

Ion BOSTAN

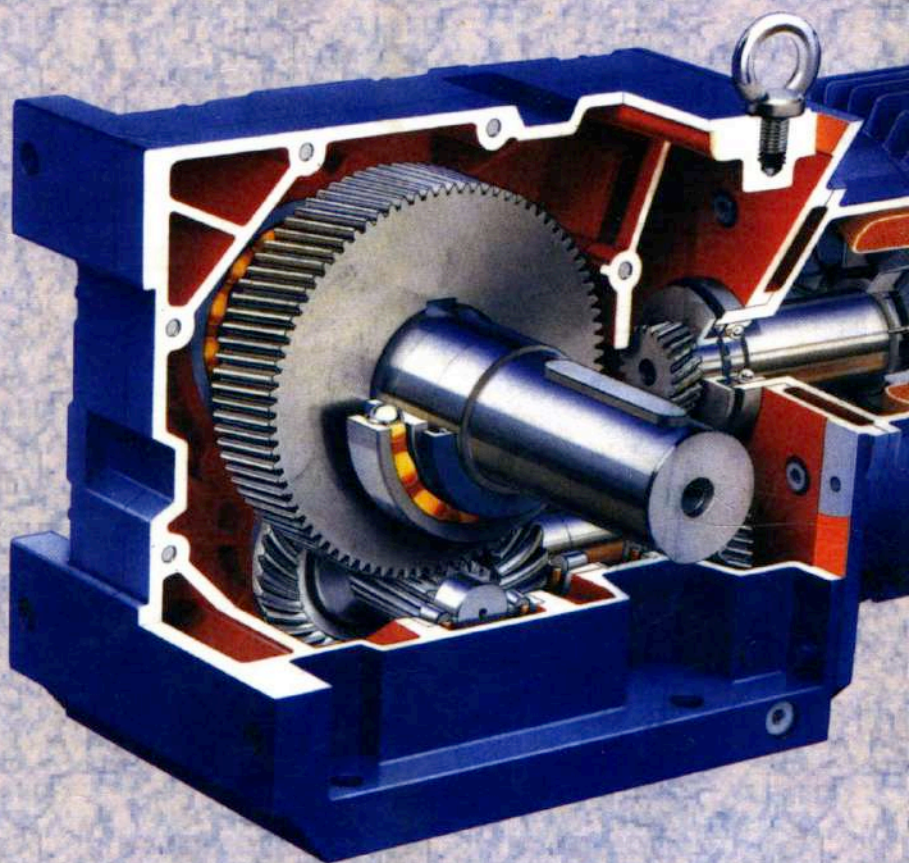
Anatol OPREA

---

# BAZELE PROIECTĂRII MAȘINILOR

Îndrumar de proiectare

---



Editura "Tehnica-Info"  
Chișinău, 2000

**Prof. univ. dr. hab.  
ION BOSTAN**

**Conf. univ. dr.  
ANATOL OPREA**

---

# **BAZELE PROIECTĂRII MAȘINILOR**

**Îndrumar de proiectare**

**UNIVERSITATEA TEHNICĂ A MOLDOVEI  
EDITURA "TEHNICA - INFO"  
CHIȘINĂU, 2000**



**CZU 621 (075.8)**

**B 71**

**I. Bostan, A. Oprea. "Bazele proiectării mașinilor". Îndrumar de proiectare.**  
Editura "TEHNICA – INFO", U.T.M. Chișinău, 2000 – 296 p.

Lucrarea constituie un îndrumar de proiectare, în care sunt expuse metodele moderne de calcul și principiile generale ale proiectării ansamblurilor și organelor de mașini cu destinație generală.

Se adresează studenților, cadrelor didactice ale facultăților de specialitate din învățământul tehnic superior, precum și proiectanților, constructorilor și exploataților de mașini de orice tip.

*Recenzent: Vasile Comendant*, doctor în tehnică, conferențiar universitar  
la catedra Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini, U.T.M.

*Redactor: Parascovia Onofrei*  
*Prezentare grafică: Maxim Vaculencu*

**ISBN 9975 – 910 – 88 – 2**

**© I. Bostan, A. Oprea, 2000**

## PREFAȚĂ

Elaborarea proiectului de an finalizează studiul disciplinei "Bazele proiectării mașinilor" (B.P.M.). Acest proiect contribuie la consolidarea materiei teoretice, conceperea mai profundă a procesului calcul - proiectare - executare a organelor de mașini și acumularea cunoștințelor necesare pentru elaborarea proiectelor de curs la disciplinele de specialitate și a celui de diplomă.

Proiectarea la B.P.M. dezvoltă practica lucrului de sine stătător, utilizarea tabelelor indicatoare, graficelor, normativelor, standardelor etc., de asemenea utilizarea literaturii generale și tehnice speciale la soluționarea unor probleme ingineresti concrete.

Ținând cont de specificul proiectării didactice, în îndrumar sunt admise unele devieri de la GOST și ESCD la întocmirea documentației de proiectare. Spre exemplu, în proiectul didactic nu sunt elaborate desenele tuturor pieselor, iar tabelul de componență este întocmit pentru toate piesele și include compartimentul "Materialul" etc.

În prezenta lucrare sunt expuse în legătură reciprocă metodele moderne de calcul și principiile de proiectare ale pieselor și ansamblurilor de uz general. În îndrumările utilizate mai frecvent la proiectare sunt expuse bazele proiectării cu anexă la manualele cursului privind modelul de calcul. La divizarea în așa mod a funcțiilor manualului (partea teoretică) și a îndrumarului didactic (bazele proiectării), studenții, care pentru prima oară elaborează un proiect tehnic, întâmpină greutăți considerabile, îndeosebi la primele etape ale proiectării, când este necesară coordonarea calculelor de predimensionare, dimensionare, verificare, schiței de proiect și proiectului tehnic ale mecanismului.

Prin bibliografia indicată pe parcursul textului s-a înlesnit posibilitatea studenților de a se informa singuri și de a putea aprofunda un anumit subiect, singura modalitate de a obține succese în proiectare și cercetare.

Lucrarea se adresează studenților din inginerie, cadrelor didactice universitare, proiectanților, constructorilor și exploataților de mașini de orice tip. Îndrumarul poate fi util studenților la elaborarea proiectelor de curs la specializare și celui de diplomă.

Cu toate străduințele noastre, suntem convinși că lucrarea poate fi îmbunătățită atât privind structura, cât și conținutul. De aceea, autorii rămân adânc recunoscători tuturor colegilor ale căror observații pot contribui la ameliorarea conținutului unor ediții ulterioare.



## CUPRINS

<b>PREFAȚĂ</b>	<b>3</b>
<b>1. NOȚIUNI GENERALE. PRINCIPII DE PROIECTARE</b>	<b>9</b>
1.1. Procesul de proiectare	9
1.2. Metodica proiectării moderne	12
1.3. Proiectarea asistată de calculator	14
1.4. Generalități privind calculul organelor de mașini	15
1.4.1. Calculul de rezistență	16
1.5. Tema și volumul proiectului	17
1.6. Etapele principale la elaborarea proiectului de curs la B.P.M.	17
1.7. Structura memoriului de calcul	18
1.8. Proiecte cu elemente de cercetări științifice	20
1.9. Consultații, termenele elaborării	20
1.10. Susținerea proiectului	21
<b>2. ALEGEREA MOTORULUI ELECTRIC. CALCULE CINEMATICE</b>	<b>22</b>
2.1. Calculul puterii necesare și alegerea motorului electric	22
2.2. Calculul cinematic al mecanismului de acționare	23
2.2.1. Determinarea raportului de transmitere	23
2.2.2. Distribuirea raportului de transmitere	24
2.2.3. Determinarea turației arborilor și momentelor de torsiune	25
<b>3. PROIECTAREA TRANSMISIILOR PRIN CUREA</b>	<b>28</b>
3.1. Baze teoretice	28
3.2. Calculul transmisiilor prin curea lată	29
3.3. Calculul transmisiilor prin curea trapezoidală	32
3.4. Construcția și calculul roților de curea	33
3.5. Exemple de calcul	35
<b>4. PROIECTAREA TRANSMISIILOR PRIN LANȚ</b>	<b>39</b>
4.1. Baze teoretice	39
4.2. Calculul transmisiilor prin lanț	39
4.3. Construcția și calculul roților pentru lanț	41
4.4. Exemplu de calcul	42

<b>5. PROIECTAREA TRANSMISIILOR CU ROȚI DINȚATE</b>	
<b>CILINDRICE, CONICE ȘI A ANGRENAJELOR MELCATE</b>	<b>44</b>
5.1. Materiale utilizate în construcția angrenajelor cilindrice și conice	44
5.2. Determinarea tensiunilor admisibile	44
5.3. Proiectarea angrenajului cu roți dințate cilindrice	48
5.3.1. Calculul de dimensionare	48
5.3.2. Calculul de rezistență la contact (calculul de verificare)	52
5.3.3. Calculul de rezistență la încovoiere	53
5.4. Proiectarea angrenajului cu roți dințate conice	55
5.4.1. Calculul de dimensionare	55
5.4.2. Calculul de rezistență la contact și încovoiere a angrenajelor conice	56
5.5. Proiectarea angrenajelor melcate	57
5.5.1. Materiale utilizate și tensiuni admisibile	57
5.5.2. Dimensionarea angrenajului melcat	59
5.5.3. Calculul de rezistență al angrenajelor melcate	60
5.6. Exemple de calcul	62
<b>6. PROIECTAREA TRANSMISIILOR PRECESIONALE</b>	<b>72</b>
6.1. Noțiuni generale. Cinematica transmisiilor precesionale	72
6.2. Dimensionarea reductorului precesional 2K-H	73
6.2.1. Calculul cinematic	73
6.2.2. Alegerea materialului roților și determinarea tensiunilor admisibile	74
6.2.3. Calculul de dimensionare	74
6.2.3.1. Alegerea valorilor unghiurilor, care determină forma profilului dinților și calculul prealabil	74
6.2.3.2. Calculul de dimensionare	78
6.2.4. Calculul de verificare al angrenajului la rezistența de contact	80
6.3. Calculul forțelor în angrenajul precesional 2K-H	80
6.4. Particularitățile calculului transmisiilor precesionale K-H-V	81
6.4.1. Calculul de dimensionare	81
6.4.2. Calculul forțelor în angrenaj	82
6.5. Exemplu de calcul	83
<b>7. CALCULUL ANGRENAJULUI ARMONIC</b>	<b>87</b>
7.1. Noțiuni generale	87
7.2. Algoritmul calculului transmisiilor armonice	91



7.3. Dimensiunile prealabile ale transmisiei	92
7.4. Parametrii transmisiei și ai angrenajului	93
7.5. Calculul de rezistență la oboseală a roții flexibile	97
7.6. Calculul capacității de încărcare a rulmentului generatorului	99
7.7. Momentul de torsiune admisibil conform deformabilității elastice a elementelor	100
7.8. Dimensiunile generatorului	102
7.9. Calculul asamblării prin caneluri a roții flexibile	103
<b>8. CONSTRUCȚIA ROȚILOR DINȚATE</b>	<b>104</b>
8.1. Roți dințate cilindrice cu angrenaj exterior	104
8.2. Roți dințate conice	106
8.3. Forme constructive pentru angrenaje melcate	107
8.4. Montarea roților dințate pe arbori	109
8.4.1. Asamblări de tipul arbore-butuc	109
8.4.1.1. Asamblări prin pene	109
8.4.1.2. Asamblări prin caneluri	110
8.4.1.3. Asamblări presate	110
8.4.2. Fixarea axială a roților dințate	111
<b>9. PROIECTAREA ȘI CALCULUL ARBORILOR</b>	<b>116</b>
9.1. Materialele utilizate în construcția de arbori	116
9.2. Calculul de proiect (predimensionare)	116
9.3. Elaborarea schițelor de dimensionare ale reductoarelor	118
9.4. Calculul reacțiilor în reazeme și construirea diagramelor momentelor de încovoiere	122
9.5. Calculul arborilor la rezistență	124
9.5.1. Precizarea dimensiunilor constructive ale arborelui	124
9.6. Calculul arborilor la oboseală	126
9.7. Exemplu de calcul	129
<b>10. CALCULUL ȘI PROIECTAREA MONTAJELOR CU RULMENȚI</b>	<b>131</b>
10.1. Calculul rulmenților	131
10.2. Proiectarea montajelor cu rulmenți	134
10.2.1. Scheme caracteristice de montaje cu rulmenți	134
10.2.2. Fixarea rulmenților pe arbori	135
10.2.3. Fixarea rulmenților în corp	137

10.2.4. Reglarea jocului în rulmenți	138
10.2.5. Reazeme cu pretensionare	140
10.2.6. Instalarea rulmenților în "X" conform schemei 2, a	141
10.2.7. Instalarea rulmenților în "0" conform schemei 2, b	142
10.3. Construcții de montaje cu rulmenți pentru transmisii cilindrice, conice și melcate	143
10.3.1. Reductoare cilindrice și cilindro-melcate	143
10.3.2. Reductoare conice și conico – cilindrice	146
10.3.3. Reductoare melcate	146
10.3.4. Arbori intermediari	147
10.3.5. Arbori conduși	148
10.3.6. Arbori cu reazeme în diferite corpuri	151
10.4. Exemple de calcul	152
<b>11. PROIECTAREA PAHARELOR DE RULMENT ȘI A CAPACELOR LATERALE</b>	<b>155</b>
11.1 Proiectarea paharelor de rulment	155
11.2. Proiectarea capacelor laterale	156
<b>12. PROIECTAREA ȘI EXPLOATAREA REDUCTORULUI ȘI A MECANISMULUI DE ACȚIONARE</b>	<b>160</b>
12.1. Etapele de elaborare a documentației tehnice	160
12.2. Proiectarea reductorului	161
12.3. Proiectarea mecanismului de acționare	165
12.4. Exploatarea mecanismului de acționare. Tehnica securității	169
<b>13. PROIECTAREA UNITĂȚILOR DE ASAMBLARE</b>	<b>170</b>
13.1. Reductorul	170
13.2 Cuplajul	171
13.2.1. Recomandări privind alegerea și calculul cuplajelor	171
13.2.2. Elaborarea desenului cuplajului	173
13.3. Proiectarea carcasei reductorului	174
13.4. Construcția cadrelor și plăcilor	182
13.4.1. Indicații generale	182
13.4.2. Construcția cadrelor sudate	184
13.4.3. Construcția plăcilor turnate	186
13.5. Fixarea cadrelor și plăcilor	188



<b>14. DISPOZITIVE PENTRU UNGERE ȘI ETANȘARE</b>	<b>190</b>
14.1. Ungerea transmisiilor cu angrenaje	190
14.2. Ungerea rulmenților	193
14.3. Dispozitive pentru ungere	194
14.4. Dispozitive pentru etanșare	196
14.4.1. Etanșări cu manșetă de rotație	197
14.4.2. Etanșări frontale	198
14.4.3. Etanșări cu canale	199
14.4.4. Etanșări cu labirinți	199
14.4.5. Etanșări cu inele de centrifugare și combinate	200
14.4.6. Exemple de etanșări moderne ale arborilor	201
<b>15. ELABORAREA DESENELOR DE EXECUȚIE ALE PIESELOR</b>	<b>202</b>
15.1. Cerințe comune către elaborarea desenelor de execuție ale pieselor	202
15.2. Indicarea dimensiunilor	203
15.3. Toleranțe de formă și de poziție	207
15.4. Rugozitatea suprafețelor, acoperiri, tratament termic și alte feluri de prelucrări	209
15.4.1. Rugozitatea suprafețelor	209
15.4.2. Notarea diferitelor prelucrări ale suprafețelor	211
15.5. Notarea cusăturilor de sudură	212
15.6. Amplasarea notărilor dimensiunilor, bazelor, toleranțelor de formă, rugozității și cerințelor tehnice pe desenul piesei	215
15.7. Indicații privind întocmirea desenelor de execuție	216
15.7.1. Arbori, arbori-pinion și melci	216
15.7.2. Arbore înclinat	225
15.7.3. Roți dințate și melcate	227
15.7.4. Roată precesională	233
15.7.5. Pahare de rulment	234
15.7.6. Capace laterale	239
15.7.7. Carcase	240
<b>16. ÎNTOCMIREA MEMORIULUI DE CALCUL</b>	<b>246</b>
<b>17. TABELE INDICATOARE</b>	<b>254</b>
<b>BIBLIOGRAFIE</b>	<b>319</b>

# 1. NOȚIUNI GENERALE. PRINCIPII DE PROIECTARE

## 1.1. Procesul de proiectare

Proiectarea este activitatea tehnică mintală și grafică, desfășurată de la elaborarea temei (ideea de proiectare) și până la concretizarea imaginii grafice în desenele de execuție [25].

Proiectarea are în vedere un șir de condiții pe care trebuie să le îndeplinească obiectul proiectării (mașină, dispozitiv, sculă sau organ de mașină). Dintre acestea pot fi enumerate:

1. Asigurarea funcționalității și siguranței în funcționare. Prin siguranță în funcționare se înțelege:
  - rezistența la solicitări normale și accidentale pe durata estimată pentru buna funcționare;
  - rigiditate la nivelele admise pentru categoria de utilaje și piese considerate;
  - funcționare silențioasă;
  - funcționare în condiții de temperatură admisă.
2. Asigurarea unui randament maxim.
3. Proiectarea cu un grad de refolosire cât mai mare. Aceasta impune ca în componența mașinii să fie incluse cât mai multe piese standardizate, tipizate sau refolosite din proiecte de mașini proiectate anterior.
4. Realizarea unei construcții, folosind materialele și tehnologiile cele mai ieftine, prin alegerea optimă a semifabricatelor, metodelor de prelucrare și asamblare, dar care sunt accesibile întreprinderii sau colaboratorilor direcți.
5. Asigurarea fiabilității economice. Pentru fiecare tip de mașină se apreciază o durată de bună funcționare economică. Această durată trebuie să fie suficient de lungă, pentru ca mașina să se amortizeze în condiții rentabile, dar în același timp să fie limitată, astfel ca să nu se depășească uzura morală. Se caută ca toate piesele componente ale mașinii să iasă din funcționare datorită uzurii cam în același timp. În cazul când nu se poate asigura acest deziderat, piesele de uzură trebuie astfel plasate în mașină încât să poată fi înlocuite cu ușurință.
6. Respectarea normelor de protecție a muncii și prevenirea incendiilor.
7. Asigurarea unei deserviri ergonomice.



8. Realizarea unui design care să respecte principiile esteticii industriale și modei.

Etapale procesului de proiectare cuprind:

- a. Studiul amănunțit al temei de proiectare și completarea acesteia cu toate datele necesare.
- b. Documentarea:
- ◆ bibliografică prin cărți, reviste tehnice, prospecte și brevetoteci;
  - ◆ în proiectarea unor subansambluri sau utilaje asemănătoare, proiectate anterior, sau realizate de concurență;
  - ◆ în teren, la produse similare fabricate anterior, sau provenite de la alte firme;
  - ◆ prin discuții cu specialiști angajați la specializări, simpozioane, expoziții, schimburi de experiență etc.

Documentarea se încheie printr-o sinteză critică în care se evidențiază:

- ◆ soluții constructive demne de luat în seamă;
  - ◆ defectele și limitele soluțiilor constructive cunoscute, raportate la tema de proiectare;
  - ◆ posibilitatea și oportunitatea elaborării unor soluții constructive sau tehnologice noi.
- c. Elaborarea soluției constructive generale, concretizate prin schițe la scară și teme (cinematice, de circulație a fluidelor tehnologice, de comandă și de automatizare etc.), care să asigure funcționalitatea impusă prin tema de proiectare.
- d. Calculul fenomenologic.
- e. Determinarea mărimilor, caracterului și punctelor de aplicație ale solicitărilor exterioare (forțe și momente).
- f. Calculul cinematic.
- g. Dimensionarea pieselor componente, respectând următorul algoritm:
1. Întocmirea unei scheme simplificate a piesei și legăturilor sale, definirea solicitărilor aproximative ca fiind rezultatul unor forțe concentrate sau uniform distribuite.
  2. Determinarea valorilor și caracterului constant sau variabil al forțelor și momentelor ce solicită piesa.
  3. Alegerea materialului funcție de:
    - caracteristicile fizico-mecanice;
    - execuție (prelucrabilitate);
    - factori economici.

4. Predimensionarea (stabilește dimensiunile caracteristice).
5. Elaborarea desenului piesei funcție de:
  - rezultatele predimensionării;
  - particularități funcționale;
  - legături (contactul cu piesele învecinate);
  - tehnologia de execuție.

Adoptarea soluției optime impune în special la producția de serie și masă analiza mai multor variante.

6. Verificarea piesei incluzând:
  - determinarea coeficientului de siguranță în secțiunile cele mai solicitate;
  - calculul deformațiilor;
  - calculul de vibrații;
  - calculul termic;
  - calculul la durabilitate etc.
- h. Realizarea proiectului tehnic, care cuprinde ansamblul general și subansambluri principale. Proiectul tehnic trebuie să asigure:
  - ◆ realizarea funcționalității;
  - ◆ posibilitatea montării și demontării;
  - ◆ accesul liber pentru operații de întreținere și reparații;
  - ◆ ajustaje potrivite;
  - ◆ condiții de ergonomie și protecția muncii;
  - ◆ o formă cât mai agreabilă.

Proiectul tehnic se execută în mai multe variante asupra cărora se face:

1. Calculul economic pentru fiecare variantă.
2. Calculul fiabilității previzionale pentru fiecare variantă.
3. Analiza variantelor de proiect tehnic ținând seama de:
  - asigurarea parametrilor funcționali impuși în tema de proiectare;
  - efecte economice;
  - posibilitățile întreprinderilor și colaboratorilor.

Pe baza analizei se stabilește varianta acceptată.

- i. Elaborarea proiectului de execuție cuprinde:
  1. Partea grafică obținută prin detalierea variantei proiectului tehnic, la nivel de reper.
  2. Părțile scrise formate din:



4. Se alege unul sau un grup din parametrii funcționali ca determinant și se stabilește *funcția obiectiv* ce-l definește (de exemplu pentru un motor cu ardere internă - puterea și consumul specific de carburant).
5. Se cuprind în ecuații auxiliare corelațiile cu ceilalți parametri.
6. Se combină *funcția obiectiv* cu toate ecuațiile auxiliare astfel încât în final să conțină un număr minim de variabile independente.
7. Se concretizează o serie probabilă de forme ale funcției astfel obținute și se evaluează variantele de proiect tehnic. Se păstrează varianta de proiect care conduce la costuri minime. Optimizarea se pretează la calculul automat.

### 1.3. Proiectarea asistată de calculator

Proiectarea asistată de calculator formează una din căile de obținere a competitivității și eficienței maxime.

Pentru un anumit produs există nenumărate soluții constructive. Acestea provin din:

- gama materialelor ce pot fi folosite;
- valorile coeficienților de calcul;
- valorile coeficienților de siguranță;
- tehnologia de execuție;
- adaosuri de prelucrare;
- toleranțe;
- soluții constructive pentru o anumită funcție.

Se poate afirma că fiecare din factorii enumerați pot introduce o infinitate de soluții. Desigur, dintre acestea proiectantul va concretiza în proiect una până la trei variante, din care în final alege numai una singură. Se poate întreba: "Care sunt căile prin care soluția aleasă să fie cea optimă, sau apropiată acesteia?".

În punctul 1.1 am analizat etapele elaborării proiectului. Prin urmare, prima condiție este aceea a respectării tuturor acestor etape. O a doua condiție este legată de factorul individ - privind capacitatea, talentul și experiența sa.

Deoarece chiar în cazul proiectantului deosebit de dotat, având o mare experiență și lucrând în mod deosebit de conștiincios, teoria probabilităților demonstrează că rămân suficiente semne de incertitudine asupra gradului de apropiere a soluției finale de cea optimă, este legitimată pretenția de a căuta căi și metode de proiectare care să fie legate cât mai puțin de factorul subiectiv.

- realizările concurenței;
- manevrele politice;
- crizele economice;
- spionajul industrial;
- reorientările de perspectivă ale producției;
- invențiile deosebite etc.

Studiile de marketing trebuie să conducă la cunoașterea tuturor acestor factori, cât și la aprecieri previzionale privind direcția și ponderea influenței lor asupra pieței la un moment dat.

Suflul pieței este impus de nivelul concurenței. Pentru a face față concurenței este necesar ca produsele oferite să fie *competitive*.

*Competitivitatea* este o noțiune complexă ce include:

a. Parametrii principali ca:

- ◆ funcționalitatea;
- ◆ tehnologicitatea;
- ◆ fiabilitatea;
- ◆ economicitatea.

b. Parametrii auxiliari legați de:

- ◆ ergonomie;
- ◆ design;
- ◆ modă.

Proiectarea unui nou produs trebuie să se facă în condiții de competitivitate. Varianta cu cele mai multe șanse se stabilește cu ajutorul *ingineriei valorii*.

*Ingineria valorii* este știința care se ocupă de investigarea căilor de raționalizare a proiectării noilor produse în vederea realizării lor la un preț minim, respectând parametrii de utilizare. Ea are la bază calculul optim.

Optimizarea proiectării parcurge următoarele etape:

1. Se pornește de la un produs ce trebuie reproiectat, sau de la o primă variantă de proiect ce satisface funcționalitatea impusă prin condițiile tehnice din tema de proiectare.
2. Se identifică parametrii caracteristici (funcționali, geometrici, tehnologici, de material etc.) ce conduc la determinarea univocă a funcționalității.
3. Se scriu toate relațiile care conduc la determinarea funcționalității în condiții normale și limită.



4. Se alege unul sau un grup din parametrii funcționali ca determinant și se stabilește *funcția obiectiv* ce-l definește (de exemplu pentru un motor cu ardere internă - puterea și consumul specific de carburant).
5. Se cuprind în ecuații auxiliare corelațiile cu ceilalți parametri.
6. Se combină *funcția obiectiv* cu toate ecuațiile auxiliare astfel încât în final să conțină un număr minim de variabile independente.
7. Se concretizează o serie probabilă de forme ale funcției astfel obținute și se evaluează variantele de proiect tehnic. Se păstrează varianta de proiect care conduce la costuri minime. Optimizarea se pretează la calculul automat.

### 1.3. Proiectarea asistată de calculator

Proiectarea asistată de calculator formează una din căile de obținere a competitivității și eficienței maxime.

Pentru un anumit produs există nenumărate soluții constructive. Acestea provin din:

- gama materialelor ce pot fi folosite;
- valorile coeficienților de calcul;
- valorile coeficienților de siguranță;
- tehnologia de execuție;
- adaosuri de prelucrare;
- toleranțe;
- soluții constructive pentru o anumită funcție.

Se poate afirma că fiecare din factorii enumerați pot introduce o infinitate de soluții. Desigur, dintre acestea proiectantul va concretiza în proiect una până la trei variante, din care în final alege numai una singură. Se poate întreba: "Care sunt căile prin care soluția aleasă să fie cea optimă, sau apropiată acesteia?".

În punctul 1.1 am analizat etapele elaborării proiectului. Prin urmare, prima condiție este aceea a respectării tuturor acestor etape. O a doua condiție este legată de factorul individ - privind capacitatea, talentul și experiența sa.

Deoarece chiar în cazul proiectantului deosebit de dotat, având o mare experiență și lucrând în mod deosebit de conștiincios, teoria probabilităților demonstrează că rămân suficiente semne de incertitudine asupra gradului de apropiere a soluției finale de cea optimă, este legitimată pretenția de a căuta căi și metode de proiectare care să fie legate cât mai puțin de factorul subiectiv.

Una dintre acestea este *proiectarea asistată de calculator*. Așa cum îi arată numele, această activitate rămâne pur umană; calculatorul are rolul de *asista*, adică de a pune la dispoziția proiectantului:

- un volum mare de informații din cele stocate în banca de date;
- metode rapide de calcul;
- metode rapide de proiectare;
- comparații între diferite variante constructive sau tehnologice în vederea optimizării;
- mecanizarea execuției și multiplicării documentației.

Pentru a atinge aceste performanțe este necesar ca, în primul rând, calculatorul să fie alimentat permanent cu date. Acestea, fiind constituite în "bănci de date", trebuie furnizate mașinii sub formă de programe referitoare la:

- a. Materiale (mărci, caracteristici fizico-mecanice, furnizori, sortotipodimensiuni, costuri, înlocuitori posibili).
- b. Tehnologii de execuție (posibile în întreprindere sau optime, parametrii de lucru, loturi de fabricație optime, succesiuni de operații, locuri strâmte, rezerve tehnologice, colaboratori, rapiditatea adaptării la o nouă tehnologie, costuri).
- c. Algoritmi de calcul.
- d. Soluții constructive (subansambluri, piese standardizate și tipizate, cu interschimbabilitate pe piese sau moduli).
- e. Programe de reprezentare și multiplicare.

Băncile de date trebuie completate permanent cu toate informațiile și realizările noi în domeniul respectiv pentru ca soluțiile mașinii să țină pasul cu nivelul tehnicii la zi.

#### 1.4. Generalități privind calculul organelor de mașini

În procesul de proiectare se efectuează calcule:

- a. Fenomenologice (cinematice, termice, hidraulice etc.).
- b. De rezistență.
- c. De uzură și durabilitate.
- d. De fiabilitate.
- e. Economice.

Calcululele cuprinse la punctele (a, c) se referă la întregul produs. Calculul organelor de mașini cuprinde:



- dimensionarea pe baza unuia din calculele prevăzute la punctele (b, c sau d);
- verificarea pe baza unuia sau mai multor din calculele nefolosite la dimensionare și prevăzute la punctele (b, c, d și e).

**Calculul de dimensionare** pornește de la solicitare (b, c sau d) și pe baza alegerii sau determinării parametrilor admisibili (rezistență, durabilitate, temperatură), definește dimensiunile caracteristice ale piesei. Deoarece la dimensionare unii parametri se adoptă funcție de recomandări și experiența proiectantului, este necesară verificarea.

**Calculul de verificare** pornește de la piesa rezultată în urma dimensionării, la care, cunoscând solicitările, se determină parametrii efectivi (efortul unitar echivalent, durabilitatea, temperatura, pulsația) și care, comparați cu parametrii admisibili, determină coeficientul de siguranță pentru calculele de rezistență și durabilitate, condițiile admise sau supraîncălzirea pentru calculele termice și pericolul rezonanței sau funcționării zgomotoase pentru calculele de vibrații.

Dacă  $s$  reprezintă coeficientul de siguranță calculat și  $s_a$  - coeficientul de siguranță admisibil, putem avea următoarele situații:

- $s < s_a$  - piesa este subdimensionată, deci nu corespunde cerințelor. Este necesar să se refacă dimensionarea în sensul reducerii dimensiunilor caracteristice.
- $s > s_a$  - piesa se consideră satisfăcătoare.
- $s \gg s_a$  - piesa este supradimensionată. Este necesar să se refacă dimensionarea în sensul reducerii dimensiunilor caracteristice.

#### 1.4.1. Calculul de rezistență

Solicitările organelor de mașini sunt o manifestare a acțiunii forțelor și momentelor:

- exterioare - provenite din funcționarea mașinii și transmise prin intermediul pieselor sau mediului de contact (exemplu: forțele rezultate din angrenarea a două roți dințate sau presiunea aerului comprimat asupra pistonului).
- masice - datorită gravitației, forțelor și momentelor de inerție (exemplu: greutatea cu care o mașină solicită fundația, sau forța de lovire a unui proiectil).

Din punct de vedere al comportării în timp, sarcinile pot fi:

- statice - mărimea lor crește până la o anumită valoare, după care rămâne constantă;
- dinamice:
  - cu șoc - acționează prin impact;
  - variabile în regim (staționar sau nestaționar).

S-a constatat că rezistența pieselor depinde de tipul solicitărilor, la solicitări dinamice fiind mult mai mică decât la solicitări statice. Din acest motiv pentru fiecare solicitare s-au dezvoltat metode proprii de calcul. Pentru alegerea metodei este necesar ca în prealabil să se determine tipul solicitării.

### **1.5. Tema și volumul proiectului**

Tema și volumul proiectului prevăd proiectarea construcției mecanismului de acționare universal sau cu destinație specială, care include: reductor sau cutie de viteze; transmisie prin curea, lanț sau fricțiune; cuplaj. Tema este înmănată studentului în prima săptămână a trimestrului de către profesorul consultant. Ea se prezintă pe foaie aparte pe care este expusă schema mecanismului de acționare și datele principale pentru proiectare: puterea la ieșire, viteza, regimul de lucru etc. Fiecare temă conține mai multe variante, unul din ele fiind propus studentului pentru elaborare. Proiectul la B.P.M. constă din două părți: desenele de execuție ale ansamblurilor și pieselor; memoriul explicativ.

Volumul părții grafice a proiectului constituie 3 – 4 coli formatul A1. Pe o coală este elaborată vederea generală a mecanismului de acționare, iar pe celelalte - desenele ansamblurilor și pieselor.

Repartizarea materialului pe coli este precizată de profesorul consultant la înmânarea temei și poate fi corectată (în limitele volumului de coli) în procesul proiectării, mai ales la elaborarea unui proiect real, când studentul propune o construcție originală, mai perfectă decât cea indicată în temă. Volumul memoriului explicativ este de 35-50 de foi formatul A4.

### **1.6. Etapele principale la elaborarea proiectului de curs la B.P.M.**

Conform punctului 1.1 etapele principale la elaborarea proiectului de curs pot fi:



- ◆ analiza temei, cunoștință de construcția mecanismelor de acționare, selectarea literaturii necesare;
- ◆ alegerea motorului, calcule generale;
- ◆ proiectarea și calculul transmisiei prin curea, lanț, fricțiune;
- ◆ proiectarea și calculul transmisiilor cu roți dințate sau melcate;
- ◆ calculul de predimensionare al arborilor;
- ◆ dimensionarea reductorului și calculul de precizare al arborilor;
- ◆ calculul rulmenților;
- ◆ calculul asamblărilor prin pene;
- ◆ elaborarea schiței de proiect a reductorului;
- ◆ calculul de verificare al arborilor;
- ◆ calculul asamblărilor cu șurub;
- ◆ elaborarea proiectului tehnic al reductorului;
- ◆ elaborarea construcției și calculul elementelor plăcii sau cadrului sudat;
- ◆ alegerea și calculul cuplajului;
- ◆ elaborarea desenelor mecanismului de acționare (vedere generală);
- ◆ elaborarea desenelor pieselor;
- ◆ compunerea memoriului de calcul.

### 1.7. Structura memoriului de calcul

Conform p. 1.6. structura memoriului de calcul

este următoarea:

#### 1. Calculele generale.

1.1. Alegerea motorului electric.

1.2. Determinarea și distribuirea raportului de transmitere.

1.3. Determinarea momentelor de torsiune ale arborilor.

#### 2. Proiectarea și calculul general al transmisiei prin curea (prin lanț, fricțiune).

2.1. Calculul general al transmisiei prin curea (prin lanț), alegerea parametrilor curelei (lanțului).

2.2. Proiectarea și calculul roților pentru curea (pentru lanț).

#### 3. Proiectarea și calculul transmisiilor cu roți dințate

3.1. Treapta conducătoare.



- 3.1.1. Alegerea materialului și calculul tensiunilor admisibile.
  - 3.1.2. Dimensionarea angrenajului.
  - 3.1.3. Calcule de verificare.
  - 3.1.4. Construcția roților dințate.
  - 3.2. Treapta intermediară.
    - 3.2.1.... 3.2.4.
  - 3.3. Treapta condusă.
    - 3.3.1. ...3.3.4.
  4. Calculul de predimensionare al arborilor. Alegerea rulmenților.
  5. Alcătuirea schiței de dimensionare a reductorului.
  6. Calculul arborilor la rezistență. Calculul rulmenților.
    - 6.1. Arborele conducător.
      - 6.1.1. Întocmirea schiței de dimensionare a arborelui.
      - 6.1.2. Determinarea reacțiunilor în reazeme. Construirea diagramelor momentelor de încovoiere
      - 6.1.3. Calculul de precizare a diametrelor arborelui.  
Proiectarea arborelui.
        - 6.1.4. Calculul asamblărilor prin pene.
        - 6.1.5. Alegerea și calculul rulmenților.
        - 6.1.6. Calculul de verificare al arborelui.
    - 6.2. Arborele intermediar.
      - 6.2.1 ...6.2.6
    - 6.3. Arborele condus.
      - 6.3.1 ...6.3.6
  7. Proiectarea și calculul cuplajului.
    - 7.1. Argumentarea tipului de cuplaj ales.
    - 7.2. Descrierea construcției și exploatarea.
    - 7.3. Calculul cuplajului.
  8. Construcția și exploatarea mecanismului de acționare.
    - 8.1. Descrierea construcției mecanismului de acționare.
    - 8.2. Construcția reductorului.
    - 8.3. Construcția cadrului sudat (plăcii) și calculul elementelor lui (ei).
    - 8.4. Alegerea șuruburilor de fundație. Construcția fundației.
    - 8.5. Exploatarea mecanismului de acționare.
- Tehnica securității.

## 1.8. Proiecte cu elemente de cercetări științifice

În unele cazuri studenții pot primi teme de proiectare, care conțin elemente de cercetări științifice. Asemenea proiecte sunt o formă principală de a atrage studenții în lucrul științific al catedrelor. Ele pot include:

- elemente de cercetări teoretice și experimentale;
- proiectarea unor transmisii mecanice de tip nou și a construcțiilor originale al unor standuri de cercetări sau pentru asamblarea mașinilor (după cerințele întreprinderilor) cu fabricarea și aplicarea în producție.

La elaborarea proiectelor cu elemente de cercetări științifice se admite micșorarea volumului elaborării constructive până la două coli, în dependență de volumul cercetărilor (volumul complet al părții grafice trebuie să fie nu mai mic de 4 coli și va include graficele unor curbe experimentale , scheme și tabele etc.).

## 1.9. Consultații, termenele elaborării

Proiectarea este condusă în timpul consultațiilor. Studenții sunt obligați să frecventeze consultațiile nu mai rar de o dată pe săptămână în orele și ziua indicate în orar, având cu ei toate calculele și desenele. Ei trebuie să se adreseze consultantului cu întrebări concrete privind calculul și proiectarea. Datoria consultantului este de a răspunde la întrebările puse de student, cu indicarea greșelilor observate în calcule și în construcție și nicidecum corectarea lor.

Consultantul recomandă literatura necesară, cu ajutorul căreia studentul trebuie să găsească soluția corectă. Observațiile consultantului trebuie să fie luate în seamă la elaborarea colilor următoare și la susținerea proiectului.

Se vizează preliminar fiecare consultație în colțul stâng de jos al indicatorului desenului cu indicarea datei .

Respectarea termenelor calendaristice de elaborare a proiectului de către studenți este obligatorie. Dacă termenele calendaristice nu sunt respectate din cauze nemotivate nota susținerii este scăzută. La susținerea proiectului înaintea termenului prevăzut nota este ridicată cu un punct.

*Termenele aproximative de elaborare a proiectului*

Conținutul lucrului	Numărul săptămânii de la începutul trimestrului	% îndeplinirii
1. Schița de dimensionare cu calcule preliminare	3 - 4	25
2. Proiectul tehnic cu calcule de verificare:		
1 coală cu calcule	5 - 6	50
2 coli cu calcule	7 - 8	75
3 coli cu calcule	8 - 9	90
memoriul explicativ	9 - 10	100
3. Susținerea proiectului	11 - 12	

**1.10. Susținerea proiectului**

Studentul este admis la susținere după îndeplinirea volumului întreg de lucru, moment indicat de semnăturile consultantului pe fiecare coală de desen și pe foaia de titlu a memoriului explicativ. Proiectul este susținut în fața unei comisii din 2-3 profesori, printre care e și profesorul-consultant.

Susținerea are loc în termenele indicate într-un orar special alcătuit la catedră. Studenții care au elaborat proiectul înainte de termenul stabilit precizează timpul susținerii cu șeful catedrei și profesorul consultant.

Susținerea este un control al lucrului studentului asupra proiectului. Studentul este dator să explice laconic dar cuprinzător rezolvarea unor probleme de proiectare concrete, să demonstreze atitudinea conștientă față de construcția aleasă și calculul ei, înțelegerea principiului de funcționare al mecanismului de acționare și părților lui componente, trebuie să cunoască tehnologia fabricării și asamblării pieselor, condițiile de exploatare, să motiveze dimensiunile alese, ajustajele, rugozitatea suprafețelor etc.

Susținerea proiectului este apreciată cu o notă în sistem zecimal. În caz, dacă nota este nesatisfăcătoare, susținerea este repetată (nu mai devreme de peste o săptămână). La aprecierea cu notă nesatisfăcătoare repetată studentului i se înmânează o temă nouă de proiect.



## 2. ALEGEREA MOTORULUI ELECTRIC. CALCULE CINEMATICE

### 2.1. Calculul puterii necesare și alegerea motorului electric

Puterea necesară a motorului  $P_m$  (W) se determină reieșind din puterea necesară  $P_a$  la arborele de acționare a mașinii.

Conform efortului de tracțiune dat  $F_b$  (N) și viteza  $v$ , (m/s) bandei sau lanțului transportului, puterea necesară la arborele de acționare pentru un regim staționar se determină cu relația

$$P_a = F_t v. \quad (2.1)$$

Dacă este cunoscut momentul de torsiune,  $T$  (Nm) al arborelui de acționare și viteza lui unghiulară,  $\omega$  (1/s), atunci

$$P_a = T \omega. \quad (2.2)$$

Puterea necesară a motorului electric

$$P_m = P_a / \eta_a \quad (2.3)$$

unde  $\eta_a$  este randamentul total al mecanismului de acționare, care se determină ca produsul randamentelor unităților componente ( $\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \dots \cdot \eta_n$ ).

Valorile randamentelor diferitelor transmisii și ale altor elemente ale mecanismului de acționare sunt indicate în tab. 2.1.

Tabelul 2.1

Valorile randamentelor transmisiilor mecanice\*

Denumirea elementului mecanismului de acționare	Ungerea cu ulei prin barbotare. Gradul de precizie		Ungerea cu unsoare consistentă
1. Angrenaj cu roți dințate: cilindric	6 - 7	8 - 9	0,96 - 0,95
	0,99-0,98	0,975-0,97	
conic	0,98-0,96	0,96-0,95	0,95 - 0,94
2. Transmisie planetară: cu sateliți într-un rând cu sateliți în doua rânduri	0,98		
	0,96		
3. Angrenaj melcat	Numărul de începuturi ale melcului		
	1	2	3
	0,7-0,7	0,75-0,82	0,87-0,92
4. Transmisie prin lanț	0,96	0,98	0,92-0,94
5. Transmisie prin curea	0,96-0,97		0,7-0,8
6. Transmisie prin fricțiune	0,9-0,96		
7. Cuplaj mobil	0,98-0,99		

\*Randamentul rulmenților de orice tip  $\eta = 0,99$ .

În proiectul de curs se recomandă utilizarea motoarelor asincrone cu trei faze [1, 11].

Conform puterii necesare și regimului de lucru  $T/T_{nom}$  (vezi graficul regimului de lucru din sarcina de proiectare) din tabel este ales motorul necesar.

Nu se recomandă instalarea unui motor cu o putere care depășește considerabil pe cea calculată, fiindcă în asemenea caz motorul cu o greutate sporită va avea un randament mic.

Pentru un regim de sarcină variabil  $T_1, T_2, \dots, T_n$  (fig. 6.2, b) drept nominal poate fi acceptat unul din momentele maxime de lungă durată ( $T_l$ ). Trebuie să ținem cont, că cu mărirea turației se micșorează dimensiunile motorului și crește randamentul lui. Din acest punct de vedere este convenabilă utilizarea motoarelor cu turația înaltă.

Totodată, cu mărirea turației motorului crește raportul de transmitere sumar, deci și dimensiunile mecanismului de acționare.

În fiecare caz concret alegerea turației motorului trebuie efectuată ținând cont de schema mecanismului proiectat, cu alte cuvinte, ținând cont de raportul de transmitere total. Spre exemplu, dacă mecanismul de acționare include afară de reductor (cu două sau trei trepte) transmisii prin curea și lanț, atunci este evident că vom avea nevoie de un motor cu o turație înaltă. și invers, dacă mecanismul de acționare conține un număr mic de transmisii (un reductor cilindric cu două trepte), vom avea nevoie de un motor cu o turație mai mică.

Pentru a obține o schiță mai optimă a mecanismului de acționare, de obicei, se recomandă alegerea a 2-3 motoare cu aceeași putere și cu turație diferită. Apoi se elaborează calculul după 2-3 variante pentru determinarea dimensiunilor mecanismului. Se alege schița optimă, și mai departe se analizează o singură variantă.

Odată cu alegerea motorului electric, din catalog se transcriu următorii parametri:  $P$  - puterea nominală a motorului ( $kW$ );  $n_m$  - turația ( $rot/min$ );  $T/T_{nom}$  și  $T_{max}/T_{nom}$ ;  $d, l$  - diametrul și lungimea capătului liber al arborelui ( $mm$ );  $h$  - înălțimea centrului arborelui ( $mm$ ); dimensiunile principale de gabarit.

## 2.2. Calculul cinematic al mecanismului de acționare

### 2.2.1. Determinarea raportului de transmitere

Raportul de transmitere al mecanismului de acționare

$$u_a = n_m / n_a, \quad (2.4)$$

unde  $n_m$  este turația arborelui motorului electric, *rot/min*;  $n_a$  - turația arborelui de acționare, *rot/min*.

Valoarea lui  $n_a$  este calculată ușor din datele inițiale. Dacă sunt cunoscute diametrul tamburului,  $D$  (*mm*) și viteza bandei sau lanțului transportului,  $v$  (*m/s*) atunci

$$n_a = \frac{60 \cdot 10^3 v}{\pi D} \quad (2.5)$$

Dacă cunoaștem pasul lanțului,  $t$  (*mm*) și numărul de dinți ai roții pentru lanț  $z$ , atunci

$$n_a = \frac{60 \cdot 10^3 v}{\pi t} \sin \frac{180^\circ}{z} \quad (2.6)$$

### 2.2.2. Distribuirea raportului de transmitere

Raportul de transmitere al mecanismului de acționare este distribuit mai întâi între transmisiile de tip diferit, din care el este compus (reductor -  $u_r$ , transmisie prin curea -  $u_c$ , transmisie prin lanț -  $u_l$ ). De obicei, se aleg conform tabelelor indicatoare (tab.2.2) rapoartele de transmitere ale transmisiilor prin curea și lanț și se determină cel al reductorului

$$u_r = \frac{u_a}{u_c u_l} \quad (2.7)$$

Valoarea  $u_r$  obținută nu trebuie să depășească cele indicate în tab. 2. 3 și 2.4.

Distribuția raportului de transmitere  $u_r$  între treptele reductorului ( $u_1, u_2$  etc.) se efectuează conform indicațiilor tab. 2.3, 2.4, de asemenea fig.2.1.

