același tabel.

Distanța dintre axe  $A_{12}$

Alegerea distanței dintre axe  $A_{12}$ , atunci când nu este impusă se adoptă astfel:

$$\begin{cases} A_{optim} \geq 2(D_1 + D_2) & \text{pentru curele din piele sau textile țesute;} \\ A_{optim} = 0,7(D_1 + D_2) \dots 2(D_1 + D_2) & \text{pentru curele din materiale compuse (compound).} \end{cases}$$

Lungimea curelei  $L_c$  se stabilește în funcție de geometria transmisiei; de exemplu, pentru transmisia deschisă cu 2 roți:

$$L_c = 2A_{12} \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{D_1}{2} \beta_1 + \frac{D_2}{2} \beta_2 = 2A_{12} + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4A_{12}} \quad (4.5)$$

unde

- $\gamma$  - unghiul dintre ramurile curelei

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{(D_2 - D_1)}{2A_{12}} \quad (4.6)$$

- $\beta_1, \beta_2$  - unghiurile de înfășurare ale curelei pe roata conducătoare respectiv condusă [radiani],  
 $\beta_1 = \pi - \gamma, \beta_2 = \pi + \gamma$  (4.7)
- $D_{1,2}$  - diametrele roților cu valorile standardizate;
- $A_{12}$  - distanța dintre axele celor două roți de curea.

Se recomandă ca lungimea curelei să fie mai mare decât o lungime minimă impusă de viteza ei.

$$L_c > L_{cmin} = \left( \frac{v_1}{3} \dots \frac{v_1}{5} \right) \quad (4.8)$$

cu  $L_c$  în [m] și  $v_1$  în [m/s].

Pentru îmbinarea capetelor curelei, lungimea minimă a părții subțiate se recomandă a fi:

$$l_{smin} = \begin{cases} 120 \text{ mm pentru } b \leq 63 \text{ mm} \\ 130 \text{ mm pentru } 63 < b \leq 90 \\ 145 \text{ mm pentru } 90 < b \leq 125 \\ 165 \text{ mm pentru } 125 < b \leq 180 \\ 185 \text{ mm pentru } 180 < b \leq 250 \\ 210 \text{ mm pentru } 250 < b \leq 315 \\ 244 \text{ mm pentru } b > 315 \text{ mm} \end{cases}$$

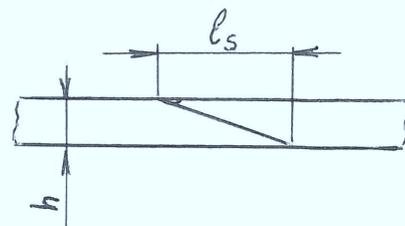


Fig. 4.1

unde

- $b$  - fiind lățimea curelei.

- Calculul frecvenței îndoierilor  $f$

$$f = \frac{v_l \cdot x}{L_c} \leq f_{max} \quad (4.9)$$

unde

- $x$  - numărul de roți pe care se înfășoară cureaua;
- $f_{max}$  - frecvența maximă admisă dependentă de materialul curelei (tabelul 4.2).

Calculul lățimii curelei  $b$  se determină din condiția de rezistență la rupere, ca urmare a transmiterii forței utile  $F_u$ :

$$b \geq \frac{F_u \cdot K_d}{\sigma_{ua} \cdot h} \quad (4.10)$$

unde:

$$F_u = \frac{1000 \cdot P}{v_l} \quad (4.11)$$

- forța utilă  $F_u$  în [N], puterea  $P$  în [kW] și  $v_l$  în [m/s];

- $K_d$  - coeficient dinamic, dependent de mașina de lucru ce este acționată prin intermediul curelei. Coeficientul dinamic are valorile date în tabelul 4.3;

**Tabel 4.3**

Mașina acționată		$K_d$
<i>a. Curele din piele, textile și cauciucate</i>		
mașini de lucru fără șocuri cu caracteristica de putere stabilă		1,0 - 1,1
pompe centrifuge, exhaustoare centrifuge		1,1 - 1,2
polizoare, benzi transportoare, funiculare		1,2 - 1,25
mașini de găurit, mori pentru cereale, strunguri		1,25-1,35
mașini pentru prelucrarea lemnului, mașini textile		1,35-1,45
raboteze, prese, compresoare cu piston, prese cu volant, mori cu tăvălug, mori de ciment, gater		1,45-1,55
mori cu bile, ciocane pneumatice, concasoare		1,55-2,0
laminoare grele, mașini cu neuniformitate ridicată		2,0- 2,5
<i>b. Curele din materiale compound</i>		
supraîncărcare de scurtă durată	50%	1,2
	100%	1,4
	150%	1,6
	200%	1,8

- $h$  - grosimea curelei aleasă anterior [mm];
- $\sigma_{ua}$  - tensiunea utilă admisibilă din curea [MPa] se calculează cu relația (4.12)

$$\sigma_{ua} = \frac{e^{\mu\beta} - 1}{e^{\mu\beta}} \left[ \frac{\sigma_r}{c} - 10^{-3} \rho \cdot v_l^2 - E_i \frac{h}{D_l} \right] \cdot K_{tot} \quad (4.12)$$

în care:

- $\mu$  - coeficientul de frecare dintre curea și roată și este dependent, în principal, de materialul curelei (tabelul 4.2);
- $\beta$  - unghiul de înfășurare pe roata conducătoare [rad]  $\beta = \beta_l$ ;
- $\rho$  - masa specifică (densitatea) a materialului curelei [kg/dm<sup>3</sup>] se adoptă o dată cu materialul curelei din tabelul 4.2;
- $v_l$  - viteza curelei [m/s];

- $E_i$  - modulul de elasticitate la încovoiere al materialului curelei [MPa];
- $\sigma_r$  - rezistența la rupere a materialului curelei [MPa] din tabelul 4.2;
- $c$  - coeficientul de siguranță la rupere ( $c = 5 \dots 10$ );
- $K_{tot}$  - coeficient total de geometrie și de exploatare a transmisiei prin curea;

$$K_{tot} = K_\beta \cdot K_p \cdot K_t \cdot K_f \quad (4.13)$$

- $K_\beta$  - coeficient al unghiului de înfășurare;

$$K_\beta = 1 - 0,003 (180^\circ - \beta_1^\circ) \quad (4.14)$$

- $\beta_1^\circ$  - fiind unghiul de înfășurare al curelei pe roata conducătoare;

- $K_p$  - coeficient de poziție al transmisiei;

$$\begin{cases} K_p = 1 & \text{pentru transmisii orizontale} \\ K_p = 0,9 & \text{pentru transmisii înclinate cu } 30^\circ \text{ față de orizontală} \\ K_p = 0,85 & \text{pentru transmisii înclinate cu } 60^\circ \text{ față de orizontală} \\ K_p = 0,8 & \text{pentru transmisii verticale} \end{cases}$$

- $K_t$  - coeficient de tensionare a curelei

$$\begin{cases} K_t = 1 & \text{pentru transmisii cu distanța dintre axe variabilă} \\ K_t = 1,25 & \text{pentru transmisii cu tensionare permanentă a curelei cu ajutorul unei} \\ & \text{role presoare} \\ K_t = 0,8 & \text{pentru transmisii cu tensionarea curelei pe baza elasticității acesteia} \end{cases}$$

- $K_f$  - coeficientul de frecvență dependent de regimul de funcționare și de raportul  $f / f_{max}$ . Valoarea coeficientului de frecvență este dată în tabelul 4.4.

**Tabel 4.4**

Timp de funcționare nr. ore din 24 ore	Coeficientul de frecvență $K_f$							
	8 - 10	1	0,980	0,95	0,917	0,876	0,840	0,75
16 - 18	0,970	0,935	0,90	0,850	0,800	0,752	0,65	0,53
24	0,935	0,876	0,82	0,760	0,700	0,640	0,52	0,42
$f/f_{max}$	<b>0,16</b>	<b>0,24</b>	<b>0,32</b>	<b>0,4</b>	<b>0,48</b>	<b>0,6</b>	<b>0,8</b>	<b>1,0</b>

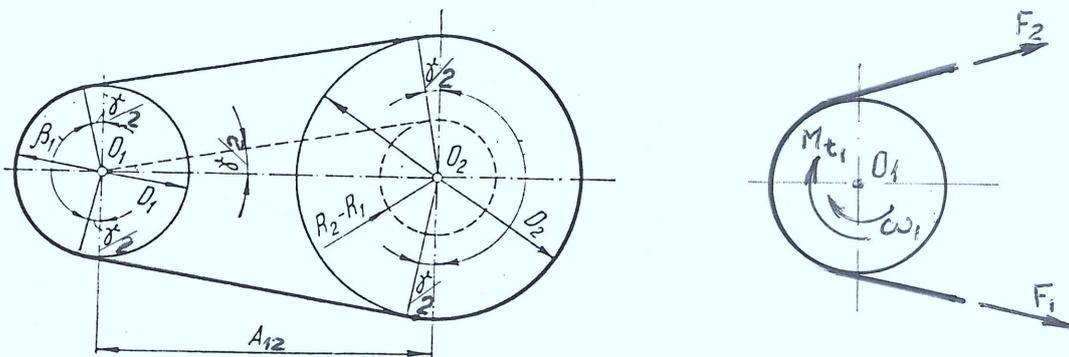


Fig. 4.2

Valoarea calculată a lățimii curelei cu relația (4.11) se rotunjește conform valorilor din tabelul 4.5.

- Calculul forței de întindere inițială  $F_0$  și a apăsării pe arbori  $F_a$  se determină cu ajutorul relației (4.15), respectiv (4.16).

Curele late. Lățimi și grosimi ale curelelor și ale roților de curea

Tabel 4.5

Lățimea curelei	Curele de transmisie obișnuite STAS 5917-85					Curele de transmisie late din pânză cauciucată STAS 1815-79			Lățimea roților de curea STAS 6011-83								
	Grupa A curele late			Grupa B pe muchie		z = nr.inserțiilor (h <sub>1</sub> =1,6±0,2)			Lățimi [mm]	Abateri [mm]							
	Abateri [mm]	Grosimi [mm]		Abateri [mm]	Grosimi [mm]	Tip 1	Tip 2	Tip 3									
		Simple	Duble														
20	± 2	3 - 5	-	-	-	2 - 3	-	-	25	± 1							
25									32								
32									40								
35									-								
40									50								
45		-															
50		3 - 5	-			-			-		-	-	63				
63													71				
71													80				
80													4 - 6	8 - 10	-	-	-
90	100																
100	112																
112	125																
120	-																
125	± 3	-	-	-	-	-	140										
130							-										
140							160										
150							-										
160							4 - 6	-	± 5	12	-	-	180				
180													200				
200													224				
224													250				
250													280				
280							± 4	-	-	-	-	-	315				
300	355																
315	5 - 7	10 - 14	± 8	15	22,4 și 25	-							400				
355													450				
375													500				
400													560				
425													560				
450	-																
475	± 5	-											± 10	22,4 și 25	-	-	500
500																	630
530							-	-	-	-	-	-					630
550																	670
560			700														
600			710														
630			750														
670			800														
700			850														
710			900														
750	950																
800	1000																

$$F_0 = (F_1 + F_2) / 2 \quad (4.15)$$

$$F_a = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} \quad (4.16)$$

unde: forța din ramura conducătoare  $F_1$  și forța din ramura condusă  $F_2$  se determină în funcție de forța utilă de transmis și de unghiul de înfășurare pe roata de curea conducătoare  $\beta_1 = \beta$

$$F_1 = F_u \frac{e^{\mu\beta}}{e^{\mu\beta} - 1}; \quad F_2 = F_u \cdot \frac{1}{e^{\mu\beta} - 1} \quad (4.17)$$

#### 4.1.2. Determinarea durabilității curelei

Cureaua, fiind supusă continuu la tensiuni variabile între o valoare maximă și alta minimă, are limitată durata de funcționare.

$$L_h = \frac{N_b}{3600 \cdot f} \cdot \left( \frac{\sigma_b}{\sigma_{max}} \right)^q \cdot K_\sigma \cdot K_r \geq L_{ha} \quad (4.18)$$

unde:

- $N_b$  - numărul de cicluri de bază;  $N_b = 10^7$  cicluri;
- $\sigma_b$  - tensiunea limită pentru un număr de cicluri de bază (vezi tabelul 4.6);
- $q$  - exponent (vezi tabelul 4.6);
- $\sigma_{max}$  - tensiunea maximă din curea:

$$\sigma_{max} = \sigma_{max1} = \frac{F_1}{b \cdot h} + 10^{-3} \rho \cdot v_1^2 + E_1 \left( \frac{h}{D_1} \right) \quad (4.19)$$

- $K_\sigma$  - coeficient ce ține seama de faptul că tensiunea maximă diferă de la roata mică la cea mare:

$$K_\sigma = \frac{2}{1 + \left( \frac{\sigma_{max2}}{\sigma_{max1}} \right)^q} \quad (4.20)$$

- $\sigma_{max2}$  - tensiunea din ramura condusă a curelei

$$\sigma_{max2} = \frac{F_2}{b \cdot h} + 10^{-3} \rho \cdot v_1^2 + E_1 \left( \frac{h}{D_2} \right) \quad (4.21)$$

- $K_r$  - coeficient al regimului de lucru:  $K_r \approx 1,8$

**Tabel 4.6**

Materialul curelei	$\sigma_b$ [N/mm <sup>2</sup> ]	$q$	$A$	$B$
Piele	6 - 9	5	0,81	8,35
Cauciuc cu inserție de bumbac	6	5	0,7	2,8
Bumbac țesut	3 - 5	5	0,59	4,2
Bumbac cusut	2	5	0,65	4,9
$\varphi_{optim} = A - B (h / D)$ - coeficientul de tracțiune optim				
La funcționarea în medii umede sau cu suspensii de praf valorile se reduc cu 10 - 30%				

Se recomandă ca durabilitatea de funcționare admisibilă  $L_{ha}$  a curelelor late să fie de

$$L_{ha} = 7000 \dots 10.000 \text{ ore.}$$

### 4.1.3. Proiectarea roților de curea

Roțile de curea trebuie să satisfacă următoarele condiții: să fie ușoare, bine echilibrate, montate centric pe arbore, să asigure o aderență bună cu cureaua și să nu o uzeze.

Materialele roților de curea, cel mai frecvent utilizate, sunt: fonta turnată (Fc 200 STAS 568-82), pentru viteze mai mici de 30 m/s, oțelul laminat sau aluminiul sub formă de tablă sudată STAS 437-87, STAS 901-80.

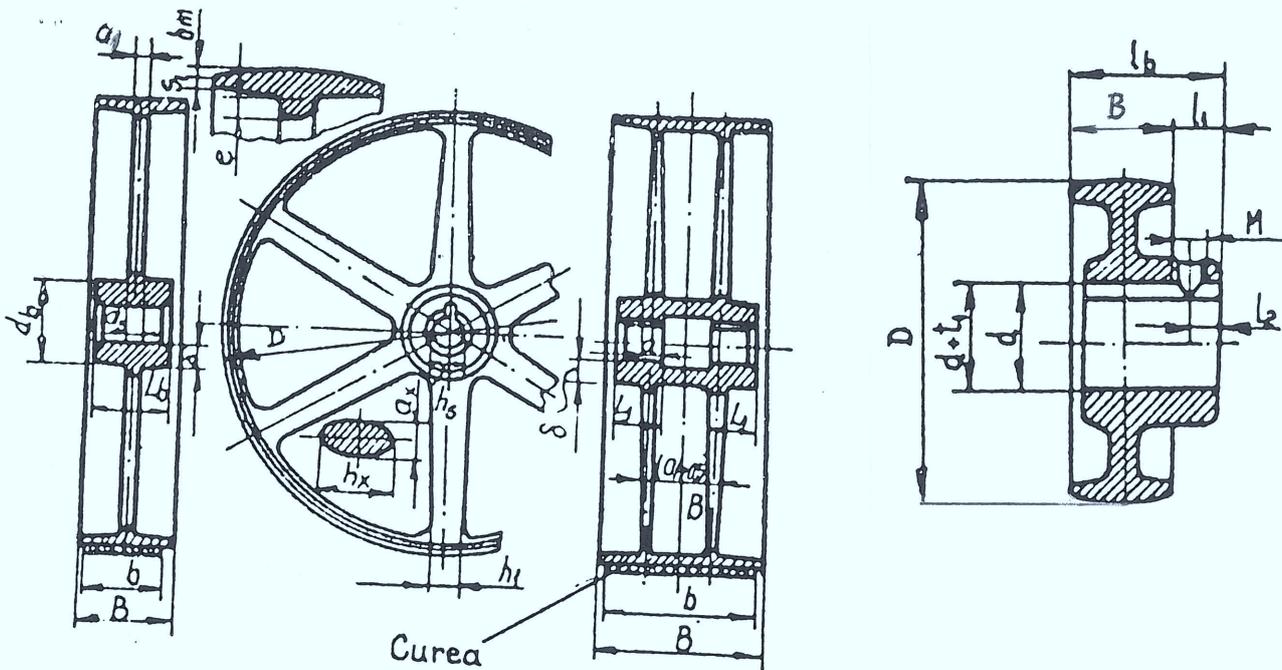


Fig. 4.3

M8 pentru  $B \leq 60$   
M10 pentru  $85 \leq B < 100$   
M12 pentru  $100 \leq B$

$l_1$  are valoarea:  
20 mm pentru  $B \leq 85$   
10 mm pentru  $85 \leq B < 100$   
15 mm pentru  $100 \leq B < 150$

$l_2$  are valoarea:  
15 mm pentru  $B < 100$   
20 mm pentru  $100 \leq B < 150$   
25 mm pentru  $150 \leq B$

**Observație:**  
Dimensiunile sunt în mm.

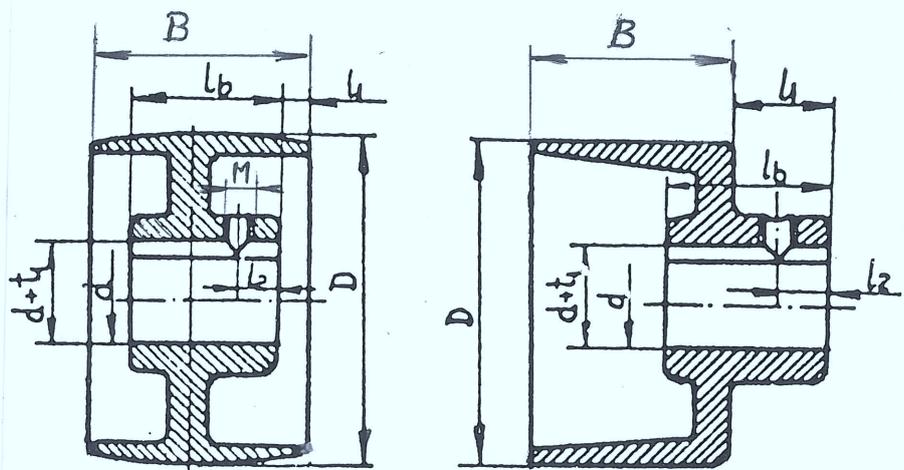


Fig. 4.4

Părțile principale ale unei roți de curea sunt: obada, discul (spițele) și butucul.

În fig.4.3 este reprezentată forma constructivă a roților obișnuite pentru curea lată, iar în fig.4.4 se prezintă unele particularități constructive ale roților de curea pentru mașini agricole sau de uz general.

Parametrii constructivi ai roților de curea executate din fontă (fig.4.3) au valorile recomandate, după cum urmează:

- diametrul butucului  $d_b = (1,8 \dots 2) d$  ( $d$  este diametrul arborelui);
- lungimea butucului  $L_b = (1,5 \dots 2) d$ ;
- grosimea obezii:  $S_f = 0,005 D + 3 \text{ mm}$  ( $D$  este diametrul obezii roții);
- nervura de turnare:  $e = S_f + 0,02B$  ( $B$  este lățimea obezii roții).

$B = 1,1 \cdot b + (10 \dots 15)$  pentru transmisii obișnuite.

$B = (1,5 \dots 2) \cdot b$  pentru transmisii semiîncrucișate sau încrucișate.

Lățimea roții de curea, precum și abaterile acesteia, sunt standardizate pentru transmisii obișnuite în STAS 6011-83 și se alege în funcție de lățimea curelei (vezi tabelul 4.5).

Spițele se fac drepte cu secțiune eliptică, avînd axa mare a elipsei dispusă în planul obezii.

Numărul de spițe:  $i_b = (1/5 \dots 1/8) \sqrt{D}$ .

În locul de îmbinare a spiței cu obada, secțiunea spiței are  $h_f = 0,8 h_s$  și  $a_f = 0,8 a_s$ . Dacă lungimea spițelor este sub 100 mm, în locul lor se prevede un disc. Pentru evitarea alunecării laterale a curelei de pe obadă, roata de curea se face bombată cu  $b_m$ . Pentru transmisiile obișnuite  $b_m$  se recomandă:

$b_m = (5 \dots 7,5) 10^{-3} \cdot B$  pentru roata condusă

$b_m = (5 \dots 7,5) 10^{-3} \cdot B / i_{TC}$  pentru roata conducătoare.

( $i_{TC} = i_{12}$  - raportul de transmitere).

În cazul transmisiilor cu axe verticale:

$b_m = (7,5 \dots 1) B$  pentru roata condusă.

$b_m = (7,5 \dots 1) B / i_{TC}$  pentru roata conducătoare.

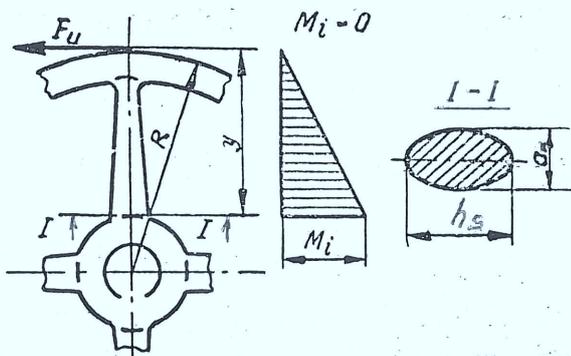


Fig. 4.5

Tensiunea de încovoiere din zona de încastrare a spiței cu butucul este dată de relația (4.22):

$$\sigma_i = \frac{F_u \cdot R}{i_b \cdot \frac{\pi \cdot a_s \cdot h_s^2}{3}} \leq \sigma_{ai} \quad (4.22)$$

În vederea măririi forței de frecare dintre curea și obada roții, cureaua trebuie întinsă (pretensionată).

Dispozitivele de întindere a curelei sunt prezentate în fig. 4.6 și fig. 4.7. Întinderea curelei se poate realiza prin deplasarea motorului de acționare pe glisieră (fig. 4.6.a) sau prin bascularea motorului electric de acționare (fig. 4.6.b). De asemenea, întinderea curelei poate fi realizată prin intermediul unei role de întindere care se plasează întotdeauna pe ramura condusă a curelei (fig. 4.7). Diametrul rolei de întindere  $D_r$  este de obicei egal cu diametrul roții conducătoare  $D_1$ . Dacă se alege o rolă de întindere cu  $D_r < D_1$ , atunci diametrul minim este  $D_{r\min} = 0,8 D_1$ .

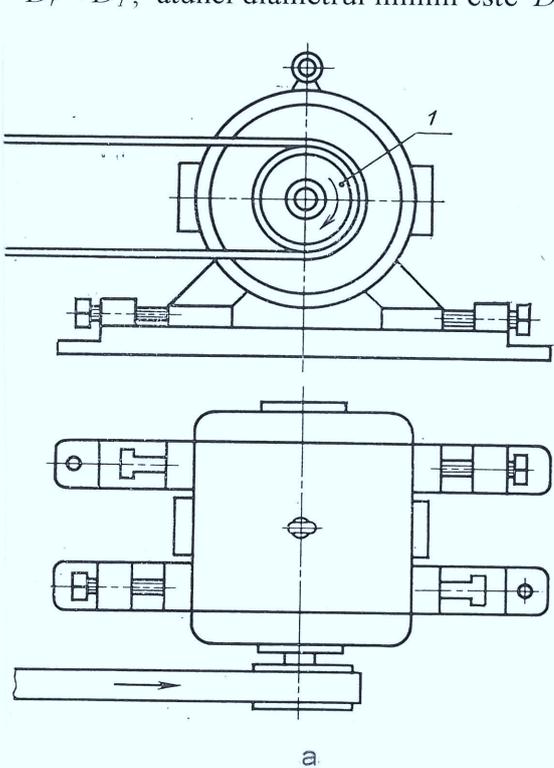


Fig.4.6

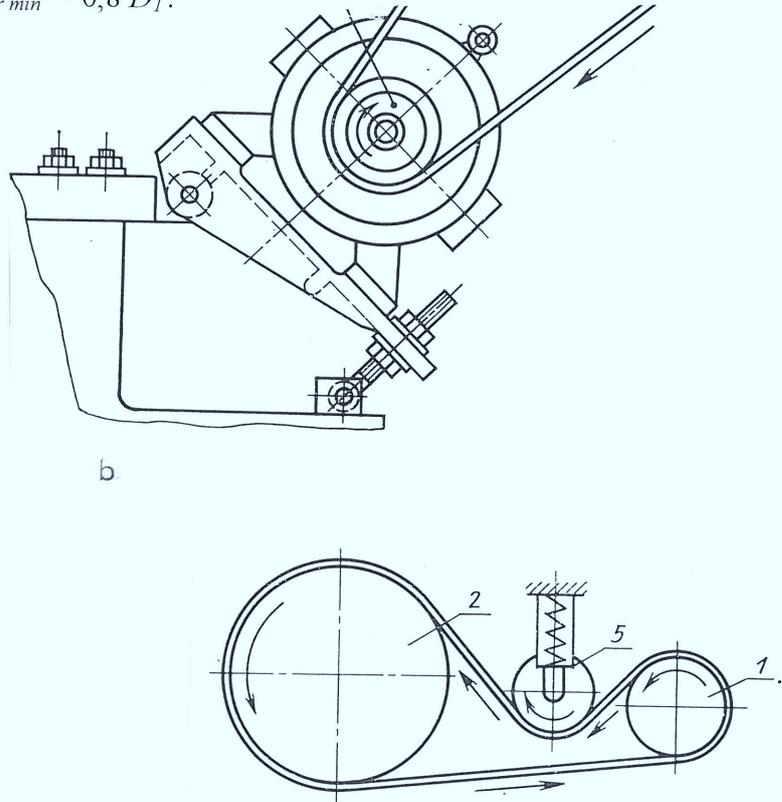


Fig. 4.7

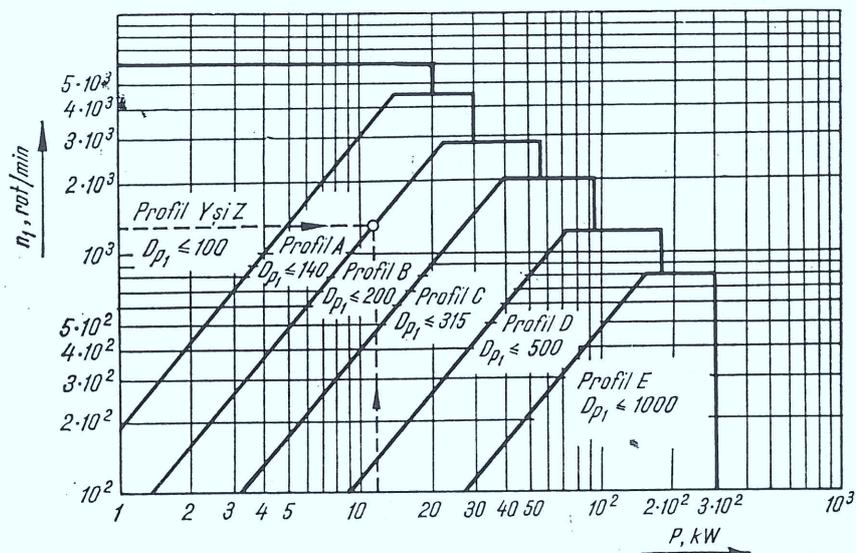
## 4.2. PROIECTAREA UNEI TRANSMISII PRIN CURELE TRAPEZOIDALE

Calculul transmisiei prin curele trapezoidale este standardizat prin STAS 1163-71. Calculul urmărește alegerea curelei trapezoidale, geometria transmisiei prin curele trapezoidale, numărul de curele, forța de întindere inițială și forța de apăsare pe arborii transmisiei, determinarea durabilității curelei, precum și proiectarea roților de curea.

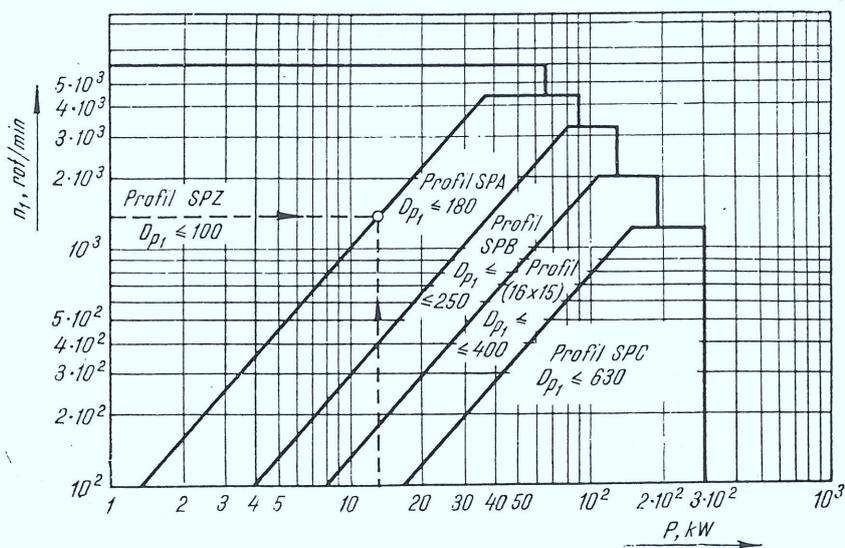
### 4.2.1. Alegerea curelei trapezoidale și dimensionarea transmisiei

În calcul se consideră a fi cunoscute puterea de transmis  $P$  [kW], turațiile roților conducătoare  $n_1$  respectiv conduce  $n_2$  [rot/min] sau una dintre turații și raportul de transmitere  $i_{TC}$ .

Alegerea tipului de curea se efectuează pe baza "transmisiei de referință" (transmisie convențională cu performanțe cunoscute, determinate în condiții de laborator de către firmele producătoare de curele trapezoidale). Din fig.4.8.a) se pot alege curelele trapezoidale clasice, iar din fig.4.8. b) curelele trapezoidale înguste. **Tendința actuală este de a se utiliza curele trapezoidale înguste, care pot funcționa la viteze și frecvențe mai mari. În ultimii ani, firme producătoare, recunoscute pe plan mondial, realizează curele trapezoidale zimțate care au performanțe cu 20% mai bune decât curelele trapezoidale înguste.**



a) Curele trapezoidale clasice



b) Curele trapezoidale înguste

Fig. 4.8

Profilul curelei, precum și diametrul primitiv al roții conducătoare, se adoptă în funcție de puterea de transmis și de turația roții motoare din fig. 4.8. Diametrul primitiv al roții conducătoare se adoptă conform STAS 1163-71 din tabelul 4.7.

În tabelul 4.8 sunt indicate caracteristicile geometrice ale curelelor trapezoidale clasice și înguste. Materialul curelelor este indicat în tabelul 4.2.

Tabel 4.7

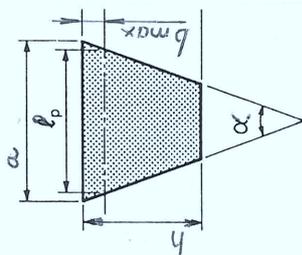
Diametre primitive de curea trapezoidală (Extras din STAS 1163-71)  $D_p$  [mm]

50	63	80	90	100	112	125	140	160	180	200	225	250	280	320
360	400	450	500	560	630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	

Tabel 4.8

## Curele trapezoidale. Dimensiuni și lungimi primitive

Curele trapezoidale clasice STAS 1164 – 87	Tipul curelei	Dimensiunile caracteristice ale secțiunii $l_p \times h$	$a$ [mm]	$h \pm \Delta h$ [mm]	$b_{max}$ [mm]	$\alpha^\circ$	Lungimi primitive $L_p$ [mm]		Secțiunea curelei $A_c$ [mm <sup>2</sup> ]
							De la	Până la	
Curele trapezoidale înguste STAS 7192-83	Y	5,3 x 4,0	6	4 ± 0,2	1,3	40±1	400	2800	25
	Z	8,5 x 6,0	10	6 ± 0,2	2,0		450	3550	60
	A	11,0 x 8,0	13	8 ± 0,3	2,8		560	4500	90
	B	17,0 x 11	17	11 ± 0,5	3,5		800	8000	125
	C	19,0 x 14	22	14 ± 0,5	4,8		1250	12500	200
	D	27,0 x 19	32	19 ± 0,6	6,4		2000	12500	355
	E	32,0 x 25	38	25 ± 0,7	8,3		3150	12500	500
	SPZ	8,5 x 8,0	-	8 ± 0,4	2,0		630	3550	71
	SPA	11,0 x 10	-	10 ± 0,5	2,8		800	4500	100
	SPB	14,0 x 13	-	13 ± 0,5	3,5		1250	8000	180
16 x 15	16,0 x 15	-	15 ± 0,5	4,0	1600	10000	200		
SPC	19,0 x 18	-	18 ± 0,6	4,8	2000	12500	224		



Lungimi primitive $L_p$ , [mm]	De preferat	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000	2500	3150	4000	5000	6200	8000	10000	12500
	De evitat	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240	2800	3550	4500	5600	7100	9000	11200	-

**Observație:** Secțiunile curelei sunt calculate cu relația  $A_c = \left[ \frac{l_p}{h} + \left( 2 \frac{b}{h} - 1 \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right] h^2$

Exemplu de notare:

- curea trapezoidală clasică tip A, având lungimea primitivă  $L_p = 2500$  mm; A 2300, STAS 1164-87;
- curea trapezoidală îngustă tip SPA, având lungimea primitivă  $L_p = 2000$  mm; SPA 2000, STAS 7192-65.

Valori pentru coeficientul de regim de lucru  $C_f$ 

Felul încărcării	Felul încărcării și tipul mașinii acționată	Tipul mașinii de acționare a transmisiei							
		Motor electric.		Mașini cu aburi sau motor cu ardere internă cu 2 sau 3 cilindri.		Motor electric.			
		Motor cu ardere internă cu 4 sau mai mulți cilindri. Turbină cu $n < 600$ rot/min	Mașini cu aburi sau motor cu ardere internă cu 2 sau 3 cilindri.	Motor electric.	Mașini cu aburi sau motor cu ardere internă cu 2 sau 3 cilindri.	Motor electric.	Motor cu ardere internă cu un cilindru.		
	Tipul mașinii	Numărul de ore de lucru al transmisiei din 24 ore							
		până la 8	peste 16	până la 8	peste 16	până la 8	peste 16		
		$C_f$							
	Generatoare electrice ușoare. Pompe și compresoare centrifugale. Transportoare cu bandă. Strunguri, mașini de găurit și alezat. Ventilatoare. Separatoare. Site ușoare.	1,0	1,1	1,1	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6
$M_{Tmax} = 1,2 M_{Tn}$	Generatoare electrice. Ventilatoare. Pompe cu piston și compresoare cu 3 sau mai mulți cilindri. Transportoare cu lanț, elevatoare. Mașini de frezat, strunguri revolver, ferăstraie disc pentru lemn. Site grele, cupatoare rotative. Mașini pentru industriile: alimentară, textilă și hârtie.	1,1	1,2	1,3	1,3	1,4	1,6	1,7	1,9
$M_{Tmax} = 1,5 M_{Tn}$	Pompe cu piston, compresoare cu 1 sau 2 cilindri. Ventilatoare grele, transportoare elicoidale și cu cupe. Mașini de rabotat, mortezat și polizat. Prese cu șurub și cu excentric cu volant relativ greu. Mașini de țesut și destrămat bumbac.	1,2	1,3	1,6	1,6	1,5	1,7	1,6	1,9
$M_{Tmax} = 2 M_{Tn}$	Mașini de ridicat, excavat și dragat. Prese cu șurub și cu excentric, cu volant relativ ușor. Foarfece mecanice, ciocane pneumatice. Mori cu bile, cu pietre, cu valțuri. Concasoare, malaxoare.	1,3	1,5	1,7	1,7	1,8	1,8	1,7	2,0

Diametrul primitiv al roții conduse  $D_{p2}$ :

$$D_{p2} = (1 - \xi) \cdot D_{p1} \cdot i_{TC} \quad (4.23)$$

unde:

- $\xi$  - alunecarea elastică (2%),
- $D_{p1}$  - diametrul primitiv al roții conducătoare, ales la valoarea standardizată.
- $D_{p2}$  - diametrul primitiv al roții conduse se standardizează (tabelul 4.7).

Viteza periferică a roții conducătoare se consideră egală cu viteza de deplasare a curelei.

$$V_1 = \frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq v_{adm} = \begin{cases} 30m / s \text{ pentru curele trapezoidale clasice;} \\ 50m / s \text{ pentru curele trapezoidale înguste} \end{cases} \quad (4.24)$$

Dacă nu se respectă viteza periferică admisibilă, atunci se alege o valoare mai mică pentru diametrul primitiv  $D_{p1}$  al roții conducătoare.

Alegerea distanței dintre axe  $A_{12}$ , dacă nu este impusă din considerente geometrice, se adoptă în intervalul de valori:

$$0,7 (D_{p1} + D_{p2}) \leq A_{12} \leq 2 (D_{p1} + D_{p2}) \quad (4.25)$$

Lungimea primitivă **orientativă** a curelei se determină în funcție de distanța dintre axe și de diametrele primitive ale roților de curea:

$$L_{p \text{ orientativ}} = 2A_{12} \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{D_{p1}}{2} \beta_1 + \frac{D_{p2}}{2} \beta_2 = 2A_{12} + \frac{\pi(D_{p1} + D_{p2})}{2} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A_{12}} \quad (4.26)$$

Această lungime orientativ calculată se standardizează la valoarea cea mai apropiată, recomandată în tabelul 4.8. Odată aleasă lungimea primitivă standardizată, se recalculează distanța dintre axe, care rezultă din ecuația de gradul 2, relația 4.27.

$$8A_{12}^2 - 2[2L_p - \pi(D_{p1} + D_{p2})]A_{12} + (D_{p2} - D_{p1})^2 = 0 \quad (4.27)$$

Unghiul dintre ramurile curelei  $\gamma$

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A_{12}} \quad (4.28)$$

Unghiurile de înfășurare ale curelei pe roata conducătoare respectiv condusă  $\beta_1, \beta_2$  [radiani]

$$\beta_1 = \pi - \gamma \quad \beta_2 = \pi + \gamma \quad \beta^{\circ}_1 = 180^{\circ} - \gamma^{\circ} \quad \beta^{\circ}_2 = 180^{\circ} + \gamma^{\circ} \quad (4.29)$$

Calculul preliminar al numărului de curele -  $z_0$ :

$$z_0 = \frac{P \cdot c_f}{c_L \cdot c_{\beta} \cdot P_0} \quad (4.30)$$

unde:

- $P$  - puterea pe arborele roții conducătoare;
- $c_f$  - coeficientul de funcționare se adoptă din tabelul 4.9;
- $c_L$  - coeficientul de lungime a curelei se adoptă din tabelul 4.10;
- $c_{\beta}$  - coeficientul de înfășurare al curelei pe roata mică (roata conducătoare);

$$c_{\beta} = 1 - 0,003 (180^{\circ} - \beta^{\circ}_1) \quad (4.31)$$

- $\beta^{\circ}_1$  - unghiul de înfășurare pe roata conducătoare în grade;
- $P_0$  - puterea transmisă de o curea [kW] se adoptă, de preferință, din STAS 1163-71. Valorile lui  $P_0$  pot fi determinate și cu ajutorul diagramelor din anexa 4.1.

Tabel 4.10

Lungimea primitivă a curelei $L_p$ [mm]	Coeficientul de lungime $C_L$ la profilul (tipul) curelei											
	Y	Z	A	B	C	D	SPZ	SPA	SPB	16x15	SPC	
1	400	1,08	0,79									
2	450	1,08	0,80									
3	500	1,11	0,81									
4	560	1,14	0,82	0,80								
5	630		0,84	0,81				0,82				
6	710		0,86	0,82				0,84				
7	800		0,90	0,83	0,78			0,86	0,81			
8	900		0,92	0,87	0,81			0,88	0,83			
9	1000		0,94	0,89	0,84			0,90	0,85			
10	1120		0,98	0,91	0,86			0,93	0,87			
11	1250		0,98	0,93	0,88	0,78		0,94	0,89	0,82		
12	1400		1,01	0,98	0,90	0,81		0,96	0,91	0,84		
13	1600			0,99	0,93	0,84		1,00	0,93	0,86	0,85	
14	1700			1,00	0,94	0,84		1,01	0,94	0,87	0,86	
15	1800			1,01	0,95	0,85		1,01	0,95	0,88	0,87	
16	2000			1,03	0,98	0,88		1,02	0,96	0,90	0,89	
17	2240			1,08	1,00	0,91		1,05	0,98	0,92	0,91	0,83
18	2500			1,09	1,03	0,93		1,07	1,00	0,94	0,93	0,86
19	2800				1,05	0,93		1,09	1,02	1,96	0,94	0,88
20	3150				1,07	0,97	0,86	1,11	1,04	1,98	0,96	0,90
21	3550				1,10	0,98	0,89	1,13	1,06	1,00	0,97	0,92

Tabel 4.11

Tipul profilului		$a_1$	$b_1$	$c_1 \cdot 10^6$	$D_e$
Clasic	A	0,456	1,92	77,3	12,3
	B	0,805	5,02	133,0	18,0
	C	1,494	13,96	235,0	31,5
	D	3,192	49,51	482,0	45,0
	E	4,668	94,6	695,0	71,0
Îngust	SPA	0,7185	1,98	78,4	16,0
	SPB	1,2315	5,68	139,0	21,0
	SPC	2,2776	11,9	230,0	40,0

Pentru profilele Y, Z, SPZ și 16 x 15 se recomandă consultarea STAS 1163-71

Puterea transmisă de o curea se alege din STAS 1163-71, în funcție de tipul de curea adoptat de condițiile specifice cinematice  $n_1$ , raportul de transmitere  $i_{TC}$  și de diametrul primitiv al roții motoare, sau se calculează cu relația aproximativă (4.32), relație care stă la baza calculului puterilor transmise de anumite tipuri de curele standardizate.

$$P_0 = \left( a_1 v_1^{-0,09} - \frac{b_1}{D_e} - c_1 \cdot v_1^2 \right) \cdot v_1 \quad [\text{kW}] \quad (4.32)$$

în care:  $v_1$  - viteza curelei [m/s],  $a_1$ ,  $b_1$ ,  $c_1$ ,  $D_e$  - constante cu valorile indicate în tabelul 4.11, în funcție de tipul curelei.

În funcție de  $z_0$ , se determină numărul final de curele:

$$z = \frac{z_0}{c_z} \leq z_{max} = 8 \quad (max.12) \quad (4.33)$$

în care  $c_z$  - coeficient ce ține seama de faptul că sarcina nu se transmite uniform prin cele  $z_0$  curele. Coeficientul numărului de curele  $c_z$  se alege din tabelul 4.12.

**Tabel 4.12**

Numărul de curele $Z_0$	$c_z$
2 ... 3	0,95
4 ... 6	0,90
peste 6	0,85

- Verificarea frecvenței îndoierilor

$$f = \frac{v_1 \cdot x}{L_p \cdot 10^{-3}} \leq f_a \quad (4.34)$$

în care:

- $x$  - numărul de roți de curea ale transmisiei;
- $f_a$  - frecvența maximă admisă;  $f_a = 40$  Hz pentru curele clasice și  $f_a = 80$  Hz pentru curele înguste.

- Forța de întindere inițială  $F_0$  și forța de apăsare pe arbori  $F_a$  se determină cu relațiile (4.35):

$$\begin{aligned} F_0 &= (1,5 \dots 2) F_u \\ F_a &= (1,5 \dots 2) F_u \end{aligned} \quad (4.35)$$

în care forța utilă ce trebuie transmisă  $F_u$  se determină astfel:

$$F_u = 1000 \frac{P}{v_1} \quad (4.36)$$

#### 4.2.2. Determinarea durabilității curelei trapezoidale

Durabilitatea efectivă de rezistență la oboseală a curelei trapezoidale se apreciază prin numărul de ore de funcționare.

Din fig.4.9 se determină raportul dintre lungimea primitivă a curelei  $L_p$  și durabilitatea  $L_h$ , iar apoi se calculează durata efectivă de funcționare.

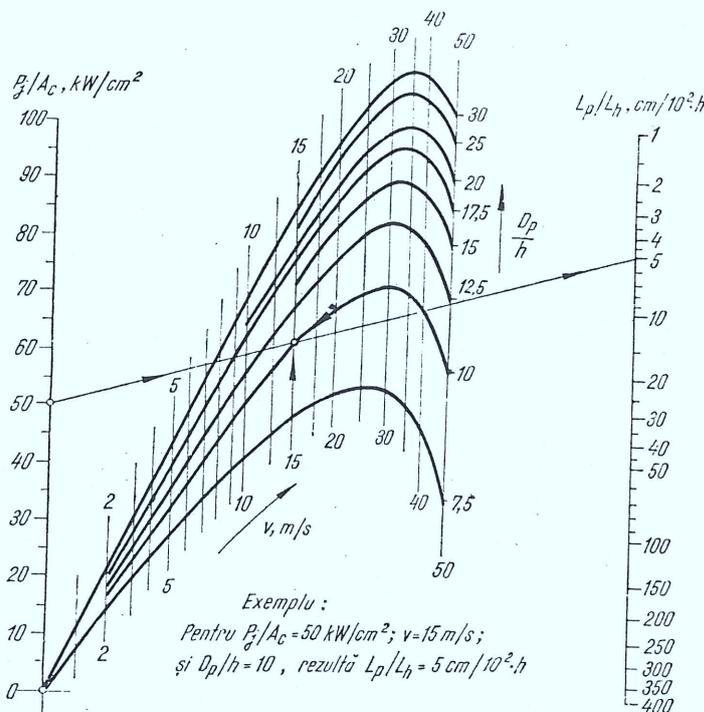


Fig. 4.9

În această diagramă:  $P_j = P/z$  - puterea efectivă transmisă de o curea [kW];  $A_c$  - aria secțiunii curelei [ $cm^2$ ] (vezi tabelul 4.8);  $D_{p1}$  - diametrul primitiv al roții conducătoare;  $h$  - înălțimea secțiunii curelei (tabelul 4.8).

Exemplu de utilizare a nomogramei de durabilitate (fig.4.9): pentru o putere efectivă transmisă de o curea  $P_j$  [kW], raportată la aria curelei  $A_0$  [cm<sup>2</sup>],  $P_j/A_c = 50$  kW/cm<sup>2</sup> la o viteză periferică a curelei  $v = v_1 = 15$  m/s și pentru raportul  $D_{pl}/h = 10$  rezultă  $(L_P/L_h) = 5$  (cm/10<sup>2</sup>·h). Dacă cureaua are  $L_P = 100$  cm, rezultă  $L_n = L_{Pc} / (L_{Pc}/L_n) = 100 / (5/10^2) = 2000$  ore (h).

Se recomandă ca durabilitatea minimă să fie de  $L_{h \min} = 6000 - 9000$  ore.

### 4.2.3. Proiectarea roților de curea

Roțile pentru curele trapezoidale sunt standardizate în STAS 1162-84. Dimensiunile geometrice ale canalelor, în care pătrund curelele trapezoidale, permit funcționarea atât a curelelor clasice, cât și a celor înguste, cu condiția să aibă același  $l_p$  (vezi tabelul 4.8). În tabelul 4.13 se indică geometria canalelor roților de curea.

În fig. 4.10 sunt prezentate mai multe forme constructive de roți pentru curea (variantele *a*, *b*, *c*, *d* obținute prin ștanțare și varianta *e* obținută prin turnare). Elementele geometrice principale ale roților de curea trapezoidală se calculează cu ajutorul relațiilor prezentate în tabelul 4.14.

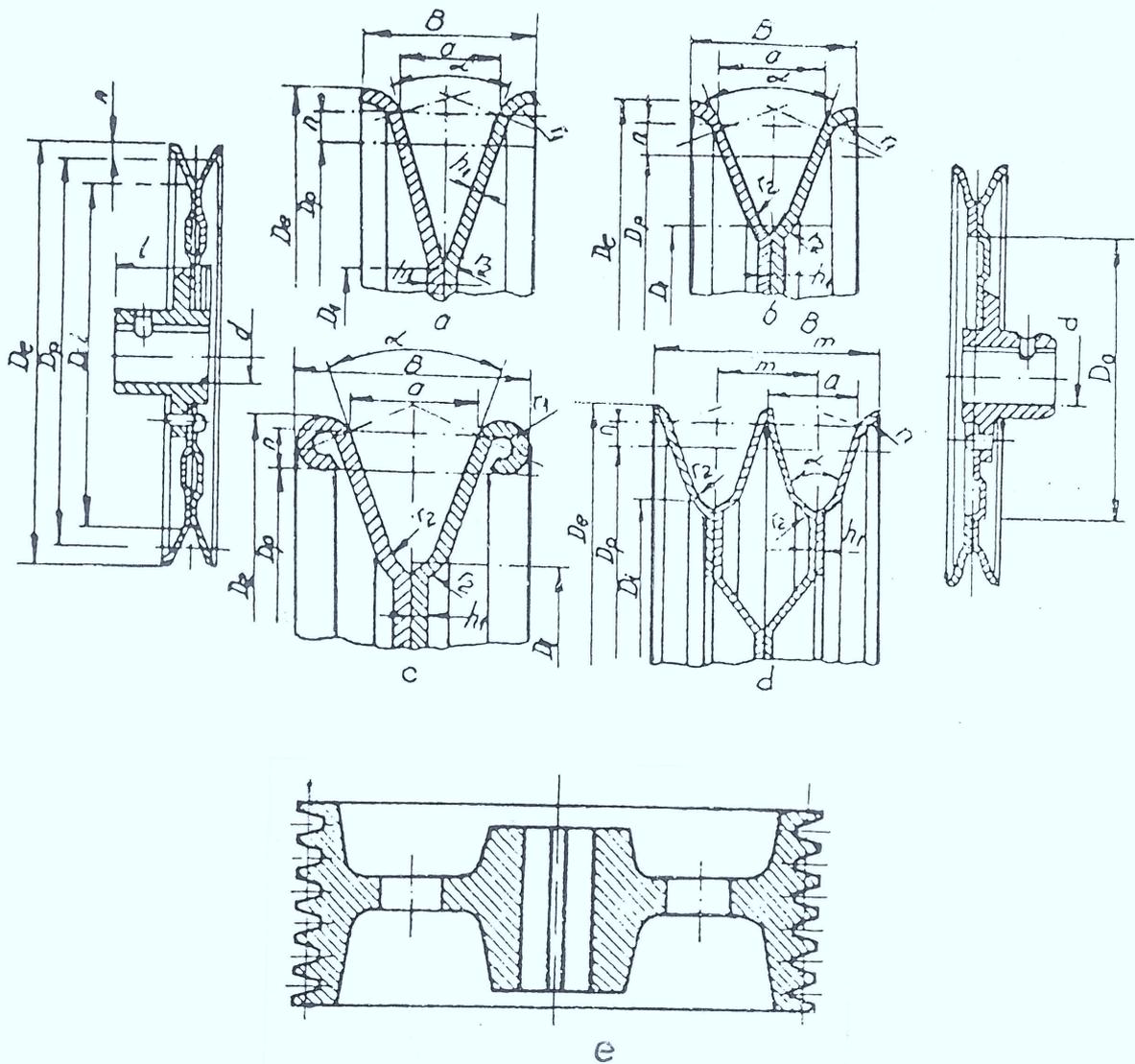
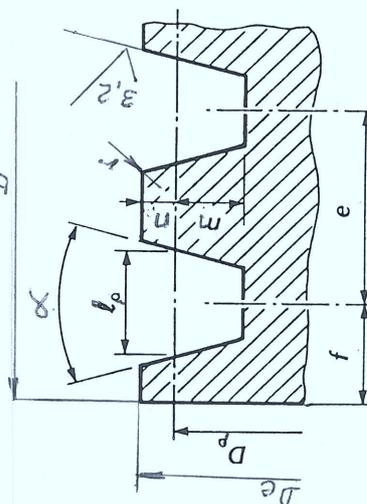


Fig. 4.10

Tabel 4.13

Roți de curea trapezoidală. Dimensiuni (conf. STAS 1162-67)

Tipul curelei	Diametrul primitiv minim $D_{p\min}$ [mm]				Diametrul primitiv maxim $D_{p\max}$ [mm]	Dimensiunile canalelor [mm]								
	$\alpha_c$					$l_p$	$n_{\min}$	$m_{\min}$	$f$	$e$	$r$	$\alpha_c^\circ$		
	38°	36°	34°	32°									38°*	
Curea trapezoidală clasică STAS 1164/1-87	Y	-	63	-	20	-	125	1,8	4,7	7±1	8±0,3	0,5	36±1	32±1
	Z	90	-	50	-	160	224	2,5	8,0	8±1	12±0,3	0,5	38±1	34±1
	A	125	-	75	-	200	710	3,3	11,0	10 <sup>+2</sup> <sub>-1</sub>	15±0,3	1,0	38±1	34±1
	B	200	-	125	-	280	1000	4,2	14,0	12,5 <sup>+2</sup> <sub>-1</sub>	19±0,4	1,0	38±1	34±1
	C	300	200	-	-	355	1600	5,7	19,0	17 <sup>+2</sup> <sub>-1</sub>	25,5±0,5	1,5	38±0,5	36±0,5
	D	500	355	-	-	500	2000	8,1	19,9	24 <sup>+3</sup> <sub>-1</sub>	37±0,8	2,0	38±0,5	35±0,5
E	630	530	-	-	630	2500	9,6	23,4	29 <sup>+4</sup> <sub>-1</sub>	44,5±0,7	7,0	38±0,5	36±0,5	
SPZ	80	-	63-80	-	-	800	Aceleași ca și pentru curelele tip Z							
SPA	118	-	90-118	-	-	1000	Aceleași ca și pentru curelele tip A							
SPB	190	-	140-190	-	-	1600	Aceleași ca și pentru curelele tip B							
16 x15	250	-	180-250	-	-	2000	16,0	4,7	16,0	14,5±1	22±0,4	1,0	38±1	34±1
SPC	315	-	224-315	-	-	2000	Aceleași ca și pentru curelele tip C							

**Observație:**

\* - din condiția de uzură minimă pentru  $\alpha = 38^\circ$  (STAS 1163-67).