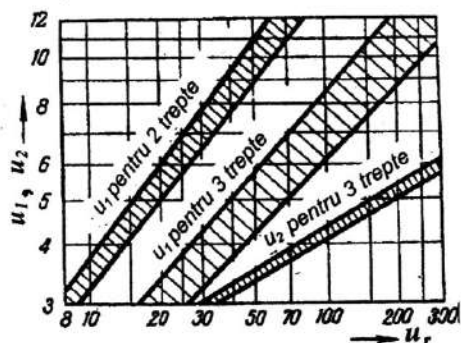


Fig. 2.1

Pentru cutiile de viteze raportul de transmitere a fiecărei trepte se determină înmulțind valoarea precedentă la rația progresiei geometrice  $\varphi$

$$u_{i+1} = u_i \cdot \varphi \quad (u_1 = u_{min}; u_2 = u_1 \cdot \varphi;$$

$$u_3 = u_1 \cdot \varphi^2 \text{ etc.}$$

Valorile standardizate pentru  $\varphi$  sunt: 1,12; 1,25; 1,40; 1,60.



### 2.2.3. Determinarea turației arborilor și momentelor de torsiune

Pentru un mecanism de acționare cu reductor:

$$n_1 = n_m; n_2 = n_1/u_1; n_3 = n_2/u_2 \text{ etc.}$$

Pentru cutie de viteze  $n_1 = n_{min}; n_2 = n_1 \varphi; n_3 = n_1 \varphi^2 \text{ etc.}$

Momentul de torsiune la arborele motor,  $T_1$  (Nm) se determină prin puterea  $P_1 = P_m$  (kW) și turația  $n_1 = n_m$  (rot/min) cu relația

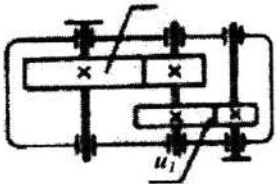

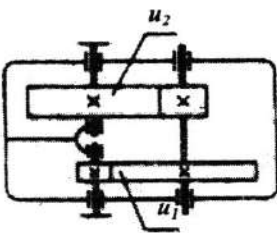
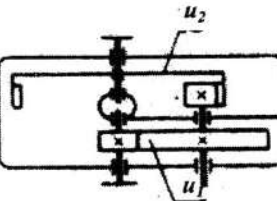
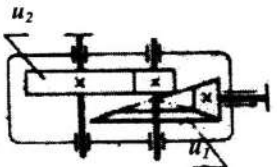
Tabelul 2.2

*Rapoartele de transmitere mai frecvent utilizate*

Tipul transmisiei	Duritatea	Valoarea $u$	
		mai frecvent utilizată	maximă
Reductoare cu roți cilindrice :			
treapta cu turația mică în toate reductoarele	$\leq 350$ HB	2,5... 5	6,3
	40... 56 HRC	2,5... 5	6,3
	56... 63 HRC	2 ...4	5,6
treapta rapidă în reductoare cu schema desfășurată	$\leq 350$ HB	3,15 ...5	8
	40... 56 HRC	3,15 ...5	7,1
	56... 63 HRC	2,5 ...4	6,3
treapta rapidă în reductoarele coaxiale	$\leq 350$ HB	4 ...6,3	10
	40... 56 HRC	3,4... 6,3	9
	56... 63 HRC	3,15 ...5	8
Transmisie cilindrică deschisă	$< 350$ HB	4 ...8	16
Cutie de viteze	----	1 ...2,5	3,15
Conică închisă în corp	$\leq 350$	1 ...4	6,3
	40 HRC	1 ...4	5
Conică deschisă	$\leq 350$	2 ...4	8
Transmisie melcată		16... 50	80
Transmisie prin lanț		1,5 ...5	10
Transmisie prin curea trapezoidală		2 ...4	8

Tabelul 2.3

Rapoartele de transmitere ale reductoarelor cu două trepte

Schema reductorului	$u_r^*$	$u_1$	$u_2$
	$\frac{12,5 \dots 25}{7,1 \dots 40}$	$\frac{u_r}{u_2}$	Conf. fig. 2.1
	$\frac{12,5 \dots 25}{7,1 \dots 40}$	$\frac{u_r}{u_2}$	Conf. fig. 2.1
	$\frac{12,5 \dots 22,4}{7,1 \dots 40}$	$\frac{u_r}{u_2}$	$0,9\sqrt{u_r}$
	$\frac{12,5 \dots 20}{7,1 \dots 31,5}$	$2\sqrt[3]{u_r}$	$\frac{u_r}{u_1}$
	$\frac{12,5 \dots 20}{8 \dots 40}$	$\frac{u_r}{u_2}$	$0,63\sqrt[3]{u_r^2}$

Tabelul 2.3 (continuare)

	$\frac{31,5 \dots 125}{16 \dots 200}$	<p>1,6...3,15</p>	$\frac{u_r}{u_1}$
	<p>50...400</p>	$\frac{u_r}{u_2}$	<p>4,0...6,3</p>

Tabelul 2.4  
Rapoartele de transmitere ale reductoarelor în trei trepte

Schema reductorului	$u_r^*$	$u_1$	$u_2$	$u_3$
	$\frac{31,5 \dots 160}{25 \dots 250}$	$\frac{u_r}{u_2 \cdot u_3}$	<p>Fig.2.2</p>	<p>Fig.2.2</p>
	$\frac{31,5 \dots 125}{20 \dots 200}$	$\frac{u_r}{u_2 \cdot u_3}$	$(1,3 \dots 1,4) \sqrt[3]{u_r^2}$	$(0,9 \dots 1,0) u_2$

\*Valori: indicate / limită

$$T_1 = 9500 P_1 / n_1 .$$

Pentru arborele 2

$$T_2 = T_1 \eta_{1-2} u_1,$$

unde  $\eta_{1-2}$  este randamentul mecanic al transmisiei care leagă arborii 1 și 2;  
 $u_1$  - raportul de transmitere al treptei (transmisiei) corespunzătoare;

$$T_3 = T_1 \cdot \eta_{1-3} u_1 \cdot u_2,$$

.....

$$T_a = T_1 \cdot \eta_a \cdot u_a$$



### 3. PROIECTAREA TRANSMISIILOR PRIN CUREA

#### 3.1. Baze teoretice

Pe baza calculelor - geometric, cinematic și după capacitatea de tracțiune (excluderea alunecării curelei) - se determină parametrii de bază ai curelelor și roților cât și solicitarea arborilor. Este necesară determinarea duratei de funcționare a curelei.

**Curele late pentru uz general.** În construcția de mașini sunt utilizate trei tipuri de curele late cauciucate:

- ◆ tipul *A* (*A*) - cu inserțiile stratificate;
- ◆ tipul *B* (*B*) - inserțiile sunt înfășurate în straturi concentrice;
- ◆ tipul *B* (*C*) - inserțiile sunt înfășurate în spirală.

Curelele de tipul *A* posedă o elasticitate sporită și sunt recomandate pentru diametre relativ mici ale roților ( $D_1/\delta \approx 25... 40$ ) și viteze mari (până la 30 m/s).

Curelele de tipul *B* sunt mai frecvent utilizate pentru un regim greu de lucru cu o sarcină intermitentă la viteze medii (până la 20 m/s).

Tipul *B* este utilizat, de obicei, pentru o sarcină de regim relativ joasă și viteze mici (până la 15 m/s).

**Curele trapezoidale pentru uz general.** Mai frecvent sunt utilizate:

curele cu element de rezistență din rețea de cord și din șnururi sau cabluri. În dependență de raportul  $a/h$  sunt executate trei tipuri: normale ( $a/h \approx 1,6$ ), înguste ( $a/h \approx 1,2$ ) și late ( $a/h \approx 2,5...3,5$ ). În construcția de mașini de uz general sunt utilizate curele de tip normal; cele late sunt utilizate în

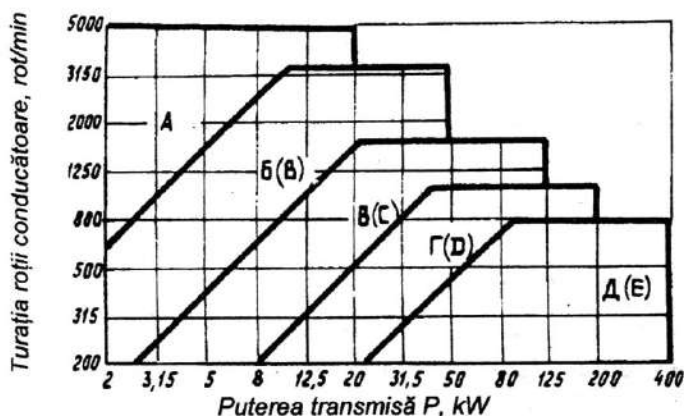


Fig. 3.1

variatoare. Conform GOST 1284-80 (STAS 1164-67) curelele trapezoidale cu secțiune normală sunt standardizate și executate de șapte tipuri [0 (Z), A (A), B (B), B(C), Γ (D), D (E), E (EO)], care se deosebesc după dimensiunile secțiunii transversale (de la 0(Z) la E (EO) suprafața secțiunii transversale se mărește). Pentru calcul, secțiunea necesară a curelei poate fi determinată din fig. 4.1.

Afară de curele late și trapezoidale se mai utilizează și curele dințate, care angrenează cu dinții roților. Aceste transmisii combină avantajele transmisiilor prin curele și dințate. Stratul portant este armat cu cabluri de oțel (în ultimul timp cu cord din poliamid). Rezistența la uzură este sporită prin acoperiș din țesături din nailon. Se utilizează aceste transmisii pentru puteri de până la 200 kW, viteza până la 80 m/s și rapoarte de transmitere până la 20. Metodica de calcul a transmisiilor prin curea este expusă minuțios în [1, 2, 5, 6]

### 3.2. Calculul transmisiilor prin curea lată

1. Se alege tipul curelei reieșind din condițiile de funcționare ale transmisiei [1, 6].

2. Se determină diametrul  $D_1$ , mm pentru roata conducătoare (dacă nu este indicat)

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1/n_1}. \quad (3.1)$$

Valoarea obținută se rotunjește până la cea mai apropiată conform GOST 17383-78 [1, 6]).

3. Diametrul roții conduse

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon). \quad (3.2)$$

De asemenea se acceptă valoarea mai apropiată conform GOST 17383-78. Se precizează raportul de transmitere  $u = D_2/D_1$ .

4. Se determină distanța dintre axe:

$$a = (1,5 \dots 2) (D_1 + D_2). \quad (3.3)$$

Pentru transmisiile rapide se acceptă 1,5; pentru cele cu viteza medie - 2. Distanța dintre axe poate fi acceptată  $a = D_2$ .

5. Se determină lungimea curelei

$$l = 2a + \frac{\pi}{2} (D_2 + D_1) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} \quad (3.4)$$

și se rotunjește până la cea mai apropiată valoare din GOST [1, 6].

6. Se precizează distanța dintre axe cu relația

$$a = \frac{2l - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2l - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}}{8}. \quad (3.5)$$

7. Se determină unghiul de înfășurare a roții mici

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ. \quad (3.6)$$

Este de dorit ca  $\alpha \geq 150^\circ$ .

8. Se definește grosimea curelei  $\delta$ , reieșind din rapoartele recomandate  $\delta/D_{min}$  pentru curele: din piele - 1/35, cauciucate - 1/40, din bumbac - 1/30, sintetice - 1/70...1/80. Pentru un diametru al roții mici  $D_1$  cunoscut, grosimea curelei  $\delta = D_1 (\delta/D_{min})$ . Grosimea curelei se rotunjește până la cea mai apropiată valoare din standard [1, 6].

9. Pentru curele obișnuite este indicat efortul inițial în curea:  $\sigma_o = 1,6$  MPa - pentru transmisii verticale sau apropiate de vertical, cu distanța dintre axe relativ mică și lungimea constantă a curelei;  $\sigma_o = 1,8$  MPa - pentru un unghi de înclinare către orizont nu mai mare de  $60^\circ$  și reglarea periodică a distanței dintre axe;  $\sigma_o = 2,0$  MPa - pentru transmisii cu autoîntindere cu acțiune permanentă;  $\sigma_o = 2,4$  MPa - pentru transmisii cu autoîntindere și regim de funcționare intermitent.

Pentru curele sintetice:  $\sigma_o = 4...5$  MPa - pentru  $(\delta/D_{min}) \leq 1/80$  și reglarea periodică a distanței dintre axe;  $\sigma_o = 7,5$  MPa - pentru  $(\delta/D_{min}) > 1/80$  la transmisii cu autoreglare și regim permanent;  $\sigma_o = 10$  MPa - pentru  $(\delta/D_{min}) > 1/100$  la transmisii cu autoreglare și regim intermitent.

10. Se determină efortul util admisibil pentru condiții tip cu relația

$$[\sigma_F]_o = A - w \frac{\delta}{D_1}, \quad (3.7)$$

unde valorile  $A$  și  $w$  sunt indicate în [1, 6].

Efortul util admisibil pentru situația de proiectare

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_o C_o C_\alpha C_v C_r, \quad (3.8)$$

unde  $C_o$  este coeficient ce ține seama de metoda de reglare a întinderii curelei și de poziția transmisiei [1, 6];  $C_\alpha$  - coeficient geometric [1, 6];  $C_v$  - coeficient ce ține seama de influența vitezei reale [1, 6];  $C_r$  - coeficient ce ține seama de regimul de funcționare [1, 6].

11. Determinăm forța tangențială

$$F_T = 2T_1/D_1. \quad (3.9)$$

12. Se determină lățimea curelei



$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma_F]}, \quad (3.10)$$

Lățimea  $b$  se rotunjește până la cea mai apropiată valoare standardizată. Valoarea definitivă pentru  $\delta$  trebuie să corespundă valorii acceptate pentru  $b$ .

13. Viteza curelei

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 1000}. \quad (3.11)$$

14. Numărul de curse

$$\chi = vA < [\chi] = 5 \text{ l/s}. \quad (3.12)$$

15. Se verifică rezistența curelei:

a) efortul maxim în curea

$$\sigma_{max} = \sigma_l + \sigma_i + \sigma_c; \quad (3.13)$$

unde  $\sigma_l$  este efortul din ramura activă

$$\sigma_l = \sigma_o + (F_t/2b\delta); \quad (3.14)$$

$\sigma_i$  este efortul de încovoiere

$$\sigma_i = E\delta/D_{min}, \quad (3.15)$$

unde  $E$  - modulul de elasticitate. Pentru curele cauciucate  $E = 80... 100 \text{ MPa}$ ; din bumbac  $E = 40... 50 \text{ MPa}$ ;

$\sigma_c$  - efortul de la forța centripetă

$$\sigma_c = \rho v^2 10^{-6}, \quad (3.16)$$

unde  $\rho = 1200 \text{ kg/m}^3$ .

Condiția de rezistență este  $\sigma_{max} \leq [\sigma]_b$ , unde pentru curele cauciucate  $[\sigma]_i = 5...7 \text{ MPa}$ ; din bumbac  $[\sigma]_i = 4...5 \text{ MPa}$ .

16. Se determină forța de solicitare a arborelui

$$F_{ar} = 2F_o \sin \alpha/2, \quad (3.17)$$

unde  $F_o = \sigma_o b\delta$  - forța de întindere inițială.

17. Durabilitatea curelelor se determină cu relația

$$L_h = \left( \frac{\sigma_y}{\sigma_{max}} \right)^m \frac{10^7 C_u C_s}{2 \cdot 3600 \chi}, \quad (3.18)$$

unde  $\sigma_y$  este limita de rezistență;  $C_u$  - coeficient ce ține cont de influența raportului de transmitere;  $C_s$  - coeficient ce ține cont de variația sarcinii.

Valorile  $\sigma_y$ ,  $C_u$ ,  $C_s$  și  $m$  - pot fi determinate din [17].

### 3.3. Calculul transmisiilor prin curea trapezoidală

Calculul transmisiilor prin curea trapezoidală este reglementat de GOST 1284.3-80.

1. Din fig. 4.1 se alege secțiunea necesară a curelei în dependență de puterea transmisă  $P_1$  și turația  $n_1$ .

2. Din [2] alegem diametrul  $D_1$  al roții conducătoare în dependență de secțiunea aleasă a curelei.

Punctele 3, 4, 5, 6 și 7 din calculul precedent sunt valabile și în calculul prezent cu următoarele precizări:

distanța dintre axe

$$a_{\min} = 0,55(D_1 + D_2) + h; \quad a_{\max} = 2(D_1 + D_2); \quad (3.19)$$

pentru micșorarea tensiunilor de încovoiere în curea se recomandă următoarele rapoarte ale distanței dintre axe către diametrul roții conduse  $a/D_2$ ;

$u$	1	2	3	4	6...9
$a/D_2$	1,5	1,2	1,0	0,9	0,85

unghiul de înfășurare a roții mici  $\alpha_1 \geq 120^\circ$ .

8. În transmisiile de uz general se recomandă pentru curele normale  $\sigma_o = 1,4 \text{ MPa}$ . Pentru roți cu diametrul mare și transmisii care funcționează rar  $\sigma_o = 1,6...1,8 \text{ MPa}$ . Pentru majorarea durabilității  $\sigma_o$  poate fi micșorată până la  $1,2 \text{ MPa}$ .

9. Conform GOST 1284.3-80 calculul curelelor trapezoidale conform capacității de tracțiune se efectuează în conformitate cu puterea admisibilă  $P_o$  a unei curele expusă în [2] pentru  $\sigma_o = 1,2 \text{ MPa}$ ,  $\alpha_1 = 180^\circ$  și regim de sarcină permanent.

Pentru a ține cont de condițiile reale de funcționare în relația de calcul sunt incluși următorii coeficienți:  $K_d$  - coeficientul dinamic al sarcinii [2];  $K_\alpha$  - coeficientul influenței unghiului de înfășurare a roții conducătoare [2];  $K_l$  - coeficient ce ține cont de lungimea curelei. Valorile lui  $K_l$  pentru curele standardizate sunt expuse în dependență de raportul lungimii de calcul a curelei  $l$  către lungimea de bază  $l_o$

$l/l_o$	0,5	0,6	0,8	1,0	1,2	1,4	1,6	1,8	2,0
$K_l$	0,86	0,89	0,95	1,0	1,04	1,07	1,1	1,3	1,15

$K_z$  - coeficient ce ține cont de neuniformitatea distribuirii sarcinii

între curele:

$z$	2...3	4...6	6
$K_z$	0,95	0,9	0,85

10. Se determină pentru transmisia dată numărul necesar de curele

$$z = \frac{k_d P_1}{P_0 k_a k_1 k_z}, \quad (3.20)$$

unde  $P_1$  - puterea transmisă.

11. Numărul de curse

$$\chi = \frac{v}{l} \leq [\chi], \quad (3.21)$$

unde  $[\chi]$  - este numărul de curse admisibil. Pentru curele trapezoidale  $[\chi] \leq 10$ .

12. Durabilitatea curelelor se determină cu relația (3.18) cu următoarele precizări în relațiile de calcul:  $\sigma_l = \sigma_0 + (F_l/2Az)$ ;  $\sigma_i = Eh/D_{min}$ .

13. Forța de solicitare a arborilor

$$F_{ar} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha}{2}, \quad (3.22)$$

unde  $F_0 = \sigma_0 A$  - forța de întindere inițială.

### 3.4. Construcția și calculul roților de curea

Roțile de curea sunt construite [1,2,6,7]: din fontă (*C4 10, C4 15*) pentru viteze de până la 30 m/s; sudate din oțel sau asamblate pentru viteze până la 60 m/s; din aliaje ușoare (*ALZ, MLS* etc.) [1,3,6], pentru micșorarea  $\xi$  (3.1) solicitărilor inerțioase, mai frecvent la viteze mari; din masă plastică cu același scop, și pentru mărirea coeficientului de frecare dintre curea și roată [1].

În fig. 3.2 sunt expuse construcțiile tip ale roților de curea: fig. 3.2, a, b, c - pentru curea lată; fig. 3.2, d - pentru curea trapezoidală; fig. 3.2, e - pentru curea dințată.

Roțile cu spițe (fig. 3.2, c) sunt indicate pentru lungimea spițelor nu mai mare de 100 mm. Săgeata bombăturii este realizată la una din roți (mai bine la cea mai mare) pentru stabilirea poziției curelei pe roată, ceea ce este important pentru o dezaxare esențială a axelor. Deseori în loc de suprafețe bombate sunt fabricate roți cu două conuri, fig. 3.2, b, c.

Roțile cu diametrul mare, cu două rânduri de spițe, sunt realizate pentru lățimea obezii  $b$  mai mare de 300 mm.



trapezoidală sunt indicați în tab.3.1 și fig. 3.2.

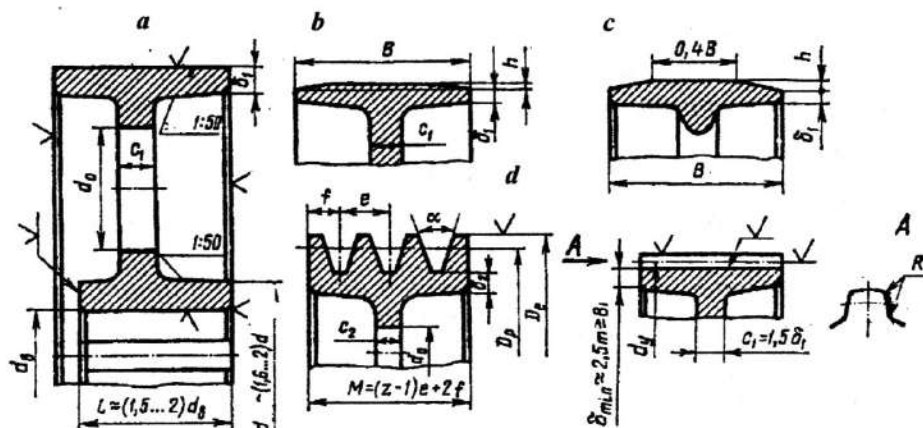


Fig. 3.2

Dimensiunile de execuție ale roților transmisiilor prin curele trapezoidale sunt indicate în [1, 11].

Secțiunea transversală a spițelor, de obicei, este eliptică. Spițele sunt calculate la încovoiere convențional. Momentul de rezistență al secțiunii convenționale a spiței (în secțiunea diametrală a butucului)

Tabelul 3.1

Dimensiunile geometrice de bază ale roților de curea

Elementele geometrice ale roții	Relația de calcul
Lățimea obezii roților transmisiilor:	
prin curea lată	$B=(1,1... 1,15)b$
prin curea trapezoidală	$B=(z-1)e+2f$
Grosimea obezii roților din fontă pentru transmisiile:	
prin curea lată	$\delta_f=0,05(D+2B)+3 \text{ mm}$
prin curea trapezoidală	$\delta_f=(0,65... 0,75)e$
Grosimea obezii roților din oțel	$\delta_o=0,88\delta_f$
Diametrul butucului	$d_b=(1,5... 1,6)d$
Grosimea discului	$\Delta=(1,2... 1,3)\delta$
Lungimea butucului	$l_b=(1,2... 1,5)d$

Aici  $b$  - lățimea curelei;  $z$  - numărul curelelor trapezoidale;  $d$  - diametrul arborelui; ceilalți parametri v. fig.3.

$$W = \frac{M}{[\sigma]_f} = \frac{0,5 F_t}{(z_s / 3) [\sigma]_f}, \quad (3.23)$$

unde tensiunile admisibile la încovoiere  $[\sigma] = 30 \dots 45 \text{ MPa}$  pentru fontă și  $60 \dots 100 \text{ MPa}$  pentru oțel.

Pentru roți din fontă  $a = 0,4 h$ , unde  $a$  și  $h$  sunt grosimea și lățimea convențională a spițelor în secțiunea de calcul, ținând seamă că pentru o suprafață eliptică  $W = 0,1 ah^2$ , relația (4.21) poate fi expusă în felul următor

$$h \geq 3,35 \sqrt{\frac{F_t}{z_s [\sigma]_f}}, \quad (3.24)$$

unde:  $z_s$  este numărul de spițe;  $F_t$  - forța tangențială.

Secțiunea spiței în apropierea bușei este acceptată  $a_1 = 0,8 a$ ;  $h_1 = 0,8 h$ .

### 3.5. Exemple de calcul

*Exemplul 1. Calculați transmisia prin curea lată de la electromotorul asincron cu puterea  $P = 10 \text{ kW}$ ,  $n = 1440 \text{ min}^{-1}$  la pompa cu  $n = 720 \text{ min}^{-1}$ . Lucrul într-un singur schimb. Unghiul de înclinare a transmisiei  $\alpha = 30^\circ$ . Reglarea curelei - periodică.*

1. Conform indicațiilor din pag. 14 alegem curea cauciucată de tipul B.
2. Diametrul roții conducătoare

$$D_1 = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{P_1 / n_1} = (1100 \dots 1300) \sqrt[3]{10 / 1440} = 190 \dots 248 \text{ mm.}$$

Alegem  $D = 200 \text{ mm}$  (tab. 3.10 [1]).

3. Diametrul roții conduse

$$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon) = 200 \cdot 2 \cdot 0,99 = 400 \text{ mm.}$$

Acest diametru corespunde standardului.

4. Definim distanța dintre axe cu relația

$$a = 2(D_1 + D_2) = 2 \cdot 600 = 1200 \text{ mm.}$$

5. Lungimea curelei

$$l = 2a + \frac{\pi}{2}(D_2 + D_1) + \frac{(D_2 + D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1200 + \frac{\pi}{2}(200 + 400) + \frac{(400 - 200)^2}{4 \cdot 1200} = 3350 \text{ mm}$$

cea ce corespunde standardului, de aceea nu este necesară precizarea distanței dintre axe.

6. Unghiul de înfășurare a roții conducătoare

$$\alpha_1 = 180^\circ - \frac{D_2 - D_1}{a} \cdot 57^\circ = 180^\circ - \frac{400 - 200}{1200} \cdot 57^\circ = 170^\circ 30'$$

$\alpha_1 > 150^\circ$  deci satisface condiția impusă pentru transmisiile prin curea lată.

7. Determinăm grosimea curelei  $\delta$  conform recomandărilor din p. 8 (pag. 16).

Acceptăm raportul  $\delta/D_{\min} = 1/40$ , atunci grosimea curelei

$$\delta = D_1 \cdot \left( \frac{\delta}{D_{\min}} \right) = 200 \cdot \frac{1}{40} = 5 \text{ mm}.$$

8. Conform recomandărilor din p.9 (pag.30) acceptăm efortul inițial în curea  $\sigma_o = 1,8 \text{ MPa}$ .

9. Determinăm tensiunile utile în curea pentru condiții tip de funcționare

$$\sigma_o = A - w \frac{\delta}{D_1} = 2,5 - 10 \cdot \frac{1}{40} = 2,25 \text{ MPa}$$

Coefficienții  $A$  și  $w$  conform [1].

10. Forța periferică specifică de calcul, acceptând  $C_o = 1$ , [I];  $C_\alpha = 0,97$ , [I];  $C_v = 0,95$ , [I];  $C_r = 1$  (lucrul într-un singur schimb).

$$[\sigma] = \sigma_o \cdot C_o \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_r = 2,25 \cdot 1,0 \cdot 0,97 \cdot 0,95 \cdot 1,0 = 2,07 \text{ MPa}.$$

11. Viteza periferică

$$v = \frac{\pi D_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 200 \cdot 1440}{60 \cdot 10^3} = 15,1 \text{ m/s}.$$

12. Forța periferică  $F_t = P_1 \cdot 10^3 / v = 10 \cdot 10^3 / 15 = 667 \text{ N}$ .

13. Numărul de curse

$$\chi = \frac{v}{l} = \frac{15,1}{3,35} = 4,5 \leq [\chi] = 5.$$

13. Determinăm lățimea necesară a curelei

$$b = \frac{F_t}{\delta[\sigma]} = \frac{667}{5 \cdot 2,07} = 64 \text{ mm}.$$

Conform GOST 101-54 acceptăm  $b = 70 \text{ mm}$ .

14. Verificăm rezistența curelei conform relației (3.12):

- efortul în ramura activă

$$\sigma_1 = \sigma_o + \frac{F_t}{2b\delta} = 1,8 + \frac{667}{2 \cdot 70 \cdot 5} = 2,75 \text{ MPa};;$$

- efortul de încovoiere

$$\sigma_t = E \frac{\delta}{D_{\min}} = 90 \cdot \frac{1}{40} = 2,25 \text{ MPa};$$



- efortul de la forța centripetă

$$\sigma_c = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6} = 1200 \cdot 15,1^2 \cdot 10^{-6} = 0,27 \text{ MPa};$$

- efortul maxim

$$\sigma_{max} = \sigma_1 + \sigma_t + \sigma_c = 2,75 + 2,25 + 0,27 = 5,27 < [\sigma_a] = 6 \dots 8 \text{ MPa}..$$

Condiția de rezistență se respectă.

15. Forța de încărcare a arborilor

$$F_{ar} = 2\sigma_a A \sin \alpha/2 = 2 \cdot 1,8 \cdot 322 \cdot 0,996 = 1160 \text{ N}.$$

**Exemplul 2.** De calculat transmisia prin curele trapezoidale a mecanismului de acționare a pompei centrifugale pentru datele inițiale: puterea la roata conducătoare  $P = 6 \text{ kW}$ , turația ei  $n_1 = 960 \text{ rot/min}$ , raportul de transmitere  $u = 3$ .

1. Conform fig. 3.1 în dependență de puterea  $P$  și turația  $n_1$  alegem două secțiuni pentru calcul:  $A$  și  $B$ . Pentru a determina varianta optimă calculăm ambele secțiuni. Rezultatele calculului sunt incluse în următorul tabel

Parametrii determinați		Relația de calcul	Secțiunea	
			A	B
1	Lățimea curelei $b_0, \text{ mm}$	Conform [1, 2]	13	17
2	Înălțimea curelei $h, \text{ mm}$	Conform [1]	8	10,5
3	Aria secțiunii transversale $A, \text{ mm}^2$	Conform [1]	81	138
4	Diametrul roții conducătoare $D_1, \text{ mm}$	Conform [1]	100	160
5	Diametrul roții conduse $D_2, \text{ mm}$	$D_2 = D_1 u (1 - \varepsilon)$	300	480
	Apreciem valoarea $D_2$ conform GOST		280	450
6	Raportul de transmitere pentru $\varepsilon = 0,01$	$u = \frac{D}{D_1(1 - \varepsilon)}$	2,83	2,88
7	Viteza curelei $v, \text{ m/s}$	Relația (3.11)	5	8
8	Distanța dintre axe	$a \approx D_2$	280	450
9	Lungimea de calcul a curelei $l, \text{ mm}$	Relația (3.4)	1185	1905
	Cele mai apropiate valori conform GOST		1180	1900
10	Distanța dintre axe precizată $a, \text{ mm}$	Relația (3.5)	278	448
11	Unghiul de înfășurare $\alpha_1$	Relația (3.6)	142	141
12	Determinăm valorile coeficienților	$K_\omega$ [2]	0,89	0,88
		$K_l$ [2]	0,92	0,96
		$K_d$ [2]	1,0	1,0
		$K_z$ [2]	0,9	0,9
13	Determinăm valorile $P_0$	Graficele [2]	0,9	2,0
14	Numărul de curele $z$	Relația (3.20)	9	4

Din două variante posibile alegem varianta cu secțiunea curelei  $B$ , pentru care  $z = 4$ .

Determinăm durata de funcționare pentru curelele de tipul  $B$ .

2. Numărul de curse

$$\chi = v/l = 8/1,9 = 4,2 \text{ 1/s} < [\chi] = 10.$$

3. Sarcina periferică

$$F_t = \frac{P}{v} = \frac{6000}{8} = 750 \text{ N.}$$

4. Efortul în ramura activă

$$\sigma_l = \sigma_0 + \frac{F_t}{2Az} = 1,2 + \frac{750}{2 \cdot 138 \cdot 4} = 1,87 \text{ MPa.}$$

5. Efortul de la forța centrifugă

$$\sigma_c = \rho v^2 10^{-6} = 1200 \cdot 64 \cdot 10^{-6} = 0,08 \text{ MPa.}$$

6. Efortul de încovoiere

$$\sigma_i = Eh/D_{\min} = 80 \cdot 10,5/160 = 5,25 \text{ MPa.}$$

7. Efortul maxim în curea

$$\sigma_{\max} = \sigma_l + \sigma_i + \sigma_c = 1,87 + 0,08 + 5,25 = 7,2 \text{ MPa.}$$

8. Durata de funcționare de calcul

$$L_h = \left( \frac{\sigma_y}{\sigma_{\max}} \right)^m \frac{10^7 C_u C_s}{2 \cdot 3600 \chi} = \left( \frac{9}{7,2} \right)^8 \frac{10^7 \cdot 1,8 \cdot 1,0}{2 \cdot 3600 \cdot 4,2} \approx 3500 \text{ ore.}$$

Valorile coeficienților  $C_u$  și  $C_s$  sunt determinate din [17].

Durata de funcționare este suficientă.

9. Forța de solicitare a arborilor

$$F_{ar} = 2F_0 z \sin \frac{\alpha}{2} = 2 \cdot 1,2 \cdot 138 \cdot 4 \cdot 0,979 = 1250 \text{ N.}$$

## 4. PROIECTAREA TRANSMISIILOR PRIN LANȚ

### 4.1. Baze teoretice

Transmisiile prin lanț sunt utilizate în toate ramurile industriei moderne. În calitate de lanțuri de transmisie mai frecvent sunt utilizate lanțuri cu role, cu bucle și dințate.

Cel mai simplu după construcție este lanțul cu bucle. În lanțul cu role pe bucle sunt instalate role cu posibilitatea de a se roti. Aceasta contribuie la micșorarea pierderilor la frecare, însă atare lanțuri sunt mai grele, mai scumpe și posedă proprietăți dinamice mai rele.

În conformitate cu criteriul principal al capacității de funcționare - uzura articulațiilor - capacitatea portantă a transmisiilor prin lanț poate fi determinată din condiția

$$p \leq [p],$$

unde  $p$  este presiunea pentru condițiile de funcționare;  $[p]$  - presiunea admisibilă în articulații.

Parametrul geometric de bază al lanțurilor cu role și bucle este pasul  $t$ , care se alege conform GOST. Cu majorarea pasului crește capacitatea portantă a lanțului, însă astfel de lanțuri lucrează cu solicitări dinamice mari, iar durabilitatea transmisiei se micșorează.

Sarcina de rupere  $Q$  este caracteristica principală de rezistență pentru lanțurile cu role și bucle și este indicată în GOST 13568-75 pentru fiecare pas, iar pentru cele dințate - în GOST 13552-68.

### 4.2. Calculul transmisiilor prin lanț

1. Se alege tipul lanțului ținând cont de indicațiile din [1, 5, 6].
2. Se definește numărul de dinți ai roții conducătoare  $z_1$  funcție de raportul de transmitere [1, 5, 6].

Numărul de dinți ai roții conduse  $z_2 = z_1 u$ . Se limitează  $z_{max} < 120$  (pentru lanțuri cu role sau bucle) și  $z_{max} < 140$  (lanț dințat). Se recomandă alegerea unui număr de dinți impar ai roților (îndeosebi pentru cea conducătoare) ceea ce în combinație cu numărul par de zale contribuie la o uzură mai uniformă [6].

3. Se determină valoarea coeficientului de funcționare

$$K_f = K_d K_a K_p K_{reg} K_u K_r \quad (4.1)$$



unde  $K_d$  - coeficient dinamic;  $K_a$  - coeficientul distanței dintre axe;  $K_p$  - coeficientul poziției transmisiei față de orizont;  $K_{reg}$  - coeficient ce ține de metoda de reglare a întinderii lanțului;  $K_u$  - coeficient ce ține seama de metoda de ungere;  $K_r$  - coeficient ce ține seama de durata funcționării. Valorile coeficienților sunt determinate din [1, 5, 6].

4. Pasul necesar al lanțului

$$t \geq 2,823 \sqrt{\frac{T_1 k_f}{z_1 [p] m}}, \quad (4.2)$$

unde  $T_1$  este momentul de răsucire la roata conducătoare;  $[p]$  - presiunea admisibilă în articulații [1] (se alege valoarea medie care corespunde turației date);  $m$  - coeficient care caracterizează numărul de rânduri ale lanțului [1, 6].

Pasul  $t$  se rotunjește până la cea mai mare valoare apropiată de cea calculată [1, 5, 6].

5. Se recomandă distanța dintre axe

$$a = (30 \dots 50)t. \quad (4.3)$$

6. Se determină lungimea lanțului exprimată în pași sau numărul de zale ale lanțului

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a}. \quad (4.4)$$

Valoarea  $L_t$  este rotunjită până la cel mai apropiat număr par.

7. Se precizează distanța dintre axe

$$a = \frac{t}{4} \left[ L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left( L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right]. \quad (4.5)$$

8. Viteza medie a lanțului

$$v = \frac{znt}{60 \cdot 1000}. \quad (4.6)$$

9. Coeficientul de siguranță

$$n = \frac{Q}{K_d F_t + S_v + S_q} \geq [n] > 5 \dots 6, \quad (4.7)$$

unde  $Q$  este sarcina de rupere,  $N$ ;  $F_t$  - forța tangențială,  $N$ :

$$F_t = 1000 \frac{P}{v}; \quad (4.8)$$

$S_v$  - solicitarea lanțului de către forțele centripete,  $N$ :

$$S_v = qv^2 \quad (4.9)$$

unde  $q$  este masa  $1 m$  de lanț [1, 6]. Pentru  $v < 10 m/s$  valoarea  $S_v$  poate fi neglijată;

$S_q$  - solicitarea inițială a lanțului, determinată din condiția de întindere sub greutate a ramurii pasive

$$S_q = 9,81 K_f qa, \quad (4.10)$$

unde  $a$  este distanța dintre axe;  $K_f$  - coeficient ce ține seama de săgeata de curbura și poziția transmisiei [1];

Dacă coeficientul de siguranță  $n > 5 \dots 6$  atunci rezistența statică a lanțului este asigurată.

#### 10. Solicitarea arborelui

$$F_{ar} = K_s F_t, \quad (4.11)$$

unde  $K_s$  este coeficientul sarcinii: pentru transmisie orizontală  $K_s = 1,15$ , pentru cea verticală -  $K_s = 1,05$ .

### 4.3. Construcția și calculul roților pentru lanț [1,3,5,6]

Roțile pentru lanț sunt executate: din fontă (Cv 28-56) pentru  $v < 2 m/s$ , din oțeluri carbon și aliate (45, 40X, 35XΓCA, 40XH etc.) cu tratament termic până la HRC 45...55; din oțeluri cu conținut redus de carbon (15, 20X, 12XH3A etc.) cu tratament termic până la HRC 55...60; cu coroana din poliamide și material plastic armat cu fibre de sticlă, ce asigură funcționarea fără zgomot, pentru  $P \leq 5 kW$  și  $v \leq 8 m/s$ .

În fig. 4.1 sunt prezentate construcțiile roților pentru lanț. De obicei, ele sunt executate ca și roțile dințate, fig. 4.1, a. Roțile pentru lanțuri cu role, ca

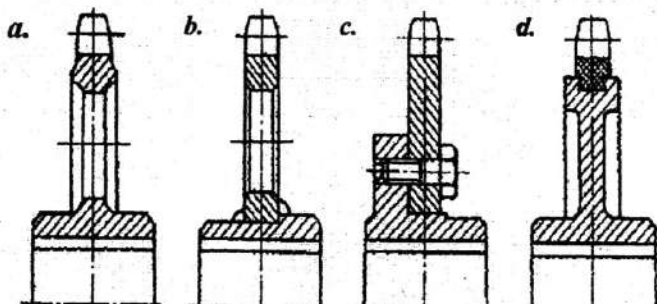


Fig. 4.1

rezultat al lățimii mici, mai frecvent sunt executate din două componente (discul cu dinți și butuc) sudate sau asamblate cu șuruburi sau nituri (fig. 4.1, b, c). În fig. 4.1, d este prezentată o roată de lanț cu coroană din poliamide.

#### 4.4. Exemplu de calcul

De calculat transmisia prin lanț a mecanismului de acționare a conveierului cu plăci conform datelor inițiale; puterea  $P = 4 \text{ kW}$ , raportul de transmitere  $u = 2$ , turația  $n_1 = 400 \text{ min}^{-1}$ . Transmisia nu are reglare a poziției axelor roților, unghiul de înclinare a axelor  $70^\circ$ , sarcina cu lovituri moderate, ungerea periodică, lucrul într-un schimb.

Rezolvare.

1. Determinăm din [1, 5, 6] numărul de dinți ai roții conducătoare  $Z_1 = 23$ .

2. Numărul de dinți ai roții conduse

$$z_2 = z_1 u = 23 \cdot 2 = 46.$$

3. Determinăm valoarea coeficientului  $K_f$  cu relația (4.1). Conform indicațiilor [1] alegem valorile coeficienților:  $K_d = 1,2$ ;  $K_a = 1$ ;  $K_{reg} = 1,25$ ;  $K_u = 1,5$ ;  $K_r = 1$ ;  $K_p = 1,25$ ,

$$K_f = K_d K_a K_{reg} K_u K_r = 1,2 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,25 = 2,8.$$

4. Valoarea medie a presiunii în articulații [1].

$$[p] = \frac{28,8 + 25,7 + 23,7 + 20,6}{4} = 24,52 \text{ MPa}.$$

5. Determinăm pasul lanțului conform relației (4.2)

$$t \geq 2,823 \sqrt{\frac{T_1 k_f}{z_1 [p]}} \geq 2,823 \sqrt{\frac{95,5 \cdot 2,8}{23 \cdot 24,52}} 10^3 = 21,98 \text{ mm},$$

unde  $T_1$  este momentul de torsiune la roata conducătoare

$$T_1 = 9,55 \frac{P}{n_1} = 9,55 \frac{4000}{400} = 95,5 \text{ Nm}.$$

Conform GOST 13568-75 alegem lanț cu role cu pasul  $t = 25,4 \text{ mm}$ . (Lanț IIP 25,4 - 5670 - 1 GOST 13568-75).

6. Acceptăm conform relației (4.3) distanța dintre axe  $a = 40t = 1016 \text{ mm}$ .

7. Viteza medie a lanțului

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{23 \cdot 25,4 \cdot 400}{60 \cdot 1000} = 3,9 \text{ m/s}.$$

8. Numărul de zale ale lanțului

$$L_t = \frac{z_1 + z_2}{2} + \frac{2a}{t} + \left( \frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right) \frac{t}{a} = \frac{23 + 46}{2} + \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \left( \frac{46 - 23}{2 \cdot 3,14} \right) \cdot \frac{25,4}{1016} = 114,8.$$



Acceptăm  $L_t = 116$  zale.

9. Sarcina utilă de funcționare

$$F_t = 1000P / v = 1000 \cdot 4 / 3,9 = 1025 \text{ N} .$$

10. Presiunea în articulațiile lanțului

$$p_t = F_t \cdot k_f / A = 1025 \cdot 2,8 / 180 = 15,9 < [p] = 24,52 \text{ MPa} .$$

11. Coeficientul de siguranță

$$n = Q / (K_d F_t + S_v + S_q) = 5000 / (1,2 \cdot 1025 + 39 + 162) = 39 > [n],$$

unde  $S_v$  - întinderea lanțului de la forța centrifugală:

$$S_v = qv^2 = 2,57 \cdot 3,9^2 = 39 \text{ N} ;$$

$S_q$  - solicitarea inițială a lanțului:

$$S_q = 9,81 \cdot K_f q a = 9,81 \cdot 6 \cdot 2,6 \cdot 1,016 = 162 \text{ N} .$$

12. Sarcina care solicită arborii

$$F_{ar} = K_s F_t = 1,15 \cdot 1025 = 1178 \text{ N} ,$$

unde  $K_s = 1,15$  - pentru o transmisie orizontală [1].

## 5. PROIECTAREA TRANSMISIILOR CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE, CONICE ȘI A ANGRENAJELOR MELCATE

### 5.1. Materiale utilizate în construcția angrenajelor cilindrice și conice

Materialele principale care satisfac cerințele de bază ale roților dințate sunt: oțelurile, fontele cenușii, alți compoziți metalici (alama, bronzul, metaloceramica etc.) și anumite materiale nemetalice.

Oțelurile, mai frecvent utilizate sunt cele carbon (GOST 1050-74) și cele aliate (GOST 4543-71) pentru construcția de mașini.

În dependență de duritatea flancurilor deosebim două grupe de roți dințate:

I - cu duritatea  $HB < 350$  - tratament termic normalizare sau îmbunătățire;

II - cu duritatea  $HB > 350$  - tratament termic călire în adâncime, călire cu curenți de înaltă frecvență, nitrurarea, cementarea etc.

La alegerea materialelor din I grupă se recomandă ca duritatea flancurilor pinioanelor ( $HB_p$ ) să fie mai mare decât duritatea flancurilor roților ( $HB_r$ ) cu care acesta angrenează. De obicei, se recomandă  $HB_p \geq HB_r + (20...30)$ .

Dacă duritatea flancurilor dinților este înaltă ( $HB > 350$ ), atunci  $HB_p = HB_r$ . O astfel de duritate este folosită, de obicei, în producerea în serii mari și în masă.

Caracteristicile mecanice ale unor oțeluri de largă utilizare, preferate în construcția roților dințate sunt expuse în tab.5.1.

După alegerea oțelului se transcriu din tabel limita de rezistență la rupere  $\sigma_r$ , limita de curgere  $\sigma_c$ , duritatea  $HB$  sau  $HRC$  și felul tratamentului termic pentru pinion și roată.

### 5.2. Determinarea tensiunilor admisibile

Tensiunea admisibilă la presiunea de contact pentru calculul la oboseală poate fi determinată cu relația

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_H \lim b}{S_H} Z_N Z_R Z_V, \quad (5.1)$$

*Oțeluri preferate în construcția de roți dințate\*\** Tabelul 5.1

Tipul oțelului	Secțiunea s, mm	Proprietățile mecanice (la călirea superficială $\sigma_r$ și $\sigma_c$ sunt raportate la miez, iar HRC la suprafață)				Prelucrarea termică
		Duritatea		Limita de rezistență $\sigma_r$ , MPa	Limita de curgere $\sigma_c$ , MPa	
		HB*	HRC***			
<i>Semifabricat - forjat (ștanțat sau laminat)</i>						
40	≤60	192-228	-	700	400	Îmbunătățire
45	≤80	170-217	-	600	340	Normalizare
	≤100	192-240	-	750	450	Îmbunătățire
50	≤60	241-285	-	850	580	Îmbunătățire
	≤80	179-228	-	640	350	Normalizare
40X	≤80	228-255	-	700-800	530	Îmbunătățire
	≤100	230-260	-	850	550	Îmbunătățire
	≤60	260-280	-	950	700	Îmbunătățire
45X	≤60	500-550	26-30	1000	800	Nitrurare
	≤60	HV				
	≤100	230-280	-	850	650	Îmbunătățire
40XH	100-300	163-269	-	750	500	Îmbunătățire
	300-500	163-269	-	700	450	Îmbunătățire
	≤100	230-300	-	850	600	Îmbunătățire
35XM	100-300	≥241	-	800	580	Îmbunătățire
	≤40	-	48-54	160	1400	Călire
	≤100	241	-	90	80	Îmbunătățire
40XHMA	≤50	269	-	90	80	Îmbunătățire
	≤40	-	45-53	160	140	Călire
	≤80	≥302	-	1100	900	Îmbunătățire
35XΓCA	≤300	≥217	-	700	500	Îmbunătățire
	≤150	235	-	≥760	≥500	Îmbunătățire
	≤60	270	-	980	88	Îmbunătățire
	≤40	310	-	1100	96	Îmbunătățire
20X	≤30	-	46-53	1700-1950	1350-1600	Călire
	≤60	-	56-63	650	400	Cementare
12XH3A	≤60	-	56-63	920	700	Cementare
25XΓT	-	-	58-63	1150	950	Cementare
38XMIOA	-	850-900	30-35	1050	900	Nitrurare
<i>Oțel turnat</i>						

Tabelul 5.1 (continuare)

45Л	-	*	-	550	320	Normalizare
30XHML	-	*	-	700	550	Normalizare
40XЛ	-	*	-	650	500	Normalizare
35XML	-	*	-	700	550	Normalizare

\*  $HB \approx 2,85\sigma_p$ , unde  $HB$ ,  $MPa$ ,  $\sigma_p$ ,  $MPa$ .

\*\* Notări: primele cifre - conținutul de carbon în sutimi, %; litere - elemente de aliere: Г - mangan, М - molibden, Н - nichel, С - siliciu, Т - titan, Х - crom, А - aluminiu; cifre după litere - procentul acestui element, dacă el depășește 1%. Notarea oțelurilor de calitate superioară se completează cu litera А, iar a oțelurilor turnate - cu litera Л - la sfârșit.

\*\*\* HRC - pentru oțeluri cementate, HV - pentru cele nitrurate.

unde  $\sigma_{Hlimb}$  este rezistența limită la presiunea de contact determinată conform tab. 5.2;  $S_H$  - coeficientul de siguranță la presiunea de contact ( $S_H = 1,1$  - pentru tratamentul termic normalizare, îmbunătățire și călirea în adâncime;  $S_H = 1,2$  - pentru călirea superficială);

Tabelul 5.2

Valorile aproximative ale limitei de rezistență la contact

Tratamentul termic	Duritatea	Tipul oțelului	$\sigma_{Hlimb}$ , $MPa$
Normalizare sau îmbunătățire	HB < 350	Carbon sau aliat	2HB+70
Călire în adâncime	HRC 38... 50		18 HRC+150
Călire superficială	HRC 40... 56		17 HRC+200
Cementare	HRC 54 ...64	aliat	23,0 HRC
Nitrurare	HV 550... 750		1,5 HV

$Z_R$  - factorul rugozității flancurilor (pentru  $R_a = 1,25 \dots 0,63 \mu m$ ,  $Z_R = 1$ , pentru  $R_a = 2,5 \dots 1,25$ ,  $Z_R = 0,95$ , pentru  $R_a = 1,0 \dots 2,5$ ,  $Z_R = 0,9$ );  $Z_V$  - factorul de viteză (pentru duritatea  $HB \leq 350$  și  $v = 5; 10; 20$  m/s -  $Z_V = 1,0; 1,07$  și  $1,15$ . Pentru  $HB > 350$  și  $v = 5; 10; 20$  m/s -  $Z_V = 1; 1,04$  și  $1,07$ );  $Z_N$  - factorul de durabilitate

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \geq 1 \leq 2,4, \quad (5.2)$$

unde  $N_{HO}$ ,  $N_{HE}$  sunt numărul ciclurilor de funcționare, respectiv de bază și echivalent;  $N_{HO}$  - se determină din fig. 5.1, a în milioane de cicluri (în fig. 5.1, b sunt indicate dependențele dintre unitățile HB, HRC și HV);



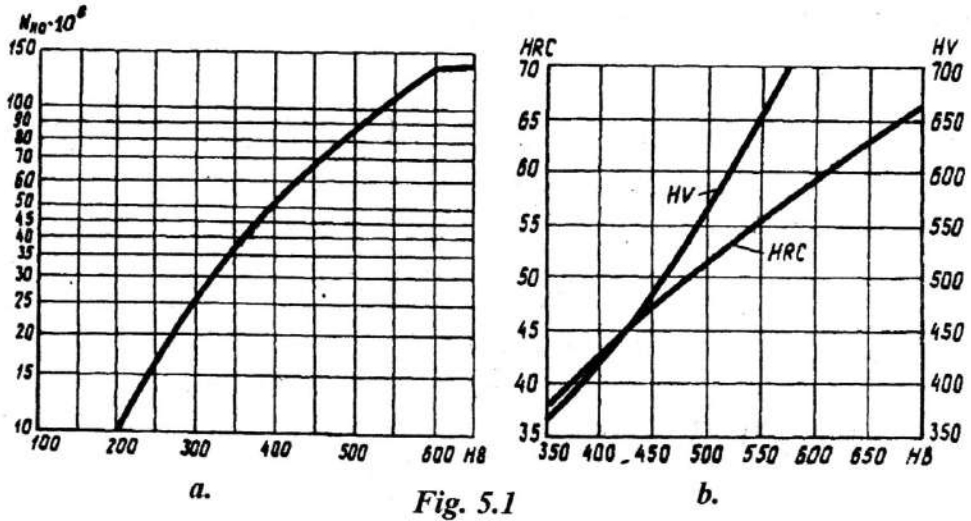


Fig. 5.1

$N_{HE} = 60 nt$  - pentru un regim permanent de funcționare, (unde  $n$  - turația roții dințate pentru care se efectuează calculul;  $t$  - numărul orelor de lucru în decursul duratei calculate de funcționare:  $t = 24K_z365K_aL$ , aici  $K_z$  - factorul de funcționare zilnică;  $K_a$  - factorul de funcționare anuală;  $L$  - durata de funcționare în ani).

Pentru un regim de funcționare intermitent (vezi fig. 5.2)

$$N_{HE} = 60 \sum \left( \frac{T_i}{T} \right) n_i T_i, \quad (5.3)$$

unde  $T_i$  este unul din momentele de torsiune folosite în calculul la oboseală;  $T$  - unul din momentele maxime utilizate în calculul la oboseală (de obicei, momentul nominal);  $n_i$ ,  $t_i$  - turația și timpul de acționare corespunzătoare acestor momente (se determină din graficul regimului de funcționare). Totodată, momentele de scurtă durată nu se iau în considerație în calculul la oboseală.

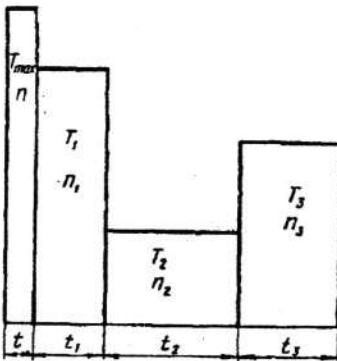


Fig. 5.2

Pentru angrenajele cu diferența mică în duritatea materialelor pinionului și roții, în calcule este folosită cea mai mică din două rezistențe admisibile.

Rezistența admisibilă la contact pentru roțile dințate cu dinți înclinați, la care duritatea dinților

roții  $\leq 350HB$  poate fi majorată mărind duritatea pinionului. În asemenea caz rezistența admisibilă

$$\sigma_{Hp} \approx 0,45(\sigma_{Hp1} + \sigma_{Hp2}). \quad (5.4)$$

Totodată  $\sigma_{Hp} \leq 1,25(\sigma_{Hp})_{\min}$ .

Tensiunea admisibilă la încovoiere în calcul la oboseală poate fi determinată cu relația

$$\sigma_{Fp} = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} Y_R Y_X Y_N, \quad (5.5)$$

unde  $\sigma_{Flimb}$  este tensiunea limită la încovoiere;  $S_f$ - coeficientul de siguranță la încovoiere; pentru roțile dințate din semifabricate forjate sau laminate  $S_F = 1,7 \dots 2,2$ ;  $Y_R$  - factorul de rugozitate; la obținerea danturii prin frezare sau rectificare ( $R_z = 40 \mu m$ ),  $Y_R = 1$ ;  $Y_N$ - factorul de durabilitate

$$Y_N = m_F \sqrt{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}. \quad (5.6)$$

unde indicele  $m_F$  are valori: pentru roțile dințate cu duritatea stratului superficial  $HB \leq 350$ , la fel și pentru roțile dințate călite prin inducție și roțile dințate cu suprafața de trecere rectificată  $m_F = 6$ ; pentru roțile dințate cu suprafața de trecere nerezificată cu duritatea superficială  $HB > 350$ ,  $m_F = 9$ ;  $N_{FO}$  - numărul de cicluri de bază;  $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$  pentru toate oțelurile;  $N_{FE}$  - numărul echivalent de cicluri. Pentru un regim variabil  $N_{FE}$  se determină cu relația (5.3) înlocuind exponentul puterii 3 prin 6 sau 9.

$1 \leq Y_N \leq 2$  pentru  $HB \leq 350$ , și  $1 \leq Y_N \leq 1,6$  pentru  $HB > 350$ . Mai precis vezi [1].

### 5.3. Proiectarea angrenajului cu roți dințate cilindrice

#### 5.3.1. Calculul de dimensionare

De obicei calculul reductoarelor cilindrice începe de la cel mai încărcat angrenaj, care determină gabaritele reductorului, însă calculul poate fi efectuat și începând de la prima treaptă.

Calculul începe cu determinarea diametrului de divizare al pinionului (sau a distanței dintre axe) cu relațiile

$$d_1 = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta}}{\psi_{bd} \sigma_{Hp}^2} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)}, \quad (5.7)$$

$$a = K_a (u \pm 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \sigma_{Hp}^2 \psi_{ba}}}, \quad (5.8)$$

Tabelul 5.3

Valorile aproximative ale rezistenței limită la încovoiere

Metoda de prelucrare termică, sau chimico-termică	Duritatea dinților		Tipul oțelului	$\sigma_{Flimb}$ , MPa
	la suprafață	inima		
Normalizare Îmbunătățire	180... 300 HB		Carbon și aliat de tipul 40, 45, 40X, 40XH, 40XΦA	1,75HB
Călire în adâncime	45...55 HRC		Aliat de tipul 40X, 40XH, 40XΦA etc.	500...550
Nitrurare	550...750 HV	24...40 HRC	Aliat de tipul 38XM10A, 40X, 40XΦA	12HRC + 290
Cementare	57...62 HRC	30...45 HRC	Aliate 20X, 12XH3A, 25XΓT	850...950

unde  $T_1$ ,  $T_2$  sunt momentele de torsiune la pinion și roata dințată; coeficienții  $K_d = 780 (MPa)^{1/3}$  și  $K_a = 490 (MPa)^{1/3}$  - pentru angrenaje cu dinți drepecți;  $K_d = 680 (MPa)^{1/3}$  și  $K_a = 430 (MPa)^{1/3}$  - pentru angrenaje cu dinți înclinați;  $K_{H\beta}$  - coeficientul repartiției longitudinale a sarcinii. Valorile lui  $K_{H\beta}$  sunt expuse în fig. 5.3;  $\psi_{bd}$  - factorul de lățime al roții raportat la diametru. Valorile lui sunt indicate în tab.5.4.

Tabelul 5.4

Valorile factorului  $\psi_{bd}$

Poziția roții față de reazeme	Duritatea flancurilor dinților	
	$HB_2 \leq 350$ sau $HB_1, HB_2 \leq 350$	$HB_1, HB_2 \geq 350$
Simetrică	0,8...1,4	0,4...0,9
Asimetrică	0,6...1,2	0,3...0,6
Pe consolă	0,3...0,4	0,2...0,25

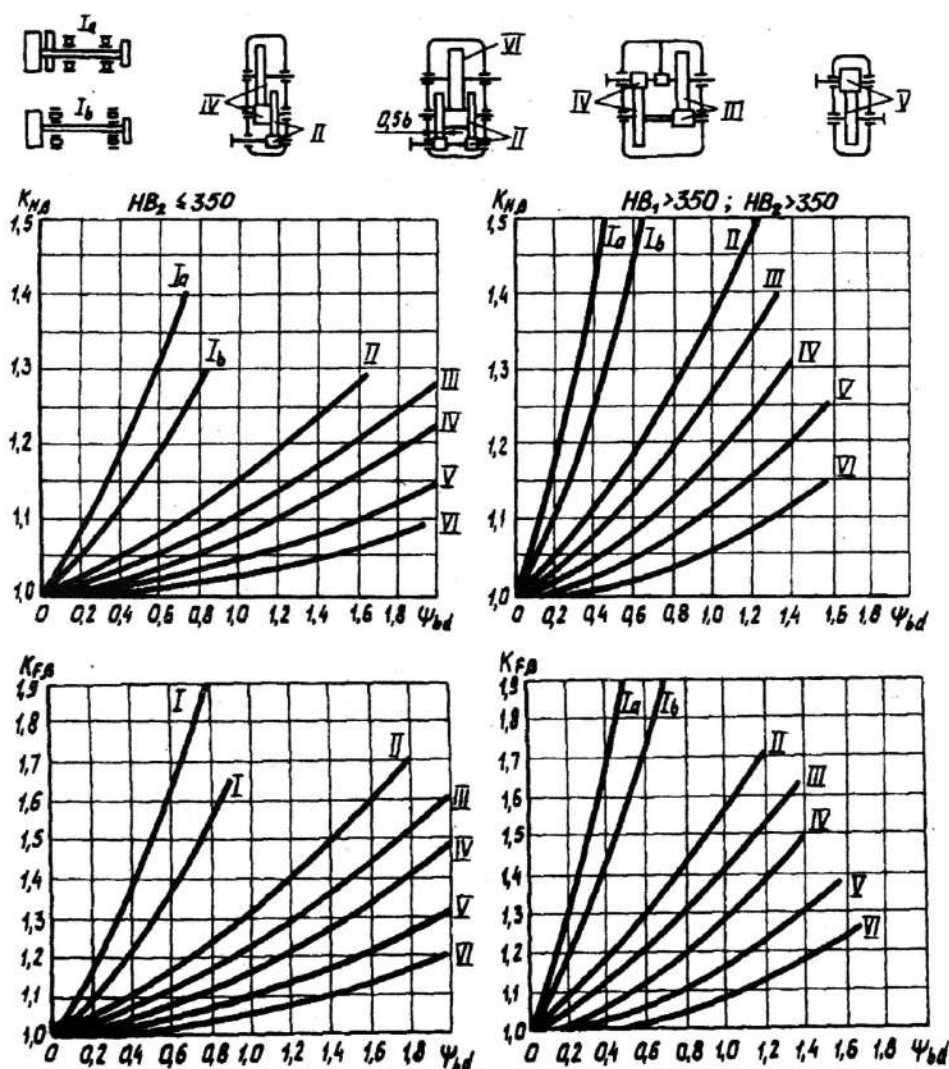


Fig. 5.3

La alegerea valorilor coeficientului  $\psi_{bd}$  sunt mai indicate cele minime. Valorile mai mari se aleg pentru roțile angrenajelor înalt solicitate. Pentru transmisiile cilindrice cu dinți în V  $\psi_{bd}$  poate fi mărit de 1,3... 1,4 ori.

Factorul de lățime  $\psi_{ba}$  se acceptă din valorile șirului standardizat: 0,1; 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5; 0,63 în dependență de amplasarea roților față de reazeme:



<i>Amplasare simetrică</i>	0,4...0,5	<i>Amplasare asimetrică</i>	0,25...0,4
<i>Amplasare pe consolă</i>	0,2...0,25	<i>Angrenaje cu dinți în V</i>	0,4...0,63
<i>Cutii de viteză</i>	0,1...0,2	<i>Angrenaje interioare</i>	0,2(u+1/u-1)

Valori spre limita inferioară sunt acceptate pentru transmisii cu duritatea  $HB > 350$ .

Lățimile roților dințate:

$$b_w = \psi_{bd} \cdot d_1, \text{ sau } b_w = \psi_{ba} \cdot a. \quad (5.9)$$

Modulul angrenajului:

$$m = b_w / \psi_m, \quad (5.10)$$

unde  $\psi_m$  este coeficientul de lățime al danturii raportat la modulul angrenajului. Pentru angrenajele reductoarelor obișnuite cu arborii și reazemele destul de rigide  $\psi_m = 25...30$  ( $HB \leq 350$ ) și  $\psi_m = 20...15$  ( $HB > 350$ ). Valorile mai mici ale lui  $\psi_m$  se utilizează pentru regimuri intermitente de funcționare, suprasolicitări esențiale și viteze medii; valorile mai mari - pentru regimuri permanente de funcționare, solicitări mijlocii și viteze mari. Valoarea de calcul a modulului este standardizată conform valorilor indicate în tab. 5.5

Conform valorii modulului sunt determinați ceilalți parametri geometrici ai transmisiei:

◆ numărul de dinți și diametrul de divizare al roții

$$z_1 = (d_1 \cos \beta) / m; \quad z_2 = z_1 m; \quad d_2 = (m z_2) / \cos \beta, \quad (5.11)$$

unde  $\beta$  este unghiul de înclinare al dinților, valoarea minimă a căruia poate fi determinată prealabil cu relația  $\beta_{min} = \arcsin(3,5m) / b_{w2}$ . Pentru a evita solicitări axiale înalte se recomandă de a accepta valorile unghiului  $\beta = 8...20^\circ$ . Pentru angrenajele cu dinți în V unghiul  $\beta_{min}$  poate fi mărit până la  $25^\circ$ .

Tabelul 5.5

Șirurile de moduli mai frecvent utilizați (prioritate se dă primului șir)

Șirul	Modulul $m$ , mm								
	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3	4	5	
1	1,0	1,25	1,5	2,0	2,5	3	4	5	
2	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	
1	6	8	10	12	16	20	25	32	40
2	7	9	11	14	18	22	28	36	45

Numărul de dinți obținut  $z_1 \geq z_{min} = 17$  (mai bine ca  $z_1 > 21$ ). Pentru roțile cu dinți înclinați  $z_1 > z_{min} + 2$ ;  $z_2 = z_1 u$ . Valorile obținute pentru  $z_{1,2}$  sunt rotunjite până la cifre întregi;

- ◆ diametrele exterioare  $d_{a1} = d_1 + 2m$ ;  $d_{a2} = d_2 + 2m$ ;
- ◆ diametrele interioare  $d_{f1} = d_1 - 2,5m$ ;  $d_{f2} = d_2 - 2,5m$ ;
- ◆ distanța dintre axe  $a_w = (d_1 + d_2) / 2$ ;
- ◆ valoarea precizată a unghiului de înclinare  $\beta = \arccos m_n (z_1 + z_2) / 2a$ .

Acțiunea forțelor în angrenajul cilindric este expusă în (fig. 5.4). În fig. 5.4, a sunt indicate forțele în angrenajul cilindric cu dinți dreți și înclinați, iar în fig. 5.4, b - cu dinți în V.

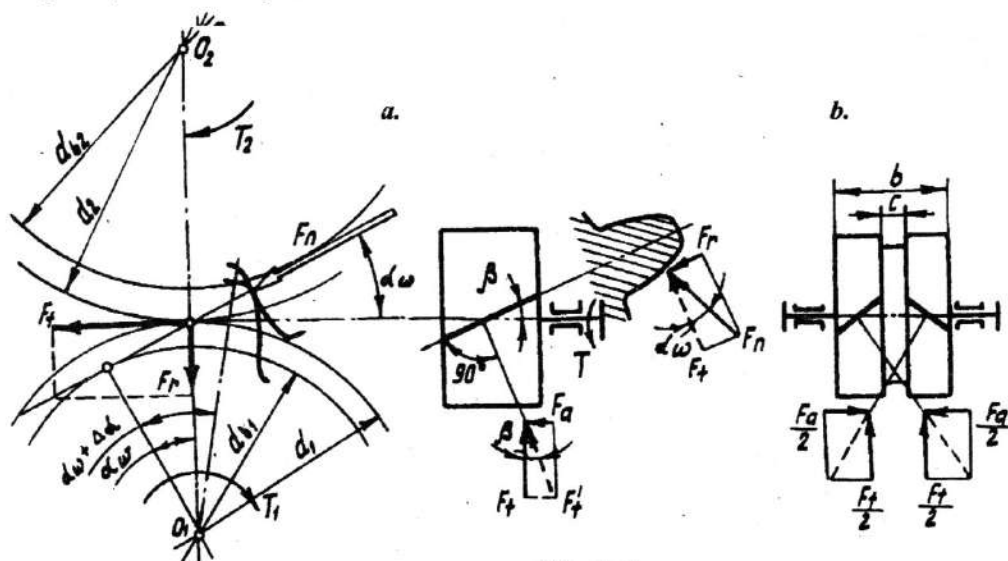


Fig. 5.4

- ◆ forța tangențială  $F_t = 2T/d$ ;
- ◆ forța radială  $F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha / \cos \beta$ ;
- ◆ forța axială  $F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha$ , unde  $\alpha = 20^\circ$ .

### 5.3.2. Calculul de rezistență la contact (calculul de verificare)

Calculul se efectuează pentru angrenajul cu  $\sigma_{Hp}$  mai mic. Relația de calcul

$$\sigma_H = Z_H Z_M Z_\epsilon \sqrt{\frac{w_{Ht}}{d_1} \left( \frac{u \pm 1}{u} \right)} \leq \sigma_{Hp}, \quad (5.12)$$

unde  $Z_H$  este factorul zonei de contact; pentru angrenaje necorijate cu unghiul de angrenare  $\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ ,  $Z_H = 1,76 \cos\beta$ ;  $Z_M$  - factorul de elasticitate al materialului roților. Pentru angrenajele cu roți dințate din oțel  $Z_M = 275 \text{ MPa}$ ;  $Z_\varepsilon$  - factorul gradului de acoperire. Pentru angrenajele cu dantură dreaptă  $Z_\varepsilon = 1$ ; pentru angrenajele cu dantură înclinată  $Z_\varepsilon = 0,8$ ;  $w_{Ht}$  - forța specifică pe o unitate de lățime a roții

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\beta} K_{H\alpha}, \quad (5.13)$$

unde  $F_t$ ,  $b_w$  și  $K_{H\beta}$  au fost analizați mai sus;  $K_{H\alpha}$  - coeficientul dinamic al sarcinii

$$K_{H\alpha} = 1 + \left( \frac{w_{Hv}}{w_{Htp}} \right), \quad (5.14)$$

unde  $w_{Hv}$  este forța specifică dinamică

$$w_{Hv} = \delta_H q_o v \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (5.15)$$

iar  $w_{Htp}$  este forța specifică de calcul în zona cea mai concentrată a ei

$$w_{Htp} = \frac{F_t}{b_w} K_{H\beta}, \quad (5.16)$$

unde  $q_o$  - factorul influenței erorilor pasului în angrenaj, tab. 5.6;  $\delta_H$  - factorul influenței erorilor angrenajului asupra sarcinii dinamice, tab. 5.7.

Tabelul 5.6

Valorile factorului  $q_o$

Modulul $m$	Gradul de precizie			
	6	7	8	9
Până la 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
De la 3,55 până la 10	4,2	5,3	6,1	8,2
Peste 10	4,8	6,4	7,3	10

### 5.3.3. Calculul de rezistență la încovoiere

Efectuând acest calcul, mai întâi, se apreciază cel mai slab element în angrenajul pinion - roată. În acest caz sunt determinate rapoartele  $\sigma_{Fp1}/Y_{F1}$  -

Tabelul 5.7

Valorile factorului  $\delta_H$  în calculul de rezistență la contact

Duritatea flancurilor	Forma dinților	$\delta_H$
Pentru $HB \leq 350$ a uneia dintre roți	Drepti fără modificare	0,006
	Drepti cu modificare	0,004
	Înclinați	0,002
Pentru $HB_1 > 350$ și $HB_2 > 350$	Drepti fără modificare	0,014
	Drepti cu modificare	0,010
	Înclinați	0,004

Tabelul 5.8

Gradul de precizie al angrenajelor

Gradul de precizie nu mai jos de	Viteza periferică în limitele		Anexă
	dinți drepti	dinți înclinați	
6 (precizie înaltă)	15	25	Transmisii cu turația înaltă, mecanisme cinematice precise de divizare, sau de referință
7 (precise)	10	17	Transmisii cu turația înaltă și solicitări medii (sau invers)
8 (precizie medie)	6	10	Transmisii pentru construcția de mașini ce nu necesită un grad de precizie înalt
9 (precizie joasă)	2,0	3,5	Transmisii cu turația mică cu cerințe joase față de precizie

pentru pinion;  $\sigma_{Fp2}/Y_{F2}$  - pentru roată, unde  $Y_{F1}$ ,  $Y_{F2}$  - factorii de formă ai dinților pentru pinion și roată (vezi tab. 5.9). Calculul se efectuează pentru angrenajul cu valoarea raportului mai mică.

Pentru angrenajele cu dinți înclinați  $Y_F$  se determină în dependență de numărul de dinți ai roții echivalente, calculat cu relația  $z_v = z/\cos^3 \beta$ .

Relația de calcul

$$\sigma_F = Y_F Y_E Y_\beta w_{Fl} / m \leq \sigma_{Fp}, \quad (5.17)$$



unde  $Y_\varepsilon$  este factorul gradului de acoperire,  $Y_\varepsilon = 1/(K_\varepsilon \varepsilon_\alpha)$ . De obicei, în calculul de proiect  $K_\varepsilon = 1$ , iar gradul de acoperire  $\varepsilon_\alpha = [1,88 - 3,2 (1/z_1 + 1/z_2) \cos \beta]$ ;  $Y_\beta$  - factorul unghiului de înclinare al dinților  $Y_\beta = 1 - (\beta/140)$ .

Tabelul 5.9

Valorile factorului  $Y_F$

z sau $z_v$	17	20	22	24	26	28	30	35	40
$Y_F$	4,26	4,07	3,98	3,92	3,88	3,81	3,79	3,75	3,70
z sau $z_v$	45	50	65	80	100	150	300	Cremalieră	
$Y_F$	3,66	3,65	3,62	3,61	3,60	3,60	3,60		

Tabelul 5.10

Valorile factorului  $\delta_F$  în calculul de rezistență la încovoiere

Tipul angrenajului	$\delta_F$
Cu dantură înclinată sau în V	0,006
Cu dantură dreaptă modificată	0,011
Cu dantură dreaptă fără modificare	0,016

Valoarea lui  $w_{Ft}$  se determină asemenea valorii  $w_{Ht}$ , schimbând indicele coeficienților din  $H$  în  $F$ , în relațiile (5.13 - 5.16).

Valorile factorilor  $K_{F\beta}$  și  $\delta_F$  se determină din fig. 5.3. și tab. 5.10.

## 5.4. Proiectarea angrenajului cu roți dințate conice

### 5.4.1. Calculul de dimensionare

În calculul de dimensionare al angrenajului cu roți dințate conice, în primul rând, se determină diametrul median de divizare al pinionului cu relația

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} (\sigma_{Hp})^2 u}}, \quad (5.18)$$

unde  $\psi_{bd} = b_w/d_{m1}$  - coeficientul longitudinal de lățime al danturii:  $\psi_{bd} = 0,3 \dots 0,6$ , cu satisfacerea condițiilor  $b_w/R_e \leq 0,3$  și  $b_w \leq 10m_{te}$ . Parametrii  $b_w$

și  $R_e$  vor fi analizați mai jos. Valorile mai mici ale lui  $\psi_{bd}$  se recomandă pentru angrenajele cu  $HB > 350$ .

Ceilalți parametri din relația (5.18) se determină ca și în cazul angrenajelor cilindrice.

Parametrii geometrici ai angrenajului:

- ◆ lățimea danturii și unghiurile conurilor de divizare:

$$b_w = \psi_{bd} d_{m1}; \quad \operatorname{tg} \delta_2 = u; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2; \quad (5.19)$$

- ◆ diametrul de divizare exterior  $d_{e1}$  și lungimea generatoarei exterioare a conului de divizare  $R_e$

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \sin \delta_1; \quad R_e = \frac{d_{e1}}{2 \sin \delta_1}. \quad (5.20)$$

Se verifică  $b_w/R_e \leq 0,3$ ;

- ◆ modulul frontal exterior  $m_{te}$  și numărul de dinți  $z_1$  sunt determinați ca și pentru angrenajele cilindrice

$$m_{te} = \frac{b_w}{\psi_m}; \quad z_1 = \frac{d_{e1}}{m_{te}}. \quad (5.21)$$

Valoarea modulului se precizează conform tab. 5.5, iar a coeficientului  $\psi_m$  se determină ca și pentru angrenajele cilindrice;

- ◆ se precizează  $d_{e1} = z_1 m_{te}$  și  $R_e$  cu relația (5.20), apoi se determină:

$$z_2 = z_1 u; \quad d_{e2} = m_{te} z_2; \quad d_{m2} = d_{e2} - b_w \sin \delta_2; \quad m_{tm} = d_{m1} / Z_1; \quad (5.22)$$

- ◆ înălțimile exterioare ale capului și piciorului dintelui

$$h_{ae} = m_{te}; \quad h_{fe} = 1,2 m_{te} \quad (5.23)$$

Se determină forțele în angrenaj (fig. 5.5).

- ◆ forța tangențială  $F_t = 2T_1/d_{m1}$ ;

$$\text{◆ forța radială} \quad F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1; \quad (5.24)$$

$$\text{◆ forța axială} \quad F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha \sin \delta_1.$$

#### 5.4.2. Calculul de rezistență la contact și încovoiere a angrenajelor conice

Relații de calcul:

$$\sigma_H = Z_H Z_M \sqrt{\frac{W_{Ht} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 d_{m1} u}} \leq \sigma_{Hp}, \quad \sigma_F = Y_F \frac{W_{Ht}}{0,85 m_{tm}} < \sigma_{Fp}. \quad (5.25)$$

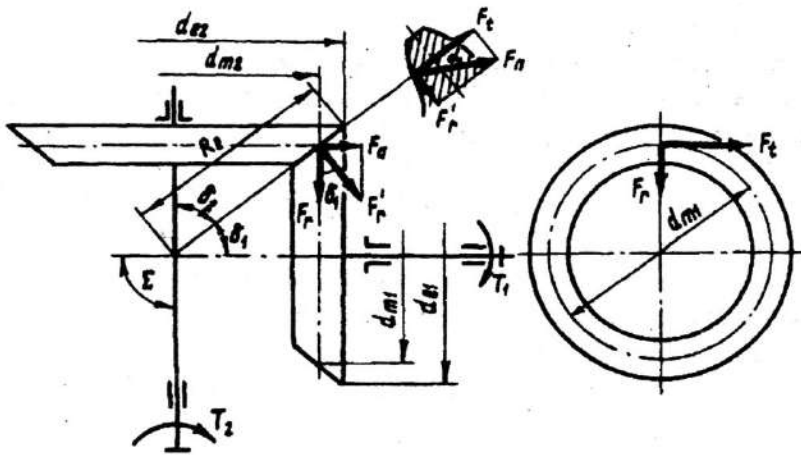


Fig. 5.5

Aceste calcule se efectuează la fel ca și pentru angrenajele cu roți dințate cilindrice. Coeficientul formei dintelui  $Y_F$  este determinat din tab. 5.10 în dependență de numărul echivalent de dinți  $z_v = z/\cos\delta$ .

## 5.5. Proiectarea angrenajelor melcate

### 5.5.1. Materiale utilizate și tensiuni admisibile

Pentru construirea melcilor sunt indicate oțelurile cu conținut mediu de carbon (GOST 1050-74) și oțelurile de cementare - 18XIT, 20X, 12XH3A, 15XΦ (GOST 4543-71) etc., cu duritatea după tratamentul termic 56...63 HRC.

Coroana roții melcate pentru viteza de alunecare  $v \geq 5$  m/s se construiește din bronz cu conținut de staniu și fosfor БрО10Н1Φ1, БрО10Φ1, sau cu conținut de staniu și zinc Бр05Ц5С5 (GOST 5017-74). Necesitatea utilizării bronzului cu un conținut înalt de staniu cu atât este mai mare cu cât mai înalte sunt viteza de alunecare și durata de funcționare.

Pentru transmisiile cu viteza 2...5 m/s sunt folosite bronzuri de aluminiu cu adaos de fier БрА10Ж4Н4Л, БрА9Ж3Л (GOST 18175-74). În acest caz melcul trebuie să aibă duritatea nu mai mică de 45 HRC.

Pentru viteze de alunecare  $\leq 2$  m/s și diametrele roților mari poate fi utilizată fonta C415-32 sau C418-36 (GOST 1412-79).

Caracteristicile mecanice ale materialelor pentru construirea roților melcate sunt expuse în tab. 5.11.

Rezistența admisibilă la contact ( $MPa$ ) pentru bronzuri cu conținut de staniu și fosfor se determină din condiția rezistenței materialului la oboseala superficială în condițiile uzurii inevitabile

$$\sigma_{Hp} = (0,75 \dots 0,9) \sigma_r C_v \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \quad (5.26)$$

unde  $(0,75 \dots 0,9) \sigma_r$  este rezistența admisibilă pentru numărul de cicluri  $N_H = 10^7$  (valori apropiate de limita inferioară pentru melci cu  $HB \leq 350$ , de cea superioară - pentru  $HRC \geq 45$ ).

Valoarea coeficientul  $C_v$  depinde de viteza de alunecare și caracterizează uzura:

$v_a$	1	2	3	4	5	6	7	$\geq 8$
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Viteza de alunecare poate fi apreciată prealabil cu relația

$$v_a \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2}. \quad (5.27)$$

Tabelul 5.11

Caracteristicile mecanice ale materialelor pentru construirea roților melcate

Materialul rotii	Metoda de turnare	Caracteristicile mecanice			Rezistența admisibilă la presiunea în contact $\sigma_{Hp}$ , $MPa$ pentru viteza de alunecare $v_a$ , $m/s$				
		$\sigma_c$ , $MPa$	$\sigma_r$ , $MPa$	$\sigma_{rb}$ , $MPa$	0,25	0,5	1,0	2	3, 4
БрО10Ф1	în nisip	140	220						
БрО10Ф1	în cochilă	200	300						
БрО10Н1Ф1	centrifugală	170	290						
БрА9Ж3Л	în nisip	200	400		250	230	210	180	160
БрА10Ж4Н4Л					280	270	250	220	200
Сч 15-32				320	190	160	130	115	90
Сч 18-36				360					

Numărul echivalent de cicluri

$$N_{HE} = 60 \Sigma \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^4 n_i t_i \leq 25 \cdot 10^7, \quad (5.28)$$



unde  $T_i$ ,  $n_i$ ,  $t_i$  este momentul, turația și durata de funcționare în ore pentru regimul  $i$  de funcționare;  $T_{max}$  - momentul maxim de lungă durată, în conformitate cu care se efectuează calculul ( $T_{max} = T$ ).

Dacă din calcule rezultă că  $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$ , se acceptă  $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ .

Rezistența admisibilă la încovoiere

$$\sigma_{Fp} = (0,25\sigma_c + 0,08\sigma_r) \sqrt{\frac{10^6}{N_{FE}}} \quad (5.29)$$

Numărul echivalent de cicluri

$$N_{FE} = 60 \sum \left( \frac{T_i}{T_{max}} \right)^9 n_i t_i \quad (5.30)$$

Dacă din calcule rezultă că  $N_{FE} \leq 10^6$  se acceptă  $N_{FE} = 10^6$ , iar  $K_{FL} = 1$ ; dacă însă  $N_{FE} \geq 25 \cdot 10^7$  atunci se acceptă  $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$  iar  $K_{FL} = 0,54$ .

Rezistența admisibilă la încovoiere pentru roțile din fontă  $\sigma_{Fp} = 0,22\sigma_{ri}$  ( $\sigma_{ri}$  - limita de rezistență la încovoiere).

### 5.5.2. Dimensionarea angrenajului melcat

Distanța dintre axe, în  $mm$ , poate fi apreciată cu relația

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2}{(\sigma_{Hp})^2} K_s} \quad (5.31)$$

unde  $K_s$  este factorul de sarcină. În calculele de proiect putem accepta  $K_s = 1, 1, \dots, 1, 4$  [5].

Numărul de începături ale melcului  $z_1$  depinde de valoarea raportului de transmitere

u	8...14	14...30	peste 30
$z_1$	4	2	1

$$\text{Numărul de dinți ai roții } z_2 = z_1 u \quad (5.32)$$

$$\text{Modulul angrenării } m = (1,5 \dots 1,7) a_w / z_2 \quad (5.33)$$

$$\text{Coeficientul diametral al melcului } q = (2a_w / m) - z_2 \quad (5.34)$$

Se standardizează  $m$  și  $q$  conform tab. 5.12 astfel ca valoarea  $a_w$  să fie cât mai apropiată de cea calculată cu relația (5.31). După aceasta precizăm distanța dintre axe cu relația

$$a_w = 0,5m (q + z_2) \quad (5.35)$$

Tabelul 5.12

Valorile  $m$  (mm) și  $q$  conform ST SĂV 267-75

$m$	2, 2,5, 3,15	4	5, 6,3
$q$	20, 16, 12,5, 10, 8	20, 16, 12,5, 10, 8	20; 16; 12,5; 10; 8
$m$	8	10	16
$q$	8, 10, 12,5, 16, 20	8, 10, 12,5, 16, 20	8, 10, 12,5, 16

Dimensiunile de bază ale angrenajului.

Melcul:

- ◆ diametrul cercului de divizare  $d_1 = mq$ ; (5.36)

- ◆ diametrul exterior  $d_{a1} = d_1 + 2m$ ; (5.37)

- ◆ diametrul interior  $d_{f1} = d_1 - 2,4m$ ; (5.38)

- ◆ lungimea danturată a melcului  $b_{w1} \geq (11 + 0,06z_2)m$  pentru  $z_1 = 1 \dots 2$ ;

- $b_{w1} \geq (12,5 + 0,09Z_2)m$  pentru  $z_1 = 4$ . La melcii supuși rectificării  $b_{w1}$

se mărește: pentru  $m < 10$  mm cu 25 mm;  $m = 10 \dots 16$  - cu 35 - 40 mm;

- ◆ unghiul de înclinare  $\alpha$ ! elicei de referință  $\operatorname{tg} \gamma = z_1/q$ . (5.39)

Roata melcată :

- ◆ diametrul cercului de divizare  $d_2 = mz_2$ ; (5.40)

- ◆ diametrul exterior al danturii  $d_{a2} = d_2 + 2m$ ; (5.41)

- ◆ diametrul interior  $d_{f2} = d_2 - 2,4m$ . (5.42)

- ◆ lățimea roții  $b_{w2}$  și diametrul de strujire  $d_{as2}$ , care este mai mare decât  $d_{a2}$ , pot fi determinate din tab. 5.13.

Tabelul 5.13

Valori recomandate pentru  $d_{as2}$  și  $b_{w2}$ 

$z_1$	1	2	4
$d_{as2}$	$\leq d_{a2} + 2m$	$\leq d_{a2} + 1,5m$	$\leq d_{a2} + m$
$b_{w2}$	$\leq 0,75d_{a1}$		$\leq 0,67d_{a1}$

Viteza de alunecare  $v_a = v_1/\cos\gamma$ , unde  $v_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3}$  - viteza periferică a melcului. Dacă  $v_a < 10$  m/s în calcule nu se introduc nici un fel de schimbări.

### 5.5.3. Calculul de rezistență al angrenajelor melcate

Forțele în angrenajul melcat (fig. 5.6):

- ◆ forța tangențială a melcului, egală cu forța axială a roții

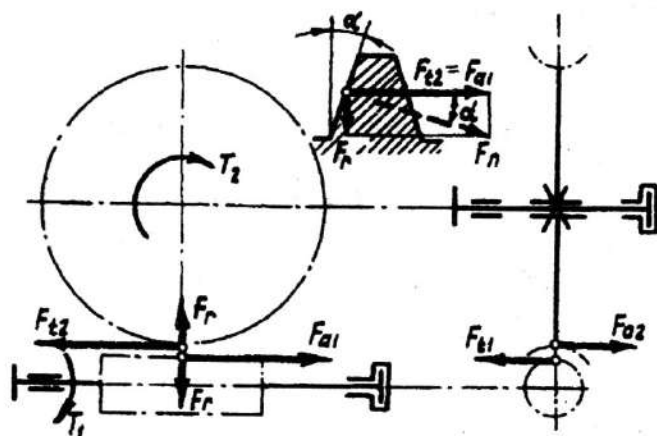


Fig. 5.6

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1; \tag{5.43}$$

- ◆ forța tangențială a roții, egală cu forța axială a melcului

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2; \tag{5.44}$$

- ◆ forța radială

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \tag{5.45}$$

Relația pentru calculul de rezistență la contact

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{K_S T_2}{d_1}} \leq \sigma_{Hp}, \tag{5.46}$$

unde  $K_S$  este coeficient de sarcină:  $K_S = 1$  pentru  $v_2 \leq 3$  m/s;  $K_S = 1,1 \dots 1,3$  pentru  $v_2 > 3$  m/s.

Relația pentru calculul de rezistență la încovoiere

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{K F_{t2}}{m_n b_2} \leq \sigma_{Fp}, \tag{5.47}$$

unde  $Y_F$  este coeficientul formei dintelui (tab. 5.14), în care  $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma$ ;  $m_n = m \cos \gamma$  - modulul în secțiunea normală.

Tabelul 5.14

Coeficientul formei dintelui

$Z_v$	20	24	26	28	30	32	35	37	40	45	50	60	80	100	150	300
$Y_F$	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

## 5.6. Exemple de calcul

**Exemplul 1.** De calculat transmisiile reductorului conic-cilindric (fig. 5.7) conform următoarelor date inițiale:  $P_1=7,5$  kW,  $n_1=960$  rot/min, raportul de transmitere  $u_r = 20$ . Regim de sarcină variabil conform graficului din fig. 5.2. Durata de funcționare a reductorului  $L=10$  ani, coeficienții utilizării zilnice și anual  $K_z=0,6$ ,  $K_a=0,7$ .

### 1. Calcule cinematice

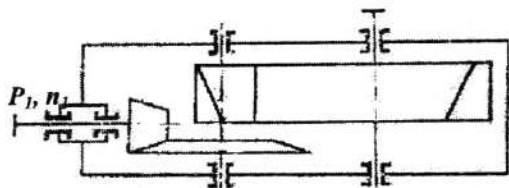


Fig. 5.7

◆ Efectuăm distribuția raportului de transmitere, în conformitate cu indicațiile tab. 2.3.

Raportul de transmitere al treptei conduse

$$u_2 = 0,63\sqrt[3]{u_r^2} = 0,63\sqrt[3]{20^2} = 4,64.$$

Raportul de transmitere al treptei conducătoare (transmisie conică)

$$u_1 = \frac{u_r}{u_2} = \frac{20}{4,64} = 4,3.$$

◆ Turațiile arborilor

$$n_1 = 960 \text{ rot/min}; \quad n_2 = n_1/u_1 = 960/4,3 = 223,25 \text{ rot/min};$$

$$n_3 = n_1/u_r = 960/20 = 48 \text{ rot/min}.$$

◆ Momentele de torsiune

$$T_1 = 9,55 P_1/n_1 = 9,55 \cdot 7500/960 = 75 \text{ Nm}.$$

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_1 \cdot u_1 = 75 \cdot 0,96 \cdot 4,3 = 310 \text{ Nm}.$$

$$T_3 = T_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot u_r = 75 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 20 = 1397 \text{ Nm}.$$

### 2. Alegerea materialului și calculul tensiunilor admisibile

◆ Conform tab. 5.1 acceptăm pentru executarea roților dințate oțel 40XH (prelucrare termică îmbunătățire) cu următoarele caracteristici: roțile dințate  $\sigma_r = 850$  MPa,  $\sigma_c = 550$  MPa, HB 240, pinioanele  $\sigma_r = 950$  MPa,  $\sigma_c = 700$  MPa, HB 270.

◆ Determinăm tensiunile admisibile de contact cu relația (5.1). Limitele rezistenței la contact conform tab. 5.2:

$$\text{pinioanele } \sigma_{H \text{ limb}}^{(p)} = 2HB + 70 = 2 \cdot 270 + 70 = 610 \text{ MPa.}$$

$$\text{roțile dințate } \sigma_{H \text{ limb}}^{(r)} = 2HB + 70 = 2 \cdot 240 + 70 = 550 \text{ MPa.}$$

◆ Numărul echivalent de cicluri de funcționare este determinat în conformitate cu relația (5.3) și fig.5.2 ( $T_I = T$ ,  $T_{II} = 0,75T$ ;  $t_1 = 0,4t_x$ ,  $t_2 = 0,6t_x$ ).

Pentru arborele cu turația  $n_3$

$$N_{HE}^{(3)} = 60 \left[ \left( \frac{T}{T} \right)^3 \cdot n_3 \cdot 0,4L_h + \left( \frac{0,75T}{T} \right)^3 \cdot n_3 \cdot 0,6L_h \right] =$$

$$= 60 \cdot 48 \cdot 36792 \cdot (0,4 + 0,75^3 \cdot 0,6) = 6,9 \cdot 10^7,$$

unde durata de funcționare în ore  $L_h = 365 \cdot L \cdot K_a \cdot 24 \cdot K_A = 365 \cdot 10 \cdot 0,7 \cdot 24 \cdot 0,6 = 36792$  ore.

◆ Numărul de cicluri de bază conform fig. 5.1  $N_{HO} = 1,4 \cdot 10^6$ . Așa cum  $N_{HE}^{(3)} > N_{HO}$  acceptăm factorul de durabilitate  $Z_N = 1$ . Factorii  $Z_R$  și  $Z_V$  conform indicațiilor din pagina 31 -  $Z_R = 1$ ,  $Z_V = 1$ .

◆ Tensiunile admisibile în contact:

$$\text{pentru pinion } \sigma_{Hp}^{(p)} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}^{(p)}}{S_H} Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{610}{1,1} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 550 \text{ MPa};$$

$$\text{pentru roata dințată } \sigma_{Hp}^{(r)} = \frac{\sigma_{H \text{ limb}}^{(r)}}{S_H} Z_N \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{550}{1,1} 1 \cdot 1 \cdot 1 = 500 \text{ MPa},$$

unde  $S_H = 1,1$  conform indicațiilor din pag. 46.

◆ Limitele de rezistență la încovoiere conform tab. 5.3 :

pentru pinion

$$\sigma_{F \text{ limb}}^{(p)} = 1,75HB = 1,75 \cdot 270 = 472,5 \text{ MPa};$$

pentru roata dințată

$$\sigma_{F \text{ limb}}^{(r)} = 1,75HB = 1,75 \cdot 240 = 420 \text{ MPa.}$$

◆ Numărul echivalent de cicluri de funcționare

$$N_{FE} = 60 \Sigma \left( \frac{T_i}{T} \right)^6 n_i t_i = 60 \cdot 48 \cdot 36792 \cdot [0,4 \cdot 0,75^6 \cdot 0,6] =$$

$$= 5,3 \cdot 10^7 > N_{FO} = 4 \cdot 10^6.$$

Așa cum  $N_{FE} > N_{FO}$ ,  $Y_N = 1$ . Conform indicațiilor din pag. 48 -  $S_F = 2$ .