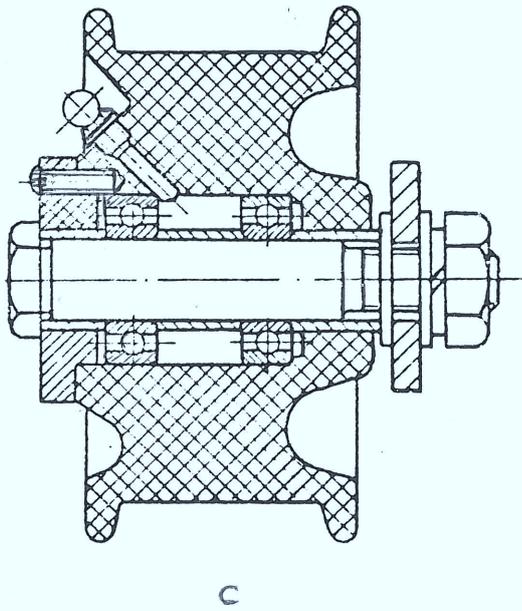
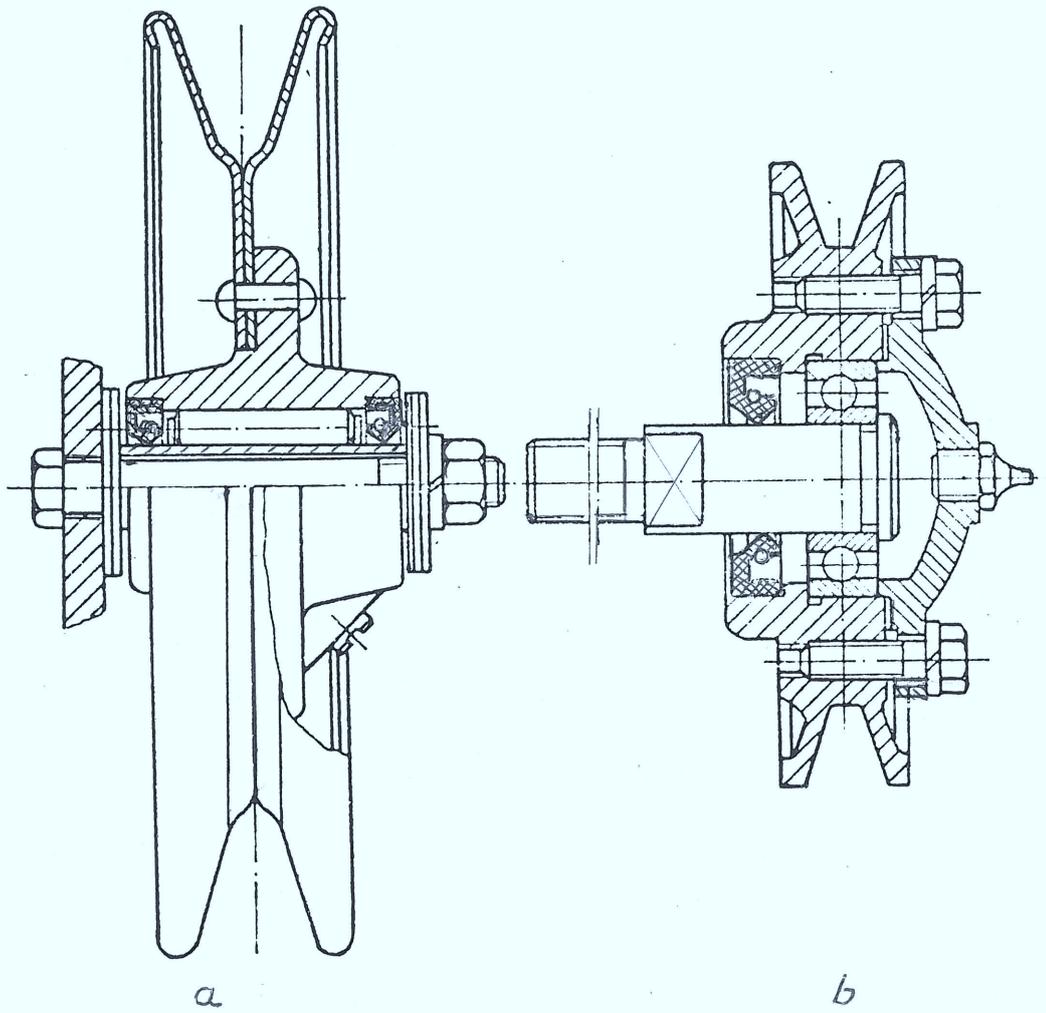


Fig. 4.11

Tabel 4.14

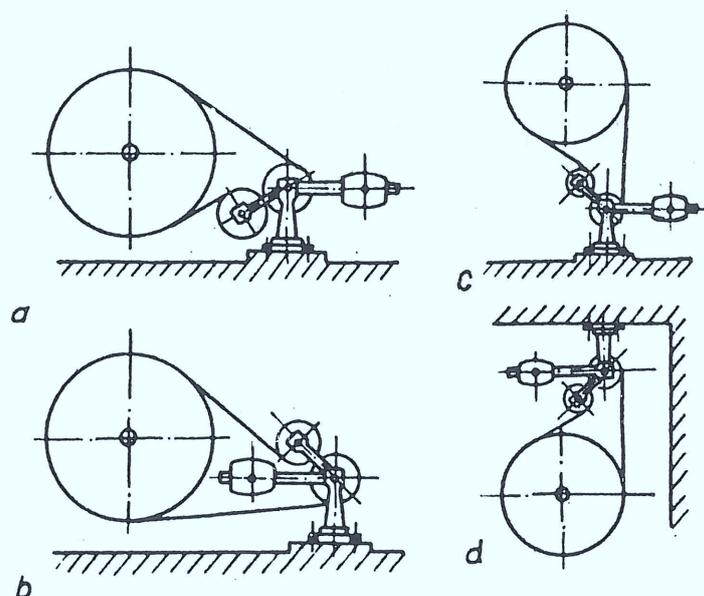
## Elemente geometrice ale roților de curea

Elementul calculat	Relația de calcul	Observații
Diametrul exterior $D_e$	$D_e = D_p + 2n + 2(r_1 + h_1) \left(1 - \sin \frac{\alpha}{2}\right)$	Pentru $D_p \leq 315$ mm execuția din fig. 4.10.a,b
Diametrul interior $D_i$	$D_i = D_p + 2n - \frac{a}{\operatorname{tg} \frac{\alpha}{2}}$	I d e m
Lățimea $B$	$B = a + 2(r_1 + h_1) \cos \frac{\alpha}{2}$ $h_1$ - grosimea discului; $r_1$ - raza de racordare a marginii canalului.	I d e m $n = h - b_{max}$ (tabelul 4.8)
Diametrul exterior $D_e$	$D_e = D_p + 2(n + h_1)$	Pentru $D_p > 315$ mm execuția din fig.4.10.c
Lățimea $B$	$B = a + 2(r_1 + h_1) \left(1 + \cos \frac{\alpha}{2}\right)$	I d e m
Lățimea $B_m$	Roți cu mai multe canale $B_m = a + 2(r_1 + h_1) \cos \frac{\alpha}{2} + (a + 2h_1)(z - 1)$	Execuția din fig. 4.10.d

Pentru a compensa alungirea curelei trapezoidale, în cazul în care distanța dintre axe de rotație ale arborilor se menține constantă, se folosesc role de întindere. Această rolă se montează pe ramura condusă, dispunerea ei putând fi pe partea interioară sau exterioară a curelei.

În fig. 4.11 se indică formele constructive și modul de montare a roților de întindere pe arbore.

Controlul întinderii curelei se face după un timp de funcționare a transmisiei. Dacă cureaua nu a fost întinsă suficient, există pericolul patinării curelei pe roată, care va conduce la încălziri locale. Transmisiile prin curele se protejează cu apărători din tablă sau plasă de sârmă.



### 4.3. PROIECTAREA UNEI TRANSMISII PRIN LANȚ

La viteze de până la 15 m/s au largă aplicare transmisiile cu lanțuri cu eclise, bucșe și role. În condiții de calitate superioară (precizie de execuție ridicată) și de ungere ireproșabilă, transmisiile prin lanț pot fi utilizate până la viteze de 30 m/s.

Proiectarea unei transmisii prin lanț necesită rezolvarea următoarelor etape:

- Alegerea lanțului și stabilirea geometriei transmisiei.
- Verificarea lanțului la uzare, la rupere, la oboseală a elementelor zalelor, spargere a roților prin șoc.
- Proiectarea roților de lanț.
- Montajul, reglarea și protecția transmisiilor prin lanț.

#### 4.3.1. Alegerea lanțului și calculul geometriei transmisiei

În calculul transmisiei prin lanț se consideră cunoscute: puterea de transmis  $P$  [kW], turațiile roților conducătoare, respectiv conduse  $n_1, n_2$  [rot/min], sau turația uneia dintre roți și raportul de transmitere  $i_{TL}$ ; felul mașinii motoare și mașinii acționate; poziția relativă a celor două mașini; condiții speciale de gabarit, de durabilitate, frecvența pornirilor și opririlor.

Principalele tipuri de lanțuri articulate pentru transmisiile standardizate sunt indicate în tabelul 4.16.

Alegerea lanțului de transmisie se face folosind diagrama puterii limită admisibile (fig. 4.12). Puterea limită admisă  $P_D$  se calculează în funcție de puterea de transmis  $P$  și de factorul de încărcare al transmisiei  $c_p$ . Din diagramă, în funcție de puterea limită admisă și de turația roții de lanț, cu numărul de dinți mai mic, rezultă tipul de lanț și numărul de rânduri. Se calculează, mai întâi, pasul maxim al lanțului din condiția de solicitare dinamică minimă a acestuia, în funcție de turația roții conducătoare și a numărului de dinți ai acesteia.

$$P_{max} = \frac{5400}{\sqrt[3]{z_1^2 \cdot n_1}} \quad (4.37)$$

unde

- $z_1$  - numărul de dinți ai roții conducătoare, se alege din tabelul 4.18;
- $n_1$  - turația arborelui roții conducătoare.

Din considerente de solicitare dinamică a transmisiei prin lanț, într-un calcul acoperitor se recomandă ca pasul stabilit pentru tipul de lanț adoptat să fie mai mic sau egal cu pasul maxim, dat de relația (4.37). Rezultă de aici că singurul parametru care poate fi adoptat pentru un anumit tip de lanț impus este numărul de rânduri de zale ale lanțului, pentru care puterea transmisă din diagramă este mai mare sau egală cu puterea limită admisă  $P_D$ . Astfel, în figura 4.12 sunt prezentate diagramele puterii limită admisibile, ce pot fi folosite pentru tipodimensiunile lanțurilor de uz general, cu role și zale scurte STAS 5174-66. Puterea  $P_D$  din diagramă, corespunzătoare datelor de proiectare, se determină folosind factorul de încărcare  $c_p$ .

$$P_D = \frac{P}{c_p} \quad (4.38)$$

Factorul de încărcare  $c_p$  se alege în funcție de coeficientul de suprasarcină  $c_s$ , de raportul de transmitere  $i_{TL}$  și de numărul de dinți ai roții de lanț conducătoare (tabelul 4.16). Valorile coeficientului de suprasarcină  $c_s$ , caracteristic mașinii motoare, respectiv mașinii de lucru acționate, se adoptă în prealabil din tabel 4.15.

Pentru a alege valorile factorului  $c_p$  este necesară cunoașterea numărului de dinți  $z_1$  al roții conducătoare de lanț. Pentru aceasta, se indică în tabel 4.18 valorile recomandate  $z_1$ , în funcție de raportul de transmitere  $i_{TL}$ .

Tabel 4.15

Coeficientul de suprasarcină  $c_s$ 

Valorile indicate sunt valori medii la o distanță dintre axe $A_{12} = 40 p$ (în condiții nefavorabile sunt necesare majorări)		Mașina motoare de acționare							
		Motor electric	Motoare cu ardere internă					Mașini cu abur cu piston	Acționări în grup
			Lente		Rapide				
Mașina de lucru acționată			1 cilindru	2 cilindri	2 cilindri	4 cilindri	≥ 6 cilindri		
Strunguri, mașini de găurit		1,4							
Mașini de rabotat		2,3							
Prese	hidraulice	1,8			2,8	2,8	2,2		
	cu excentric	2,5							
Mașini de prelucrat lemn		1,8	4,6	4	3,7	3	2,5	3,5	1,8
Compresoare cu piston	cu o treaptă	2,5		5	4,5	4	3,5		
		2		4,6	4	3,5	3		
Compresoare rotative	cu o treaptă	1,6	4	3,2	3	2,5	2		
	cu 2 trepte	1,		2,7	2,5	2	1,6		
Ventilatoare		2,5		3,7				3,5	2,5
Pompe cu piston	1 cilindru	2	6	4	3,5	3	2,8		
	2 cilindri	1,8	4	3,5	3	2,7	2,3		
Pompe rotative		1,5	3	2,8	2,5	2,2	2	2,5	
Laminoare	cu reductor	2,3							
	direct								
Sită (ciur) vibrator		2		4	3,5	3,2	2,8	4	2
Tambur de amestecare		1,7	4	3,2	3	2,5	2		
Excavator		3			5	4,5	4	5	
Freză pentru prelucrat solul				5	4,5	4			
Transportor continuu	pentru granule	1,5	3	2,5	2,5	2,2	2	2,8	1,5
	pentru bucăți	2	4	3,5	3	2,7	2		
Mașini de ridicat		2,5	5	4	3,5	3	2,6		
Generator	instalații mari	1		2				1,8	1
	instalații mici	1,8		2,0				2	1,5
Transmisii, angrenaje		1,5				2,3	2	2,5	1,5

Tabel 4.16

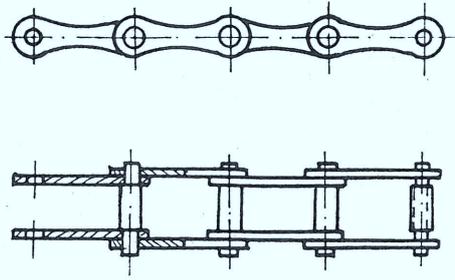
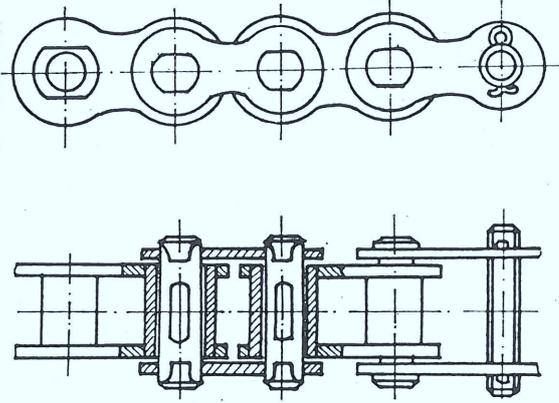
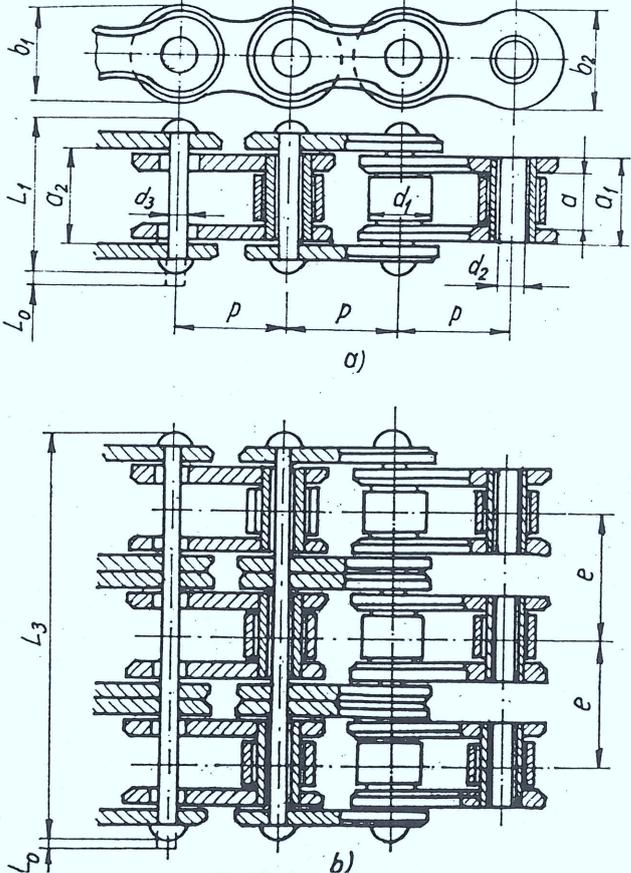
Valorile coeficientului de încărcare  $C_p$  funcție de  $i$ ,  $C_s$  și  $z_l$

$i$	Coeficientul de încărcare $C_p$																			
	$C_s = 1$					$C_s = 2$					$C_s = 3$					$C_s = 4$				
	Numărul de dinți $z_l$					Numărul de dinți $z_l$					Numărul de dinți $z_l$					Numărul de dinți $z_l$				
	13	17	19	21	25	13	17	19	21	25	13	17	19	21	25	13	17	19	21	25
1	(0,3)	0,73	0,83	0,92	1,11	(0,2)	0,54	0,60	0,67	0,81	(0,2)	0,42	0,52	0,58	0,70	(0,2)	(0,3)	0,43	0,53	0,64
2	0,50	0,83	0,93	1,05	1,26	(0,3)	0,60	0,68	0,76	0,92	(0,2)	0,52	0,59	0,66	0,80	(0,2)	0,43	0,54	0,61	0,73
3	0,59	0,88	1,00	1,12	1,36	0,43	0,65	0,73	0,82	0,99	(0,3)	0,56	0,63	0,71	0,86	(0,2)	0,51	0,58	0,65	0,79
5	0,64	0,96	1,09	1,22	1,49	0,47	0,70	0,79	0,89	1,09	0,40	0,60	0,69	0,77	0,94	(0,3)	0,57	0,63	0,71	0,86
7	0,67	1,02	1,15	1,30	1,59	0,49	0,75	0,93	0,95	1,16	0,42	0,64	0,73	0,82	1,00	(0,3)	0,59	0,67	0,75	0,92

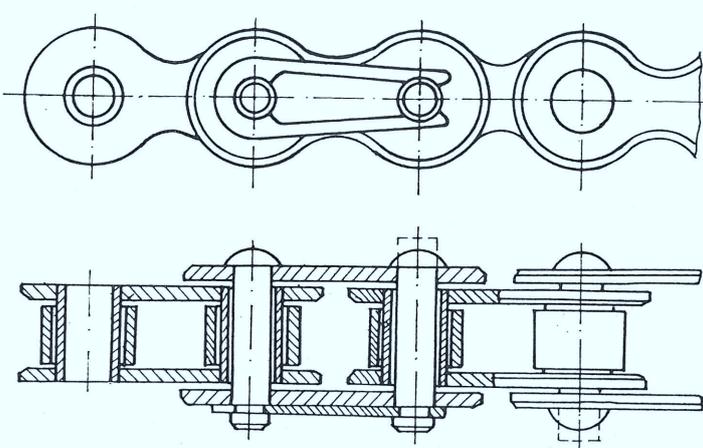
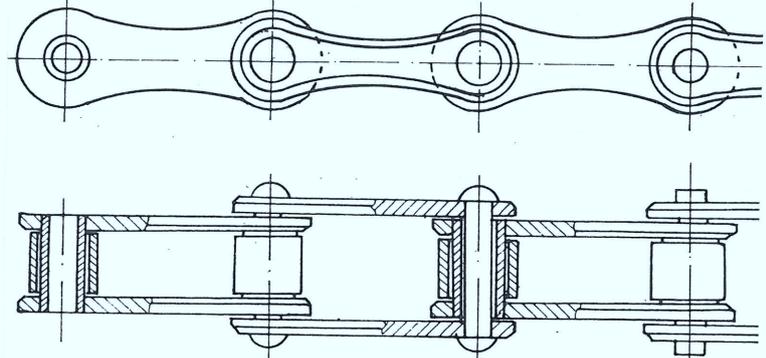
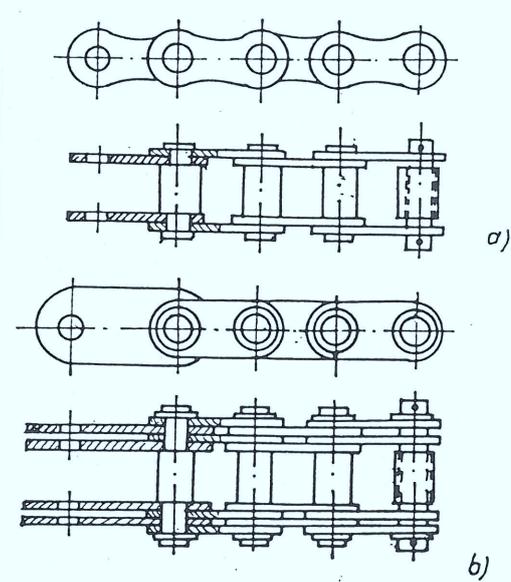
**Observație:**

Valorile din paranteze sunt de evitat.

Tabel 4.17

Denumirea și standardul	Schita	Indicații
<p>Lanțuri cu eclise și bolțuri, cu zale lungi (lanț Galle, construcție ușoară) STAS 4076-53 Roți de lanț STAS</p>		<p>Se folosesc la sarcini și viteze mici <math>v \leq 0,2 \frac{m}{s}</math></p>
<p>Lanțuri cu bucle și zale scurte STAS 3006-80</p>		<p>Se folosesc la mecanismele de transmisie și transport, la viteze <math>v \leq 3 \frac{m}{s}</math></p>
<p>Lanțuri de uz general cu role și zale scurte STAS 5174-66 Roți de lanț STAS 5006-82</p>		<p>Se execută în două tipuri de bază: tip A și tip B, cu unul sau mai multe rânduri de zale, se folosesc la viteze <math>v \leq 15 \frac{m}{s}</math></p>

Tabel 4.17 (continuare)

Denumirea și standardul	Schița	Indicații
<p>Lanțuri cu role și zale scurte pentru biciclete, motoare și motociclete STAS 6478-79</p>		<p>Se execută cu un singur rând de zale, cu pasul <math>p = 12,70 \text{ mm}</math> <math>p = 1/2 \text{ [inci]}</math></p>
<p>Lanțuri cu role și zale lungi STAS 4239-65 Roți de lanț STAS 7500-68</p>		<p>Se execută cu un singur rând de zale, se folosesc la sarcini și viteze moderate</p>
<p>Lanțuri cu bolțuri și eclise, cu zale scurte (lanțuri Galle, construcție grea) STAS 4075-75</p>		<p>Se execută în trei tipuri: tip I, pentru transmisie; viteza <math>v \leq 0,3 \text{ m/s}</math> (cu eclise simple fig. a) și tip II și III, pentru tracțiune (cu eclise multiple, fig. b).</p>

### Numărul de dinți ai roții motoare

Tabel 4.18

$i_{TL}$ \ $z_1$	1 - 2	2 - 3	3 - 4	4 - 5	5 - 6	6 - 7
lanț cu role	27 - 31	25 - 27	23 - 25	21 - 23	17 - 21	13 - 17
lanț cu dinți	35 - 40	31 - 35	27 - 31	23 - 27	19 - 23	17 - 19

Lanț  $P_D$  [kW]  
 triplu dublu simplu

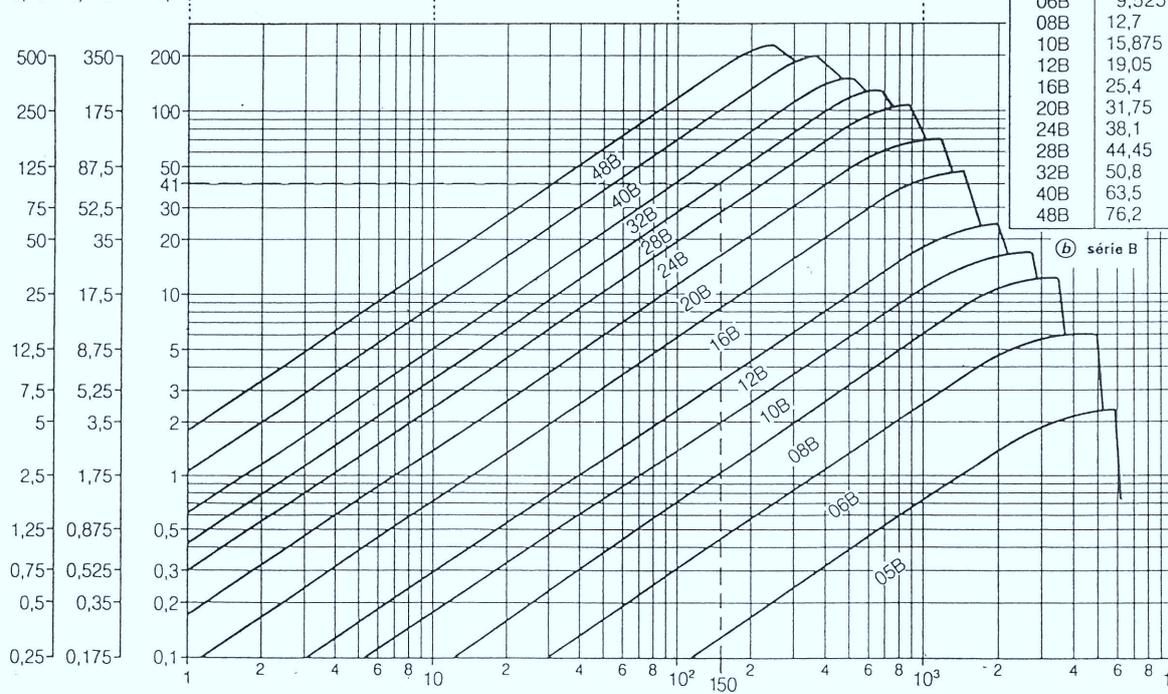
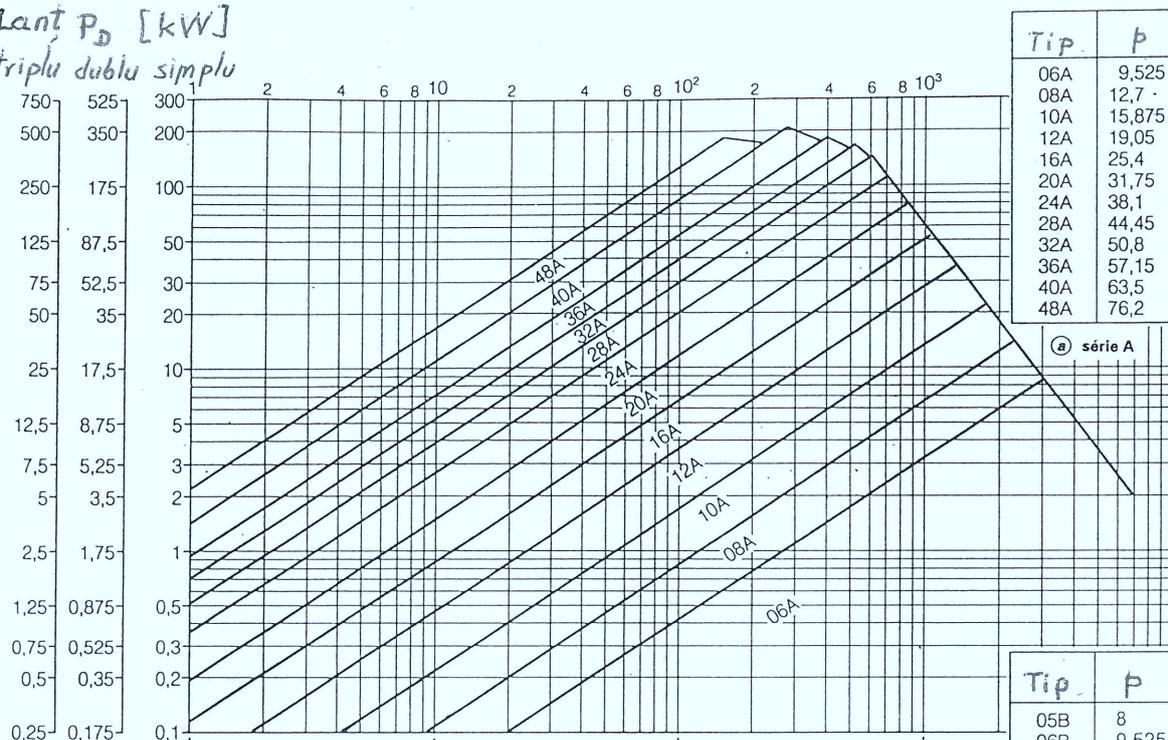


Fig. 4.12

$n$  [rot/min]

Tabel 4.19

Principalele date constructive ale lanțurilor de uz general cu role și zale scurte (după STAS 5174-66)

Simbolul lanțului	Pasul $p$ [mm]	Sarcina minimă de rupere [kN]			Lățimea interioară $a_{min}$ [mm]	Lățimea peste eclisele interioare $a_{1max}$ [mm]	Lățimea între eclisele exterioare $a_{2min}$ [mm]	Dia-metrul exterior al rolei $d_{1max}$ [mm]	Dia-metrul interior al bucei $d_{2min}$ [mm]	Lățimea eclisei		Dia-metrul bolului $d_{3max}$ [mm]	Dis-tanța între rân-duri $e$ [mm]	Aria articu-lației lanțu-lui $A_0 = a_1 d_3$ [mm <sup>2</sup> ]	Masa pe metru liniar $q$ [kg/m]		
		Lanț sim-plu $S_{r1}$	Lanț dublu $S_{r2}$	Lanț triplu $S_{r3}$						Lanț simplu	Lanț dublu				Lanț triplu		
05 B	8,00	4,6	8	11,4	3,00	4,77	4,90	5,00	2,36	7,11	7,11	2,31	5,64	11,02	0,18	0,35	0,53
06 A	9,525	9	17	25	5,72	8,53	8,66	6,35	3,33	8,26	8,26	3,28	10,24	27,98	0,4	0,78	1,18
06 BX		7,5	-	-											0,4	-	-
08 A	12,70	14	28	42	7,95	11,18	11,31	7,95	4,01	12,07	10,41	3,96	14,38	14,27	0,6	1,16	1,75
08 AX		12	-	-											0,6	-	-
08 A	12,70	18	32	46	7,75	11,30	11,43	8,51	4,50	11,81	10,92	4,45	13,92	50,28	0,7	1,35	2
08 BX		15	-	-											0,7	-	-
10 A	15,875	22	44	66	9,53	13,84	13,97	10,16	5,13	15,09	13,0	5,08	8,11	70,7	1	1,95	2,9
10 AX		20	-	-											1	-	-
10 B	15,875	23	45	68	9,65	13,28	13,41	10,16	5,13	14,7	13,72	5,08	16,59	67,46	0,95	1,85	2,75
10 BX		20	-	-											0,95	-	-
12 A	19,05	32	64	96	12,70	17,75	17,88	11,91	5,99	18,08	15,62	5,94	22,78	105,44	1,25	2,9	4,4
12 AX		25	-	-											1,25	-	-
12 B	19,05	30	59	88	11,68	15,62	15,75	12,07	5,77	16,13	16,13	5,72	19,46	89,35	1,25	2,45	3,6
12 BX		25	-	-											1,25	-	-
16 A	25,40	60	114	171	15,88	22,61	22,74	15,88	7,97	24,13	20,83	7,92	29,29	179,07	2,6	5,1	7,7
16 AX		45	-	-											2,6	-	-
(16 B)	25,40	60	114	171	17,02	25,45	25,58	15,88	8,33	21,08	21,08	8,28	31,88	210,73	2,75	5,35	8
(16 BX)		45	-	-											2,75	-	-
20 A	31,75	89	177	266	19,05	27,46	27,59	19,05	9,58	30,18	26,04	9,53	35,76	261,69	3,85	7,5	11,3
20 AX		53	-	-											3,85	-	-
(20 B)	31,75	89	177	266	19,56	29,01	29,14	19,05	10,24	26,42	26,42	10,19	36,45	295,61	3,6	7,1	10,5
(20 BX)		55	-	-											3,6	-	-

tabel 4.19 (continuare)

Simbolul lanțului	Pasul $P$ [mm]	Sarcina minimă de rupere [kN]			Lățimea interioară $a_{min}$ [mm]	Lățimea peste eclisele interioare $a_{1max}$ [mm]	Lățimea între eclisele exterioare $a_{2min}$ [mm]	Diametrul exterior al rolei $d_{1max}$ [mm]	Diametrul interior al bușei $d_{2min}$ [mm]	Lățimea eclisei		Diametrul bolțului $d_{3max}$ [mm]	Distanța între rânduri $e$ [mm]	Aria articulației lanțului $A_0 = a_1 d_3$ [mm <sup>2</sup> ]	Masa pe metru liniar $q$ [kg/m]		
		Lanț simplu $S_{r1}$	Lanț dublu $S_{r2}$	Lanț triplu $S_{r3}$						Lățimea interioare $b_{1max}$ [mm]	Lățimea exteriore $b_{2max}$ [mm]				Lanț simplu	Lanț dublu	Lanț triplu
24 A	38,10	127	254	381	25,40	35,46	33,59	22,23	11,15	36,20	31,24	45,44	393,6	5,9	11,5	17,1	
24 AX		100	-	-										5,9	-	-	
(24 B)	38,10	127	254	381	25,40	7,92	38,05	25,40	14,68	33,40	14,6	48,36	554,8	6,7	13	19,4	
(24 BX)		100	-	-										6,7	-	-	
28 A	44,45	172	344	516	25,40	37,19	37,32	25,40	12,75	42,24	36,45	48,87	472,3	7,5	14,3	22,1	
28 AX		130	-	-										7,5	-	-	
(28 B)	44,45	172	344	516	30,99	46,58	46,71	27,94	15,95	37,08	37,08	59,56	740,6	8,3	16,2	24	
(28 BX)		130	-	-										8,3	-	-	
32 A	50,80	227	454	681	31,75	45,21	45,34	28,58	14,32	48,26	41,66	58,55	645,2	9,9	19,4	28,6	
32 AX		160	-	-										9,9	-	-	
(32 B)	50,80	227	454	681	30,99	45,57	45,70	29,21	17,86	42,29	42,29	58,55	811,6	10,7	20,9	1	
(32 BX)		160	-	-										10,7	-	-	
40 A	63,50	354	708	1062	38,10	54,89	55,02	39,80	19,89	60,33	52,07	71,55	1089	17,2	33,5	49,6	
40 AX		270	-	-										17,2	-	-	
48 A	76,20	510	1020	1530	47,63	67,82	67,95	47,63	23,85	72,39	62,48	87,83	1614	22,6	44,1	65,5	
48 AX		354	-	-										22,6	-	-	

**Observații:**

Lanțurile trecute între paranteze sunt de fabricație specială și se execută la cererea beneficiarului, cu acordul uzinei producătoare. Folosirea lor se va evita.

În cazul lanțurilor cu zale de legătură cotite, sarcina de rupere se consideră egală cu 0,8 din sarcina de rupere indicată în tabel. Se recomandă evitarea folosirii zalelor de legătură cotite în condiții grele de lucru.

Masa informativă pe metru liniar este valabilă pentru lanțuri din oțel fără zale de legătură sau zale cotite.

După alegerea lanțului ca tip din diagrama puterii limită, se aleg principalele date constructive din STAS. Astfel, în tabelul 4.19 sunt date elementele constructive ale lanțurilor de uz general cu role și zale scurte (STAS 5174-66). Reprezentarea acestui tip de lanț este făcută în fig.4.13.

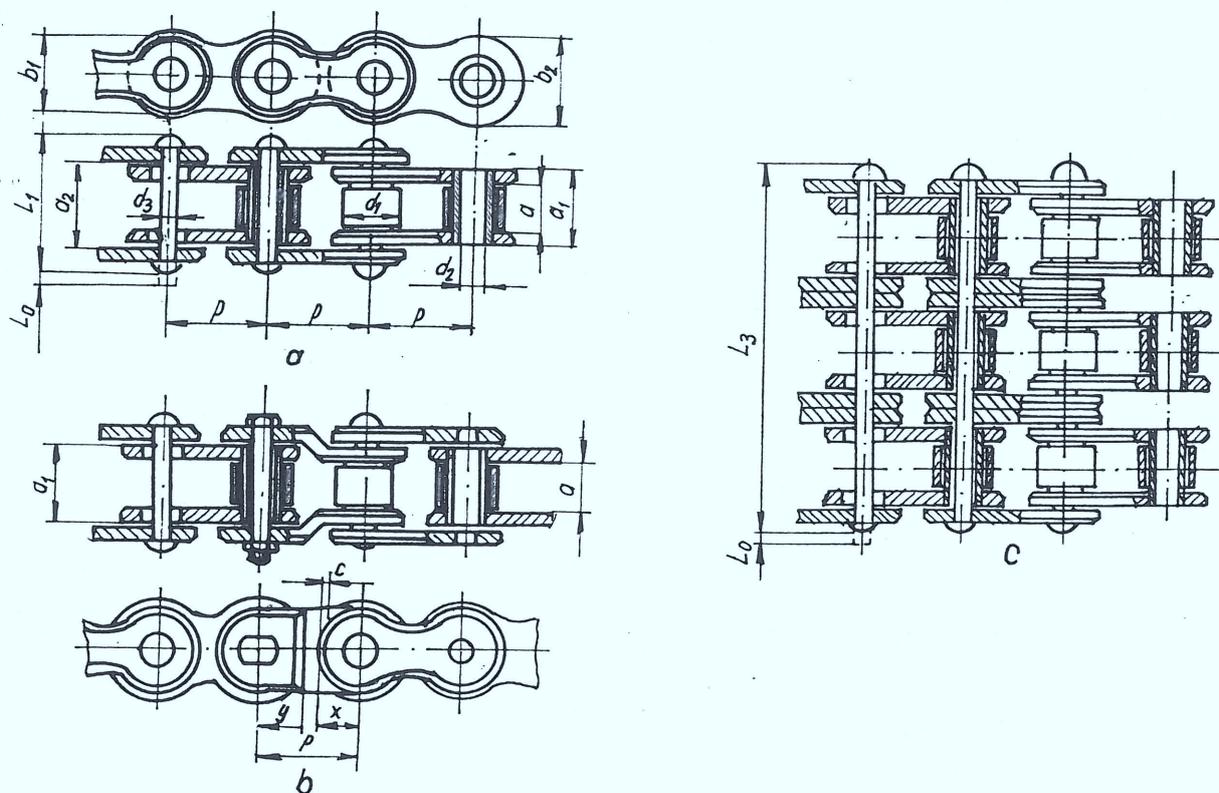


Fig. 4.13

Pentru calculul geometric al transmisiei prin lanț se consideră ca fiind elemente cunoscute:

- datele constructive ale lanțurilor de uz general cu role și zale scurte, conform tabel 4.19 și fig. 4.13;
- numărul de dinți ai roții conducătoare  $z_1$ ;
- numărul de dinți ai roții conduse  $z_2$ ;
- pasul  $p$  [mm] pentru tipul de lanț adoptat din tabel 4.19.

Se recomandă a se alege o distanță dintre axele de rotație ale celor două roți, la o valoare impusă de relația (4.39). Dacă această distanță dintre axe este dictată de considerente constructive, se adoptă valoarea impusă și va trebui folosit un sistem de întindere a lanțului.

- Distanța dintre axe stabilită inițial ( $A_{12}^*$ ) este orientativă:

$$A_{min} < A < A_{max} \quad (4.39)$$

unde:  $A_{min} = \frac{z_2 + z_1}{\pi} p$ ;  $A_{max} = 80 p$ ,  $p$  - fiind pasul lanțului.

Se alege o distanță axială  $A_{12}^*$  între aceste limite, sau, dacă este impusă, atunci se verifică dubla inegalitate (4.39).

- Determinarea lungimii orientative a lanțului  $L_t^*$

$$L_t^* \approx 2A_{12}^* + \frac{z_1 + z_2}{2} \cdot p + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{p^2}{A_{12}^*} \quad (4.40)$$

Lanțul se livrează cu un număr de zale, în conformitate cu prescripțiile STAS 5174-66, căruia îi corespunde o anumită lungime a lanțului. Se recomandă ca numărul de zale să fie un număr par. Această condiție este impusă de modul de închidere a lanțului. Deci, va trebui stabilit mai întâi numărul de zale și apoi lungimea lanțului.

- Determinarea numărului orientativ de zale  $X_t^*$ ;

$$X_t^* = L_t^* / p \quad (4.41)$$

Numărul de zale se adoptă la o valoare întreagă, număr par  $X_t$ . Pentru valoarea adoptată se recalculază lungimea lanțului  $L_t$ , după care se recalculază distanța dintre axe (distanța finală dintre axe)  $A_{12}$ . Această distanță rezultă din rezolvarea ecuației de gradul doi, dată de relația (4.42).

$$2A_{12}^2 - A_{12} \left( X_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right) \cdot p + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \cdot p^2 = 0 \quad (4.42)$$

- Unghiul dintre ramurile lanțului  $\gamma$

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{p(z_2 - z_1)}{2 \cdot \pi \cdot A_{12}} \quad (4.43)$$

- Unghiul de înfășurare a lanțului pe roțile de lanț  $\beta_{1,2}$

$$\begin{cases} \beta_1 = \pi - \gamma & \beta_1^{\circ} = 180^{\circ} - \gamma^{\circ} \geq 135^{\circ} \\ \beta_2 = \pi + \gamma & \beta_2^{\circ} = 180^{\circ} + \gamma^{\circ} \end{cases} \quad (4.44)$$

- Viteza lanțului  $v$  [m/s]

$$v = \frac{p \cdot z_1 \cdot n_1}{60 \cdot 1000} \leq v_{adm} = 7,3 \text{ m/s} \quad (4.45)$$

### 4.3.2. Verificarea lanțului

Calculul de verificare a lanțului constă în calculul la uzare a lanțului, calculul de rezistență la rupere la oboseală a elementelor zalelor și calculul de rezistență la solicitări dinamice (distrugerea prin spargerea roților sau a bușelor).

#### A. Rezistența la uzare a lanțului

Calculul de rezistență la uzare se apreciază prin presiunea efectivă de contact existentă între rola și bolțul lanțului. Se consideră o distribuție de presiune constantă atât pe direcție radială, cât și de-a lungul bolțului.

$$p_m = \frac{F_1}{j \cdot a_1 \cdot d_3} \leq p_{adm} = c_u \cdot c_{rs} \cdot c_f \cdot p_{ca}^* \quad (4.46)$$

unde:

- $F_1$  - forța din ramura conducătoare

$$F_1 = F_u + F_c + F_g \quad (4.47)$$

în care:

- $F_u$  - forța utilă de transmis [N]

$$F_u = \frac{1000P}{v} \quad (4.48)$$

- $P$  - puterea de transmis în [kW]
- $v$  - viteza lanțului în [m/s]
- $F_c$  - componenta din forța centrifugă care solicită lanțul la tracțiune în [N]

$$F_c = q v^2 \quad (4.49)$$

- $q$  - masa lanțului pe metru liniar în [Kg / m] s-a ales odată cu tipul lanțului din tabel 4.19
- $F_g$  - forța de întindere a lanțului datorată greutateii celor două ramuri ale transmisiei [N]

$$F_g \approx c_t \cdot g \cdot q \cdot A_{12} \cdot 10^{-3} \quad (4.50)$$

$$c_t \approx A_{12} / 8 \cdot s \quad (4.51)$$

- $s$  - săgeata ramurii conduse
- $g$  - accelerația gravitațională  $g \approx 10 \text{ m/s}^2$

$$s = A_{12} \cdot s_r / 100 \quad (4.52)$$

- $s_r$  - săgeata relativă,  $s_r = (1 \dots 3)\%$
- $j$  - numărul de rânduri de zale ale lanțului multiplu (pentru lanțul simplu  $j = 1$ )
- $a_1$  - lungimea bucșei (vezi fig. 4.13 și tabel 4.19)
- $d_3$  - diametrul bolțului (vezi fig. 4.13 și tabel 4.19)
- $p_{adm}$  - presiunea de contact admisibilă
- $c_u$  - coeficientul regimului de ungere se alege din tabel 4.20 și 4.21, în funcție de metoda de ungere și de viteza lanțului; pentru calculul debitului de ungere necesar se indică următoarea relație empirică:  $n_p = v \cdot p / 10$ , unde:  $n_p$  – numărul de picături / minut și rânduri de zale
- $c_{rs}$  - coeficientul regimului de solicitare; se adoptă din fig. 4.14, în funcție de  $c_s$  (tabel 4.15).
- $c_f$  - coeficientul drumului de frecare

$$c_f \approx 6,1 \sqrt[3]{\frac{i_{TL}}{L_h} \left( \frac{A_p}{1 + i_{TL}} + 4,75 \right)} \quad (4.53)$$

în care:

- $L_h$  - durata de funcționare exprimată în ore, se adoptă, de regulă, la valori de 8.000...10.000 ore
- $A_p$  - distanța dintre axe exprimată în număr de pași ai lanțului

$$A_p = A_{12} / p \quad (4.54)$$

- $i_{TL}$  - raportul de transmitere
- $p_{ca}^*$  - presiunea de referință admisibilă, care se alege în funcție de viteză și numărul de dinți ai roții conducătoare din tabelul 4.22.

Alegerea uleiului pentru transmisii prin lanț se adoptă în funcție de viteza lanțului, de vîscozitatea cinematică a lui, la temperatura de 50° C și de temperatura medie de funcționare din tabel 4.20.

**Tabel 4.20**

Viteza lanțului [m/s]	Temperatura de funcționare 40°C		Temperatura de funcționare 40 - 75°C	
	Sistemul de ungere			
	manual	prin picurare	în baie de ulei	prin pulverizare
< 2,5	C 255	I 65; I 70	I 42	
2,5 ... 8		C 255	I 65; I 70	
8 ... 10			C 255	
> 10				I 130; I 145

I - ulei industrial - STAS 383-70; C - ulei pentru cilindri - STAS 385-70.

Vîscozitatea cinematică [cSt], la temperatura de 50° C, se determină în funcție de presiunea medie de contact dintre bolț și bucșă și de viteza lanțului, conform relațiilor (4.55).

Tabel 4.21

Viteza periferică $v$ [m/s]	Metoda de ungere						
	Favorabilă	Admisibilă	Favorabilă și admisibilă	Defectuasă		Fără ungere <sup>xxx</sup>	
				fără	cu		
				impurități			
$c_u$							
< 4	Prin picurare:  4-12 picături pe minut	Cu unsoare consistentă; - pentru umidități mari și temperaturi mai mici de 60° U 75 Ca2; U 85 Ca3 - pentru mediu uscat și temperaturi mai mari de 60°C: UM 165 Li Ca 1; UM 170 Li Ca 2. Ungere manuală.	1,00	0,6	0,3	0,15	
< 7	Prin imersiune.	Prin picurare aproximativ 20 picături pe minut.		0,3	0,15	Inadmisibil	
≤ 12	Cu presiune	Din baie cu roată de barbotare <sup>x)</sup>		Inadmisibil			
> 12	Cu pulverizare (cu diuze pentru pulverizare fină). Răcirea forțată este în general necesară.	Cu presiune					

x) Lanțul nu trebuie să imerseze în baia de lubrifiant.

xx) O durabilitate de 10.000 ore de exploatare nu este posibilă.

Tabel 4.22

$v$ m/s	Numărul de dinți ai roții conduse $z_1$												
	11	12	14	15	16	17	18	20	21	22	23	24	25
	Presiunea de referință admisibilă $p^*_{ca}$ [MPa]												
0,1	31,9	31,9	32,0	32,0	32,1	32,4	32,6	32,7	33,1	33,1	33,1	33,1	33,5
0,2	28,5	29,8	30,7	30,8	30,8	31,0	31,0	31,3	31,6	31,8	32,1	32,3	32,5
0,4	26,4	27,6	28,8	29,0	29,2	29,5	29,7	30,0	30,2	30,3	30,5	30,8	31,1
0,6	24,6	25,6	27,3	27,6	27,9	28,3	28,4	28,9	29,0	29,2	29,6	30,0	30,3
0,8	22,9	24,3	25,8	26,2	26,7	27,1	27,3	27,8	28,1	28,3	28,5	28,9	29,1
1	21,7	23,1	24,6	25,2	25,9	26,1	26,4	27,2	27,3	27,6	28,0	28,2	28,5
1,5	19,0	20,4	22,5	23,2	23,8	24,5	24,8	25,4	25,7	26,0	26,3	26,5	26,7
2	17,0	18,4	20,6	21,5	22,2	22,6	23,2	24,1	24,4	24,7	25,0	25,3	25,6
2,5	15,4	16,9	19,3	20,2	20,9	21,3	21,9	22,7	23,1	23,5	23,9	24,2	24,6
3	13,9	15,5	17,9	18,9	19,8	20,4	20,9	21,7	22,1	22,5	22,8	23,2	23,5
4	11,6	13,3	15,9	17,0	17,8	18,5	19,1	20,0	20,4	20,8	21,1	21,5	21,8
5	9,5	11,3	14,2	15,2	16,2	17,0	17,7	18,7	19,1	19,4	19,8	20,1	20,5
6	-	9,7	12,8	13,9	15,0	15,8	16,5	17,3	17,8	18,2	18,6	19,0	19,3
7	-	-	11,2	12,6	13,8	14,6	15,3	16,3	16,8	17,2	17,6	18,0	18,4
8	-	-	10,0	11,4	12,5	13,6	14,3	15,5	15,9	16,4	16,8	17,2	17,5
10	-	-	-	9,3	10,7	11,7	12,6	13,9	14,3	14,7	15,2	15,6	15,9
12	-	-	-	-	9,0	10,1	11,2	12,6	13,1	13,6	14,0	14,3	14,7
15	-	-	-	-	-	8,0	9,3	10,8	11,4	11,9	12,4	12,8	13,2
18	-	-	-	-	-	-	7,5	9,1	9,7	10,3	10,9	11,4	11,8
21	-	-	-	-	-	-	-	7,7	8,3	9,0	9,6	10,1	10,5
24	-	-	-	-	-	-	-	6,0	6,8	7,5	8,2	8,8	9,3

**Observație:** Pe cât posibil se vor evita condițiile de exploatare de sub linia în trepte.

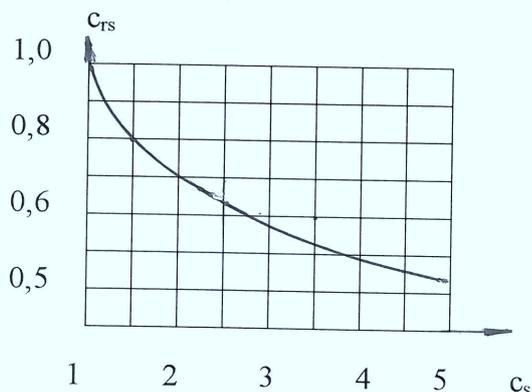


Fig. 4.14

$$\begin{aligned}
 v_{50} &= p_{cm} + 6 \cdot v && \text{- pentru transmisii deschise} \\
 v_{60} &= p_{cm} + 3 \cdot v && \text{- pentru transmisii închise.} \quad (4.55)
 \end{aligned}$$

### B. Rezistența la rupere a elementelor zalelor lanțului

Rezistența elementelor zalelor lanțului se calculează atât la solicitare statică, cât și la solicitare variabilă (solicitare de oboseală). Solicitarea statică se exprimă prin intermediul coeficientului de siguranță static  $c_{st}$ :

$$c_{st} = S_r / F_l \geq c_{adm\ st} = 7 \quad (4.56)$$

unde:

- $S_r$  - sarcina statică minimă de rupere a lanțului este indicată în tabel 4.19 pentru lanțul ales ;
- $F_l$  - forța din ramura conducătoare s-a calculat cu relația (4.47).

Calculul de rezistență la solicitarea variabilă a lanțului se exprimă prin coeficientul de siguranță  $c_v$  și se determină în funcție de sarcina statică de rupere, de forța din ramura conducătoare și de coeficientul de suprasarcină  $c_s$  (tabel 4.15).

$$c_v = \frac{S_r}{c_s \cdot F_l} \geq c_{adm\ v} = 5 \quad (4.57)$$

### C. Rezistența la șoc (distrugerea prin spargere) a roților sau a bușelor

Calculul de rezistență la șoc a elementelor lanțului constă în limitarea turației roții mici de lanț și a frecvenței angrenării zalelor de lanț cu dinții roților de lanț:

$$n_l \leq n_{l\ max\ adm} \quad (4.58)$$

$$f_x = \frac{n_l \cdot z_l}{15 \cdot x_t} \leq f_{x\ max\ adm} \quad (4.58')$$

Valorile frecvenței maxime admisibile  $f_{x\ max\ adm}$  și ale turației maxime admisibile  $n_{l\ max}$  sunt indicate în tabel 4.23, respectiv tabel 4.24. În calculul frecvenței ciocnirilor se consideră a avea loc patru șocuri pe un parcurs complet al unei zale.

Tabel 4.23

#### Frecvența maximă admisibilă

Tipul lanțului	Pasul lanțului $p$ [mm]							
	12	15	19,05	25	30	38,1	44,45	50
	12,7	15,87	20	25,4	31,75	40	45	50,8
Cu eclise dințate	85	65	50	30	25	-	-	-
Cu bușe și cu bușe și role	60	50	35	30	25	20	15	15

Tabel 4.24

## Turația maximă admisibilă a pinionului

Tipul lanțului	Numărul de dinți ai roții mici, $z_1$	Pasul lanțului $p$ [mm]								
		12	15	19,05	25	30	35	40	45	50
		12,70	15,87	20	25,40	31,75				
Lanț cu bucușe și lanț cu bucușe și role	15	2300	1900	1350	1150	1000	800	750	650	600
	19	2400	2000	1450	1200	1050	850	800	700	650
	23	2500	2100	1500	1250	1100	900	800	750	650
	27	2550	2150	1550	1300	1100	900	850	750	700
	30	2600	2200	1550	1300	1100	900	850	750	700
Lanț cu eclise dințate	17-35	3300	2650	2200	1650	1300	-	-	-	-

## 4.3.3. Proiectarea roților de lanț

Materialul, forma și dimensiunile danturii roților de lanț depind de tipul lanțului (cu bolțuri, cu bucușe, cu role), de felul și mărimea lanțului (simplu sau multiplu), de condițiile de exploatare (sarcină, viteză) și de condițiile de montaj.

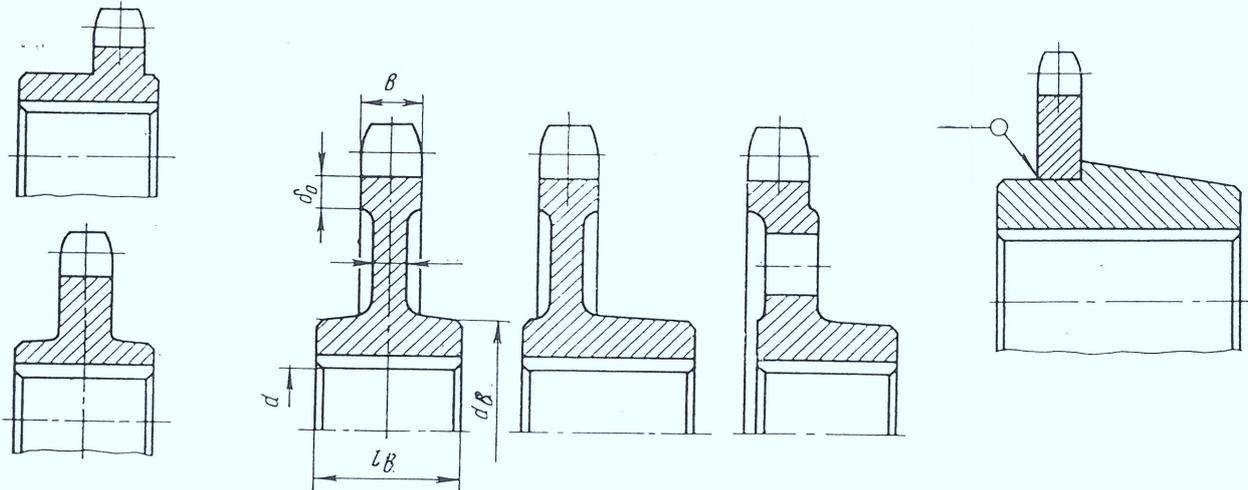
Tabel 4.25

Material	Tratament termic	Duritatea Rockwell HRC	Rezistența la tracțiune [MPa]	Recomandări de utilizare pentru:
OLC 10 OLC 15 OLC 20	Cementat călit și revenit. Adâncimea stratului de cementare după rectificare 0,8 ... 1,2 mm.	52 - 60	4,5	Roți conducătoare cu număr mic de dinți ( $z_1 < 30$ ), la transmisiile cu viteze mari și sarcini medii.
OLC 35 OLC 45 OLC 50	Normalizat la duritatea de 156 ... 196 HB.	-	5,5	Roți conduse cu număr mare de dinți $z_2 > 30$ , în condiții normale de lucru.
OLC 45 OLC 50	Călit și revenit.	40 - 50	8,0	Roți conducătoare și conduse ( $z_{1,2} < 40$ ), lucrând cu viteze și sarcini medii.
40 C 10	Călit și revenit.	45 - 50	9,0	Roți conducătoare pentru lanțuri de precizie și rezistență sporită.
	Călit prin CIF.	52 - 56		
Fc - M 320 Fc - M 260	Călit pe adâncimea de 3 mm la duritatea de 280 ... 300 HB.	-	-	Roți conducătoare și conduse, lucrând în condiții de uzare abrazivă (praf, umiditate).
Textolit	-	-	-	Roți conducătoare și conduse ale transmisiilor cu viteze mari și puteri mici ( $\leq 4,5$ kW).

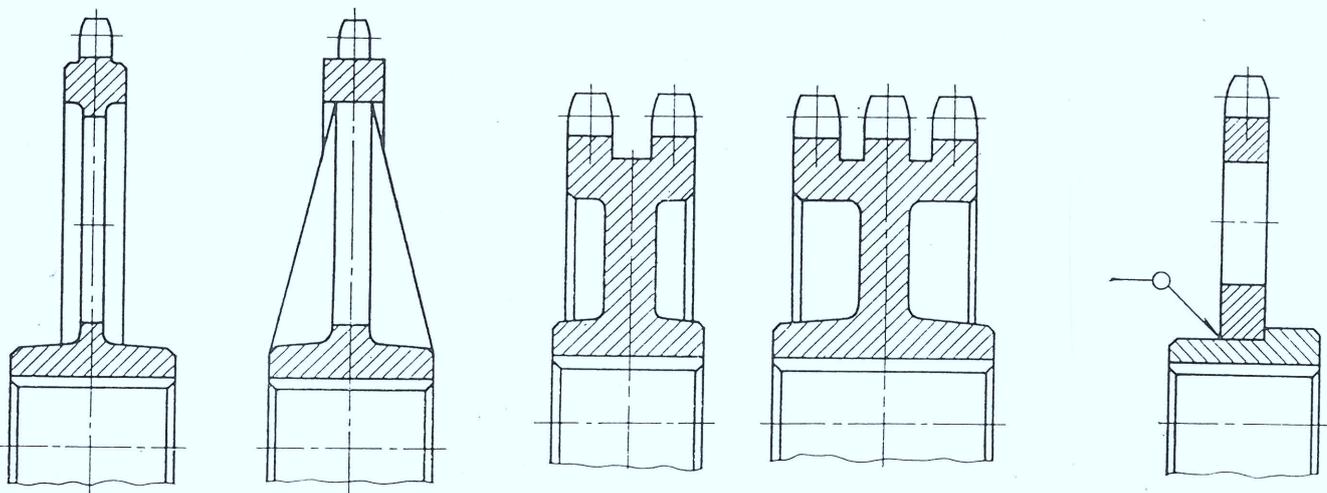
În tabelul 4.25 sunt indicate materialele pentru roțile de lanț și câteva recomandări privind utilizarea acestora.

Semifabricatele necesare realizării roților de lanț se execută prin forjare (matrițare), turnare sau din elemente sudate, cu prelucrare mecanică ulterioară în funcție de forma roții, mărimea diametrului de divizare și de seria de fabricație (numărul de bucăți ce urmează a fi fabricate în cadrul unei comenzi).

În fig. 4.15 sunt reprezentate unele exemple de roți de lanț în execuție normală, iar în fig. 4.16 exemple de forme de roți speciale (limitatoare de moment, amortizoare de oscilații torsionale, lanțuri pentru transportoare).



a) Forme constructive recomandate pentru roți cu diametre de divizare mici



b) Forme constructive recomandate pentru roți cu diametre de divizare medii și mari

Fig. 4.15

Geometria danturii roților de lanț este definită atât în plan frontal, cât și în plan axial. Profilul danturii, precum și forma parametrilor geometrici, se pot defini astfel în cele două plane.

Forma și dimensiunile frontale ale danturii roților de lanț pentru lanțuri cu role și zale scurte STAS 5006-82 sunt prezentate în fig. 4.17 și tabel 4.26.

Forma și dimensiunile axiale ale danturii roților de lanț sunt prezentate în fig. 4.18 și tabel 4.27.