- ◆ Tensiunile admisibile la încovoiere conform relațiilor (5.5)

$$\sigma_{Fp}^{(p)} = \frac{472,5}{2} = 278 \text{ MPa}; \quad \sigma_{Fp}^{(r)} = \frac{420}{2} = 210 \text{ MPa}.$$

### 3. Calculul treptei conduse (transmisie cilindrică cu dinți înclinați)

#### 3.1. Calculul de dimensionare al angrenajului

- ◆ Diametrul de divizare al pinionului:

$$d_3 = 675 \sqrt[3]{\frac{T_2 k_{H\beta} (u+1)}{\psi_{bd} (\sigma_{Hp})^2 u_2}} = 675 \sqrt[3]{\frac{310 \cdot 1,05 \cdot (4,64+1)}{0,8 \cdot 500^2 \cdot 4,64}} = 84,7 \text{ mm},$$

unde  $\psi_{bd}=0,6$  (tab. 5.4);  $k_{H\beta}=1,05$  (fig. 5.3)

- ◆ Lățimea pinionului  $b_{w3} = \psi_{bd} \cdot d_3 = 0,8 \cdot 84,7 = 68 \text{ mm}$ .
- ◆ Determinăm valoarea modulului. Coeficientul modulului conform indicațiilor din pag. 51  $\psi_m = 30$ .

◆ Modulul angrenajului  $m = b_{w3} / \psi_m = 68 / 30 = 2,26 \text{ mm}$ . Conform standardului acceptăm  $m=2,5 \text{ mm}$  (tab. 6.5).

- ◆ Numărul de dinți ai pinionului și roții dințate  
 $z_3 = d_3 \cos \beta / m = 84,7 \cdot 0,9916 / 2,5 = 33,8$ . Acceptăm  $z_3 = 34$ ;  
 $z_4 = z_3 \cdot u = 34 \cdot 4,64 = 158$ .

- ◆ Determinăm valoarea minimă a unghiului de înclinare al dinților

$$\beta_{\min} = \arcsin \frac{3,5m}{b_w} = \arcsin \frac{3,5 \cdot 2,5}{68} = 8^\circ 10'.$$

- ◆ Precizăm dimensiunile roților dințate  
diametrele de divizare

$$d_3 = \frac{m \cdot z_3}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 34}{0,9916} = 85,7 \text{ mm};$$

$$d_4 = \frac{m \cdot z_4}{\cos \beta} = \frac{2,5 \cdot 158}{0,9916} = 398,3 \text{ mm};$$

diametrele exterioare și interioare

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 85,7 + 2 \cdot 2,5 = 90,7 \text{ mm};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 398,3 + 5 = 403,3 \text{ mm};$$

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m = 85,7 - 6,25 = 79,45 \text{ mm};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m = 398,3 - 6,25 = 392,05 \text{ mm};$$

distanța dintre axe

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{85,7 + 398,3}{2} = 242 \text{ mm.}$$

◆ Precizăm valoarea unghiului de înclinare cu relația

$$\beta = \arccos \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a} = \arccos \frac{2,5(34 + 158)}{2 \cdot 242} = 8^\circ 12'.$$

### 3.2. Calculul de rezistență la contact

◆ Forța periferică  $F_t = \frac{2T_2}{d_3} = \frac{2 \cdot 310 \cdot 10^3}{85,7} = 7234 \text{ N.}$

◆ Viteza periferică  $v = \frac{\pi d_3 n_2}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 87,5 \cdot 223,25}{60 \cdot 1000} = 1,02 \text{ m/s.}$

◆ Conform tab. 5.8 acceptăm gradul de precizie 9. Din tab. 5.6  $q_o = 7,3$ , iar conform tab. 5.7.  $\delta_H = 0,002$ .

◆ Sarcina dinamică în angrenaj conform relației (5.15)

$$w_{Hv} = \delta_H q_o v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,002 \cdot 73 \cdot 1,02 \sqrt{\frac{242}{4,64}} = 1,07 \text{ N/mm.}$$

◆ Sarcina periferică specifică în punctul cel mai concentrat al ei conform relației (5.16)

$$w_{Htp} = \frac{F_t}{b_w} k_{H\beta} = \frac{7234}{68} \cdot 1,05 = 111 \text{ N/mm,}$$

◆ Coeficientul sarcinii dinamice conform relației (5.14)

$$k_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv}}{w_{Htp}} = 1 + \frac{1,07}{111} = 1,01.$$

◆ Sarcina periferică specifică de calcul conform relației (5.13)

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} k_{H\beta} k_{Hv} = \frac{7234}{68} \cdot 1,05 \cdot 1,01 = 112,1 \text{ N/mm.}$$

◆ Tensiunile în contact conform relației (5.12)

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,75 \cdot 0,8 \sqrt{\frac{112,1 \cdot (4,64 + 1)}{85,7 \cdot 4,64}} = 485 \text{ MPa} > \sigma_{Hp} = 500 \text{ MPa,}$$

unde valorile coeficienților  $Z_H$ ,  $Z_M$ ,  $Z_\epsilon$  sunt acceptate conform indicațiilor din pag. 38.

### 3.3. Calculul de rezistență la încovoiere

- ◆ Determinăm numărul de dinți ai angrenajului echivalent

$$z_{v3} = \frac{z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{34}{0,9916^3} = 35; \quad z_{v4} = \frac{z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{158}{0,9916^3} = 163.$$

Conform tab. 5.9 valorile coeficienților formei dintelui sunt:  $Y_{F3} = 3,75$ ,  $Y_{F4} = 3,6$ .

- ◆ Determinăm elementul cu rezistența mai mică (pag. 54)

$$\frac{\sigma_{Fp}^{(p)}}{Y_{F3}} = \frac{278}{3,75} = 74,13; \quad \frac{\sigma_{Fp}^{(r)}}{Y_{F4}} = \frac{247}{3,6} = 68,6,$$

deci calculul la rezistența de încovoiere îl vom efectua pentru roata dințată.

Din fig.5.3  $k_{F\beta} = 1,12$ , iar din tab.5.10 determinăm  $\delta_f = 0,006$ .

- ◆ Conform relației (5.15) determinăm  $w_{Fv}$

$$w_{Fv} = \delta_f q_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,02 \sqrt{\frac{242}{4,64}} = 9,6 \text{ N/mm}.$$

Pentru  $g_0$ ,  $v$ ,  $a_w$  acceptăm aceleași valori ca și în calculul la contact.

- ◆ Conform relației (5.16)  $w_{F\eta p} = \frac{F_t}{b_w} k_{F\beta} = \frac{7234}{68} \cdot 1,12 = 119,5 \text{ N/mm}.$

- ◆ Coeficientul sarcinii dinamice

$$k_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv}}{W_{F\eta p}} = 1 + \frac{9,6}{119,15} = 1,08.$$

- ◆ Sarcina specifică de calcul

$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} k_{F\beta} k_{Fv} = \frac{7234}{68} \cdot 1,12 \cdot 1,08 = 128,6 \text{ N/mm}.$$

- ◆ Tensiunile de încovoiere

$$\sigma_F = Y_F \frac{w_{Ft}}{m_n} = 3,6 \frac{128,6}{2,5} = 185 \text{ N/mm}^2 < \sigma_{Fp}^{(r)} = 247 \text{ MPa}.$$

Rezistența la încovoiere este asigurată.

## 4. Calculul treptei conducătoare (transmisie conică)

### 4.1. Calculul de dimensionare

- ◆ Determinăm diametrul cercului de divizare al pinionului în secțiune mediană

$$d_{m1} = K_d \sqrt[3]{\frac{T_1 K_{H\beta} \sqrt{u^2 + 1}}{0,85 \psi_{bd} (\sigma_{Hp})^2 u}} = 770 \sqrt[3]{\frac{75 \cdot 1,12 \cdot \sqrt{18,5 + 1}}{0,85 \cdot 0,56 \cdot 500^2 \cdot 4,3}} = 68 \text{ mm},$$

unde  $k_{H\beta} = 1,12$  (fig.5.3),  $\psi_{bd} = 0,56$  conform indicațiilor la relația (5.18).

◆ Lățimea roților dințate  $b_w = \psi_{bd} \cdot d_{m1} = 0,56 \cdot 68 = 38 \text{ mm}$ .

Unghiurile conurilor de divizare

$$\delta_2 = \arctg u = \arctg 4,3 = 76^\circ 54'; \quad \delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 76^\circ 54' = 13^\circ 06'.$$

◆ Diametrul exterior și lungimea generatoarei exterioare a conului de divizare

$$d_{e1} = d_{m1} + b_w \sin \delta_1 = 68 + 38 \cdot 0,224 = 76,5 \text{ mm}.$$

$$R_e = d_{e1} / 2 \sin \delta_1 = 76,5 / 2 \cdot 0,224 = 170,75 \text{ mm}.$$

$$\text{Verificăm } b_w / R_e = 38 / 170,75 = 0,22 < 0,3.$$

◆ Conform relației (5.21) determinăm  $m_{te} = b_w / \psi_m = 38 / 28 = 1,35 \text{ mm}$ .

Acceptăm  $m_{te} = 1,5 \text{ mm}$ .

◆ Numărul de dinți ai roților

$$z_1 = d_{e1} / m_{te} = 76,5 / 1,5 = 51 \text{ mm}; \quad z_2 = z_1 \cdot u = 51 \cdot 4,3 = 220.$$

◆ Precizăm diametrele:

$$d_{e1} = z_1 m_{te} = 51 \cdot 1,5 = 76,5 \text{ mm};$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 1,5 \cdot 220 = 330 \text{ mm};$$

$$d_{m2} = d_{e2} - b_w \sin \delta_2 = 330 - 66 \cdot 0,974 = 265,7 \text{ mm}.$$

$$m_{tm} = d_{m1} / z_1 = 68 / 51 = 1,33 \text{ mm}.$$

◆ Înălțimea capului și piciorului dintelui  $h_{ae} = m_{te} = 2,5 \text{ mm}; \quad h_{fe} = 1,2 m_{te} = 3 \text{ mm}$ .

◆ Forțele în angrenaj:

$$F_{t1} = F_{t2} = 2T_1 / d_{m1} = 2 \cdot 75 \cdot 10^3 / 68 = 2205 \text{ N};$$

$$F_{r1} = F_{a2} = F_t \cdot \tan \alpha \cos \delta_1 = 2205 \cdot 0,364 \cdot 0,974 = 782 \text{ N};$$

$$F_{a1} = F_{r2} = F_t \cdot \tan \alpha \cos \delta_2 = 2205 \cdot 0,364 \cdot 0,226 = 181,4 \text{ N}.$$

## 4.2. Calculul de rezistență la contact

Calculul se efectuează în aceeași succesiune ca și pentru transmisia cilindrică.

$$\text{◆ Viteza periferică } v = \frac{\pi d_{m1} n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 68 \cdot 960}{60 \cdot 1000} = 3,4 \text{ m/s}.$$

◆ Acceptăm clasa de precizie 8. Conform tab. 5.7  $\delta_H = 0,006$ , iar din tab. 5.6 -  $q_0 = 5,6$  Sarcina periferică specifică

$$w_{Hv} = \delta_H q_0 v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,006 \cdot 5,6 \cdot 3,4 \sqrt{\frac{170,75}{4,3}} = 7,2 \text{ N/mm}.$$

- ◆ Conform relației (5.16)  $w_{Htp} \frac{F_t}{b_w} k_{H\beta} = \frac{2205}{38} \cdot 1,12 = 65 \text{ N/mm}$ .
- ◆ Coeficientul sarcinii dinamice  $k_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv}}{w_{Htp}} = 1 + \frac{7,2}{65} = 1,11$ .
- ◆ Conform relației (5.13) determinăm valoarea sarcinii periferice specifice de calcul

$$w_{Ht} = \frac{F_t}{b_w} k_{H\beta} k_{Hv} = \frac{2205}{38} \cdot 1,12 \cdot 1,11 = 72,15 \text{ Nm}$$

- ◆ Tensiunile de contact

$$\sigma_H = 275 \cdot 1,77 \sqrt{\frac{72,15 \sqrt{18,5 + 1}}{68 \cdot 4,3}} = 498 \text{ MPa} < \sigma_{Hp}^{(r)} = 500 \text{ MPa}$$

Deci condiția de rezistență se respectă.

### 4.3. Calculul de rezistență la încovoiere

- ◆ Determinăm numărul echivalent de dinți

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos \delta_1} = \frac{52}{0,98} = 53; \quad z_{v2} = \frac{z_2}{\cos \delta_2} = \frac{220}{0,2249} = 977$$

Coeficienții formei dintelui conform tab. 5.9  $Y_{F1} = 3,73; Y_{F2} = 3,6$ .

- ◆ Conform indicațiilor din pag. 54 determinăm elementul cu rezistența mai mică.

$$\frac{\sigma_{Fp}^{(p)}}{Y_{F1}} = \frac{265}{3,73} = 71,0; \quad \frac{\sigma_{Fp}^{(r)}}{Y_{F2}} = \frac{250}{3,6} = 69,4$$

Deci elementul cu rezistența mai

mică este roata dintată.

- ◆ Din fig.5.3. coeficientul  $k_{F\beta} = 1,3$ , iar conform relațiilor (5.13 - 5.16)

$$w_{Fv} = \delta_{Fg0} v \sqrt{\frac{a_w}{u}} = 0,016 \cdot 56 \cdot 3,4 \sqrt{\frac{166,85}{4,3}} = 3,33 \frac{\text{N}}{\text{mm}}$$

aici sa adoptat convențional pentru transmisia conică  $a_w = (d_{m1} + d_{m2})/2 = (68 + 265,7)/2 = 166,85 \text{ mm}$ .

$$w_{Ftp} = \frac{F_t}{b_w} k_{F\beta} = \frac{2205}{38} \cdot 1,3 = 75,4 \frac{\text{N}}{\text{mm}};$$

$$k_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv}}{w_{Ftp}} = 1 + \frac{3,33}{75,4} = 1,04;$$



$$w_{Ft} = \frac{F_t}{b_w} k_{F\beta} k_{Fv} = \frac{2205}{38} 1,3 \cdot 1,04 = 78 \text{ MPa.}$$

- ◆ Verificăm rezistența la încovoiere cu relația (5.25)

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \frac{w_{Ft}}{0,85 m_n} = 3,6 \frac{78}{0,85 \cdot 2,5} = 220 \text{ MPa.} < \sigma_{FP} = 247 \text{ MPa.}$$

Condiția de rezistență la încovoiere se respectă.

**Exemplul 2.** De calculat transmisia melcată (fig. 5.8) pentru următoarele condiții de funcționare: puterea aplicată la arborele conducător  $P_1 = 7,5 \text{ kW}$ , turațiile  $n_2 = 48 \text{ min}^{-1}$ ,  $n_1 = 1440 \text{ min}^{-1}$ . Transmisia este reversibilă, sarcina permanentă. Durata de funcționare  $L_h = 7500 \text{ ore}$ .

### 1. Calcule cinematice

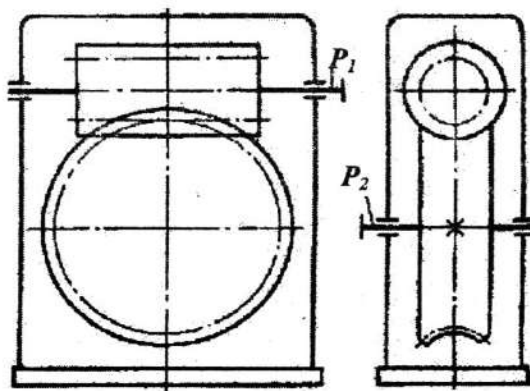


Fig. 5.8

- ◆ Raportul de transmitere

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{1440}{48} = 30.$$

- ◆ Momentele de torsiune

$$T_1 = 9,55 \frac{P_1}{n_1} = 955 \frac{7500}{1400} = 51 \text{ Nm;}$$

$$T_2 = T_1 u \eta_i \eta_r^2 = 51 \cdot 30 \cdot 0,85 \cdot 0,99^2 = 1274 \text{ Nm.}$$

### 2. Alegerea materialului și calculul tensiunilor admisibile

Determinăm valoarea prealabilă a vitezei de alunecare

$$v_a \approx 0,45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0,45 \cdot 10^{-3} 1440 \sqrt[3]{1274} = 7,02 \text{ m/s.}$$

- ◆ Acceptăm conform tab. 5.11 materialul roții - bronz OΦ10 -1, ( $\sigma_r = 300 \text{ MPa}$ ,  $\sigma_c = 200 \text{ MPa}$ ); melcul oțel 40X, HRC 45... 50. Spirele sunt rectificat.
- ◆ Tensiunea admisibilă de contact

$$\sigma_{Hp} = 0,9 \sigma_r \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = 0,9 \cdot 300 \sqrt[8]{\frac{10^7}{2,16 \cdot 10^7}} = 245 \text{ MPa,}$$

unde  $N_{HE}$  - numărul echivalent de cicluri:  $N_{HE} = 60L_n n_2 = 60 \cdot 7500 \cdot 48 = 2,16 \cdot 10^7$

### 3. Calculul angrenajului melcat

#### 3.1. Calculul de dimensionare

- ◆ Distanța dintre axe

$$a_w = 61 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_s}{(\sigma_{Hp})^2}} = 61 \sqrt[3]{\frac{1274 \cdot 10^3 \cdot 1,0}{(245)^2}} = 184 \text{ mm.}$$

◆ În corespundere cu raportul de transmitere  $u = 30$ , conform indicațiilor din pag. 59 alegem numărul de încheputuri ale melcului  $z_1 = 2$ .

- ◆ Numărul de dinți ai roții  $z_2 = uz_1 = 30 \cdot 2 = 60$ .

- ◆ Modulul angrenajului  $m = (1,5 \dots 1,7) a_w / z_2 = (1,5 \dots 1,7) 184 / 60 = 4,6 \dots 5,2$ .

Conform standardului acceptăm valoarea modulului  $m = 5 \text{ mm}$ .

- ◆ Determinăm valoarea coeficientului diametral cu relația

$$q = (2a_w/m) - z_2 = (2 \cdot 184/5) - 60 = 10,6.$$

Acceptăm valorile standard  $m = 5$ ,  $q = 12$ .

- ◆ Distanța dintre axe precizată  $a_w = 0,5m(q+z_2) = 0,5 \cdot 5(12+60) = 180 \text{ mm}$ .

- ◆ Dimensiunile de bază ale angrenajului

diametrele cercurilor de divizare

$$d_1 = mq = 5 \cdot 12 = 60 \text{ mm}; \quad d_2 = mz_2 = 5 \cdot 60 = 300 \text{ mm};$$

diametrele cercurilor exterioare

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 60 + 2 \cdot 5 = 60 + 10 = 70 \text{ mm};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 300 + 10 = 310 \text{ mm};$$

lungimea danturată a melcului

$$b_{w1} \geq (11 + 0,06z_2)m \geq (11 + 0,06 \cdot 60) \cdot 5 = 73 \text{ mm};$$

diametrul de strujire și lățimea roții conform tab.5.13

$$d_{aS2} \leq d_{a2} + 1,5m = 310 + 7,5 = 318,5 \text{ mm};$$

$$b_{w2} \leq 0,75 d_{a1} = 45 \text{ mm};$$

unghiul de înclinare a elicei de referință

$$\gamma = \arctg z_1 q = \arctg 2/12 = 9^\circ 30'.$$

#### 3.2. Calculul de rezistență la contact

- ◆ Forțele în angrenaj:

- forța tangențială a melcului egală cu forța axială a roții

$$F_{t1} = F_{a2} = 2T_1 / d_1 = 2 \cdot 51 \cdot 10^3 / 60 = 1700 \text{ N};$$

- forța tangențială a roții egală cu forța axială a melcului

$$F_{t2} = F_{a1} = 2T_2 / d_2 = 2 \cdot 1274 \cdot 10^3 / 300 = 8493 \text{ N};$$

- forțele radiale

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha = 9300 \cdot 0,364 = 3091 \text{ N}.$$

◆ Determinăm valoarea coeficientului de sarcină  $K_s$  conform recomandărilor din pagina 61. Viteza periferică  $v_2 = \pi d_2 n_2 / 60 \cdot 10^3 = 0,75 \text{ m/s}$ . Deci  $K_s = 1,0$ .

- ◆ Tensiunile de contact

$$\sigma_H = \frac{480}{d_2} \sqrt{\frac{K_s T_2}{d_1}} = \frac{480}{300} \sqrt{\frac{1,0 \cdot 1274 \cdot 10^3}{60}} = 233 \text{ MPa} < \sigma_{Hp} = 245 \text{ MPa}.$$

### 3.3. Calculul de rezistență la încovoiere

- ◆ Numărul echivalent de dinți  $z_v = z_2 / \cos^3 \gamma = 60 / 0,96^3 = 62,5$ .

- ◆ Valoarea coeficientului formei dintelui conform tab. 5.14 -  $Y_F = 1,39$ .

- ◆ Tensiunile de încovoiere

$$\sigma_F = 0,7 Y_F \frac{K_s F_{t2}}{m b_w} = 0,7 \cdot 1,39 \frac{1,0 \cdot 8493}{5 \cdot 45} = 36,7 \text{ MPa} < \sigma_{Fp} = 37 \text{ MPa}.$$

Rezistența angrenajului la încovoiere este asigurată.

## 6. PROIECTAREA TRANSMISIILOR PRECESIONALE

### 6.1. Noțiuni generale. Cinematica transmisiilor precesionale

În acest capitol vom analiza calculul transmisiilor precesionale  $K-H-V$  și  $2K-H$  cu angrenaj multiplu.

Schema cinematică a transmisiei precesionale  $K-H-V$ , fig.6.1, a este compusă din patru elemente - portsatelitul  $H$ , roata satelit  $g$ , roata centrală  $b$  și corp. Satelitul  $g$  și roata centrală  $b$  au angrenaj interior, iar prelungirile generatoarelor dinților se intersectează într-un punct, numit centru de nutație. Roata satelit  $g$  este instalată pe sectorul înclinat al portsatelitului  $H$ , axa căruia formează cu axa roții centrale unghiul de nutație  $\theta$ . Portsatelitul  $H$ , prin mișcarea sa de rotație, comunică o mișcare sferico-spațială satelitelui  $g$  față de centrul de nutație. În exemplul examinat roata centrală este unită rigid cu corpul, iar satelitul  $g$ , prin cuplajul dințat, cu arborele condus  $V$ . În acest caz la o rotație a portsatelitului  $H$  roata  $g$ , iar împreună cu ea, prin intermediul cuplajului dințat și arborele condus se vor roti cu un grad de reducere

$$U_{HV}^b = -\frac{Z_g}{Z_b - Z_g}.$$

În această transmisie corelația dintre numărul de dinți poate fi  $Z_g = Z_b \pm 1$ . Totodată, pentru  $Z_b = Z_g + 1$ ,  $U_{HV}^b = -Z_g$ , iar pentru  $Z_b = Z_g - 1$ ,  $U_{HV}^b = Z_g$ .

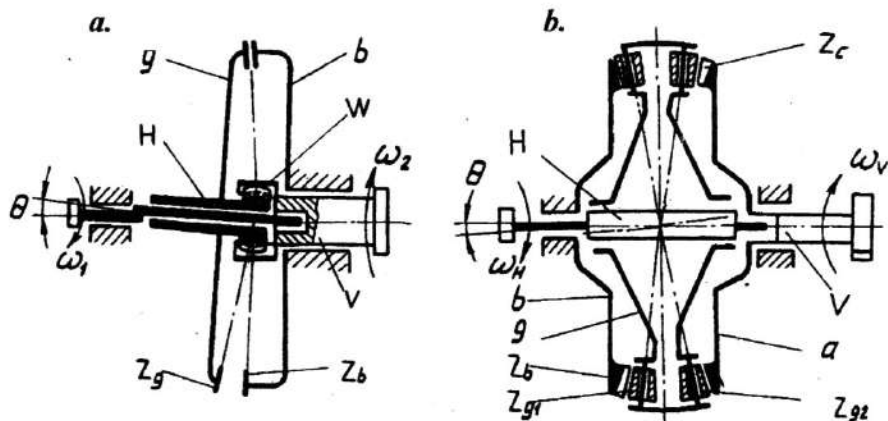


Fig. 6.1

Transmișiile precesionale  $2KH$ , fig. 6.1, b includ o roată satelit  $g$  compusă din două coroane cu role (sau danturate)  $Z_{g1}$  și  $Z_{g2}$ , care angrenează cu roțile centrale fixă  $b$  și mobilă  $c$  corespunzător.

Astfel, roata satelit  $g$ , angrenând cu roata fixă  $b$ , se rotește în jurul axei proprii cu viteza unghiulară  $\omega_g$ . Totodată, altă coroană a roții satelit, angrenând cu dinții roții centrale mobile  $c$ , îi comunică ultimei o mișcare cu viteza unghiulară  $\omega_c$ .

Raportul de transmitere

$$U_{HC}^{(b)} = -\frac{\omega_H}{\omega_c} = -\frac{Z_{g1}Z_c}{Z_bZ_{g2} - Z_{g1}Z_c}$$

Analizând relațiile (6.1, 6.2) putem face concluzia că transmisia precesională  $2K-H$  are posibilități cinematice cu mult mai largi ca transmisia  $K-H-V$ . Efectul cinematic maxim:

$$U_{HC\max}^{(b)} = Z_{g2}^2 - 1 \text{ pentru } Z_b = Z_{g2}, Z_{g1} = Z_{g2} + 1, Z_c = Z_{g2} - 1;$$

$$U_{HC\max}^{(b)} = Z_{g1}^2 \text{ pentru } Z_c = Z_{g1}, Z_{g2} = Z_{g1} + 1, Z_b = Z_{g1} - 1.$$

## 6.2. Dimensionarea reductorului precesional $2K-H$

### 6.2.1. Calculul cinematic

Numărul de dinți, în dependență de semnul și valoarea raportului de transmitere al reductorului, este ales conform anexei [4].

Corelația dintre numărul de dinți  $Z_b$ ,  $Z_{g1}$ ,  $Z_{g2}$  și  $Z_c$  influențează forma profilului dintelui, unghiului de angrenare  $\alpha_w$ , unghiului axoidului conic  $\delta$ , unghiului conicității roților  $\beta$  și multiplicitatea angrenajului. Mai indicat este diapazonul numărului de dinți  $Z = (20...40)$ . Numărul de dinți ales trebuie să fie aprobat de profesorul consultant. Precizăm raportul de transmitere cu relația (6.2).

Vitezele unghiulare  $\omega_l$  și  $\omega_c$ , la fel și momentele de torsiune  $T_l$  și  $T_c$ , se determină ca și pentru transmișiile clasice conform metodicii expuse în p. 2, acceptând randamentul reductorului  $\eta=0,7...0,95$  (valorile mai mici sunt indicate pentru  $U > 250$ ).

Alegerea motorului electric se efectuează la fel ca și pentru reductoarele clasice (v. p. 2).



### 6.2.2. Alegerea materialului roților și determinarea tensiunilor admisibile

Pentru asigurarea unei multiplicități înalte a angrenajului, este indicată rectificarea profilului dinților după tratamentul termic. În legătură cu aceasta, este indicată utilizarea pentru fabricarea roților dințate a oțelurilor cu o duritate înaltă, ce asigură o rezervă considerabilă pentru mărirea capacității portante.

Pentru fabricarea roților dințate mai frecvent sunt utilizate oțelurile: 18XIT, 25XIT, 20XHP, 18X2H4MA, 20X, 12XH3A (tratament chimico-termic - cementare); 40X, 40XH, 35XM (tratament termic - călirea în adâncime sau superficială cu curenți de înaltă frecvență).

Pentru fabricarea roților și axelor mai frecvent utilizate sunt oțelurile 11X15, XBT, 40X și metaloceramica.

Tensiunile admisibile se determină conform metodicii expuse în p. 5.2. La determinarea lui  $N_{HE}$ ,  $n_i = n_1$ .

### 6.2.3. Calculul de dimensionare

#### 6.2.3.1. Alegerea valorilor unghiurilor, care determină forma profilului dinților și calculul prealabil

◆ *Unghiul de nutație  $\Theta$* . Se recomandă valorile în următorul interval  $\Theta = 2^\circ \dots 2^\circ 30'$ . Mai frecvent utilizat este unghiul  $\Theta = 2^\circ 30'$ .

◆ *Unghiul axoidului conic  $\delta$  pe suprafața căruia sunt amplasate axele roților*. Cu scopul asigurării unei multiplicități înalte a angrenajului, unghiul axoidului conic este indicat în intervalul  $\delta = 18 \dots 25^\circ$ . Pentru  $Z > 30$  unghiul axoidului conic poate fi  $> 25^\circ$ , însă nu mai mare decât  $35^\circ$ . Mai frecvent utilizat este unghiul  $\delta = 22^\circ 30'$ .

◆ *Unghiul conicității roților  $\beta$* . Unghiul  $\beta$  este ales conform nomogramelor din fig. 6.2, în dependență de numărul de dinți  $Z_4$  ai roții centrale, unghiul de nutație  $\Theta$ , unghiul axoidului conic  $\delta$  și multiplicitatea angrenajului  $\varepsilon$ . Diagramele prezentate sunt construite pentru multiplicitatea angrenajului  $\varepsilon = 100, 80, 60$  și  $40\%$  și unghiurile de nutație  $\Theta = 2^\circ$  și  $2^\circ 30'$ . La un număr stabilit de dinți  $Z$  valoarea unghiului  $\beta$  poate fi mărită peste limitele diagramelor prezentate, însă se micșorează multiplicitatea angrenajului  $\varepsilon$ .

◆ *Unghiul de angrenare  $\alpha_w$* . Unghiul de angrenare în punctul de contact maximal sollicitat al cuplei dinte-rolă, se alege din nomogramele (fig. 6.3) în funcție de numărul  $Z_4$  de dinți ai roții centrale, unghiul axoidului conic  $\delta$  și

unghiul de nutație  $\Theta$ . E determinat, că unghiul conicității rozelor nu influențează asupra unghiului  $\alpha_w$ .

◆ *Coeфициentul de proporționalitate  $v$  al razelor dinților racordați.* Valorile razelor de curbură ale dinților racordați depind de diametrul roților. Aceasta nu permite introducerea parametrului curburii  $\rho_{red}$  în relația calculului de proiect, fiindcă în asemenea caz trebuie cunoscute valorile razelor  $\rho_3$  și  $\rho_4$  pentru

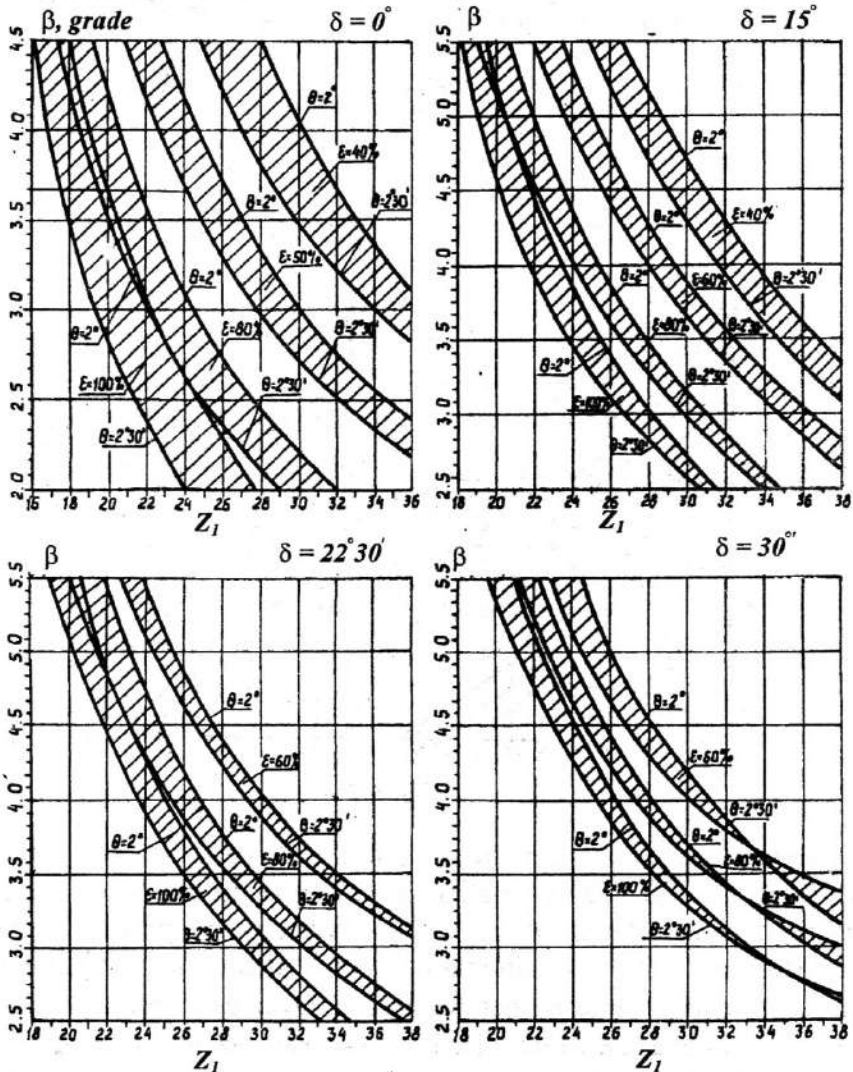


Fig. 6.2

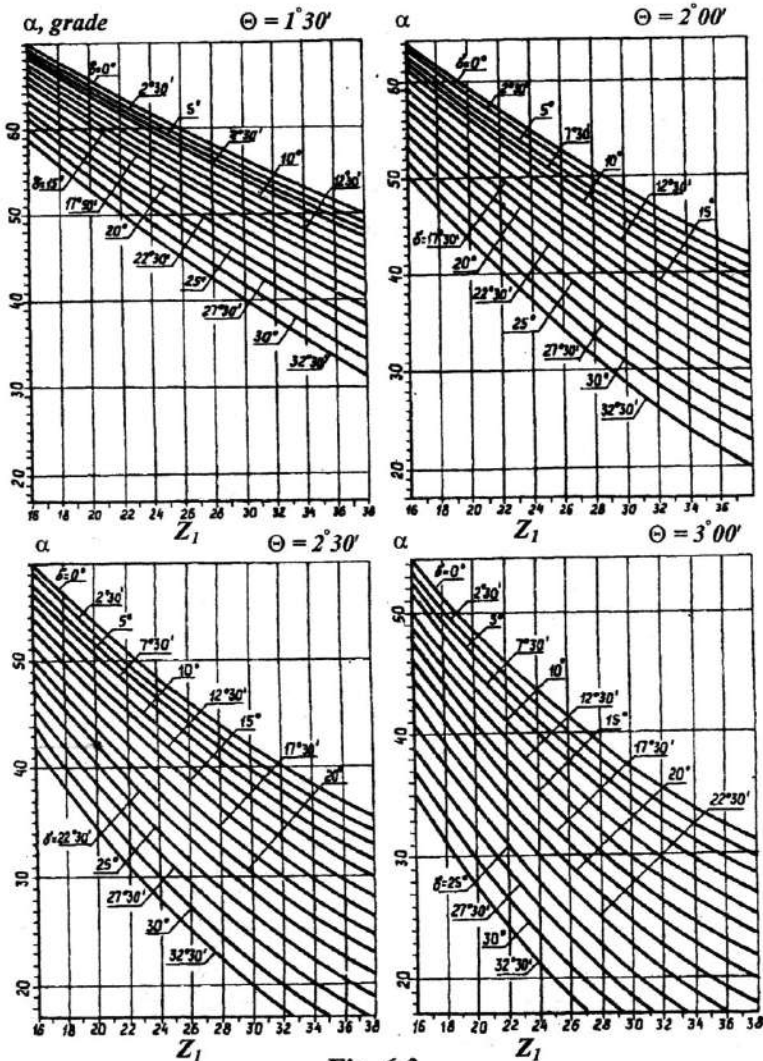


Fig. 6.3

fiecare valoare concretă a diametrelor roților, ceea ce în practică este greu de realizat. Pentru simplificarea relației de calcul se introduce coeficientul de proporționalitate al razelor de curbură  $v$ , bazat pe proprietățile secțiunilor asemănătoare ale dinților. Includerea în calcule a coeficientului de proporționalitate  $v$  permite aprecierea valorii razei de curbură a dinților  $\rho_4$  pentru orice diametre ale roților, folosind raportul razelor  $\rho_3$  și  $\rho_4$  determinat pentru un diametru concret al roților. Coeficientul de proporționalitate  $v$  se

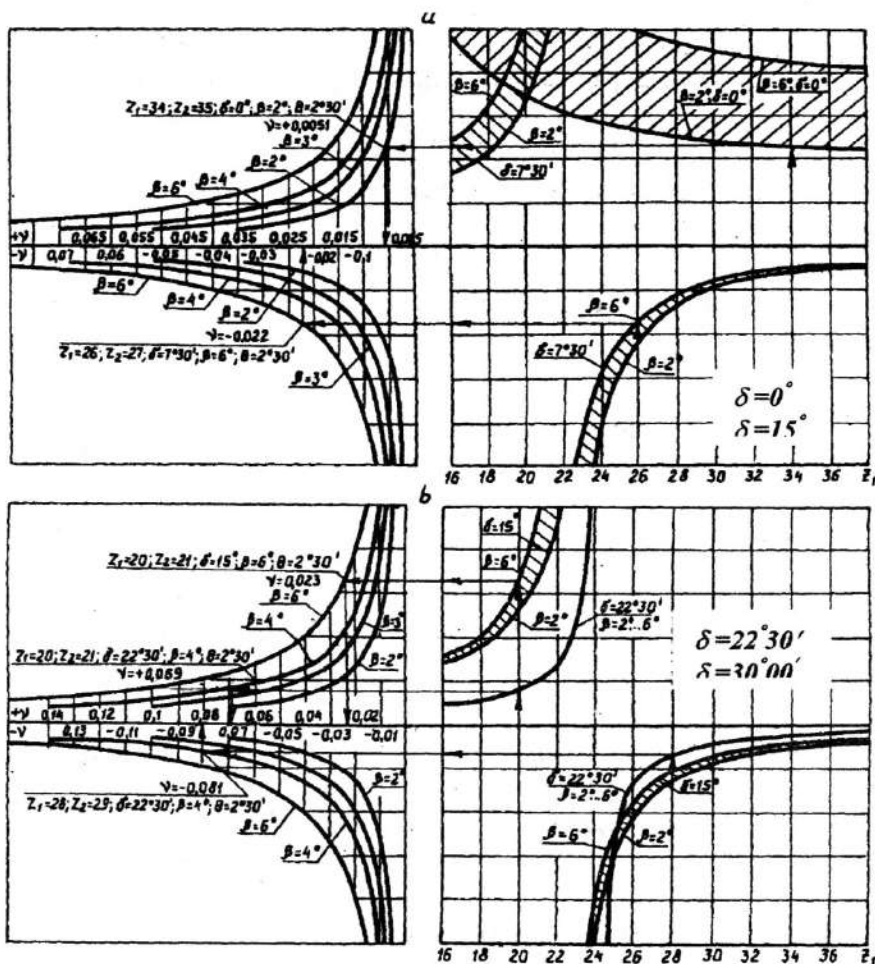


Fig. 6.4

determină conform nomogramelor expuse în fig. 6.4.

În continuare calculul este efectuat pentru roata cu un număr mai mic de dinți, deoarece ea este mai solicitată ca rezultat al numărului mai mic de dinți ce poartă sarcina.

Diametrul mediu al roții conduse

$$d_{m4} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_4 (1 - \nu) \cos(\delta + \theta) k_{Hp} k_{H\beta} k_{H\gamma}}{(\sigma_{Hp})^2 \psi_{bd} z_e \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w}}$$

unde  $K_{Hp}$  - factorul de distribuție a sarcinii între dinții  $Z_e$ . Experimental a fost stabilit  $K_{Hp} = (1,45 \dots 1,93)$ ;  $K_{H\beta}$  - factorul de distribuție al sarcinii pe

lungimea dintelui, ca rezultat al deformării axei manivelei sub acțiunea cuplului de forțe ce acționează în angrenaj. Experimental este stabilit că  $K_{HP} = 1,2... 1,4$ ;  $K_{Hv}$  - factorul dinamic. S-a stabilit că  $K_{Hv} = 1,0...1,05$  (pentru profilurile approximate la cel rectiliniu  $K_{Hv} = 1,05... 1,1$ ).  $\psi_{bd}$  - coeficientul lungimii dintelui raportat la diametrul mediu. Valorile recomandate se găsesc în intervalul  $\psi_{bd} = 0,07... 0,15$ ;  $Z_\varepsilon$  - numărul perechilor de dinți solicitați concomitent

$$Z_\varepsilon = \frac{Z_4 - 1}{2} \cdot \frac{\varepsilon}{100}$$

Parametrii geometrici de bază sunt prezentați în fig. 6. 5.

◆ Lungimea dintelui  $b_{w4}$  și a rolei  $b_{w3}$

$$b_{w4} = \psi_{bd} d_{m4}; \quad b_{w3} = b_{w4} + (2...5) \text{ mm.}$$

◆ Diametrul rolei în secțiunile medie și periferică

$$d_{mr} = d_{m4} \operatorname{tg} \beta / \cos(\delta + \theta);$$

$$d_{fr} = d_{mr} + b_{w3} \operatorname{tg} \beta.$$

◆ Diametrul axei rolei

$$d_a = (0,7...0,8)(d_{mr} - b_{w3} \operatorname{tg} \beta).$$

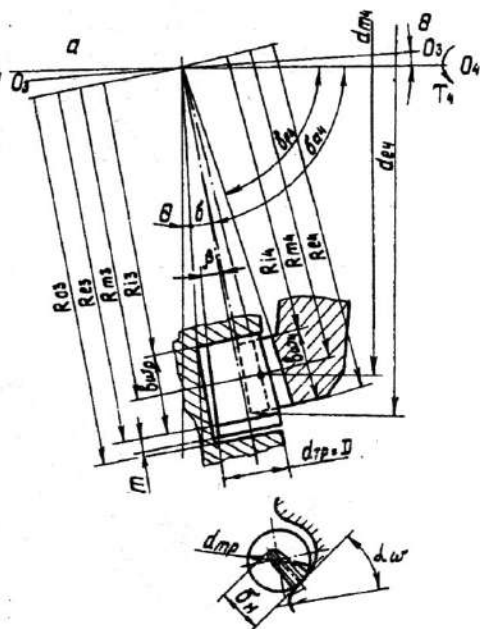


Fig. 6.5

### 6.2.3.2. Calculul de dimensionare

Se precizează rezistența admisibilă în contact, ținând cont de viteza de alunecare. Interacțiunea dinților și rolelor în angrenaj se realizează cu o alunecare neînsemnată. Rezistența admisibilă în cazul rostogolirii cu alunecare se determină cu relația

$$\sigma'_{HP} = \sigma_{HP} (0,28 + 0,72 e^{-V_{al}/K_3}),$$

unde  $\sigma_{HP}$  este tensiunea admisibilă în contact la rostogolire fără alunecare;  $K_3$  - coeficient dimensional, pentru oțel  $K_3 = 31,5$ ;  $V_{al}$  - viteza de alunecare în contactul cuplului dinte-rolă aplicabil la angrenajul cu role

$$V_{al} = K_1 \ln \frac{f_{max}}{f_{max} - \frac{2K}{d_{mr}} - [f_{d_a} + 0,5f(d_{f_r} + d_a) \sin \alpha_w \sin(\delta + \beta') \cos \delta + 2K]/d_{mr}},$$



unde  $\beta' = \arctg(d_{m_r} \sin \alpha_{w_4} / d_{m_4})$  este unghiul care determină poziția liniei de contact în raport cu axa roților;  $K_I = 2,463$  coeficientul care depinde de condițiile de lucru ale cuplului dinte-rolă;  $f_{max} = 0,04 \dots 0,05$  - coeficientul de frecare maxim;  $K = 0,005$  - coeficientul de frecare de rostogolire;  $f = 0,04$  - coeficientul de frecare de alunecare.

Diametrul mediu  $d_{m_4}$  al roții dințate (cu considerarea frecării de alunecare la rostogolire)

$$d_{m_4} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_4 (1 - \nu) \cos(\delta + \theta) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV}}{(\sigma'_{HP})^2 \psi_{bd} Z_\varepsilon \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_{w_4}}}$$

Lungimea medie a generatoarei conului coroanei cu role

$$R_{m_3} = \frac{d_{m_4}}{2 \cos(\delta + \theta) [1 - \operatorname{tg} \beta \sin \alpha_{w_4} \operatorname{tg}(\delta + \theta)]}$$

Lungimea dinților  $b_{w_4}$  și a roțelor  $b_{w_3}$ .

$$b_{w_4} = \psi_{bd} \cdot d_{m_4}; \quad b_{w_3} = b_{w_4} + (2 \dots 5) \text{ mm}$$

Diametrul rolei în secțiune medie  $d_{m_r}$  și frontală  $d_f$

$$d_{m_r} = 2 R_{m_3} \operatorname{tg} \beta, \quad d_f = d_{m_r} + b_{w_2} \operatorname{tg} \beta$$

Lungimea medie a generatoarei conului roții dințate

$$R_{m_4} = \frac{d_{m_4}}{2 \cos[\delta + \theta + \arctg(d_{m_2} \sin \alpha_{w_4} / 2 R_{m_3})]}$$

Lungimile generatoarelor conurilor exterior  $R_{e_4}$  și interior  $R_{i_4}$  ale roții dințate

$$R_{e_4} = R_{m_4} + 0,5 b_{w_4}; \quad R_{i_4} = R_{m_4} - 0,5 b_{w_4}$$

Unghiurile conurilor de fund  $\delta_{f_4}$  și vârf  $\delta_{a_4}$  ale dinților

$$\delta_{f_4} = 90 - (\delta + \theta + \beta); \quad \delta_{a_4} = \delta_{f_4} + 2\theta$$

Raza suprafeței de sprijin a danturii cu role

$$R_{s_3} = \sqrt{(R_{e_3} + m)^2 + (0,25D)^2}$$

unde  $D$ ,  $m$  sunt diametrul și grosimea șabei de sprijin, care se adoptă constructiv.

### 6.2.4. Calculul de verificare al angrenajului la rezistența de contact

Calculul este efectuat cu relația

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_4(1-\nu)K_{HP}K_{H\beta}K_{HV}}{d_{m4}d_{m_r}b_{w4}Z_\epsilon \cos \alpha_{w4}}} \leq \sigma_{HP}$$

Parametrii incluși în relație au fost analizați mai sus.

### 6.3. Calculul forțelor în angrenajul precesional 2K-H

Schema de calcul al forțelor în angrenajul 2K-H este prezentată în fig. 6.6.