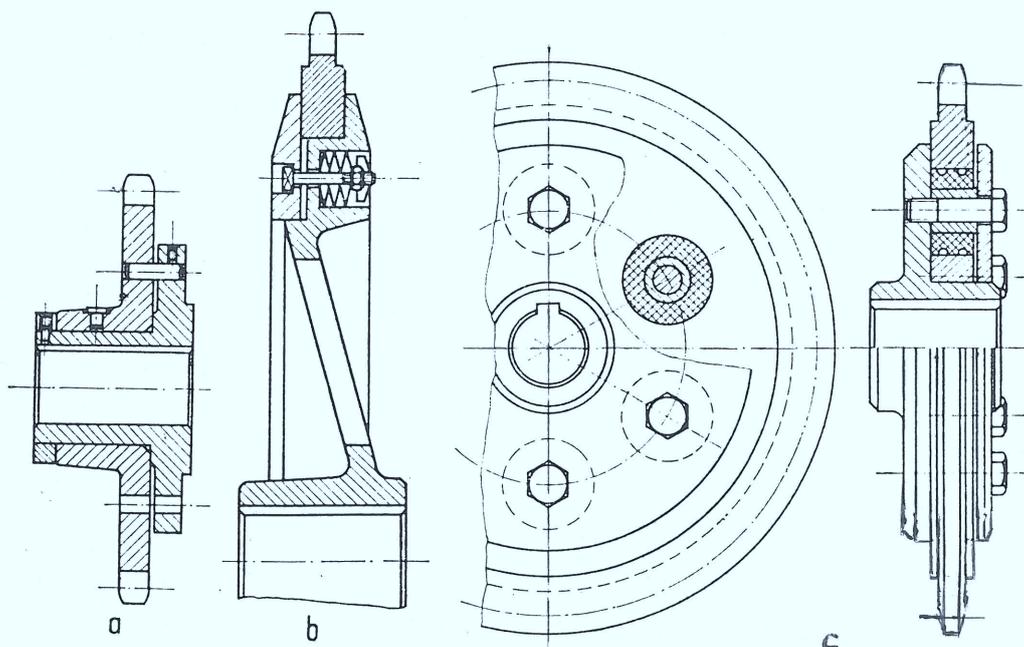


Fig. 4.16

Tabel 4.26

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	Formula de calcul	Abateri limită
1	Pasul pe coardă	$p$	este egal cu pasul lanțului	-
2	Diametrul de divizare	$D_d$	$D_d = p / \sin(180^\circ / z)$	-
3	Diametrul nominal al rolei lanțului	$d_1$	conform standardelor de lanțuri	-
4	Diametrul de fund	$D_i$	$D_i = D_d - d_1$	$h 10$
5	Diametrul de vârf	$D_e$	$D_{e \max} = D_d + 1,25 p - d_1$ $D_{e \min} = D_d + p \left(1 - \frac{1,6}{z}\right) - d_1$	$D_{e \min} \leq D_e \leq D_{e \max}$
6	Diametrul rolei-calibru	$d_c$	$d_c = d_1$	+ 0,01 mm
7	Dimensiunea peste role	$M$	La nr. par de dinți (fig.4.17 a) $M = D_d + d_{c \text{ nominal}}$ La nr. impar de dinți (fig.4.17 b) $M = D_d \cdot \cos \frac{90^\circ}{z} + d_{c \text{ nominal}}$	Abaterile limită ale diametrului de fund $D_i$ al roții
8	Raza de curbură a locașului rolei	$R_1$	Profil minim	Profil maxim
			$R_{1 \min} = 0,505 d_1$	$R_{1 \max} = 0,505 d_1 + 0,069 \sqrt[3]{d_1}$
9	Unghiul locașului rolei	$\delta$	$\delta_{\max} = 140^\circ - \frac{90^\circ}{z}$	$\delta_{\min} = 120^\circ - \frac{90^\circ}{z}$
10	Raza de curbură a flancului dintelui	$R_2$	$R_{2 \min} = 0,12 d_1 (z + 2)$	$R_{2 \max} = 8 \cdot d_1 \cdot (z^2 + 180) 10^{-3}$

**Tabel 4.27**

Nr. crt.	Denumirea	Simbol	Formula de calcul		Abateri limită	
1	Lățimea dintelui	$B_1$	Felul lanțului	$p \leq 12,7 \text{ mm}$	$p \leq 12,7 \text{ mm}$	$h 12$
			simplu	$B_1 = 0,93 a_{min}$	$B_1 = 0,95 a_{min}$	
			dublu și triplu	$B_1 = 0,91 a_{min}$	$B_1 = 0,93 a_{min}$	
			multiplu	$B_1 = 0,88 a_{min}$	$B_1 = 0,90 a_{min}$	
2	Lățimea danturii	$B_2$ $B_3$ $B_j$	$B_2 = B_1 + e$ , pentru lanțuri duble $B_3 = B_1 + 2e$ , pentru lanțuri triple $B_j = B_1 + (j - 1)e$ pentru lanțuri multiple		$h 12$	
3	Teșirea dintelui	$f$	$f = 0,1p \dots 0,15p$		-	
4	Raza de teșire minimă	$R_{3 \text{ min}}$	$R_{3 \text{ min}} = p$			
5	Raza efectivă de racordare la obada roții	$R_{4 \text{ ef}}$	Se recomandă ca valori nominale $R_4 = 0,2 \text{ mm}$ pentru $p \leq 9,525$ $R_4 = 0,3 \text{ mm}$ pentru $9,525 < p \leq 19,05$ $R_4 = 0,4 \text{ mm}$ pentru $19,05 < p \leq 44,45$ $R_4 = 0,6 \text{ mm}$ pentru $p > 44,45$		-	
6	Diametrul obadei roții	$D_5$	$D_5 = p \text{ ctg} \frac{180^\circ}{z} - 1,05 b_{1 \text{ max}} - 2R_{4 \text{ ef}} - l$		-	

$e$  – distanța dintre rândurile de zale – tabel 4.19  
 $a_{min}$  – distanța minimă interioară dintre eclisele interioare ale lanțului, tabel 4.19  
 $b_{1 \text{ max}}$  – lățimea maximă a ecliselor zalelor interioare – tabel 4.19.

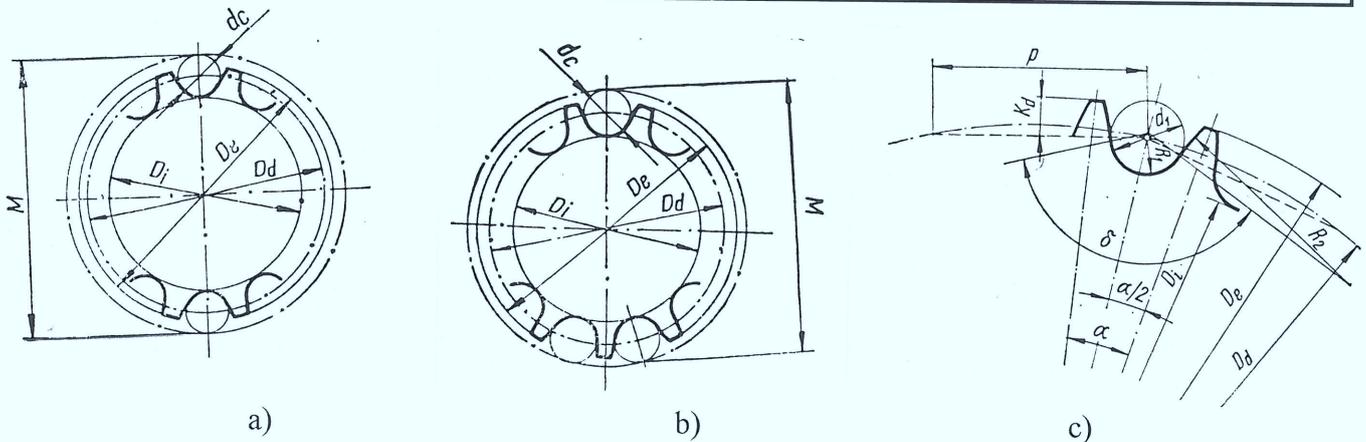


Fig. 4.17

Pentru celelalte tipuri de lanț (în afara lanțurilor cu role și zale scurte STAS 5006-82), prezentate în tabel 4.17 trebuie consultate standardele corespunzătoare în vederea stabilirii geometriei respectivelor roți de lanț.

Toleranțele de poziție ale danturii : bătaia radială ( $TB_r$ ) și frontală ( $TB_f$ ) ale danturii se determină față de alezajul butucului roții de lanț și se trec pe desenul de execuție al roții de lanț prezentat în anexa 4.2, conform STAS 5013/5-02. Valorile standardizate ale acestor toleranțe sunt date în tabel 1.14, respectiv 1.13.

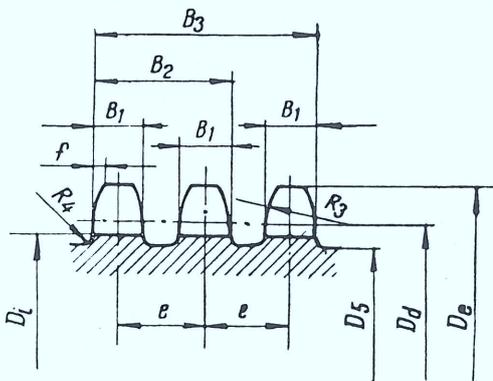


Fig. 4.18

- Bătaia radială a cercului de fund:

$$TB_r = 8 \cdot 10^{-4} \cdot D_i + 0,08 \quad [\text{mm}], \text{ fără a scădea sub } 0,15 \text{ mm sau a depăși } 0,76 \text{ mm};$$

- Bătaia frontală plană a dinților

$$TB_f = 9 \cdot 10^{-4} \cdot D_i + 0,08 \quad [\text{mm}], \text{ fără însă a scădea sub } 0,25 \text{ mm sau a depăși } 1,14 \text{ mm}.$$

#### 4.3.4. Montajul, reglarea și protecția transmisiilor prin lanț

Poziția relativă a mașinii de lucru și a mașinii motoare trebuie astfel aleasă încât ramura conducătoare să fie sus, așa cum se vede în fig. 4.19. Dacă din motive excepționale nu pot fi respectate pozițiile relative corecte, corespunzătoare unei funcționări favorabile, atunci este absolut obligatorie utilizarea unor dispozitive de reglare.

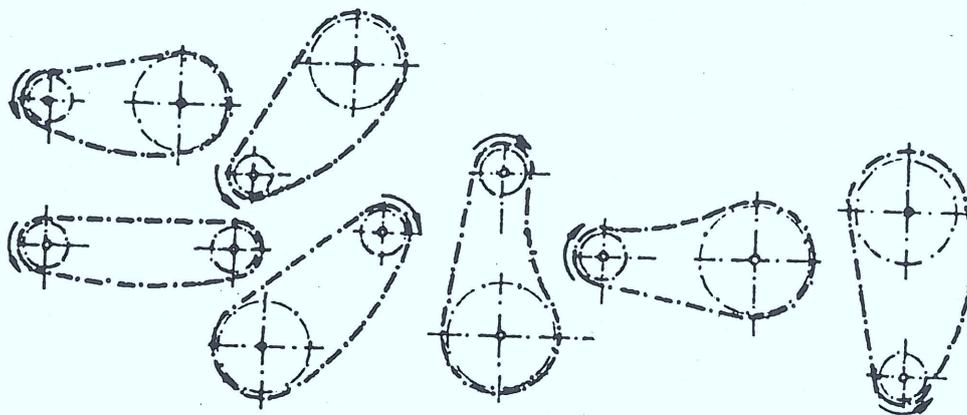


Fig. 4.19

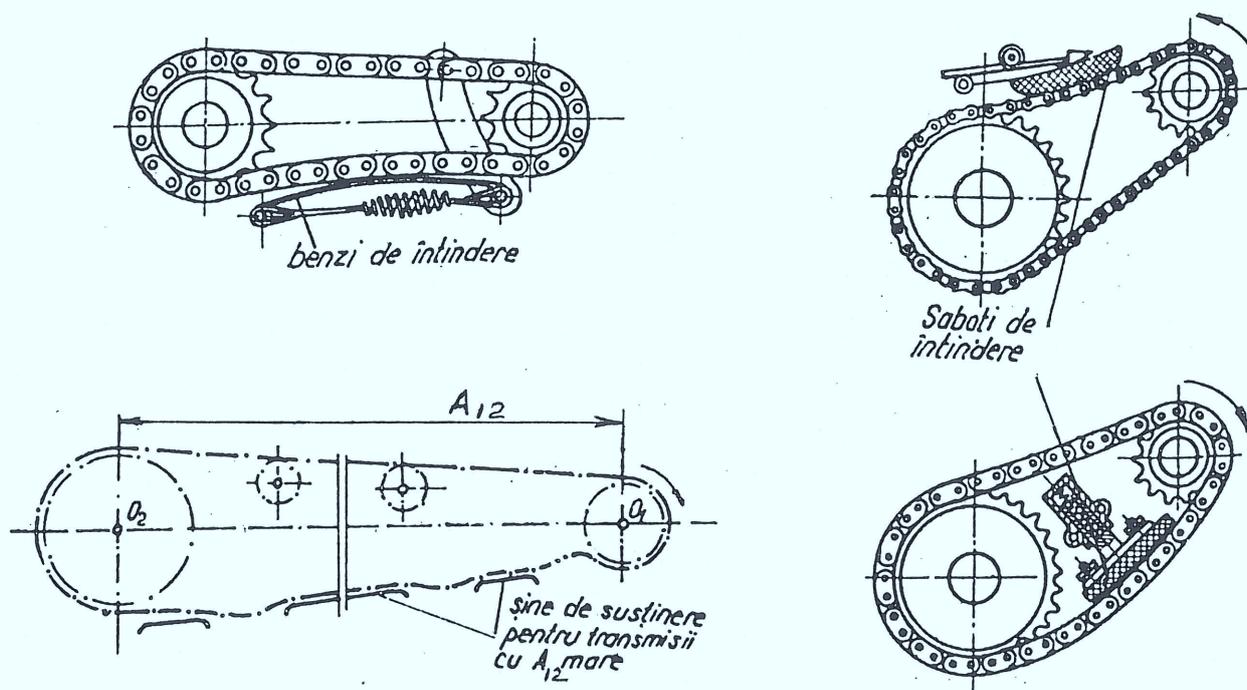


Fig. 4.20

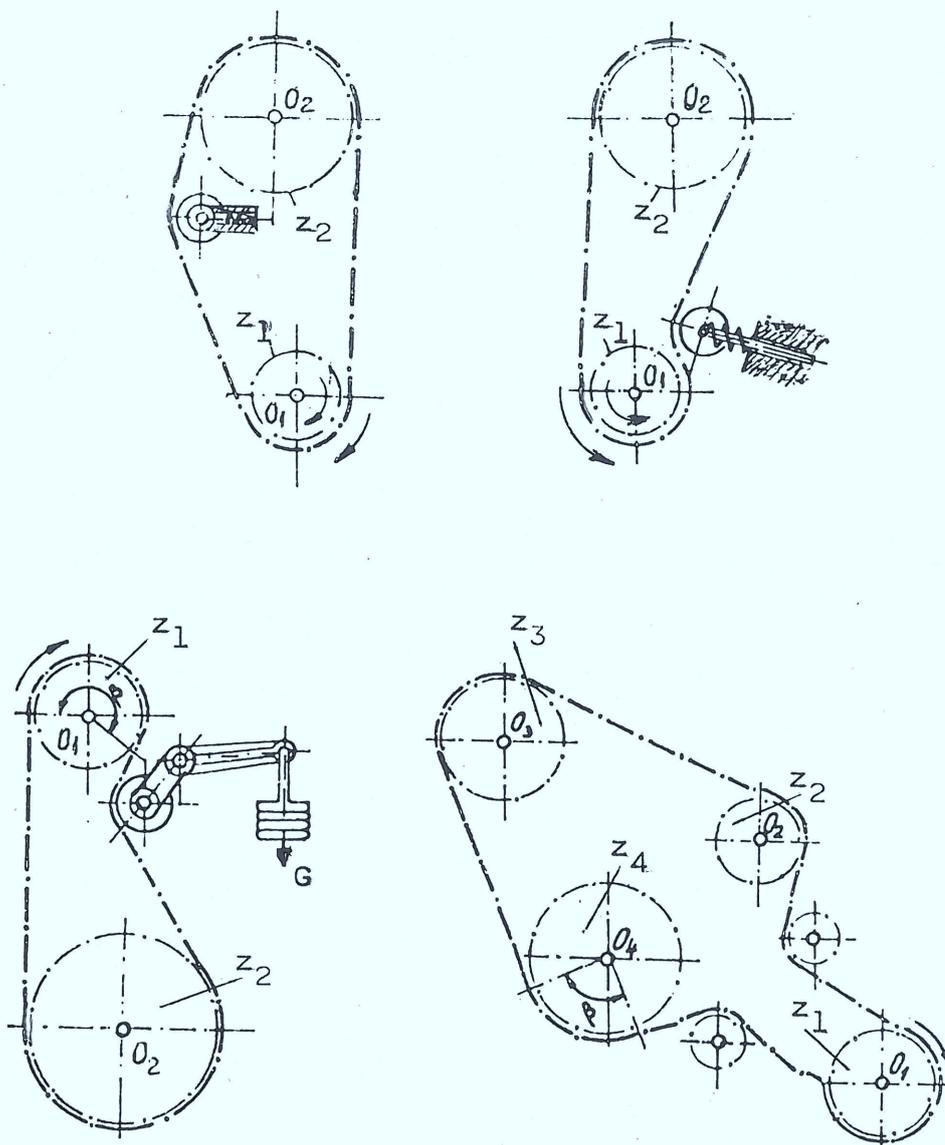


Fig. 4.21

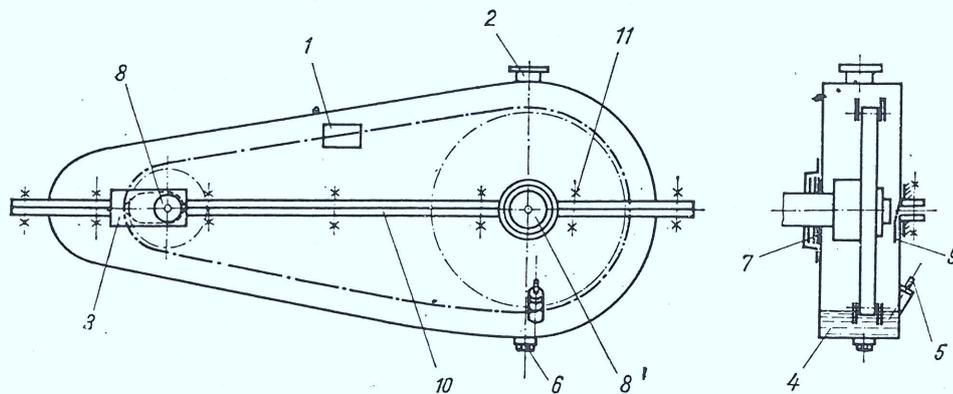
În cazul unui montaj corect se impune asigurarea paralelismului axelor arborilor transmisiilor și a coplaneității roților de lanț. Distanța dintre axe are în vedere realizarea unei săgeți corespunzătoare, dată de greutatea lanțului și care trebuie să se încadreze în anumite limite.

Dispozitivele de reglare au rolul de a întinde ramura condusă, de a regla mărimea unghiurilor de înfășurare a lanțului, de a limita amplitudinile vibrațiilor care pot apărea în timpul funcționării, ca urmare a înfășurării poligonale a lanțului pe roțile de lanț.

Plasarea dispozitivelor de reglare și formele lor constructive sunt indicate în fig.4.20 și fig. 4.21. În fig. 4.20 întinderea lanțului se realizează prin intermediul unei benzi de întindere sau saboți de întindere. Forța de apăsare a acestora poate fi obținută printr-un element elastic sau printr-un sistem hidraulic. În fig. 4.21, întinderea lanțului este realizată cu ajutorul roților presoare, care angrenează la rândul lor cu lanțul.

Protecția transmisiilor cu lanțuri se realizează cu ajutorul unei carcase simple sub formă de U, în cazul unor încărcări și turații reduse și cu ajutorul unei carcase complet închise, pentru încărcări și turații

ridicate. Elementele principale ale transmisiei prin lanț, precum și componentele carcasei, sunt prezentate în fig. 4.22.



- 1 – orificiu de observație; 2 – orificiu de alimentare cu ulei;  
 3 – deschideri laterale pentru reglarea distanței dintre axe;  
 4 – bazin de ulei; 5 – indicator de nivel al uleiului;  
 6 – dop de golire; 7 – sistem de etanșare; 8, 8' – arbori;  
 9 – streășină de dirijare ulei și de izolare fonică; 10 – flanșe de asamblare;  
 11 – elemente de asamblare a carcasei.

Fig. 4.22

#### 4.4. PROIECTAREA UNEI TRANSMISII PRIN CURELE DINȚATE SINCRONE

Curelele dințate sincrone sunt utilizate în toate domeniile în care se impun: un sincronism de antrenare, absența întreținerii (retensionare, lubrificație) și funcționare silențioasă.

Curelele cu pasul mai mic de 5 mm se folosesc în micromecanică (mașini de scris, informatică, camere video, camere de proiecție, magnetofone, aparate electrocasnice, elemente de automatizare etc.). Curelele cu pasul cuprins între 5 și 14 mm sunt utilizate ca transmisii de putere, acolo unde lanțurile prezintă probleme privind zgomotul și privind vitezele de lucru ( $v < 30 \text{ m/s}$ ). Aceste curele se folosesc la mașini unelte, mașini pentru industria lemnului, motoare eoliene, industria alimentară, aparatură electrocasnică, industria textilă, motocoltoare, motoare cu ardere internă, care funcționează la turații ridicate etc.

Curelele cu pasul mai mare de 14 mm se folosesc acolo unde sunt utilizate și transmisii prin lanț, uneori înlocuindu-le în domenii de utilizare, unde se impune zgomot redus în funcționare (de exemplu, pentru submarine nucleare).

Dezvoltarea acestui tip de transmisii se datorează avantajelor pe care le au:

- raport de transmitere riguros constant (sincronism în transmiterea vitezei de la o roată la alta);
- capacitate portantă mare, puteri de până la 400 kW;
- viteze periferice mari de până la 80 m/s;
- zgomot redus în funcționare;
- întreținere ușoară;
- forțe de întindere relativ mici care conduc la încărcări mici ale lagărelor arborilor roților.

Curelele sincrone se pot realiza fie cu dantură simplă dispusă la interior, fie cu dantură dublă cu dinții simetrici sau decalajați (vezi tabel 4.28).

Proiectarea unei transmisii prin curele dințate cuprinde:

- dimensionarea curelei dințate sincrone și stabilirea geometriei transmisiei prin curea;
- proiectarea roților de curea și asigurarea condițiilor de montaj;
- verificarea condițiilor de montaj corect.

În calculul de proiectare al unei transmisii prin curele sincrone dințate se consideră a fi cunoscute: puterea de transmis,  $P$  [kW], turațiile roților conducătoare  $n_1$ , respectiv conduse  $n_2$ , sau una dintre turații și raportul de transmitere  $i_{rc}$ , condițiile de lucru (dinamica privind funcționarea mașinii motoare și mașinii de lucru, evaluată printr-un factor de serviciu) și elementele privind gabaritul transmisiei (diametrul maxim al roților dințate, distanța dintre axe care poate fi impusă sau se adoptă constructiv).

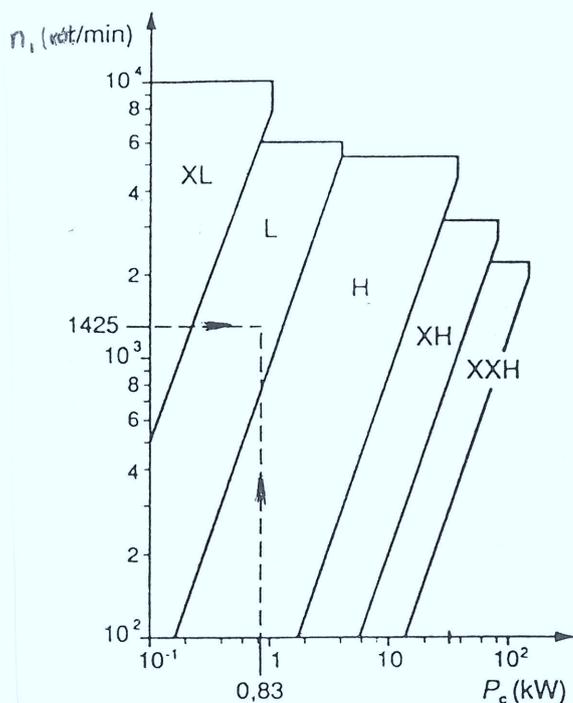
#### 4.4.1. Alegerea curelei dințate sincrone și dimensionarea transmisiei

Geometria curelei dințate sincrone este standardizată prin norme internaționale (ISO 5294).

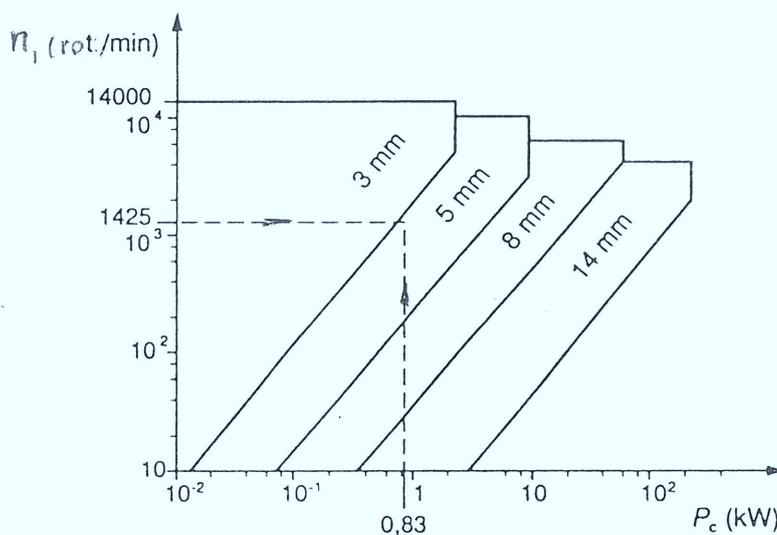
Curelele dințate sincrone actuale se execută în două variante constructive: cu profil trapezoidal (ISO 5296) și profil curbiliniu HTB (normele firmei Kleber – Industrie). Cele mai utilizate sunt cele cu profil trapezoidal, iar cele mai performante tehnic sunt cele cu profil curbiliniu. Curele cu profil trapezoidal sunt primele lansate pe piață pentru aplicații industriale și se întâlnesc în șapte mărimi: MXL, XXL, XL, L, H, XH, XXH, conform normei NF T 47-121, ISO / DIS 5296 cu pasul măsurat în inci:  $2/25$ ,  $1/8$ ,  $1/5$ ,  $3/8$ ,  $1/2$ ,  $7/8$ ,  $5/4$  și respectiv patru mărimi: T 2,5, T 5, T 10, T 20, conform DIN 7721 cu pasul măsurat în mm: 2,5, 5, 10, 20. Profilul L este în egală măsură utilizat pentru aplicații automobilistice, dar nu este compatibil cu profilul L din aplicațiile industriale.

În tabelul 4.28 sunt prezentate elementele geometrice ale curelelor dințate sincrone cu profil trapezoidal (ISO / DIS 5296) iar în tabelul 4.29 elementele geometrice ale curelelor dințate sincrone, cu profil curbiliniu HTD (normele firmei Kleber-Industrie).

Dimensionarea curelei dințate sincrone cuprinde alegerea profilului curelei, stabilirea geometriei transmisiei, determinarea lungimii și lățimii curelei.



a) Profil trapezoidal

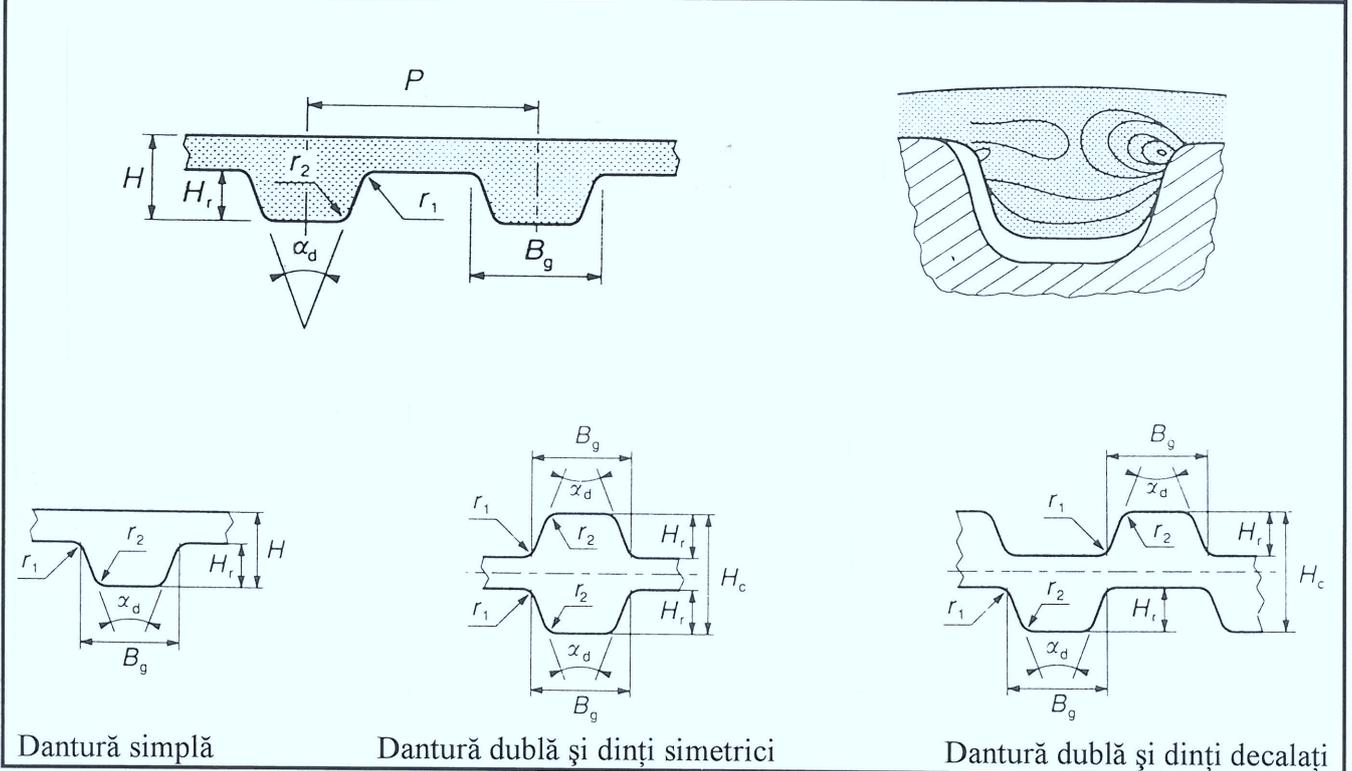


b) Profil curbiliniu

Fig. 4.23

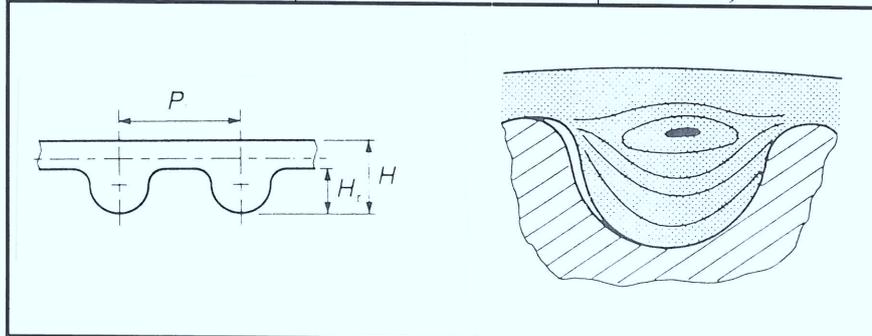
Tabel 4.28

Codul de pas	Pasul curelei $p$		$H$ [mm]	$H_t$ [mm]	$B_g$ [mm]	$r_2$ [mm]	$r_1$ [mm]	$\alpha^o_d$	$H_c$ [mm]
	[inci]	[mm]							
MXL	2/25	2,032	1,14	0,51	1,14	0,13	0,13	40	1,53
XXL	1/8	3,175	1,52	0,76	1,73	0,30	0,20	50	2,03
XL	1/5	5,080	2,30	1,27	2,57	0,38	0,38	50	3,05
L	3/8	9,525	3,60	1,91	4,65	0,51	0,51	40	4,58
H	1/2	12,700	4,30	2,29	6,12	1,02	1,02	40	5,95
XH	7/8	22,225	11,20	6,35	12,57	1,19	1,57	40	15,49
XXH	5/4	31,750	15,70	9,53	19,05	1,52	2,29	40	22,11



Tabel 4. 29

Pasul curelei $p$ [mm]	$H$ [mm]	$H_t$ [mm]
3	2,40	1,20
5	3,80	2,10
8	5,60	3,40
14	10,00	6,10



Alegerea profilului (tipodimensionarea curelei) se face pe baza unor nomograme în funcție de puterea de calcul (puterea de transmis corectată),  $P_c$  [kW], și de turația roții mici de curea  $n_1$  [rot/min]. Astfel, în fig.4.23 a) se prezintă nomograma pentru alegerea curelelor sincrone, având profilul trapezoidal iar în fig.4.23 b) nomograma pentru alegerea curelelor sincrone cu profil curbiliniu. Din nomogramă se stabilește codul (simbolul) de pas al curelei.

Puterea de calcul – puterea de transmis corectată  $P_c$  – se determină pe baza puterii de transmis  $P$  și a unui coeficient de funcționare (serviciu)  $c_f$ , care evidențiază regimul de lucru.

$$P_c = c_f P \quad (4.59)$$

Coeficientul  $c_f$  se poate aprecia în funcție de tipul mașinii motoare și de tipul mașinii de lucru, utilizându-se tabelul 4.9, în care sunt prezentate datele referitoare la transmisiile prin curele trapezoidale.

După alegerea codului (simbolului) de pas al curelei, din tabelele 4.28, sau 4.29, se aleg dimensiunile corespunzătoare ale curelei dințate cu profil trapezoidal, respectiv profil curbiliniu.

Alegerea numărului de dinți ai roții mici  $z_1$  se adoptă în condițiile asigurării unui gabarit minim al transmisiei, existenței unui număr mare de dinți aflați în contact direct cu cureaua (minim 6 dinți), pentru obținerea unei durabilități ridicate și asigurarea unei viteze sub limita maximă admisă.

Funcție de aceste două criterii, în tabelul 4.30 se indică numărul minim de dinți ai roții mici  $z_1$ , diametrul nominal minim al roții de curea (diametrul de divizare)  $D_{d1}$  și viteza maximă de utilizare a curelei.

$$D_{d1,2} = p \cdot z_{1,2} / \pi \quad (4.60)$$

$$v = \pi D_{d1} n_1 / (60 \cdot 1000) \quad (4.61)$$

**Tabel 4.30**

Codul(simbolul) de pas	Profil trapezoidal <sup>1)</sup>					Profil curbiliniu HTD			
	XL	L	H	XH	XXH	3mm	6mm	8mm	14mm
Numărul minim de dinți	10	12	16	18	22	10	14	22	28
Diametrul de divizare minim, [mm]	16,17	36,38	64,68	127,34	222,34	9,55	22,28	56,02	124,78
Viteza maximă admisă [m/s]	50	50	50	40	35	60	60	55	45

<sup>1)</sup> Valorile pentru profilele XXL și MXL nu sunt comunicate de firmele producătoare.

Numărul de dinți ai roții conduse  $z_2$  se determină pe baza raportului de transmitere:

$$z_2 = i_{TC} z_1 = (n_1 / n_2) z_1 \quad (4.62)$$

Diametrul de divizare al roții conduse  $D_{d2}$ , se determină cu ajutorul relației (4.60).

Se verifică dacă  $D_{d2}$  se încadrează în gabaritul maximal, atunci când acesta este impus. Dacă nu se încadrează, atunci se vor modifica  $z_1$  și  $z_2$  și implicit  $D_{d1}$  și  $D_{d2}$ .

Lungimea orientativă a curelei  $L^*$  se determină cu relația (4.63)

$$L^* = 2A^*_{12} + \frac{p}{2}(z_1 + z_2) + p^2 \frac{(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2 A^*_{12}} \quad (4.63)$$

unde  $A^*_{12}$  reprezintă distanța dintre axe orientativă care, dacă nu este impusă din alte considerente, se recomandă la valori cuprinse între  $(0,7 \dots 2) \cdot (D_{d1} + D_{d2})$ .

Numărul de dinți ai curelei  $z_c$  se adoptă la o valoare întreagă ( $z_c = [z^*_c]$ ) și trebuie să îndeplinească condiția din tabel 4.30, respectiv tabel 4.31.

$$z^*_c = L^* / p \quad (4.64)$$

Cu valoarea întreagă a numărului de dinți  $z_c$ , se calculează lungimea curelei  $L = z_c p$ .

Rezolvând ecuația de gradul II, dată de relația (4.65), se recalculează distanța dintre axe  $A_{12}$ , care acum este definitivă.

$$2A_{12}^2 - A_{12} \left[ L - \frac{P}{2}(z_1 + z_2) \right] + \frac{P^2(z_2 - z_1)^2}{4\pi^2} = 0 \quad (4.65)$$

**Tabel 4.31**

Simbolul curelei	Numărul de dinți recomandat pentru curea
XL	30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 115, 120, 125, 130
L	33, 40, 50, 56, 60, 64, 68, 72, 76, 80, 86, 92, 98, 104, 112, 120, 128, 136, 144, 160
H	48, 54, 60, 66, 72, 78, 84, 90, 96, 102, 108, 114, 120, 126, 132, 140, 150, 160, 170, 180, 200, 220, 250, 280, 340
XH	58, 64, 72, 80, 88, 96, 112, 128, 144, 160, 176, 200
XXH	56, 64, 72, 80, 96, 112, 128, 144

Determinarea numărului de dinți ai pinionului, aflați în contact cu dinții roții de curea (zona de înfășurare pe roata mică)  $z_\beta$ ,

$$z_\beta = \left[ \frac{z_1}{2} - \frac{P z_1}{2\pi^2 A_{12}} (z_2 - z_1) \right] \quad (4.66)$$

în care [x] este partea întreagă a numărului x ( $z_\beta$ , obținut cu relația (4.66) se rotunjește în minus la valoare întreagă).

Se recomandă ca numărul de dinți aflați în contact să îndeplinească condiția  $z_\beta \geq 6$ , dar se admite și  $z_\beta < 6$ , determinându-se în acest ultim caz un factor de corecție  $k_{z_\beta}$ .

Puterea transmisibilă a curelei dințate sincrone  $P_0$  se determină pentru o curea care are lățimea  $b_0$ , ale cărei valori sunt indicate în tabel 4.32.

Norme franceze NF 47-021 și ISO 5295 definesc puterea transmisibilă  $P_0$  ca puterea unei curele dințate sincrone, determinată în condiții geometrice date și pentru o durată de lucru (durabilitate) impusă. Aceste norme se aplică pentru curelele dințate cu profil trapezoidal, având simbolul de pas XL, L, H, XH, XXH și cu o aproximație suficient de bună pentru curelele dințate cu profilul dinților curbiliniu HTD (mărimea 3 mm, 5 mm, 8 mm, 14 mm).

Puterea transmisibilă pentru o curea cu lățimea de bază  $b_0$  ( $P_0$ ) și numărul minim de dinți din zona de înfășurare  $z_\beta \geq 6$  se determină cu relația (4.67).

$$P_0 = \frac{(F_a - m \cdot v^2)v}{1000} \quad (4.67)$$

în care:

- $F_a$  - forța maximă admisibilă din curea, având lățimea de bază  $b_0$ ;
- $M$  - masa curelei pe unitatea de lungime a curelei;
- $v$  - viteza curelei;
- valorile mărimilor  $F_a$ ,  $m$  și  $b_0$  sunt specificate în tabel 4.32 (după documentația Kleber-Industrie).

**Tabel 4.32**

Codul (simbol) de pas	Profil trapezoidal <sup>1)</sup>					Profil curbiliniu HTD			
	XL	L	H	XH	XXH	3 mm	5 mm	8 mm	14 mm
$F_a$ [N]	55	250	2100	4100	6400	50	130	850	2400
$m$ [kg/m]	0,021	0,075	0,330	1,200	2,100	0,018	0,040	0,125	0,395
$b_0$ [mm]	9,5	25,4	76,2	101,6	127,0	6,0	9,0	20,0	40,0

<sup>1)</sup> Valorile pentru profilele XXL și MXL nu sunt comunicate.

Puterea transmisibilă pentru o curea cu lăţimea  $b$  diferită de lăţimea de referinţă  $b_0$ , dată în tabel 4.32, şi cu un număr de dinţi aflaţi în contact cu pinionul  $z_\beta < 6$  este:

$$P_t = \left( k_{z\beta} k_b F_a - \frac{b \cdot m \cdot v^2}{b_0} \right) \frac{v}{1000} \quad (4.68)$$

unde:

- $k_{z\beta}$  - factorul de corecţie al numărului de dinţi ai roţii mici aflaţi în contact cu dinţii curelei
 

$k_{z\beta} = 1 - 0,2(6 - z_\beta)$	pentru $z_\beta < 6$
$k_{z\beta} = 1$	pentru $z_\beta \geq 6$ ;
- $k_b$  - factorul de corecţie al lăţimi curelei ţine seama de uniformitatea încărcării pe lăţimea danturii:

$$k_b = (b / b_0)^{1,14}$$

Calculul lăţimii curelei  $b$  se determină mai întâi cu oarecare aproximaţie, în funcţie de puterea de calcul  $P_c$  şi de puterea  $P_0$ , calculată cu relaţia (4.67). Lăţimea curelei  $b$  se stabileşte orientativ cu relaţia (4.69):

$$b = b_0 \left( \frac{P_c}{P_0} k_{z\beta} \right)^{1,14} \quad (4.69)$$

Lăţimea  $b$  obţinută din (4.69) se rotunjeşte la valoarea nominală cea mai apropiată. Unele firme producătoare de curele dinţate recomandă ca lăţimea curelei să fie exprimată în inci, rezultând astfel multipli, respectiv submultipli ai acestei unităţi de măsură. Pentru curelele cu profilul danturii trapezoidal se adoptă următoarele lăţimi de curea exprimate în inci: 1 / 4, 3 / 8, 1 / 2, 3 / 4, 1, 3 / 2, 2, 3, 4.

În tabel 4.33 sunt recomandate lăţimile de curea sincrone cu profilul dinţilor trapezoidal.

**Tabel 4.33**

Simbolul curelei	Lăţimea recomandată a curelei dinţate sincrone [inci]
XL	1 / 4, 3 / 8
L	1 / 2, 1, 3 / 8
H	3 / 4, 1, 3 / 2, 2, 3
XH	2, 3, 4
XXH	2, 3, 4, 5

Pentru cureaua dinţată, sincronă cu profilul danturii curbiliniu, lăţimea curelei se adoptă la valoarea cea mai apropiată, indicată de constructorul de curele dinţate sincrone cu profilul danturii curbiliniu (HTD). Cu lăţimea danturii astfel determinată se calculează puterea capabilă transmisă  $P_t$ , care se determină cu ajutorul relaţiei (4.68) şi care trebuie să fie mai mare sau egală cu puterea de calcul  $P_c$ .

#### 4.4.2. Proiectarea roţilor de curea dinţată

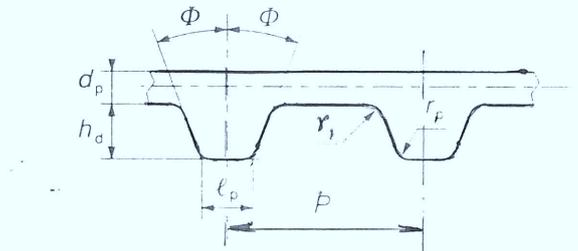
Roata de curea are dinţii dispuşi echidistant pe periferie (fig.4.24) şi poate avea sau nu, flanşe laterale care să permită ghidarea curelei şi, totodată, să evite aruncarea laterală a curelei de pe roată. De regulă, una din roţi trebuie să aibă flanşe laterale, pe când pentru cealaltă nu sunt obligatorii aceste flanşe. Roţile de curea pot fi confecţionate din fontă sau oţel. Materialele plastice sau aliajele de aluminiu pot fi utilizate numai acolo unde transmisia prin curea are rol cinematic şi nu se transmit puteri mari.

Roata de curea de lăţime dată (fig. 4.24) este definită prin:

- pasul de bază echivalent al curelei respective  $p$ ;
- numărul de dinţi  $z$  ai roţii.

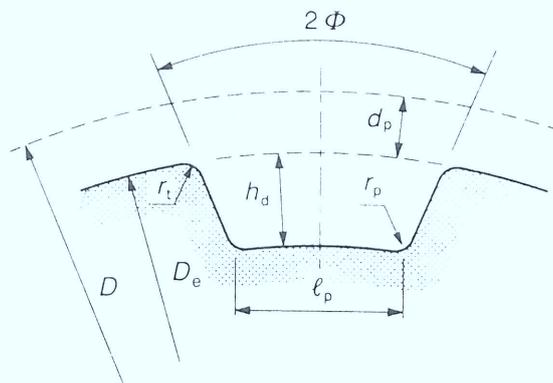
Tabel 4.34

Codul de pas	Numărul de dinți ai curelei	$p$ [mm] $\pm 0,003$	$\phi^\circ$ $\pm 0,12$	$h_d$ [mm] $+0,05$ $0$	$\ell_p$ [mm] $+0,05$ $0$	$r_p$ [mm] $\pm 0,03$	$r_l$ [mm] $\pm 0,03$	$2d_p$ [mm]
MXL	$10 < z < 23$	2,032	28	0,64	0,61	0,3	0,23	0,508
	$z > 24$		20		0,67			
XXL	$z > 10$	3,175	25	0,84	0,96	0,3	0,28	0,508
XL	$z > 10$	5,08	25	1,4	1,27	0,61	0,61	0,508
L	$z > 10$	9,525	20	2,13	3,1	0,86	0,53	0,762
H	$14 < z < 19$	12,7	20	2,59	4,24	1,47	1,04	1,372
	$z > 19$						1,42	
XH	$z > 18$	22,225	20	6,88	7,59	2,01	1,93	2,794
XXH	$z > 18$	31,75	20	10,29	11,61	2,69	2,82	3,048



Tabel 4.35

Codul de pas	$P_b$ [mm] $\pm 0,003$	$\phi^\circ$ $\pm 1,5$	$h_d$ [mm]	$\ell_p$ [mm]	$r_p$ [mm]	$r_l$ [mm]	$2d_p$ [mm]
MXL	2,032	20	0,69 <sub>-0,05</sub>	0,84 <sup>±0,05</sup>	0,25	0,13 <sup>+0,05</sup>	0,508
XXL	3,175	25	0,84 <sub>-0,05</sub>	0,96 <sup>±0,05</sup>	0,35	0,3 <sup>+0,05</sup>	0,508
XL	5,08	25	1,65 <sub>-0,08</sub>	1,32 <sup>±0,05</sup>	0,41	0,64 <sup>+0,05</sup>	0,508
L	9,525	20	2,67 <sub>-0,10</sub>	3,05 <sup>±0,1</sup>	1,19	1,17 <sup>+0,13</sup>	0,762
H	12,7	20	3,05 <sub>-0,13</sub>	4,19 <sup>±0,13</sup>	1,60	1,6 <sup>+0,13</sup>	1,372
XH	22,225	20	7,14 <sub>-0,13</sub>	7,09 <sup>±0,15</sup>	1,98	2,39 <sup>+0,13</sup>	2,794
XXH	31,75	20	10,31 <sub>-0,13</sub>	12,17 <sup>±0,18</sup>	3,96	3,18 <sup>+0,13</sup>	3,048



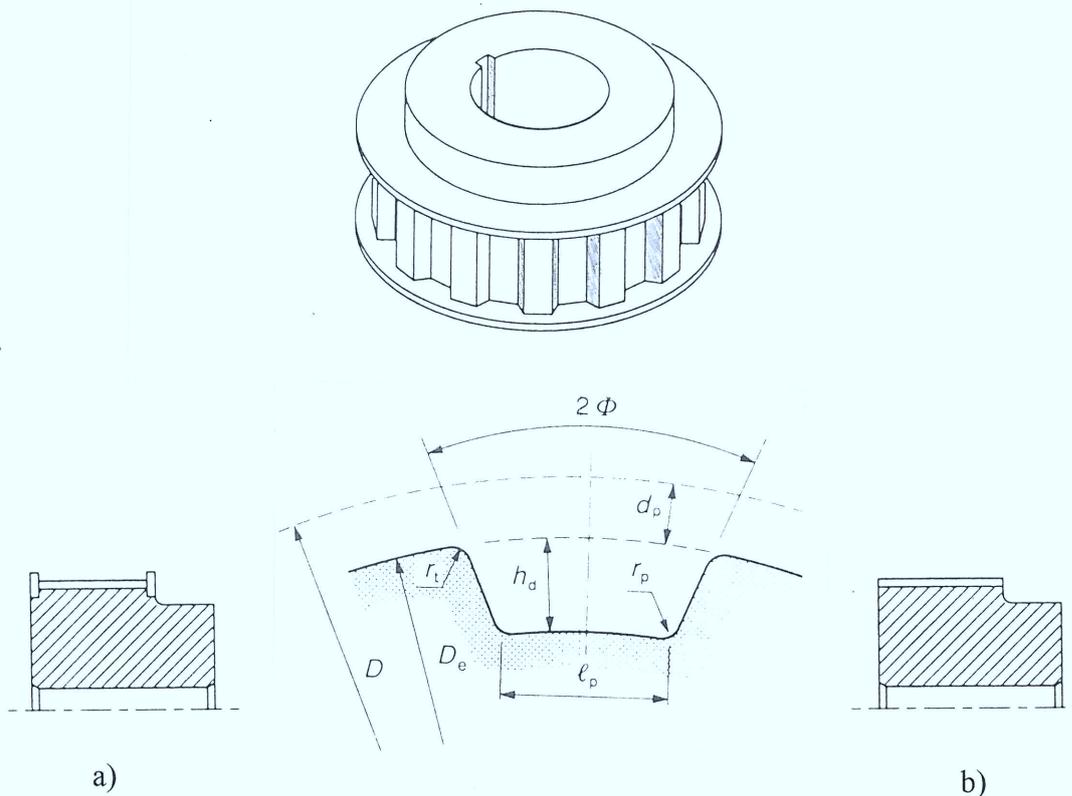


Fig. 4.24

- diametrul de divizare  $D_d$  care corespunde diametrului unui cilindru fictiv (cilindrul de divizare), coaxial cu cureaua și care ajută la definirea cotelor dinților roții și a pasului ca atare; linia primitivă a curelei se găsește pe acest cilindru de divizare;

$$D_d = z p / \pi \quad (4.70)$$

- diametrul exterior  $D_e$  sau diametrul de vârf al dintelui;

$$D_e = D_d - 2d_p \quad (4.71)$$

unde  $d_p$  reprezintă grosimea față de linia primitivă a curelei și este dată în tabel 4.34, respectiv 4.35.

- înălțimea dintelui roții  $h_d$  se adoptă din tabel 4.34, respectiv 4.35;
- razele de curbură ale capului și respectiv piciorului dintelui  $r_t$  și  $r_p$  sunt recomandate în tabel 4.34;
- coarda golului dintelui  $l_p$  măsurată la piciorul acestuia are valorile recomandate în tabel 4.34 pentru fiecare tip de curea;
- unghiul la vârf al golului dintelui  $2\phi$  se adoptă la valori recomandate în tabel 4.35.

Tabel 4.36

Codul de pas	$h_l$ [mm]
MXL	0,5
XXL	0,8
XL	1
L	1,5
H	2
XH	4,8
XXH	6,1

În tabel 4.35 sunt date numai cotele roților pentru curele dințate cu profil trapezoidal (conform normelor ISO). Cotele pentru curele cu profilul danturii curbiliniu sunt definite de către fiecare fabricant de curele dințate de acest tip.

Cremaliera de referință pentru realizarea flancurilor roților de curea este prezentată în tabel 4.34 (dimensiuni și toleranțe ISO/DIS 5294).

Dimensiunile și toleranțele pentru o roată cu dinți cu flancuri drepte sunt prezentate în tabel 4.35 (ISO/DIS 5294). Dimensiunile flanșelor laterale, precum și forma constructivă a acestora, sunt prezentate în tabel 4.35.

#### A. Toleranțele roților de curea

Toleranțele roților de curea se definesc prin toleranțele legate de pasul danturii și prin toleranțele legate de diametrul exterior al roții dințate (tabel 4.37). Toleranțele pasului se evaluează pentru doi dinți adiacenți și pentru dinții cumulați pe un arc de 90° sau pentru numărul par de dinți, imediat inferior (ISO/DIS 5294). Această toleranță se aplică unei distanțe măsurată între două puncte omoloage ale flancului drept sau stâng.

**Tabel 4.37**

Diametrul exterior al roții $D_e$ [mm]	Toleranțele pasului [mm]		Toleranțele diametrului [mm]
	între doi dinți adiacenți	cumulat pe dinții unui arc de 90°	
$D_e \leq 25,4$	0,03	0,05	+ 0,05 0
$25,4 < D_e \leq 50,8$	0,03	0,08	+ 0,08 0
$50,8 < D_e \leq 101,6$	0,03	0,1	+ 0,1 0
$101,6 < D_e \leq 177,8$	0,03	0,13	+ 0,13 0
$177,8 < D_e \leq 304,8$	0,03	0,15	+ 0,15 0
$304,8 < D_e \leq 508$	0,03	0,18	+ 0,18 0
$508 < D_e \leq 762$	0,03	0,2	+ 0,2 0
$762 < D_e \leq 1016$	0,03	0,2	+ 0,23 0
$D_e > 1016$	0,03	0,2	+ 0,25 0

Toleranțele diametrului exterior al danturii roții dințate sunt date în tabel 4.37, conform normelor (ISO/DIS 5294).

Toleranțele de la paralelism al dinților nu trebuie să depășească valoarea maximă de 0,001 mm la 1 mm de lățime a roții. Toleranțele de la conicitatea roții trebuie să fie de maximum 0,001 mm pentru 1 mm de lățime de roată.

Pentru o funcționare corectă a transmisiei trebuie respectate următoarele condiții:

- cel puțin o roată de curea (ca regulă generală, roata mică) trebuie să fie flancată lateral cu scopul ghidării curelei;

- ambele roți de curea se recomandă a fi flancate lateral, dacă distanța dintre axe este de 8 ori mai mare decât diametrul roții mici;
- ambele roți de curea trebuie să fie flancate lateral, dacă arborii nu sunt riguros orizontali;
- se recomandă ca roțile să aibă cel puțin 6 dinți în contact cu cureaua.

Dispozitivele de întindere, care se pot afla pe partea danturată sau pe partea opusă dinților curelei, nu sunt niciodată recomandate. Ele pot fi utilizate în cazuri extreme, când nu există un alt sistem pentru tensionarea curelei. Această roată de tensionare a curelei se recomandă a fi plasată numai pe ramura condusă (pasivă) a curelei și trebuie să aibă diametrul minim egal cu diametrul roții mici, pentru a nu reduce accentuat durabilitatea curelei.

Tensionarea inițială maximă a curelei.

Pentru o curea de lățime  $b$ , care funcționează la viteza  $v$ , forța de întindere inițială va fi:

$$F_0 = \frac{F_a}{2} \left( \frac{b}{b_0} \right)^{1,14} + mv^2 \frac{b}{b_0} \quad (4.72)$$

Valoarea forței admisibile  $F_a$  și a masei  $m$  pe unitatea de lungime a curelei, pentru o curea cu lățimea de bază  $b_0$ , se adoptă din tabel 4.32, funcție de simbolul (codul) de pas al curelei.

Controlul tensionării corecte se face pe baza măsurării forței necesare încovoierii curelei  $F_p$  (fig.4.26) cu o săgeată  $f$ , proporțională cu lungimea ramurii libere a curelei, aflată între punctele de contact cu cele două roți  $L_r$ . Forța de încovoierie a curelei se aplică la jumătatea acestei lungimi. Se consideră o întindere corectă a curelei, dacă  $f = L_r/60$ :

$$f \approx \frac{F_p \cdot L_r}{4F_0} \quad \text{sau} \quad F_p \approx 4F_0 \frac{f}{L_r} = \frac{F_0}{15} \quad (4.73)$$

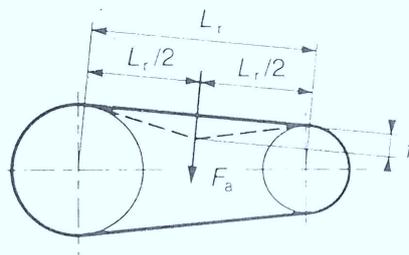


Fig.4.26

Cureaua este subtensionată, dacă forța de control (necesară tensionării cu săgeata  $f = L_r/60$ ) este inferioară valorii de  $0,85 F_p$  și supratensionată dacă forța de control este mai mare decât  $1,15 F_p$ .

**Observație:** Măsurarea forței de control se face după ce au fost efectuate cel puțin cinci rotații ale curelei, pentru a se putea poziționa corect dinții acesteia, în raport cu roțile. Forța de apăsare se exercită întotdeauna pe ramura condusă (pasivă).

Reacțiunea care acționează asupra arborilor roților de curea, dată de forța statică de întindere a curelei, este:

$$R_0 = 2F_0 \sin(\beta_1/2) \quad (4.74)$$

în care  $\beta_1$  este unghiul de înfășurare al curelei pe roata mică:

$$\beta_1 = \pi - \gamma = 180^\circ - \gamma^\circ \quad (4.75)$$

cu

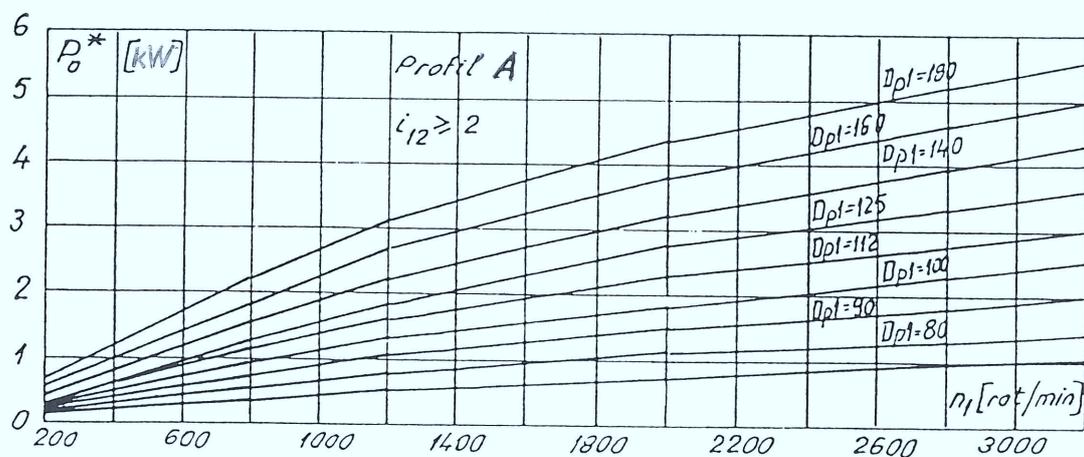
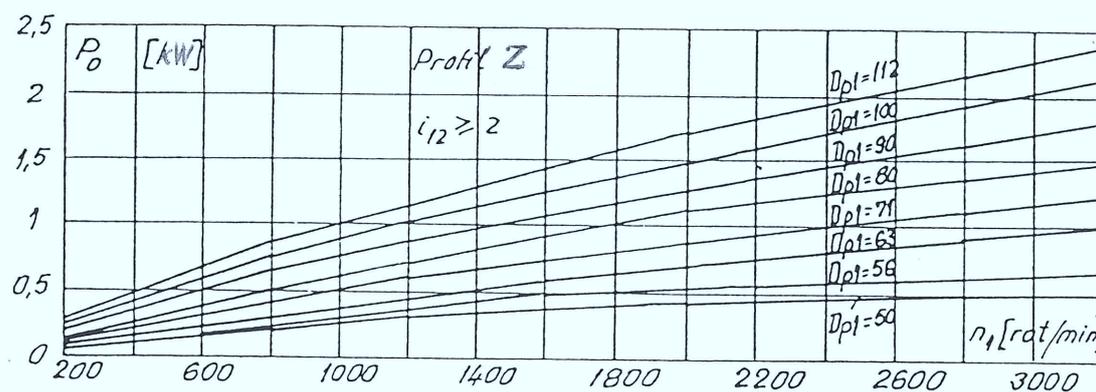
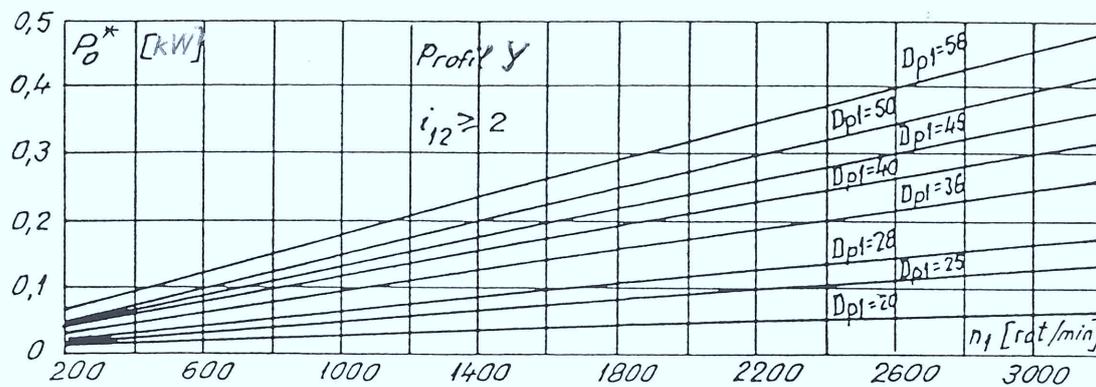
$$\gamma^\circ = 2 \arcsin \frac{D_{d2} - D_{d1}}{2A_{12}} \quad (4.76)$$

Puterea transmisă de o curea  $P_0^*$  [kW] pentru curea clasică profil Y, Z, A cu  $i_{12} \geq 2$

Tabel 4.1.1

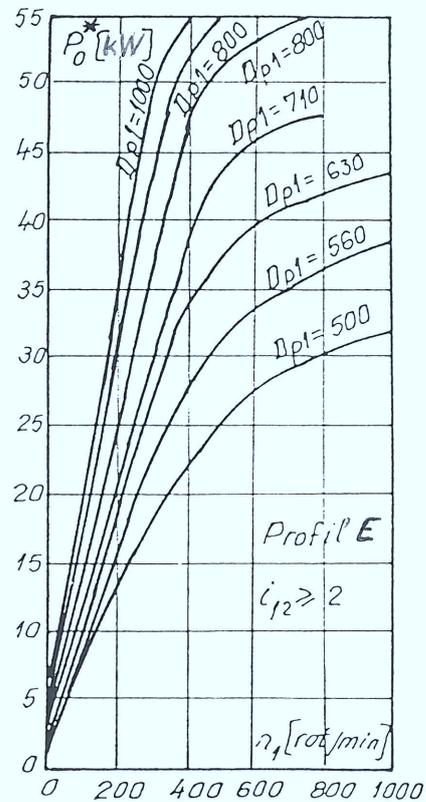
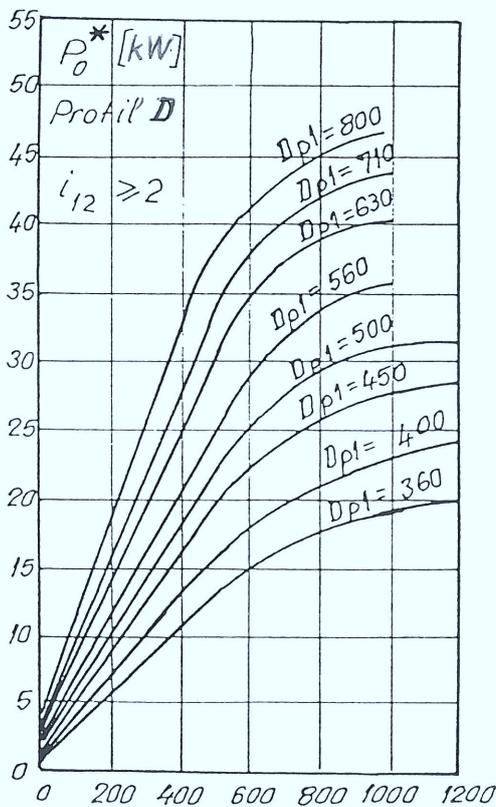
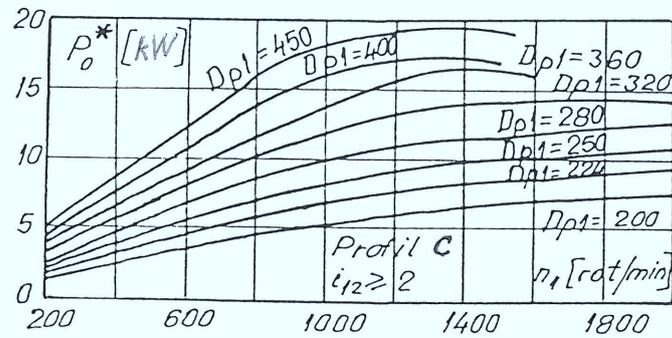
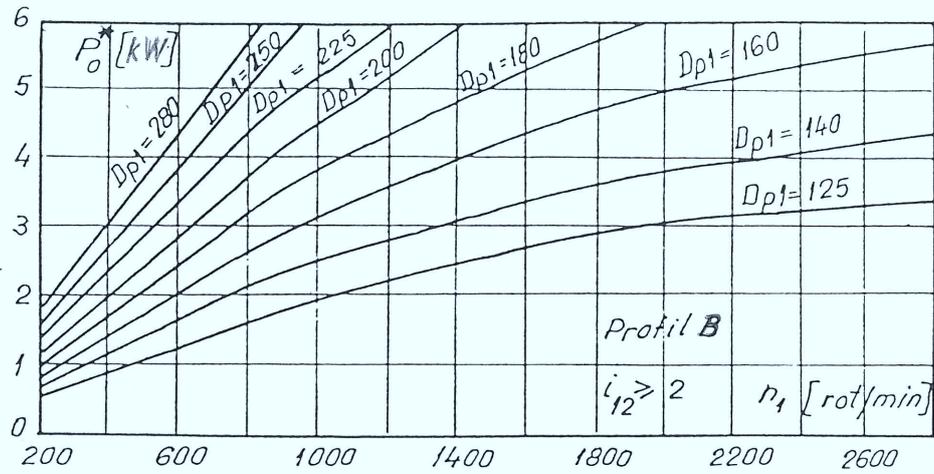
$i_{12} = 1$	$i_{12} = 1,5$
$P_0 = 0,8 \cdot P_0^*$	$P_0 = 0,9 \cdot P_0^*$

Observație: Dacă  $i_{12} < 2$ , puterea transmisă de o curea se calculează cu relațiile din tabelul de mai sus.



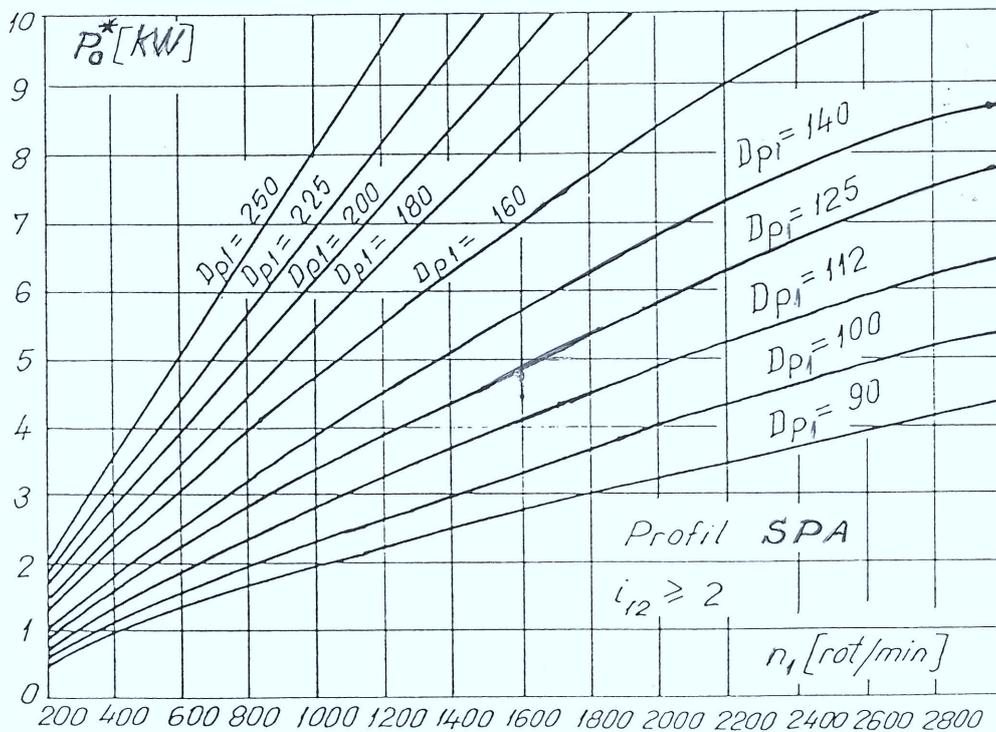
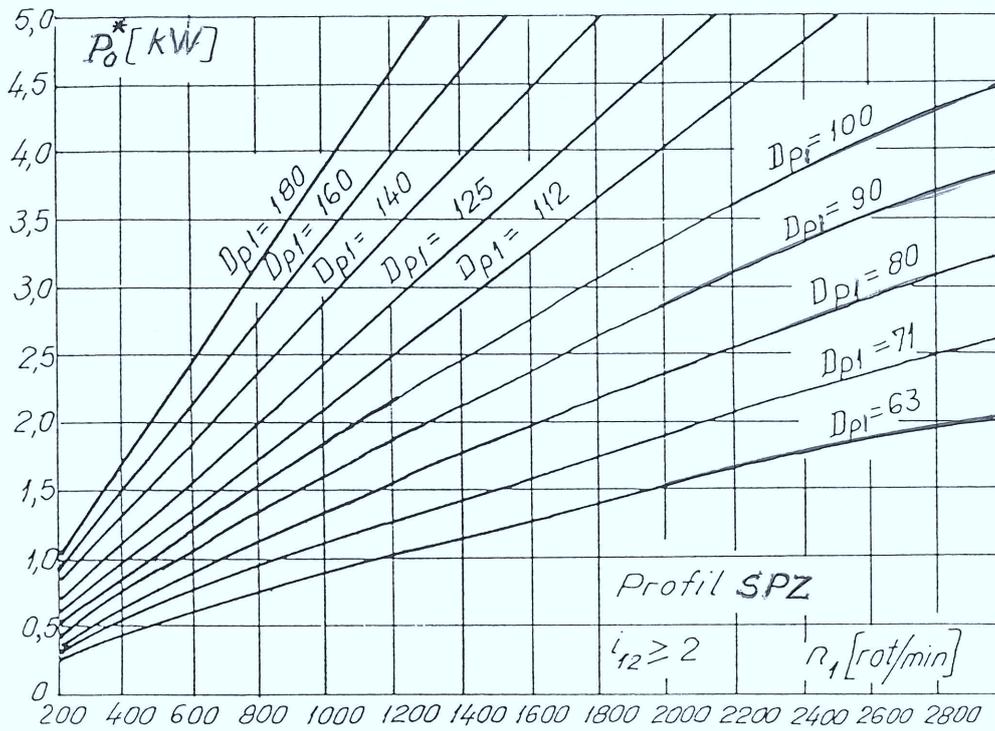
Anexa 4.1 (continuare)

Puterea transmisă de o curea  $P_0^*$  [kW] pentru curea clasică profil B, C, D, E, cu  $i_{12} \geq 2$



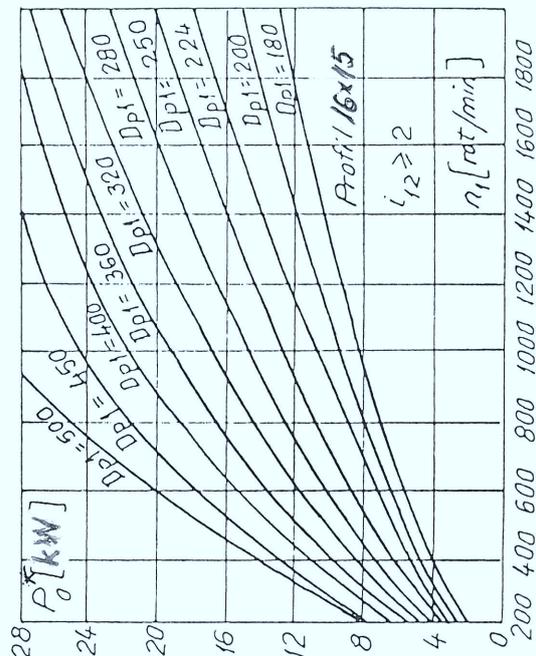
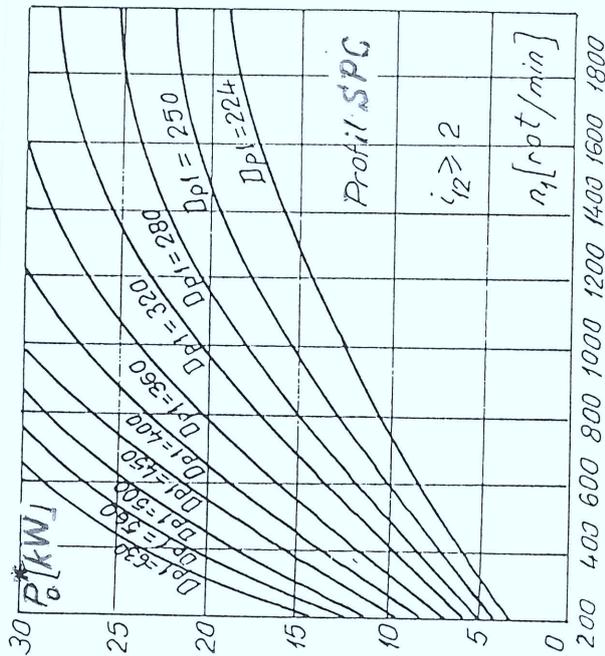
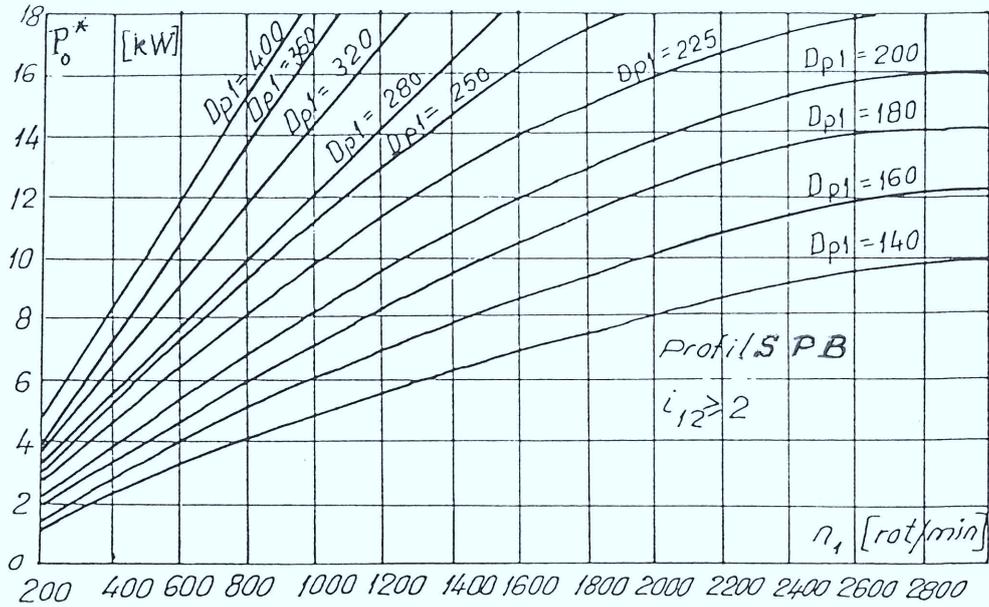
Observație: Dacă  $i_{12} < 2$ , puterea transmisă de o curea se calculează cu relațiile din tabel 4.1.1.

Puterea transmisă de o curea  $P_0^*$  [kW] pentru curea îngustă profil SPZ, SPA, cu  $i_{12} \geq 2$

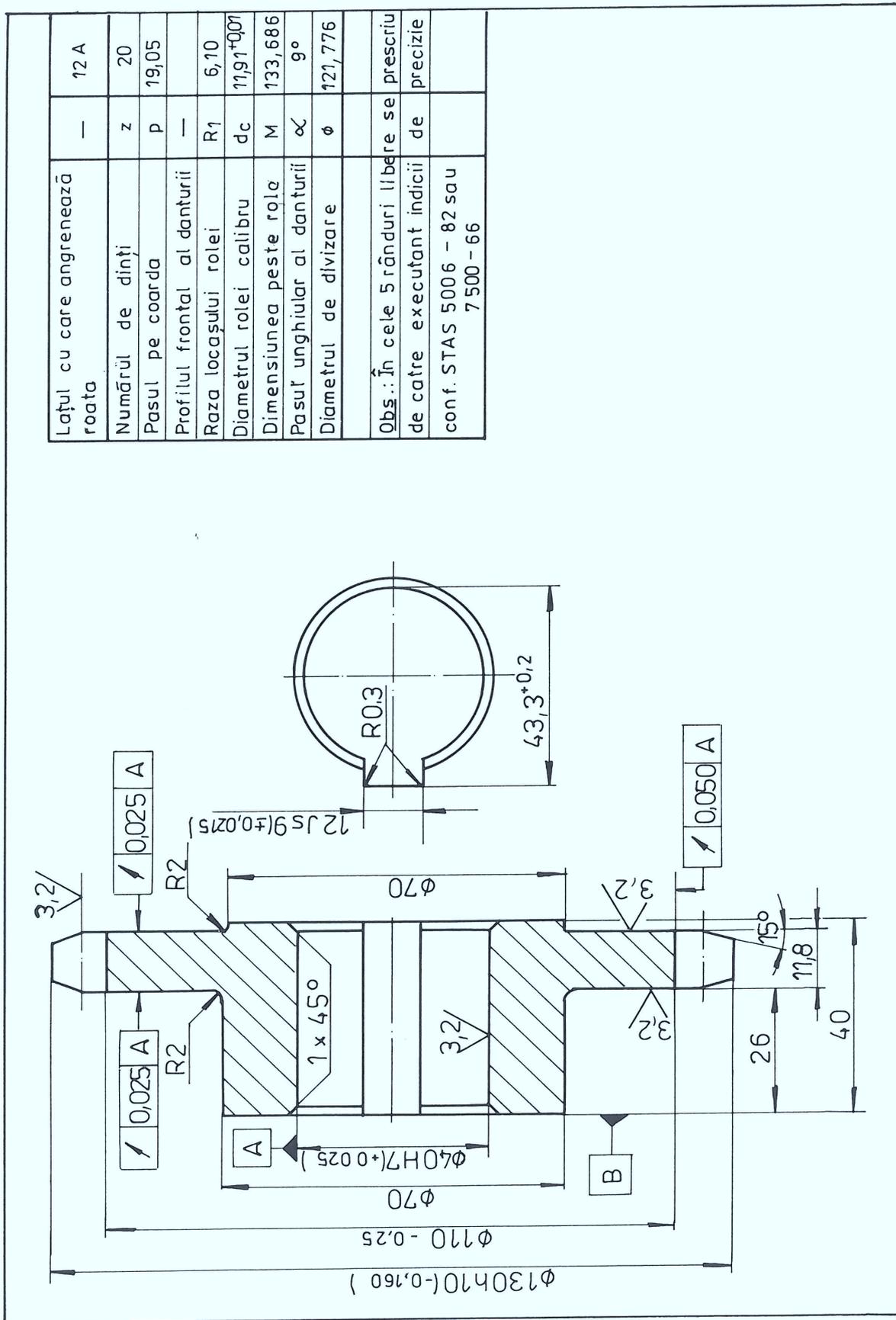


Observație: Dacă  $i_{12} < 2$ , puterea transmisă de o curea se calculează cu relațiile din tabel 4.1.1.

Puterea transmisă de o curea  $P_o^*$  [kW] pentru curea îngustă profil SPB, SPC, 16 x 15 cu  $i_{12} \geq 2$



**Observație:** Dacă  $i_{12} < 2$ , puterea transmisă de o curea se calculează cu relațiile din tabel 4.1.1.



## 5. PROIECTAREA ARBORILOR ȘI A ORGANELOR DE REZEMARE

### 5.1. PREDIMENSIONAREA ARBORILOR ȘI ALEGEREA CAPETELOR DE ARBORI

Arborii sunt solicitați la torsiune (prin intermediul lor se transmit momente de torsiune de la o roată la alta, sau de la o roată la o semicuplă de cuplaj) și încovoiere, ca urmare a forțelor introduse de angrenaje și de transmisiile prin element intermediar.

Materialele recomandate în construcția arborilor sunt: oțelurile carbon de uz general OL 42, OL 50, OL 60 STAS 500/2-80, oțeluri carbon de calitate OLC 25, OLC 35, OLC 45 STAS 880-80, oțelurile aliate pentru piese tratate termic sau termochimic 13 CrNi 30, 15 Cr 08, 18 Mo Cr 10 STAS 791-88. De obicei, în cazul pinioanelor arborii se confecționează din același material cu acestea, pinionul fiind dintr-o bucată cu arborele. Într-o astfel de situație, materialul arborelui este impus implicit de cel folosit pentru angrenaj.

În faza de predimensionare momentele de încovoiere nu pot fi determinate, întrucât nu se cunoaște poziția forțelor față de reazeme și nici valorile acestora. Într-o astfel de situație, predimensionarea arborilor se face la torsiune, singurul element cunoscut fiind momentul de torsiune  $M_t$ . În acest caz, se admit valori reduse ale tensiunilor admisibile de torsiune,  $\tau_{at} = 15 \dots 30$  MPa, ca urmare a faptului că arborele este sollicitat și la încovoiere.

$$d = \sqrt[3]{16M_t / \pi \cdot \tau_{at}} \quad (5.1)$$

Capetele de arbori ce fac legătura între diferitele părți ale transmisiei mecanice sau între transmisie și motorul de acționare, respectiv mașina de lucru, sunt standardizate, conform STAS 8724/3-74.

În anexa 5.1 este dat un extras din acest standard, privind capetele de arbori. Alegerea lor se va face în funcție de momentul de torsiune de calcul, capabil să-l transmită arborele. Pentru alegerea capetelor de arbori, trebuie analizată schema cinematică a transmisiei (vezi cap.1). Odată ales diametrul capătului de arbore, se stabilesc toleranțele, clasa de precizie a diametrului acestuia, precum și lungimea capătului de arbore. În ceea ce privește lungimea capătului de arbore, aceasta poate fi aleasă serie scurtă (recomandată din considerent de economie de material) sau serie lungă. Motoarele electrice au capetele de arbori serie lungă, ca de altfel și capetele de arbori ale majorității reductoarelor de turație de uz general.

### 5.2. ALEGEREA RULMENȚILOR, STABILIREA PRELIMINARĂ A FORMEI CONSTRUCTIVE A ARBORILOR

Avantajele lagărelor cu rostogolire (preț de fabricație scăzut, pierderi prin frecare reduse, randament ridicat, ungere simplă, gabarit axial mai mic etc.) fac ca acestea să fie frecvent utilizate în construcția reductoarelor de turație și, în general, în construcția de mașini.

Alegerea tipului de rulment constituie o problemă complexă pentru proiectant. El trebuie să ia în considerare unele criterii, cum sunt:

- direcția și mărimea sarcinii,

- turația de funcționare,
- mărimea deformațiilor unghiulare,
- preluarea dilatărilor axiale ale arborilor,
- posibilitatea de montare și demontare cât mai ușoară,
- spațiul disponibil pentru montaj,
- clasa de utilizare a rulmenților (conform STAS 5115-85, se preferă cu precădere să se aleagă rulmenți din clasa de utilizare 1, care se fabrică în mod curent),
- modul de realizare a ungerii rulmenților.

În funcție de direcția forțelor introduse de angrenaje, de elementele flexibile și articulate, față de axa de rotație a arborelui, se aleg rulmenții ca tip și anume:

- când pe arbore acționează numai forțe radiale (introduse de obicei de angrenaje cilindrice cu dinți drepecți, de curele late sau trapezoidale, de lanțuri, de curele dințate) se recomandă alegerea rulmenților radiali cu bile sau cu role cilindrice;
- când pe arbore acționează forțe radiale mari și forțe axiale mici (introduse de angrenaje cilindrice cu dinți înclinați), se recomandă rulmenți radiali cu bile cu cale de rulare adâncă sau rulmenți radiali axiali cu bile pe un rând;
- când pe arbore acționează forțe radiale și axiale mari (introduse de angrenaje cilindrice cu dinți înclinați cu dantura durificată, de angrenaje conice și melcate) se recomandă rulmenți radiali - axiali cu role conice sau rulmenți oscilanți cu role butoi;
- dacă turația arborelui este relativ scăzută (arbore de ieșire al reductorului), pot fi utilizați rulmenți radiali cu bile, seria 6200.

În tabelul 5.1 se face o comparație a caracteristicilor funcționale ale principalelor tipuri de rulmenți.

**Tabel 5.1**

Tipul rulmentului	Factorii caracteristici funcționali					
	Capacitatea de încărcare			Turația	Compensarea abaterilor de aliniere	Rezistența la momente de răsturnare
	radială	axială	combinată			
Radial cu bile pe un rând cu cale de rulare adâncă	B	B	B	FB	S	S
Radial-axial cu bile pe un rând	B	FB	FB	FB	N	N
Radial - axial cu bile pe două rânduri	FB	B	B	S	S	FB
Radial - oscilant cu bile	FB	N	B	S	FB	N
Axial cu bile	FB	FB	N	S	S	N
Radial cu role cilindrice	FB	N	N	B	S	N
Radial cu ace	FB	N	N	S	N	FB
Radial - axial cu role conice	FB	S	FB	B	S	N
Radial - oscilant cu role butoi	FB	S	S	S	FB	N
FB - foarte bună	B - bună	S - satisfăcătoare			N - nesatisfăcătoare.	

Ca mărime, rulmentul se alege în funcție de diametrul fusului  $d_{fus}$  și de condițiile funcționale (de încărcare, de turația arborelui) pe care se montează. Diametrul fusului se alege constructiv în funcție de diametrul capătului de arbore  $d_{ca}$  și trebuie să fie divizibil la cinci, cu valoarea exprimată în mm.

$$d_{fus} = d_{ca} + 8...5 \text{ mm} = 5 \cdot X \quad (5.2)$$

unde  $X$  este un număr natural.

Pentru arborii intermediari diametrul fusului  $d_{fus}$  se determină constructiv în funcție de diametrul  $d$  al arborelui predimensionat la torsiune cu valoarea tensiunii admisibile la torsiune  $\tau_{at} = 20...30 \text{ N/mm}^2$ :

$$d_{fus} = d - (3...5)mm = 5 \cdot X \quad (5.3)$$

Deși rulmenții necesari rezemării arborilor unei transmisii mecanice nu sunt solicitați la aceeași sarcină (reacțiunile nu sunt de regulă egale), se recomandă din considerent de interschimbabilitate de cele mai multe ori alegerea aceluiași rulment ca tip și mărime pentru cele două reazeme.

Se recomandă alegerea rulmenților din clasa 1 de utilizare și seria de lățimi 2 sau 3, întrucât în etapa de verificare a rulmenților se poate trece la seria 1 sau 4, în funcție de durabilitatea cerută, fără a face modificări importante în desenul de ansamblu.

În anexele 5.3...5.6 sunt indicate caracteristicile principale ale rulmenților radiali cu bile, pe un rând cu cale de rulare adâncă, radial - axial cu bile pe un rând, radiali cu role cilindrice, respectiv radiali - axiali cu role conice. În aceste anexe este prezentat și modul de reprezentare grafică a rulmenților, conform STAS 8953-71.

#### **A. Montajul rulmenților radiali și radiali – axiali**

Soluția de montaj a rulmenților pe arbori trebuie să permită preluarea sarcinilor radiale și axiale, precum și reglajul poziției lor față de carcasă.

Există trei variante constructive de montaj a rulmenților pe arbore și în carcasă.

Rulmenții radiali cu bile ce preiau numai sarcini radiale se pot monta "flotant" pe arbore. Se fixează axial numai pe o singură parte inelele interioare ale rulmenților, dacă rulmentul din A se fixează pe partea dreaptă a inelului interior, rulmentul din B se fixează pe partea stângă. Inelul exterior al rulmentului din A se fixează pe partea stângă, în timp ce pentru cel din B fixarea se face pe partea dreaptă. Fixarea inelelor exterioare se realizează de regulă cu ajutorul capacelor.

Rulmenții radiali cu bile, ce preiau sarcini radiale și axiale, se pot monta în sistemul "rulment conducător" (ambele inele ale rulmentului se fixează axial) și "rulment condus" (se fixează axial atât pe partea stângă, cât și pe partea dreaptă, fie inelul interior, fie inelul exterior al rulmentului). În această variantă se realizează o încărcare mai uniformă a celor doi rulmenți, rezultând totodată o durabilitate apropiată ca valoare pentru aceștia. Soluția constructivă este mai complicată. Se recomandă această soluție, în special la arborii lungi. Pentru arbori scurți, chiar dacă există și sarcini axiale, soluția cel mai frecvent utilizată în construcția reductoarelor de turație este aceea cu rulmenți "flotați".

Rulmenții radiali - axiali cu bile sau cu role se montează întotdeauna perechi cu o oarecare pretensionare axială. Dacă pretensionarea axială este prea mare, există pericolul de blocare (gripare) a rulmenților. Dacă nu există pretensionare axială, roata, împreună cu arborele, are joc axial și radial și în funcționare poate fula. Rezultă de aici un montaj mult mai pretențios pentru rulmenții radiali – axiali. Rulmenții radiali – axiali se montează în două variante și anume:

- pentru arborii cu forțele situate între reazeme se recomandă montajul în "X";
- pentru arborii cu forțele în consolă (în afara reazemelor) se recomandă montajul în "O".

Se menționează că întotdeauna forțele radiale care acționează în rulmenții radiali – axiali dau naștere unor forțe axiale proprii, care solicită suplimentar rulmenții. Aceste forțe apar indiferent dacă rulmentul preia sau nu o altă forță axială situată pe arbore.

Forma constructivă a arborelui se stabilește în funcție de diametrul capătului de arbore și geometria pieselor ce se montează pe el (rulmenți, roți dințate).

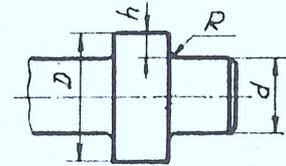
Pentru poziționarea axială a diferitelor piese pe arbore se recomandă valorile salturilor de diametre indicate în tabel 5.2, iar pentru fixarea axială a roților dințate, a rulmenților, a roților de curea, sau de lanț,

geometria saltului de diametru este indicată în tabel 5.3 (extras din STAS 6603-75). Suprafețele cilindrice ce urmează a fi rectificat trebuie prevăzute în zona saltului de diametru cu degajări pentru scăparea pietrei de rectificat (tabel 5.4).

Fixarea axială a rulmenților este prezentată în anexele 5.3...5.6, fiind totodată date dimensiunile de montaj și deci și diametrul minim al umărului de arbore, pe care trebuie să se fixeze inelul interior al rulmentului.

Tabel 5.2

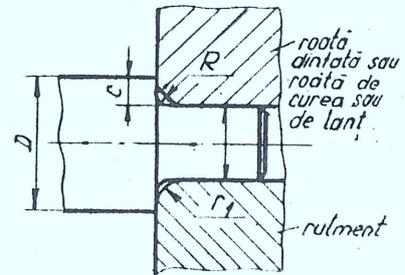
$d$ [mm]	20.....40	40.....60	60.....80	80.....100
$h = \frac{D-d}{2}$	3.....5	5.....8	7.....9	7.....10
$R$ [mm]	2.....3	3.....4	4.....7	5.....8



Salt de diametru și raza de racordare.

Tabel 5.3

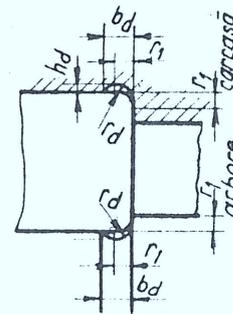
$d$ [mm]	10.....15	15.....40	40.....80	80.....120
$R$ [mm]	1	1,5	2	2,5
$c$ [mm]	1,5	2	3	4



Montaj roată, respectiv rulment.

Tabel 5.4

$r_1$ nominal [mm]	Dimensiunea degajării		
	$b_d$ [mm]	$h_d$ [mm]	$r_d$ [mm]
1,5	2	0,2	1,3
2	2,4	0,3	1,5
2,5	3,2	0,4	2
3	4	0,5	2,5
3,5	4	0,5	2,5
4	4,7	0,5	3
5	5,9	0,5	4
6	6,8	0,6	5
8	8,6	0,6	6



Degajări la arbori și carcase, în cazul rectificării.

### B. Stabilirea distanței dintre reazeme.

Pentru determinarea reacțiunilor și pentru construirea diagramei de momente este necesară cunoașterea distanței dintre reazeme, precum și poziția roților dințate, a roților de curea, de lanț, a cuplajelor față de reazeme.

În cazul **reductoarelor cilindrice într-o treaptă** (fig.5.1), distanța dintre reazeme se recomandă la valori de:

$$l \approx L_B + 2x + B + 6 \dots 12 \text{ mm} \quad (5.4)$$

unde:

- $L_B$  - lățimea butucului roții dințate care poate fi egală cu lățimea danturii roții dințate pentru roți late sau  $L_B = (0.8 \dots 1.5) d_o$ ;
- $x = 8 \dots 15 \text{ mm}$  - luftul dintre butucul roților dințate și peretele interior al carcasei reductorului;
- $d_o$  - diametrul arborelui în secțiune de montaj a roții;
- $B$  - lățimea rulmentului radial.

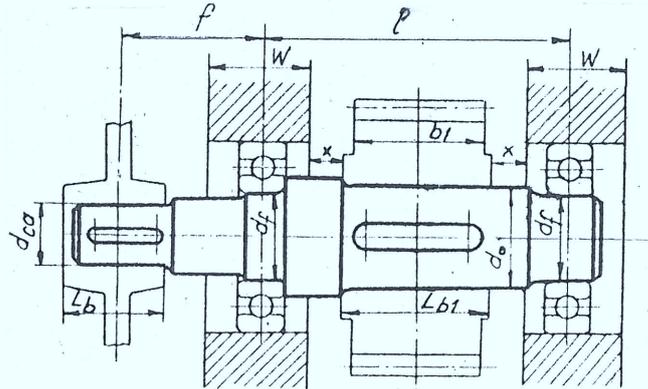


Fig. 5.1

#### Observații:

Distanța dintre reazeme poate fi măsurată pe desenul de ansamblu al reductorului (vezi anexa 3.11, respectiv 3.13).

Distanța dintre reacțiuni se consideră ca fiind distanța măsurată între mijloacele celor doi rulmenți, pentru rulmenți radiali. Pentru rulmenți radiali - axiali, reacțiunile se consideră că acționează în centrele de presiune ale rulmenților, care sunt precizate prin cota  $a$  a rulmentului indicată în anexele 5.4, respectiv 5.6.

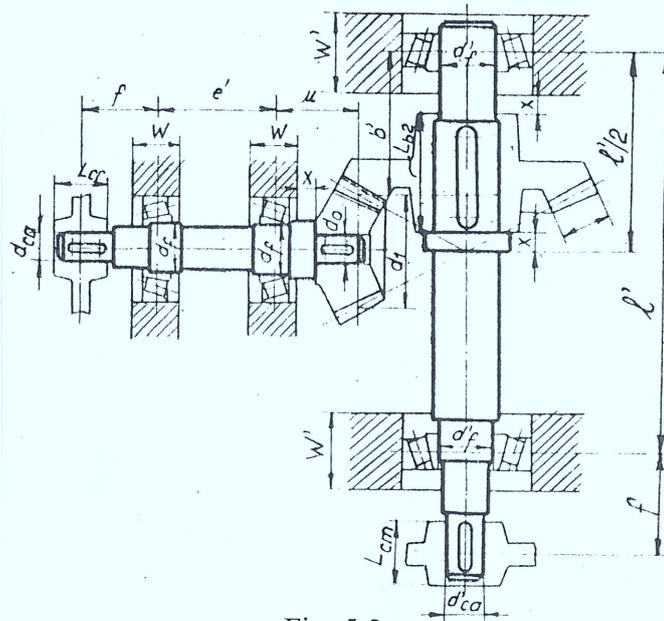


Fig. 5.2

În cazul **reductoarelor conice într-o treaptă** (fig. 5.2), distanța dintre reazemele arborelui pinion (pentru rulmenții radiali – axiali), se măsoară între centrele de presiune ale rulmenților, date de cota  $a$  (vezi anexele 5.4 sau 5.6). Reacțiunile se consideră că acționează în centrele de presiune. Distanța dintre rulmenți, precum și distanța de la mijlocul pinionului până la rulmentul din vecinătatea lui se adoptă constructiv, conform anexei 2.24-1. Pentru arborele condus, având roata dințată montată între reazeme, distanța dintre reazeme se consideră ca fiind distanța dintre centrele de presiune ale rulmenților radiali – axiali, respectiv distanța dintre centrele de simetrie ale rulmenților radiali. Aceste distanțe, precum și poziția roții conice  $z_2$  se stabilesc din desenul de ansamblu (vezi anexa 3.16, respectiv 3.18). De menționat că axa pinionului trebuie să constituie axă de simetrie pentru poziția rulmenților de pe arborele condus.

În cazul **reductorului melcat** (5.3), pentru arborele melcului se recomandă lăgăruirea cu ajutorul rulmenților radiali – axiali. Aceștia trebuie montați în “X” și cât mai apropiați de melc. De asemenea, diametrul exterior al rulmentului  $D$  trebuie să fie mai mare decât diametrul de cap al danturii melcului  $d_{a1}$ , pentru a se putea monta axial în carcasă arborele melcului. Soluțiile de montaj sunt prezentate în anexele 3.19, 3.20 și respectiv 3.21. Pe arborele roții melcate se pot monta rulmenți radiali, respectiv rulmenți radiali - axiali. Roata melcată este montată întotdeauna simetrică față de reazeme. Distanța dintre reazeme se poate determina cu relația (5.4). La montaj se are în vedere din considerent funcțional ca planul de simetrie al roții melcate să cuprindă axa de rotație a melcului. Din acest considerent arborele roții melcate se execută fără umăr lateral.

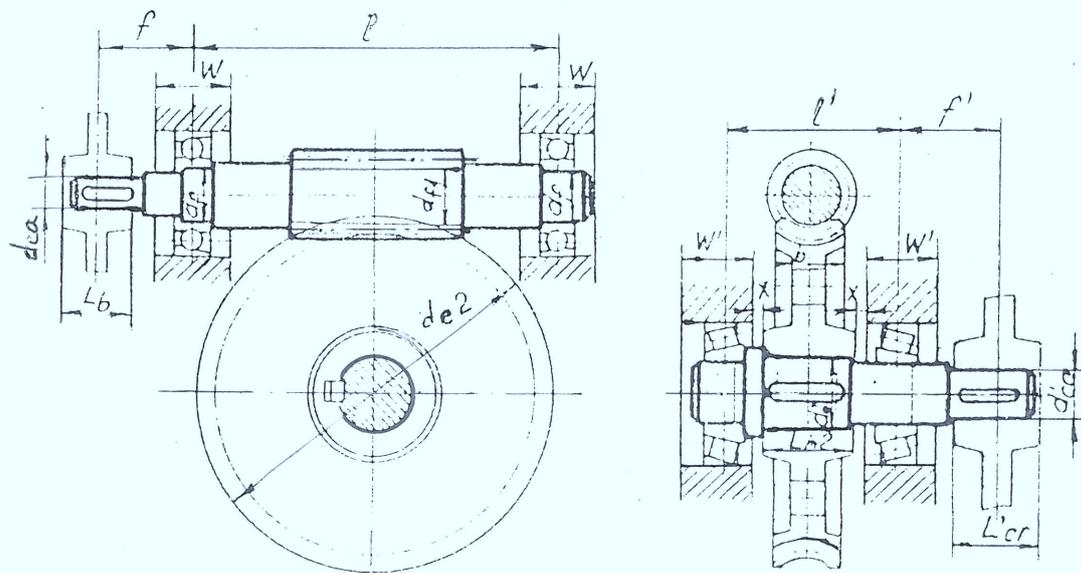
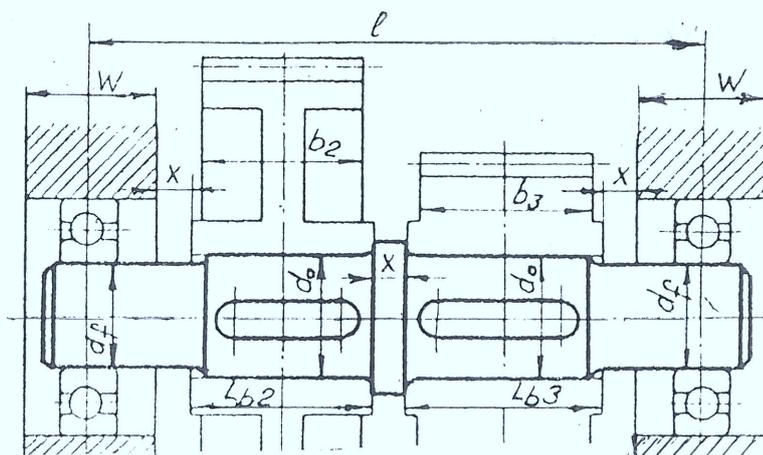


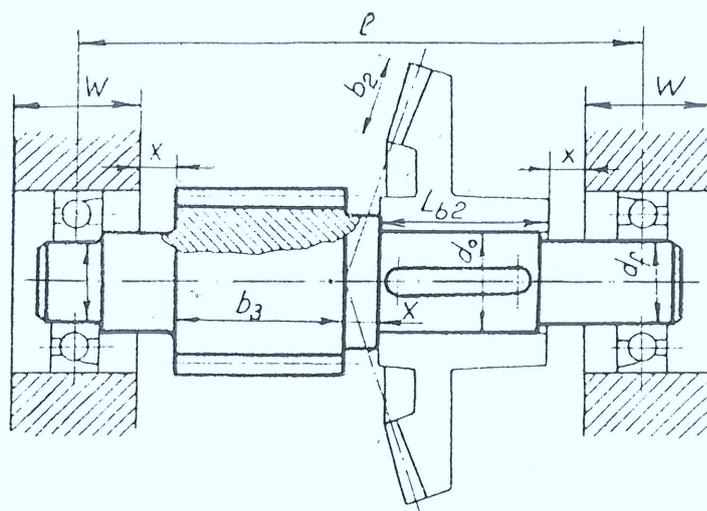
Fig. 5.3

Pentru **reductoarele în două sau mai multe trepte de reducere** (fig. 5.4) se stabilește în mod similar distanța dintre reazeme, considerând distanța dintre două roți dințate vecine pe același arbore  $x = 10 \dots 15$  mm. În figurile 5.4.a) și 5.4.b) se observă amplasarea roților dințate pe arbore și poziția acestora față de reazeme pentru arborele intermediar al unui reductor în două trepte cilindrice, respectiv conico-

cilindric (valorile lăţimii  $W$  se stabilesc în funcţie de lăţimea  $\Delta$  a carcusei reductorului în zona de montaj al rulmenţilor. În anexa 3.3-1 se dau recomandări privind lăţimea carcusei reductorului ( $W = \Delta + 1 \dots 2$  mm). Distanţele dintre reazeme se recomandă a fi măsurate pe desenul de ansamblu al reductorului.

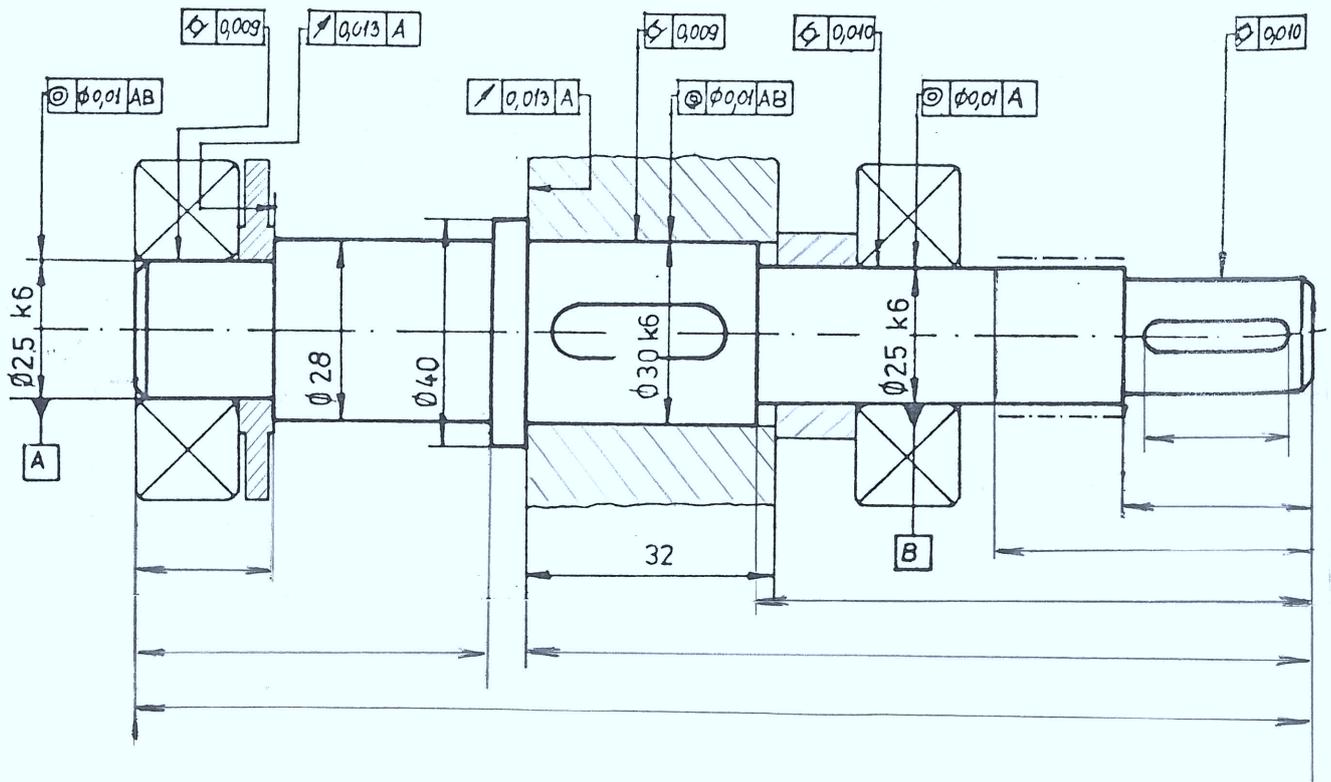


a)

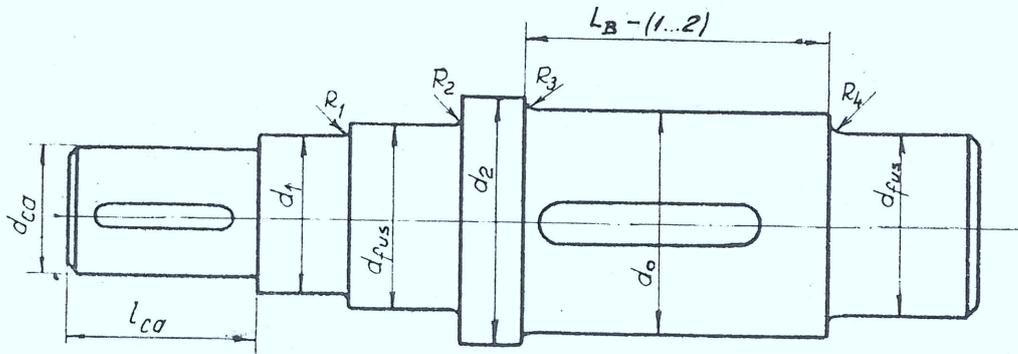


b)

Fig. 5.4



a)



b)

$$d_{fus} = d_{ca} + (5 \dots 10) \text{ mm}$$

$$d_0 = d_{fus} + (3 \dots 6) \text{ mm}$$

$$d_2 = d_0 + (5 \dots 10) \text{ mm}$$

Se recomandă ca  $R_1 = R_2 = R_3 = R_4$

Razele de racordare sunt standardizate prin STAS 75-80 și se aleg în funcție de dimensiunile de montaj al rulmenților.

Fig. 5.5

În funcție de organele de mașini ce se montează pe arbore (rulmenți, roți dințate, roți de curea, roți de lanț, cuplaje), se stabilește forma constructivă a arborelui, așa cum se observă în fig. 5.5. Tronsoanele arborelui care au diverse valori ale diametrelor sunt impuse de un montaj cât mai ușor.

Rugozitățile suprafețelor de montaj ale arborilor și alejazelor carcaselor pentru rulmenții radiali și radiali - axiali cu alezaj cilindric, precum și rugozitățile arborelui în zona de montare a roților dințate, roților de curea, lanț și a cuplajelor sunt indicate în tabel 5.5.

**Tabel 5.5**

Suprafața	Clasa de precizie a rulmentului:	Rugozitate $R_a$ [ $\mu\text{m}$ ]	
		Diametrul interior [mm]	
		$d \leq 80$	$d > 80$
arborelui	PO (normală)	0,80	1,60
	P6 și P5 (toleranțe strânse)	0,40	0,80
	P4 (toleranțe foarte strânse)	0,20	0,40
alezajului carcasei	PO	0,80	1,60
	P6, P5, P4	0,40	0,80
fețelor frontale și umerilor arborilor și carcaselor	PO	1,60	1,60
	P6, P5, P4	0,80	1,60
arborelui	roți dințate, roți de curea și de lanț, cuplaje	1,6 - 3,2	

### 5.3. ALEGEREA ȘI VERIFICAREA ASAMBLĂRILOR ARBORE - BUTUC

Asamblarea roților dințate a roților de curea și de lanț pe arborii transmisiei mecanice se realizează de regulă prin intermediul penelor paralele, al canelurilor sau al strângerii proprii (asamblări presate). Se pot folosi, de asemenea, pentru capete de arbori asamblarea pe con, la care, pentru siguranță, se utilizează pană disc. Dacă diametrul de picior  $d_f$  al roților dințate este relativ mic  $d_f \leq (1,4 \dots 1,5) d_o$  ( $d_o$  - diametrul arborelui în secțiunea de montare a roții dințate), atunci roata dințată respectivă se execută dintr-o bucată cu arborele, eliminându-se astfel asamblarea arbore - butuc.

Geometria penelor și canelurilor este standardizată și se alege în funcție de diametrul arborelui din secțiunea de montaj și de lățimea butucului roții dințate, de curea sau de lanț ce se montează pe arborele respectiv.

Cele mai utilizate elemente de asamblare arbore - butuc, în transmisiile mecanice, sunt penele paralele. În anexa 5.11 se indică un extras din STAS 1004-81, specificând geometria penelor paralele, precum și toleranțele acestora și a canalelor executate în arbore, respectiv în butuc.

Odată alese penele paralele în funcție de diametrul arborelui  $d_o$  și de lățimea butucului  $L_B$ , respectiv lungimea capătului de arbore  $L_c$ , se face verificarea acestora. Verificarea penelor paralele constă în determinarea tensiunilor efective de strivire  $p_m$  și de forfecare  $\tau_f$  și compararea acestora cu eforturile admisibile  $p_{am}$ ,  $\tau_{af}$ .

$$p_m = \frac{4M_t \cdot K_A}{h \cdot l_c \cdot d_o} \leq p_{am} = 100 \dots 120 \quad [\text{MPa}] \quad (5.5)$$

$$\tau_f = \frac{2M_t \cdot K_A}{b \cdot \ell \cdot d_o} \leq \tau_{af} = 60 \dots 80 \quad [\text{MPa}] \quad (5.6)$$

în care:

- $M_t$  - momentul de torsiune nominal transmis de arborele respectiv;
- $K_A$  - factorul de utilizare, se alege din anexa 2.2 (vezi cap.2);
- $h, b$  - dimensiunile secțiunii penei paralele (STAS 1004-82);
- $\ell_c$  - lungimea de contact a penei cu butucul, depinde de forma penei.
 

$\ell_c = \ell - b$	pentru pene paralele forma A (cu capete rotunjite)
$\ell_c = \ell$	pentru pene paralele forma B (cu capete drepte)
$\ell_c = \ell - b/2$	pentru pene paralele forma C (cu un singur capăt rotunjit).

De menționat că lungimea penei  $\ell$  se adoptă din STAS 1004-82, astfel încât:  $\ell = L_B - 5 \dots 10$  mm.

Se recomandă ca într-o primă alegere să se folosească pene cu capete rotunjite, forma A. Dacă o astfel de pană nu verifică la una din solicitări se va adopta pana cu capete drepte, forma B.

#### 5.4. CALCULUL REACȚIUNILOR ȘI TRASAREA DIAGRAMELOR DE MOMENTE

Cunoscând mărimile forțelor introduse pe arbore de roțile dințate, roțile de curea sau de lanț și poziția acestora față de reazeme, se determină reacțiunile. Pentru calculul reacțiunilor se descompun forțele în două plane: plan orizontal  $x - x$  și, respectiv, vertical  $y - y$ .

În fig. 5.6 - 5.10 sunt indicate schemele transmisiilor, reacțiunile și diagramele de momente.

Astfel, în fig. 5.6 se prezintă schema unui reductor cilindric cu dinți înclinați, arborele de intrare fiind antrenat cu un cuplaj, iar cel de ieșire antrenează o transmisie cu curea sau lanț, care introduce reacțiunea  $R_{tc}$  (componentele radiale  $F_{rc}$  - orizontale,  $F_{tc}$  - verticală).

Angrenajul introduce asupra arborelui forțele: radială  $F_r$ , axială  $F_a$ , tangențială  $F_t$ .

Reacțiunile din reazeme se determină din ecuațiile de echilibru al momentelor încovoietoare, scrise față de aceste reazeme considerate puncte.