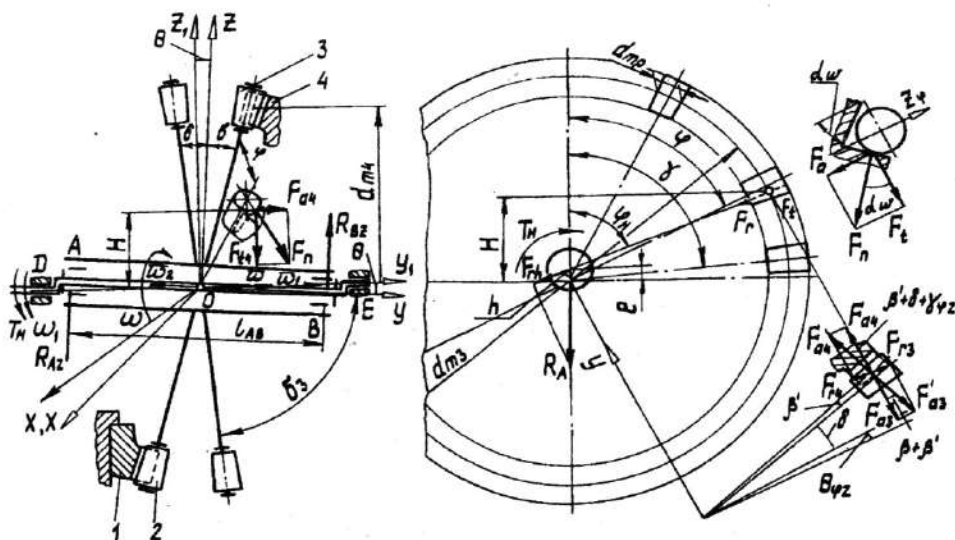


Fig. 6.6

Forța normală  $F_n$  se descompune în forța axială  $F_a^1$  (acționează în planul perpendicular pe linia de contact a dinților) și periferică -  $F_t$ . La rândul său forța  $F_a^1$  se descompune în forțele axială  $F_a$  și radială  $F_r$ . Astfel, pentru roata dințată centrală obținem:

$$F_t = \frac{2T_4}{d_{m4}};$$

$$F_{a4} = F_a^1 \cos(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z}) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z});$$

$$F_{r4} = F_a^1 \sin(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z}) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin(\delta + \beta^1 + \theta_{\varphi_z}).$$

Pentru roata satelit cu role, admițând că  $F_{a3}^1 = F_{a4}^1$ , obținem:

$$F_{a3} = F_{a4}^1 \cos(\delta + \beta^1) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \cos(\delta + \beta^1);$$

$$F_{r3} = F_{a4}^1 \sin(\delta + \beta^1) = F_t \operatorname{tg} \alpha_w \sin(\delta + \beta^1),$$

unde  $\Theta_{\varphi}$  este unghiul de înclinare al punctului  $D$  al rolei amplasată sub unghiul  $\varphi$  față de planul  $Z_1OX_1$  -  $\Theta_{\varphi} = \arcsin[\operatorname{tg} \Theta \cos(120^\circ Z_\varepsilon / Z_3)]$ ;  $\beta'$  - unghiul care determină poziția liniei de contact a dinților în planul  $YOZ$  -  $\beta' = \operatorname{arctg}(d_{mr}/d_{ml}) \sin \alpha_w$

În transmisia  $2K-H$ , unde rolele sunt amplasate pe conurile a două roți cu unghiul la vârf  $(\pi/2) - \delta$ , trebuie să determinăm și forța axială care acționează asupra rolei, paralel cu axa ei  $F_{ar} = F_{r3} \cos \beta$ .

## 6.4. Particularitățile calculului transmisiilor precesionale K-H-V (fig. 6.5, b)

### 6.4.1. Calculul de dimensionare

Transmisiile cu roată-satelit și unghiul axoidului conic  $\delta \geq 0$  pot fi construite conform schemei  $K-H-V$  (fig. 6.1, a). Parametrii geometrici sunt prezentați în fig. 6.7. Ordinea calculului de dimensionare este următoarea:

- ◆ alegerea unghiurilor  $\delta$ ,  $\Theta$ ,  $\beta$  și  $\alpha_w$  se efectuează conform p. 6.2.3.1. Se determină prealabil diametrul mediu  $d_{ml}$  și parametrii geometrici principali.

- ◆ diametrul mediu al roții dințate se determină cu relația

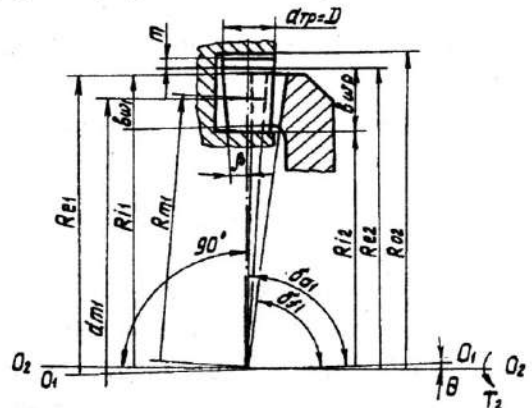


Fig. 6.7

$$d_{m1} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_2 (1 - \nu) K_{HP} K_{H\beta} K_{HV}}{(\sigma_{HP})^2 \Psi_{bd} Z_\varepsilon \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w \cos^2 \delta}};$$

- ◆ Diametrele rolei în secțiunile medii și periferică:

$$d_{m,r} = d_{m1} \operatorname{tg} \beta / \cos \delta,$$

$$d_{f,r} = d_{m,r} + b_w \operatorname{tg} \beta;$$

- ◆ Se precizează valoarea tensiunii admisibile conform p. 6.2.4. și se determină parametrii geometrici:

diametrul mediu

$$d_{m1} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{HP} K_{H\beta} K_{HV} (1 - \nu)}{\sigma_{HP}^2 \Psi_{bd} Z_\varepsilon \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w \cos^2 \delta}};$$

lungimile generatoarelor medii ale conurilor roților dințate

$$R_{m2} = \frac{d_{m1} \cos \theta - d_{m2} \sin \alpha_w \sin \delta}{2 \cos \delta},$$

$$R_{m1} = \frac{d_{m1} \cos \theta}{2 \cos [\delta - \operatorname{arctg}(d_r \sin \alpha_w / 2 R_{m,r})]};$$

unghiurile conurilor de fund  $\delta_{a1}$  și de vârf  $\delta_{a1}$  ale dinților

$$\delta_{f1} = 90^\circ - \beta - \theta + \delta,$$

$$\delta_{a1} = \delta_{f1} + 20.$$

Parametrii  $b_{w1}$ ,  $b_{w2}$ ,  $d_a$ ,  $R_{e2}$ ,  $R_{i1}$ ,  $R_{e1}$ ,  $R_{i2}$  sunt determinați cu aceleași relații ca și pentru transmisia 2K-H.

### 6.4.2. Calculul forțelor în angrenaj

Schema acțiunii forțelor este prezentată în fig. 6.8.

- ◆ forța tangențială  $F_t = \frac{2T_A}{d_{m4}};$

- ◆ forțele radială și axială:

pentru coroana cu role:  $F_{a2} = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \Theta_{\varphi x}) \cos \beta'$ ,  $F_{r2} = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \Theta_{\varphi x}) \sin \beta'$ ;

pentru roata dințată:  $F_{a1} = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \Theta_{\varphi x}) \cos \Theta_{\varphi z}$ ;  $F_{r1} = F_t \operatorname{tg}(\alpha_w - \Theta_{\varphi x}) \sin \Theta_{\varphi z}$ ,

unde unghiul  $\Theta_{\varphi x}$  este determinat cu relația  $\Theta_{\varphi} = \theta - \theta_{\varphi x}$ . Determinarea valorilor  $\Theta_{\varphi x}$  și  $H$  vezi punctul 6.3 .

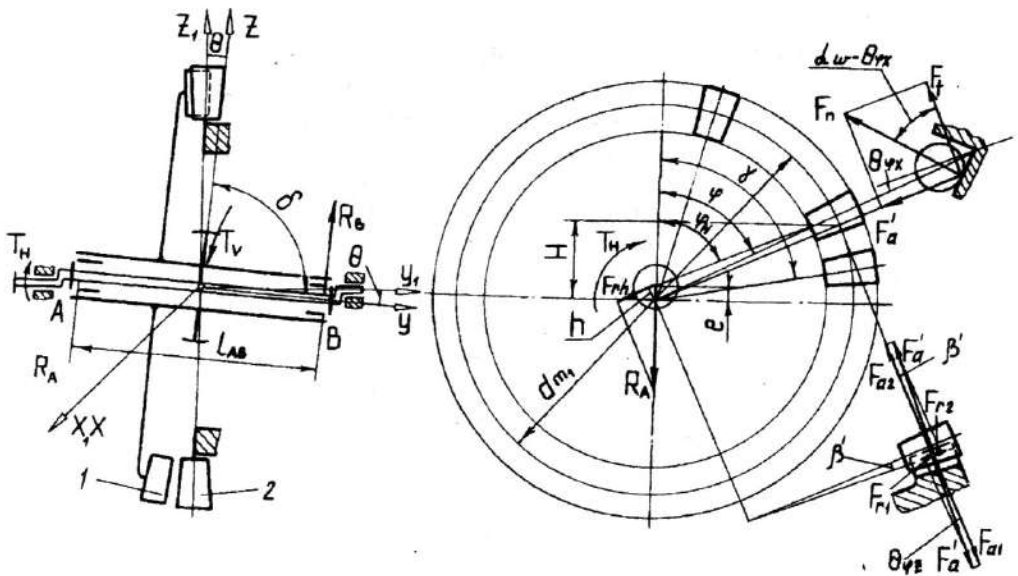


Fig. 6.8.

### 6.5. Exemplu de calcul

Calculul transmisia precesională conform următoarelor date inițiale:  
 puterea transmisă  $P_1=37 \text{ kW}$ , turația arborelui conducător  $n_1=750 \text{ rot/min}$ ,  
 turația arborelui condus  $n_2=5,2 \text{ rot/min}$ .

#### 1. Alegerea materialului și calculul tensiunilor admisibile

Pentru executarea rotelor alegem oțel IIX 15, călire în ulei până la duritatea 60 HRC.

Pentru roțile dințate - oțel 20X, prelucrare chimico-termică cementare, duritatea 56...62 HRC.

Tensiunile admisibile în contact sunt determinate cu aceeași relație ca și în cazul transmisiilor clasice (cilindrice și conice)

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} K_{HL} = \frac{17HRC + 200}{1,2} \cdot 1 = 1008 \text{ MPa.}$$

unde  $S_H = 1,2$  - coeficient de siguranță;  $K_{HL} = 1$  - coeficient de durabilitate pentru durată lungă de funcționare.



## 2. Calculul cinematic

Raportul de transmitere necesar  $u = n_1/n_2 = 750/5,2 = 144,2$ .

Conform anexei [4] corespunzător raportului de transmitere necesar alegem corelația dintre numărul de dinți:  $Z_1=29, Z_2=30, Z_3=25, Z_4=24$ .

Precizăm raportul de transmitere conform numărului de dinți ales

$$u = -\frac{z_2 z_4}{z_1 z_3 - z_2 z_4} = -\frac{30 \cdot 24}{29 \cdot 25 - 30 \cdot 24} = -144.$$

Viteza unghiulară a arborelui condus

$$\omega_4 = \frac{\pi n_4}{30} = \frac{3,14 \cdot 5,2}{30} = 0,545 \text{ s}^{-1}.$$

Momentul de torsiune la arborele condus

$$T_4 = \frac{P_1 \cdot 10^3 \cdot 0,85}{0,545} = 50917 \text{ Nm.}$$

unde  $\eta=0,85$  - randamentul reductorului.

## 3. Calculul de predimensionare

Alegerea unghiurilor care determină forma profilului dinților angrenajului  $Z_3-Z_4$ .

- unghiul de nutație  $\Theta$ . Conform recomandărilor [4] acceptăm  $\Theta = 2^\circ 30'$ ;

- unghiul axoidei conice  $\delta$ . Acceptăm  $\delta = 22^\circ 30'$ ;

- unghiul de conicitate al rolelor  $\beta$ . Conform fig. pentru  $Z_4=24$ ;  $\delta=22^\circ 30'$ .  $\Theta = 2^\circ 30'$  și  $\varepsilon=100\%$  acceptăm  $\beta=3^\circ 30'$ ;

- unghiul de profil al dintelui  $\alpha_w$ . Conform fig. și parametrilor aleși mai sus  $\alpha_w=36^\circ$ ;

- coeficientul de proporționalitate al razelor de curbura  $v$ . Conform nomogramei din fig. și parametrilor aleși mai sus  $v=-0,01$ .

Diametrul mediu al roți conduse

$$d_{m4} = 53 \sqrt[3]{\frac{T_4(1-v)\cos(\delta+\Theta)k_{Hp}k_{H\beta}k_{Hv}}{[\sigma_{Hp}]^2 \psi_{bd} z_s \text{tg} \beta \cos \alpha_w}} =$$

$$= 53 \sqrt[3]{\frac{50917 \cdot 10^3 (1+0,01)\cos(22^\circ 30' + 2^\circ 30') \cdot 1,4 \cdot 1,5 \cdot 1,05}{1008^2 \cdot 0,11 \cdot 11 \cdot \text{tg} 3^\circ 30' \cdot \cos 36^\circ}} = 630 \text{ mm.}$$

unde  $Z_s$  - numărul de dinți solicițați simultan  $Z_s = \frac{Z_4 - 1}{2} \frac{\varepsilon}{100\%} = \frac{23}{2} \cdot 1 = 11,5$ .

Acceptăm  $Z_s=11$ .

Valorile coeficienților  $k_{H\beta}$ ,  $k_{Hv}$ ,  $k_{Hp}$  se accepta conform recomandărilor din pag. Calculăm dimensiunile prealabile ale angrenajului:

- lungimea dintelui  $b_{w4}$  și a rolei  $b_w$

$$b_{w4} = \Psi_{bd} \cdot d_{m4} = 0,11 \cdot 630 = 70 \text{ mm. } b_{w4} = b_{w4} + 5 \text{ mm} = 75 \text{ mm};$$

- diametrul rolei în secțiunile medie și periferică

$$d_{m_r} = d_{m4} \operatorname{tg} \beta / \cos(\delta + \theta) = 630 \operatorname{tg} 3^\circ 30' / \cos(22^\circ 30' + 2^\circ 30') = 43 \text{ mm.}$$

$$d_{f_r} = d_{m3} + b_{w3} \operatorname{tg} \beta = 43 + 75 \operatorname{tg} 3^\circ 30' = 47,5 \text{ mm.}$$

- diametrul axei rolei

$$d_a = (0,7 \dots 0,8) (d_{m3} - b_3 \operatorname{tg} \beta) = (0,7 \dots 0,8) (43 - 75 \operatorname{tg} 3^\circ 30') = 28,4 \text{ mm.}$$

Acceptăm  $d_a = 30 \text{ mm}$ .

Precizăm tensiunile admisibile ținând cont de alunecarea relativă a elementelor angrenajului. Viteza de alunecare

$$V_{al} = K_1 \ln \frac{f_{max}}{f_{max} - \frac{2K}{d_{m_r}} - [f d_a + 0,5f(d_{f_3} + d_a) \sin \alpha_w \sin(\delta + \beta') \cos \delta + 2K] / d_{m_r}}$$

$$\frac{2,463 \ln 0,045}{0,045 - \frac{0,005}{43} - [0,05 \cdot 30 + 0,5 \cdot 0,05(47,5 + 30) \sin 30^\circ \sin(22^\circ 30' + 1^\circ 57') \cos 22^\circ 30' + 2 \cdot 0,005] / 43} = 0,8$$

unde  $\beta'$  - unghiul ce determină poziția liniei de angrenare în raport cu axa

$$\beta' = \operatorname{arctg}(d_{m_r} \sin \alpha_{w4} / d_{m4}) = \operatorname{arctg}(43 \sin 36^\circ / 630) = 1^\circ 57';$$

$K_1 = 2,463$  - factor ce depinde de condițiile de lucru ale cuplei cinematice, proprietățile fizico-mecanice ale materialelor și alți factori, care nu pot fi incluși în calcul separat;

$f_{max}$  - coeficientul de frecare maximal pentru materialul cuplei date.

Tensiunile admisibile în contact ținând cont de alunecare

$$\sigma'_{HP} = \sigma_{HP} (0,28 + 0,72 e^{-V_{al}/k_3}) = 10008 \left( 0,28 + 0,72 e^{-\frac{0,8}{30,5}} \right) = 988,3 \text{ MPa.}$$

#### 4. Calculul de precizare a parametrilor geometrici de bază

Diametrul mediu al roții conduse

$$d_{m4} = \sqrt[3]{\frac{5091 \cdot 10^3 (1 + 0,01) \cos(22^\circ 30' + 2^\circ 30') 1,4 \cdot 1,5 \cdot 1,05}{988,3^2 \cdot 0,11 \cdot 11 \cdot \operatorname{tg} 3^\circ 30' \cos 36^\circ}} = 639 \text{ mm.}$$

Acceptăm  $d_{m4} = 640 \text{ mm}$ .

Lungimea medie a generatoarei conului coroanei cu role conform relației

$$R_{m3} = \frac{640}{2 \cos(22^\circ 30' + 2^\circ 20') \left[ 1 - \operatorname{tg} 3^\circ 30' \sin 36^\circ \operatorname{tg}(22^\circ 30' + 2^\circ 20') \right]} = 359 \text{ mm.}$$

Lungimea dinților și rolelor

$$b_{w4} = 0,11 \cdot 640 = 70 \text{ mm}; b_{w4} = 70 + 5 = 75 \text{ mm.}$$

Diametrele roților în secțiunile medii și periferică

$$d_{m3} = 2R_{m3} \operatorname{tg} \beta = 2 \cdot 359 \cdot \operatorname{tg} 3^\circ 30' = 43,8 \text{ mm.}$$

$$d_{f3} = d_{m3} + b_{wr} \operatorname{tg} \beta = 43,8 + 75 \operatorname{tg} 3^\circ 30' = 48 \text{ mm.}$$

Lungimea medie a generatoarei conului roților dințate conform relației

$$R_{m4} = \frac{640}{2 \cos \left( 22^\circ 30' + 2^\circ 30' + \operatorname{arctg} \frac{43,8 \cdot \sin 36^\circ}{2 \cdot 359} \right)} = 359,3 \text{ mm.}$$

Lungimea exterioară și interioară a generatoarei conului coroanei cu role

$$R_{e3} = R_{m3} + b_{wr}/2 = 359 + 75/2 = 396,5 \text{ mm.}$$

$$R_{i3} = R_{m3} - b_{w3}/2 = 359 - 75/2 = 321,5 \text{ mm.}$$

Lungimea exterioară și interioară a generatoarei conului roților dințate

$$R_{e4} = R_{m4} + b_{w4}/2 = 359 + 35 = 394 \text{ mm.}$$

$$R_{i4} = R_{m4} - b_{w4}/2 = 359 - 35 = 324 \text{ mm.}$$

Unghiurile conului de fund și de vârf ale dinților roții centrale

$$\delta_{i4} = 90^\circ - (\delta + \theta + \beta) = 90^\circ - (22^\circ 30' + 2^\circ 30' + 3^\circ 30') = 61^\circ 30'.$$

$$\delta_{e4} = \delta_{i4} + 2\theta = 61^\circ 30' + 5^\circ = 66^\circ 30'.$$

Raza suprafeței de reazem a corpului roții satelit

$$R_{03} = \sqrt{0,25D^2 + (R_{e3} + m)^2} = \sqrt{0,25 \cdot 48^2 + (396,5 + 5)^2} = 402 \text{ mm.}$$

### 5. Calculul de verificare la rezistența de contact

$$\sigma_H = 275 \sqrt{\frac{2T_1(1-\nu)K_{HP}K_{H\beta}K_{HV}}{d_{m4}d_m b_{w4} Z_\varepsilon \cos \alpha_{w4}}} = 275 \sqrt{\frac{50917 \cdot 2 \cdot 1,01 \cdot 1,4 \cdot 1,5 \cdot 1,05 \cdot 10^3}{640 \cdot 43,8 \cdot 70 \cdot 11 \cdot \cos 36^\circ}} =$$

$$= 991 \text{ MPa} < \sigma_{Hp} = 1008 \text{ MPa.}$$

Rezistența angrenajului este asigurată.

## 7. CALCULUL ANGRENAJULUI ARMONIC

### 7.1. Noțiuni generale (Calculul este expus conform [13])

Transmisia armonică este o transmisie mecanică în care mișcarea între elemente se transmite prin deplasarea unei deformație a elementului flexibil. Transmisia armonică (fig. 7.1) include roata flexibilă  $z_1$  cu dantură exterioară, construită în formă de cilindru cu pereți subțiri, montat pe arborele condus;  $z_2$  – roata rigidă cu dantură exterioară, montată în corp;  $h$  - generator de unde, compus din două

role cu diametrul mare (discuri), instalate pe un arbore excentric, sau dintr-un rulment elastic presat pe o camă ovală.

Numărul de dinți ai roții flexibile este mai mic ca a celei rigide,  $z_2 - z_1 = 2$ . Diferența diametrelor primitive  $d_2 - d_1$  este egală

cu valoarea dublă a deformației radiale a roții flexibile (fig. 7.2,)

$$W_0 = 0,5(d_2 - d_1) = 0,5m(z_2 - z_1) \cos \alpha / \cos \alpha_w, \quad (7.1)$$

unde  $m$  - modulul angrenării (pentru  $z_2 - z_1 = 2$ ,  $\alpha = \alpha_w$ ,  $W_0 = m$ ).

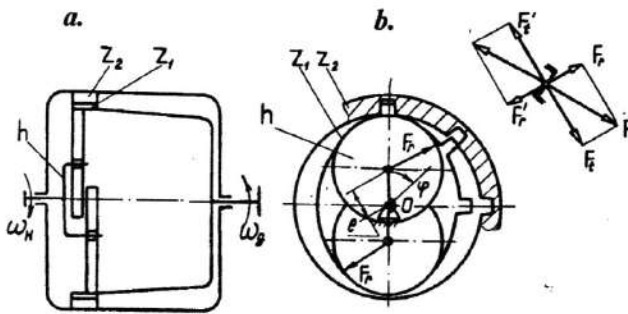


Fig. 7.1

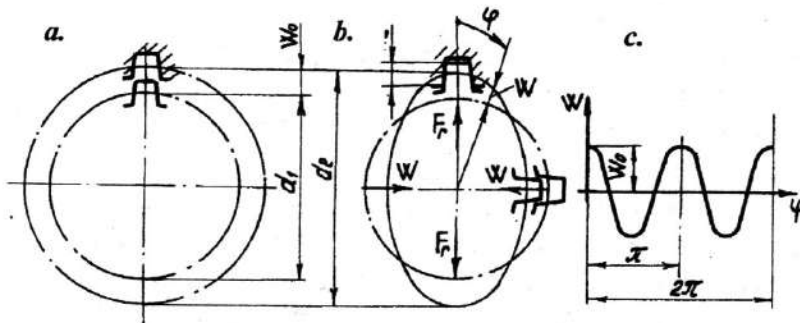


Fig. 7.2

Dimensiunea generatorului  $D_g$  pe axa mare este mai mare decât diametrul interior al roții flexibile  $D_r$  cu valoarea  $2 W_0$  (fig. 7.3). La montarea transmisiei roata flexibilă este deformată de generatorul de unde.

Scopul deformării - obținerea unui număr mare de dinți angrenați simultan și mărirea capacității portante a transmisiei.

La asamblarea transmisiei roata flexibilă este montată pe generator. Dinții roții flexibile sub acțiunea forțelor radiale  $F_r$  (fig. 7.2, b) se deplasează pe o rază de la centru și angrenează cu dinții roții rigide la o înălțime de lucru completă  $h_a$ . Pe axa mică la montaj dinții se deplasează spre centru și sunt ieșiți din angrenaj. Pe arcu  $\varphi_p$  (fig. 7.1) dinții angrenează pe adâncimi diferite. Pentru asigurarea unei angrenări multiple se aleg: o camă de o formă anumită, valoarea deformării radiale și geometria profilurilor dinților corespunzătoare.

Parametrii enumerați se află în legătură reciprocă. Este cunoscut că pentru o transmisie cu angrenaj interior gradul de acoperire este aproximativ egal cu 2, adică numărul de dinți care contactează simultan în două zone constituie aproximativ 2 % din numărul de dinți ai roți flexibile. La alegerea corespunzătoare a parametrilor putem

obține numărul de dinți solicitați simultan egal cu 25... 40 %, însă majoritatea vor avea un contact pe muchie și nu liniar. În timpul lucrului dinții cu duritatea mai mică, din cauza uzării, vor căpăta o forma bombată și vor contacta pe suprafață. Alegerea parametrilor raționali se reduce la aceea că valoarea uzării de rodaj pentru sarcina dată să fie minimă. De aceasta se ține cont în relațiile expuse mai jos.

Principiul de lucru al transmisiei armonice poate fi lămurit examinând interacțiunea de forță a elementelor. După asamblarea transmisiei vectorul rezultat al forțelor de deformare  $F_r$  (fig. 7.1, b) acționează asupra roții flexibile pe axa mare a generatorului de unde. Asupra generatorului de unde acționează aceleași forțe, însă în direcție opusă. La rotirea generatorului de unde în sensul acelor de ceasornic vectorul rezultat al forțelor  $F_r$  se rotește în aceeași direcție, mărindu-se după modul. Dinții roții flexibile, deplasându-se în direcție radială, acționează asupra dinților roții rigide cu forța  $F$  normală la profilul lor (fig. 7.1, b). Această forță se descompune în componentele tangențială  $F_t$  și radială  $F_r$ . Dintele roții flexibile este solicitat de aceleași forțe, însă îndreptate în direcție opusă. Dacă roata rigidă este fixă, atunci sub acțiunea forțelor  $F_r$ , roata flexibilă se va roti în direcție inversă rotirii

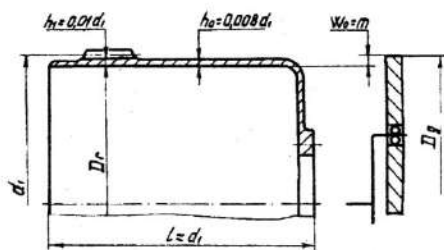


Fig. 7.3



generatorului. Dacă roata flexibilă va fi fixă, atunci sub acțiunea forțelor  $F_r$ , roata rigidă se va roti în aceeași direcție cu generatorul de unde.

Să analizăm lucrul transmisiei în regimul multiplicatorului, când este fixată roata flexibilă. La rotirea roții rigide în sens antiorar apare un sistem de forțe asemănător  $F, F_b, F_r$ . Asupra generatorului, prin intermediul roții flexibile, acționează cuplul de forțe  $F_r$  (fig. 7. 1,) cu brațul  $2e$ , impunând să se rotească arborele excentric al generatorului de unde în direcția rotirii roții rigide. Putem construi graficul deplasării punctelor obezii roții flexibile  $W$  funcție de unghiul  $\varphi$ , considerat de la axa mare a generatorului de unde (fig. 7.2, b, c). Graficul ne amintește o funcție undulară. La unghiul  $2\pi$  sunt depuse două unde, de aceea transmisia este numită cu 2 unde. La rotirea generatorului unda se deplasează (fuge) de-a lungul axei absciselor (pe cercul roții flexibile).

Pentru rapoarte de transmitere mari sunt folosite transmisii cu 3 unde. Avantajul constă într-o echilibrare mai bună a generatorului de unde, care contactează cu roata flexibilă în 3 zone, (dezavantaj - valori înalte ale tensiunilor de încovoiere în roata flexibilă). Rezistența roții flexibile poate fi asigurată numai la rapoarte de transmitere înalte sau la fabricarea ei din masă plastică.

Schemele cinematice ale celor mai răspândite transmisii sunt prezentate în fig. 7.4.

În transmisia din fig. 7.4, a este fixată roata  $z_2$ , iar roata  $z_1$  este montată pe arborele condus. În fig. 7.4, b

roata flexibilă este fixată în corp, iar cea rigidă - pe arbore. În fig. 7.4, c este prezentată o transmisie ermetică, la care roata flexibilă este executată în formă de pahar și separă spațiul de mediul înconjurător, însă angrenajul funcționează în condițiile mediului înconjurător. În fig. 7.4, d este ilustrată o transmisie cu roata flexibilă scurtă fără membrană cilindrică.

Rapoartele de transmitere

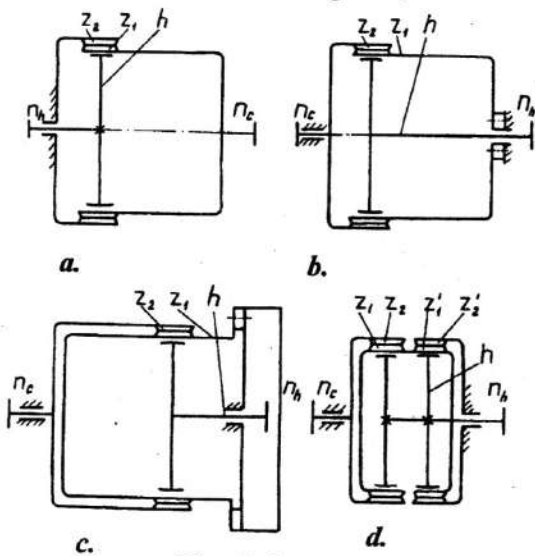


Fig. 7.4

pentru schemele prezentate în fig. 7.4, a, b, c se determină corespunzător:

$$u_{H1}^{(2)} = \frac{n_h}{n_c} = -\frac{z_1}{z_2 - z_1}; \quad u_{H2}^{(1)} = \frac{z_2}{z_2 - z_1}. \quad (7.2)$$

Pentru schema din fig. 7.4, d

$$u_{H2}^{(2)} = \frac{n_h}{n_c} = \frac{z_1 z_2'}{z_1 z_2' - z_1' z_2}, \quad (7.3)$$

$$\text{unde } z_2 - z_1 = 2; \quad z_2' - z_1' = 2; \quad z_1' - z_1 = \pm 1 \dots \pm 2. \quad (7.4)$$

În continuare pentru calcule este acceptat raportul de transmitere al unui angrenaj după valoare absolută

$$|u| = \frac{z_1}{z_2 - z_1} \quad \text{sau} \quad |u| = \frac{z_1'}{z_2' - z_1'}. \quad (7.5)$$

Numărul de dinți în transmisia armonică se alege la fel ca și pentru o transmisie planetară din condițiile asigurării raportului de transmitere și asamblării. Diferența numărului de dinți ai roților trebuie să fie multiplă cu numărul de unde:

$$\frac{z_2 - z_1}{n_w} = K_z, \quad (7.6)$$

unde  $n_w$  este numărul de unde;  $K_z$  - număr întreg ( $K_z = 1$  pentru  $u > 70$ , pentru  $u < 70$ ,  $K_z = 2$ ).

Substituind în (7.5)  $z_2 - z_1 = K_z n_w$ , obținem relațiile pentru determinarea numărului de dinți:

$$|u| = \frac{z_1}{n_w K_z}; \quad z_1 = |u| n_w K_z; \quad z_2 = z_1 + n_w K_z. \quad (7.7)$$

Pentru transmisii cu 2 unde  $n_w = 2$ ,  $K_z = 1$ ,  $z_1 = 21u$ ;  $z_2 = z_1 + 2$ .

Dacă  $K_z = 2$ , atunci  $z_1 = 4/u$ ,  $z_2 = z_1 + 4$ , adică cu mărirea lui  $K_z$  crește numărul de dinți ai roților și se micșorează modulul, pentru același diametru de divizare constant. Totodată, raportul de transmitere și valoarea deformației radiale rămân neschimbate (din dependența  $W_0 = 0,5 m n_w K_z$  și relația  $\alpha_1 = m z_1 \cos \alpha / \cos \alpha_w = \text{const.}$ ), căci de câte ori se mărește  $K_z$ , tot de atâtea ori se micșorează  $m$ . Valoarea deformației radiale  $W_0$  este determinată de raportul de transmitere. Excluzând din relațiile (7.1) și (7.5)  $z_2 - z_1$ , obținem

$$W_0 = \frac{0,5 m z_1 \cos \alpha}{|u| \cos \alpha_w} = \frac{d_1}{2|u|}. \quad (7.8)$$

Pentru același diametru, odată cu micșorarea raportului de transmitere se măresc deformația necesară și tensiunile de încovoiere în roata flexibilă. În

transmișiile armonice, de obicei, raportul de transmitere minimal este egal cu 80. Utilizând o sculă specială, pot fi realizate transmisii cu raportul de transmitere 60... 30, însă capacitatea lor portantă este redusă.

Generatoarele de unde pot fi mecanice, electromagnetice și hidraulice. Mai utilizate sunt cele mecanice: de tip camă (rulment cu inele flexibile, montat pe o camă cu profil corespunzător) și disc (două role cu diametrul mare, montate pe un arbore excentric).

Construcțiile reducătoarelor, generatoarelor și roților flexibile sunt expuse în [18, 19].

## 7.2. Algoritmii calculului transmisiilor armonice

Calculul transmisiilor armonice este efectuat drept calcul de verificare, fiindcă mulți coeficienți depind de dimensiunile transmisiei. De aceea, în prealabil este determinat diametrul aproximativ al roții și apoi este verificat conform diferitelor criterii. Dacă acest diametru nu ne convine, trecem la următorul mai mare.

În continuare sunt expuse relațiile pentru calculul transmisiilor armonice cu generator dublu. Roțile sunt construite din oțel cu angrenaj în evolventă. Roțile cu dinți exteriori sunt danturate cu o freză-melc, cele cu dinți interiori - cu un cuțit de mortezat. Conturul de referință al sculei pentru moduli  $m > 1$  - GOST 13755 - 68 ( $h_a^* = 1$ ,  $C^* = 0,25$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ), pentru  $m \leq 1$  - GOST 9587-68 ( $h_a^* = 1$ ,  $C^* = 0,35$ ,  $\alpha = 20^\circ$ ).

Relațiile de calcul permit utilizarea unui contur de referință modificat, pentru care se obține un gol larg între dinții roții flexibile cu scopul micșorării tensiunilor [19]. Freza-melc este construită cu dinții mai groși, iar ai cuțitului de mortezat - mai subțiri, cu aceeași proporție. Astfel, tensiunile în roata flexibilă se micșorează aproximativ cu 20 %. În relațiile de calcul de aceasta se ține cont prin includerea coeficientului  $A_s$ , egal cu raportul dintre grosimea dintelui frezei-melc și lățimea golului pe dreapta de divizare. Pentru o sculă fără modificare  $A_s = 1$ .

Calculul capacității portante este efectuat conform diferitelor criterii: rezistenței la oboseală a roții flexibile; duratei de funcționare a rulmenților generatorului, sau momentului de torsiune limită pentru care are loc mersul în gol (patinarea) generatorului. Totodată, se ține cont de abaterea dimensiunilor elementelor de la nominal în limitele câmpului de toleranțe, de

maleabilitatea elastică a elementelor la transmiterea momentului de torsiune, adică de solicitarea transmisiei.

Dimensiunea transmisiei se caracterizează prin diametrul alezajului roții flexibile  $D_r$  (fig. 7.5), care corespunde aproximativ diametrului de divizare  $d_f = mz_1$ .

Pentru generator de tip camă  $D_r$  trebuie să fie egal cu diametrul exterior al rulmentului flexibil standard  $D_r = 42; 52; 62; 72; 80; 100; 120; 125; 150; 160; 200; 240; 300; 320; 400; 420; 480$ ). Pentru alt tip de generator  $D_r$  se alege din șirul cifrelor prioritare  $R_z 40$ .

Date inițiale pentru proiectare:  $T_c$  - momentul de torsiune la arborele condus,  $Nm$ ;  $n_h$  - turația generatorului,  $min^{-1}$ ;  $u$  - raportul de transmitere;  $L_h$  - durata de funcționare, ore;  $\sigma_{Fo}$  - rezistența de rupere la oboseală (pentru oțeluri îmbunătățite HRC 30...35,  $\sigma_{Fo} = 420 MPa$ , pentru oțeluri de niturare -  $\sigma_{Fo} = 480 MPa$

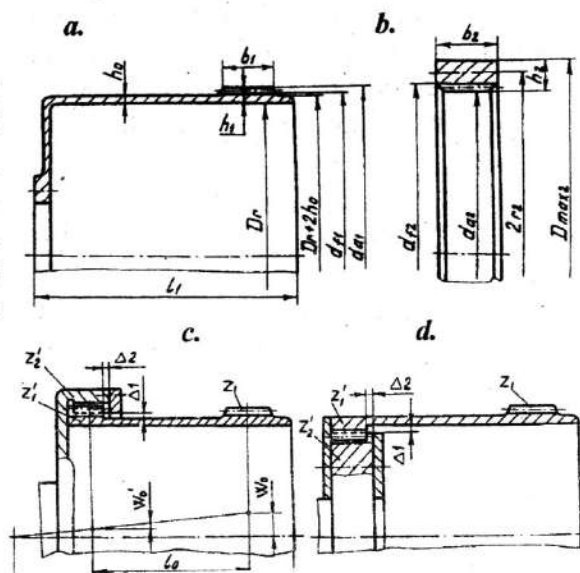


Fig. 7.5

### 7.3. Dimensiunile prealabile ale transmisiei

Turația admisibilă a generatorului de unde  $n_{ad}$  și cea critică  $n_{cr}$ , la care apare rezonanța, se determină cu relația

$$n_h = K_n / D_0; D_0 = \sqrt[3]{\frac{T_c}{(0,03u - 1)\sigma_{FO}A_s^{0,4}}}, \quad (7.9)$$

unde  $K_n = 3700...3800 mm \cdot min^{-1}$  - pentru turația admisibilă  $n_h < n_{ad}$ ;  $K_n = 6200...7800 mm \cdot min^{-1}$  - pentru turația critică  $n_{cr}$ . Nu se recomandă utilizarea transmisiilor armonice pentru  $n_h > n_{ad}$ . Pentru un regim de funcționare de scurtă durată putem accepta  $n_h = 0,8 n_{cr}$ . Turația admisibilă și cea critică depind de precizia de execuție a organelor (coaxialitate și abateri). Valorile mai mici ale lui  $K_n$  corespund organelor executate conform cvalitetelor 6 și 7.

Dimensiunea de gabarit a transmisiei  $D_r$  (prealabilă) este determinată din calculul roții flexibile la oboseală conform tensiunilor echivalente la durata de funcționare cunoscută a rulmenților generatorului

$$D_r = 155 D_0 / (1 - 250 n_h^2 D_0 10^{-10}), \quad (7.10)$$

$$D_{rul} = \left( \frac{T_c K_r K_s K_t}{A f_c K_l} \sqrt[3]{L_h n_h} \right)^p, \quad (7.11)$$

unde  $A$  este coeficient;  $p$  - exponentul puterii;  $f_c$  - coeficient în calculul rulmenților [20];  $K_r$  - coeficientul sarcinii radiale la rulmentul generatorului (într-o zonă a angrenajului);  $K_s$ ,  $K_t$  - coeficienții de siguranță și temperatură;  $K_l$  - ține cont de probabilitatea funcționării fără refuz (de obicei, pentru probabilitatea nedistrugerii 90 %). În calcule acceptăm pentru  $D_r \leq 280 \text{ mm}$ ,  $A=0,022$ ,  $p=0,357$ ; pentru  $D_r > 280 \text{ mm}$ ,  $A=0,21$ ,  $p=0,417$ . Valorile  $K_r K_s / f_c = 1/8$  - pentru rulmenți flexibili;  $K_r K_s / f_c = 1/7,3$  - pentru rulmenți obișnuiți ai generatorului;  $K_l$  - are aceleași valori ca și pentru rulmenți obișnuiți.

Relația (7.10) a fost obținută pe baza analizei calculelor roții flexibile prin metoda elementelor finite [21]. Relația (7.11) este obținută din egalitatea capacității dinamice de încărcare necesară cu cea reală a rulmentului flexibil.

Tabelul 7.1

Probabilitatea nedistrugerii	90	94	96	98	99	99,4	99,8
$K_l$	1	0,92	0,85	0,75	0,66	0,6	0,5

Cel mai mare din două diametre calculate  $D_r$  sau  $D_{rul}$  se rotunjește până la cel mai apropiat diametru standard al rulmentului flexibil  $D_r$  sau după șirul  $R_a 40$ , care în continuare va fi de calcul. Sunt aleși parametrii transmisiei și se verifică capacitatea portantă conform criteriilor expuse anterior.

#### 7.4. Parametrii transmisiei și ai angrenajului

Grosimea obezii coroanei dințate flexibile  $h_1$ , mm pentru care vom avea cea mai mare rezervă de rezistență la oboseală, se determină cu relația

$$h_1 = \left( \frac{10,5 T_c 10^3}{\sigma_{FO} D_r^3} + 0,007 \right) D_r \leq 0,016 D_r. \quad (7.12)$$

Ea este justă pentru  $u=60... 320$ .

Pentru momente nominale, la care rezerva de rezistență la oboseală a roții flexibile  $S_f=1,5...1,6$  grosimea obezii poate fi calculată cu relația

$$h_1 = (0,007 + 5 \cdot 10^{-5} u) D_r \leq 0,016 D_r. \quad (7.13)$$

Grosimea tubului roții flexibile (vezi fig. 7.5)  $h_o = 0,7h_1$ .

În prealabil numărul de dinți ai roții flexibile pentru o transmisie cu două unde se determină astfel:  $z_1=2uK_z$  (se rotunjește până la un număr întreg).

La alegerea valorii deformației radiale  $W_0$  trebuie să ținem cont de micșorarea ei pe baza: toleranțelor executării pieselor  $\delta_i$  în lanțul de dimensiuni "arborele generatorului - roata rigidă", deformației elastice a pieselor  $\delta_{def}$ , uzurii în procesul exploatării  $\delta_u$ . De aceea, sunt determinate două valori ale deformației radiale: nominală  $W_0$  (conform căreia se determină parametrii angrenajului) și  $W_g=W_0+\Delta W$ , care este utilizată la executarea generatorului ( $\Delta W$  - suma tuturor abaterilor lanțului de dimensiuni indicat). Valoarea nominală a deformației radiale este determinată cu relația:

$$\frac{W_0}{mK_z} = 0,84 + 0,001u + 0,06 \frac{u-20}{u+140} K_1 + 0,0001(u-20K_1), \quad (7.14)$$

unde  $K_1 = 1,8...2$  este coeficient ce ține seamă de mărimea momentului de torsiune la pornire. Raportul  $W_0/mK_z$  nu trebuie să depășească valoarea 1,35.

Geometria angrenajului este determinată din condiția neinterferenței vârfurilor dinților la începutul angrenării și vârfurilor dinților cu suprafață de trecere. Se ține cont de deformația unghiulară a dinților din cauza deformației roții flexibile și de la răsucirea ei.

Relațiile pentru determinarea coeficienților deplasării  $x_1, x_2$  și adâncimii angrenării dinților  $h_d$  sunt indicate mai jos. Ele au fost obținute în rezultatul calculului la calculator al transmisiilor încărcate conform algoritmului [22].

Coeficienții deplasării de profil

$$x_1 = \frac{1,35 - W_0(mK_z)}{0,86 - 0,04 \cdot 3\sqrt{z_1}}, \quad x_2 = x_1 + \frac{W_0}{mK_z} - 1 + \frac{\delta_{def}}{mK_z}, \quad (7.15)$$

unde  $\delta_{def}$  este apropierea inelelor rulmentului generatorului și deformația obezii roții rigide de la sarcina aplicată,  $mm$



$$\delta_{def} = 3000 \frac{T_c K_1}{ED_r^2} \left( \frac{r_2}{h_2} \right)^3, \quad (7.16)$$

unde  $E = 2,5 \cdot 10^5$  este modulul de elasticitate;  $r_2/h_2$  - raportul dintre raza medie a roții rigide către grosimea obezii (vezi fig. 7.5, b). Mai frecvent  $r_2/h_2 = 3,8 \dots 0,0005 D_r$ .

Grosimea obezii roții rigide

$$h_2 = \frac{0,5 D_r}{(r_2/h_2) - 0,5}; \quad D_{max2} = d_{a2} + 2h_2. \quad (7.17)$$

Valoarea  $h_2$  include și grosimea corpului, dacă roata este presată în corp.

Modulul de calcul al angrenării  $m_r$ , mm se determină cu relația

$$m_c = (D_r + 2h_1) / (z_1 - 2h_a - 2c^* + 2x_1), \quad (7.18)$$

unde  $h_a^* = 1$ ;  $c^* = 0,25$ , dacă  $m_r > 1$ ;  $c = 0,35$  pentru  $m_r < 1$ ;  $c = 0,5$  pentru  $m_r \leq 0,5$ .

Modulul se aproximează cu cel mai apropiat conform GOST 9563-68 (0,25; 0,3; 0,4; 0,5; 0,7; 0,8; 1,0; 1,25; 1,5; 2; 2,5).

Sunt precizate valorile finale

$$\begin{aligned} z_1 &= [(D_r + h_1) / m + 2(h_a^* + c^*) - 2x_1]; \\ z_2 &= z_1 + 2K_z; \quad u = 0,5z_1 / K_z; \\ x_1 &= 0,5[(D_r + 2h_1) / m z_1 + (h_a^* + C^*)]; \\ W_0 &= mK_z [1,35 - x_1(0,86/\sqrt[3]{z_1} - 0,04)]; \\ d_1 &= m z_1. \end{aligned} \quad (7.19)$$

Dacă  $W_0 > 1,35mK_z$ , atunci se acceptă  $W_0 = 1,35mK_z$ ; dacă  $W_0 < 0,92mK_z$ , atunci  $W_0 = 0,92mK_z$ .

Adâncimea de angrenare a dinților este determinată din condiția lipsei interferenței dinților (fig. 7.2, b).

$$h_d = mK_z \left[ \frac{4W_0}{mK_z} - \left( \frac{4,6 - 4W_0}{mK_z} \right) \frac{z_1}{1000} - 2,45 \right]. \quad (7.20)$$

Această valoare este limitată:  $m \leq h_d \leq 2m$ .

Diametrele de fund și de vârf ale roții flexibile, lungimea tubului flexibil și lățimea coroanei dințate se determină corespunzător

$$d_{f1} = m(z_1 - 2h_a^* - 2C^* + 2x_1); \quad (7.21)$$

$$d_{a1} = d_{f1} + 2C^* m + 2h_d; \quad (7.22)$$

$$l_1 = D_r \psi_1; \quad b_1 = D_r \psi_{bd}; \quad b_2 = 1,2b_1, \quad (7.23)$$

unde  $\psi_1 = 0,8 \dots 1$ ,  $\psi_{bd} = 0,18 \dots 0,22$ .

Diametrul de vârf al roții cu dinți interiori (7.24)

$$d_{a2} = d_{a1} + 2W_0 - h_d.$$

El trebuie să fie mai mare sau egal cu cel nominal (cu contul toleranțelor de execuție, TE) determinat cu relația

$$d_{a2N} = m(z_2 - 2h_a^* + 2x_2) - T_e, \quad (7.25)$$

unde  $TE = (0,45\sqrt{d_{a2}} + 0,001d_{a2})0,016$ .

Dacă  $d_{a2} < d_{a2N}$ , atunci  $d_{a2} = d_{a2N}$ .

Diametrul cercului de fund depinde de dimensiunea sculei și se determină cu relația

$$d_{f2} = m(z_2 - z_0) \cos \alpha / \cos \alpha_i + d_{a0}, \quad (7.26)$$

unde  $z_0$  este numărul dinților sculei conform GOST 9323-60 sau conform GOST 10059-62 (de obicei,  $z_0 \leq 0,4 z_2$ );  $\alpha = 20^\circ$  - unghiul conturului de referință;  $\alpha_i$  - unghiul angrenajului de referință;  $d_{a0}$  - diametrul cercului de vârf al sculei, mm.

Unghiul angrenajului de referință se determină prin involuta unghiului  $\alpha_i$ ,

$$\operatorname{inv} \alpha_i = \frac{x_2 - x_0}{z_2 - z_0} 2 \operatorname{tg} \alpha + \operatorname{inv} \alpha, \quad (7.27)$$

unde  $x_0$  - coeficientul deplasării conturului de referință a sculei;  $x_0 = 0$  pentru o sculă cu uzura medie.