De exemplu:

$$(M_{i,y})_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot \ell + F_{a2l} \frac{d_1}{2} - F_{r2l}(\ell - a) = 0 \quad (5.7)$$

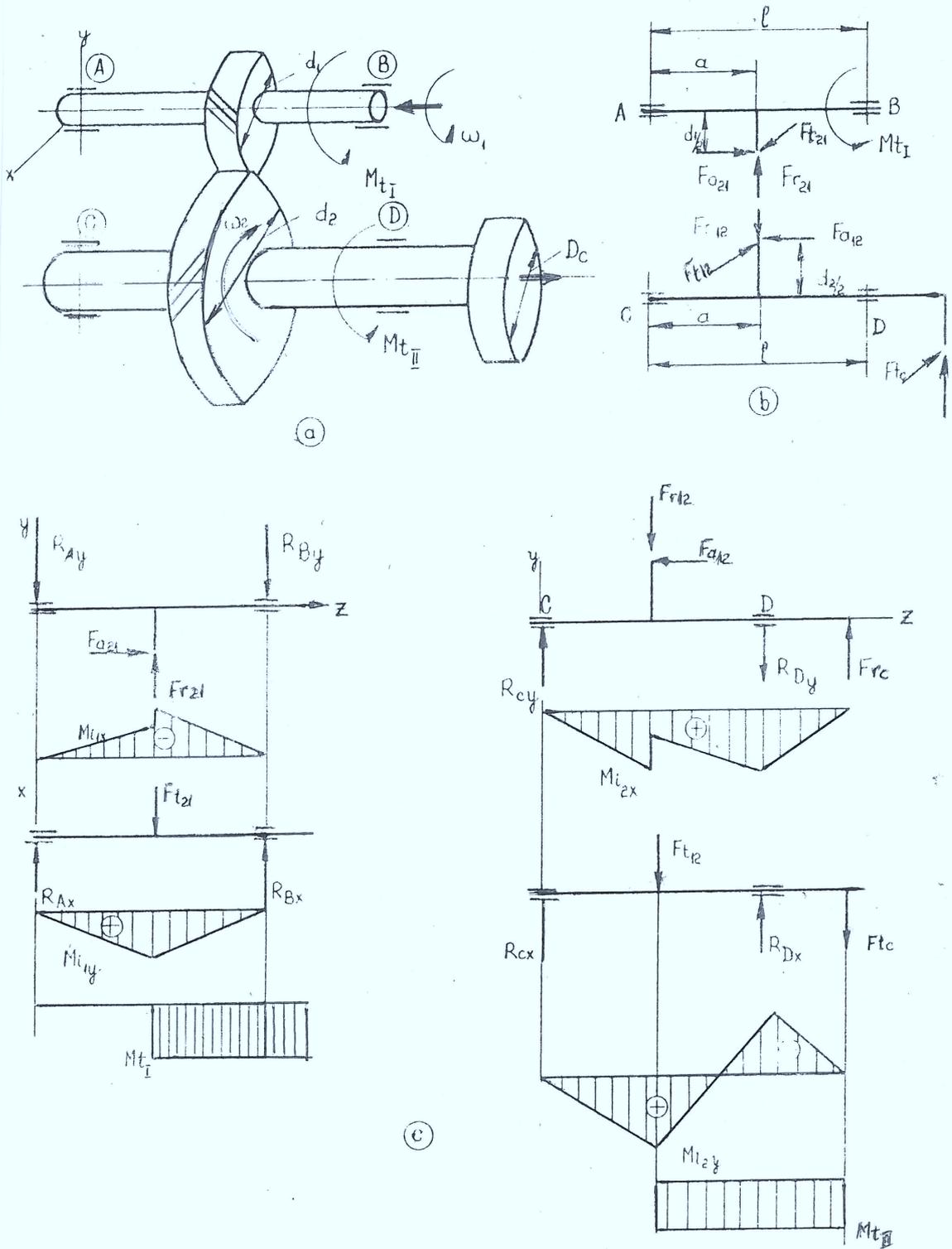
Din ecuația (5.7) rezultă  $R_{Ay}$ .

În mod asemănător se determină și celelalte reacțiuni. Având în vedere că reacțiunile din planele  $x - x$  și  $z - y$  sunt perpendiculare, se pot calcula reacțiunile radiale din reazeme astfel:

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} \quad (5.8)$$

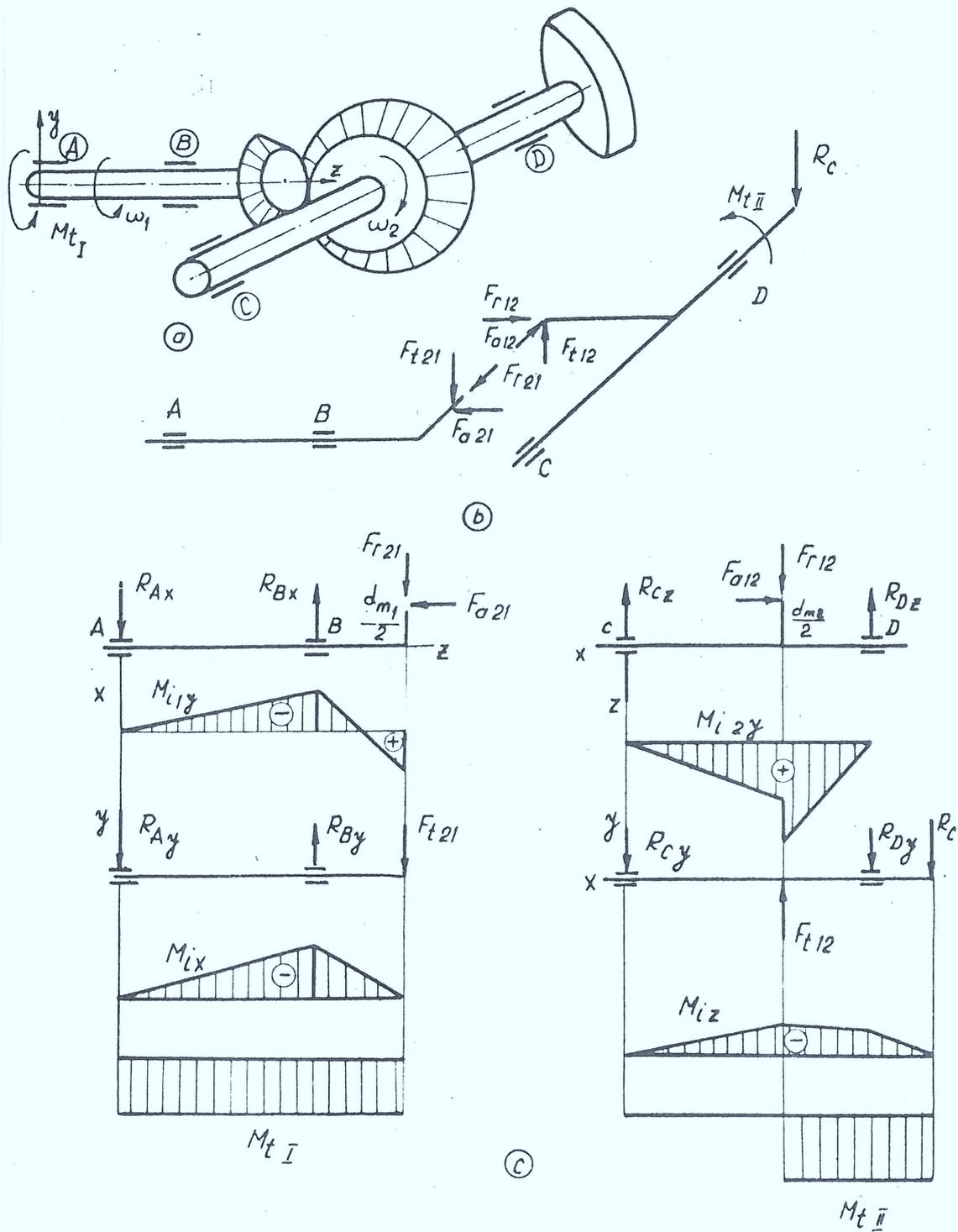
Reacțiunea axială pentru schema de încărcare, indicată în fig. 5.6 este chiar forța axială introdusă de angrenaj  $F_{a2l}$  - pentru arborele pinion și respectiv  $F_{a12}$  - pentru arborele condus.

Odată calculate reacțiunile în cele două plane, se trasează diagramele de momente încovoietoare în planul  $x - x$  și în planul  $y - y$ , precum și diagrama momentului de torsiune. După trasarea diagramelor de momente încovoietoare și de torsiune se determină secțiunile cu tensiuni maxime, în vederea verificării la solicitare compusă și oboseală. În condiții de funcționare deosebite, se impune verificarea arborilor și la deformații flexionale și torsionale, atunci când buna funcționare condiționează limite în acest sens.



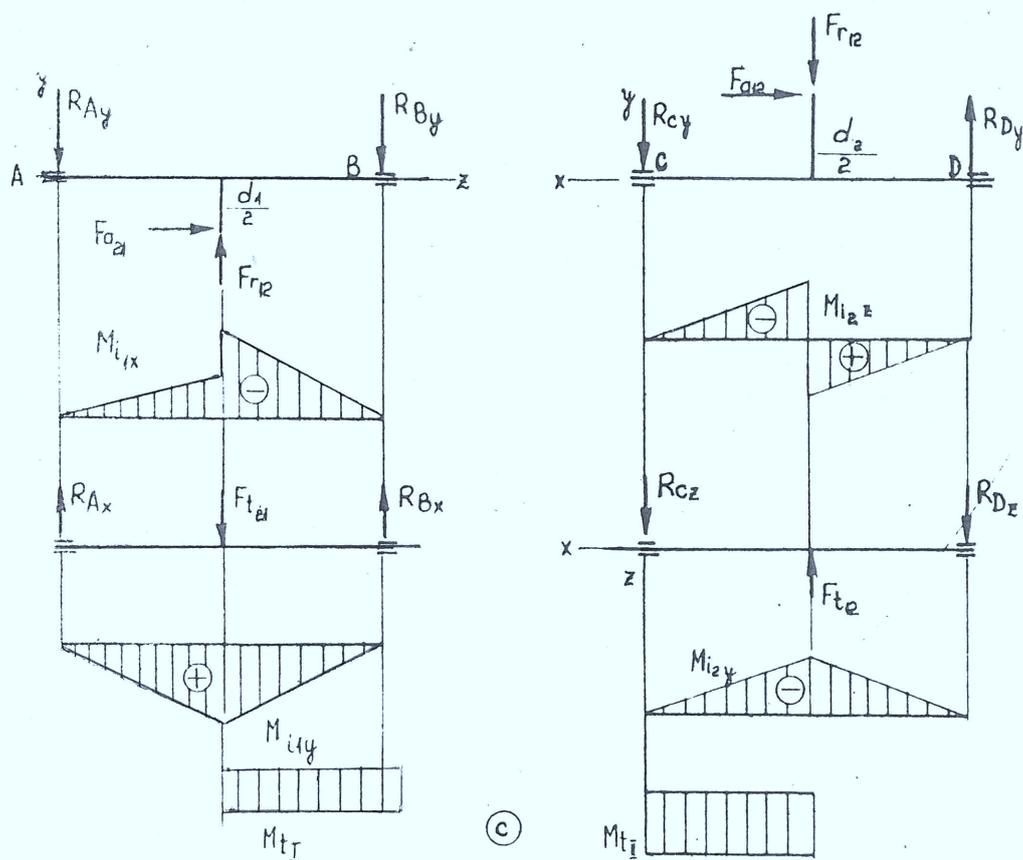
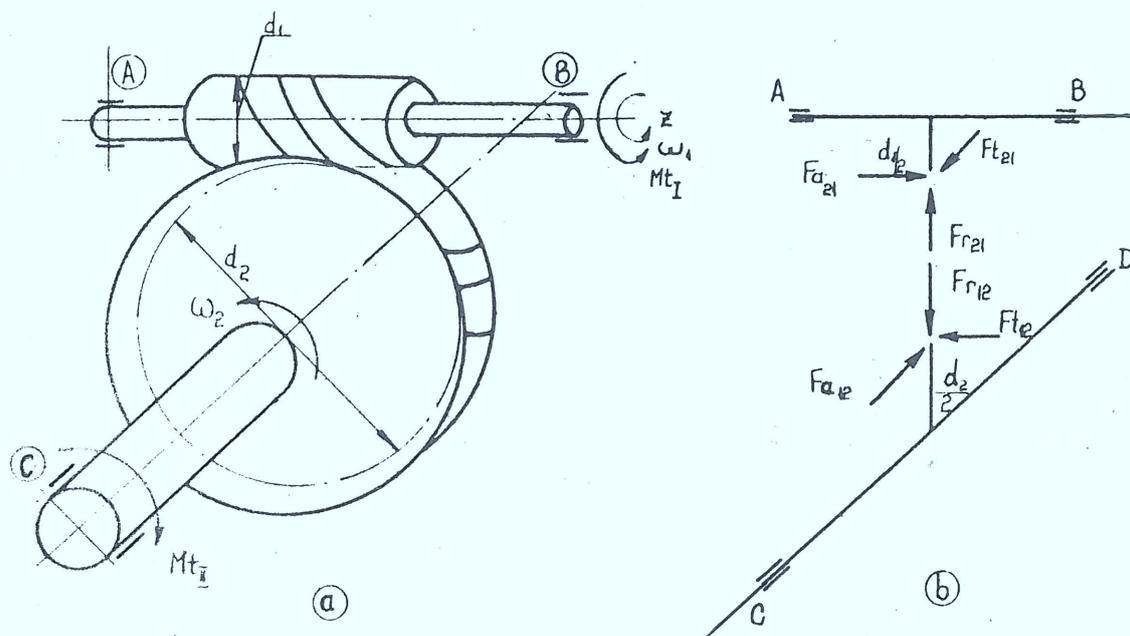
Schema transmisiei cu roți dințate cilindrice cu dinți înclinați și roată de curea.  
 Diagrame de momente încovoietoare și de torsiune.

Fig. 5.6



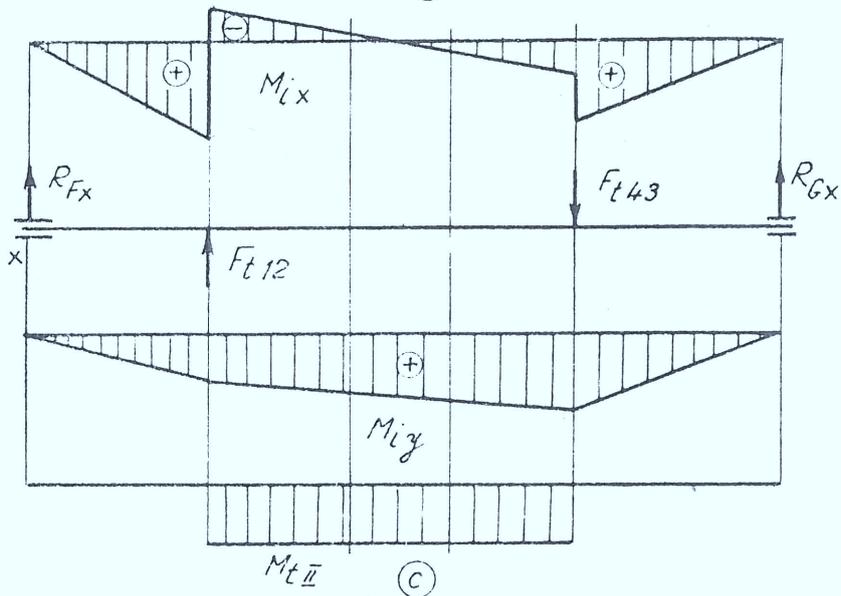
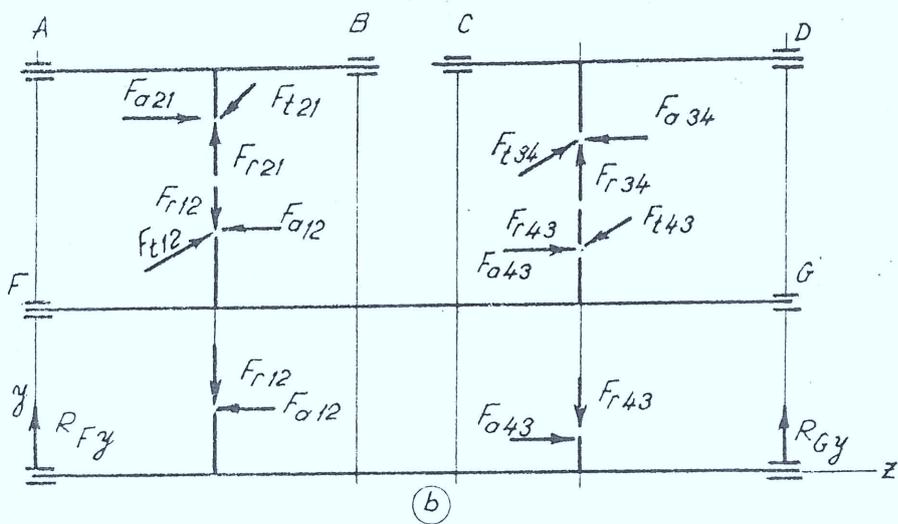
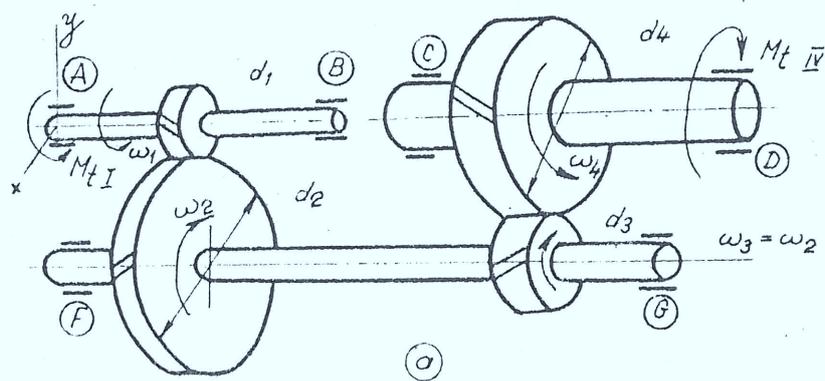
Schema transmisiei cu roți conice și roată de curea.  
Diagrame de momente încovoietoare și de torsiune.

Fig. 5.7



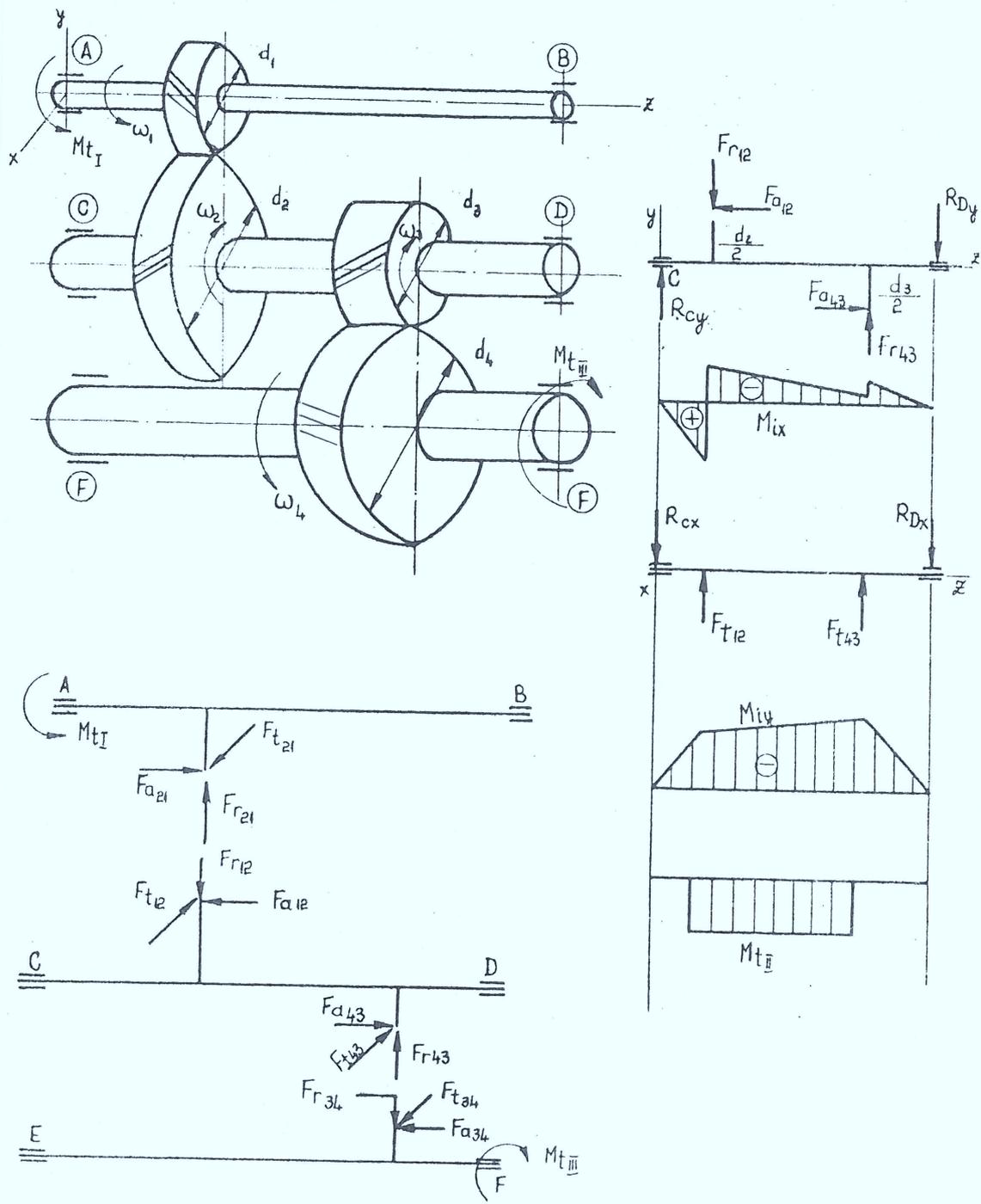
Schema transmisiei melc-roată melcată.  
 Diagrame de momente încovoietoare și de torsiune.

Fig. 5.8



Schema unui reductor coaxial în două trepte  
 Diagrama de momente încovoietoare și de torsiune.

Fig. 5.9



Schema unui reductor în două trepte.  
 Diagrame de momente încovoietoare și de torsiune.

Fig. 5.10

## 5.5. VERIFICAREA RULMENȚILOR

Cauza principală a scoaterii din uz a rulmenților se datorează apariției pittingului (oboselii superficiale) pe căile de rulare ale inelelor, respectiv ale corpurilor de rostogolire.

Calculul de verificare al rulmenților constă în stabilirea duratei de funcționare  $L_h$  care trebuie să fie mai mare decât o durată admisibilă  $L_{ha}$ , care pentru reductoare de turație de uz general este recomandată la valori de 12.000....15.000 ore, iar pentru mașini agricole de 8000...12.000 ore.

Cunoscând reacțiunile radiale și axiale din lagăre, precum și sistemul de montaj al rulmenților și caracteristicile acestora (uzual, cei doi rulmenți de pe arbore sunt identici), se calculează sarcina dinamică echivalentă, preluată de fiecare rulment de pe arbore:

$$P = XR + YF_a \quad (5.9)$$

unde  $X, Y$  - coeficienții forței radiale, respectiv axiale.  $X, Y$  sunt dependenți de tipul și mărimea rulmentului, precum și de mărimea forțelor radiale și axiale preluate de rulment.

Valorile coeficienților  $X$  și  $Y$  se aleg din anexa 5.6 pentru rulmenții radiali și radiali-axiali cu bile iar din anexa 5.7 pentru rulmenții radiali-axiali cu role conice. În vederea alegerii corecte a acestor coeficienți, precizăm soluțiile de montaj al rulmenților radiali și respectiv radiali-axiali. Soluțiile trebuie să permită compensarea dilatărilor axiale ale arborilor, fără a introduce solicitări suplimentare în rulmenți.

### A. Montajul rulmenților radiali cu bile

Rulmenții radiali cu bile se pot monta în două variante.

La montajul cu rulment conducător și rulment liber se fixează axial atât pe arbore cât și în carcasă rulmentul cu sarcina radială cea mai mică (rulmentul conducător). Acesta va prelua și sarcina axială. Cel de al doilea rulment se fixează axial fie pe arbore, fie mai rar în carcasă, putându-se descărca prin el dilatățile termice axiale ale arborelui. Acest rulment (rulmentul liber) va prelua numai forța radială. Soluția se utilizează în special la arbori lungi. Este mai complicată din punct de vedere tehnologic și constructiv, necesitând prelucrări și elemente de asamblare suplimentare.

Montajul cu rulmenți flotanți se realizează prin fixarea axială a fiecărui rulment, într-un singur sens pe arbore (spre interior) și în sens opus în carcasă, prin intermediul capacelor. Forța axială este preluată în acest caz de rulmentul către care este îndreptată. Soluția de montaj este simplă, se utilizează la arbori scurți, cum sunt, de exemplu, arborii reductoarelor de turație. Această soluție de montaj prezintă dezavantajul unei încărcări neuniforme a celor doi rulmenți, spre deosebire de prima variantă.

Indiferent de varianta de montaj, cunoscând rulmentul care preia forța axială, se determină raportul  $i = F_a / C_o$ , unde  $i$  reprezintă numărul de rânduri de bile iar  $C_o$  - capacitatea statică de încărcare a rulmentului. Valorile  $i$  și  $C_o$  se aleg din catalogul firmelor producătoare de rulmenți (vezi anexele 5.2...5.5). În funcție de acest raport, se alege mărimea "e" din anexa 5.6, față de care se compară raportul  $F_a / R$ .

- Dacă  $F_a / R \leq e$ , rezultă  $X = 1, Y = 0$ .
- Dacă  $F_a / R > e$ , se determină  $X$  și  $Y$  prin interpolare lineară din anexa 5.6 (conf. STAS 7160-82).

### B. Montajul rulmenților radiali - axiali cu bile sau cu role conice

Rulmenții radiali - axiali se montează pe arbore, întotdeauna perechi și poate fi realizat în "O" - pentru arbori cu roți în consolă și în "X" - pentru arbori care au roțile situate între lagăre. Forța axială totală de pe arbore este  $K_a$ . Mărimea și direcția forțelor axiale, preluate de fiecare rulment  $F_a$ , depind de montajul acestora și de forțele axiale proprii  $F_{as}$ , cauzate de faptul că direcția de preluare a sarcinii este diferită față de direcția radială a reacțiunilor. În fig. 5.11.a) este pusă în evidență descompunerea reacțiunilor radiale și

forțele axiale proprii, suplimentare, pentru doi rulmenți radiali - axiali cu role conice montați în "O", iar în fig. 5.11.b), pentru rulmenți montați în "X". În mod similar se determină forța axială preluată de rulmenții din reazemele A și B și pentru rulmenții radiali - axiali cu bile. Într-o primă etapă se alege din catalog  $Y \neq 0$ , cu ajutorul căruia se determină forțele axiale proprii din fiecare rulment, apoi calculându-se forțele axiale totale din fiecare rulment. Valorile finale ale lui  $X$  și  $Y$  rezultă, determinând rapoartele :

$F_{aA}/R_A$  și  $F_{aB}/R_B$ , care se compară cu "e".

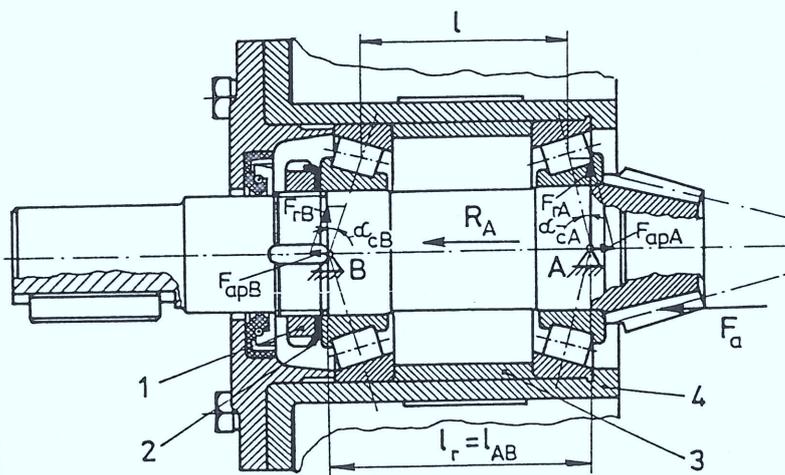
Pentru rulmentul cel mai încărcat de pe arbore (cu sarcina echivalentă cea mai mare) se determină, în funcție de capacitatea dinamică a lui, durabilitatea ( numărul de milioane de rotații efectuate până la apariția primelor semne de oboseală).

$$L = (C/P)^p \quad [\text{milioane rotații}] \quad (5.10)$$

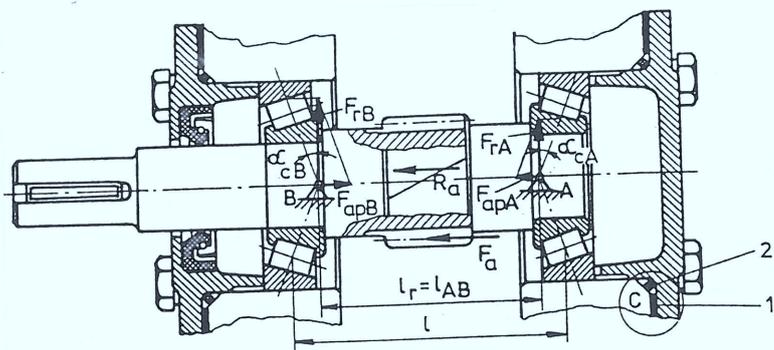
unde:  $p = \begin{cases} 3 & \text{– pentru rulmenți cu bile} \\ 10/3 & \text{– pentru rulmenți cu role} \end{cases}$

În funcție de durabilitatea efectivă și de turația arborelui se stabilește durata efectivă de funcționare:

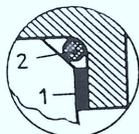
$$L_h = \frac{L 10^6}{60n} \geq L_{ha} \quad [\text{ore}] \quad (5.11)$$



a)



b)



Detaliul C

### Montajul rulmenților radiali-axiali în "O"

$F_{apA} = 0,5 F_{rA}/Y_A$      $F_{apB} = 0,5 F_{rB}/Y_B$   
 pentru rulmenți radiali-axiali cu role.

$F_{apA} = e_A \cdot F_{rA}$      $F_{apB} = e_B \cdot F_{rB}$   
 pentru rulmenți radiali-axiali cu bile.

Coefficienții  $Y_A, Y_B, e_A, e_B$  se adoptă din anexa 5.7, respectiv 5.6.

Pentru forțele axiale care apar pe arborele pinion din fig. 5.11 a) se determină sensul forței axiale rezultante  $R_a$ , dată de  $F_{apA}$ ,  $F_{apB}$  și forța axială din angrenaj  $F_a$ .

Dacă  $R_a$  are sensul  $B \rightarrow A$  rezultă:

$$F_{aB} = F_{apA} - F_a, \quad \text{iar} \quad F_{aA} = F_{apA}.$$

Dacă  $R_a$  are sensul  $A \rightarrow B$  (situație mai rar întâlnită) rezultă:

$$F_{aA} = F_a + F_{apB}, \quad \text{iar} \quad F_{aB} = F_{apB}.$$

### Montajul rulmenților radiali-axiali în "X"

Pentru forțele axiale care apar pe arborele pinion din fig. 5.11 b) se determină sensul forței axiale rezultante  $R_a$ , dată de  $F_{apA}$ ,  $F_{apB}$  și forța axială din angrenaj  $F_a$ .

Dacă  $R_a$  are sensul  $A \rightarrow B$  rezultă:

$$F_{aB} = F_{apA} + F_a, \quad \text{iar} \quad F_{aA} = F_{apA}.$$

Dacă  $R_a$  are sensul  $B \rightarrow A$  rezultă:

$$F_{aA} = F_{apB} - F_a, \quad \text{iar} \quad F_{aB} = F_{apB}.$$

Fig. 5.11

Dacă rulmentul ales nu se verifică, atunci se schimbă acesta cu un rulment cu același diametru al inelului interior, însă de serie superioară de dimensiuni.

Rulmenții aleși în final trebuie să facă parte din clasa întâi de utilizare, care se fabrică în mod curent.

După efectuarea calculului de verificare al rulmenților, proiectantul trebuie să decidă asupra alegerii ajustajelor realizate între rulment și carcasă, respectiv între rulment și arbore. Ajustajul rulment – carcasă este de tipul alezaj unitar. Acest lucru se datorează faptului că rulmentul este un subansamblu independent și, deci, câmpurile de toleranță pentru diametrele  $d$  și  $D$  sunt impuse de fabricant. Astfel, execuția rulmenților, conform STAS 4207-89, stabilește 5 clase de precizie pentru rulmenți, simbolizate cu P0 - precizie normală, P6, P5, P4, P2 – cea mai precisă clasă. În fig. 5.12 sunt prezentate o serie de ajustaje, recomandate în cazul rulmenților radiali și radiali – axiali.

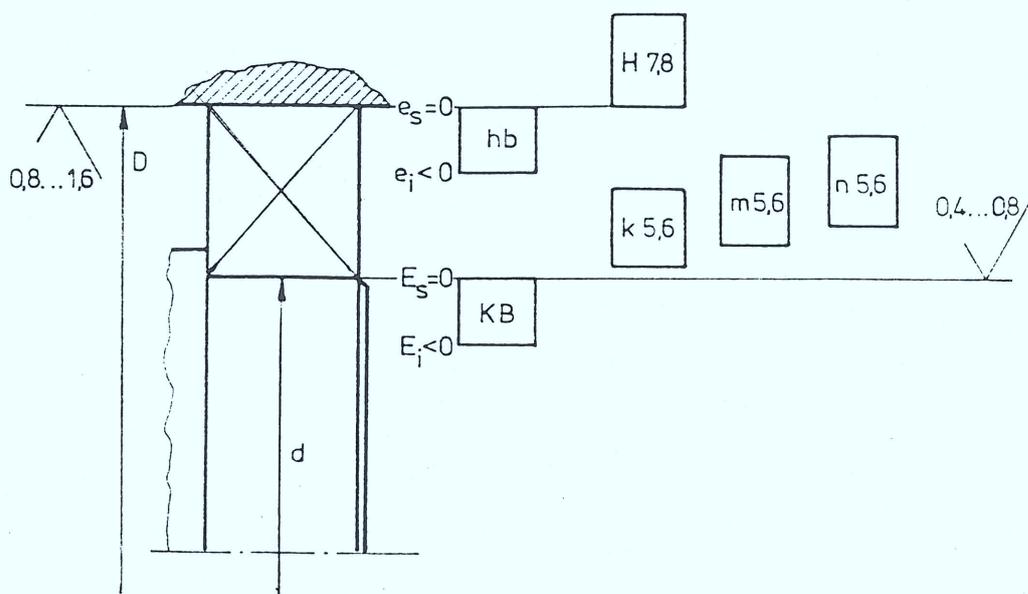


Fig. 5.12

O altă problemă, căreia proiectantul trebuie să-i găsească rezolvare, este aceea legată de modul de ungere, răcire și etanșare a lagărelor cu rulmenți. Trebuie aleasă o soluție de ungere care să reducă pierderile prin frecare, să permită evacuarea căldurii generate prin frecare, să protejeze rulmentul împotriva pătrunderii de particule abrazive din exterior, precum și a umezelii.

Ca materiale de ungere, în cazul rulmenților folosiți în construcția reductoarelor de turație, se recomandă cu precădere uleiurile minerale de transmisie, folosite de altfel și pentru ungerea angrenajelor. Într-o astfel de situație, nu se admite ca elementul de rostogolire, aflat în poziția cea mai de jos, să fie cufundat în ulei mai mult de jumătate. Dacă rulmentul este situat deasupra băii de ulei, ungerea acestuia se realizează prin canale colectoare sau cu ajutorul unor “buzunare”, practicate în carcasa superioară. În aceste buzunare se colectează uleiul scurs pe peretele interior al carcasei care, apoi, este dirijat către rulment, realizând atât răcirea rulmentului, cât și ungerea acestuia.

## 5.6. VERIFICAREA , DEFINITIVAREA CONSTRUCTIVĂ A ARBORILOR ȘI ALEGEREA AJUSTAJELOR

Verificarea completă a arborilor constă din determinarea tensiunii echivalente maxime și compararea acesteia cu tensiunea admisibilă; calculul coeficientului de siguranță la solicitări variabile; calculul rigidității și deformațiilor (săgeata maximă, înclinarea arborelui în reazeme și compararea acestora cu valorile

admisibile, impuse de o bună funcționare a transmisiei) și calculul turației critice și compararea acesteia cu turația de regim de funcționare (comportarea la vibrații).

### 5.6.1. Verificarea la solicitare compusă

Verificarea la solicitare compusă constă în determinarea tensiunii echivalente maxime, în secțiunile periculoase ale arborilor. Ținând seama de variația momentelor de torsiune și de încovoiere, în diverse secțiuni ale arborilor, precum și variația acestora în timp, se calculează momentul echivalent în secțiunile considerate periculoase. Se recomandă să se verifice secțiunea arborelui, în care momentul de încovoiere echivalent este maxim sau acolo unde secțiunea este slăbită de salturile de diametru sau de alți concentratori (canale de pană).

$$\sigma_{ech} = \frac{M_{ie\ x-x}}{W_{i\ x-x}} \leq \sigma_{ai\ III} \quad (5.12)$$

în care:

- $\sigma_{ech}$  - tensiunea echivalentă,
- $W_{i\ x-x}$  - modulul de rezistență la încovoiere al secțiunii x - x a arborelui cu moment de încovoiere echivalent  $M_{i\ x-x}$  ;
- $\sigma_{ai\ III}$  - rezistența admisibilă la încovoiere pentru circuitul alternant simetric ( anexa 5.14);
- $M_{ie\ x-x}$  - momentul de încovoiere echivalent din secțiunea x - x .

Momentul de încovoiere echivalent se determină în funcție de momentul de încovoiere și de momentul de torsiune de pe arbore din secțiunea x - x .

$$M_{ie} = \sqrt{M_{i\ x-x}^2 + (\alpha \cdot M_{t\ x-x})^2} \quad (5.13)$$

sau:

$$M_{ie} = \sqrt{M_{i\ x-x}^2 + 0,75 \cdot M_{t\ x-x}^2} \quad (5.13')$$

în care:

$$M_{i\ x-x}^2 = M_{iX\ x-x}^2 + M_{iY\ x-x}^2 \quad (5.14)$$

unde:

- $M_{iX\ x-x}$  - momentul de încovoiere în plan orizontal, din secțiunea x - x;
- $M_{iY\ x-x}$  - momentul de încovoiere în plan vertical, din secțiunea x - x ;
- $M_{t\ x-x}$  - momentul de torsiune transmis prin secțiunea de verificare x - x;
- $\alpha$  - coeficientul ce ia în considerație faptul că momentul de încovoiere acționează după ciclul alternant simetric iar momentul de torsiune acționează, de obicei, după ciclul pulsator (anexa 5.14).

Verificările la solicitări compuse se fac în secțiunile în care momentele au valori maxime sau acolo unde apar reduceri ale secțiunii arborilor (salturi de diametre) (fig. 5.6 - 5.10).

### 5.6.2. Calculul coeficientului de siguranță global

Determinarea coeficientului de siguranță la solicitări variabile se face pentru secțiunile arborelui, ce prezintă concentratori de tensiune (canale de pană, caneluri, salturi de diametre, orificii practicate în arbore, zone filetate).

Coeficientul de siguranță global este:

$$c = \frac{c_\sigma \cdot c_\tau}{\sqrt{c_\sigma^2 + c_\tau^2}} \geq c_a \quad (5.15)$$

în care:

- $c_\sigma, c_\tau$  - coeficientul de siguranță la solicitarea de încovoiere, respectiv torsiune;
- $c_a$  - coeficientul de siguranță admisibil;
  - |  $c_a = 1,3 \dots 1,5$  pentru condiții de funcționare și solicitări bine cunoscute
  - |  $c_a = 1,5 \dots 2,5$  pentru arbori care funcționează în transmisii de importanță deosebită.

Expresiile lui  $c_\sigma$  și  $c_\tau$  se calculează cu relațiile (5.16) (metoda Soderberg) sau (5.17) (metoda Serensen):

$$c_\sigma = \frac{I}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-l}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_{cr}}}; \quad c_\tau = \frac{I}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-l}} + \frac{\tau_m}{\tau_{cr}}} \quad (5.16)$$

$$c_\sigma = \frac{\sigma_{-l}}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m}; \quad c_\tau = \frac{\tau_{-l}}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \gamma} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m} \quad (5.17)$$

unde:

- $K_\sigma, K_\tau$  - coeficienții concentratorului de tensiune, depind de tipul și forma concentratorului, precum și de natura solicitării (anexa 5.12);
- $\varepsilon_\sigma, \varepsilon_\tau$  - coeficienți dimensionali (fig. 5.13);
- $\gamma$  - coeficient de calitate a suprafeței (fig. 5.14);
- $\sigma_v, \tau_v$  - amplitudinea ciclului de solicitare a tensiunii de încovoiere, respectiv de torsiune, din secțiunea x - x;

$$\sigma_v = (\sigma_{max} - \sigma_{min}) / 2 \quad (5.18)$$

$$\tau_v = (\tau_{max} - \tau_{min}) / 2 \quad (5.18')$$

- $\sigma_{max}, \tau_{max}, \sigma_{min}, \tau_{min}$  - eforturile maxime, respectiv minime ce apar în aceeași secțiune x - x, ca urmare a variației în timp a momentelor de încovoiere și torsiune;
- $\sigma_m, \tau_m$  - mediul ciclului de solicitare a tensiunilor

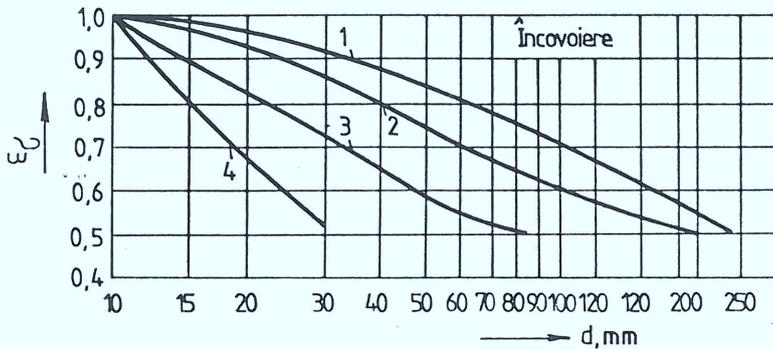
$$\sigma_m = (\sigma_{max} + \sigma_{min}) / 2 \quad (5.19)$$

$$\tau_m = (\tau_{max} + \tau_{min}) / 2 \quad (5.19')$$

- $\sigma_{-l}, \tau_{-l}$  - rezistențele la oboseală pentru ciclul alternant simetric (ciclul III) și se recomandă [1] a fi calculate cu relațiile (5.20):

$$\left| \begin{array}{l} \sigma_{-l} \approx \begin{cases} 0,43 \sigma_r - \text{pentru otelurile carbon (OL si OLC)} \\ 0,35 \sigma_r + (70 \dots 120) \text{ MPa pentru oteluri aliate} \end{cases} \\ \tau_{-l} \approx (0,55 \dots 0,58) \cdot \sigma_{-l} \\ \tau_c \approx (0,6 \dots 0,65) \cdot \tau_{-l} \end{array} \right. \quad (5.20)$$

- $\psi_\sigma, \psi_\tau$  - coeficienți, se aleg din tabel 5.7.



1. Oțel carbon fără concentratori de eforturi unitare
2. Oțel aliat fără concentratori de eforturi unitare și oțel carbon cu concentratori moderați de eforturi unitare
3. Oțel aliat cu concentratori moderați de eforturi unitare
4. Oțel aliat cu concentratori foarte puternici de eforturi unitare

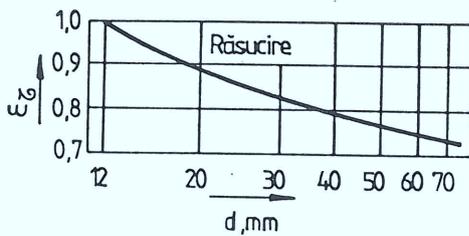


Fig. 5.13

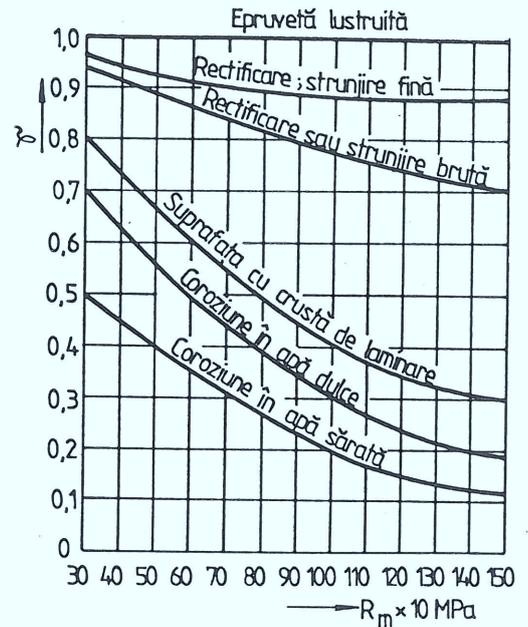


Fig. 5.14

**Tabel 5.7**

$\sigma_r$ [MPa]	550.....750	.....1000	.....1200	peste 1200
$\psi_\sigma$	0,05	0,10	0,20	0,25
$\psi_\tau$	0	0,05	0,10	0,15

Tensiunile critice  $\sigma_{cr}, \tau_{cr}$  ale materialului sunt limitele de curgere  $\sigma_c, \tau_c$  pentru materialele tenace și rezistențele de rupere statice  $\sigma_r, \tau_r$  pentru materialele fragile (vezi anexa 5.14).

De cele mai multe ori, momentele de încovoiere din arborii transmisiilor mecanice sunt constante în timp, iar eforturile unitare variază după ciclul alternant simetric. Momentele de torsiune acționează după un ciclu pulsator și eforturile de torsiune tot după un ciclu pulsator. În această situație tensiunile de încovoiere, respectiv de torsiune, au valorile:

$$\sigma_{max} = -\sigma_{min} = M_{i\ x-x} / W \quad (5.21)$$

rezultă:

$$\sigma_m = 0, \quad \sigma_v = \sigma_{max} \quad (5.22)$$

$$\tau_{max} = M_{t \ x-x} / W_p \quad (5.23)$$

$$\tau_m = \tau_v = \tau_{max} / 2 \quad (5.24)$$

Pentru arbori încărcăți la sarcini și variații ale acestora, diferite de cele prezentate mai sus, se determină în mod corespunzător mărimile  $\sigma_v$ ,  $\tau_v$ ,  $\sigma_m$ ,  $\tau_m$ .

### 5.6.3. Determinarea deformațiilor arborilor

Calculul deformațiilor arborilor transmisiilor mecanice se impune mai ales prin prisma deformațiilor flexionale (de încovoiere) și a înclinărilor în reazeme (rulmenți). În anexa 5.15 sunt date expresiile liniei medii elastice, ale săgeții maxime și ale unghiurilor de înclinare, pentru cele mai frecvente variante ale arborelui simplu rezemat sub acțiunea unei singure forțe concentrate.

Dacă asupra arborelui acționează mai multe forțe  $F_1, F_2 \dots F_n$ , atunci se aplică principiul suprapunerii efectelor și, deci, săgeata totală dintr-un anumit punct se calculează prin însumarea geometrică a săgeților date de fiecare forță în punctul considerat.

Unghiurile de înclinare din reazeme pot fi determinate prin însumarea unghiurilor parțiale, date de fiecare forță în parte.

Săgeata maximă și unghiul de înclinare maxim se compară cu următoarele valori admisibile:

- pentru funcționarea normală a rulmenților:

$$f_{max} \leq (2 / 10000 \dots 3 / 10000) \cdot \ell, \ell \text{ fiind distanța dintre reazeme, } \alpha_{max} \leq 10^{-3} \text{ [radiani];}$$

- pentru o repartizare cât mai uniformă a sarcinii pe lungimea dintelui, în cazul roților dințate:

$$f_{max} \leq (0,01 \dots 0,03) m, m \text{ fiind modulul normal al danturii, } \alpha_{max} \leq 10^{-3} \text{ [radiani].}$$

### 5.6.4. Calculul turației critice a arborelui

Turația critică a arborilor transmisiei mecanice se determină pentru deformațiile flexionale și torsionale.

În cazul cel mai simplu, se poate considera arborele ca fiind simplu rezemat, cu masă neglijabilă sub acțiunea unui număr oarecare de sarcini și, deci, turația critică flexională are expresia:

$$n_{critic f} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{g \sum_{i=1}^n F_i f_i}{\sum_{i=1}^n F_i f_i^2}} \quad [\text{rot/min}] \quad (5.25)$$

în care:

- $g$  - accelerația gravitațională;
- $F_i$  - forța ce acționează într-un punct  $i$  situat pe arbore;
- $f_i$  - săgeata statică în dreptul forței  $F_i$ , cauzată de toate forțele de pe arbore. Aceste săgeți se determină prin suprapunerea efectelor, utilizând relațiile din anexa 5.15.

Turația critică torsională se determină considerând arborele de diametru constant și două discuri oscilante, caracterizate de momentele de inerție masice  $I_1, I_2$ , cu distanța dintre ele  $\ell$ .

$$n_{critic\ t} = \frac{30}{\pi} \sqrt{\frac{I_p \cdot G}{\ell} \cdot \frac{I_1 + I_2}{I_1 I_2}} \quad [\text{rot/min}] \quad (5.26)$$

în care:

- $I_p = \pi d^4 / 32$  - momentul de inerție polar al arborelui;
- $G$  - modulul de elasticitate transversal al materialului; pentru oțel  $G = 8,1 \cdot 10^4$  [N/mm<sup>2</sup>].

Se recomandă ca turația de regim de funcționare a arborelui  $n$  să difere de turațiile critice  $n_{critic\ f}$  și  $n_{critic\ t}$ , cu cel puțin 15.....20%, în plus sau în minus. Dacă turația de regim este superioară turațiilor critice, arborele se consideră a fi elastic, iar dacă este inferioară arborele este considerat rigid. În primul caz, trebuie ca perioada de trecere prin turația critică să fie foarte mică pentru a se evita fenomenul de rezonanță.

Definitivarea formei constructive a subansamblului arbore - roată - rulmenți trebuie să aibă în vedere stabilirea ajustajelor realizate între arbore și organele de mașini, montate pe el. Se recomandă, în acest sens, următoarele ajustaje:

- **H7/s6** pentru ajustaj arbore - roți dințate și melcate ce funcționează la șocuri mari;
- **H7/r6** pentru ajustaj arbore - roți dințate și melcate ce funcționează la sarcini fără șocuri;
- **H8/n6, H7/m6, H7/k6** pentru ajustaj arbore - roți dințate și melcate cu montări și demontări dese;
- **H7/h6, H7/h7** pentru ajustaj arbore - bușe de reazem a diferitelor piese;
- **H7/j6, H7/h6** pentru ajustaj arbore - roți de curea și de lanț;
- **H7/n6, H7/m6, H7/k6** pentru ajustaj arbore - cuplaje;
- **H7/r6** pentru ajustaj arbore - cuplaje la sarcini cu șocuri mari;
- **KB / k6, KB / j6** pentru ajustaj arbore - inel interior al rulmenților;
- **KB / m6, KB / n6** pentru ajustaj arbore - inel interior al rulmenților pentru diametre mai mari și sarcini cu șocuri.

În fig. 5.12 sunt prezentate ajustajele uzuale pentru rulment – arbore și rulment – carcasă, precum și rugozitățile suprafețelor fusurilor arborelui, respectiv a suprafețelor alezajelor carcasei.

Definitivarea constructivă a arborelui se face ținând seama de toate modificările survenite în geometria sa pe parcursul tuturor verificărilor.

Dacă nu au intervenit modificări dimensionale (diametre, lungimi de tronsoane, raze de racordare, orificii, filete, canale de pană etc.), forma constructivă a arborelui este cea reprezentată în fig. 5.5.

De remarcat că majoritatea arborilor se prelucrează pe strung prin prindere între vârfuri. Este necesar ca din faza de proiectare să se indice tipul și mărimea găurii de centrare. Tipul găurii de centrare, precum și dimensiunile acesteia se adoptă în funcție de diametrul inițial al semifabricatului, din care se confecționează arborele. Găurile de centrare sunt standardizate prin STAS 1361-82 (vezi anexa 5.13).

## 5.7. ALEGEREA SISTEMULUI DE ETANȘARE

Etanșarea transmisiilor mecanice are în vedere etanșarea interioară prin menținerea lubrifiantului (ulei sau unsoare) în zona de ungere, cât și prin evitarea pătrunderii din exteriorul carcasei a impurităților și umidității.

La reductoarele de turație de uz general se recomandă utilizarea etanșărilor cu contact, în următoarele soluții constructive:

- inele "O", pentru asigurarea etanșeității între capace și carcasă;

- manșete de rotație (simeringuri), cu o buză sau cu două, pentru asigurarea etanșeității între arbore și capac (soluție cel mai frecvent utilizată la reductoarele de turație de uz general);
- etanșare cu inel de pâslă (mai puțin utilizată și poate fi folosită numai în situații nepretențioase).

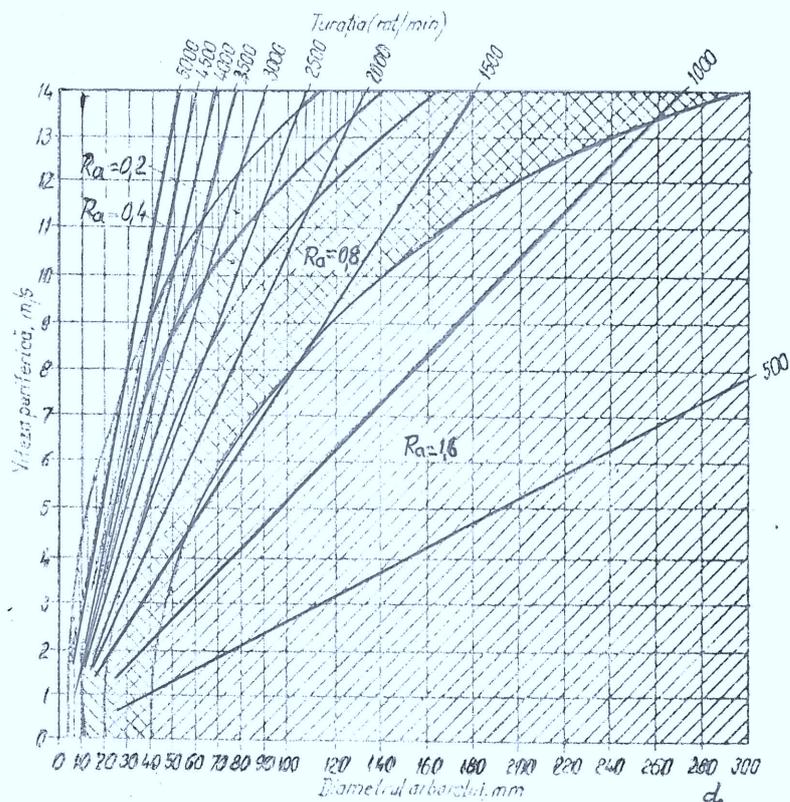


Fig. 5.15

Dacă etanșarea are ca scop să nu permită pătrunderea impurităților în interiorul carcusei, se recomandă manșete de rotație cu două buze de etanșare.

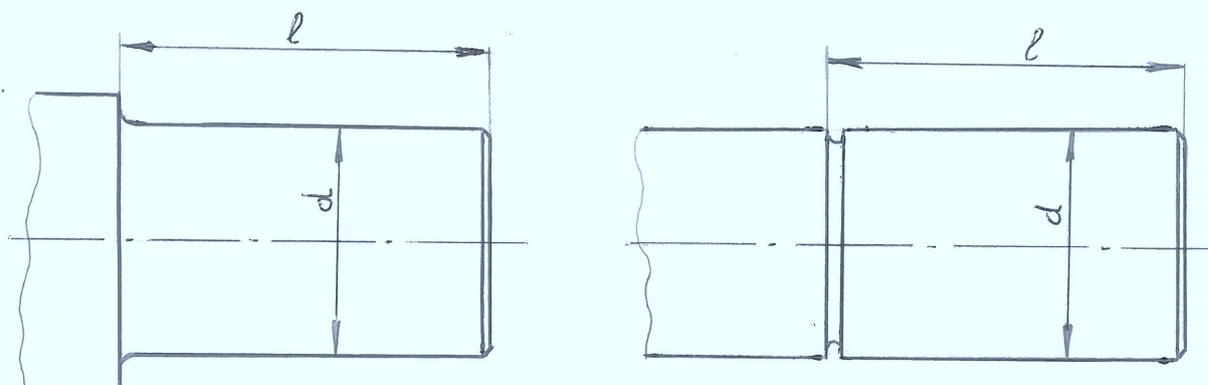
Alegerea rugozității arborelui se face din fig. 5.15, în funcție de diametrul și turația acestuia.

Dimensiunile manșetelor de rotație și a locașurilor de montare a lor sunt indicate în anexa 5.8 (extras din STAS 7950-72).

Pentru asigurarea etanșării uleiului, aflat în interiorul reductorului, buza de etanșare va fi îndreptată către interiorul carcusei, eventuala suprapresiune creată în timpul funcționării, ca urmare a creșterii temperaturii, va forța buza de etanșare a manșetei de rotație, asigurând o etanșeitate și mai bună.

Pentru mărirea eficienței etanșării, în situațiile în care se cere în mod deosebit acest lucru, se recomandă manșete de tip B, la care între buza de etanșare și cea auxiliară se introduce unsoare consistentă, care creează un guler suplimentar.

În cazul reductoarelor de turație, care funcționează în condiții speciale sau severe de lucru, pot fi utilizate etanșările fără contact cu caneluri circulare sau cu labirint (vezi anexa 5.16).



Capete de arbore cilindrice. Momente transmisibile

STAS 8724/3-74

Diametrul capătului de arbore	Momentul de torsiune nominal [N · m]			Diametrul capătului de arbore	Momentul de torsiune nominal [N · m]		
	a	b	c		a	b	c
10	-	1,85	0,875	56	1360	775	355
11	-	2,58	1,22	60	1650	975	462
12	-	3,55	1,65	63	1900	1150	545
14	-	6,00	2,8	65	2120	1280	600
16	-	9,75	4,5	70	2650	1700	800
18	-	14,5	6,7	71	2720	1800	825
19	-	17,5	8,25	75	5250	2120	1000
20	-	21,2	9,75	80	3870	2650	1250
22	-	29	13,6	85	4750	3350	1550
24	-	40	18,5	90	5600	4120	1900
25	-	46,2	21,2	95	6500	4870	2300
28	-	69	31,5	100	7750	5800	2720
30	206	87,5	40	110	10300	8250	3870
32	250	109	50	120	13200	11200	5150
35	325	150	69	125	15000	12800	6000
38	425	200	92,5	130	17000	14500	-
40	487	236	112	140	21200	19000	-
42	500	280	132	150	25800	24300	-
45	710	355	170	160	31500	30700	-
48	850	450	212	170	37500	37500	-
50	950	515	243	180	45000	-	-
55	1250	730	345	190	53000	-	-

Capete de arbore cilindrice – dimensiuni

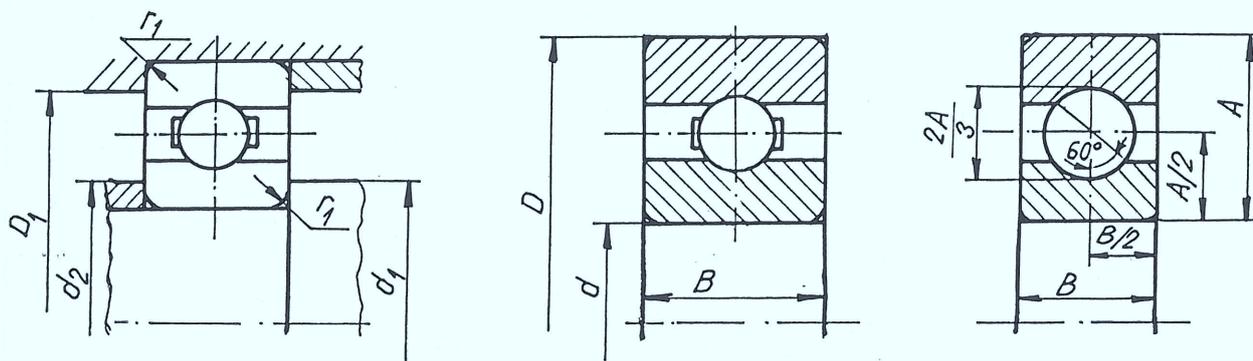
STAS 8724/2-71

diametrul		lungimea $l$		diametrul		lungimea $l$		diametrul		lungimea $l$	
$d$	abateri limită	serie lungă	serie scurtă	$d$	abateri limită	serie lungă	serie scurtă	$d$	abateri limită	serie lungă	serie scurtă
10	+0,008 -0,003	23	20	38	+0,018 +0,002	80	58	85	+0,035 +0,013	170	130
11				40				90			
12		30	25	42		110	82	95			
14				45				100			
16				48				110			
18	40	28	50	140	105	120	210	165			
19			55			125					
20	+0,009 -0,004	50	36	56	+0,030 +0,011	140	105	130	+0,040 +0,015	250	200
22				60				140			
24				63				150			
25		60	42	65		170	180	160		300	240
28				70							
30	71										
32	+0,018	80	58	75	170	130	200	+0,046 +0,017	350	280	
35	+0,002			80							

Treapta de precizie și poziția câmpului de toleranță pentru diametrul nominal al capătului de arbore

Diametrul capătului de arbore $d$ [mm]	Toleranța
$\leq 30$	j 6
32...50	k 6
$> 50$	m 6

Exemplu de notare în desenul de ansamblu sau în desenul de execuție:  $\phi 55 m6 \left( \begin{smallmatrix} +0,030 \\ +0,011 \end{smallmatrix} \right)$ .



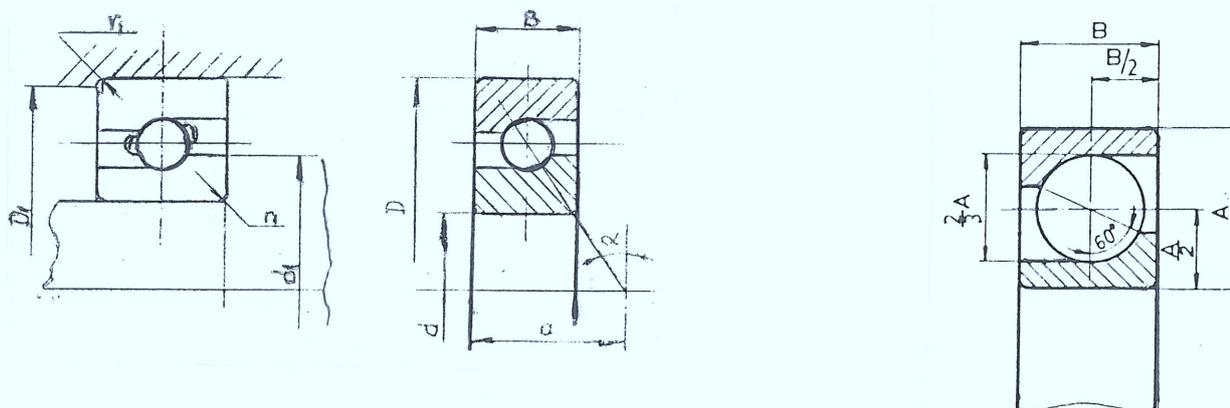
Dimensiuni de montaj                      Dimensiuni principale                      Reprezentare în desen STAS 8953-71  
**Rulmenți radiali cu bile clasa 1 de utilizare** (Extras din ISO/R 15 STAS 3041-68)

Dimensiunile principale ale rulmentului				Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită		Simbol rulment	Dimensiuni de montaj			
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	Din. <i>C</i>	Stat. <i>Co</i>	Ungere cu:			<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>D</i> <sub>1</sub>	<i>r</i> <sub>1</sub>	
[mm]				[kN]		[rot/min]			unsoare	ulei	min	max
								[mm]				
20	42	12	1	7,20	4,50	17000	20000	6004	24	38	0,6	
	47	14	1,5	9,80	6,20	15000	18000	6204	25	42	1	
	52	15	2	12,20	7,80	13000	16000	6304	27	45	1	
	72	19	2	23,60	16,60	10000	13000	6404	27	65	1	
25	47	12	1	8,65	5,60	15000	18000	6005	29	43	0,6	
	52	15	1,5	10,80	6,95	12000	15000	6205	30	47	1	
	62	17	2	17,30	11,40	11000	14000	6305	32	55	1	
	80	21	2,5	27,50	19,60	9000	11000	6405	33	72	1,5	
30	55	13	1,5	10,20	6,80	12000	15000	6006	35	50	1	
	62	16	1,5	15,00	10,00	10000	13000	6206	35	57	1	
	72	19	2	21,60	14,60	9000	11000	6306	37	65	1	
	90	23	2,5	33,50	24,00	8500	10000	6406	38	82	1,5	
35	62	14	1,5	12,20	8,50	10000	13000	6007	40	57	1	
	72	17	2	19,60	13,70	9000	11000	6207	42	65	1	
	80	21	2,5	25,50	18,00	8500	10000	6307	43	72	1,5	
	100	25	2,5	42,50	31,00	7000	8500	6407	43	92	1,5	
40	68	15	1,5	12,90	9,30	9500	12000	6008	45	63	1	
	80	18	2	23,60	16,60	8500	10000	6208	47	73	1	
	90	23	2,5	31,50	22,40	7500	9000	6308	48	82	1,5	
	110	27	3	49,00	36,50	6700	8000	6408	49	101	2	
45	75	16	1,5	16,30	12,20	9000	11000	6009	50	70	1	
	85	19	2	25,50	18,60	7500	9000	6209	52	78	1	
	100	25	2,5	40,50	30,00	6700	8000	6309	53	92	1,5	
	120	29	3	58,50	45,50	6000	7000	6409	54	111	2	
50	80	16	1,5	16,60	13,20	8500	10000	6010	55	75	1	
	90	20	2	27,00	19,60	7000	8500	6210	57	83	1	
	110	27	3	47,50	36,00	6300	7500	6310	59	101	2	
	130	31	3,5	67,00	52,00	5300	6300	6410	61	119	2	

**Rulmenți radiali cu bile clasa 1 de utilizare**
**Anexa 5.2 (continuare)**

Dimensiunile principale ale rulmentului				Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită		Simbol rulment	Dimensiuni de montaj		
$d$	$D$	$B$	$r$	Din. $C$	Stat. $C_o$	Ungere cu:			$d_1$	$D_1$	$r_1$
[mm]				[kN]		unsoare	ulei		min	max	max
						[rot/min]		[mm]			
55	90	18	2	21,60	17,00	7500	9000	6011	62	83	1
	100	21	2,5	33,50	25,00	6300	7500	6211	63	92	1,5
	120	29	3	55,00	41,50	5600	6700	6311	64	111	2
	140	33	3,5	76,50	63,00	5000	6000	6411	66	129	2
60	95	18	2	22,80	18,30	6700	8000	6012	67	88	1
	110	22	2,5	36,50	28,00	6000	7000	6212	68	102	1,5
	130	31	3,5	63,00	48,00	5000	6000	6312	71	119	2
	150	35	3,5	83,00	69,50	1800	5600	6412	71	139	2
65	100	18	2	23,60	19,60	6300	7500	6013	72	93	1
	120	23	2,5	43,00	34,00	5300	6300	6213	73	112	1,5
	140	33	3,5	71,00	56,00	4800	5600	6313	76	129	2
	160	37	3,5	91,50	78,00	4500	5300	6414	76	149	2
70	110	20	2	29,00	24,50	6000	7000	6014	77	103	1
	125	24	2,5	47,50	37,50	5000	6000	6214	78	117	1,5
	150	35	3,5	80,00	63,00	4500	5300	6314	81	139	2
	180	42	4	110,00	104,00	3800	4500	6414	83	176	2,5
75	115	20	2	30,50	26,00	5600	6700	6015	82	108	1
	130	25	2,5	51,00	40,50	4800	5600	6215	83	122	1,5
	160	37	3,5	86,50	72,00	4300	5000	6315	86	149	2
	190	45	4	118,00	114,00	3600	4300	6415	88	177	2,5
80	125	22	2	36,50	31,50	5300	6300	6016	87	118	1
	140	26	3	54,00	45,00	4500	5300	6216	89	131	2
	170	39	3,5	95,00	80,00	3800	4500	6316	91	159	2
	200	48	4	125,00	125,00	3400	4000	6416	93	187	2,5
85	130	22	2	38,00	33,50	5000	6000	6017	92	123	1
	150	28	3	64,00	53,00	4300	5000	6217	94	141	2
	180	41	4	102,00	90,00	3600	4300	6317	98	167	2,5
	210	52	5	134,00	134,00	3200	3800	6417	101	194	3
90	140	24	2,5	45,00	39,00	4800	5600	6018	98	132	1,5
	160	30	3	73,50	62,00	3800	4500	6218	99	151	2
	190	43	4	110,00	98,00	3400	4000	6318	103	177	2,5
	225	54	5	140,00	146,00	3000	3600	6418	106	209	3
95	145	24	2,5	46,50	41,50	4500	5300	6019	103	137	1,5
	170	35	3,5	83,00	69,50	3600	4300	6219	106	159	2
	200	45	4	118,00	110,00	3200	3800	6319	108	187	2,5
100	150	24	2,5	46,50	41,50	4300	5000	6020	108	142	1,5
	180	34	3,5	9,50	78,00	3400	4000	6220	111	169	2
	215	47	4	134,00	132,00	3000	3600	6320	113	202	2,5
105	160	26	3	56,00	51,00	4000	4800	6021	114	151	2
	190	36	3,5	102,00	90,00	3200	3800	6221	116	179	2
	225	49	4	140,00	143,00	2800	3400	6321	118	212	2,5

 Exemplu de notare: **Rulment radial cu bile 6308 ISO/R 15 STAS 3041-68**



Dimensiuni de montaj

Dimensiuni principale

Reprezentare în desen STAS 8953-71

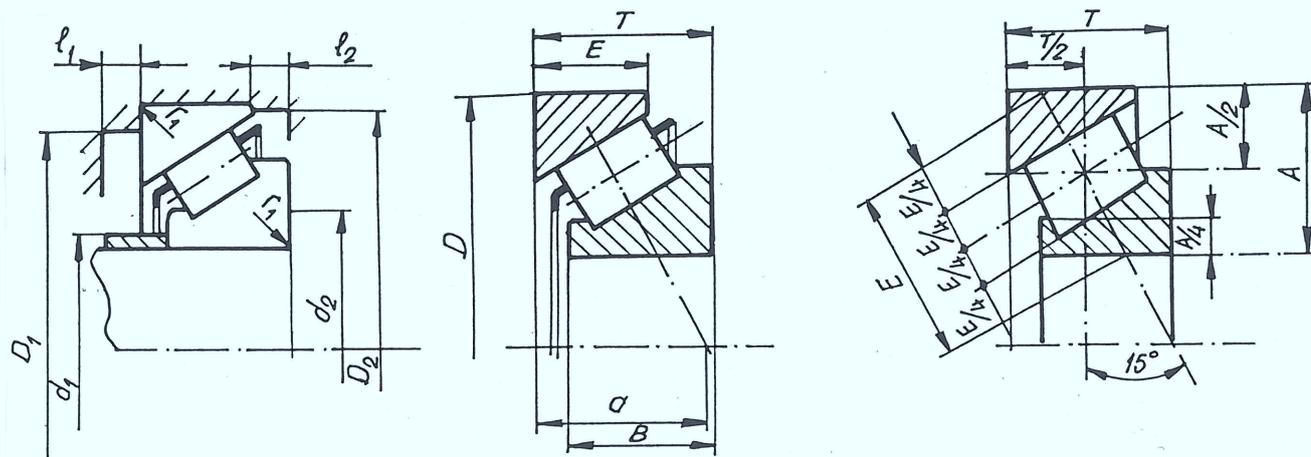
**Rulmenți radiali – axiali cu bile pe un rând clasa 1 de utilizare** (Extras din ISO/R 15 STAS 7416-68)

Dimensiunile principale ale rulmentului					Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită		Simbol rulment	Dimensiuni de montaj			
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>a</i>	Din. <i>C</i>	Stat. <i>C<sub>0</sub></i>	Ungere cu:			<i>d<sub>1</sub></i>	<i>D<sub>1</sub></i>	<i>r<sub>1</sub></i>	
[mm]					[kN]		[rot/min]			unsoare	ulei	[mm]	
20	42	12	1	10	8,15	5,40	22000	32000	7004C	25	37	0,6	
	47	14	1,5	12	11,4	7,65	20000	30000	7204C	26	41	1	
	47	14	1,5	21	10,4	6,55	11000	16000	7204B	26	41	1	
	52	15	2	23	13,7	8,30	10000	15000	7304B	27	45	1	
25	47	12	1	11	9,15	6,30	19000	28000	7005C	30	42	0,6	
	52	15	1,5	13	12,9	9,15	18000	26000	7205C	31	46	1	
	52	15	1,5	24	11,6	7,80	9500	14000	7205B	31	46	1	
	62	17	2	27	19,3	12,50	8500	12000	7305B	32	55	1	
30	55	13	1,5	12	11,80	8,65	17000	24000	7006C	36	49	1	
	62	16	1,5	14	18,00	13,20	16000	22000	7206C	36	56	1	
	62	16	1,5	27	16,00	11,20	8500	12000	7206B	36	56	1	
	72	19	2	31	24,50	17,00	7500	10000	7306B	37	65	1	
35	62	14	1,5	14	15,00	11,40	15000	20000	7007C	41	56	1	
	72	17	2	16	24,00	18,00	13000	18000	7207C	42	65	1	
	72	17	2	31	21,20	15,30	7500	10000	7207B	42	65	1	
	80	21	2,5	35	28,50	20,40	7000	9500	7307B	44	71	1,5	
40	68	15	1,5	15	15,60	12,20	13000	18000	7008C	46	62	1	
	80	18	2	17	28,50	22,40	11000	16000	7208C	47	73	1	
	80	18	2	34	25,00	19,00	6700	9000	7208B	47	73	1	
	90	23	2,5	39	35,50	25,50	6300	8500	7308B	49	81	1,5	
45	75	16	1,5	16	19,00	15,60	11000	16000	7009C	51	69	1	
	85	19	2	18	32,00	25,50	10000	15000	7209C	52	78	1	
	85	19	2	37	28,00	21,60	6300	8500	7209B	52	78	1	
	100	25	2,5	43	45,50	34,00	5600	7500	7309B	54	91	1,5	
50	80	16	1,5	17	19,60	16,60	10000	15000	7010C	56	74	1	
	90	20	2	19	33,50	27,50	9500	14000	7210C	57	83	1	
	90	20	2	39	29,00	23,60	5600	7500	7210B	57	83	1	
	110	27	3	47	53,00	40,50	5000	6700	7310B	60	100	2	

**Rulmenți radiali – axiali cu bile pe un rând clasa 1 de utilizare**
**Anexa 5.3 (continuare)**

Dimensiunile principale ale rulmentului					Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită		Simbol rulment	Dimensiuni de montaj		
$d$	$D$	$B$	$r$	$a$	Din. $C$	Stat. $C_o$	Ungere cu:			$d_1$ min	$D_1$ max	$r_1$ max
[mm]					[kN]		unsoare	ulei				
							[rot/min]					
55	90	18	2	19	27,00	23,20	9500	14000	7011C	62	83	1
	100	21	2,5	21	41,50	34,00	9000	13000	7211C	64	91	1,5
	100	21	2,5	43	36,50	30,00	5300	7000	7211B	64	91	1,5
	120	29	3	52	62,00	47,50	4500	6000	7311B	65	110	2
60	95	18	2	19	27,50	24,50	9000	13000	7012C	67	88	1
	110	22	2,5	22	50,00	42,50	8000	11000	7212C	69	101	1,5
	110	22	2,5	47	44,00	36,50	4800	6300	7212B	69	101	1,5
	130	31	3,5	55	71,00	55,00	4300	5600	7312B	72	118	2
65	100	18	2	20	28,00	25,50	8500	12000	7013C	72	93	1
	120	23	2,5	24	55,00	46,50	8000	11000	7213C	74	111	1,5
	120	23	2,5	50	50,00	43,00	4300	5600	7213B	74	111	1,5
	140	33	3,5	60	80,00	63,00	4000	5300	7313B	77	128	2
70	125	24	2,5	25	60,00	52,00	7500	10000	7214C	79	116	1,5
	125	24	2,5	53	54,00	47,50	4300	5600	7214B	79	116	1,5
	150	35	3,5	64	90,00	73,50	3600	4800	7314B	82	138	2
75	130	25	2,5	26	62,00	55,00	7000	9500	7215C	84	121	1,5
	130	25	2,5	56	56,00	50,00	4000	5300	7215B	84	121	1,5
	160	37	3,5	68	98,00	81,50	3400	4500	7315B	87	148	2
80	140	26	3	28	73,50	65,50	6700	9000	7216C	90	130	2
	140	26	3	59	63,00	57,00	3600	4800	7216B	90	130	2
	170	39	3,5	72	106	91,50	3200	4300	7316B	92	158	2
85	150	28	3	30	78,00	71,00	6000	8000	7217C	95	140	2
	150	28	3	64	71,00	65,50	3400	4500	7217B	95	140	2
	180	41	4	76	114	102	3000	4000	7317B	99	166	2,5
90	160	30	3	32	96,50	90,00	5600	7500	7218C	100	150	2
	160	30	3	67	83,00	76,50	3200	4300	7218B	100	150	2
	190	43	4	80	122	114	2800	3800	7318B	104	176	2,5
95	170	32	3,5	34	104	96,50	5600	7500	7219C	107	158	2
	170	32	3,5	71	95,00	88,00	3000	4000	7219B	107	158	2
100	180	34	3,5	36	116	110	5300	7000	7220C	112	168	2
	180	34	3,5	76	102	93,00	2800	3800	7220B	112	168	2
	215	47	4	90	150	153	2400	3400	7320B	114	201	2,5
110	200	38	3,5	84	120	116	2400	3400	7222B	122	188	2
	240	50	4	99	176	193	2000	3000	7322B	124	226	2,5
120	215	40	3,5	90	129	132	2200	3200	7224B	132	203	2
	260	55	4	108	186	212	1900	2800	7324B	134	246	2,5
130	230	40	4	96	137	146	1900	2800	7226B	144	216	2,5
	280	58	5	115	196	228	1800	2600	7326B	148	262	3
140	250	42	4	103	143	156	1800	2600	7228B	154	236	2,5
	300	62	5	123	216	260	1700	2400	7328B	158	282	3

**Exemplu de notare: Rulment radial – axial cu bile 7220B ISO/R 15 STAS 7416-68**



Dimensiuni de montaj

Dimensiuni principale

Reprezentare în desen STAS 8953-71

**Rulmenți radiali axiali cu role conice clasa 1 de utilizare**

(Extras din ISO/R 355 STAS 3920-68)

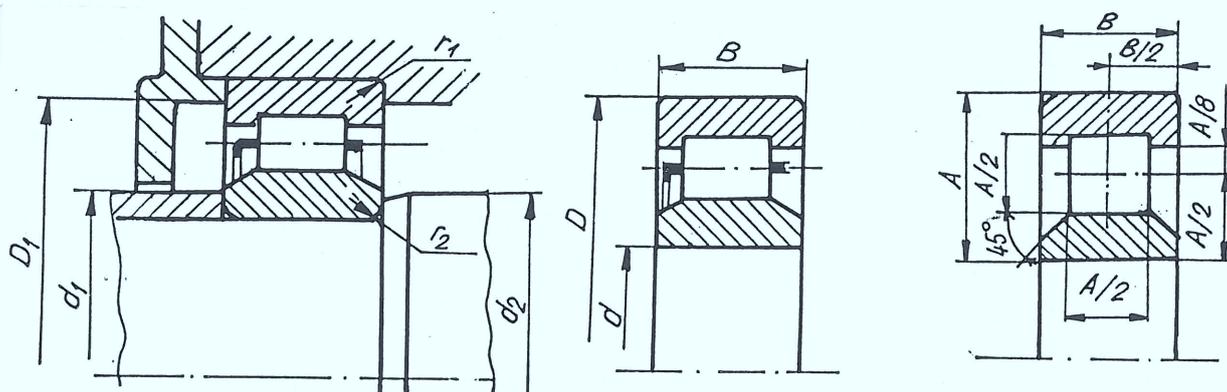
Dimensiuni principale ale rulmentului [mm]									Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită [rot/min] Ungere cu:		Simbol
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>E</i>	<i>a</i>	<i>d</i> <sub>1</sub>	<i>r</i>	<i>r</i> <sub>1</sub>	<i>C</i> [kN]	<i>C</i> <sub>0</sub> [kN]	un-soare	ulei	
20	47	15,25	14	12	11	33,5	1,5	0,5	24	17	8000	11000	30204
	52	16,25	15	13	11	34,5	2	0,8	30	20,4	7000	9500	30304
	52	22,25	21	18	14	34,5	2	0,8	38	29	7000	9500	32304
25	52	16,25	15	13	12	37,6	1,5	0,5	27	21	7000	9500	30205
	52	22	22	18	14	39,2	1,5	0,5	41,5	33,5	6700	9000	33205
	62	18,25	17	15	13	42	2	0,8	41	29	5600	7500	30305
	62	18,25	17	13	20	46	2	0,8	33,5	23,6	5600	7500	31305
	62	25,5	24	20	15	42	2	0,8	52	40	5600	7500	32305
30	62	17,25	16	14	14	45	1,5	0,5	35,5	28,5	5600	7500	30206
	62	21,25	20	17	15	45,5	1,5	0,5	44	38	5600	7500	32206
	62	25	25	19,5	16	46	1,5	0,5	56	46,5	5600	7500	33206
	72	20,75	19	16	15	49	2	0,8	49	34,5	5000	6700	30306
	72	20,75	19	14	22	53	2	0,8	41,5	30	5000	6700	31306
	72	28,75	27	23	18	49	2	0,8	67	57	5000	6700	32306
35	72	18,25	17	15	15	52	2	0,8	45	33,5	5000	6700	30207
	72	24,25	23	19	17	52,5	2	0,8	57	50	5000	6700	32207
	72	28	28	22	18	53,4	2	0,8	73,5	63	4800	6300	33207
	80	22,75	21	18	16	54,5	2,5	0,8	63	46,5	4300	5600	30307
	80	22,75	21	15	25	59,6	2,5	0,8	53	39	4300	5600	31307
	80	32,75	31	25	20	54,9	2,5	0,8	83	71	4300	5600	32307
40	80	19,75	18	16	16	57,5	2	0,8	52	39	4300	5600	30208
	80	24,75	23	19	19	59	2	0,8	65,5	51	4300	5600	32208
	80	32	32	25	21	60	2	0,8	90	80	4300	5600	33208
	90	25,25	23	20	19	63,4	2,5	0,8	75	63,5	3800	5000	30308
	90	25,25	23	17	28	67	2,5	0,8	64	55	3800	5000	31308
	90	35,25	33	27	23	63	2,5	0,8	102	85	3800	5000	32308

**Rulmenți radiali axiali cu role conice clasa 1 de utilizare**

**Anexa 5.4 (continuare)**

Dimensiuni principale ale rulmentului [mm]									Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită [rot/min] Ungere cu:		Simbol
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T</i>	<i>B</i>	<i>E</i>	<i>a</i>	<i>d<sub>1</sub></i>	<i>r</i>	<i>r<sub>1</sub></i>	<i>C</i> [kN]	<i>C<sub>0</sub></i> [kN]	un- soare	ulei	
45	85	20,75	19	16	18	63,3	2	0,8	58,5	45	4000	5300	30209
	85	24,75	23	19	20	64,5	2	0,8	69,5	57	4000	5300	32209
	85	32	32	25	22	65,5	2	0,8	93	83	4000	5300	33209
	100	27,25	25	22	21	71	2,5	0,8	93	78	3400	4500	30309
	100	27,25	25	18	31	75	2,5	0,8	80	61	3400	4500	31309
	100	38,25	36	30	25	70,5	2,5	0,8	122	104	3400	4500	32309
50	90	21,75	20	17	19	68,5	2	0,8	85,5	53	3800	5000	30210
	90	24,75	23	19	21	69	2	0,8	71	61,5	3800	5000	32210
	90	32	32	24,5	23	71	2	0,8	100	91,5	3800	5000	33210
	110	29,25	27	23	23	78	3	1	110	91	3000	4000	30310
	110	29,25	27	19	34	81,5	3	1	93	71	3000	4000	31310
	110	42,25	40	33	27	78	3	1	150	129	3000	4000	32310
55	100	22,75	21	18	20	75	2,5	0,8	78	62	3400	4500	30211
	100	26,75	25	21	22	75,5	2,5	0,8	85	76,5	3400	4500	32211
	100	35	35	27	25	77,6	2,5	0,8	120	110	3400	4500	33211
	120	31,5	29	25	24	84	3	1	125	110	2600	3600	30311
	120	31,5	29	21	37	88,4	3	1	106	95	2600	3600	31311
	120	45,5	43	35	29	85	3	1	173	150	2600	3600	32311
60	110	23,75	22	19	22	81,5	2,5	0,8	85	71	3000	4000	30212
	110	29,75	28	24	24	82,5	2,5	0,8	110	96	3000	4000	32212
	110	38	38	29	27	85,5	2,5	0,8	146	137	3000	4000	33212
	130	33,5	31	26	26	92	3,5	1,2	146	122	2400	3400	30312
	130	33,5	31	22	39	96	3,5	1,2	125	105	2400	3400	31312
	130	48,5	46	37	31	92	3,5	1,2	200	176	2400	3400	32312
65	120	24,75	23	20	23	90	2,5	0,8	100	85	2600	3600	30213
	120	32,75	31	27	27	91	2,5	0,8	132	114	2600	3600	32213
	120	41	41	32	29	92,1	2,5	0,8	170	156	2800	3800	33213
	140	36	33	28	28	99	3,5	1,2	170	143	2200	3200	30313
	140	36	33	23	42	103	3,5	1,2	143	114	2200	3200	31313
	140	51	48	39	33	100	3,5	1,2	228	204	2200	3200	32313
70	125	26,25	24	21	25	94	2,5	0,8	110	90	2600	3600	30214
	125	33,25	31	27	28	96	2,5	0,8	137	120	2600	3600	32214
	150	38	35	30	29	107	2,5	0,8	193	163	2000	3000	30314
	150	28	35	25	45	111	3,5	1,2	163	129	2000	3000	31314
	150	54	51	42	36	106	3,5	1,2	255	232	2000	3000	32314
75	130	27,25	25	22	27	100	2,5	0,8	122	102	2400	3400	30215
	130	33,25	31	27	29	100	2,5	0,8	140	134	2400	3400	32215
	130	41	41	31	32	102	2,5	0,8	180	173	2400	3400	33215
	160	40	37	31	31	115	3,5	1,2	212	176	1900	2800	30315
	160	40	37	26	48	118	3,5	1,2	180	146	1900	2800	31315
	160	58	55	45	38	113	3,5	1,2	290	270	1900	2800	32315

**Exemplu de notare: Rulment radial – axial cu role conice 30208 ISO/R 355 STAS 3920-68**



Dimensiuni de montaj

Dimensiuni principale

Reprezentare în desen STAS 8953-71

**Rulmenți radiali cu role cilindrice clasa 1 de utilizare**

(Extras din ISO/R 15 STAS 3043-68,  
STAS 6190-68, STAS 8119-68)

Dimensiuni principale ale rulmentului [mm]								Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită [rot/min] Ungere cu:		Simbol * cu prefixul NU ; NJ sau NUP
$d$	$D$	$B$	$E$	$F$	$r$	$d_a$ min	$D_a$ max	$C$ [kN]	$C_0$ [kN]	un- soare	ulei	
20	47	14	40	27	1,5	25	42	13,7	7,5	13000	16000	204
	47	18	40	27	1,5	25	42	18,6	11	13000	16000	2204
	52	15	44,5	28,5	2	27	45	20,8	11,8	11000	14000	304
	52	21	44,5	28,5	2	27	45	30	19	11000	14000	2304
25	52	15	45	32	1,5	30	47	15,6	9	11000	14000	205
	52	18	45	32	1,5	30	47	21,2	13,2	11000	14000	2205
	62	17	53	35	2	32	55	26,5	15,3	9500	12000	305
	62	24	53	35	2	32	55	39	25	9000	11000	2305
30	62	16	53,5	38,5	1,5	35	57	20,8	12,2	9500	12000	206
	62	20	53,5	38,5	1,5	35	57	30	19,3	9500	12000	2206
	72	19	62	42	2	37	65	34,5	20,4	8500	10000	306
	72	27	62	42	2	37	65	46,5	30	8000	9500	2306
	90	23	73	45	2,5	38	82	56	34,5	6300	7500	406
35	72	17	61,8	43,8	2	42	65	30	18	8500	10000	207
	72	23	61,8	43,8	2	42	65	44	30	8500	10000	2207
	80	21	68,2	46,2	2,5	43	72	44	27,5	7000	8500	307
	80	31	68,2	46,2	2,5	43	72	58,5	39	7000	8500	2307
	100	25	83	53	2,5	43	92	69,5	45	5600	6700	407
40	80	18	70	50	2	47	73	39	24,5	7500	9000	208
	80	23	70	50	2	47	73	52	35,5	7500	9000	2208
	90	23	77,5	53,5	2,5	48	82	52	33,5	6300	7500	308
	90	33	77,5	53,5	2,5	48	82	75	52	6300	7500	2308
	110	27	92	58	3	49	101	90	58,5	5000	6000	408
45	85	19	75	55	2	52	78	40,5	26	6700	8000	209
	85	23	75	55	2	52	78	55	38	7000	8500	2209
	100	25	86,5	58,5	2,5	53	92	71	46,5	5600	6700	309
	100	36	86,5	58,5	2,5	53	92	96,5	68	5600	6700	2309
	120	29	100,5	64,5	3	54	111	106	71	4800	5600	409

**Rulmenți radiali cu role cilindrice clasa 1 de utilizare**

**Anexa 5.5** (continuare)

Dimensiuni principale ale rulmentului [mm]								Capacitatea de încărcare a rulmentului		Turația limită [rot/min] Ungere cu:		Simbol* cu prefixul NU ; NJ sau NUP
<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>E</i>	<i>F</i>	<i>r</i>	<i>d<sub>a</sub></i> min	<i>D<sub>a</sub></i> max	<i>C</i> [kN]	<i>C<sub>0</sub></i> [kN]	un- soare	ulei	
50	90	20	80,4	60,4	2	57	83	43	28	6300	7500	210
	90	23	80,4	60,4	2	57	83	57	41,5	6300	7500	2210
	110	27	95	65	3	59	101	81,5	53	5000	6000	310
	110	40	95	65	3	59	101	112	81,5	5000	6000	2310
	130	31	110,8	70,8	3,5	61	119	129	88	4300	5000	410
55	100	21	88,5	66,5	2,5	63	92	52	34,5	6000	7000	211
	100	25	88,5	66,5	2,5	63	92	68	49	6000	7000	2211
	120	29	104,5	70,5	3	64	111	102	68	4800	5600	311
	120	43	104,5	70,5	3	64	111	137	100	4800	5600	2311
	140	33	117,2	77,2	3,5	66	129	132	88	3800	4500	411
60	110	22	97,5	73,5	2,5	68	102	63	44	5300	6300	212
	110	28	97,5	73,5	2,5	68	102	90	69,5	5300	6300	2212
	130	31	113	77	3,5	71	119	114	78	4300	5000	312
	130	46	113	77	3,5	71	119	156	116	4300	5000	2312
	150	35	127	83	3,5	71	139	156	108	3600	4300	412
65	120	23	105,6	79,6	2,5	73	112	73,5	52	4800	5600	213
	120	31	105,6	79,6	2,5	73	112	108	83	4800	5600	2213
	140	33	121,5	83,5	3,5	76	129	127	86,5	4000	4800	313
	140	48	121,5	83,5	3,5	76	129	176	132	4000	4800	2313
	160	37	135,3	89,3	3,5	76	149	183	129	3400	4000	413
70	125	24	110,5	84,5	2,5	78	117	73,5	52	4500	5300	214
	125	31	110,5	84,5	2,5	78	117	108	83	4500	5300	2214
	150	35	130	90	3,5	81	139	150	104	3600	4300	314
	150	51	130	90	3,5	81	139	208	163	3600	4300	2314
	180	42	152	100	4	83	167	228	166	3000	3600	414
75	130	25	116,5	88,5	2,5	83	122	90	64	4500	5300	215
	130	31	116,5	88,5	2,5	83	122	122	96,5	4500	5300	2215
	160	37	139,5	95,5	3,5	86	149	180	127	3400	4000	315
	160	55	139,5	95,5	3,5	86	149	255	204	3400	4000	2315
	190	45	160,5	104,5	4	89	177	245	176	2800	3400	415
80	140	26	125,3	95,3	3	89	131	98	69,5	4000	4800	216
	140	33	125,3	95,3	3	89	131	137	108	4000	4800	2216
	170	39	147	103	3,5	91	159	180	127	3200	3800	316
	170	58	147	103	3,5	91	159	255	204	3200	3800	2316
	200	48	170	110	4	93	187	280	204	2600	3200	416
85	150	28	133,8	101,8	3	94	141	112	80	3800	4500	217
	150	36	133,8	101,8	3	94	141	156	125	3800	4500	2217
	180	41	156	108	4	98	167	208	150	3000	3600	317
	180	60	156	108	4	98	167	290	232	3000	3600	2317
	210	52	177	113	5	101	194	315	232	2400	3000	417

**Exemplu de notare:** Rulment radial cu role cilindrice *NU 308* sau *NJ 308* sau *NUP 308*  
ISO/R 15 STAS 3041-68

## Coeficienții forțelor radiale și axiale (Extras din STAS 7160 - 82)

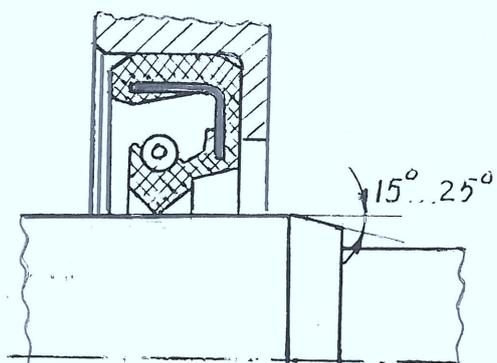
Tipul rulmentului	$\frac{i \cdot F_a}{C_0}$	$e$	Rulmenți pe un rând		Rulmenți pe două rânduri				
			$\frac{F_a}{R} > e$		$\frac{F_a}{R} \leq e$		$\frac{F_a}{R} > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
<b>Rulmenți radiali cu bile</b>  Dacă $\frac{F_a}{R} \leq e$ se adoptă:  X = 1, Y = 1	0,014	0,19		2,30				2,30	
	0,028	0,22		1,99				1,99	
	0,056	0,26		1,71				1,71	
	0,084	0,28		1,55				1,55	
	0,110	0,30	0,56	1,45	1	0	0,56	1,45	
	0,170	0,34		1,31				1,31	
	0,280	0,38		1,15				1,15	
	0,420	0,42		1,04				1,04	
	0,560	0,44		1,00				1,00	
<b>Rulmenți radial-axiali cu bile cu unghiul de contact <math>\alpha</math></b>	$\alpha = 5^\circ$	0,014	0,23				2,78		3,74
		0,028	0,26				2,40		3,23
		0,056	0,30				2,07		2,78
		0,085	0,34				1,87		2,52
		0,110	0,40	—	—	1	1,75	0,78	2,36
		0,170	0,45				1,58		2,13
		0,280	0,50				1,39		1,87
		0,420					1,26		1,69
		0,560					1,21		1,63
	$\alpha = 10^\circ$	0,014	0,29		1,88		2,18		3,06
		0,029	0,32		1,71		1,98		2,78
		0,057	0,36		1,52		1,76		2,47
		0,086	0,38		1,41		1,63		2,29
		0,110	0,40	0,47	1,34	1	1,55	0,75	2,18
		0,170	0,44		1,23		1,42		2,00
		0,290	0,49		1,10		1,27		1,79
		0,43	0,54		1,01		1,17		1,64
		0,57	0,54		1,00		1,16		1,63
	$\alpha = 15^\circ$	0,015	0,38		1,47		1,65		2,39
		0,029	0,40		1,40		1,57		2,28
		0,058	0,43		1,30		1,46		2,11
		0,087	0,46		1,23		1,38		2,00
		0,12	0,47	0,47	1,19	1	1,34	0,72	1,93
		0,17	0,50		1,12		1,26		1,82
		0,29	0,55		1,02		1,14		1,66
		0,44	0,56		1,00		1,12		1,63
		0,58	0,56		1,00		1,12		1,63
	$\alpha = 20^\circ$ $\alpha = 25^\circ$ $\alpha = 30^\circ$ $\alpha = 35^\circ$ $\alpha = 40^\circ$		0,57	0,43	1,00		1,09	0,70	1,63
			0,68	0,41	0,87		0,92	0,67	1,41
		—	0,80	0,39	0,76	1	0,78	0,63	1,24
			0,95	0,37	0,66		0,66	0,60	1,07
			0,14	0,35	0,57		0,55	0,57	0,93

## Coeficienții forțelor radiale și axiale pentru rulmenți radiali-axiali cu role conice

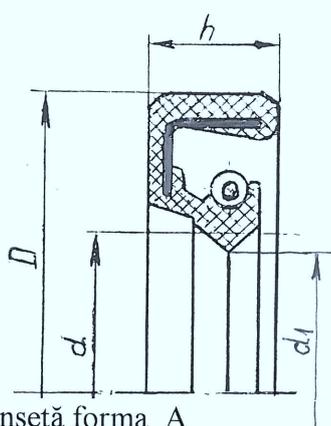
Simbol rulment	$F_a/R > e$		Simbol rulment	$F_a/R > e$		Simbol rulment	$F_a/R > e$	
	$e$	$Y$		$e$	$Y$		$e$	$Y$
32005	0,43	1,4	30215	0,43	1,4	30315	0,34	1,8
32006	0,43	1,4	30216	0,42	1,4	30316	0,34	1,8
32007	0,42	1,4	30217	0,42	1,4	30317	0,34	1,8
32008	0,37	1,6	32206	0,37	1,6	31305	0,83	0,72
32009	0,39	1,5	32207	0,37	1,6	31306	0,83	0,72
32010	0,43	1,4	32208	0,37	1,6	31307	0,83	0,72
32011	0,40	1,5	32209	0,40	1,5	31308	0,83	0,72
32012	0,43	1,4	32210	0,42	1,4	31309	0,83	0,72
32013	0,46	1,3	32211	0,40	1,5	31310	0,83	0,72
32014	0,43	1,4	32212	0,40	1,5	31311	0,83	0,72
32015	0,46	1,3	32213	0,40	1,5	31312	0,83	0,72
32016	0,42	1,4	32214	0,42	1,4	31313	0,83	0,72
32017	0,44	1,4	32215	0,43	1,4	31314	0,83	0,72
32018	0,42	1,4	32216	0,42	1,4	32304	0,30	2,0
32019	0,44	1,3	32217	0,42	1,4	32305	0,30	2,0
32020	0,46	1,8	30302	0,28	2,1	32306	0,31	1,9
30203	0,34	1,8	30303	0,28	2,1	32307	0,31	1,9
30204	0,34	1,6	30304	0,30	2,0	32308	0,34	1,8
30205	0,37	1,6	30305	0,30	2,0	32309	0,34	1,8
30206	0,37	1,6	30306	0,31	1,9	32310	0,34	1,8
30207	0,37	1,6	30307	0,31	1,9	32311	0,34	1,8
30208	0,37	1,6	30308	0,34	1,8	32312	0,34	1,8
30209	0,40	1,5	30309	0,34	1,8	32313	0,34	1,8
30210	0,42	1,4	30310	0,34	1,8	32314	0,34	1,8
30211	0,40	1,5	30311	0,34	1,8	32315	0,34	1,8
30212	0,40	1,5	30312	0,34	1,8	32316	0,34	1,8
30213	0,40	1,5	30313	0,34	1,8	32317	0,34	1,8
30214	0,42	1,4	30314	0,34	1,8	32318	0,34	1,8

Pentru  $F_a/R > e$  rezultă  $X = 0,4$  iar  $Y$  se adoptă din tabel în funcție de seria (simbolul) rulmentului.  
Pentru  $F_a/R \leq e$  rezultă  $X = 1$  și  $Y = 0$ .

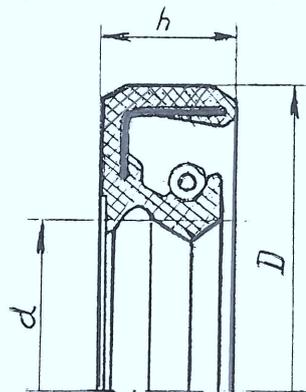
Anexa 5.8 (Extras din STAS 7950-72)



etanșare cu manșetă de rotație



manșetă forma A



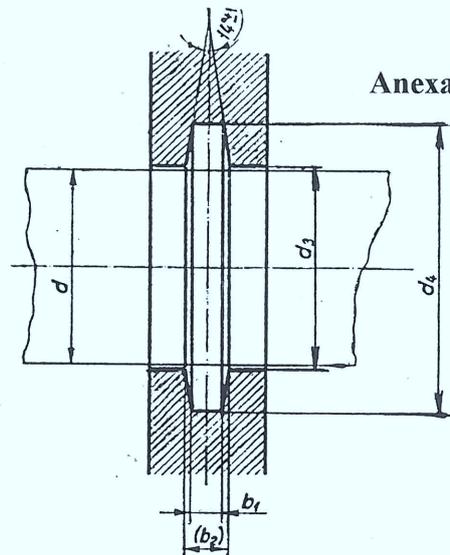
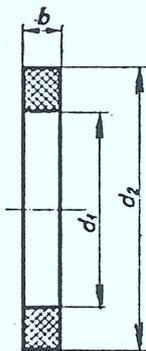
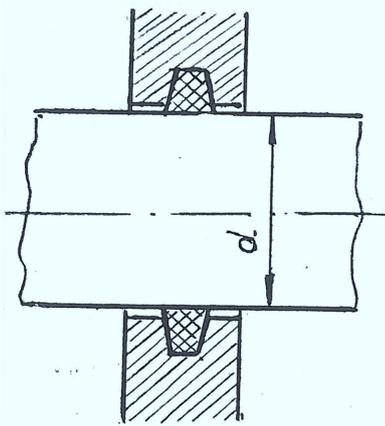
manșetă forma B

Exemplu de notare:

**Manșetă A 24 x 40 STAS 7950/2-72**

( $d = 24$  mm,  $D = 40$  mm)

$d$ h11	$D$ H8	$r$ max	$d_1$ max	$h$	$d$ h11	$D$ H8	$r$ max	$d_1$ max	$h$	$d$ h11	$D$ H8	$r$ max	$d_1$ max	$h$									
18	30	0,3	15,8	7	35	50	0,4	32	10	60	90	0,5	56,1	10									
	32			47		7			62		80			10									
	35			52		10			63		90			10									
	40			58		10			63		90			10									
19	35	0,3	16,7	7	36	72	0,4	33	65	85	0,5	65,8	10										
20	30	0,3	17,7	7		52				7			90	10									
	32			52		7				95			10										
	35			58		10				100			10										
	40			52	10	68	90	10															
21	40	0,3	18,7	10	40	60	0,4	36,8	10	70	100	0,5	65,8	10									
	22			32		0,3			19,6		7			42	55	0,4	38,7	72	95	0,5	65,8	10	
				35							7				65				10			110	12
				40							10				60				8			100	10
42		10	65	10	110		12																
23	40	0,3	20,5	7	45	72	0,4	41,6	10	75	95	0,5	70,7	10									
	24			40		0,3			21,5		7			48	62	0,4	44,5	78	100	0,5	73,6	10	
				47							10				80				10			110	12
				25							35				0,4				22,5			7	50
40		7	70		10		105	10															
47	10	75	10		110	12																	
50	10	80	10		115	12																	
26	40	0,4	23,4	7	52	68	0,4	48,3	8	85	105	0,8	80,4	10									
	45			10		70			8		110			10									
	28			47		0,4			25,3		10			55	75	0,4	51,3	10	90	115	0,8	85,4	12
				50							10				85			10		120			12
30		40	0,4	27,3	10		58	90		0,4	54,2	10	90		115			0,8		85,4			12
		47			10			80				10			120								12
	52	10			90	10		125	15														
	62	10			75	8		95	120			0,8		90,1	12								
32	45	0,4	29,2	7	60	80	0,4	56,1	10	95	125	0,8	90,1	12									
						85			10		100			120	0,8	95	12						



Anexa 5.9

Etanșare cu inel din pâslă

Inel din pâslă

Canal pentru inel din pâslă

Etanșare cu inel din pâslă (Extras din STAS 6577-70)

$d$ H 11	$d_1$	$d_2$	$b$	$d_3$ H 12	$d_4$ H 12	$b_1$ H 13	$b_2$
17	17	27	4	18	28	3	4,3
18	18	28	4	19	29	3	4,3
20	20	30	4	21	31	3	4,3
22	22	32	5	23	33	4	5,5
25	25	37	5	26	38	4	5,5
26	26	38	5	27	39	4	5,5
28	28	40	5	29	41	4	5,5
30	30	42	5	31	43	4	5,5
32	32	44	5	33	45	4	5,5
35	35	47	5	36	48	4	5,5
36	36	48	5	37	49	4	5,5
38	38	50	5	39	51	4	5,5
40	40	52	5	41	53	4	5,5
42	42	54	5	43	55	4	5,5
45	45	57	5	46	58	4	5,5
48	48	64	6,5	49	65	5	7
50	50	66	6,5	51	67	5	7
52	52	68	6,5	53	69	5	7
55	55	71	6,5	56	72	5	7
58	58	74	6,5	59	75	5	7
60	60	76	6,5	61,5	77	5	7
62	62	78	6,5	63,5	79	5	7
65	65	81	6,5	66,5	82	5	7
68	68	84	6,5	69,5	85	5	7
70	70	88	7,5	71,5	89	6	8,2
72	72	90	7,5	73,5	91	6	8,2
75	75	93	7,5	76,5	94	6	8,2
78	78	96	7,5	79,5	97	6	8,2
80	80	98	7,5	81,5	99	6	8,2

Exemplu de notare: Un inel din pâslă pentru arbore având diametrul  $d = 50$  mm  
IP 50 STAS 6577 - 70

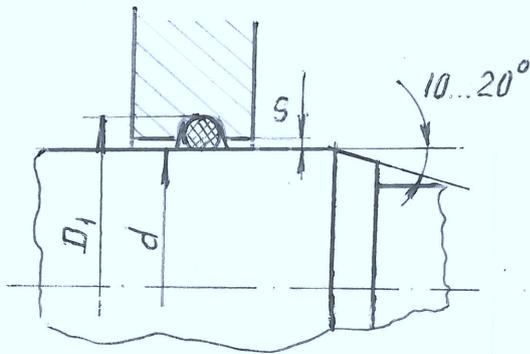
Etanșare cu inel O tip arbore (Extras din STAS 7320/2-80; STAS 7320/3-83)

## Dimensiuni pentru inel O tip arbore

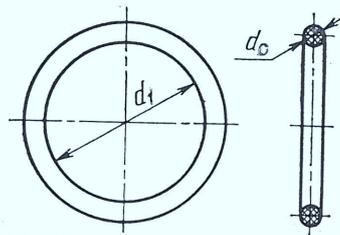
$d_0 = 1,6$ Clasa I precizie $\pm 0,08$ Clasa II precizie $\pm 0,1$			$d_0 = 2,4$ Clasa I precizie $\pm 0,08$ Clasa II precizie $\pm 0,1$		
Simbol inel O	$d_1$	$d$ (f7)	Simbol inel O	$d_1$	$d$ (f7)
0171 - 16	17,1	17,5	0396 - 24	39,6	40
0181 - 16	18,1	18,5	0416 - 24	41,6	42
0191 - 16	19,1	19,5	0446 - 24	44,6	45
0221 - 16	22,1	22,5	0476 - 24	47,6	48
0251 - 16	25,1	25,5	0496 - 24	49,6	50
0271 - 16	27,1	27,5	0516 - 24	51,6	52
0291 - 16	29,1	29,5	0546 - 24	54,6	55
0321 - 16	32,1	32,5	0576 - 24	57,6	58
0351 - 16	35,1	35,5	0596 - 24	59,6	60
0371 - 16	37,1	37,5	0616 - 24	61,6	62
$d_0 = 5,7$ Clasa I precizie $\pm 0,12$ Clasa II precizie $\pm 0,15$			$d_0 = 3$ Clasa I precizie $\pm 0,1$ Clasa II precizie $\pm 0,12$		
0443 - 57	44,3	45	0195 - 30	19,5	20
0453 - 57	45,2	46	0215 - 30	21,5	22
0493 - 57	49,3	50	0225 - 30	22,5	23
0523 - 57	52,3	53	0245 - 30	24,5	25
0543 - 57	54,3	55	0255 - 30	25,5	26
0553 - 57	55,3	56	0265 - 30	26,5	27
0593 - 57	59,3	60	0275 - 30	27,5	28
0632 - 57	62,3	63	0295 - 30	29,5	30
$d_0 = 2,4$ Clasa I precizie $\pm 0,08$ Clasa II precizie $\pm 0,1$			0315 - 30	31,5	32
0176 - 24	17,6	18	0325 - 30	32,5	33
0186 - 24	18,6	19	0345 - 30	34,5	35
0196 - 24	19,6	20	0355 - 30	35,5	36
0216 - 24	21,6	22	0365 - 30	36,5	37
0246 - 24	24,6	25	0375 - 30	37,5	38
0276 - 24	27,6	28	0395 - 30	39,5	40
0296 - 24	29,6	30	0415 - 30	41,5	42
0316 - 24	31,6	32	0425 - 30	42,5	43
0346 - 24	34,6	35	0445 - 30	44,5	45
0376 - 24	37,6	38	0495 - 30	49,5	50
			0545 - 30	54,5	55

Dimensiunile locașului pentru inel O tip arbore (Extras din STAS 7320/3-83)

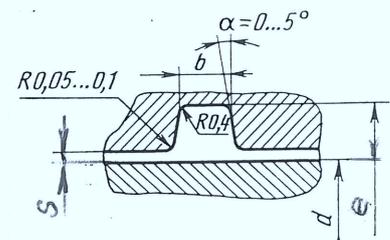
Simbolul inelului O	$d_0$	$e$		$b_0^{+0,2}$	$2s$ max	$c$	$r$ max
		max	min				
0171 – 16 până la 0371 – 16	1,6	1,25	1,18	2,3	0,12	0,6	0,5
0176 – 24 până la 0616 – 24	2,4	2,12	2	3,2	0,12	0,6	0,5
0195 – 30 până la 0545 – 30	3,0	2,65	2,50	4	0,15	0,7	1
0443 – 57 până la 0623 – 57	5,7	5,18	5	7,5	0,18	1	1



Etanșare cu inel O  
tip arbore



Inel O



Locaș pentru inel O  
STAS 7320/3-83

**Observații:**

Rugozitățile suprafețelor locașurilor sunt:  $R_a = 1,6 \mu\text{m}$  pentru pereții și fundul locașului;  
 $R_a = 0,4 \mu\text{m}$  pentru suprafețele de alunecare.

**Exemplu de notare a unui inel O, având:**

diametrul interior  $d_1 = 57,6 \text{ mm}$ ,

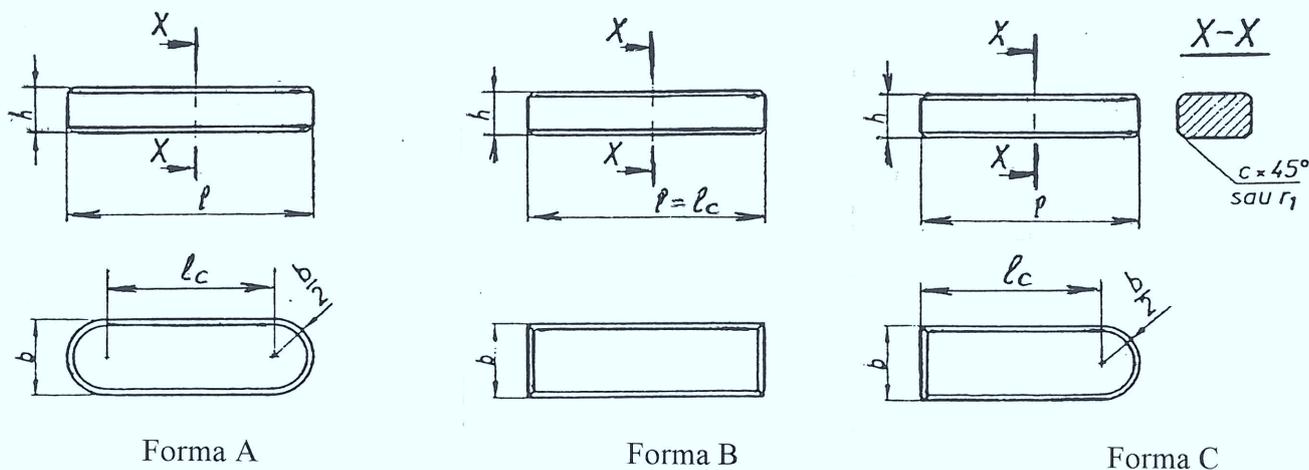
diametrul secțiunii  $d_0 = 2,4 \text{ mm}$

executat în clasa II de precizie:

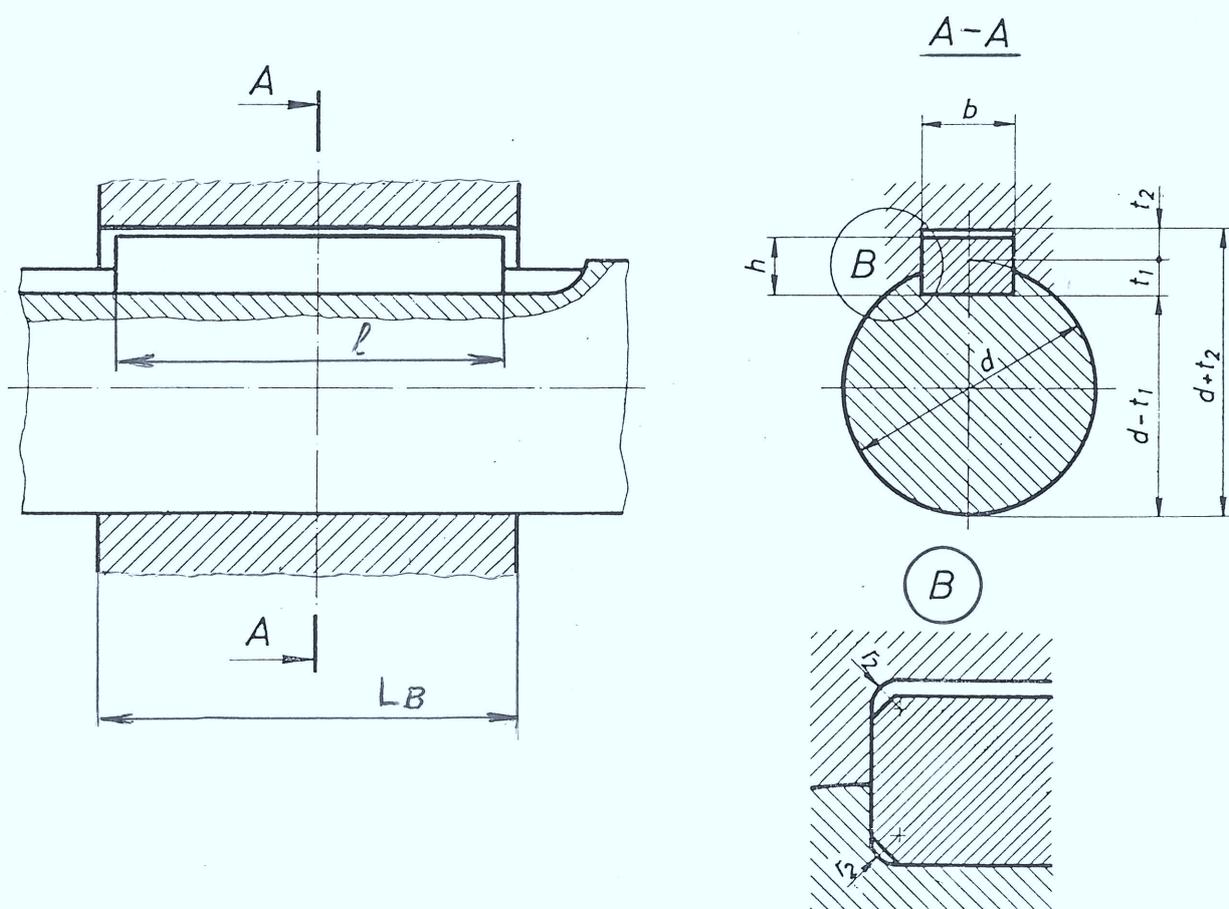
**Inel O – 0576 – 24 clasa II STAS 7320/2-80.**

Asamblarea arbore – butuc cu ajutorul penei paralele (Extras din STAS 1004-81)

Penele paralele pot fi: forma A (cu capete rotunjite); forma B (cu capete drepte); forma C (cu un cap rotunjit și altul drept).



Dimensiunile principale ale asamblării arbore – butuc cu pană paralelă



Exemplu de notare: Pană paralelă A 16 x 10 x 70 (Pană paralelă forma A cu  $b = 16$  mm,  $h = 10$  mm,  $l = 70$  mm).