Diametrul cercului de vârf al sculei (7.28)

$$d_{a0} = m(z_0 + 2h_a + 2C^* + 2x_0).$$

Se verifică jocurile în golurile angrenajului dinților roții

$$c_{f2} = 0,5(d_{f2} - d_{a1}) - W_0 \geq 0,15m.$$

Dacă  $c_{f2} < 0,15m$ , atunci se micșorează  $h_a$  cu diferența  $0,15mc_{f2}$  și se repetă calculul, începând cu relația (7.23), sau se mărește valoarea deformației radiale  $W_0$ , în cazul când  $u > 100$  și se repetă calculul începând cu relația (7.16).

Valoarea deformației radiale a generatorului se determină ținând cont de abaterile dimensiunilor pieselor de nominal și deformațiilor elastice ale elementelor

$$W_g = W_0 \delta_{def} + \delta_{pr} + \delta_{uz}, \quad (7.29)$$

unde  $\delta_{pr}$  este abaterea probabilă, *mm* a lanțului dimensional "arborele generatorului - roata flexibilă":  $\delta_{pr} = C_b (\delta_{max} - \delta_{min})$  ( $\delta_{max}, \delta_{min}$  - abaterile maximă și minimă ale lanțului dimensional, *mm*.  $C_b = 0,8$  pentru transmisiile precise;  $C_b = 0,7$  pentru transmisiile de uz general;  $\delta_{uz}$  - valoarea uzurii radiale a pieselor, *mm*.

Pe baza analizei lanțurilor dimensionale la execuția pieselor "arbore" conform cvalitetului 6, "alezaj" - cvalitetului 7 (GOST 3047-66 - clasa 2 de precizie)  $\delta_{pr}$ , *mm* poate fi determinată astfel

$$\delta_{pr} = C_b (0,006 \sqrt{d_1} - 0,01) \quad (7.30)$$

Mărirea jocului radial în rulment în rezultatul uzării cailor de rulare [20]

$$\delta_{uz} = 0,7 \cdot 10^{-6} \sqrt{L_h n_h D_r} \quad (7.31)$$

În conformitate cu valoarea deformației  $W_g$  este calculat generatorul.

### 7.5. Calculul de rezistență la oboseală a roții flexibile

Coefficientul de siguranță și probabilitatea de nedistrugere pot fi determinați definind câteva valori ale momentului de torsiune, spre exemplu  $T = 0,8T_c$ ,  $T = T_c$ , ...,  $T = 1,5T_c$

Conform rezultatelor calculului putem construi graficul și determina momentul admisibil pentru coeficientul de siguranță dat, sau pentru probabilitatea nedistrugerii cunoscută. Dependențele expuse mai jos sunt obținute conform analizei rezultatelor studiului roții flexibile a transmisiei solicitate prin metoda elementelor finite [21]. Calculul este efectuat conform tensiunilor locale maxime în următoarea succesiune: se determina înălțimea dintelui  $h_d$  a roții flexibile și raza minimă  $R_d$  a curbei de racordare, unde are loc concentrarea maximă a tensiunilor (secțiunea periculoasă)

$$h_d = 0,5(d_{a1} - d_{f1}); \quad (7.32)$$

$$R_d = \frac{m(h_a^* + C^* - x_1 - \rho_f^*)}{h_a^* + C^* - x_1 - \rho_f^* + 0,5z_1} + \rho_f^* m, \quad (7.33)$$

unde  $\rho_f$  - coeficientul razei de curbură a vârfului dintelui sculei (pentru  $m > 0,5$ ,  $\rho_f = 0,44$ ; pentru  $m < 0,5$ ,  $\rho_f = 0,33$ ).

Coefficientul măririi tensiunilor în zona razei minime a curbei de racordare la transmiterea momentului de torsiune se determină astfel:

$$K_d = 1 + \frac{0,5 + \frac{h_d}{h_1} T \left( 1 + \frac{T n_h^2}{38 \cdot 10^4 d_1^2} \right)}{\frac{A_\sigma W_{cf}}{m K_z} \sqrt{\frac{R_d d_1 h_1^2}{m}}}, \quad (7.34)$$

unde  $A_\sigma = 7$ ;  $n_h$  - turația generatorului,  $\text{min}^{-1}$ ;  $W_{cf} = W_0 + \delta_{def}$  - deformația calculată a roții flexibile.

Gradientul tensiunilor  $G$  și coeficientul teoretic  $\alpha_\sigma$  de concentrare a tensiunilor sunt determinați cu relațiile

$$G = 0,095 \left( \frac{1}{R_d + 0,05} + \frac{1}{h_1} \right) \sqrt{\frac{d_1}{h_1}}, \quad (7.35)$$

$$\alpha_\sigma = 1 + 0,7 \left( \frac{1}{(R_d / h_d) + 0,05} + \frac{1}{(S_{bn} / \rho_f) + 0,05} \right) \sqrt{\frac{h_1 A_s}{d_1}}, \quad (7.36)$$

unde  $A_s = 1$  pentru un contur de referință modificat;  $S_{bn} / \rho_f$  - raportul dintre lățimea efectivă a golului și pasul dinților pe diametrul cercului de fund al roții flexibile

$$\frac{S_{bn}}{\rho_f} = 1 - \frac{0,5}{A_s} - \frac{z_1}{\pi} \left[ \left( \frac{2x_1}{z_1 A_s} + 1 \right) \text{tg} \alpha - \alpha - \text{tg} \alpha_f + \alpha_f + \frac{0,9 R_d}{d_{f1}} \right], \quad (7.37)$$

unde  $\alpha_f = \arccos(mz_1 \cos \alpha / d_{f1})$ .

Coeficientul efectiv de concentrare a tensiunilor este determinat cu relația

$$k_\sigma = \frac{\alpha_\sigma \varepsilon_\sigma}{F(\varepsilon_\infty, L/\bar{G}, \gamma_\sigma)}, \quad (7.38)$$

$$F(\varepsilon_\infty, L/\bar{G}, \gamma_\sigma) = \varepsilon_\infty + (1 - \varepsilon_\infty) \left( \frac{L}{G} \frac{1}{88,3} \right)^{-\nu_\sigma}, \quad (7.39)$$

unde  $\varepsilon_\sigma$  este coeficientul influenței dimensiunilor absolute ( pentru transmisia armonică  $\varepsilon_\sigma = 1$ );  $\varepsilon_\infty = 0,5$  - valoarea limita către care tinde  $\varepsilon_\sigma$ ;  $\nu_\sigma = 0,08$  - coeficientul sensibilității materialului ( pentru oțel aliat  $\nu_\sigma = 0,04 \dots 0,12$ );  $L = b_1$  - perimetrul distrugerii probabile.

Amplitudinea tensiunilor variabile în secțiunea periculoasă, ținând cont de valorile tensiunilor normale și tangențiale

$$\sigma_a = \frac{A_\sigma W_{cf} E h_1 k_d k_\sigma}{(D_r + h_1)^2} \sqrt{1 + 1,9 \left( \frac{A_\tau d_1}{A_\sigma l_1} + \frac{T \cdot 10^3}{A_\sigma W_{cf} E h_1^2} \right)^2}, \quad (7.40)$$

unde  $A_\sigma = 7$ ;  $A_\tau = 2$  - pentru forma deformării indicate (vezi calculul generatorului).

Coefficientul de siguranță conform rezistenței la oboseală a roții flexibile și probabilitatea nedistrugerii sunt determinate cu relațiile

$$S_F = \sigma_{F0} / \sigma_a, \quad (7.41)$$

$$u_p = (1 - S_F) / \sqrt{S_F^2 \vartheta_{-1p} + \vartheta_{ou}}, \quad (7.42)$$

unde  $u_p$  este cuantila, conform căreia se determină probabilitatea nedistrugerii  $P_{pr}$ ;  $\vartheta_{-1d}$  - coeficientul de variație a limitei de rupere a coroanei dințate;  $\vartheta_{ou}$  - coeficientul de variație a tensiunilor de vârf.

Conform încercărilor transmisiilor armonice cu diametrele (62; 80; 100; 120) mm la durabilitate sunt construite curbele de oboseală, după care se determină  $\vartheta_{-} = 0,09 \dots 0,12$ ;  $\vartheta_{ou} = 0,15 \dots 0,18$ . Pentru  $\vartheta_{-} = 0,115$ ,  $\vartheta_{ou} = 0,18$  probabilitatea nedistrugerii în dependență de coeficientul de siguranță poate fi determinată din tab. 7.2

Tabelul 7.2

F	1,8	1,7	1,6	1,55	1,5	1,45	1,4	1,3
$P_{pr}, \%$	99,8	99,6	99	98,5	97,8	96,1	95,1	90

## 7.6. Calculul capacității de încărcare a rulmentului generatorului

Conform momentului de torsiune dat și resursei de funcționare se determină capacitatea dinamică de încărcare necesară  $C_n$  și se compară cu cea de calcul  $C_c$  a rulmentului flexibil al generatorului. Forța aplicată generatorului transmisiei solicitate în fiecare zonă a angrenării, este determinată cu relația, obținută pe baza încercărilor și calculului

$$F_\tau = k_\tau \frac{T \cdot 10^3}{d_1}. \quad (7.43)$$

Coefficientul sarcinii radiale  $K_r = 0,7$  pentru un moment de torsiune mai mare ca  $0,4 T$ .

Sarcina echivalentă și capacitatea dinamică de încărcare necesare ale rulmentului generatorului sunt determinate conform relațiilor cunoscute

$$P = F_r V K_r K_t, \quad (7.44)$$

$$C_n = \sqrt{\frac{60 L_n n_h}{10^6} \frac{P}{K_L}} = \sqrt[3]{\frac{60 L_n n_h}{10^6} \frac{V K_r K_s K_t T 10^3}{K_L d_1}}, \quad (7.45)$$

unde  $V$ - coeficient cinematic. Se acceptă  $V K_r K_t = 0,78$ .

Pentru un generator disc (fig. 7.6, b), conform valorii  $C_n$ , din catalog este selectat rulmentul. Fiecare disc este montat pe doi rulmenți. În calcule mai frecvent se consideră că toată sarcina acționează asupra unui rulment.

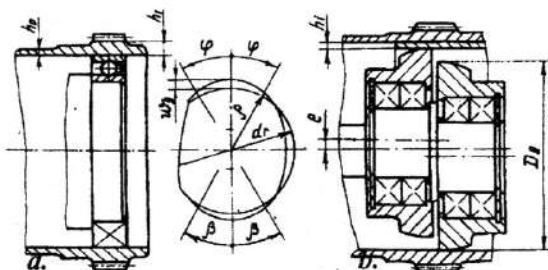


Fig. 7.6

Capacitatea dinamică de încărcare de calcul pentru un rulment flexibil (fig. 7.6, a) se determină la fel ca și pentru unul obișnuit, însă folosind un alt coeficient  $f_c$  [20].

$$d_1 \leq 280 \text{ mm}; C_c = f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z_b^{2/3} D_w^{1,8}, \quad (7.46)$$

$$d_1 > 280 \text{ mm}; C_c = 3,647 f_c (i \cos \alpha)^{0,7} z_b^{2/3} D_w^{1,4}, \quad (7.47)$$

unde  $f_c = 5 \dots 5,2$  - pentru o construcție cu un rulment flexibil;  $i = 1$  - numărul de rânduri;

$z_b = 23$  - numărul de bile pe un rând;

$D_w = 0,09 D_r$ . Din egalitatea  $C_n = C_c$  putem determina  $T$  sau  $D_r = d_1$ .

## 7.7. Momentul de torsiune admisibil conform deformabilității elastice a elementelor

Este stabilit, că pentru unele momente de torsiune transmisia armonică funcționează ca un ambreiaj cu siguranță (are loc patinarea generatorului). Asupra valorii limită a momentului de torsiune influențează deformabilitatea elastică a elementelor și toleranțele de execuție. Momentul limita este determinat cu relația [23]



$$T_1 = \frac{0,01(W_{cf} - 0,9K_z m - \Delta_a + 0,64h_{dR}) \left( 1,75 - \frac{0,007d_1}{h_0} \right)^3 \sqrt{\frac{l_1}{d_1}}}{(a_1 + a_2)/(h_{dR}/m)^2 + (\delta_0 + \Delta_{l_0})/(100M_0)}, \quad (7.48)$$

unde  $a_1$  și  $a_2$  sunt coeficienții deformabilității roților flexibilă și rigidă;  $\delta_0$  - deformabilitatea generatorului,  $mm$ ;  $\Delta_{e_0}$  - bătaia radială a generatorului,  $mm$ ;  $\Delta_a$  - jocul lateral în angrenaj,  $mm$ ;

$h_{dR}$  - adâncimea reală de angrenare a dinților.

Parametrii enumerați se determină astfel:

$$a_1 = \frac{130b_1}{d_1^2 h_0 g}, \quad a_2 = \frac{34}{d_1 b_2 E} \left( \frac{r_2}{h_2} \right)^3. \quad (7.49)$$

Pentru un generator cu rulment

$$\delta_0 = \frac{57}{10^5} \sqrt{\frac{d_1^4}{z_b^2 D_w}}, \quad (7.50)$$

unde  $E$ ,  $G$  sunt moduli de elasticitate,  $MPa$ ;  $r_2$ ,  $h_2$  - raza medie și grosimea obezii roții rigide.

Numărul bilelor  $z_b$  în generatorul cu discuri este acceptat egal cu numărul bilelor rulmentului amplasat în apropierea planului mediu al generatorului.

Bătaia radială a arborelui generatorului se determină din lanțul dimensional "arborele generatorului - roata rigidă". Cercetările arată că valoarea probabilă  $\Delta_{l_0}$  este egală aproximativ cu cea admisibilă pentru rulmenți conform GOST 520-55.

Bătaia radială a generatorului,  $mm$

$$\Delta_{l_0} = 0,004\sqrt{d_1}. \quad (7.51)$$

Bătaia laterală a angrenajului se determină din lanțul dimensional "arborele generatorului - roata rigidă".

Pentru precizia de execuție indicată anterior, jocul probabil și cel maximal lateral în angrenaj,  $mm$ , se determină cu relațiile

$$\Delta_a = \Delta_{pr} = \left[ 27 + 6,8\sqrt{d_1} + 0,029(d_1 - 40) - (W_g - W_{cf})10^3 \right] 2 \cdot 10^3 \operatorname{tg} \alpha; \quad (7.52)$$

$$\Delta_a = \Delta_{max} = \left[ 44 + 7,8\sqrt{d_1} + 0,037(d_1 - 40) \right] 2 \cdot 10^3 \operatorname{tg} \alpha. \quad (7.53)$$

Adâncimea probabilă și cea minimală a cuplării dinților se determină astfel:

$$h_{dR} = h_{d,pr} = h_d - 1,6(TD) + \delta_{def} + \delta_{pr} / 2; \quad (7.54)$$

## 8. CONSTRUCȚIA ROȚILOR DINȚATE

### 8.1. Roți dințate cilindrice cu angrenaj exterior

Roțile dințate cu dimensiuni mici (în mod obișnuit pinioanele), la care  $d_a < 1,8 d_{ab}$  ( $d_{ab}$  - diametrul arborelui pe care se montează) se execută din aceeași bucată cu arborele, nefiind necesară fixarea axială și tangențială a acestora pe arbore. Semifabricatul în acest caz este o bară laminată sau se obține prin forjare (matrițare) fig. 8.1. a, b, c. Dinții pot fi danturați pe un sector cu diametrul mai mare decât diametrul arborelui (fig. 8.1, a), parțial (fig. 8.1, b) sau complet în arbore (fig. 8.1, c). Pentru cazurile b și c trebuie prevăzute sectoare pentru ieșirea frezei. Diametrul frezei este acceptat în dependență de valoarea modulului  $m$  conform tab. 8.1.

Roata dințată poate fi plană (fig. 8.2, a, d) sau cu butuc deplasat în afara roții dințate (fig. 8.2, c, e). În reductoarele cu o singură treaptă butucul este de regulă deplasat simetric în ambele părți. Forma constructivă a roților prezentate în fig. 8.2 este cea mai simplă. Asemenea roți sunt utilizate în producția individuală și în serii mici.

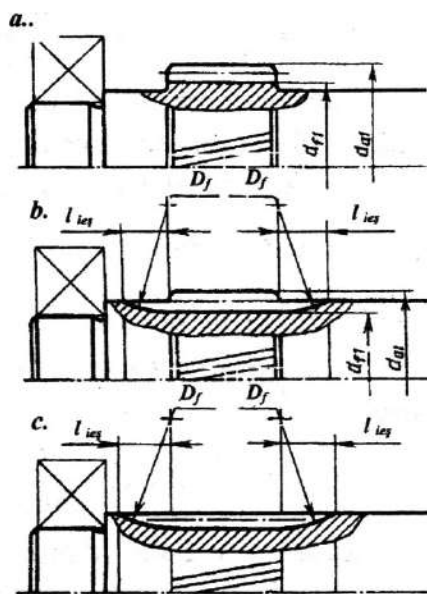


Fig.8.1

Tabelul 8.1

Diametrele frezelor pentru danturarea dinților pinioanelor

$m, mm$		2...2,25	2,5...2,75	3...3,75	4...4,5	5...5,5	6...7
$D_f$ pentru gradul de precizie	7	90	100	112	125	140	160
	8...10	70	80	90	100	112	125

Pentru diametre mici asemenea roți pot fi executate din bară laminată. Roțile dințate cu diametrul  $d_a < 150... 200 mm$  se execută în funcție de materialul folosit din semifabricate obținute prin forjare liberă, matrițare cu prelucrare mecanică prin așchiere. Pentru micșorarea volumului de lucru prin

așchiere a suprafețelor cu precizie înaltă, pe părțile frontale ale roților sunt prevăzute adâncituri cu lățimea de  $(1...2) \text{ mm}$ .

Roțile dințate au trei elemente distincte: coroana dințată (obada), butucul și discul care face legătură între coroana și butuc. Lungimea butucului  $l_b$  este de regulă egală sau mai mare de cât lățimea coroanei dințate  $b_2$ . Această dimensiune este acordată cu lungimea penei sau a canelurilor. Dimensiunile de bază ale elementelor constructive:

♦ diametrul butucului  $d_b = (1,5...1,7) d_{ab}$  (valorile mai mici pentru asamblări prin strângere și caneluri);

- ♦ lungimea butucului  $l_b = (1,0...1,5) d_{ab}$ ;
- ♦ grosimea discului  $c = 0,5 b_2$ , unde  $b_2$  este lățimea coroanei;
- ♦ grosimea obezii  $s = 2,5m + 2 \text{ mm}$ , unde  $m$  este modulul.

Pe muchiile părților frontale ale coroanei și butucului sunt prevăzute teșituri cu dimensiunea  $f = (0,5...0,7)m$  care pot fi rotunjite până la valori standard.

În producția individuală și în serii mici sunt utilizate frecvent roți dințate asamblate prin sudură sau prin șuruburi, ceea ce permite economisirea materialelor scumpe din care se execută numai coroana dințată.

În producția în serii mici și mari semifabricatele roților dințate sunt obținute prin forjare liberă sau în matriță (inferioară sau bilaterală). Forma roților dințate este acceptată în asemenea caz conform

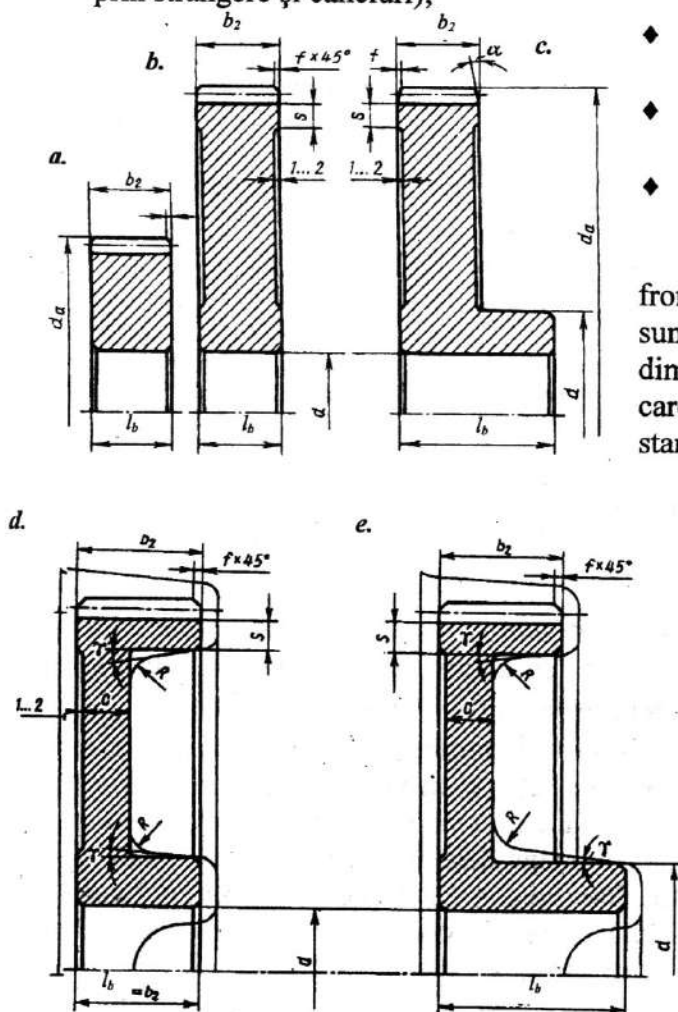


Fig. 8.2

fig. 8.2, d, e. Cu linii subțiri este arătat semifabricatul după forjare. Pentru a ușura eliberarea matriței pe semifabricat sunt prevăzute unghiuri de forjare  $\gamma \geq 7^\circ$  și raze de racordare  $R \geq 6 \text{ mm}$ . Pentru a evita deformarea roților după tratamentul termic se recomandă de a efectua discul cu grosimea mărită:  $C = (0,35 \dots 0,4)b_2$ .

Roțile dințate mari cu  $d_a = 500 \dots 1000 \text{ mm}$  și  $b < 200 \text{ mm}$  și foarte mari cu  $d_a > 1000 \text{ mm}$  și  $b > 200 \text{ mm}$  se execută din semifabricate obținute prin turnare. Până la diametrul  $d_a = 900 \text{ mm}$  mai frecvent sunt utilizate roți cu un singur disc, iar pentru diametre mai mari - cu doua discuri.

Roțile cu dinți în V se deosebesc de cele cilindrice prin lățimea mai mare a coroanei dințate, fig. 8.3. De regulă, ele sunt executate cu un canal la mijloc prevăzut pentru ieșirea frezei. Lățimea aproximativă a canalului  $a$  poate fi determinată conform raportului  $a/m$

$m, \text{ mm}$ . . . . .	2	3	4	5	6
$a/m$ . . . . .	15	14	13	12	10

Celelalte dimensiuni ale elementelor constructive pot fi acceptate:  $s = 4m + 2 \text{ mm}$ ;  $C = (0,3 \dots 0,35)(b_2 + a)$ ;  $l_b = b_2 + a$ ;  $d_b = 1,5 d_{ab} + 10 \text{ mm}$ ;  $h = 2,5 \text{ mm}$ .

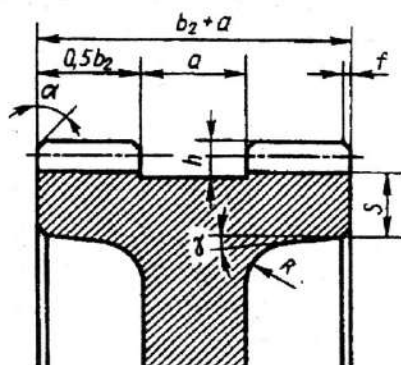


Fig. 8.3

## 8.2. Roți dințate conice

Roțile dințate conice cu diametrul  $d_{ae} < 120 \text{ mm}$  și unghiul conului de divizare al pinionului  $\delta \leq 30^\circ$  sunt executate conform fig. 8.4, a, iar pentru unghiul de divizare  $\delta \geq 45^\circ$  - în conformitate cu fig. 8.4, b. Pentru  $30^\circ \leq \delta \leq 45^\circ$  sunt acceptate ambele construcții.

Pentru diametre  $d_{ae} > 120 \text{ mm}$  și producție individuală sau în serii mici roțile sunt executate conform fig. 8.4, c. În producția în serii mari și în masă sunt utilizate semifabricate obținute prin matrițare (fig. 8.4, d).

Diametrul și lungimea butucului sunt determinate cu aceleași relații ca și pentru roțile cilindrice. Grosimea discului  $C = 1,5 S$ , unde  $S = 2,5 m_{te} + 2 \text{ mm}$ .

Pentru roțile cu  $d_{ae} > 120 \text{ mm}$  trebuie prevăzută o suprafață plană cu lățimea  $b > 2,5 m_{te}$ , necesară pentru instalarea semifabricatului la prelucrare (fig. 8.4, c, d).

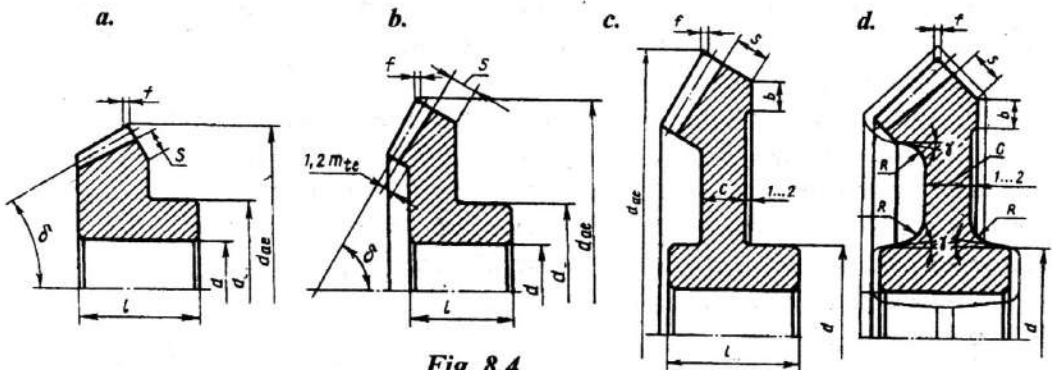


Fig. 8.4

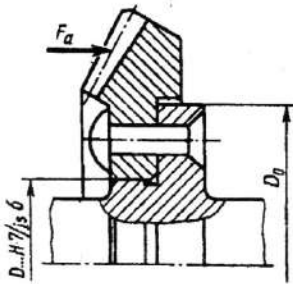


Fig. 8.5



Fig. 8.6

În ultimul timp roțile dințate conice sunt executate din oțeluri de calitate înaltă. De aceea în scopul economiei materialului roțile cu diametrul  $d_{ae} > 180 \text{ mm}$  deseori sunt executate asamblate prin șuruburi sau nituri (fig. 8.5). Pinioanele conice, de obicei, se execută din aceeași bucată cu arborele (fig. 8.6).

### 8.3. Forme constructive pentru angrenaje melcate

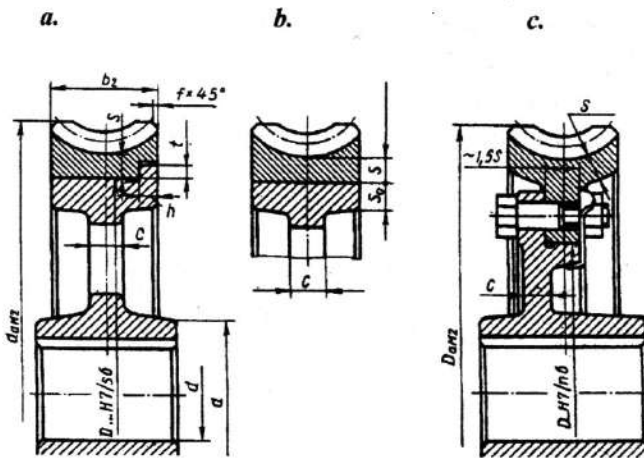


Fig. 8.7

Din condițiile de funcționare ale angrenajului melcat partea danturată a roții trebuie executată din materiale de antifricțiune. De obicei, roțile melcate se execută compuse: corpul roții din fontă sau din oțel, iar coroana melcată – din material antifricțiune. Ajustajul

corpului cu coroana dințată trebuie să transmită un moment de torsiune mare și forța axială. Forma constructivă a roții melcate și metoda de asamblare cu corpul roții depind de metoda de producție.

În producția individuală și în serii mici coroana este asamblată cu corpul roții prin presare (fig. 8.7, a) sau prin șuruburi de ajustare (fig. 8.7, c). Pe suprafața de ajustaj a corpului este prevăzut un umăr de sprijin care va prelua forța axială. Asamblarea poate fi realizată fără umăr de sprijin (fig. 8.7, b). În asemenea caz este necesar calculul ajustajului conform metodicii [5, 11].

În producția în serii mici, în serii mari și în masă deseori coroana este depusă pe un corp din fontă sau din oțel. Pentru aceasta corpul roții este încălzit până la 700... 800 °C, este așezat în cochilă, care înainte de turnarea bronzului topit este încălzită până la 150... 200 °C. După turnare și răcirea piesei între corp și coroană apare o legătură mecanică, datorită contractării metalului lichid ce se solidifică (fig. 8.8). Pe obada corpului roții sunt prevăzute 6...8 găuri de formă diferită; după turnare ele sunt umplute cu bronz formând un element suplimentar de rezistență, care poate prelua sarcinile axială și tangențială.

Grosimea obezii pentru roțile melcate în locul cel mai subțire  $S = 2,5m$ . Alte elemente constructive:  $S_0 = (1,2... 1,3)S_c$ ;  $C = (1,2... 1,3)S_0$ ;  $h = 0,15 b_2$ ;  $t = 0,8h$ . Dimensiunile celorlalte elemente constructive sunt aceleași ca și pentru roțile cilindrice.

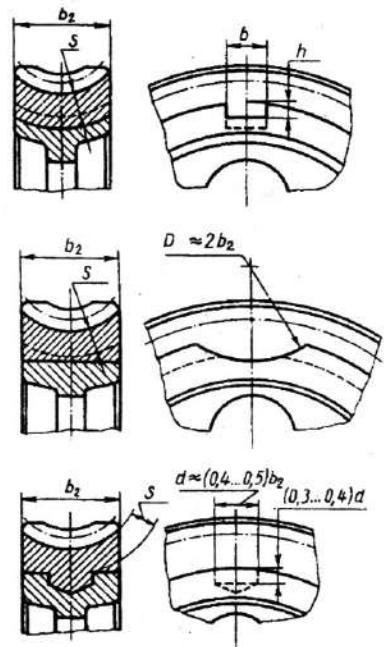


Fig. 8.8

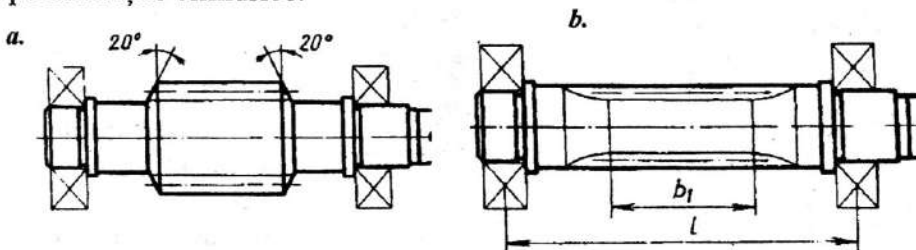


Fig. 8.9

Melcii, mai frecvent sunt construiți dintr-o bucată solidari cu arborele. La proiectarea melcului trebuie prevăzută ieșirea liberă a sculei la așchiera și



rectificarea spirelor (fig. 8.9, a). Dimensiunile capătului de ieșire se acordă cu dimensiunile corespunzătoare ale arborelui electromotorului sau cuplajului.

Pentru diametre mici melcul se construiește conform exemplului din fig. 8.9, b.

## 8.4. Montarea roților dințate pe arbori

La montarea roților dințate pe arbori trebuie asigurată o centrare sigură a roților pe arbore, transmiterea momentului de torsiune cu soluționarea problemei fixării axiale, iar în caz de necesitate - prevederea posibilității reglării poziției axiale a lor.

### 8.4.1. Asamblări de tipul arbore – butuc

#### 8.4.1.1. Asamblări prin pene

Pentru transmiterea momentului de torsiune mai frecvent sunt utilizate penele paralele și disc. GOST 23360-78 și prevede pentru fiecare diametru al arborelui dimensiuni concrete ale secțiunii transversale ale penei. În calculele de proiect dimensiunile  $b$  și  $h$  ale penei sunt alese din GOST iar prin calcul este determinată lungimea penei  $l_p$ . Lungimea penei  $l = l_p + b$  este aleasă din șirul standard. Lungimea butucului este acceptată cu 8...10 mm mai mare ca lungimea penei. Dacă în rezultatul calculului obținem lungimea butucului  $d \geq 1,5d$  atunci este indicată o asamblare prin caneluri.

La transmiterea momentului prin asamblare cu pană utilizarea ajustajelor cu joc nu este indicată. Asemenea ajustaje sunt indicate numai în cutiile de viteză în cazul când roțile sunt montate pe arbori în interiorul reductorului. Pentru montarea roților pe arbori în reductoare sunt recomandate ajustaje cu strângere, care pot fi alese conform următoarelor recomandări:

<i>roți cilindrice cu dinți drepecți</i> .....	H7/p6 (H7/r6)
<i>roți cilindrice cu dinți înclinați și melcate</i> .....	H7/r6 (H7/s6)
<i>roți conice</i> .....	H7/s6 (H7/t6)
<i>roți în cutii de viteze</i> .....	H7/k6 (H7/m6)

Ajustajele cu strângere mare sunt pentru transmisii reversibile.

Ajustajele sunt indicate de GOST 23360-78 pentru pene paralele și de ST SĂV 647-77 - pentru penele disc. Sunt indicate următoarele câmpuri de toleranțe ale dimensiunilor:

<i>lățimea canalului în arbore pentru pane paralele.....</i>	<i>P9</i>
<i>lățimea canalului în arbore pentru pane disc.....</i>	<i>N9</i>
<i>lățimea canalului în alezaj:</i>	
<i>    pentru o asamblare fixă în transmisii ireversibile .....</i>	<i>J<sub>s</sub>9</i>
<i>    pentru o asamblare fixă în transmisii reversibile.....</i>	<i>P9</i>
<i>    pentru o asamblare mobilă cu pană paralelă.....</i>	<i>D10</i>

#### 8.4.1.2. Asamblări prin caneluri

Sunt utilizate pentru asamblări fixe, mobile fără sarcină și mobile cu sarcină. Mai frecvent sunt utilizate canelurile cu profil dreptunghiular cu centrare pe diametrul exterior  $D$ , sau pe cel interior  $d$ . Standardul ST SĂV 188-75 prevede trei serii ale asamblărilor prin caneluri: ușoară, medie și grea. La trecerea de la o serie la alta pentru același diametru  $d$  crește diametrul  $D$  și numărul de dinți  $z$ , astfel asamblările seriilor medie și grea deosebindu-se prin capacitate portantă ridicată.

În ultimul timp o utilizare tot mai largă găsesc asamblările prin caneluri în evolvantă, care sunt mai tehnologice și posedă o capacitate portantă mai înaltă. În asemenea asamblări centrarea este efectuată pe flancuri, mai rar pe diametrul exterior  $D$ . Drept diametru nominal este indicat diametrul exterior  $D$ , în dependență de care și sunt determinate dimensiunile asamblării. Pentru asigurarea capacității de funcționare necesare a asamblărilor prin caneluri evolventice se efectuează calculul de verificare [6, 11]. Asamblările prin caneluri sunt principalul tip de asamblare mobilă pe arbore, de asemenea fixă pentru roțile dințate a cutiilor de viteze.

Ajustajele elementelor asamblărilor prin caneluri sunt indicate de ST SĂV 187-75 pentru caneluri dreptunghiulare (tab. 8.2) și de ST SĂV 259-76 – pentru caneluri evolventice (tab. 8.3).

#### 8.4.1.3. Asamblări presate

În ultimul timp pentru transmiterea momentului de torsiune de la roată la arbore tot mai frecvent sunt utilizate asamblările presate. În aceste asamblări ca rezultat al strângerii apar tensiuni, care sunt distribuite pe suprafață, iar forțele și momentele care acționează în asamblare contribuie la redistribuirea tensiunilor pe suprafața de ajustaj.

Calculul asamblărilor presate se face în ipoteza deformațiilor elastice ale arborelui și butucului și se reduce la determinarea strângerilor minime și

Tabelul 8.2

Ajustaje pentru caneluri dreptunghiulare

Centrare pe diametrul	Asamblare	Transmisie	Ajustajele suprafețelor	
			de centrare	flancurilor
<i>D</i>	Fixă	Ireversibilă	$H7/j_s6$	$D9/e8$
		Reversibilă	$H7/n6$	$F8/j_s7$
	Mobilă	Ireversibilă	$H7/f7$	$D9/e8$
		Reversibilă	$H7/h6$	$F8/j_s7$
<i>d</i>	Mobilă	Ireversibilă	$H7/f7$	$D9/e8$
		Reversibilă	$H7/h6$	$H8/j_s7$

Tabelul 8.3

Ajustaje pentru caneluri în evolvantă

Centrare pe diametrul	Asamblare	Transmisie	Ajustajele suprafețelor	
			de centrare	celelalte
<i>D</i>	Fixă	Ireversibilă	$H7/j_s6$	<i>H11/H6</i>
		Reversibilă	$H7/n6$	
	Mobilă	Ireversibilă	$H7/g6$	
		Reversibilă	$H7/h6$	
<i>s</i>	Fixă	Ireversibilă	$7H/7n$	<i>D...H16/h12</i> <i>d...H11/h16</i>
		Reversibilă	$7H/9r$	
	Mobilă	Ireversibilă	$9H/8f$	
		Reversibilă	$9H/9g$	

maxime conform cărora se alege din standarde tipul ajustajului și toleranțele de execuție a arborelui și butucului ce compun asamblarea. Metodica de calcul este expusă în [2, 11].

### 8.4.2. Fixarea axială a roților dințate

Pentru asigurarea unei funcționări normale roțile dințate trebuie instalate pe arbori fără dezaxare. Ajustajele roților dințate cilindrice, conice și melcate au fost expuse mai sus. Aici vom analiza cele mai răspândite metode pentru fixarea axială a roților dințate pe arbori.

Dacă butucul roții are o lungime destul de mare (raportul dintre lungimea butucului și diametrul arborelui  $l_b/d \geq 0,8$ ), atunci suprafața alezajului va determina complet poziția roții pe arbore. În acest caz este suficientă asigurarea roții de la deplasări axiale prin una din metodele cele mai simple.

Pentru roțile cu raportul  $l_b/d < 0,8$  pe arbori sunt prevăzute umere de sprijin (fig. 8.10, b). Dacă arborele nu are umere de sprijin, atunci toate roțile instalate pe acest arbore trebuie să fie executate cu raportul  $l_b/d \geq 0,8$ .

Roțile dințate se fixează pe arbori prin una din metodele indicate în fig. 8.10:

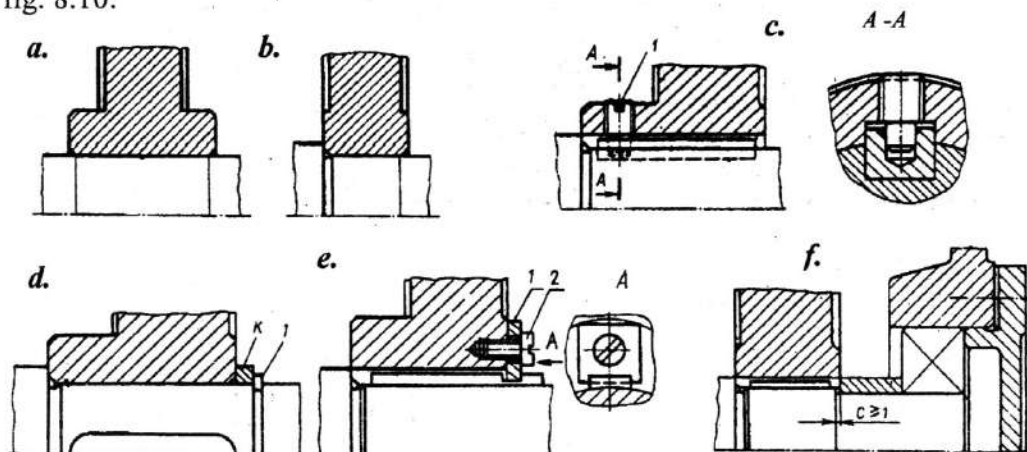


Fig. 8.10

♦ prin forțele de frecare (fig. 8.10, a, b), care apar în ajustajele cu strângere mare. În ultimul timp această metodă are o utilizare tot mai largă pentru fixarea roților dințate cilindrice cu dinți drepecți și înclinați. Fixarea axială conform fig. 8.10, a este asigurată de forțele de frecare, iar în fig. 8.10, b – cu umărul de sprijin.

În cazurile când roțile dințate sunt instalate pe arbori cu ajustaje cu strângere mică sau intermediară este necesară fixarea lor axială prin una din metodele indicate în fig. 8.10, c-f:

♦ cu șurub de ajustare (c) cu capăt cilindric sau conic care intră în găurile corespunzătoare prevăzute în pene sau pe arbore. În asemenea caz pana trebuie să fie instalată în canal cu precizie înaltă pe lungime. Șuruburile nu se înșurubează pe toată lungimea filetată și se asigură de la autodesfacere cu un inel elastic. Pentru aceasta pe butucul arborelui se execută un canal și cu el se orientează canalul șurubului, apoi se instalează inelul elastic 1;

♦ cu un inel de siguranță 1 (d). Pentru excluderea jocului între inel și roată este instalat un inel compensator K;

♦ cu o plăcuță 1 (e), instalată la montaj în canalul prevăzut în pană. Plăcuța este fixată cu șurubul 2;

◆ cu umărul de sprijin (f) al arborelui și o bucășă distanțieră instalată între butucul roții și inelul interior al rulmentului. În acest caz butucul roții va avea o lungime mai mare decât sectorul arborelui pe care se instalează cu mărimea  $C \geq 1 \text{ mm}$ .

Metode pentru fixarea roților dințate pe sectoarele canelate ale arborilor sunt ilustrate în fig. 8.11, a, b. În ambele cazuri inelul canelat se montează pe arbore cu ieșire într-un canal, apoi se rotește la jumătatea pasului unghiular și se fixează cu un șurub înșurubat în butuc (a) sau în arbore (b).

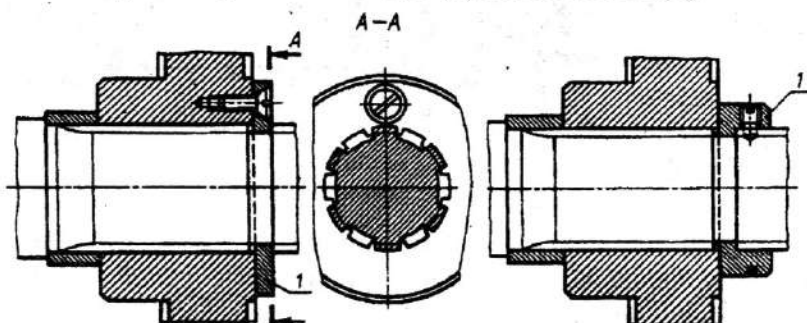


Fig. 8.11

Dacă construcția arborelui nu prevede umere pentru sprijin, sau dimensiunile lor nu asigură fixarea axială a roților dințate, atunci umerii cu dimensiunile necesare pot fi formați artificial, prin una din metodele indicate în fig. 8.12.

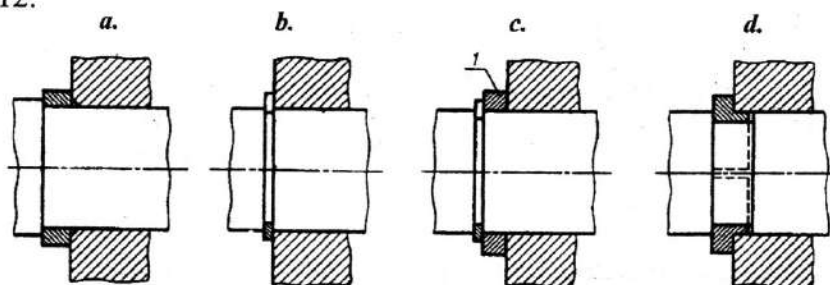


Fig. 8.12

Pe arborii netezi astfel de umere pot fi formate prin instalarea inelelor elastice (fig. 8.12, b). Pentru mărirea suprafeței de contact, între inel și roată poate fi instalat un inel distanțier 1 (fig. 8.12, c). În fig. 8.12, d este ilustrată metoda de formare a umărului de fixare prin instalarea în canalul arborelui a două semiinele, care se fixează cu roata dințată.

În cutiile de viteză pe un arbore pot fi instalate mai multe roți dințate. În acest caz fixarea axială a roților dințate poate fi realizată dintr-o parte cu umărul de sprijin al arborelui, iar din cea opusă - cu bușe distanțiere, instalate între roți și inelul interior al rulmentului (fig. 8.13, a). Jocul  $C$

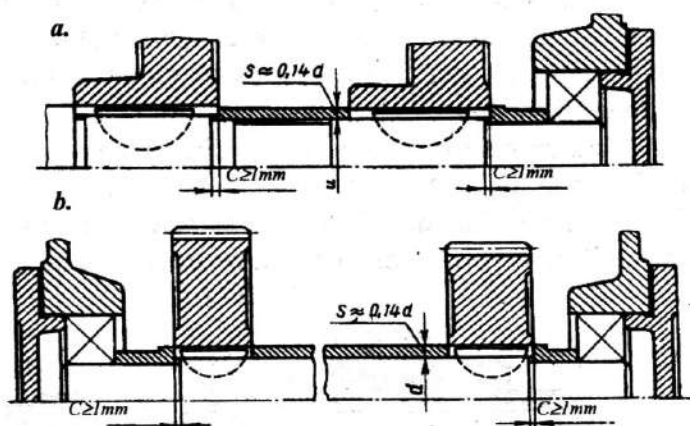


Fig. 8.13

este prevăzut pentru contactul flancurilor pieselor. În varianta din fig. 8.13, b fixarea axială este realizată prin bușe instalate între inelele interioare ale rulmenților și roțile dințate.

Pentru un arbore canelat fixarea axială se efectuează conform uneia din

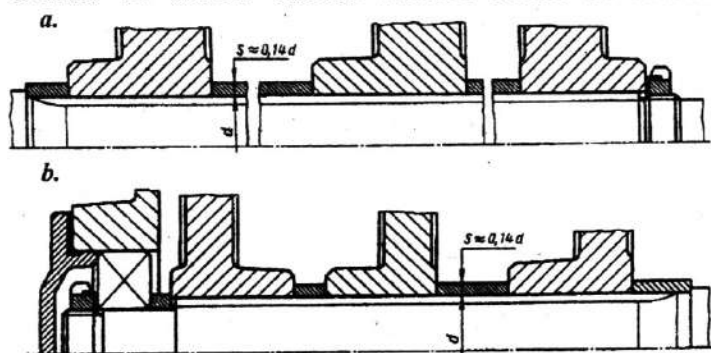


Fig. 8.14

metodele ilustrate în fig. 8.14. Pentru evitarea micro deplasărilor și micșorarea uzării asamblării prin caneluri este necesară fixarea roților cu aplicarea unei forțe axiale. Totodată, pe diametrul de centrare este prevăzut un ajustaj cu strângere.

Forța axială creată de

piuliță se transmite completului de roți prin bușele distanțiere (fig. 8.14, a) sau prin inelul interior al rulmentului și bușe (fig. 8.14, b). În construcțiile diferitelor mașini și mecanisme sunt frecvente cazurile de instalare a roților dințate, de curea sau lanț pe capetele arborilor. Capetele arborilor în acest caz pot fi cilindrice sau conice. În aceste construcții roata poate fi fixată pe arbore cu o piuliță canelată (fig. 8.15, a), o șaibă frontală și două șuruburi (fig. 8.15, b). În fig. 8.15, c este ilustrată fixarea axială a roții cu un complet de inele tronconice. Această metodă permite reglarea poziției



unghiulare a roții. În primele variante momentul de torsiune este transmis de la roată la arbore prin asamblarea cu pană, iar în ultima – prin intermediul forțelor de frecare, care apar la strângerea inelelor tronconice.

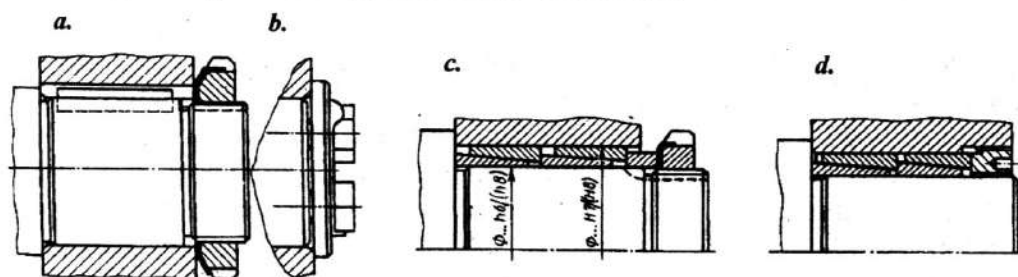


Fig. 8.15

În fig. 8.16 sunt ilustrate metode de fixare axială a roților pe capetele

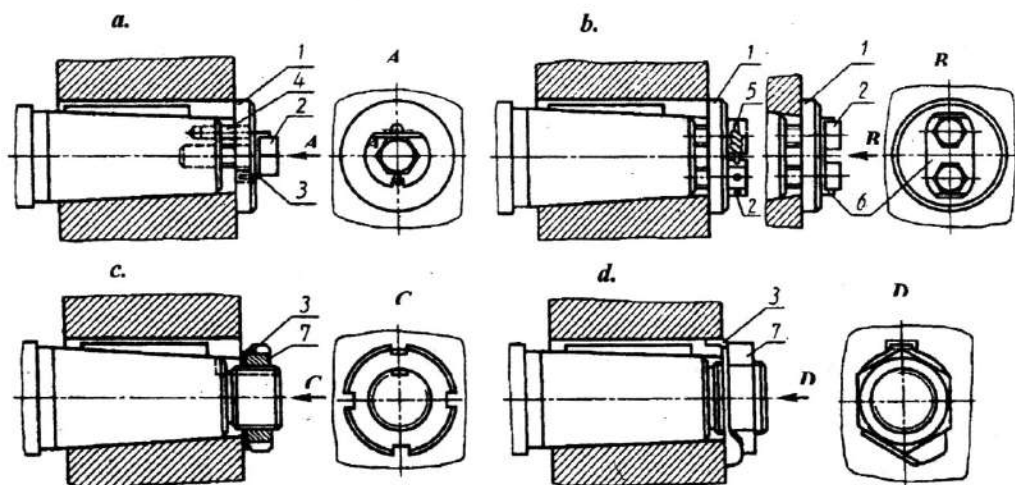


Fig. 8.16

conice ale arborilor (în fig. 8.16, a cu șaibă frontală 1, șurub 2 și știft 3; în fig. 8.16, b cu șaibă frontală 1, șuruburile 2 protejate de la autodesfacere prin broșare cu sârmă, sau cu placa 6; în fig. 8.16, c, d - prin strângere pe con cu piulițe).

## 9. PROIECTAREA ȘI CALCULUL ARBORILOR

### 9.1. Materialele utilizate în construcția de arbori

Materialul mai frecvent utilizat în construcția arborilor este oțelul carbon și aliat din bare laminate sau forjate, mai rar - oțelul turnat. Arborii obișnuiți se execută din oțel 5, 20, 30. Construcțiile cu cerințe mai înalte - din oțel 45, 40X, iar cele greu solicitate - din oțeluri 40XH, 30XGT, 40XHMA și altele cu prelucrare termică. Arborii cu turația înaltă, instalați în lagăre cu alunecare, sunt construiți din oțeluri 12X2H3A, 20X, 18XGT sau din oțel de nitrurare 38X2MIOA supunându-le cementării și călirii pentru a obține o duritate înaltă a cuplului arbore - cuzinet.

### 9.2. Calculul de proiect (predimensionare)

În tab. 9.1 sunt expuse caracteristicile mecanice ale unor oțeluri utilizate în construirea arborilor.

Tabelul 9.1

Oțeluri utilizate în construcția de arbori

Marca oțelului	Diametrul semifabricatului (mm) până la	Duritatea (HB) peste	Caracteristicile mecanice, MPa						
			$\sigma_r$	$\sigma_c$	$\tau_c$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	$\psi_\sigma$	$\psi_\tau$
Cr5	..	190	520	280	150	220	130	0	0
45	120	240	800	550	300	350	210	0,1	0
	80	270	900	300	390	380	230	0,1	0,05
40X	200	240	800	650	390	360	210	0,1	0,05
	120	270	900	750	450	410	240	0	0
40XH	200	270	920	750	450	420	250	0,1	0,05
20	60	145	400	240	120	170	100	0,05	0
20X	120	197	650	400	240	300	160	0,1	0
12XH3A	120	260	950	700	490	420	210	0,15	0,05
18XGT	60	330	1150	950	660	520	280	0,15	0,1
40XHMA	50	300	1000	880	580	450	270	0,15	0,1

Predimensionarea arborilor se efectuează pe baza calculului de rezistență numai la răsucire, iar neglijarea încovoierii se compensează prin micșorarea corespunzătoare a rezistenței admisibile. În acest sens

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}}$$
(9.1)

unde  $T$  este momentul de răsucire, N·mm;  $[\tau]$  - tensiunile admisibile la răsucire,  $[\tau] = 15 \dots 25 \text{ Mpa}$ .

Pentru arborii conducători ai reductoarelor mai indicată este determinarea cu relația (9.1) a diametrului capătului de ieșire. Pentru arborii intermediari cu relația (9.1) se determină diametrul arborelui sub pinion (secțiunea cea mai periculoasă), micșorând  $[\tau]$  până la  $15 \text{ Mpa}$ . Valorile determinate sunt rotunjite până la cele recomandate de GOST 6636-69; 10; 10,5; II; 11,5; 12; 12,5; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 52; 55; 60; 63; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100;...

După aceasta este elaborată construcția arborelui (fig. 9.1), acceptând diametrele celorlalte sectoare din considerente constructive. Elaborând

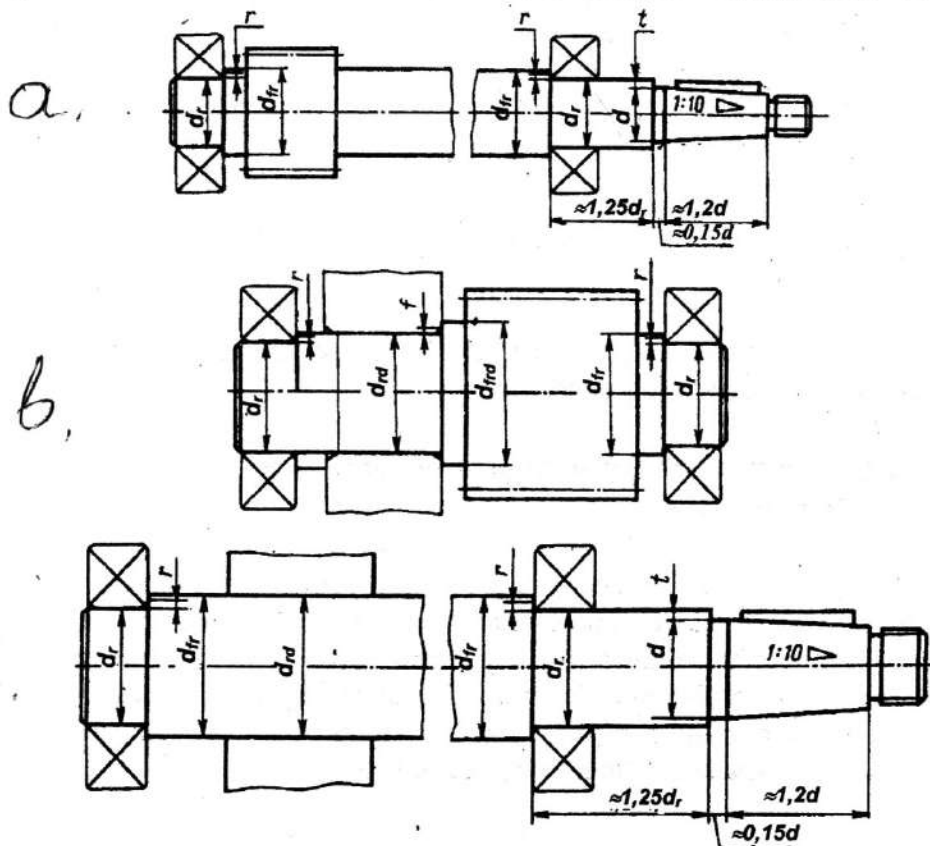


Fig. 9.1

construcția arborelui, trebuie să ținem cont de modalitatea instalării pe arbore a rulmenților, roților dințate, garniturilor, inelelor de protecție, de asemenea și de fixarea acestora în direcție axială.

Diametrul capătului arborelui conducător nu trebuie să se deosebească considerabil de diametrul arborelui electromotorului  $d_m$ , sau al cuplajului. Dacă ele se vor deosebi considerabil, va fi greu de selectat cuplajul necesar. De aceea, diametrul acesta, când este necesar, se precizează cu relația  $d = (0,8... 1,2) d_m$ .

Diametrul arborelui sub rulmenți se determină cu relația  $d_r = d + 2t$ . Diametrul umerilor pentru fixarea axială a rulmenților  $d_{fr} = d_r + 3r$ . Acest diametru deseori este acceptat drept diametru de instalare a roților dințate. Diametrele umerilor pentru fixarea roților dințate  $d_{frd} = d_{fr} + 4f$ . Înălțimea umărului de sprijin  $t$ , coordonata razei rulmentului  $r$  și dimensiunea teșiturii în alezajul roții dințate  $f$  (mm) sunt acceptate în dependență de valoarea diametrului  $d$  al suprafeței de ajustaj:

$d$	17...24	25...30	32...40	42...50	52...60	62...70	71...85
$t$	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
$r$	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
$f$	1	1	1,2	1,6	2	2	2,5

Notă. Coordonata razei rulmentului este indicată aproximativ. Valoarea exactă vezi tabelele rulmenților.

Valoarea conicității capătului arborelui se alege conform standardului, alegând cea mai apropiată valoare mai mare.

### 9.3. Elaborarea schițelor de dimensionare ale reductoarelor

După efectuarea etapei precedente este elaborată schița de dimensionare a reductoarei. Sub schița de dimensionare se subînțelege amplasarea relativă în plan a elementelor reductorului. În procesul elaborării schiței de dimensionare a reductorului este determinată o atare amplasare a elementelor componente ale reductorului pentru care, având gabarite minime, vom crea cele mai bune condiții pentru asamblarea și exploatarea lui.

Elementele constructive necesare proiectării reductoarelor cu roți dințate cilindrice și conice sunt prezentate în fig. 9.2 și fig. 9.3, iar în tab. 9.2 sunt expuse relații de calcul pentru elementele cotate pe aceste figuri.

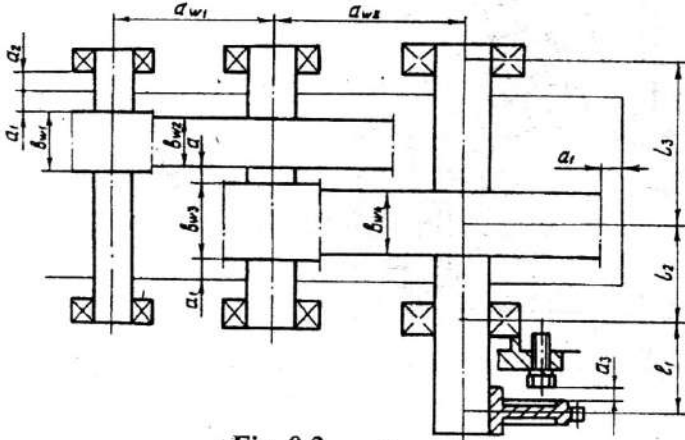


Fig. 9.2

conturul roților conform dimensiunilor exterioare. Toți rulmenții în prima etapă sunt aleși conform diametrul corespunzător al arborelui din seria ușoară. În preliminar putem accepta grosimea peretelui corpului reductorului  $\delta = 8 \dots 10$  mm.

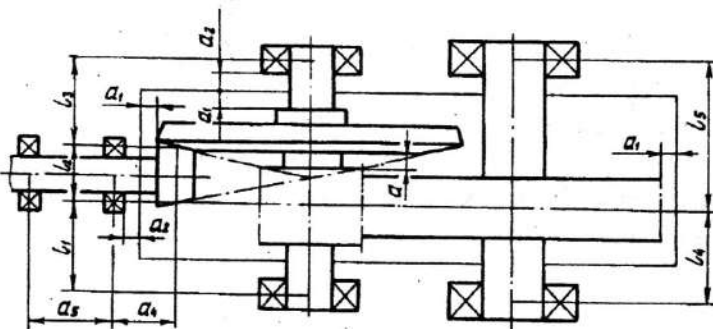


Fig. 9.3

Reductorul și elementele lui componente sunt schițate schematic fără a le reda complet construcția., într-o scară anumită. De obicei, schița de dimensionare este elaborată în scara 1:1 sau 1:2 în doua, trei vederi. Pe foaia de hârtie milimetrică sunt trasate distanțele dintre axe, după aceasta este trasat con-

La etapa aceasta vom elabora și metoda de ungere a rulmenților. Dacă rulmenții se vor unge cu ulei din baia reductorului, atunci ei se instalează direct la marginea peretelui interior al corpului reductorului.

Dacă rulmenții vor avea un sistem independent de ungere, atunci ei se instalează la distanța de 8... 10 mm de la marginea peretelui interior, pentru instalarea inelelor de refulare a uleiului.

Elaborarea schiței de dimensionare a reductorului precesional (fig. 9.4) începe cu trasarea a doua axe, înclinate una față de alta corespunzător unghiului de nutație  $\Theta$ . Aceste doua axe se vor intersecta într-un punct (centrul de nutație), apoi vom trasa altele două perpendiculare corespunzător primelor.

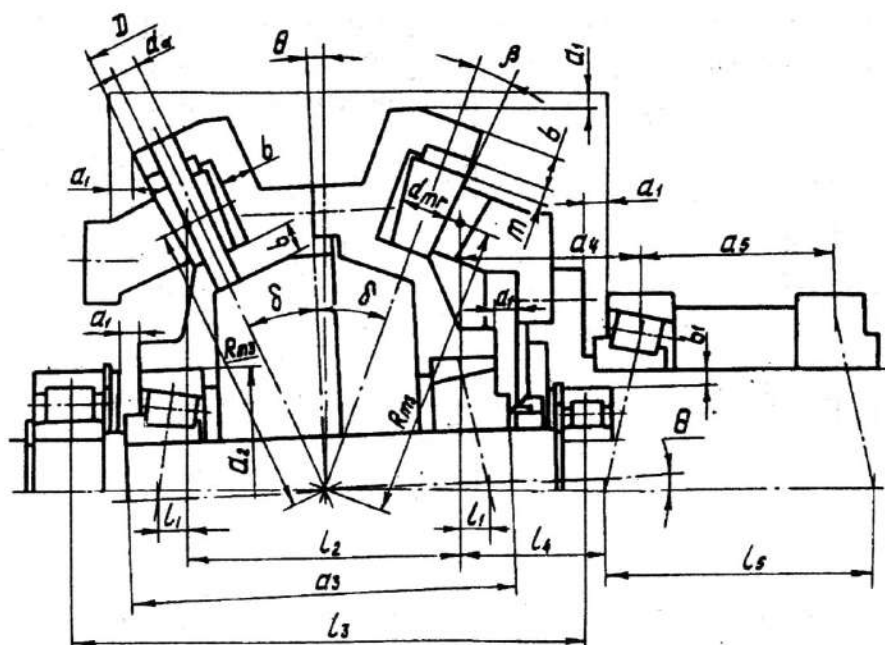


Fig. 9.4

De la axa înclinată verticală se depune în ambele părți unghiul de amplasare a coroanelor cu role  $\delta$ . La următorul pas vom depune din centrul de rotație lungimea medie a generatoarei conului coroanei cu role  $R_{m3}$  corespunzător unghiului  $\delta$ . Utilizând dimensiunile  $d_{mr}$ ,  $\beta$  și  $b_w$ , se construiește conturul rolei, care formează coroana.

Construirea corpului coroanelor cu role, amplasarea rulmenților arborelui înclinat și a arborelui condus se efectuează ținând cont de cotele indicate în tabelul 9.3.

Tabelul 9.2

*Dimensiuni constructive pentru reductoare cilindrice*

Cota	Dimensiunile constructive	
	Denumirea	Valoarea
$a_1$	Distanța de la roata dințată la peretele reductorului	$a_1 = (8 \dots 10) \text{ mm}$ . Se alege funcție de precizia de execuție și montaj a reductorului ținând cont de dimensiunile de gabarit.
$a_2$	Distanța de la rulment la marginea interioară a	$a_2 = (2 \dots 3) \text{ mm}$ în cazul ungerii lagărelor cu ulei din baia reductorului. Pentru alte sisteme de



Tabelul 9.2 (continuare)

	carcasei reductorului	ungere se va alege funcție de construcția sistemului ales (în medie $a_2 = 8 \dots 10 \text{ mm}$ ).
$a_3$	Distanța de la elementul roților la capacul lagărului din carcasă	$a_3 = (5 \dots 10) \text{ mm}$
$a$	Distanța între roțile dințate montate pe aceeași axă	$a = 5 \dots 10 \text{ mm}$ . Sunt valabile indicațiile date la cota $a_1$ .
$a_4$	Distanța de la secțiunea medie până la centrul lagărului	Rezultă prin însumarea cotelor în fig. 10.2
$a_5$	Distanța între lagărele arborelui cu consolă	$a_5 = (1,5 \dots 2)a_4$
$a_{w1}, a_{w2}$	Distanțele dintre axe	Se determină din calculele angrenajului reductorului
$b_{w1}, b_{w2}, b_{w3}, b_{w4}$	Lățimile roților dințate	Se determină pe baza calculului roților dințate ale reductorului
$l_1, l_2, l_3, l_4, l_5$	Distanțele de la organele de antrenare ale arborilor la punctul de reazem	Se determină prin măsurare de pe desen

Tabelul 9.3

Dimensiunile constructive ale reductorului precasional 2K-H

Cota	Dimensiunea	Valoarea
$a_1$	Distanța de la elementele rotative la peretele carcasei reductorului	$a_1 = (5 \dots 10) \text{ mm}$ . Se alege funcție de precizia de execuție și montaj a reductorului
$a_2$	Diametrul exterior al lagărelor satelitului	$a_2 \approx (0,8 \dots 1,2)R_m$ . Se precizează prin calculul rulmenților.
$a_3$	Distanța între părțile laterale ale lagărelor satelitului	$a_3 \approx (1,3 \dots 1,6)a_2$ . Se precizează prin calculul rulmenților
$a_4$	Distanța de la punctul de aplicare al forțelor la punctul de	Rezultă prin însumarea cotelor date în fig.

Tabelul 9.3 (continuare)

	reazem al arborelui conducător	
$a_5$	Distanța între reazemele arborelui cu consolă	$a_5 = (1,4 \dots 1,6) R_m$ . Se precizează prin calculul rulmenților
$b$	Grosimea elementelor constructive ale satelitelui	$b \approx d_a$ ( $d_a$ - diametrul axei rolei)
$b_1$	Grosimea peretelui arborelui condus	$b_1 \geq 5 \text{ mm}$
$l_1, l_2, l_3, l_4, l_5$	Distanța de la punctele de aplicare al forțelor la punctele de reazem	Se determină prin măsurare de pe desen
$d_m, \beta, \vartheta, d_a, D, \delta, R_m, m$	Parametrii geometrici ai angrenajului precesional	Se determină prin calculul angrenajului

#### 9.4. Calculul reacțiilor în reazeme și construirea diagramelor momentelor de încovoiere

La prima etapă este elaborată schema de calcul a arborelui. La întocmirea schemei de calcul se efectuează schematizarea sarcinilor, reazemelor și construcția arborelui. În schemele de calcul sunt utilizate trei tipuri de reazeme: articulat fix, articulat mobil și încastrare (pentru axe încastrarea nu se admite).

Dacă rulmentul este solicitat în direcțiile radială și axială el se înlocuiește printr-un reazem articulat fix. Rulmentul solicitat numai radial se înlocuiește printr-un reazem articulat mobil. Exemplu al unei scheme de calcul este prezentat în fig. 9.5.

La construirea diagramelor momentelor de încovoiere trebuie să ținem cont de erorile de montaj, de execuție și de uzarea neuniformă a elementelor cuplajului [5, 8].

Factorii enumerați contribuie la apariția în locul ajustajului cuplajului a unei sarcini radiale de încovoiere. În calculul arborilor este indicat

$$F_c = (0,3 \dots 0,5) F_t \quad (9.2)$$

unde  $F_t$  este forța tangențială pe cilindrul de calcul (cu diametrul  $D_1$ ) al cuplajului

$$F_t = 2T/D_1, \quad (9.3)$$

unde  $T$  este momentul de torsiune.

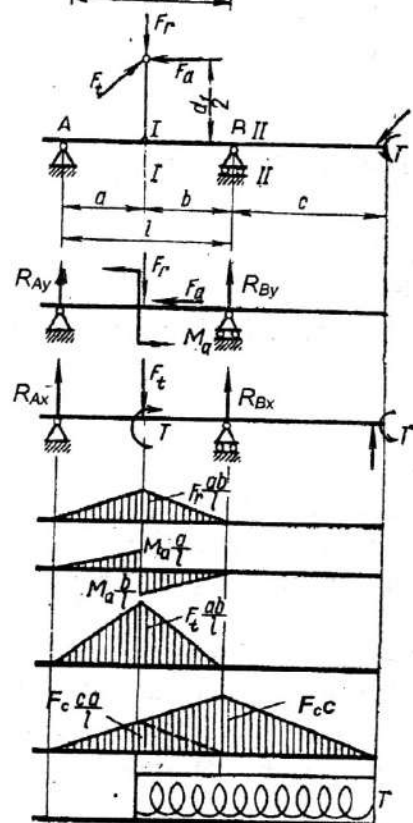
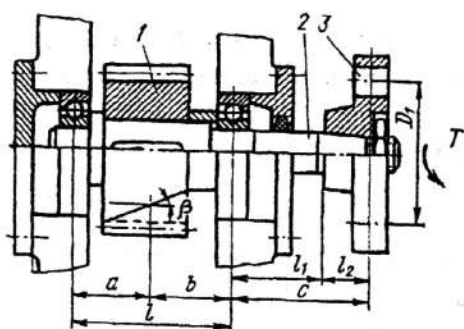


Fig. 9.5

Dacă nu este cunoscută destinația reductorului, se recomandă aplicarea unei forțe radiale  $F_{rc}$  la consola arborelui de ieșire, care se determină cu relația:

◆ pentru un reductor cilindric sau conic cu o singură treaptă

$$F_{rc} = 126\sqrt{T}; \quad (9.4)$$

◆ pentru un reductor melcat cu o singură treaptă, de asemenea pentru reductoarele cilindrice și conice-cilindrice

$$F_{rc} = 252\sqrt{T}. \quad (9.5)$$

Construirea diagramelor și determinarea reacțiunilor de la solicitările de bază și a cuplajului se efectuează separat.

În continuare, pentru asigurarea rezervei de fiabilitate a calculului se admite, că reacțiunile în reazem de la solicitările  $F_c$  și  $F_{rc}$  au aceeași direcție ca și reacțiunile în reazem de la acțiunea solicitărilor de bază. În fig. 9.5 forța  $F_c$  este aplicată astfel ca ea să mărească momentul de la forța  $F_t$ .

În fig. 9.5 forțele  $F_t$ ,  $F_r$  și  $F_a$  sunt reduse la axa arborelui și sunt ilustrate separat pentru planurile vertical și orizontal. Acțiunea lor este înlocuită prin cuplurile de forțe:  $F_t(d_1/2) = T$  și  $F_a(d_1/2) = M_a$ .

Sub schema de calcul sunt construite diagramele momentelor de încovoiere și celui de torsiune.

Cu aceste diagrame ușor putem calcula momentele sumare de încovoiere pentru orice secțiune a arborelui.

Reacțiunea sumară în reazem

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2} + R_{cp}, \quad (9.6)$$

unde  $R_x$  și  $R_y$  sunt componentele reacțiunii în reazem de la solicitările de bază;  $R_{cp}$  - componenta reacțiunii în reazem de la forța radială a cuplajului sau de la solicitarea pe consolă.

Momentul sumar de încovoiere în secțiune

$$M_{\hat{t}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_{icp}, \quad (9.7)$$

unde  $M_x$  și  $M_y$  sunt momentele de încovoiere în secțiunea analizată, în planurile vertical și orizontal, de la solicitarea de bază;  $M_{icp}$  - momentul de încovoiere, de la acțiunea cuplajului sau solicitării pe consolă.

## 9.5. Calculul arborilor la rezistență

### 9.5.1. Precizarea dimensiunilor constructive ale arborelui

Conform momentului echivalent de încovoiere

$$M_e = \sqrt{M_{\hat{t}}^2 + 0,75T^2}, \quad (9.8)$$

se precizează valorile diametrelor diferitelor secțiuni ale arborelui cu relația

$$d \geq \sqrt{\frac{M_e}{0,1[\sigma]_t}}. \quad (9.9)$$

Tensiunile admisibile  $[\sigma]_t$  se determină conform tab. 10.4.

În unele cazuri se admite modificarea neesențială a diametrelor arborilor din considerente constructive și tehnologice în locul montării roților dințate, de curea, de lanț în raport cu cele calculate.

Sunt precizate diametrele fusurilor și dimensiunile liniare - grosimea umerilor, lungimile sectoarelor de montare a pinioanelor, inelelor de distanțare etc.; lungimile sectoarelor de montare ale rulmenților sunt coordonate cu dimensiunile rulmenților, verificați la capacitatea statică și dinamică de încărcare.

Pentru ilustrarea etapei prezentate în fig. 9.5 este expusă construcția unui arbore condus. Ajustajele și dimensiunile obținute definitiv sunt indicate la etapa proiectului tehnic al reductorului. Construcția și dimensiunile arborelui depind de construcția și dimensiunile organelor asamblate și metoda lor de fixare. La etapa schiței de proiect și proiectului tehnic construcția și dimensiunile arborilor trebuie să fie coordonate cu construcția reductorului, sistemul de ungere etc.

Tabelul 9.4

Tensiunile admisibile nominale pentru arbori și axe rotative  $[\sigma]_b$ , MPa

Factorul de concentrare a tensiunilor	Diametrul arborelui, mm	Materiale, prelucrare termică, caracteristicile mecanice, MPa			
		Oțel 5, 35 $\sigma_r \geq 500$ , $\sigma_{-1} \geq 220$	Oțel 6, 45 $\sigma_r \geq 600$ , $\sigma_{-1} \geq 260$	45, călire $\sigma_r \geq 500$ , $\sigma_{-1} \geq 340$	40X, călire $\sigma_r \geq 1000$ , $\sigma_{-1} \geq 400$
Organ montat cu strângere mică	30	80	85	90	95
	50	65	70	75	80
	100	60	65	70	75
Organ montat prin presare (fără durificarea arborelui)	30	58	63	67	70
	50	48	50	55	60
	100	45	48	50	55
Racordare	30	60	70	80	90
	50	55	65	75	80
	100	50	55	65	70

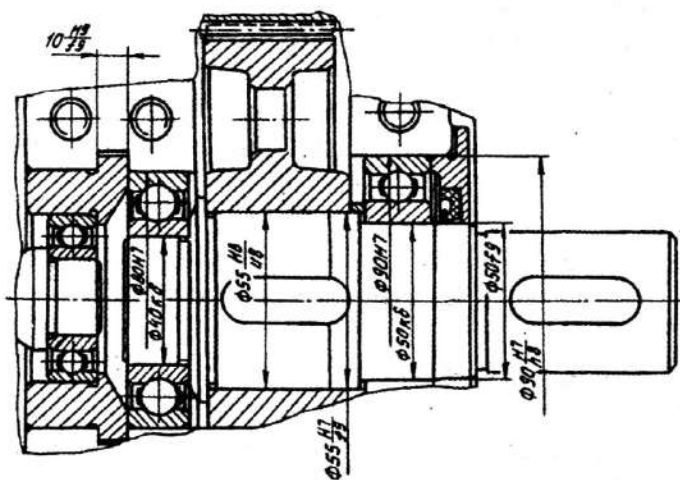


Fig. 9.6

Expunem unele cerințe generale, de care trebuie să ținem cont în procesul elaborării construcției arborilor.

1. Cu scopul asigurării rezistenței necesare, arborii trebuie construiți cu configurația apropiată de corpurile echirezistente, adică cu secțiunea variabilă corespunzător diagramelor momentelor de înco-

voiere și răsucire. Pentru comoditatea asamblării, de obicei, ei sunt executați în trepte, ceea ce simplifică fixarea axială a organelor montate pe ei.

2. Criteriul de bază al capacității de funcționare a majorității arborilor (oboseala) în mare măsură este determinat de influența concentrării tensiunilor în racordări, canale, găuri, în locul asamblărilor prin strângere etc. Micșorarea

efectului de concentrare a tensiunilor se realizează prin diferite măsuri tehnologice și constructive [6, 9]. Unele măsuri constructive de mărire a rezistenței arborilor prin micșorarea concentratorilor de tensiuni sunt prezentate în fig. 9.7. Metode efective de durcisare tehnologică sunt: rularea cu role, durcisarea cu get de alic. Trebuie să evităm fixarea pieselor prin șuruburi,

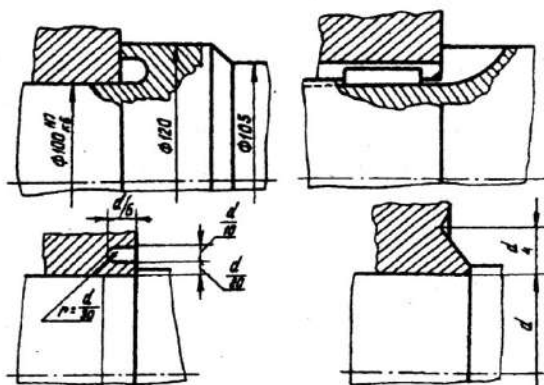


Fig. 9.7

piulițe și inele, care măresc concentrarea tensiunilor. În cazurile când aceste metode nu pot fi evitate trebuie să micșorăm influența concentrării tensiunilor, de exemplu, prin teșirea găurilor, durcisarea tehnologică a filetului. Micșorarea rugozității suprafețelor concentratorilor de tensiuni, de asemenea, este o metodă eficientă de mărire a rezistenței la oboseală a arborilor.

3. Dimensiunile arborilor (în particular, lungimea lor, alegerea locurilor de asamblare a organelor), în mare măsură, sunt determinate de cerințele de rigiditate, cât la încovoiere atât și la răsucire. Rigiditatea insuficientă a arborilor poate contribui la concentrarea inadmisibilă a sarcinii în angrenaje și lagăre.

4. Pentru momente de torsiune mari și cerințe înalte față de centrare sunt recomandate asamblări prin caneluri; pentru momente medii și nu prea mari putem utiliza asamblări prin pene.

5. Dimensiunile umerilor pentru fixarea axială a roților și rulmenților trebuie să fie coordonate cu teșiturile organelor asamblate pe arbore etc.

## 9.6. Calculul arborilor la oboseală

Aceste calcule sunt elaborate ținând cont de regimul de sarcină variabil [6, 9]. Arborii sunt verificați la oboseală conform tensiunilor care apar în elementele cu concentratori de tensiuni. Aceste elemente nu sunt obligatoriu să se găsească în secțiunile periculoase din punct de vedere al rezistenței statice. Mai întâi se determină coeficienții de siguranță conform tensiunilor normale și tangențiale (în calcule la oboseală după factorii de forță de lungă durată, iar la rezistența statică – de vârf), mai apoi și coeficientul global de siguranță și rezistență statică.



Pentru o schemă simplificată de calcul și lipsa verificării experimentale acești coeficienți trebuie să aibă valori nu mai mici ca 1,5...1,8. Valorile mai mari ale coeficienților rezistenței statice nu trebuie să depășească 2,5... 3, iar la oboseală - 4... 5 (excepție fac cazurile când diametrul arborelui este mărit constructiv sau din alte considerente speciale).

În cazuri de răspundere trebuie verificată rigiditatea arborelui (săgeata de încovoiere, unghiul de răsucire), pentru a evita abaterile în funcționarea transmisiilor, rulmenților, micșorarea preciziei cinematice, apariția autooscilațiilor ansamblurilor acționării etc.

În cazul necorespunderii coeficienților de siguranță determinați celor admisibili trebuie să schimbăm diametrele arborilor sau materialul lor, să introducem schimbările necesare în construcția elementelor arborelui, în tehnologie etc., apoi recalculăm coeficienții de siguranță. Coeficientul de siguranță la oboseală la solicitarea compusă

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} \geq [s]. \quad (9.10)$$

Coeficientul de siguranță la solicitarea de încovoiere

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_d \varepsilon_s} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m}. \quad (9.11)$$

Coeficientul de siguranță la solicitarea de răsucire

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_d \varepsilon_s} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}, \quad (9.12)$$

unde  $\sigma_{-1}$ ,  $\tau_{-1}$  sunt limitele de rezistență la oboseală pentru solicitări alternative (tab. 9.1);  $K_{\sigma}$ ,  $K_{\tau}$  - coeficienții efectivi de concentrare a tensiunilor în secțiunea considerată, corespunzătorii solicitării de încovoiere, respectiv de torsiune. Pentru cazuri mai frecvent utilizate v. tab. 9.5. Mai pe larg [1,5,8];  $\varepsilon_d$  - factor dimensional (fig. 10.8);  $\varepsilon_s$  - coeficient de calitate al suprafeței (fig. 9.8);  $\sigma_a$  ( $\tau_a$ ),  $\sigma_m$  ( $\tau_m$ ) - amplitudinea și, respectiv, efortul unitar mediu, ale ciclurilor de solicitare la încovoiere și răsucire;  $\psi_{\sigma}$ ,  $\psi_{\tau}$  - coeficienți ce caracterizează sensibilitatea materialului în raport cu asimetria ciclului de solicitare ( $\psi_{\sigma}=0,1$ ;  $\psi_{\tau}=0,05$  - oțel carbon;  $\psi_{\sigma}=0,15$ ;  $\psi_{\tau}=0,1$  - oțel aliat).

Pentru un ciclu alternativ simetric  $\sigma_m = 0$ ;  $\sigma_a = \sigma_l = \frac{M}{W_l}$ ;

$$\text{pentru un ciclu oscilant } \tau_m = \tau_a = \frac{I}{2} \tau_{\max} \frac{I T}{W_p},$$

unde  $M_i$ ,  $T$  sunt momentele de încovoiere și torsiune în secțiunea verificată;  $W_i$ ,  $W_p$  - momentele de rezistență ale secțiunii la încovoiere și torsiune respectiv.

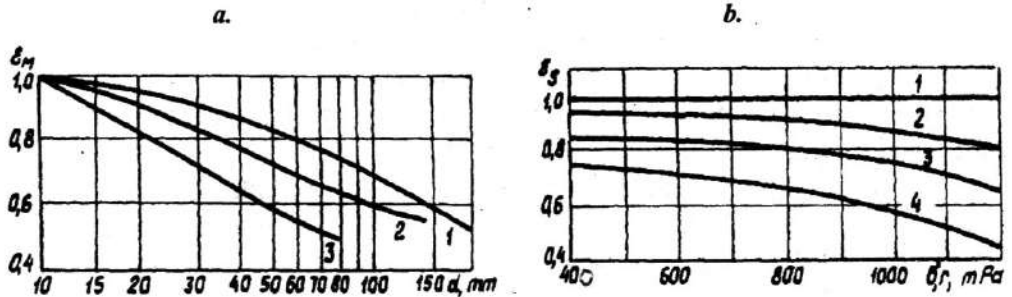


Fig. 9.8

Tabelul 9.5

Valorile coeficienților efectivi de concentrare a tensiunilor

Concentrator de tensiuni	$r/d$	$t/r$	$\sigma_r$ , MPa	$K_\sigma$	$K_\tau$
	0,02	1	500...1200	1,45...1,60	1,35...1,40
	0,05	1		1,60...1,90	1,45...1,55
	0,02	2		1,80...2,15	1,60...1,70
	0,05	2		1,75...2,20	1,60...1,75
	0,02	1	500...1200	2,05...2,5	1,6...2,2
	0,05	1		1,85...2,25	
	0,02	2		2,25...2,70	
	0,05	2		2,05...2,50	
	$\leq 0,1$		500...1200	2,0...2,3	1,75...2,0
	$> 0,15$			1,8...2,1	
			500	1,8	1,4
			700	1,9	1,7
			1200	2,3	2,2
			500	1,45	2,25...1,43
			700	1,60	2,45...1,49
			1200	1,75	2,80...1,60
			500	1,80	
			700	2,20	
			1200	2,90	

### 9.7. Exemplu de calcul

Efectuați calculul de verificare la oboseală al arborelui din fig 9.5. Momentul de torsune  $M = 645 \text{ Nm}$ ,  $n = 200 \text{ rot/min}$ , diametrul de divizare al pinionului  $d_1 = 200 \text{ mm}$  ( $z = 40$ ,  $m = 5$ ,  $\beta = 8^\circ$ ). Pe capătul arborelui este instalat un cuplaj compensator. Materialul arborelui - oțel 45, normalizat. Limita de rezistență  $\sigma_r = 650 \text{ Mpa}$ . Tensiunile limită la încovoiere și răsucire  $\sigma_{-1} = 0,45\sigma_r = 0,45 \cdot 650 = 260 \text{ Mpa}$ .  $\tau_{-1} = 0,2\sigma_r = 0,2 \cdot 650 = 130 \text{ Mpa}$ .

1. Determinăm diametrul arborelui sub cuplaj cu relația (9.1)

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T}{0,2[\tau]}} \geq \sqrt[3]{\frac{645 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 25}} = 50,6 \text{ mm},$$

unde conform indicațiilor din pag. 102 sa acceptat  $[\tau] = 25 \text{ Mpa}$ . Conform dimensiunilor din șirul standard [11] acceptăm  $d = 53 \text{ mm}$ .

2. Elaborăm construcția arborelui conform fig. 10.8 ținând cont de indicațiile din pag. 103:

- ◆ diametrul arborelui sub rulmenți  $d_r = d + 2t = 53 + 7 = 60 \text{ mm}$ ;
- ◆ diametrul ajustajului pinionului  $d_p = d_r + 5 = 65 \text{ mm}$ .

Din schița de dimensionare determinăm:  $l = 120 \text{ mm}$ ;  $a = b = 80 \text{ mm}$ ;  $c = 170 \text{ mm}$ ;  $D_1 = 140 \text{ mm}$ .

3. Determinăm sarcina radială de încovoiere aplicată arborelui de la dezechilibrul cuplajului. Ținând cont de indicațiile din pag. 107

$$F_c = 0,3 \frac{2T}{D_1} = \frac{0,6 \cdot 645 \cdot 10^3}{140} = 2750 \text{ N}.$$

4. Determinăm valorile forțelor în angrenaj

$$F_t = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 6450 \cdot 10^3}{200} = 6450 \text{ N}; F_a = F_t \tan \beta = 6450 \cdot 0,1405 = 900 \text{ Nm};$$

$$F_r = F_t \frac{\tan \alpha}{\cos \beta} = 6450 \frac{0,364}{0,9903} = 2400 \text{ N}.$$

5. Determinăm reacțiunile în rezeme:

Reacțiunile de la forțele  $F_r$  și  $F_a$  care acționează în plan vertical. Suma momentelor forțelor în raport cu reazemul A:

$$R_{By} \cdot l = F_r \cdot l/2 - F_a \cdot d_1/2; R_{By} = F_r/2 - F_a \cdot d_1/2l = 120 - 45 \cdot 200/160 = 600 \text{ N}.$$

$$R_{Ay} = F_r - R_{By} = 2400 - 600 = 1800 \text{ N}.$$

Reacțiunile de la forțele  $F_t$  și  $F_c$  care acționează în plan orizontal. Suma momentelor forțelor în raport cu reazemul A:

$$R_{Bx}l = F_t \frac{l}{2} - F_c(c+l); R_{Bx} = \frac{F_t}{2} - F_c \left( \frac{c}{l} + 1 \right) = 3230 - 2750 \left( \frac{170}{160} + 1 \right) = -2400 \text{ N.}$$

$$R_{Ax} = F_t - F_c - R_{Bx} = 6450 - 2750 + 2400 = 6100 \text{ N.}$$

6. Conform diagramelor momentelor de încovoiere cea mai periculoasă este secțiunea I - I în locul instalării pinionului. Momentul de încovoiere pentru această secțiune

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{(1800 \cdot 80)^2 + (6100 \cdot 80)^2} = 510 \text{ Nm.}$$

Momentele de rezistență ale secțiunii conform relațiilor din [11]  $W_f = 23132 \text{ mm}^3$ ;  $W_p = 46265 \text{ MPa}$ .

$$7. \text{ Efortul unitar la încovoiere } \sigma_f = \sigma_a = \frac{M}{W_f} = \frac{510 \cdot 10^3}{23132} = 22 \text{ MPa.}$$

$$8. \text{ Efortul unitar la torsiune } \tau = \tau_a = \frac{1}{2} \frac{T}{W_p} = \frac{64,5 \cdot 10^3}{46265} = 14 \text{ MPa.}$$

9. Coeficienții de siguranță la încovoiere și torsiune respectiv

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \varepsilon_s} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{260}{\frac{1,75}{0,72} 22} = 5.$$

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \varepsilon_s} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{130}{\frac{1,5}{0,72} 14 + 0,05 \cdot 14} = 4,6.$$

unde  $k_\sigma = 1,75$ ,  $k_\tau = 1,4$  conform tab. 9.5;  $\psi_\sigma = 0$ ,  $\psi_\tau = 0,05$ ;  $\varepsilon_\sigma = \varepsilon_\tau = 0,72$  - fig.9.8, a;  $\varepsilon_s = 1$  - fig.9.8, b.

Coeficientul global de siguranță

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}} = \frac{5 \cdot 4,6}{\sqrt{5^2 + 4,6^2}} = 3,4 > [s] = 1,5 \dots 2,5.$$

Rezistența arborelui este asigurată.

## 10. CALCULUL ȘI PROIECTAREA MONTAJELOR CU RULMENȚI

### 10.1. Calculul rulmenților

În conformitate cu GOST 18854-73 și GOST 18855-73 alegerea rulmenților conform catalogului se efectuează după capacitatea dinamică de încărcare

$$C = (F_e L)^{1/p}, \text{ de unde } L = (C/F_e)^p, \quad (10.1)$$

unde  $L$  este durabilitatea în milioane de rotații;  $F_e$  - sarcina dinamică echivalentă;  $p$  - indicele puterii.  $p = 10/3$  - pentru rulmenți cu role;  $p = 3$  - pentru rulmenți cu bile.

Durata de funcționare necesară în ore

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \cdot L = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F_e} \right)^p. \quad (10.2)$$

Sarcina dinamică echivalentă:

pentru rulmenți radiali axiali și radiali cu bile:

$$F_e = (XV F_r + YR_a) k_s k_t; \quad (10.3)$$

pentru rulmenți radiali cu role

$$F_e = XV F_r k_s k_t, \quad (10.4)$$

unde  $X$  și  $Y$  sunt coeficienții sarcinilor radială și axială ale rulmentului (tab. 10.1);

$V$  - coeficient cinematic;  $V = 1$ , dacă inelul interior este rotativ, iar cel exterior fix;  $V = 1,2$ , dacă se rotește inelul exterior, iar cel interior este fix;

$F_r$  și  $R_a$  - componentele radială și axială ale solicitării rulmentului (nu se confundă forța  $R_a$  cu forța axială  $F_a$  exterioară din angrenaj);

$k_s$  - coeficientul regimului de sarcină (tab. 10.3)

$k_t$  - coeficient ce depinde de regimul termic (pentru  $t$  până la  $125^\circ\text{C}$  -  $k_t = 1$ , pentru  $t = 125 \dots 250^\circ\text{C}$  -  $t = 1,05 \dots 1,4$ ).

Relațiile (10.1-10.2) sunt valabile pentru  $n \geq 10 \text{ rot/min}$ ; pentru  $n$  de la 1 la 10 calculul se efectuează acceptând  $n = 10 \text{ rot/min}$ .

Pentru rulmenții radiali - axiali sarcina radială  $F_r$  va avea o componentă axială, numită frecvent forță axială interioară. Valoarea acestei forțe:  $S = e F_r$  - pentru rulmenții radiali - axiali cu bile;  $S = 0,83 e F_r$  - pentru rulmenți radiali - axiali cu role (unde  $e$  este coeficientul solicitării axiale. Se determină în prima aproximație funcție de raportul  $F_a/C_o$  din tabelul 10.1 pentru rulmenți radiali și

radiali-axiali cu bile, iar pentru cei radiali - axiali cu role se transcrie din tabelul rulmentului;  $F_a$  - forța axială în angrenaj). Determinarea solicitării axiale a rulmentului  $R_a$  - rezultă din fig. 10.1 și tabelul 10.2.

În tab. 10.1 sunt indicate relațiile pentru determinarea solicitărilor axiale  $R_{aA}$  și  $R_{aB}$  ale rulmenților pentru direcția forței axiale din angrenaj indicată în fig. 10.1. Pentru direcție inversă, reazemele  $A$  și  $B$  se schimbă cu locul.