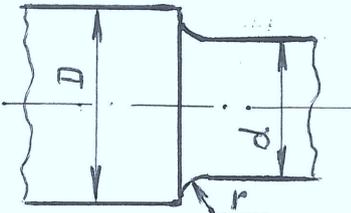
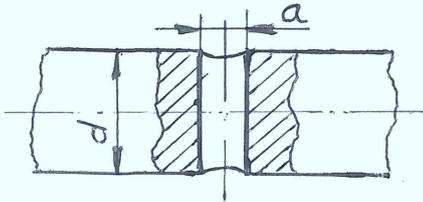
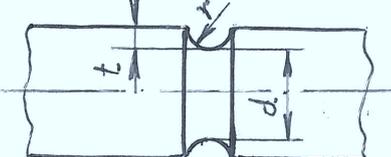
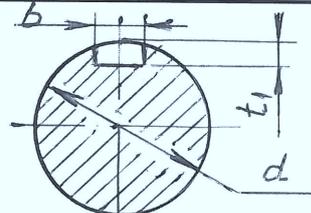
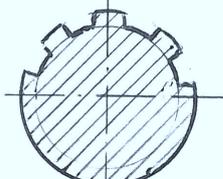
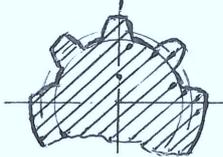
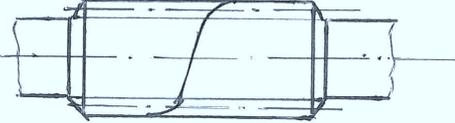
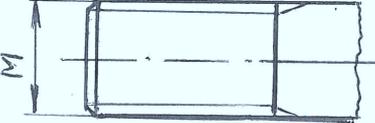
Anexa 5.11 (continuare)

d		Dimensiunile penei paralele										Dimensiunile canalului de pană în arbore și în butuc																	
		b		h		ℓ		c sau r <sub>1</sub>		b					t <sub>1</sub>					t <sub>2</sub>									
		abateri limită		abateri limită		de la		până la		maxim		minim		ajustaj liber		ajustaj normal		aj. presat		nominal		abateri limită		nominal		abateri limită		nominal	
		nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	de la	până la	maxim	minim	in arbore H9	in butuc D10	in arbore N9	in butuc Js 9	in arbore și butuc P9	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	nominal	abateri limită	nominal
peste	până la	4	0	8	45	0,40	0,25	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	1,8	2,5	+0,1	2,5	1,8	2,5	+0,1	2,5	1,8	2,5	+0,1	2,5	1,8	2,5	0,16	
10	12	4	0	8	45	0,40	0,25	+0,030	+0,078	0	±0,015	-0,012	2,5	1,8	2,5	+0,1	2,5	1,8	2,5	+0,1	2,5	1,8	2,5	+0,1	2,5	1,8	2,5	0,16	
12	17	5	-0,030	10	56	0,40	0,25	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3,0	2,3	3,0	0	3,0	2,3	3,0	0	3,0	2,3	3,0	0	3,0	2,3	3,0	0,25	
17	22	6	-0,030	14	70	0,40	0,25	0	+0,030	-0,030	±0,015	-0,042	3,5	2,8	3,5	0	3,5	2,8	3,5	0	3,5	2,8	3,5	0	3,5	2,8	3,5	0,25	
22	30	8	0	18	90	0,40	0,25	+0,036	+0,098	0	±0,018	-0,015	4,0	3,3	4,0	0	4,0	3,3	4,0	0	4,0	3,3	4,0	0	4,0	3,3	4,0	0,25	
30	38	10	-0,036	22	110	0,40	0,25	0	+0,040	-0,036	±0,018	0,051	5,0	3,3	5,0	0	5,0	3,3	5,0	0	5,0	3,3	5,0	0	5,0	3,3	5,0	0,25	
38	44	12	-0,036	28	140	0,60	0,40	+0,043	+0,120	0	±	-0,018	5,0	3,8	5,5	0,60	0,40	5,5	3,8	5,5	0,60	0,40	5,5	0,60	0,40	5,5	0,60	0,25	
44	50	14	0	36	160	0,60	0,40	0	+0,050	-0,043	0,0215	-0,061	6,0	4,3	6,0	0,60	0,40	6,0	4,3	6,0	0,60	0,40	6,0	0,60	0,40	6,0	0,60	0,25	
50	58	16	-0,043	45	180	0,60	0,40	0	+0,050	-0,043	0,0215	-0,061	7,0	4,4	7,0	0,60	0,40	7,0	4,4	7,0	0,60	0,40	7,0	0,60	0,40	7,0	0,60	0,25	
58	65	18	-0,043	50	200	0,60	0,40	0	+0,050	-0,043	0,0215	-0,061	7,5	4,4	7,5	0,60	0,40	7,5	4,4	7,5	0,60	0,40	7,5	0,60	0,40	7,5	0,60	0,25	
65	75	20	-0,043	56	220	0,60	0,40	+0,052	+0,149	0	±0,026	-0,022	9,0	4,9	9,0	0,60	0,40	9,0	4,9	9,0	0,60	0,40	9,0	0,60	0,40	9,0	0,60	0,25	
75	85	22	0	63	250	0,80	0,60	0	+0,052	-0,052	±0,026	-0,074	10,0	5,4	10,0	0,80	0,60	10,0	5,4	10,0	0,80	0,60	10,0	0,80	0,60	10,0	0,80	0,25	
85	95	25	-0,052	70	280	0,80	0,60	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	11,0	6,4	11,0	0,80	0,60	11,0	6,4	11,0	0,80	0,60	11,0	0,80	0,60	11,0	0,80	0,25	
95	110	28	-0,052	80	320	0,80	0,60	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	12,0	7,4	12,0	0,80	0,60	12,0	7,4	12,0	0,80	0,60	12,0	0,80	0,60	12,0	0,80	0,25	
110	130	32	-0,052	90	360	0,80	0,60	0	+0,065	-0,052	±0,026	-0,074	13,0	8,4	13,0	0,80	0,60	13,0	8,4	13,0	0,80	0,60	13,0	0,80	0,60	13,0	0,80	0,25	
130	150	36	0	100	400	0,80	0,60	+0,062	+0,180	0	±0,031	-0,026	15,0	10,4	15,0	0,80	0,60	15,0	10,4	15,0	0,80	0,60	15,0	0,80	0,60	15,0	0,80	0,25	
150	170	40	-0,062	100	400	1,20	1,00	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	17,0	11,4	17,0	1,20	1,00	17,0	11,4	17,0	1,20	1,00	17,0	1,20	1,00	17,0	1,20	0,7	
170	200	45	-0,062	110	450	1,20	1,00	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	17,0	11,4	17,0	1,20	1,00	17,0	11,4	17,0	1,20	1,00	17,0	1,20	1,00	17,0	1,20	0,7	
200	230	50	-0,062	125	500	1,20	1,00	0	+0,080	-0,062	±0,031	-0,088	17,0	11,4	17,0	1,20	1,00	17,0	11,4	17,0	1,20	1,00	17,0	1,20	1,00	17,0	1,20	0,7	

Lungimi de pană în mm

8	10	12	14	16	18	20	22	25	28	32	36	40	45	50	56	63	70
80	90	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	320	360	400	450	500	

**Observație:** Lungimile penelor se aleg din tabelul de mai sus între valorile indicate în coloanele 7 și 8 din tabelul mare.

Tipul concentratorului		$K_\sigma$		$K_\tau$		Schia
		$R_m = \sigma_r$ [N/mm <sup>2</sup> ]				
		$\leq 700$	$\geq 1000$	$\leq 700$	$\geq 1000$	
Salt de diametre $\frac{D}{d} = 1,25 \dots 2$ pentru $\frac{r}{d} =$	0,02	2,50	3,50	1,80	2,10	
	0,06	1,85	2,00	1,40	1,53	
	0,10	1,60	1,64	1,25	1,35	
Orificiu transversal $\frac{a}{d} = 0,05 \dots 0,25$		1,90	2,00	1,75	2,00	
Degajare ( $t = r$ ) pentru $\frac{r}{d} =$	0,02	1,90	2,35	1,40	1,70	
	0,06	1,80	2,00	1,35	1,65	
	0,10	1,70	1,85	1,25	1,50	
Canal de pană		1,75	2,00	1,50	1,90	
Caneluri dreptunghiulare		1,60	1,75	2,45	2,80	
Caneluri evolventice și arbore - pinion		1,60	1,75	1,50	1,60	
Arbore melcat		2,30	2,50	1,70	1,90	
Filet metric		1,8	2,4	1,2	1,5	
Asamblări presate		2,4	3,6	1,8	2,5	

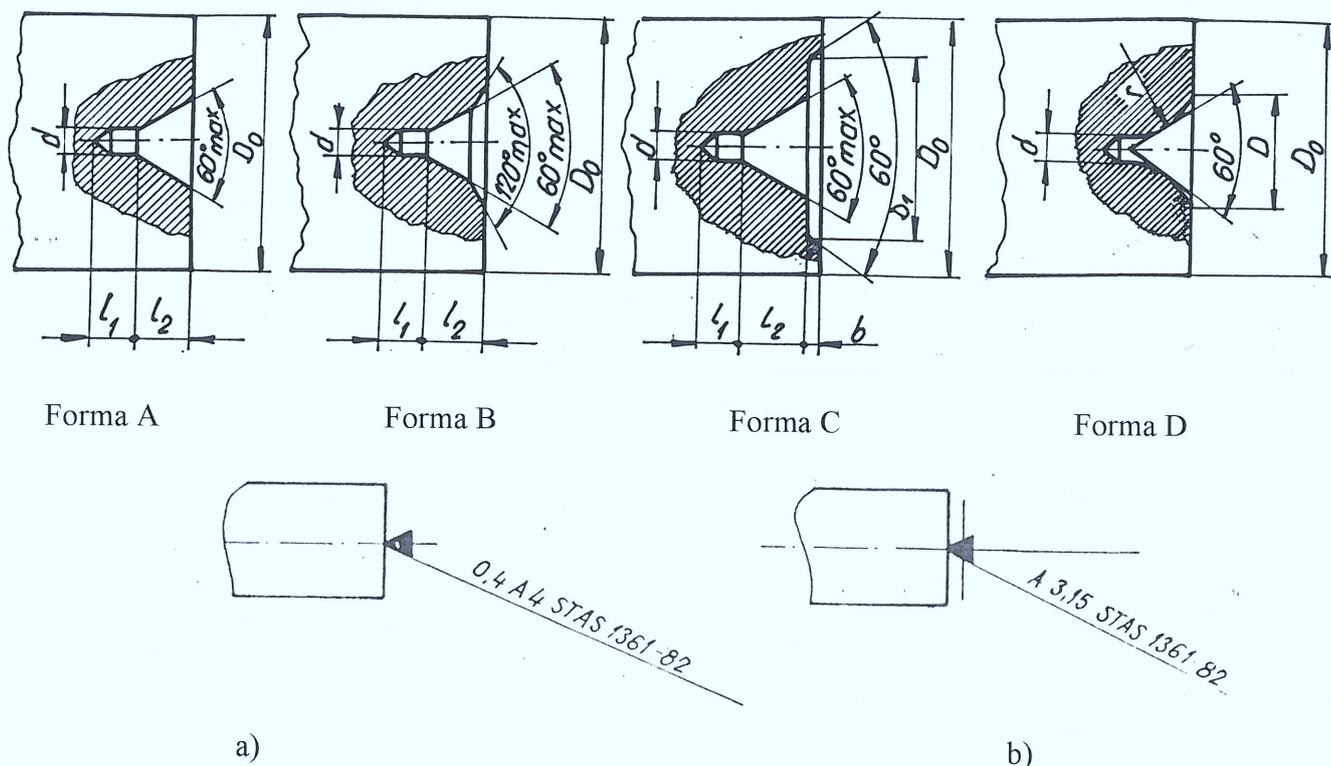


Fig. 1

**Dimensiunile găurilor de centrare în funcție de diametrul piesei prelucrate (Extras STAS 1361-82)**

$D_0$	$d$	Forma A		Forma B		Forma C				Forma R		
		$l_1$ min	$l_2$	$l_1$ min	$l_2$	$l_1$ min	$l_2$	$b$	$D_1$	$D$	$r$	
											min.	max.
5...16	1,0	1,3	0,97	1,3	1,27	1,3	0,97	0,6	5	2,12	2,5	3,15
	(1,25)	1,6	1,21	1,6	1,60	1,6	1,21	0,6	6	2,65	3,15	4
16...32	1,6	2,0	1,52	2,0	1,99	2,0	1,52	0,9	7	3,35	4	5
	2,0	2,5	1,95	2,5	2,54	2,5	1,95	0,9	8,5	4,25	5	6,3
32...56	2,5	3,1	2,42	3,1	3,20	3,1	2,42	1,1	10	5,3	6,3	8
	3,15	3,9	3,07	3,9	4,03	3,9	3,07	1,7	13	6,7	8	10
56...80	4,0	5,0	3,90	5,0	5,05	5,0	3,90	1,7	16,5	8,5	10	12,5
	5,0	6,3	4,85	6,3	6,41	6,3	4,85	2,3	20,5	10,6	12,5	16
80...120	6,3	8,0	5,98	8,0	7,36	8,0	5,98	2,9	25	13,2	16	20
	(8,0)	10,1	7,79	10,1	9,35	10,1	7,79	3,5	30	17	20	25
peste 120	10,0	12,8	9,70	12,8	11,66	12,8	9,70	4,3	36	21,2	25	31,5

**Observație**

Găurile de centrare cu diametrul  $d$  pus între paranteze se recomandă a fi evitate pe cât posibil.

**Exemplu de notare** a unei găuri de centrare forma B cu  $d = 4$  mm care corespunde unui diametru al piesei de  $D_0 = 72$  mm: **Gaură de centrare B4 STAS 1361-82.**

Rugozitatea maximă a găurii de centrare este  $Ra = 3,2 \mu\text{m}$ . Rugozități ale găurilor de centrare, mai mici decât cea indicată mai sus, se prescrie pe desen. Indicarea simplificată pe desen a găurii de centrare este prezentată în fig. 1.a), atunci când gaura de centrare rămâne pe piesa finită. În fig. 1.b) este simbolizată gaura de centrare în varianta în care nu rămâne pe piesa finită.

Caracteristicile mecanice ale oțelurilor folosite în construcția arborilor

Materialul	STAS	Caracteristici mecanice			Tensiuni admisibile la tracțiune $\sigma_{at}$ [N/mm <sup>2</sup> ] pentru cazul			Celelalte rezistențe admisibile			
		Rezistența la rupere $R_m = \sigma_r$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Limita de curgere $\sigma_{p0,2} = \sigma_c$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Alungirea la rupere $\delta_s$ %	I Solicitare statică	II Solicitare pulsantă	III Solicitare simetrică	Com-presiune $\frac{\sigma_{ac}}{\sigma_{at}}$	Încovo-iere $\frac{\sigma_{ai}}{\sigma_{at}}$	Răscuire $\frac{\tau_{ar}}{\sigma_{at}}$	Forfe-care $\frac{\tau_{af}}{\sigma_{at}}$
Oțel carbon	OL-44	420 - 500	230 - 260	22	130-160	110 - 140	80 - 110				
	OL-50	500 - 620	270 - 290	19	150 - 180	125 - 160	90 - 120	1	1,1 - 1,2	0,6 - 0,65	0,8
	OL-60	600 - 680	310 - 330	15	180 - 210	145 - 180	100 - 130				
	OL-70	min 700	340 - 360	10	210 - 250	160 - 200	110 - 150				
Oțel carbon de calit.	OLC10*)	420	250	19	130 - 170	110 - 140	80 - 110	1	1,1 - 1,2	0,6 - 0,65	0,8
	OLC25**)	500	310	22	140 - 170	120 - 150	85 - 115				
	OLC5**)	660	400	11	200 - 260	170 - 220	120 - 160				
Oțel aliat	18Mn10	880	735	10	300 - 380	230 - 320	150 - 220	1	1,1 - 1,2	0,6 - 0,65	0,8
	33MoC11	880	690	12	300 - 380	230 - 280	180 - 230				
	13CN35	1130	930	10	380 - 450	280 - 380	190 - 260				
Oțel turnat	OT40-2	400	200	24	100 - 130	80 - 110	60 - 75	1,1	1,1	0,6 - 0,65	0,8
	OT50-2	500	280	18	130 - 180	100 - 130	70 - 95				

Observații: \*) oțel tratat prin călire și revenire joasă  
 \*\*) oțel îmbunătățit.

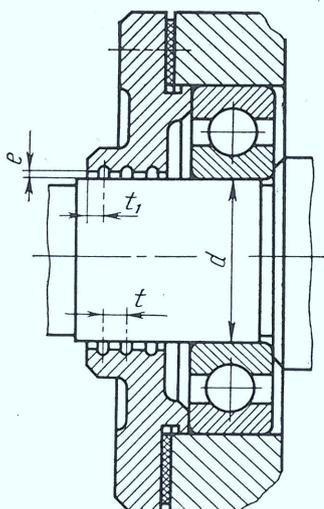
Natura variației tensiunii de încovoiere	Natura variației tensiunii de torsiune	Tensiunea admisibilă corespunzătoare	Coefficientul $\alpha$
Ciclu alternant simetric	Ciclu constant I	$\sigma_{aiI}$	$\alpha = \sigma_{aiIII} / \sigma_{aiI}$
	Ciclu pulsator II	$\sigma_{aiII}$	$\alpha = \sigma_{aiIII} / \sigma_{aiII}$
	Ciclu alternant simetric III	$\sigma_{aiIII}$	$\alpha = \sigma_{aiIII} / \sigma_{aiIII} = I$

Ecuția liniei elastice (fibrei neutre) , săgeata și unghiul de înclinare în punctele de rezem

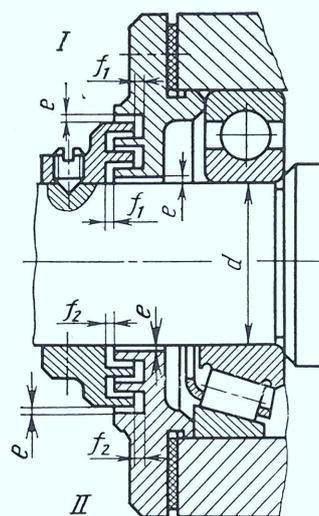
Cazul de încovoiere	Schema de încărcare	Ecuția liniei elastice $y$ [mm]	Săgeata arborelui $f$ [mm]	Înclinarea arborelui în punctele de rezem $\alpha$ [rad]
I		$y = \frac{Fl^3}{16EI} \left( \frac{x}{l} - \frac{4x^3}{3l^3} \right)$	$f = \frac{Fl^3}{48EI}$	$\alpha_1 = \alpha_2 = \frac{Fl^2}{16EI}$
II		<p>În stânga forței <math>F</math></p> $y_1 = \frac{Fa^2b^2}{6\ell EI} \left( 2\frac{x_1}{a} + \frac{x_1}{b} - \frac{x_1^3}{a^2b} \right)$ <p>În dreapta forței <math>F</math></p> $y_2 = \frac{Fa^2b^2}{6\ell EI} \left( 2\frac{x_2}{b} + \frac{x_2}{a} - \frac{x_2^3}{b^2a} \right)$	$f = \frac{Fa^2b^2}{3EI\ell}$ $f_{max} = \frac{Fa}{3EI\ell} \left( \frac{b^2 + 2ab}{3} \right)^{\frac{2}{3}}$	$\alpha_1 = \frac{Fab(a+2b)}{6EI\ell}$ $\alpha_2 = \frac{Fab(2a+b)}{6EI\ell}$
III		$y = \frac{Fl^2c}{6EI} \left( \frac{x}{l} - \frac{x^3}{l^3} \right)$	$f_1 = \frac{Fl^2c}{9\sqrt{3}EI}$ $f_2 = \frac{F(\ell+c)c^2}{3EI}$	$\alpha_1 = \frac{Flc}{3EI}$ $\alpha_2 = \frac{Flc}{6EI}$ $\alpha_3 = \frac{Fc(3c+2\ell)}{6EI}$

Etanșare fără contact cu caneluri circulare și cu labirint

Diametrul arborelui $d$	$e$	$f_1$	$f_2$	$t$	$t_1$	$r$
10...50	0,2	1	1,5	4,5	3	1,5
50...80	0,3	1,2	2,5	4,5	3	1,5
80...110	0,4	2	3	5	4	2
110...160	0,5	2,5	3,5	7,5	5	2,5



Etanșare cu caneluri circulare

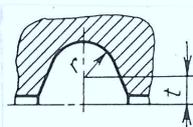
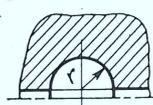


Etanșare cu labirint

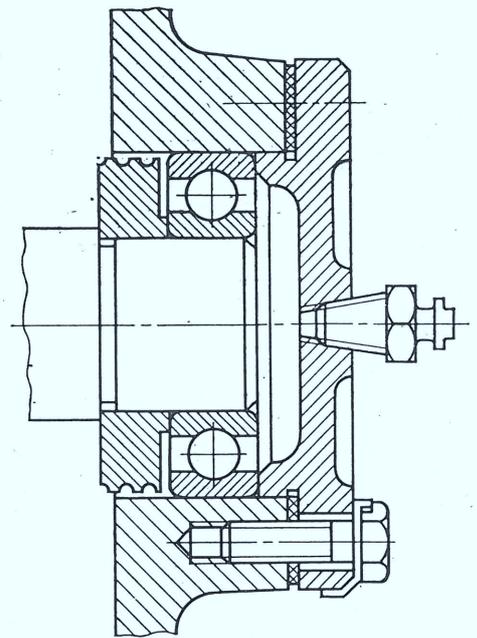
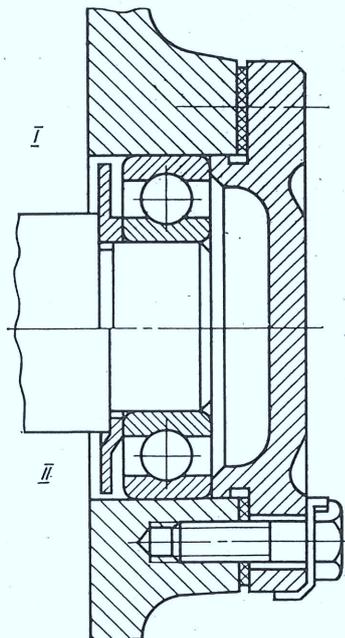
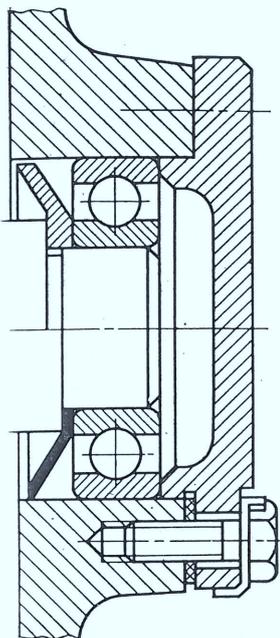
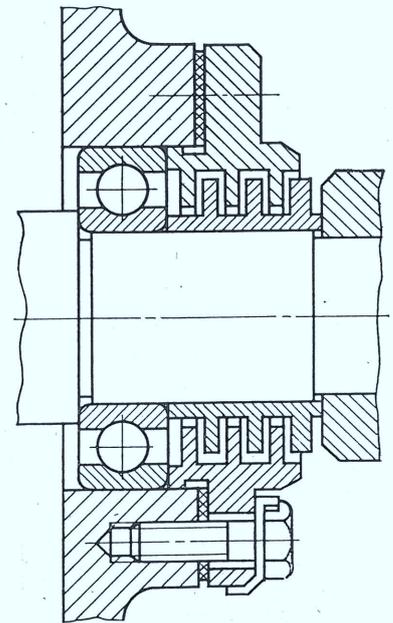
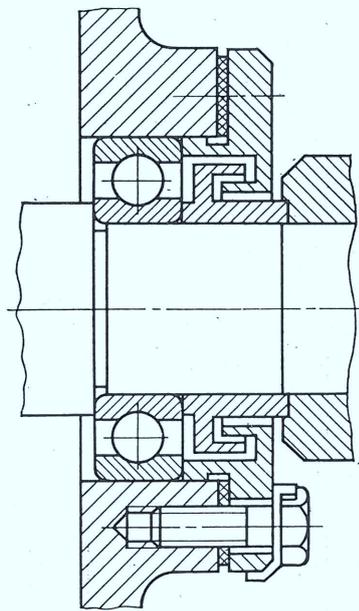
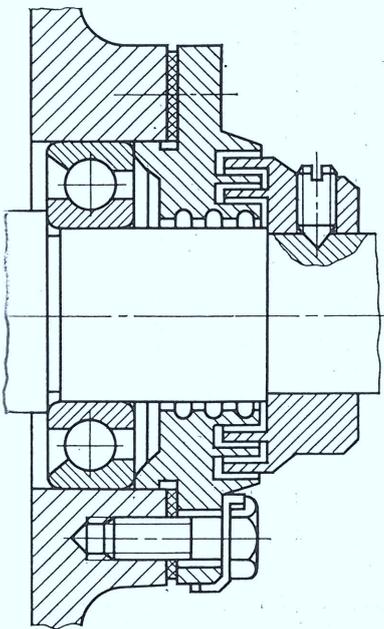
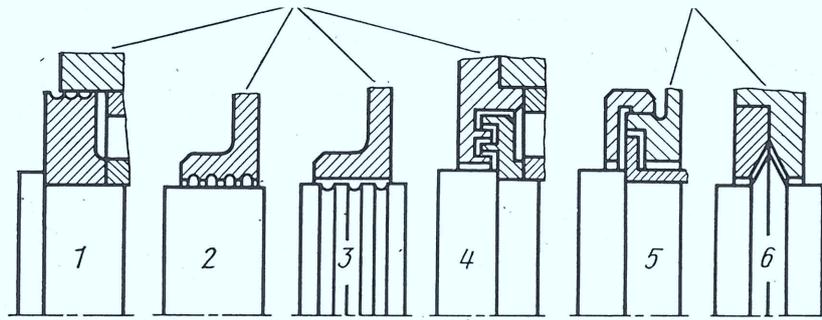
Profilul canalului circular în funcție de diametrul arborelui

$d < 48$  mm

$d > 48$  mm



Forme constructive de etanșări fără contact



## 6. VERIFICAREA LA ÎNCĂLZIRE ȘI DEFINITIVAREA CONSTRUCTIVĂ A REDUCTOARELOR DE TURAȚIE CU ROȚI DINȚATE

### 6.1. CALCULUL RANDAMENTULUI TOTAL AL REDUCTORULUI

Randamentul unui reductor de turație se exprimă ca raport dintre puterea -  $P_e$  de pe arborele de ieșire și puterea  $P_i$  de pe arborele de intrare al reductorului. Ca urmare a pierderilor datorate frecărilor care au loc în angrenaj, în rulmenți și la antrenarea lubrifiantului din baie puterea pierdută în reductor este:

$$P_p = P_a + P_l + P_u = P_i - P_e \quad (6.1)$$

Pierderilor de putere de mai sus le corespund randamentele:  $\eta_a$ ,  $\eta_l$ , și  $\eta_u$ , iar randamentul total al reductorului cu o treaptă de reducere devine:

$$\eta_R = \eta_a \cdot \eta_l^2 \cdot \eta_u \quad (6.2)$$

#### 6.1.1. Randamentul angrenajului - $\eta_a$

##### A. Angrenaje cilindrice sau conice

Între flancurile dinților conjugați ai roților ce formează angrenajul există o mișcare relativă de alunecare care în prezența forțelor normale pe dinte dau naștere la forțe de frecare, ce consumă o parte din puterea transmisă prin angrenaj.

Randamentul unei perechi de roți dințate are valorile  $\eta_a = 0,96 \dots 0,99$  la angrenaje cilindrice și  $\eta_a = 0,95 \dots 0,98$  la angrenajele conice. Valorile minime corespund angrenajelor deschise cu roți dințate, executate în treptele de precizie 10,11. Randamentul angrenajului cilindric exterior sau conic se determină mai exact cu relația:

$$\eta_a = 1 - \frac{\mu \cdot \varepsilon_\alpha}{\cos \beta} \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \cdot K_\mu \quad (6.3)$$

unde:

- $\mu$  - coeficientul de frecare dintre flancuri;
- $\mu$  - 0,04.....0,06 - pentru flancurile danturii prelucrate foarte îngrijit și roți rodite – roți etalon;
- $\mu$  - 0,06.....0,10 - pentru flancurile danturii prelucrate obișnuit (flancuri frezate sau rectificat)
- $\varepsilon_\alpha$  - gradul de acoperire al angrenajului;
- $\beta$  - unghiul de înclinare al danturii roților dințate cilindrice cu dinți înclinați (la roțile cilindrice sau conice cu dinți drepti  $\beta = 0$  ; adică  $\cos \beta = 1$  ;
- $z_1, z_2$  - numărul de dinți ai roților aflate în angrenare;
- $K_\mu$  - factorul care ține seama de gradul de prelucrare al danturii, precum și de rodajul roților dințate;

- $K_\mu = 1,6$  la roți cilindrice nerodate sau roți conice;
- $K_\mu = 1, \dots, 1,6$  la roți cilindrice de mare viteză ( $v_{tw} > 15$  m/s);
- $K_\mu = 0,6, \dots, 1$  la roți cilindrice rodate.

## B. Angrenajul melcat cilindric

În cazul angrenajului melcat cilindric, pierderile de putere care au loc între flancurile danturii melcului și roții melcate, ca urmare a alunecărilor mari, sunt mult mai importante. Expresia randamentului angrenajului este asemănătoare cu cea a cuplei șurub - piuliță.

$$\eta_a = \frac{\operatorname{tg} \gamma_1}{\operatorname{tg}(\gamma_1 + \varphi')} \quad (6.4)$$

unde:

- $\gamma_1$  - unghiul elicei de divizare la melc - vezi subcapitolul 2.5.2, relația (2.206);
- $\varphi'$  - unghiul de frecare corectat dintre flancuri - vezi subcapitolul 2.5.4, relația (2.227).

### 6.1.2. Randamentul lagărelor - $\eta_t$

Randamentul  $\eta_t$  al unei perechi de lagăre cu rulmenți este: 0,995 - pentru rulmenți cu bile; 0,99 - pentru rulmenți cu role, în condițiile unei ungeri corespunzătoare, a unui montaj corect și a unor turații de funcționare normale ( $n < 5000$  rot/min).

În cazul lagărelor cu alunecare randamentul este mai mic, fiind comparabil cu cel al angrenajelor cilindrice  $\eta_t = 0,96 \dots 0,98$ .

### 6.1.3. Randamentul datorat pierderilor prin barbotare - $\eta_u$

Randamentul care ia în considerare pierderile datorate antrenării prin barbotarea lubrifianului din baia reductorului se determină cu relația (6.5) pentru angrenaje cilindrice sau conice și, respectiv, cu ajutorul relației (6.6), pentru angrenaje melcate cilindrice cu melcul cufundat în ulei.

$$\eta_u = 1 - \frac{8 \cdot v_{tw} \cdot b_2 \cdot \sqrt{v_{tw} \cdot \nu_t \cdot \frac{200}{z_1 + z_2}}}{P_i \cdot 10^6} \quad (6.5)$$

$$\eta_u = 1 - \frac{27,2 \cdot v_{tw} \cdot L_1 \sqrt{\nu_t}}{P_i \cdot 10^6} \quad (6.6)$$

unde:

- $v_{tw}$  - viteza tangențială pe cercul de divizare sau de rostogolire al roții cufundate în ulei, respectiv pe cilindrul de referință în cazul melcului, exprimată în [m/s];
- $b_2$  - lățimea danturii roții cufundate în ulei;
- $L_1$  - lungimea melcului. În cazul în care roata melcată este cufundată în ulei, se înlocuiește în relația (6.6) lungimea melcului  $L_1$  cu lățimea roții melcate  $b_2$ ;
- $\nu_t$  - vîscozitatea lubrifianului la temperatura de funcționare a reductorului în [cSt];
- $P_i$  - puterea de pe arborele roții  $z_1$ ;
- $z_1 + z_2$  - suma dinților roților cilindrice sau conice aflate în angrenare.

#### 6.1.4. Randamentul datorat ventilatorului de răcire al reductorului - $\eta_v$

În cazul când reductorul este răcit prin circulația forțată a aerului, trebuie ținut seama și de pierderile de putere, rezultate ca urmare a antrenării forțate a aerului cu ajutorul ventilatorului montat pe arborele de intrare al reductorului:

$$\eta_v = 1 - \frac{0,305 \cdot 10^{-3} \cdot v_v^2}{P_i} \quad (6.7)$$

unde:

- $v_v$  - viteza periferică a ventilatorului în [m/s]

$$v_v = \frac{\pi \cdot D_v \cdot n_i}{60 \cdot 10^3} \quad (6.8)$$

- $D_v$  - diametrul ventilatorului în [mm];
- $n_i$  - turația arborelui de intrare ( arborelui ventilatorului ) în [rot/min].

## 6.2. CALCULUL TEMPERATURII MEDII DE FUNCȚIONARE A REDUCTORULUI

Temperatura de funcționare a reductorului se stabilește din condiția de echilibru termic. Astfel, căldura produsă în timpul funcționării în reductor să fie egală cu cea evacuată în mediul înconjurător prin conductibilitate, radiație, convecție etc.

În cazul răcirii naturale în ipoteza funcționării de lungă durată și admitând că toate pierderile de putere se transformă în căldură și că răcirea carcasei reductorului se face în principal prin radiație, temperatura medie de funcționare este:

$$t = \frac{P_p}{K_\lambda \cdot (I + \psi) \cdot S} + t_0 \quad (6.9)$$

unde:

- $t$  - temperatura medie de funcționare a reductorului (temperatura uleiului), în [ $^{\circ}\text{C}$ ];

$$P_p = \frac{1 - \eta_R}{\eta_R} \cdot P_e \quad (6.10)$$

- $K_\lambda$  - coeficientul de transfer de căldură prin carcasa reductorului și are valorile în tabelul 6.1;
- $\psi$  - coeficientul care ține seama de evacuarea căldurii prin placa de fundație  
 $\psi = 0,05 \dots 0,25$ ;
- $S$  - suprafața liberă (fără placa de bază) de răcire a carcasei în [ $\text{m}^2$ ]. În această suprafață se poate include 50% din suprafața nervurilor carcasei;
- $t_0$  - temperatura mediului ambiant,  $t_0 = 20^{\circ}\text{C}$ .

Pentru o bună funcționare a reductorului se impune ca temperatura de regim să nu depășească valoarea admisibilă  $t_a = 70 \dots 85^{\circ}\text{C}$ . Ridicarea temperaturii de regim peste limita admisă provoacă o scădere însemnată a vîscozității lubrifiantului și o redistribuire a jocurilor din lagăre și din angrenaje, ceea ce poate conduce la deteriorarea prematură a componentelor reductorului.

Tabel 6.1

Coefficientul de transfer de căldură $K_\lambda$ [kW / m <sup>2</sup> · °C]	Modul de răcire a reductorului
0,008.....0,010	- circulație slabă a aerului
0,014.....0,018	- circulație bună a aerului
0,020.....0,028	- circulație forțată a aerului prin intermediul ventilatorului montat pe arborele de intrare a reductorului
0,090.....0,210	- prin utilizarea serpentinei cu apă de răcire în baia de ulei a reductorului (viteza apei mai mică de 1 m/s).

### 6.3. CALCULUL SIGURANȚEI UNGERII PRINCIPALELOR CUPLE DE FRECARE EXISTENTE ÎN REDUCTOR

#### 6.3.1. Siguranța ungerii roților dințate

Între flancurile roților dințate lubrificate cu ulei se formează o peliculă de lubrifiant care trebuie comparată cu suma înălțimilor rugozităților.

Se acceptă ca indicator al siguranței ungerii parametrul adimensional  $\lambda$ , ca fiind raportul dintre grosimea minimă,  $h_{oc}$ , a peliculei de lubrifiant realizate în condiții elastohidrodinamice din polul angrenării și abaterea medie pătratică  $\sigma$  a înălțimii rugozităților considerate ca având o distribuție normală (Gauss) pe flancurile conjugate.

$$\lambda = \frac{h_{oc}}{\sigma} = \frac{h_{oc}}{\sqrt{\sigma_1^2 + \sigma_2^2}} = \frac{h_{oc}}{1,11 \cdot \sqrt{R_{a1}^2 + R_{a2}^2}} \quad (6.11)$$

$R_{a1}$ ,  $R_{a2}$  - fiind rugozitățile flancurilor danturii indicate în desenele de execuție ale roților dințate.

Se disting următoarele regimuri de frecare –uzare:

- dacă  $\lambda \leq 1$  flancurile au contact direct și apare uzarea prin adeziune;
- dacă  $\lambda = 1 \dots 1,5$  apar cojiri, fenomene de uzură, lustruire și microciupituri (micropitting);
- dacă  $\lambda = 1,5 \dots 3$  poate apărea spallingul (ciupituri cu dimensiuni mai mari) dar și uzare prin adeziune;
- dacă  $\lambda > 4$  suprafețele sunt complet separate și apare numai oboseală superficială fără apariția uzurii de tip adeziv.

Grosimea filmului E.H.D  $h_{oc}$  se poate calcula astfel:

$$h_{oc} = 1,625 \cdot R' \cdot \left( \frac{\eta_0 \cdot v' k_p}{R'} \right)^{0,74} \cdot \left( \frac{\sigma_H}{E'} \right)^{-0,22} \quad (6.12)$$

în care

- $R'$  - raza de curbură a flancurilor în polul angrenării:

$$R' = \frac{d_{w1} \cdot d_{w2}}{4a_{12}} \sin \alpha_w \quad (6.13)$$

unde:

- $d_{w1,2}$  - diametrele de rostogolire ale pinionului, respectiv roții. Pentru angrenajul conic se va lua diametrul de divizare al pinionului cilindric înlocuitor  $d_{v1}$  și respectiv al roții cilindrice înlocuitoare  $d_{v2}$ . Pentru angrenajul melcat diametrele  $d_{w1}$ ,  $d_{w2}$  se pot aproxima cu diametrele de divizare (rostogolire) ale melcului, respectiv al roții melcate;
- $\alpha_w$  - unghiul de presiune pe cercul de rostogolire:
  - pentru angrenajul cilindric cu dinți dreți  $\alpha_w = \alpha_w$ ;
  - pentru angrenajul cilindric cu dinți înclinați  $\alpha_w = \alpha_{wt}$  (unghiul de rostogolire frontal);
  - pentru angrenajul conic  $\alpha_w = \alpha_0 = 20^\circ$
  - pentru angrenajul melcat  $\alpha_w = \alpha_{0x}$  (unghiul de presiune axial);
- $a_{12}$  - distanța dintre axe; pentru angrenajul conic  $a_{12} = a_{v12}$  (distanța dintre axe a angrenajului cilindric înlocuitor pe conul frontal exterior);
- $\eta_0$  - vîscozitatea dinamică a lubrifianului ales (paragraful 4 la subcapitolele 2.2, 2.3, 2.4, 2.5) la temperatura medie de funcționare a reductorului (rel. 6.9). Cunoscând lubrifianul și deci vîscozitatea cinematică la  $50^\circ\text{C}$  ( $\nu_{50}$ ), folosind anexa 2.22-2 se determină vîscozitatea dinamică  $\eta_0$ ;
- $v'$  - viteza redusă a flancurilor evolventice în polul angrenării,

$$v' = v_{tw} \cdot \sin \alpha_w \quad (6.14)$$

- $v_{tw}$  - fiind viteza tangențială pe cercurile de rostogolire ale roților;
- $k_p$  - parametru de dependență dintre vîscozitate și presiune; pentru uleiurile minerale destinate transmisiilor mecanice, în gama de temperaturi  $60 \dots 90^\circ\text{C}$ ,  $k_p \cong 2.10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ ;
- $\sigma_H$  - presiunea hertziană din polul angrenării - determinată la verificarea la pitting a danturii roților dințate ( paragrafele 2.2.5, 2.3.5, 2.4.5, 2.5.5);
- $E'$  - modulul de elasticitate echivalent :

$$\frac{2}{E'} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (6.15)$$

unde:

- $\nu_{1,2}$  - coeficienții contracției transversale Poisson ( pentru oțel  $\nu = 0,3$ );
- $E_{1,2}$  - modulele de elasticitate ale materialelor celor două roți dințate (anexa 2.14).

### 6.3.2. Siguranța ungerii rulmenților

Pentru contactul dintre corpurile de rostogolire și inelele rulmentului (fiecare corp de rostogolire are câte două contacte - cu inelul interior și cu inelul exterior), siguranța ungerii se apreciază prin parametrul adimensional  $\lambda$

Pentru rulmenți, relația (6.11) are forma:

$$\lambda = K \cdot d_m \cdot (\eta_0 \cdot k_p \cdot n)^{0,73} C_0^{-0,09} \quad (6.16)$$

unde:

- $\eta_a, k_p$  - au același semnificații ca în (6.12);
- $d_m$  - diametrul mediu al rulmentului în [mm],  $d_m = (D + d) / 2$ , unde  $D$  este diametrul exterior al rulmentului și  $d$  - diametrul interior ( anexele 5.2 - 5.5);

- $n$  - turația inelului rotitor al rulmentului [rot/min];
- $C_0$  - capacitatea statică de încărcare a rulmentului în [ N ] (anexele 5.2 - 5.5)
- $K$  - constantă ce depinde de tipul rulmentului;
 

$K = 2,2 \cdot 10^3$	pentru rulmenți radiali cu bile, oscilanți cu bile și radiali axiali cu role conice;
$K = 2,31 \cdot 10^3$	pentru rulmenți radiali cu role cilindrice.

Dacă în reductor sunt mai mulți rulmenți, atunci se va preciza care rulment funcționează în regimul de ungere cel mai defavorabil.

#### 6.4. DEFINITIVAREA SISTEMULUI DE UNGERE ȘI DE RĂCIRE A REDUCTORULUI

Sistemul de ungere și de răcire al reductorului este impus de cele mai multe ori de condiția ca temperatura uleiului să nu depășească temperatura admisă  $t_a = 70...85^{\circ}\text{C}$ . Acest lucru se reflectă în calcule prin adoptarea unui coeficient de transfer de căldură cât mai mare, dar valorile acestuia sunt impuse de condițiile de răcire ale reductorului. În figura 6.1 sunt indicate sistemele de răcire și ungere cel mai frecvent aplicate la reductoarele de turație:

- ungerea prin barbotare și răcire naturală (cel mai simplu sistem);
- ungere prin barbotare și răcire cu ventilator (utilizat, în special, la reductoarele melcate și la reductoarele cu roți cementat călite);
- ungerea prin barbotare și răcire cu serpentină cu apă (utilizat la reductoare de mare portanță);
- ungerea cu ulei sub presiune sau pulverizat cu recircularea și răcirea uleiului (utilizat la angrenaje de portanță și viteze mari).

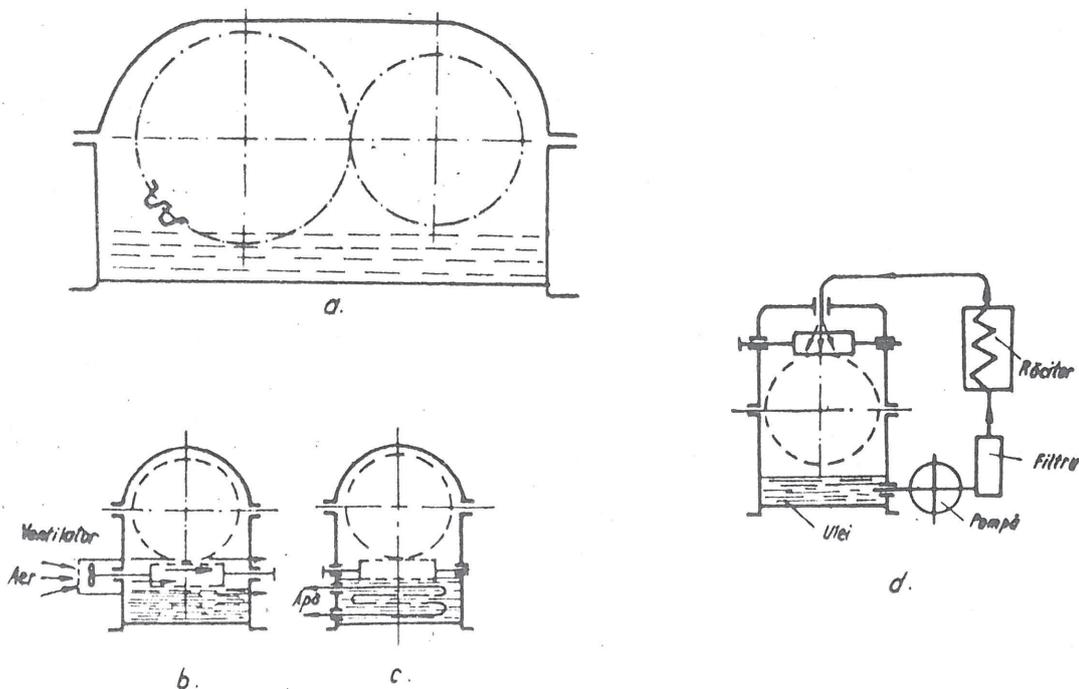


Fig. 6.1

În fig. 6.2 sunt reprezentate diverse sisteme, necesare ungerii angrenajelor, lagărelor, frecvent întâlnite în construcția reductoarelor de turație.

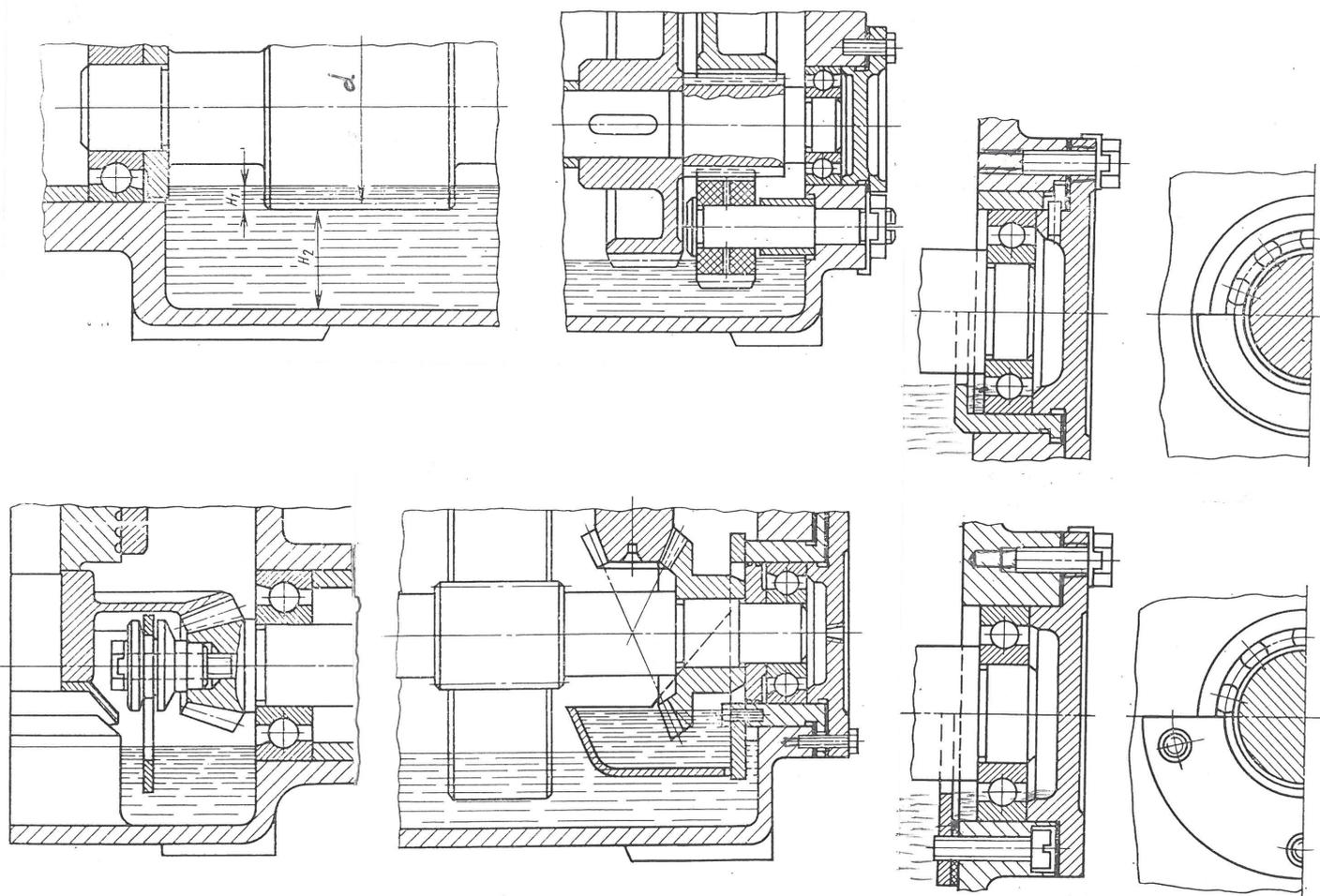


Fig. 6.2

## 6.5. CALCULUL PUTERII TERMICE A REDUCTORULUI

Puterea termică a reductorului (limita termică) reprezintă puterea maximă ce poate fi transmisă prin intermediul reductorului în condițiile unei temperaturi admisibile impuse uleiului  $t_a = 70 \dots 90 \text{ }^\circ\text{C}$  și se calculează astfel:

$$P_T = \frac{K_\lambda \cdot (1 + \psi) \cdot S \cdot (t_a - t_0)}{(1 - \eta_R)} \quad (6.17)$$

unde:

$P_T$  - puterea termică a reductorului pe arborele de intrare în [kW].

În condițiile de optimizare a proiectării unui reductor de turație, atât din punct de vedere termic, cât și din punct de vedere al capacității portante a angrenajului, trebuie îndeplinită expresia:

$$P_T \geq P_i \quad (6.18)$$

Pentru reductoare de turație cu mai multe trepte de reducere, randamentul total al reductorului se calculează ținând seama de numărul de angrenaje, de numărul de perechi de rulmenți, precum și de numărul de roți care sunt cufundate în baia de ulei a reductorului. Calculul puterii pierdute prin frecare, precum și calculul temperaturii medii de funcționare se calculează cu relațiile (6.10), respectiv (6.9).

## 7. PROIECTAREA CUPLAJELOR PERMANENTE

Alegerea cuplajului optim unei transmisii mecanice impune precizarea unor date inițiale de proiectare și anume:

- momentul de torsiune care trebuie transmis de cuplaj, variația acestuia în funcționare și, în special, valorile maxime estimate;
- poziția relativă a arborilor, atât în timpul montajului, cât și în timpul funcționării;
- caracteristicile mecanice și funcționale ale celor două părți ale transmisiei, legate prin cuplaj: momentele de inerție reduse la arborele cuplajului; modul de variație al vitezei unghiulare a celor doi arbori;
- condițiile de funcționare, mediul ambiant, durata de funcționare;
- posibilitățile de asamblare a cuplajului pe arborii transmisiei: prin pene paralele, caneluri, știfturi longitudinale sau transversale;
- caracterul legăturii permanente sau intermitente, realizate de cuplaj;
- condiții dimensionale și de gabarit maxim admis pentru cuplaj.

Din multitudinea soluțiilor constructive, care să satisfacă una sau mai multe din funcțiile principale ale cuplajelor (transmitere de mișcare și moment, comandă, limitare de sarcină, amortizare a vibrațiilor și șocurilor, compensări ale erorilor de poziție ale capetelor de arbori, limitare de turație și sens), prezenta lucrare se referă la cuplajul elastic cu bolțuri (STAS 5982/6-81), cuplajul cu flanșe (STAS 769-73) și cuplajul cardanic.

### 7.1. CUPLAJUL ELASTIC CU BOLȚURI (STAS 5982/6-81)

La cuplajul elastic cu bolțuri, momentul de torsiune se transmite de la o semicuplă la cealaltă prin bolțurile de fixare și prin bușele elastice de cauciuc montate pe bolțuri. Elementele componente ale cuplajului sunt indicate în anexa 7.1. Cuplajul se execută în două variante:

- tipul **N**, normal este cel mai frecvent utilizat;
- tipul **B**, cu bușe distanțiere, destinat în special transmisiilor ce au în apropierea cuplajului transmisii prin curele sau lanțuri, permițând schimbarea curelei sau lanțului prin spațiul liber creat între suprafețele frontale ale semicuplelor la demontarea bolțurilor, bușelor elastice și a bușelor distanțiere.

Semicuplele se execută în 4 variante constructive (**P**, **C**, **C<sub>r</sub>**, **K<sub>i</sub>**), în funcție de forma capătului de arbore și de necesitatea fixării axiale.

Semicuplele în varianta de execuție **P** (semicuple pregătite la un diametru  $d_0$  mai mic decât diametrul capătului de arbore) se utilizează în cazul în care mărimea de cuplaj aleasă corespunde din punct de vedere al momentului de torsiune nominal, dar capetele de arbore, pe care se montează cuplajul, au diametrele mai mici decât diametrele nominale  $d$  indicate în STAS pentru mărimea de cuplaj aleasă. Din aceste tipuri de semicuple se pot realiza numai semicuple cu alezaj cilindric, fără fixare frontală, având diametrul alezajelor în limitele diametrelor  $d_0$ , indicate în anexa 7.1, cu obligativitatea verificării printr-un

calcul de rezistență a capetelor de arbore și a penelor paralele, care servesc pentru montajul semicuplelor pe capătul de arbore.

Semicuplele cu fixare frontală  $C_f$  se utilizează în cazul în care în timpul funcționării apar forțe axiale care pot conduce la deplasarea axială a semicuplei pe capătul de arbore.

Semicuplele cu alezaj conic  $K_i$ , cu fixare frontală se folosesc pentru capetele de arbori conice, acestea pot prelua și forțe axiale, ca urmare a fixării frontale pe capătul de arbore.

Cuplajul poate fi realizat din semicuple din aceeași variantă constructivă sau din variante diferite de execuție. O anumită mărime de cuplaj poate fi utilizată la cuplarea arborilor, ale căror capete au diametre egale sau diferite, în limitele alezajelor semicuplelor indicate în anexa 7.1.

Mărimea cuplajului se alege în funcție de momentul de torsiune de calcul  $M_{tc}$ , luând în considerație regimul de lucru al mașinii antrenate și al celei motoare prin intermediul unui coeficient de serviciu  $c_s$ , indicat în tabel 7.1, corelat cu diametrul capătului de arbore. Momentul de torsiune de calcul trebuie să fie mai mic sau egal decât momentul de torsiune nominal indicat în STAS. Din această condiție rezultă mărimea cuplajului (anexa 7.1).

$$M_{tc} = c_s M_t \leq M_{tn} \quad (7.1)$$

în care:

- $M_{tc}$  - momentul de torsiune de calcul;
- $M_t$  - momentul de torsiune nominal transmis de arborele respectiv;
- $c_s$  - coeficientul de serviciu (anexa 7.4 sau tabel 7.1);
- $M_{tn}$  - momentul de torsiune nominal transmisibil prin cuplaj (anexa 7.1).

Tabel 7.1

Acționarea cu motor electric	
Tipul mașinii antrenate	Coeficientul de serviciu $c_s$
Generatoare de curent	1...2
Ventilatoare	1,25...2
Pompe centrifuge și cu piston, compresoare cu piston	1,75...3,5
Mașini unelte	1,25...2,5
Mașini pentru prelucrarea lemnului, transportoare cu bandă	1,5...2
Transportoare cu role	3,5...4
Mașini de ridicat, elevatoare	3...5
<p>Dacă acționarea se face cu motor termic diesel, valorile lui <math>c_s</math> din tabel se vor înmulți cu 1,2 pentru motoare cu 7 cilindri și mai mult, cu 1,5 pentru motoare cu 5-6 cilindri, cu 1,8 pentru motoare cu 3-4 cilindri și cu 2,5 pentru motoare cu 1-2 cilindri.</p> <p>Dacă acționarea se face cu motoare cu benzină sau turbine cu gaze, atunci valorile lui <math>c_s</math> reprezintă 80% din cele recomandate pentru motoarele termice diesel.</p>	

Cuplajele elastice cu bolțuri permit compensarea unor dezaxări radiale  $y$  și unghiulare  $x$  (corespunzătoare unghiului  $\alpha^\circ$ ), dependente de mărimea cuplajului, turația arborelui și coeficientului de serviciu, așa cum se vede în fig. 7.1.

Notarea unui cuplaj cuprinde:

- a) denumirea și simbolul cuplajului **CEB**;
- b) mărimea cuplajului ( 1...22);
- c) simbolul tipului de cuplaj **N** sau **B**, urmat de o linie orizontală;
- d) simbolul variantei de execuție a unei semicuple **P**, **C**, **C<sub>f</sub>**, **K<sub>i</sub>** și valoarea diametrului nominal  $d_i$  al alezajului, urmat de o linie oblică, după care se trece simbolul variantei de

- execuție a celeilalte semicuple și valoarea diametrului nominal  $d$  al alezajului, urmat de o linie orizontală;
- e) materialul din care sunt executate semicuplele ( OT 60-3 sau Fc 200);
- f) numărul standardului (5982/6-81).

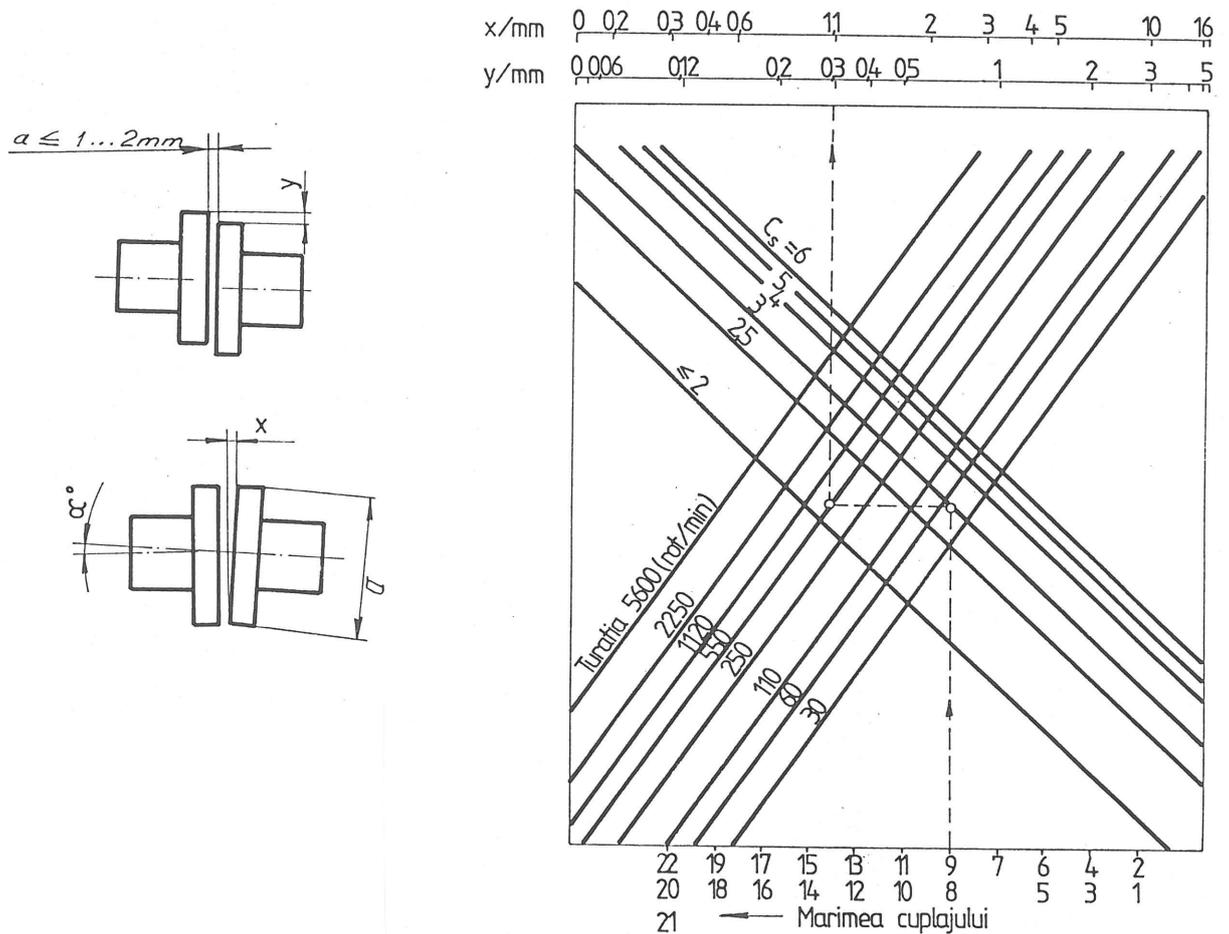


Fig. 7.1

Exemplu de notare pentru: cuplajul mărimea 12, tip N, cu o semicuplă P cu diametrul alezajului  $d = 100$  mm și cealaltă tip  $K_i$ , cu diametrul alezajului  $d = 110$  mm, executată din oțel OT 60-3.

**Cuplaj CEB 12N - P 100 /  $K_i$  110 - OT 60-3 STAS 5982/6-81.**

Se recomandă, deși standardul nu prevede, verificarea elementelor de legătură ale cuplajului: bolțurilor și bușelor elastice (manșoanelor din cauciuc) pentru condițiile de încărcare efective.

Bolțul este solicitat la încovoiere, tensiunea maximă se află în secțiunea de încastrare cu semicuplă. Sarcina pe bolț  $F_1$  este generată de momentul de torsiune de calcul transmis prin cuplaj:

$$\sigma_{ib} = \frac{M_i}{W_i} = \frac{F_1(\ell_3 - \ell_2 + S)/2}{\pi \cdot d_5^3 / 32} \leq \sigma_{ai} = 60 \dots 80 \text{ MPa} \quad (7.2)$$

în care:

- $F_1$  - forța tangențială pe bolț ce trebuie aplicată la diametrul  $D_1$  de montaj al acestuia;  

$$F_1 = 2 M_{tc} / D_1 \cdot z \quad (7.3)$$
- $M_{tc}$  - momentul de torsiune de calcul;
- $D_1$  - diametrul de montaj al bolțurilor;
- $z$  - numărul de bolțuri;
- $d_5$  - diametrul bolțului în zona de încastrare;
- $l_3, l_2, S$  - elemente geometrice ale semicuplei (vezi figura din anexa 7.1).

Strivirea bucșei elastice 9 din figura prezentată în anexa 7.1 are loc pe suprafața de contact dintre bolț și-bucșa elastică (manșonul din cauciuc), cât și pe suprafața de contact dintre bucșa elastică și alezajul semicuplei. Geometria acestei bucșe conduce la o suprafață de contact mai mică între bolț și bucșă decât între bucșă și semicuplaj. Tensiunea de contact este mai mare deci, pe suprafața dintre bolț și bucșă.

$$p_m = F_1 / [d_3(l_3 - l_2)] \leq p_{ma} = 5...7 \text{ MPa}; \quad \text{unde } d_3 = d_5 + 1...4 \text{ mm} \quad (7.4)$$

Verificând condițiile (7.2) și (7.4), se poate considera că elementele principale ale cuplajului corespund condițiilor reale de funcționare și, deci, cuplajul este ales corespunzător.

## 7.2. CUPLAJUL CU FLANȘE (STAS 769 -73)

Cuplajele cu flanșe sunt cuplaje permanente, fixe, care nu pot compensa abateri de poziție ale capetelor de arbori și se execută în două variante constructive:

- tipul **CFO** - pentru cuplarea directă a capetelor de arbori orizontali, reprezentat în figura 1.a, din anexa 7.2;
- tipul **CFV** - pentru cuplarea directă a arborilor verticali (figura 1.b din anexa 7.2).

Momentul de torsiune se transmite prin intermediul șuruburilor de păsuire, cu ajutorul cărora se realizează asamblarea semicuplelor cuplajului.

Mărimea cuplajului se alege în funcție de momentul de torsiune de calcul  $M_{tc}$ , luând în considerație regimul de lucru al mașinii antrenate și al celei motoare, prin intermediul unui coeficient de serviciu  $c_s$ , indicat în tabel 7.1, corelat cu diametrul capătului de arbore. Momentul de torsiune de calcul trebuie să fie mai mic sau egal decât momentul de torsiune nominal indicat în STAS. Din această condiție rezultă mărimea cuplajului (vezi anexa 7.2).

$$M_{tc} = c_s M_t \leq M_{tn} \quad (7.5)$$

În care:

- $M_{tc}$  - momentul de torsiune de calcul;
- $M_t$  - momentul de torsiune nominal transmis prin arborele respectiv;
- $c_s$  - coeficientul de serviciu. Pentru acest tip de cuplaj, valorile orientative ale coeficientului  $c_s$  sunt indicate în tabel 7.1. Valori ale coeficientului de serviciu  $c_s$  mai riguroase sunt recomandate în anexa 7.4.

Notarea unui cuplaj cu flanșe cuprinde:

- a) denumirea cuplajului și simbolul tipului de cuplaj ( **CFO** sau **CFV**);
- b) mărimea cuplajului urmată de o linie orizontală (în cazul utilizării unor semicuple de mărimi diferite, notarea va cuprinde ambele mărimi de semicuplaj, înscrise în ordine crescătoare și despărțite printr-o linie oblică);
- c) diametrele nominale ale capetelor de arbore cuplate (pentru arbori de diametre diferite, se înscriu ambele valori despărțite printr-o linie oblică), dacă capetele de arbore au aceeași valoare se va trece o singură valoare a diametrului;
- d) numărul standardului ( STAS 769- 73).

Exemplu de notare a unui cuplaj cu flanșe pentru cuplarea directă a arborilor verticali, mărimea 8, cu diametrul nominal al capetelor de arbori de 45 mm este:

### Cuplaj CFV 8 - 45 STAS 769 - 73

Notarea: **Cuplaj CFO 4/5 - 28/32 STAS 769 - 73** reprezintă simbolul unui cuplaj orizontal cu o semicuplă de mărimea 4 și cealaltă de mărimea 5, capetele de arbori cuplate având diametrele de 28 mm, respectiv 32 mm.

Se recomandă, deși standardul nu prevede, verificarea elementelor de legătură ale cuplajului în timpul funcționării: verificarea șuruburilor de păsuire la forfecare și la strivire.

Momentul de torsiune se transmite de la o semicuplă la alta, prin intermediul șuruburilor, care sunt montate fără joc. Forța tangențială pe un șurub  $F_1$  se determină în funcție de momentul de torsiune de calcul, de diametrul de montaj al șuruburilor și de numărul de șuruburi, care asamblează semicuplele. Tija șurubului este în acest caz solicitată la forfecare și la strivire.

Tensiunea de forfecare a șuruburilor este dată de relația:

$$\tau_f = F_1 / A_s = \frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot d_2^2} \leq \tau_{af} = 50 \dots 80 \text{ MPa} \quad (7.6)$$

pentru condiții normale de funcționare și utilizare.

În care:

- $F_1$  - forța tangențială pe un șurub;

$$F_1 = 2 M_{tc} / D_1 \cdot n_s \quad (7.7)$$

- $M_{tc}$  - momentul de torsiune de calcul transmis prin intermediul cuplajului;
- $D_1$  - diametrul de montaj al șuruburilor;
- $n_s$  - numărul de șuruburi;
- $d_2$  - diametrul tijei șurubului de păsuire este egal cu diametrul alezajului din semicuplă.

Verificarea șuruburilor (tijei șurubului) la strivire se realizează pe suprafața cea mai mică cu lungimea de contact minimă.

$$p_m = F_1 / A_{min} = \frac{F_1}{d_2 \cdot \ell_{c \min}} \leq p_{ma} = 80 \dots 120 \text{ MPa} \quad (7.8)$$

unde:

- $\ell_{c \min}$  - lungimea minimă de contact a tijei șurubului cu o semicuplă; se poate considera  $\ell_{c \min} = (1/2 \dots 2/3) \cdot \ell_1$
- $\ell_1$  - lățimea semicuplei în zona de montaj a șuruburilor (vezi anexa 7.2).

Dacă se respectă condițiile (7.6) și (7.8), atunci se consideră că toate elementele geometrice ale cuplajului corespund condițiilor reale de funcționare și, deci, mărimea de cuplaj aleasă este corectă.

## 7.3. CUPLAJUL CARDANIC

Cuplajul cardanic permite transmiterea mișcării de rotație și a momentului de torsiune între doi arbori, a căror poziție relativă se poate modifica chiar în timpul funcționării. Elementele componente ale cuplajului sunt indicate în fig. 7.2.

La transmisia cardanică cu o articulație la care arborii se intersectează sub unghiul  $\gamma$ , turația arborelui condus  $n_2$  este variabilă, deși turația arborelui conducător  $n_1$  este constantă:

$$n_{2 \max} = n_1 / \cos \gamma ; \quad n_{2 \min} = n_1 \cos \gamma , \quad (7.9)$$

iar gradul de neregularitate al mișcării arborelui condus  $\delta$  are expresia:

$$\delta = (n_{2 \max} - n_{2 \min}) / n_1 = \operatorname{tg} \gamma \sin \gamma \quad (7.10)$$

Pentru a obține o turație constantă la arborele condus, în condițiile în care turația arborelui conducător este constantă, trebuie folosite două articulații cardanice (cuplaje cardanice), iar arborele condus trebuie să rămână paralel cu arborele conducător. La o astfel de soluție, cu două articulații cardanice și arborii paraleli, turația arborelui condus este egală cu aceea a arborelui conducător.

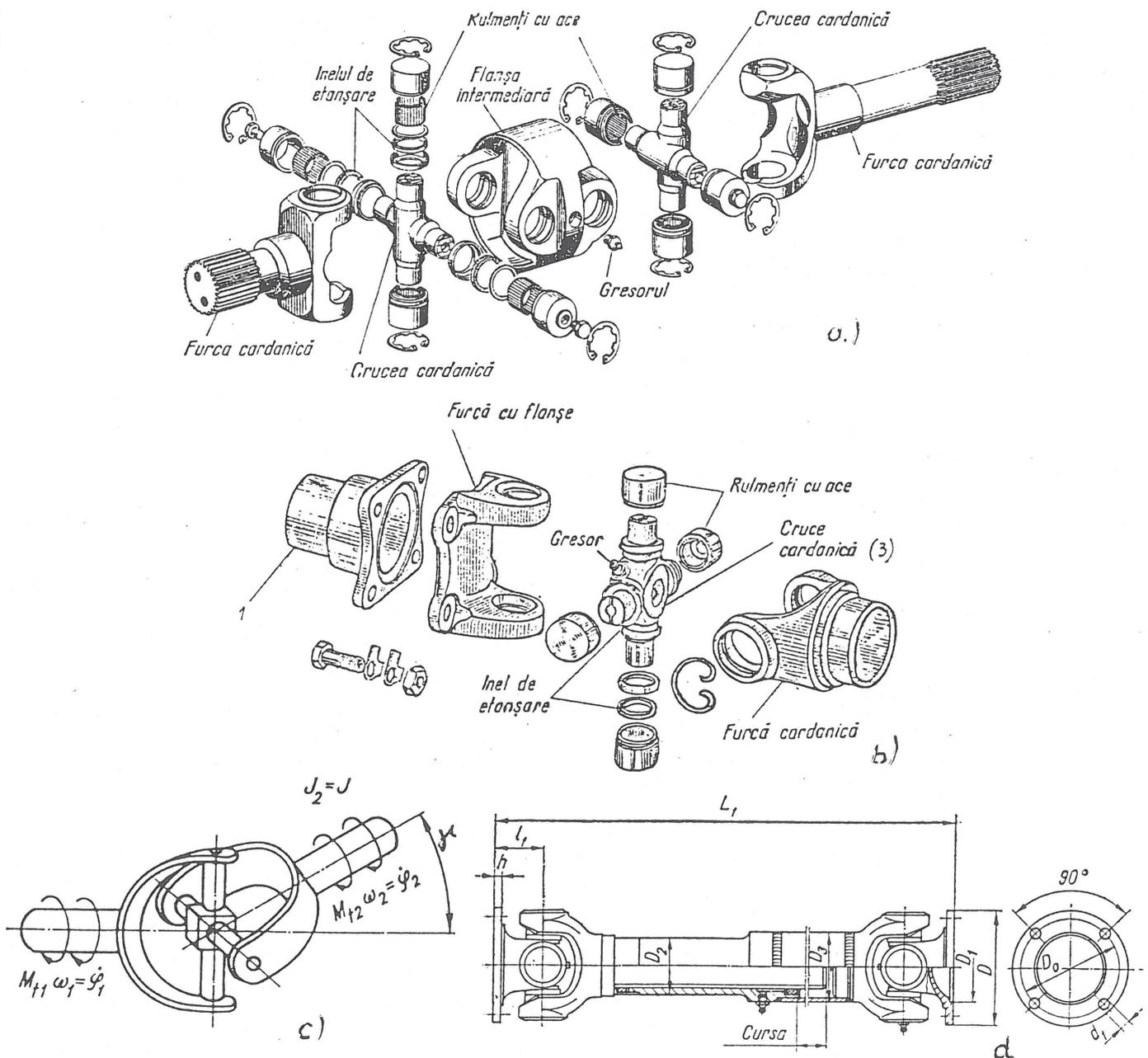


Fig. 7.2

În anexa 7.3 sunt recomandate elementele constructive ale unor cuplaje cardanice, destinate tractoarelor și mașinilor agricole. Alegerea dimensiunilor principale ale cuplajului cardanic se poate face din anexa 7.3, în funcție de momentul de torsiune de calcul  $M_{tc}$ , care trebuie să fie mai mic sau egal decât momentul de torsiune nominal  $M_{tn}$ , indicat în catalog.

Pentru condițiile concrete de funcționare este necesară verificarea elementelor componente ale cuplajului cardanic și anume: capetele de arbori, lagărele, crucile și furcile cardanice.

Forțele maxime care iau naștere în articulația cardanică (vezi fig. 7.3), ca urmare a unui moment de torsiune constant  $M_{t1}$ , transmis de arborele conducător, se pot calcula în funcție de momentul de torsiune  $M_{t2max}$ .

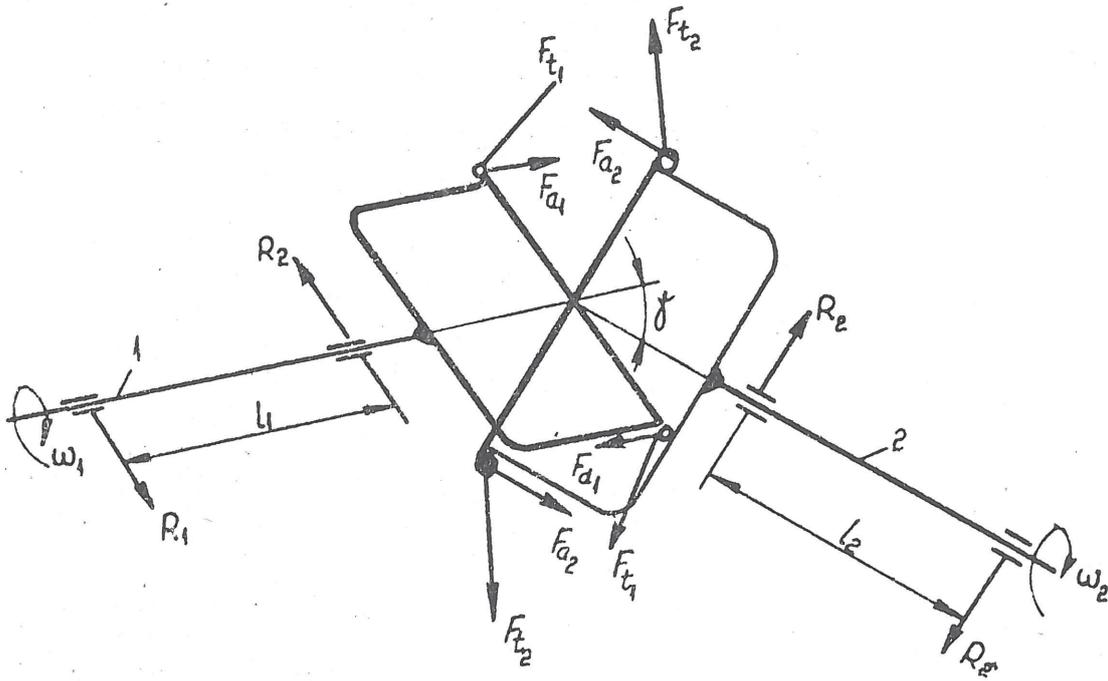


Fig.7.3

și au expresiile:

$$F_{t1} = M_{t1} / (H - \ell) \quad (7.11)$$

$$F_{t2max} = M_{t2max} / (H - \ell) = M_{t1} / (H - \ell) \cdot \cos \gamma_{max} \quad (7.12)$$

$$F_{a1max} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \gamma_{max} \quad (7.13)$$

$$F_{a2max} = F_{t1} \cdot \sin \gamma_{max} \quad (7.14)$$

unde:

$$M_{t2max} = M_{t1} / \cos \gamma_{max} \quad (7.15)$$

- $M_{t2max}$  - momentul de torsiune maxim pe arborele condus;
- $H$  - cota de gabarit a crucii cardanice (vezi anexa 7.3);
- $\ell$  - lungimea acelor de la rulmenții cu ace (vezi anexa 7.3);
- $\gamma_{max}$  - unghiul maxim dintre axa arborelui motor și axa arborelui intermediar.

Arborii transmisiei cardanice se calculează în general la torsiune, fiind solicitați de momentele  $M_{t1}$  respectiv  $M_{t2 \max}$ . Arborele intermediar al transmisiei cardanice este solicitat la răsucire și la încovoiere, datorită cuplului de forțe  $F_{a2}$ . Momentul de încovoiere maxim are expresia:

$$M_{i \max} = F_{a2 \max} (H - \ell) = M_{t1} \sin \gamma_{\max} \quad (7.16)$$

Calculul acestor arbori (arborele conducător, intermediar și condus) se face similar cu calculul arborilor transmisiei mecanice, prezentat în capitolul 5.

Rulmenții cu ace, utilizați la realizarea articulației cardanice, se calculează la durabilitate, stabilindu-se numărul de ore de funcționare. Se consideră că sub acțiunea forței tangențiale maxime  $F_{t2 \max}$  se atinge capacitatea dinamică de încărcare  $C$ , indicată în anexa 7.3. Durabilitatea rulmentului, exprimată în milioane de cicluri, are expresia:

$$L = \left( \frac{C}{F_{t2 \max}} \right)^{10/3} \quad (7.17)$$

în care:

- $L$  - durabilitatea exprimată în milioane de cicluri de funcționare;
  - $C$  - capacitatea dinamică de încărcare a rulmentului cu ace (vezi anexa 7.3);
- Durata de funcționare  $L_h$  a articulației cardanice, exprimată în ore de funcționare, este:

$$L_h = L \cdot 10^6 / 60 n_{2f} \geq L_{h \text{ adm}} = 2500 \dots 3000 \text{ ore} \quad (7.18)$$

unde:

- $n_{2f}$  - turația relativă a fusurilor în lagăre;

$$n_{2f} = n_1 \operatorname{tg} \gamma \quad (7.19)$$

- $n_1$  - turația arborelui conducător [rot/min];

Pentru articulații cardanice care au în componență lagăre cu alunecare, se recomandă verificarea fusului la presiune de contact și la încovoiere. Se consideră că solicitarea maximă este dată de forța  $F_{t2 \max}$  iar distribuția de presiune este constantă, atât de-alungul fusului, cât și pe direcție radială.

$$p_m = F_{t2 \max} / d \cdot \ell = M_{t1} / [(H - \ell) d \cdot \ell \cdot \cos \gamma_{\max}] \leq p_{m \text{ adm}} \quad (7.20)$$

în care:

- $d, \ell$  - sunt dimensiunile fusului (anexa 7.3);
- $H$  - lungimea crucii cardanice (anexa 7.3); valorile admisibile ale presiunii de contact se recomandă a fi următoarele:

$$\left| \begin{array}{l} p_{m \text{ adm}} = 8 \dots 9 \text{ MPa} - \text{pentru lagăre și fusuri din oțel călit până la duritatea de 56 - 63 HRC;} \\ p_{m \text{ adm}} = 2 \dots 3 \text{ MPa} - \text{pentru lagăre din fontă maleabilă și fusuri din oțel călit până la duritatea de 45 - 52 HRC.} \end{array} \right.$$

Tensiunea de încovoiere maximă din zona de încastrare a fusului crucii cardanice este:

$$\sigma_{i \max} = M_{i \max} / W_i = 32 F_{t2 \max} (h_1 - \ell / 2) / (\pi d^3) \leq \sigma_{ai} = 80 \dots 100 \text{ MPa} \quad (7.21)$$

Tensiunea admisibilă la încovoiere este recomandată pentru fusuri din oțel călit.

Dimensiunile furcii se aleg constructiv, în funcție de dimensiunile crucii și lagărelor (anexa 7.3). După stabilirea dimensiunilor furcii cardanice se pot face verificările acesteia la încovoiere și răsucire.

În timpul transmiterii momentului de torsiune, ca urmare a modificării unghiului  $\gamma$  dintre arborele conducător și arborele intermediar, respectiv dintre arborele intermediar și arborele condus, este necesară realizarea unei asamblări care să permită compensări axiale între arborele condus și restul transmisiei mecanice (asamblare telescopică, de regulă asamblare prin caneluri, sau asamblare arbore – butuc cu profil poligonal – vezi fig. 7.4).

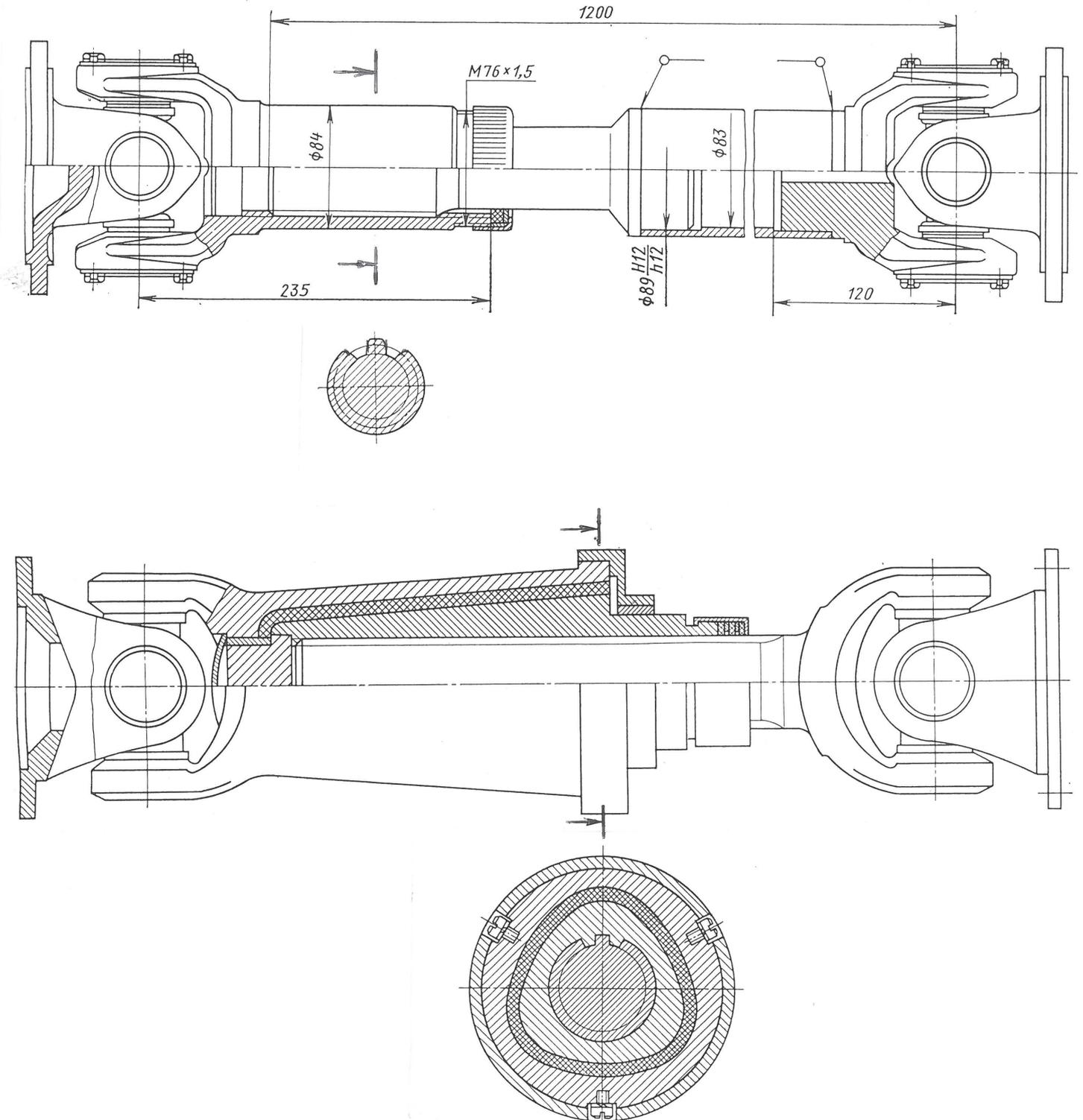
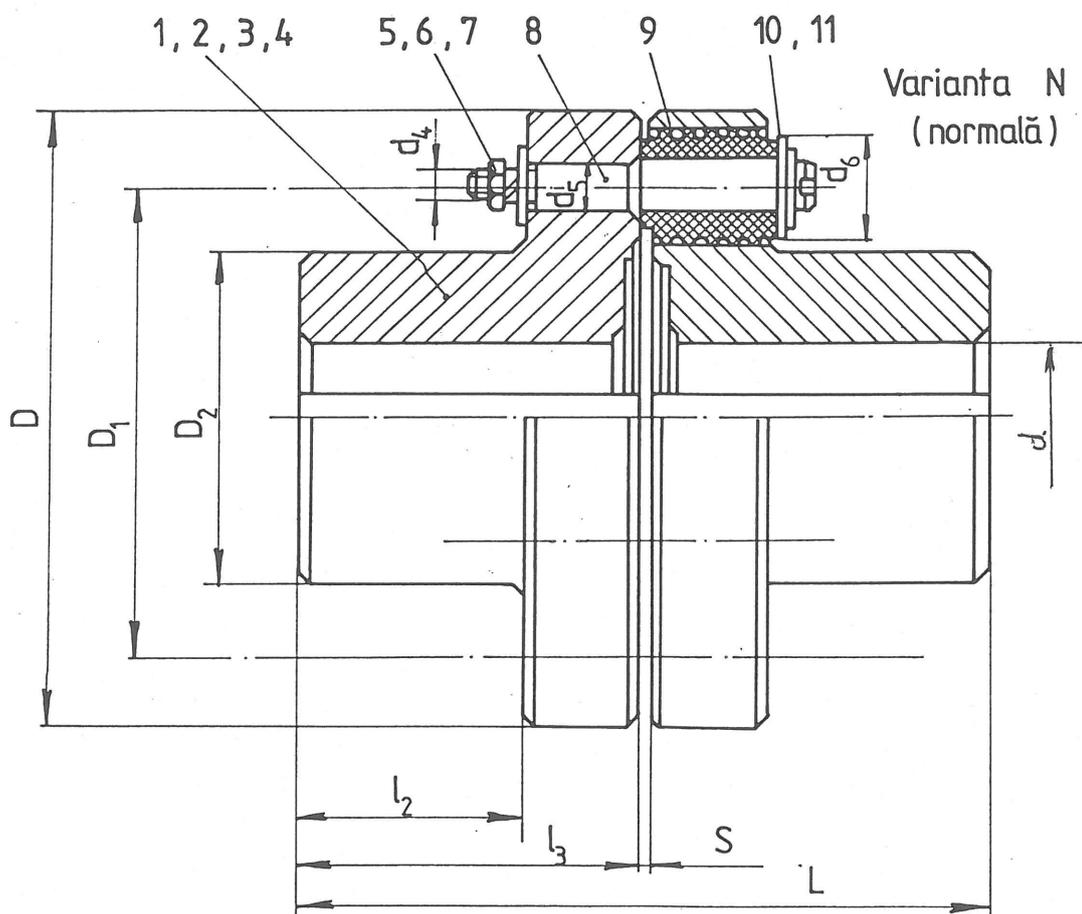
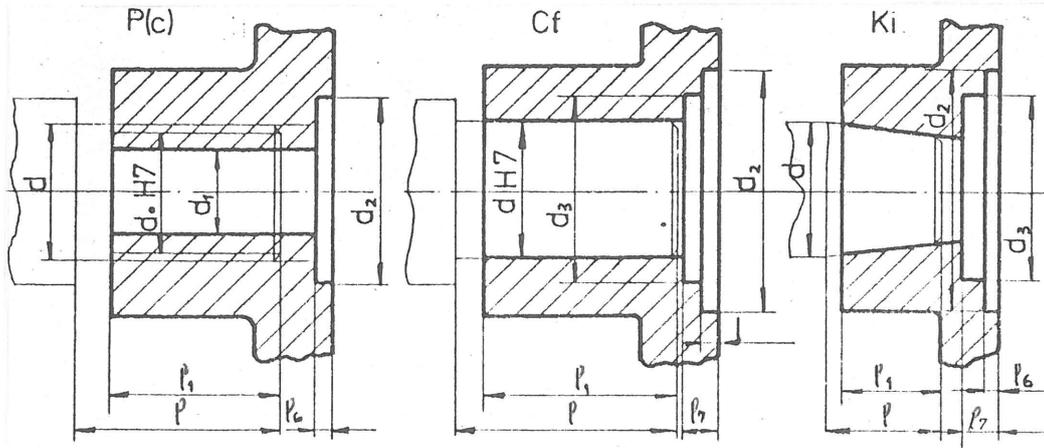


Fig. 7.4



Elementele componente ale cuplajului elastic cu bolțuri

Poz.	Denumirea	Conform	Material
1	Semicuplă P	Documentației de execuție	OT 60-3 sau Fc 200
2	Semicuplă C		
3	Semicuplă Cf		
4	Semiculă Ki		
5	Șaibă		OL 37.1
6	Șaibă Grower MN	STAS 7666/2-72	OLC 55 A STAS 795-92
7	Piuliță	STAS 4071-69	Gr.6
8	Bolț N	Documentației de execuție	OLC 60
9	Bucșă elastică		Cauciuc CW 20
10	Inel elastic	STAS 5848/2-73	OLC 85 A STAS 795-92
11	Șaibă	Documentației de execuție	OL 37.1



- execuția P – semicuplă pregăurită în care se pot realiza alezaje cilindrice fără fixare frontală (c)
- execuția Cf – are alezaj cilindric care permite fixarea frontală a semicuplei pe capătul de arbore
- execuția Ki – are alezaj conic și permite fixarea frontală a semicuplei pe capătul de arbore.

M ă r i m e	Semicupla C. Ct. Ki		Mo- ment no- mi- nal M <sub>m</sub> [Nm]	Varianta normală		Semicupla P			d <sub>2</sub>	Semicuplă		ℓ	ℓ <sub>1</sub>	
	Material			material		material				C <sub>f</sub>	K <sub>i</sub>			
	OT	Fc		OT	Fc		OT	Fc						
	60-3	200		60-3	200		60-3	200						
d		Turația max. [rot/min]	d	d			d <sub>3</sub>							
1	16; 18; 19		20	6000	5600	10	11...15		37	33	30	28	28	
	20;22;24						20	36						
2	25;28		45		5000	10	11...24		45	41	35	42	33	
	30						-	58						
3	32;35;38		112		4500	12	13...21		55	50	45	58	38	
	40						-	82						
4	42;44;48 50		42		236	4000	15	16...41		65	60	56	48	
5	55;56		500		5600	3600		16..54   16..48		76	70	66	57	
6	60;63;66 70		900		5000	3000	30	32...59		90	82	76	105	72
7	71;75		1500		150	2650		32...70		112	104	95	130	86
	80;85			96										
8	90;95 100		2240	4000	2250	32...89		130	122	110	165	116		
9	110;120		3350	3600	2000	40	42...109		150	141	130	200	136	
10	125		4750	3300	1800	53	55..124	55.110	160	152	140	136		
	130										-	200		

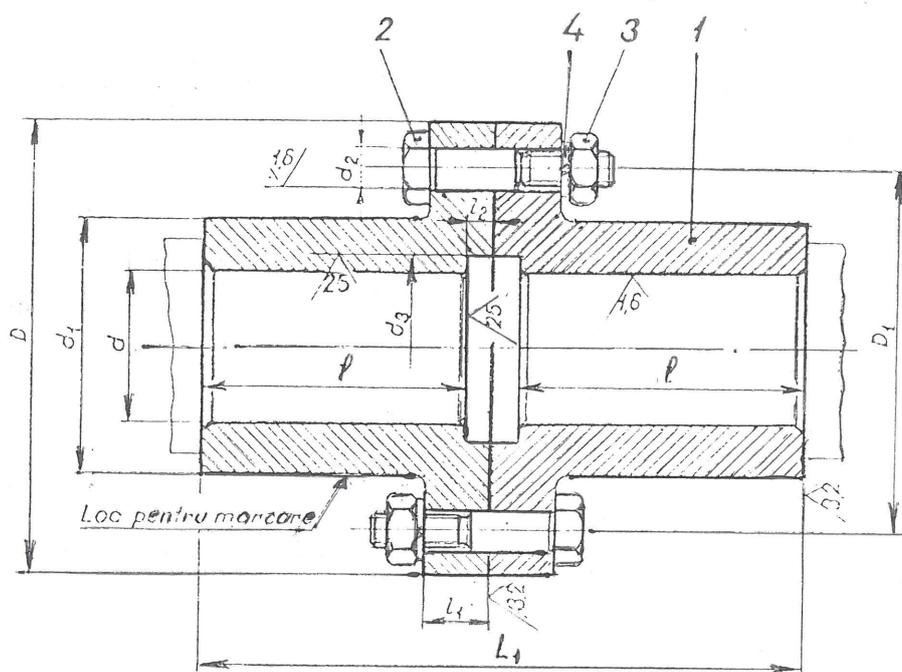
Dimensiunile semicuplelor și ale elementelor de asamblare

Nr. buc poz 5... ..11	Semicupla						$d_4$ f i l e t	$D$	$D_1$	$D_2$	$S$	L										*) $\frac{d_5}{D_3}$		
	$\ell_2$		$\ell_3$		$\ell_6$							$\ell_7$		Variante de utilizare a perechilor de semicuple										
	Pc	C <sub>f</sub>	K <sub>i</sub>	Pc	C <sub>f</sub>	K <sub>i</sub>						C <sub>f</sub>	K <sub>i</sub>	P-P	P-C	P- K <sub>i</sub>	C- C	C- C <sub>f</sub>	K <sub>i</sub> - K <sub>i</sub>	C- C <sub>f</sub>	C- K <sub>i</sub>		C <sub>f</sub> - K <sub>i</sub>	
1	14	20	22	32	38	40	8	10	88	62	40	4	66	72	74	66	78	82	72	74	80			
2	19	28	32	37	46	50	11	15	98	71	48	2±1	76	85	89	76	94	102	85	89	98	10		
3	24	36	40	42	54	58	14	18	112	85	62		86	98	102	86	110	118	98	102	114	20		
4	34	46	54	52	64	72	16	22	127	100	76		107	119	127	107	131	147	119	127	139	15		
5	33	48	58	63	78	88	18	28	158	118	84	3±1	129	144	154	129	159	179	144	154	169	30		
6	48	64	75	78	94	105	19	30	180	140	105		100	176	187	160	192	214	176	187	203	20		
7	64	80	100	94	110	136	20	40	212	172	130	4±1	192	208	228	192	224	264	208	228	244	45		
8	59	79	100	104	124	145	45	45	264	205	150		212	232	253	212	252	294	232	253	273	32		
9	79	99	130	124	144	175	24	55	295	236	180	4±2	252	272	303	252	292	354	272	303	323	65		
10	99	119	150	144	164	195	335	277	335	277	195		292	312	343	292	332	394	312	343	363	42		
																						85		

Observații:

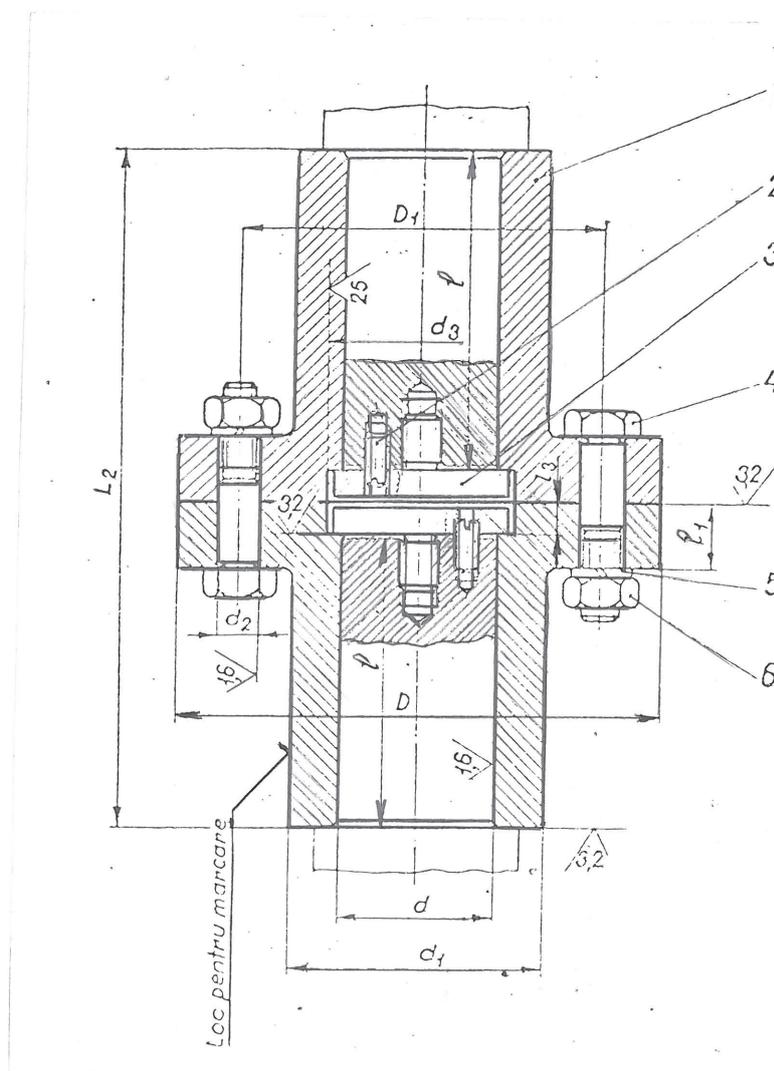
Masele cuplajelor sunt recomandate în STAS 5982/6-81.

\*) Cotele diametrelor  $d_5$  (H9) și  $D_3$  (H 11) sunt aproximative, ele nefiind indicate în STAS. Aceste cote servesc pentru verificarea cuplajului.



Cuplaj cu flanșe pentru cuplarea directă a arborilor orizontali CFO

Poz.	Denumirea	Material
1	Semicuplaj	Fc 200 STAS 568-82
2	Șurub de păsuire cu cap hexagonal, forma A STAS 5930-80	Grupa 8.8 STAS 2700/3-89
3	Piuliță hexagonală STAS 4071-88	Grupa 8 STAS 2700/4-89
4	Șaibă Grower MN STAS 7666/2-82	OLC55 A STAS 795-92



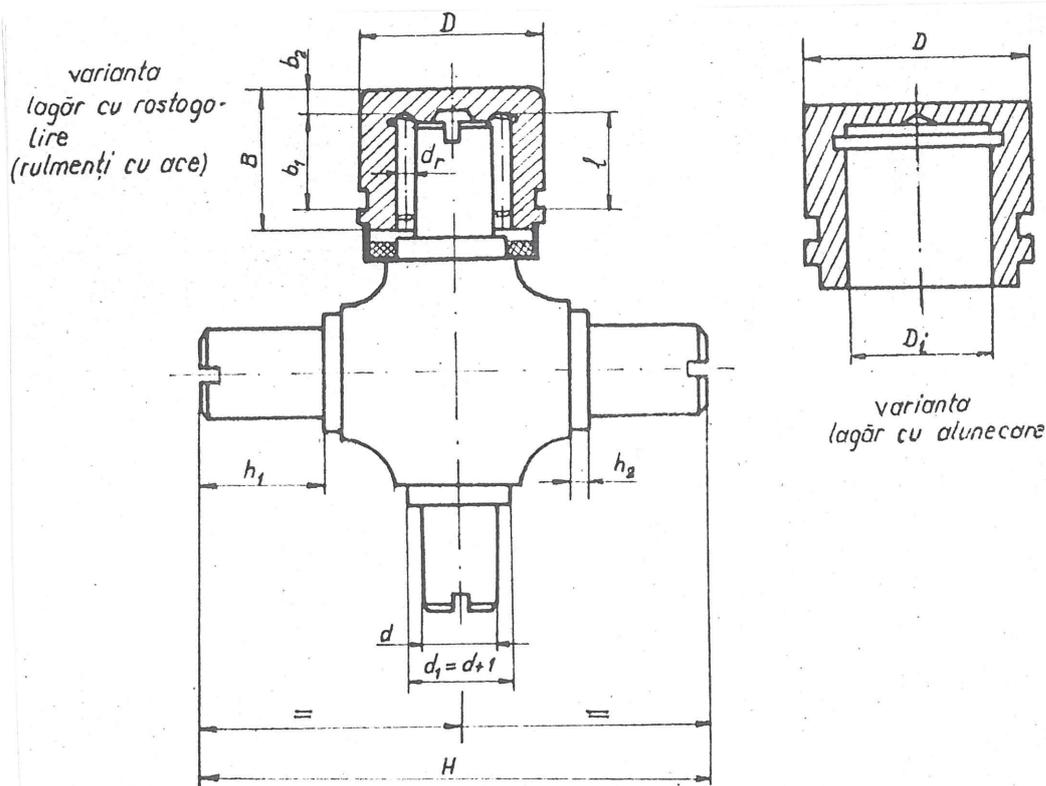
Cuplaj cu flanșe pentru cuplarea directă a arborilor verticali CFV

Poz.	Denumirea	Material
1	Semicuplaj	Fc 200 STAS 568-82
2.	Știft filetat cu creștătură STAS 4770-79	Grupa 5.6 STAS 2700/3-89
3.	Șaibă de fixare	OL 50 STAS 500/2-68
4.	Șurub de păsuire cu cap hexagonal, forma A STAS 5930-80	Grupa 8.8 STAS 2700/3-89
5.	Șaibă Grower MN STAS 7666/282	OLC 55 A STAS 795-92
6.	Piuliță hexagonală STAS 4071-88	Grupa 8 STAS 2700/4-89

Dimensiunile semicuplelor și ale elementelor de asamblare

Mărimi cupla jului	Capătul de arbore		Momentul nominal de torsiune max. [N.m]	Turația maximă [rot/min]	D	L <sub>1</sub>	L <sub>2</sub>	D <sub>1</sub>	d <sub>1</sub>	Șurub		d <sub>2</sub>		d <sub>3</sub>	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	l <sub>3</sub>	Mom. girație kg.m <sup>2</sup>	Masa [kg]
	D H7	ℓ								buc.	dimen- siuni	No- mi- nal	abat. limită						
1	18;19	28	18	2360	100	60	74	70	40					35			8	0,01	2,1
2	20	36	21,2	2340	105	76	90	75	45									0,015	2,4
3	22;24		41,2															0,02	2,4
4	25;28	42	69	2240	115	88	106	85	55		M10 x 45			45	16		10	0,025	2,8
5	30;32	58	112	2180	130	120	138	100	70					50				0,03	3,6
6	35;38		200											55		2		0,046	5,8
7	40;42		390	2120	135			105	75					68			12	0,06	7,6
8	45;48	82	462	2000	150	168	190	120	90		M10 x 50		+0,018					0,103	9,08
9	50		530					130	100				0					0,105	1,1
10	55;56		800	1950	160									75				0,15	11,2
11	60		1000					145	115					85			16	0,2	16
12	63;65	105	1320	1850	175	214	246	160	130					95	25		16	0,25	18
13	70;71;75		2180	1700	190			185	150		M12 x 65			105			20	0,34	22,9
14	80;85	130	3350	1600	220	266	304	200	160					115				0,6	31,9
15	90;95		5000	1500	240			220	180					120				1,1	41
16	100		6000	1400	260			230	190					130	32	3	24	1,5	59
17	110	165	8500	1350	270	336	382	250	210		M16 x 85			145				1,95	63
18	120;125		13200	1300	290	406	460	290	240					160				2,75	74
19	130;140	200	19500	1250	340			320	260		M20x100	21	+0,021	180	36		28	5,85	120
20	150		25000	1180	380						M24x110	25	0	180	40			9,08	148

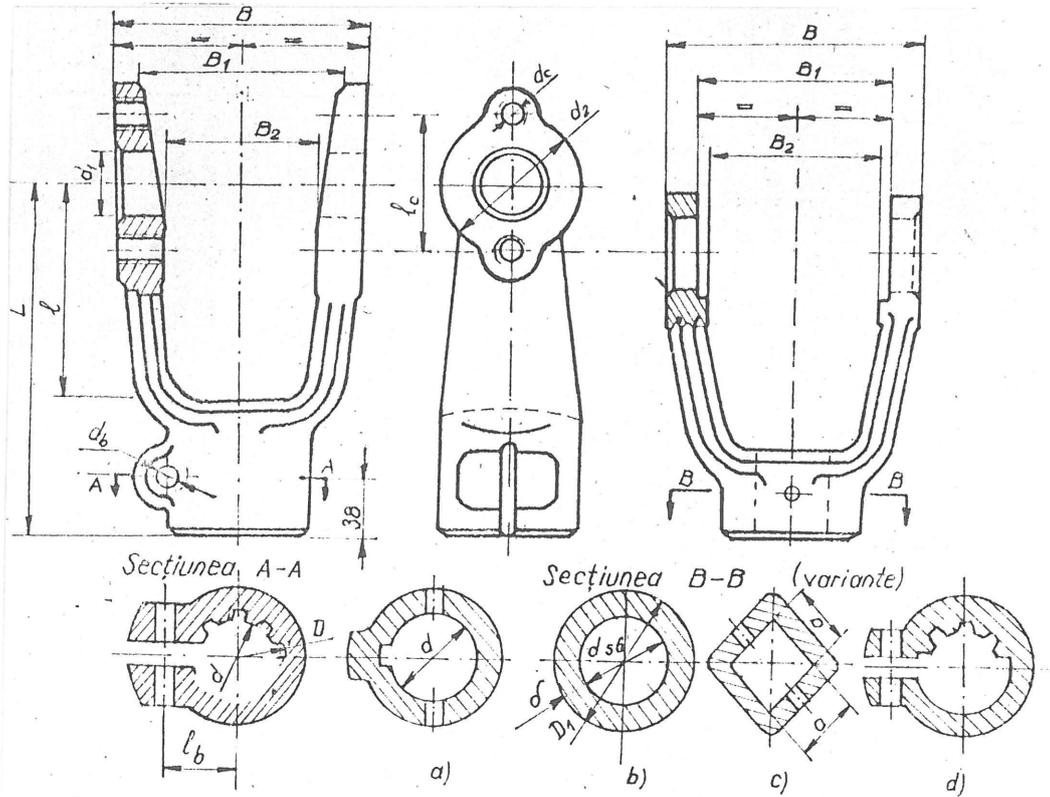
**Observații :** Momentul de girație este calculat pentru cuplajele CFV și este dat informativ.  
Masa cuplajului este informativă.



Mărime	$M_{tm}$ [Nm]	H mm	Dimensiunile fusului [mm]			Lagăr cu rulment cu ace sau lagăr cu alunecare							
			d	$h_1$	$h_2$	Tip lagăr $C^*$ [kN]	D	$\frac{d_r}{\ell}$	$C_0$ [kN]	Turația limită [rot/min]	$b_1$	$b_2$	B
1	67	64	15	14,5	4	Lagăr cu alunecare	28	Diametrul interior $D_i = 15$ (e7)			11	4,25	19
2	160	64	15	14,5	4	cu ace RNA-4903 11*	28	$\frac{2}{11,8}$	96,5	12000	11	4,25	18,5
3	240	90	17	17	4	cu ace RNA-4904 19,30*	30	$\frac{2}{13,8}$	15,30	12000	12	4	20,5
4	428	90	22	24	(3)	cu ace RNA-49/22 19,60*	35	$\frac{2,5}{17,8}$	16,30	11000	-	4	22
5	600	108	25	25	(35)	cu ace RNA-4905 20,40*	39	$\frac{3}{17,8}$	17,30	10000	-	5	22,5

$C^*$  - reprezintă capacitatea dinamică de încărcare a rulmentului cu ace [kN]  
 $C_0$  - reprezintă capacitatea statică de încărcare a rulmentului cu ace [kN].

Observație : Mărimea 1 se realizează numai cu lagăr cu alunecare



m ă r i m e	Furca propriu-zisă								Butucul furcii				Îmbinarea furcii cu		
	B	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	d <sub>1</sub>	L	d <sub>2</sub>	l <sub>c</sub>	d <sub>c</sub>	D	L-l	d <sub>b</sub>	l <sub>b</sub>	Arbore canelat z x d x D	Secțiunea arborelui	
					minim									●	■
														$\frac{d}{D_1}$	a
1	72	45	45	28	94	40	38	M6	38	78	14	23,75	8x32x38	$\frac{2,25}{38}$	25
2	72	45	45	28	94	40	38	M6	38	78	14	23,75	8x32x38	$\frac{2}{49}$	28
3	98	70	64	30	112	47	40	M6	38	78	14	23,75	8x32x38	$\frac{3}{51}$	28
4	98	70	61	35	128	50	45	M6	38	78	14	23,75	8x32x38	$\frac{2,5}{60}$	30
5	118	83	83	39	147	56	50	M8	38	78	14	23,75	8x32x38	$\frac{3}{61}$	35

**Coefficientul de serviciu  $c_s$**   
**în funcție de regimul de funcționare al mașinii motoare și al mașinii de lucru**

Regimul de funcționare al mașinii de lucru	Tipul mașinii motoare				
	Motor electric hidraulic turbină	Motoare cu ardere internă cu			
		mai mult de 4 cilindri	3 cilindri	2 cilindri	1 cilindru
Coefficientsul de serviciu $c_s$					
<b>Funcționare foarte uniformă, fără șocuri; porniri și opriri rare:</b> transmisii ușoare, ventilatoare și pompe centrifuge de mică putere, transportoare cu bandă cu sarcină uniformă; mașini de morărit cu mers uniform; mașini de prelucrare a lemnului.	1,55...	1,75...	2,00...	2,35...	2,75...
	...1,75	...1,90	...2,25	...2,55	...2,95
<b>Funcționare uniformă; șocuri mici și rare:</b> elevatoare sau ascensoare de mică capacitate; transmisii grele, ventilatoare grele, transportoare cu lanțuri, agitatoare mecanice, instalații de transport.	1,65...	1,95...	2,25...	2,55...	2,95...
	...1,85	...2,15	...2,45	...2,75	...3,15
<b>Funcționare uniformă, șocuri moderate și frecvente, suprasarcini relativ mari de scurtă durată:</b> amestecătoare sau agitatoare de materiale neomogene; transportoare înclinate sau orizontale cu sarcini inegale; calandre și mașini de fasonat; concasoare; sisteme de acționare pentru tamburi de difuzie (zahăr).	1,85...	2,15...	2,45...	2,75...	3,15...
	...2,05	...2,35	...2,65	...2,95	...3,35
<b>Funcționare uniformă, șocuri mari și frecvente, inversări frecvente de sens:</b> mașini vibratoare, mori de ciment, compresoare cu volant mic.	2,15...	2,45...	2,75...	3,15...	3,55...
	...2,45	...2,75	...3,05	...3,45	...3,85
<b>Funcționare foarte neuniformă:</b> concasoare, site vibratoare.	2,65...	3,00...	3,25...	3,56...	4,00...
	...3,05	...3,35	...3,65	...4,00	...4,45

## BIBLIOGRAFIE

1. **ABULIN M., ș.a.**, *Systemes mecaniques theorie et diemnsionnement*. DUNOD, Paris, 1992.
2. **BÖKOV V.N., ș.a.**, *Detali mașin atlas*. "Mașinostroenie", Moscova, 1983.
3. **CERNIN I.M., ș.a.**, *Rascetî detalei mașin*. "Vîșșaiia școla", Minsk, 1978.
4. **DRĂGHICI I., ș.a.**, *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*. Vol. 1 și vol. 2, București, 1981, 1982.
5. **DIMA M.**, *Organe de mașini*. Vol. III, Ed. Academia Militară, București, 1975.
6. **DUNAEV P.P.**, *Constructirovanie uzlov i detalei mașin*. "Vîșșaiia școla", Moscova, 1978.
7. **FILIPOIU I.D., TUDOR A.**, *Transmisii mecanice. Îndrumar pentru proiectare*. Ed. Institutul Politehnic București, 1982, 1983, 1984, 1986, 1988, 1990, 1996.
8. **FILIPOIU I.D., RAȘEEV M., VOICA I.**, *Organe de mașini*. vol. 1, Ed. Universitatea Politehnica București, 1996.
9. **HENRIOT G.**, *Traité théorique et pratique des engrenages*. "Bordas", Paris, 1979.
10. **HOROVITZ B., ș.a.**, *Transmisii și variatoare prin curele și lanțuri*. Ed. Tehnică, București, 1971.
11. **IVANOV M.N., IVANOV B.N.**, *Detali mașin. Kursovae proectirovania*. "Vîșșaiia școla", Moscova, 1975.
12. **KRASNICENKO A.V.**, *Manualul constructorului de mașini agricole*. Vol. 1, Ed. Tehnică, București, 1963 (traducere din limba rusă).
13. **KUDRIAVTEV V.N.**, *Detali mașin*. "Mașinostroenie", Leningrad, 1980.
14. **MANEA Gh.**, *Organe de mașini*. Vol. I, Ed. Tehnică, București, 1970.
15. **MILOIU Gh., DUDIȚĂ Fl., DIACONESCU D.V.**, *Transmisii mecanice moderne*. Ed. Tehnică, București, 1980.
16. **PAVELESCU D., MUȘAT M., TUDOR A.**, *Tribologie*. Ed. Didactică și Pedagogică, București, 1977.
17. **RĂDULESCU Gh. ș.a.**, *Îndrumar de proiectare în construcția de mașini*. Ed. Tehnică, București, 1986.
18. **RĂDULESCU Gh., ROCZA Fr., FILIPOIU I.D., RAȘEEV M.**, *Elaborarea metodei generale pentru calculul geometric și de rezistență al angrenajelor conice*. Contract U.P.B.-I.C.T.C.M., București, 1979.
19. **SAUER L., ș.a.**, *Angrenaje*. Vol. I și II, Ed. Tehnică, București, 1970.
20. \* \* \* *Construcții de mașini. Organe de mașini*. Vol. I a, I b, I c, I d, vol. II, vol. III a, III b (Colecție STAS), Ed. Tehnică, București, 1983...1986.
21. \* \* \* *Desen tehnic industrial (standarde și comentarii)*. Ed. Tehnică, București, 1973.
22. \* \* \* *Toleranțe și ajustaje (standarde și comentarii)*. Ed. Tehnică, București, 1969.
23. \* \* \* *Colecție de standarde de Stat pentru construcții de mașini*. Institutul Român de Standardizare.
24. \* \* \* *Îndrumător pentru construcția lagărelor cu rulmenți*. Ed. O.I.D.C.M., București, 1980.
25. \* \* \* *Catalog produse SKF*.
26. \* \* \* *Catalog reductoare de uz general*. S.C. Neptun S.A. Câmpina, 2000.
27. \* \* \* *Catalog produse Kleber Industry*.
28. \* \* \* *Catalog motoare asincrone*. S.C. UMEB S.A. București.
29. \* \* \* *Catalog produse Flender*.