Tabelul 10.1

Coefficienții sarcinilor radială și axială  $X$  și  $Y$  pentru rulmenți radial-axiali

Tipul rulmentului	$\alpha$	$R_d/C_0$	$(R_d/VF_r) \leq e$		$(R_d/VF_r) > e$		$e$
			$X$	$Y$	$X$	$Y$	
Rulment radial cu bile	0	0,014	1	0	0,56	2,3	0,19
		0,028				1,99	0,22
		0,056				1,71	0,26
		0,084				1,55	0,28
		0,11				1,45	0,3
		0,17				1,31	0,34
		0,28				1,15	0,38
		0,42				1,04	0,42
		0,56				1,00	0,44
		Rulmenți radiali - axiali cu bile				12°	0,014
0,029	1,62		0,34				
0,057	1,46		0,37				
0,086	1,34		0,41				
0,11	1,22		0,45				
0,17	1,13		0,48				
0,29	1,04		0,52				
0,43	1,01		0,54				
0,57	1,00		0,54				
26°	--		1	0	0,41		0,87
36°	--	1	0	0,37	0,66	0,65	
Rulment radial-axial cu role	--	--	1	0	0,4	Din tabelul rulmenților	Din tabelul rulmenților



Tabelul 10.2

Relații pentru calculul solicitării axiale a rulmentului

Condiții de solicitare	Solicitarea axială
$S_A \geq S_B; F_a \geq 0$	$R_{aA} = S_A; R_{aB} = S_A + F_a$
$S_A < S_B; F_a \geq S_B - S_A$	$R_{aA} = S_A; R_{aB} = S_A + F_a$
$S_A < S_B; F_a \leq S_B - S_A$	$R_{aA} = S_B - F_a; R_{aB} = S_B$

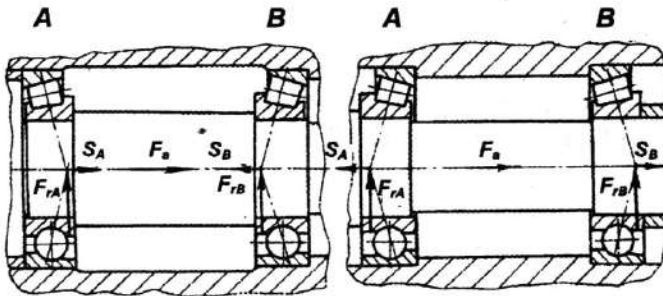


Fig. 10.1

Deci calculul rulmenților parcurge următoarele etape:

1. Prealabil este acceptat tipul rulmentului și schema lui de instalare în conformitate cu indicațiile din p. 9.

2. Pentru rulmentul selectat se transcriu

următorii parametri:

♦ pentru rulmenți radiali și radiali - axiali cu bile cu unghiul de contact  $\alpha < 18^\circ$  din tabelele rulmenților se transcriu valorile capacităților dinamice  $C_r$  și statice  $C_{0r}$  de încărcare;

♦ pentru rulmenți radiali - axiali cu bile cu unghiul de contact  $\alpha \geq 18^\circ$  din tabelul rulmentului se transcrie valoarea  $C_r$ , iar din tab. 10.1 valorile coeficienților  $X, Y$  și  $e$ ;

♦ pentru rulmenți radiali-axiali cu role valorile coeficienților  $C_r, Y$  și  $e$  se transcriu din tabelele rulmenților, iar valoarea coeficientului  $X$  se acceptă  $X = 0,4$ .

3. Se determină componentele axiale  $S$  (acceptând valoarea prealabilă a parametrului  $e$  din tab. 10.1 conform raportului  $F_a/C_{0r}$ ) și solicitările axiale ale rulmenților  $R_a$  (fig. 10.1, tab. 10.2).

4. Pentru rulmenți radiali și radiali - axiali cu bile cu unghiul de contact  $\alpha < 18^\circ$  se precizează valoarea parametrului  $e$  din tab. 10.1 cu raportul  $R_a/C_{0r}$ .

5. Se determină valorile coeficienților  $X$  și  $Y$  din tab. 10.1 în conformitate cu valoarea precizată a parametrului  $e$ .

6. Se calculează sarcina dinamică echivalentă cu relațiile (10.3 - 10.4).

7. Se determină durata de funcționare reală în ore cu relația (10.2).

Tabelul 10.3

Valorile coeficientului  $k_s$ 

Nr. crt.	Mașini, utilaje și condițiile de exploatare	$k_s$
1	Mașini cu regim de funcționare de scurtă durată sau intermitent: utilaje casnice, macarale pentru construcții și montaj, tractoare	1,0...1,1
2	Mașini și utilaje din p.1 dar cu cerințe ridicate față de fiabilitate: mecanisme de ridicat și macarale pentru greutatea cu bucata, automobile, combine, utilaje agricole	1,1...1,2
3	Mașini cu regim de exploatare într-un schimb, exploatare cu regim de sarcină incomplet; motoare electrice, reductoare, motoarele avioanelor	1,2...1,3
4	Mașinile din p.3 însă cu regim de sarcină complet; mașini unelte, de prelucrat lemn, de imprimat, de țesut	1,3...1,4

Pentru un regim variabil de funcționare în relația (10.2) trebuie substituită sarcina echivalentă  $F_e$  conform variației treptate a sarcinii și turației (cu regimuri date)

$$F_e = \sqrt{\frac{F_1^3 L_1 + F_2^3 L_2 + \dots + F_n^3 L_n}{L}}$$

unde  $n$  este numărul regimurilor de funcționare;  $L$  - numărul sumar în milioane de rotații, în timpul căruia rulmentul este solicitat de forțele  $F_1, F_2, \dots, F_n$  adică  $L=L_1+L_2+\dots+L_n$

## 10.2. Proiectarea montajelor cu rulmenți

### 10.2.1. Scheme caracteristice de montaje cu rulmenți

Pentru buna funcționare a arborilor și a organelor de mașini fixate pe aceștia, este necesar ca montajul cu rulmenți să realizeze atât fixarea radială, cât și fixarea axială, în ambele sensuri (chiar și atunci când pe arbore nu acționează forțe axiale).

Fixarea axială se poate realiza în conformitate cu două scheme distincte de montaje cu rulmenți [11], fig. 10.2:

I - fixarea axială a arborelui în ambele sensuri, într-un reazem: 1, a - cu un singur rulment; 1, b - cu doi rulmenți asemenea, sau cu un rulment cu două rânduri.

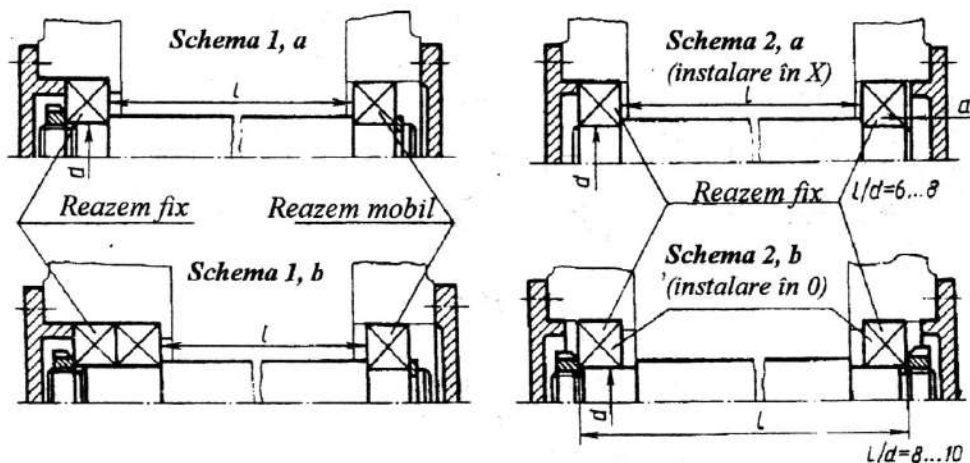


Fig. 10.2

II - fixarea axială a arborelui în ambele reazeme: 2, a - instalarea rulmenților în "X"; 2, b - instalarea rulmenților în "O".

### 10.2.2. Fixarea rulmenților pe arbori

În fig. 10.3 sunt expuse metodele de fixare a rulmenților pe arbori, care sunt folosite atunci când asupra arborelui acționează forțe axiale considerabile în ambele direcții.

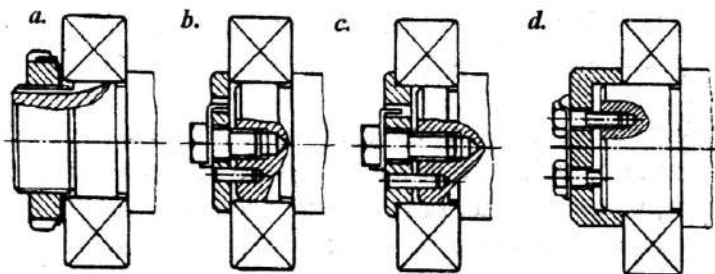


Fig. 10.3

se deosebește fixarea cu șaibe fixate cu șurub și știft (fig. 10.3, b, c) sau cu două șuruburi (fig. 10.3, d). Dimensiunile lor sunt indicate în [11].

O fixare sigură a rulmentului se realizează cu o piuliță canelată conform GOST 11871-80 (fig. 10.3; a), care se asigură de la deșurubare cu o șaibă specială (GOST 11872-80). Prin simplitate

În fig. 10.4 este prezentată fixareainelui interior al rulmentului cu uninel elastic (fig. 10.4, c) conform GOST 13942-80.

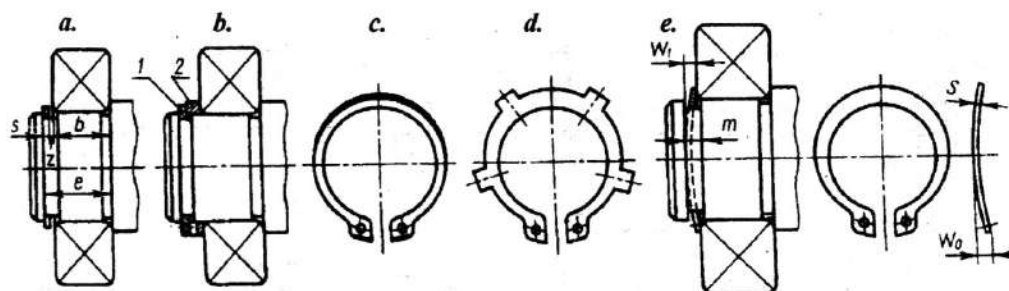


Fig. 10.4

Lățimea  $b$  ainelui interior al rulmentului (fig. 10.4, a) este executată cu abateri în limite largi. Dimensiunea  $e$  a arborelui se execută cu aceeași precizie. Grosimeainelui elastic  $s$  are toleranța la lățime  $-0,12\text{ mm}$ . În lanțul de dimensiuni, în majoritatea cazurilor, apare jocul  $z$  în limitele  $0...0,3\text{ mm}$  [11]. Pentru excluderea lui se recomandă instalarea unuiinel compensator 2 (fig. 10.4, b).

E necesar de menționat că inelele elastice contactează cuinelui interior al rulmentului pe o înălțime mică (sectorul îngroșat din fig. 10.4, c). Astfel,inelul compensator 2 va îmbunătăți, de asemenea, și contactulinelui elastic cuinelul rulmentului.

Firma Germană "SEEGER" și altele utilizează inele elastice de tipul celor prezentate în fig. 10.4, d, care contactează cu rulmentul în 6 puncte. Tot această firmă de rând cu altele utilizează inele elastice încovoiate (fig. 10.4, e). Posibilitățile compensatoare ale acestor inele pot fi apreciate prin compararea dimensiunilor:  $m = 3,4...6,3$ ;  $W_0 = 3,5...6,9$ .

O particularitate a construcției rulmentului este deformabilitateainelui interior. Pentru evitarea dezaxăriiinelui interior, la montaj el trebuie să fie strâns bine de umărul de sprijin al arborelui, sau de piesa instalată pe arbore cu care el contactează. Dimensiunile umărului de sprijin vor permite montajul corect al rulmentului, cât și demontajul lui. Dacă este imposibilă formarea unui umăr de sprijin cu înălțimea necesară, atunci se aplică următoarele variante de asamblare:

♦ între umărul de sprijin al arborelui șiinelul rulmentului se instalează uninel distanțier cu înălțimea necesară (fig. 10.5, a);

◆ se formează umărul de sprijin prin instalarea unui inel elastic în canalul arborelui (fig. 10.5, b);

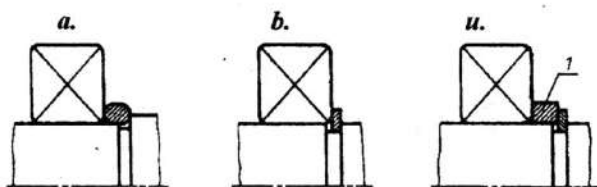


Fig. 10.5

◆ se instalează un inel intermediar 1, cu înălțimea care asigură un contact mai bun al arborelui cu inelul elastic (fig. 10.5, c).

### 10.2.3. Fixarea rulmenților în corp

În fig. 10.6 sunt expuse metodele mai frecvent utilizate pentru fixarea

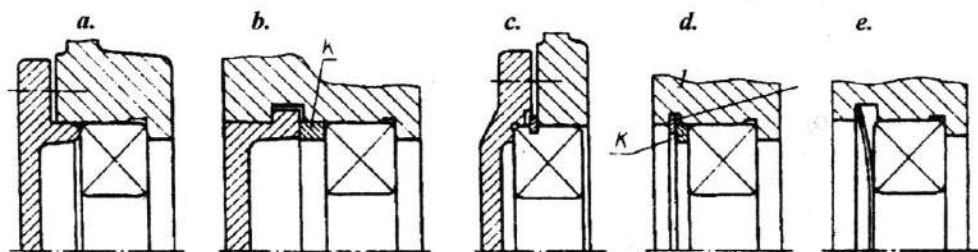


Fig. 10.6

rulmenților în corpuri. Este pe larg folosită metoda de fixare cu capac cu flanșă (fig. 10.6, a), sau îngropat (fig. 10.6, b). Rulmenții cu canal pe inelul exterior se fixează simplu cu un inel elastic (fig. 10.6, c). În fig. 10.6, d inelul exterior al rulmentului este fixat cu un inel elastic. Pentru excluderea jocului axial deseori între inelul exterior și cel elastic se instalează un inel compensator K. Pentru a nu utiliza inel compensator, rulmentul poate fi fixat cu un inel elastic încovoiat (fig. 10.6, e).

Pentru o fixare sigură a inelului exterior în corp sunt formate umere de sprijin. Ele pot fi formate direct în corp (fig. 10.7, a) sau prin utilizarea unor piese suplimentare: pahare (fig. 10.7, b), inele elastice (fig. 10.7, c) sau inele distanțiere (fig. 10.7, d).

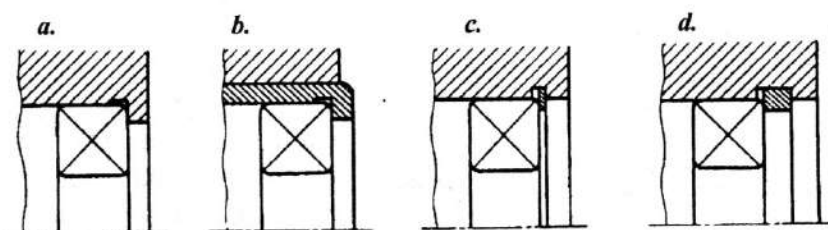


Fig. 10.7

### 10.2.4. Reglarea jocului în rulmenți

Schema 1, a (fig. 10.2. La fixarea arborelui într-un singur reazem cu un rulment, reglarea nu este necesară. Jocul axial necesar este asigurat de construcția rulmentului.

Schema 1, b (fig. 10.2). În acest caz în reazemele fixe sunt utilizați rulmenți ilustrați în fig. 10.8, a - d. Umerii de sprijin sunt construiți conform uneia din variantele expuse în fig. 10.5, 10.6 și 10.7.

Rigiditatea unghiulară a reazemelor fixe construite conform schemelor din fig. 10.8, a, b, d este mai înaltă ca a celui din fig. 10.8, c.

În unele tipuri de rulmenți (radiali și radial - axiali cu bile, radiali cu bile sau role pe două rânduri) jocurile între corpurile de rulare și inele sunt asigurate de construcția rulmentului. În alții (cu role conice) jocurile necesare sunt formate la montaj. La proiectarea reazemelor cu rulmenți sunt prevăzute diferite metode de formare a jocurilor optime, iar la necesitate și a pretensionării lor.

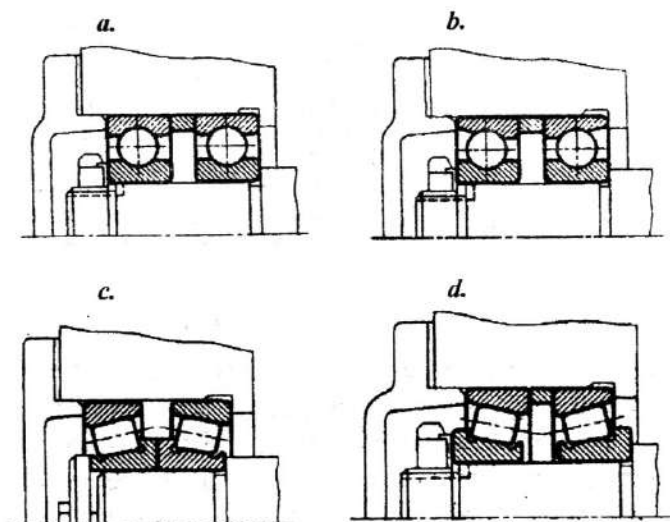


Fig. 10.8



Reglarea rulmenților radiali sau radial-axiali ai reazemului fix în schema *1, b* poate fi realizată prin deplasarea axială a inelului exterior sau interior.

În fig. 10.9, *a* este prezentată reglarea cu ajutorul unui set de garnituri *1*, instalate sub flanșa capacului. Setul este format din garnituri subțiri din oțel

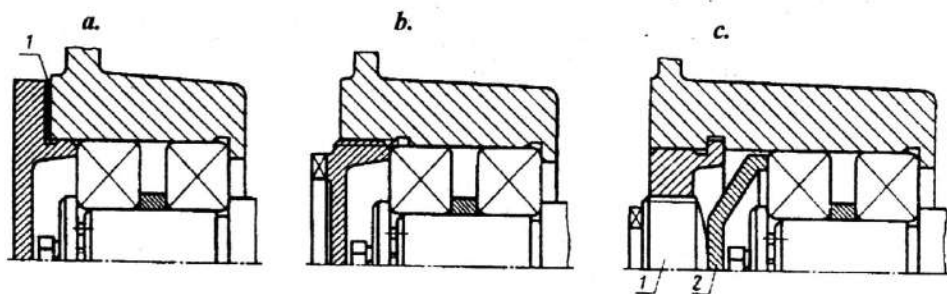


Fig. 10.9

( $\sim 0,1 \text{ mm}$ ). Reglarea conform acestei metode este comodă, folosind un set de garnituri cu grosimi diferite.

Reglarea poate fi realizată, de asemenea, cu un șurub înșurubat în corp (fig. 10.9, *b*), însă în asemenea caz este joasă precizia bazării. Ridicarea preciziei de bazare poate fi obținută la montajul din fig. 10.9, *c*. Aici șaiba *2* se autoinstalează pe suprafața frontală a rulmentului, datorită contactului cu suprafața sferică a șurubului *1*. Este recomandată utilizarea șuruburilor cu filet fin, ceea ce permite efectuarea unei reglări mai precise.

La reglarea prin deplasarea inelului interior este folosită una din schemele prezentate în fig.10.10. Reglarea conform fig. 10.10, *a* este realizată prin strângerea șaibei frontale *1*. Între arbore și șaibă este instalat un set

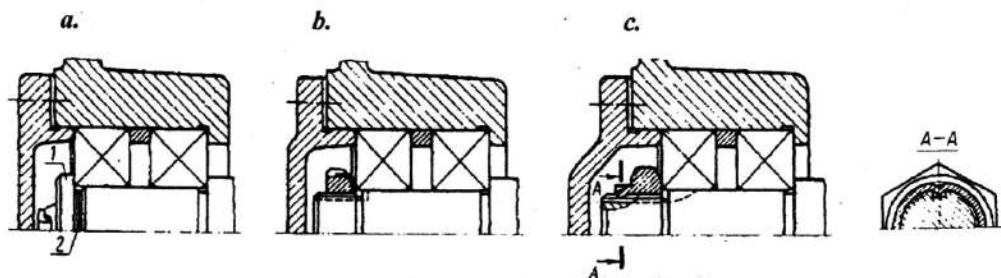


Fig. 10.10

din garnituri subțiri.

Reglarea conform schemelor din fig. 10.10, b, c este realizată cu ajutorul unor piulițe speciale: în fig. 10.10, b - cu piuliță canelată, iar în fig. 10.10, c - cu o piuliță cu gât deformabil. În ultimul caz pe capătul filetat al arborelui sunt prevăzute două canale, în care după reglare se deformează gâtul piuliței.

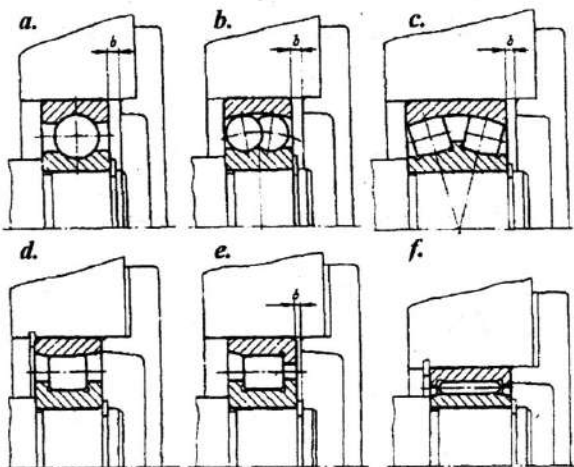


Fig. 10.11

Reazemele mobile din schemele 1, a, b sunt construite conform unuia din exemplele prezentate în fig. 10.11, a - f. În aceste construcții între suprafața de reazem a capacului și rulment este prevăzut un joc  $b$ . Valoarea jocului conform schemelor din fig. 10.11, a - c poate fi acceptat  $b \geq 0,01l$  ( $l$  este distanța dintre părțile frontale ale rulmenților). În reazemele conform fig. 10.11, d - f jocul poate fi acceptat  $b \approx 0,5 \dots 0,8 \text{ mm}$ .

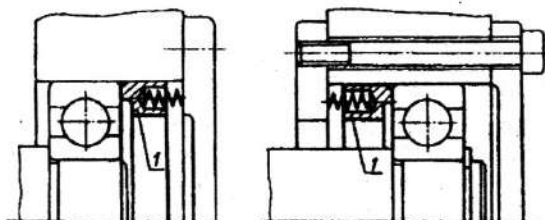


Fig. 10.12

Pentru fixarea inelului exterior al rulmentului poate fi folosită una din metodele expuse mai sus.

Rigiditatea reazemului mobil poate fi mărită folosind diferite procedee constructive. Firma "SKF" (Suedia) propune metode de reglare a jocului cu ajutorul arcurilor elastice (fig. 10.12).

### 10.2.5. Reazeme cu pretensionare

Rigiditatea reazemelor cu rulmenți poate fi mărită considerabil la formarea unei pretensionări a rulmentului. Pretensionarea poate fi realizată prin deplasarea axială a ambelor inele.

*Pretensionarea rulmenților reazemelor fixe.* În fig. 10.13 sunt ilustrate

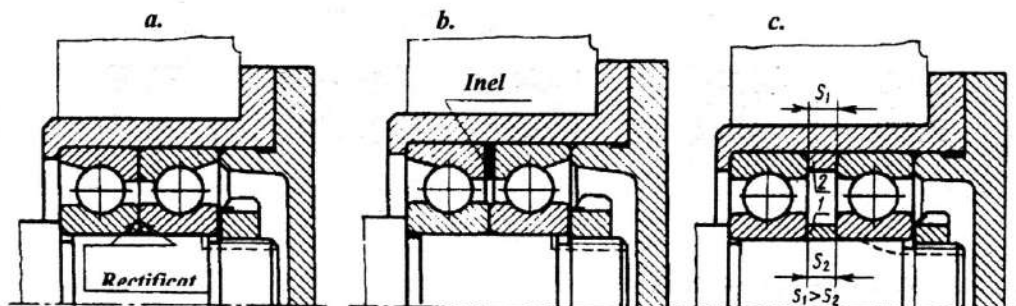


Fig. 10.13

principalele metode de formare a pretensionării în rulmenții reazemelor fixe conform schemei 1b. Pretensionarea conform fig. 10.13, a este realizată prin rectificarea părților frontale ale inelelor interioare, la o valoare suficientă pentru formarea pretensionării necesare. Pentru aceasta pot fi utilizate, de asemenea, inele (fig. 10.13, b) sau bușe de distanțare (fig. 10.13, c) cu dimensiuni axiale diferite.

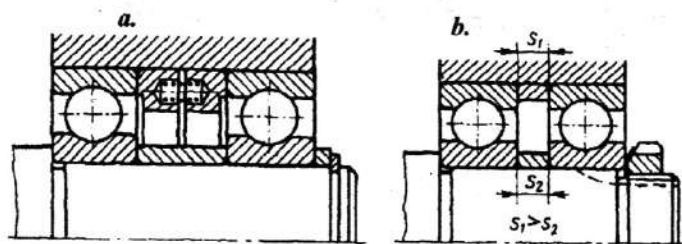


Fig. 10.14

*Pretensionarea rulmenților reazeme-lor mobile* poate fi realizată cu arcuri de comprimare instalate în inelele de distanțare (fig. 10.14, a), sau prin utilizarea bușelor cu dimensiuni axiale diferite (fig. 10.14, b).

### 10.2.6. Instalarea rulmenților în “X” conform schemei 2, a

La fixarea axială a arborilor conform schemei 2, a ambele reazeme sunt construite asemenea. În fig. 10.15, a - e sunt prezentate exemple de construire a unui reazem, al doilea este asemenea.

Reglarea rulmenților este realizată prin deplasarea axială a inelului exterior (fig. 10.15), instalând între flanșa capacului și corp un set de garnituri. Pentru reglare setul de garnituri poate fi instalat sub flanșa unuia din capace. Dacă însă suplimentar se cere reglarea poziției axiale a arborelui setul de

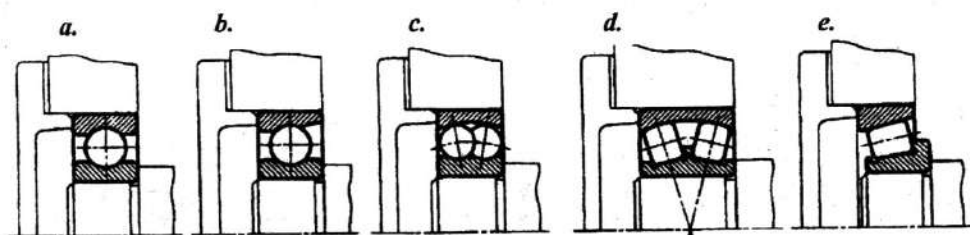


Fig. 10.15

garnituri se împarte în două și se instalează sub ambele capace. Această metodă de reglare asigură o precizie destul de înaltă și este utilizată atât pentru rulmenți radiali, cât și pentru cei radial-axiali.

În cazul capacelor îngropate este utilizat un inel compensator 1 (fig. 10.16, a) pentru reglarea jocului rulmenților radiali. Rulmenții radial-

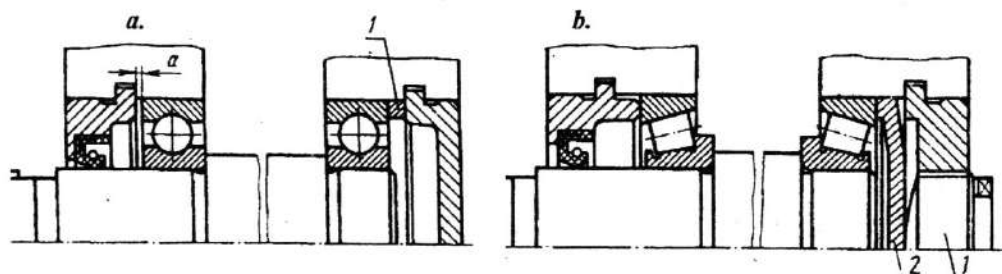


Fig. 10.16

axiali se reglează conform schemei din fig. 10.16, b, utilizând un șurub 1 și o șaibă oscilantă 2.

### 10.2.7. Instalarea rulmenților în "0" conform schemei 2, b

La fixarea axială a arborilor conform schemei 2b ambele reazeme au aceeași construcție. În fig. 10.17, a - d sunt expuse exemple de construire a

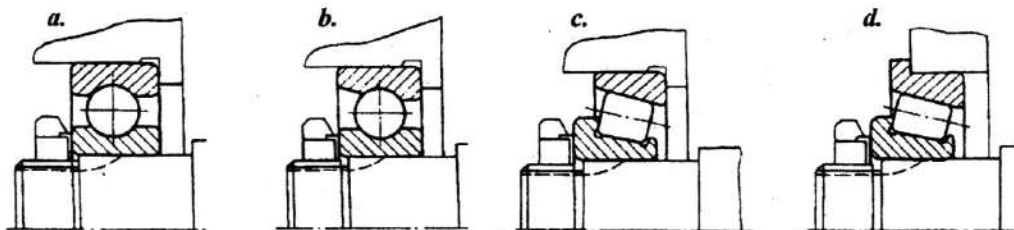


Fig. 10.17

unui reazem al arborelui.

Fixarea axială a arborelui este realizată prin umerii de sprijin din corp, pe care se sprijină inelele exterioare. O soluție originală este ilustrată în fig. 10.18, d, care nu necesită formarea umerilor de fixare în corp. Rulmenții cu role conice cu umăr de fixare pe inelul exterior găsesc o utilizare tot mai largă în construcția de mașini.

Reglarea jocului în acest caz se realizează prin deplasarea inelelor interioare ale rulmenților cu ajutorul piulițelor de reglare. De obicei, este instalată o singură piuliță (fig. 10.18, a). În cazul când construcția necesită o

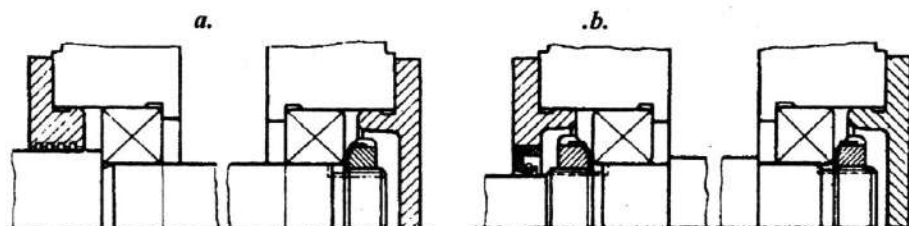


Fig. 10.18

reglare suplimentară a poziției axiale a arborelui, sunt utilizate două piulițe (fig. 10.18, b).

### 10.3. Construcții de montaje cu rulmenți pentru transmisii cilindrice, conice și melcate

#### 10.3.1. Reductoare cilindrice și cilindro-melcate

În fig. 10.19 sunt prezentate construcțiile arborilor pinion ai reductoarelor cilindrice, construite conform schemei desfășurate. În aceste construcții pinionul nu este instalat simetric față de reazeme. El este mai apropiat de reazemul îndepărtat de capătul de intrare al arborelui. După cum capătul de intrare al arborelui poate fi solicitat cu o sarcină consolă, o asemenea instalare contribuie la o distribuție mai uniformă a sarcinii între reazeme și pe lungimea dinților.

Pentru instalarea rulmenților mai frecvent este aplicată schema în "X". Jocul axial necesar poate fi format cu un set de garnituri 3 (fig. 10.19, a), un inel compensator 4 (fig. 10.19, b) sau cu un șurub de reglare 5 (fig. 10.19, c). Rulmenții conici în asemenea construcții sunt utilizați pentru mărirea rigidității și micșorarea gabaritelor reazemelor. Rulmentul din apropierea pinionului este

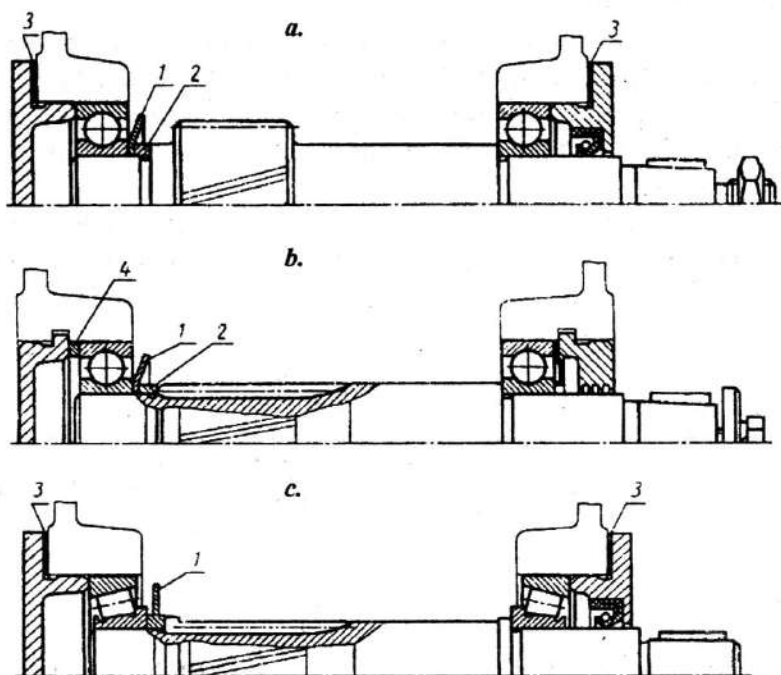


Fig. 10.19

închis cu o șaibă deflectoare de protecție de ulei în exces. Dacă șaiba este executată din foaie subțire, atunci între ea și pinion se instalează un inel 2 (fig. 10.19, a, b) cu lățimea mai mare decât lățimea canalului arborelui.

Arborii pinion ai reductoarelor cilindrice cu o treaptă sunt construiți asemenea, însă pinionul este instalat simetric față de reazeme.

În fig. 10.20 este prezentată construcția arborelui conducător din

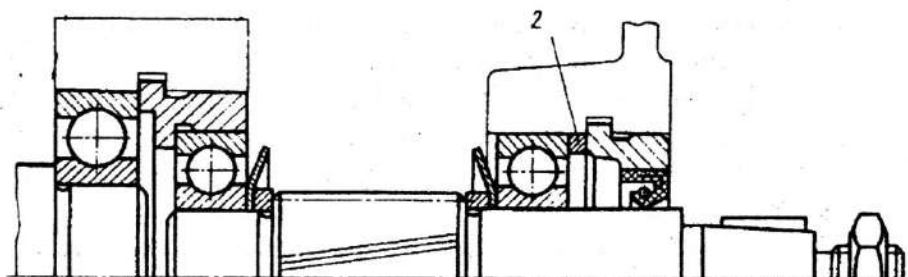


Fig. 10.20

reductoarele cilindrice coaxiale. Pinionul este instalat simetric față de reazeme.



Pentru formarea jocului axial sunt folosite procedeele constructive examinate anterior (inelul 2). Unul din rulmenți este instalat în peretele exterior al corpului reductorului, iar celălalt - într-un corp interior, în vecinătate cu rulmentul arborelui condus, instalat coaxial.

În reductoarele cilindro-melcate conducător este arborele pinion al transmisiei cilindrice (fig. 10.21), care se instalează în corp după instalarea roții cilindrice pe arborele intermediar. Pentru instalarea în corp a arborelui pinion asamblat trebuie prevăzut jocul  $C$ . Pentru aceasta se micșorează dimensiunile

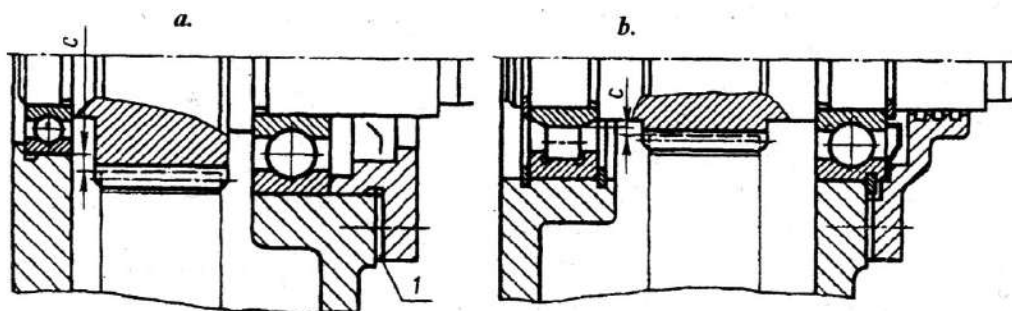


Fig. 10.21

rulmentului din stânga (fig. 10.21, a), sau sunt folosiți rulmenți demontabili (fig. 10.21, b).

În fig. 10.22 este expusă o construcție mai frecvent utilizată a unui arbore

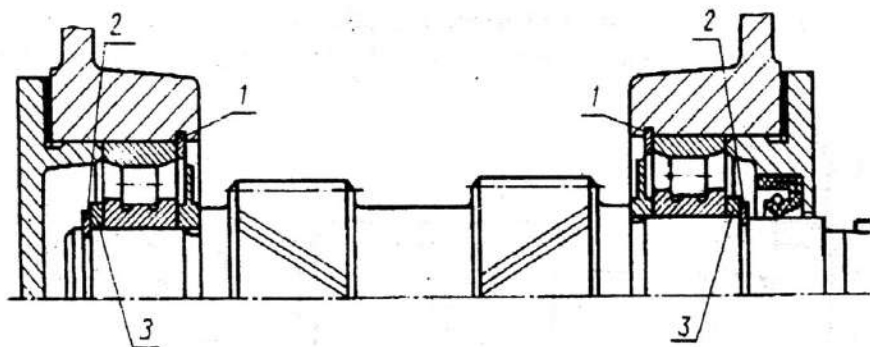


Fig. 10.22

conducător a transmisiei cilindrice cu dinți în V. Arborele pinion este mobil în direcție axială, iar poziția lui față de roată este determinată de dinții înclinați în direcții opuse. Rulmenții arborelui condus sunt fixați în corp.

### 10.3.2. Reductoare conice și conico - cilindrice

În fig. 10.23, a, b sunt ilustrate construcții de arbori pinion ai reductoarelor conice cu instalarea rulmenților în "0". Aceste construcții permit reglarea rulmenților și a angrenajului conic. În conformitate cu schema constructivă la început se reglează jocul în rulmenți, apoi în angrenajul conic. Jocul în rulmenți se reglează cu ajutorul piulițelor canelate, iar angrenajul conic - prin deplasarea axială a paharului, schimbând grosimea pachetului de garnituri 1. Pentru asigurarea rigidității necesare este recomandat raportul  $b/a = 2,0 \dots 2,5$ .

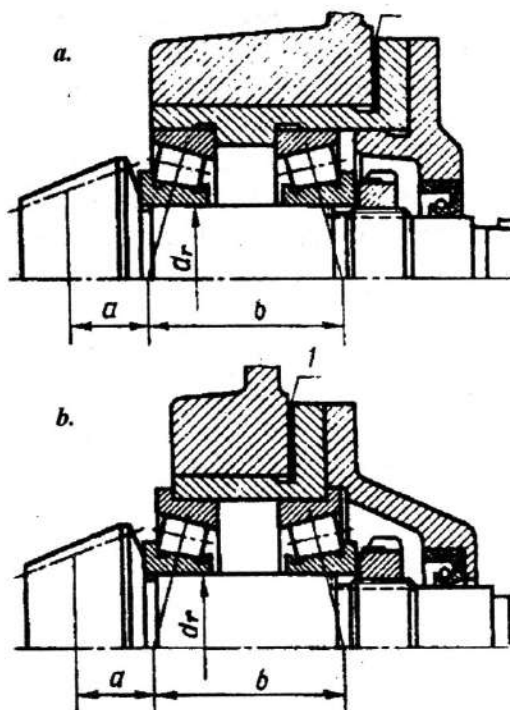


Fig. 10.23

### 10.3.3. Reductoare melcate

În reductoarele melcate elementul conducător este melcul. Exemple de construcții sunt prezentate în fig. 10.24 - 10.25. În fig. 10.24 rulmenții sunt

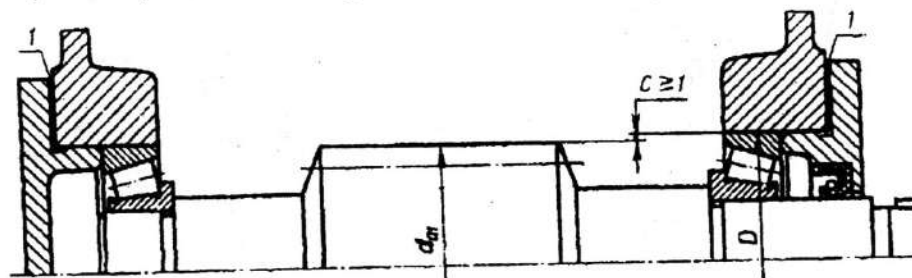


Fig. 10.24

instalați în "X", iar jocul axial este format cu ajutorul setului de garnituri, instalat sub flanșa capacului. În fig. 10.25 este prezentată schema unui melc cu un reazem fix și altul mobil. În reazemul fix sunt instalați doi rulmenți conici în

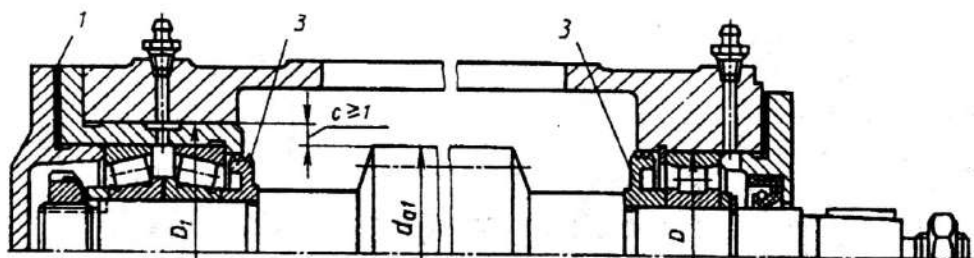


Fig. 10.25

"X", care preiau sarcina axială din angrenaj, iar cel mobil (rulment radial cu role cilindrice) va fi solicitat numai cu sarcină radială. De asemenea, în reazemul fix pot fi instalați doi rulmenți radiali - axiali cu bile.

### 10.3.4. Arbori intermediari

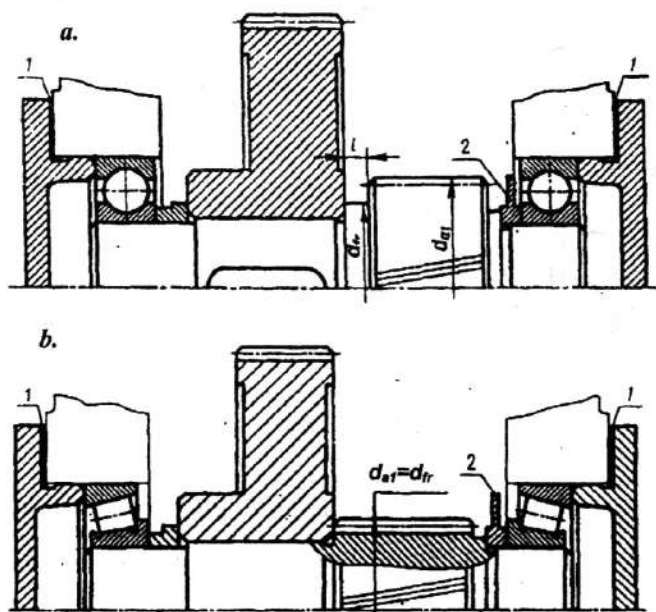


Fig. 10.26

În reductoarele cilindrice cu două trepte pe arborele intermediar este instalat pinionul treptei conduse și roata din treapta conducătoare. Direcția liniei dintelui trebuie să fie aceeași la ambele roți, pentru ca forțele axiale să se echilibreze parțial. În reductoarele cilindrice cu schemă desfășurată distanța  $l$  dintre roți, de obicei, este mică (fig. 10.26, a) și roata poate fi sprijinită în direcție axială direct în pinion (fig. 10.26, b). În

cazul când diferența diametrelor  $d_{a1}$  și  $d_c$  este mare, pe arbore (fig. 10.26, a) este prevăzută o suprafață de trecere. Jocul axial necesar se formează folosind una din metodele examinate mai sus.

În reductoarele coaxiale distanța dintre pinion și roată  $L$  (fig. 10.27) trebuie să fie mai mare decât lățimea reazemului intermediar. Rulmenții radial - axiali se instalează în "X", iar jocul necesar poate fi format cu un set de garnituri  $1$ , instalat sub flanșa capacului, sau prin altă metodă.

În reductoarele conico-cilindrice arborele intermediar este instalat în rulmenți conici, de obicei, în "X" (fig. 10.28).

Particularitatea construcției constă în faptul că, afară de formarea jocului axial, mai este necesară și reglarea angrenajului conic. Aceasta se realizează cu un set de garnituri  $1$  (fig. 10.28, a), sau cu două șuruburi înșurubate în capacele îngropate (fig. 10.28, b).

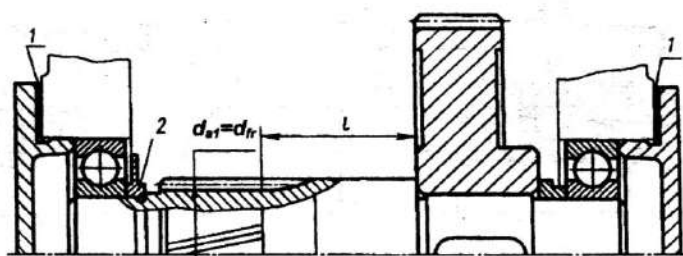


Fig. 10.27

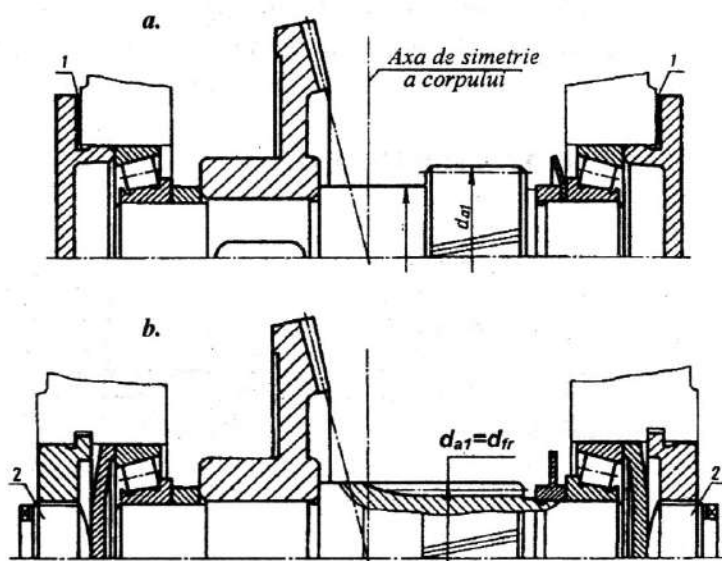


Fig. 10.28

### 10.3.5. Arbori conduși

Exemple de construcții ale arborilor conduși ai reductoarelor cilindrice sunt prezentate în fig. 10.29. De obicei, acești arbori sunt executați cu un număr redus de trepte, iar fixarea axială este asigurată de ajustajul cu strângere (fig. 10.29, a), sau cu o bucășă distanțieră (fig. 10.29, b). Un neajuns al acestei

construcții este incomoditatea instalării axiale exacte a roții. De aceea, este cu

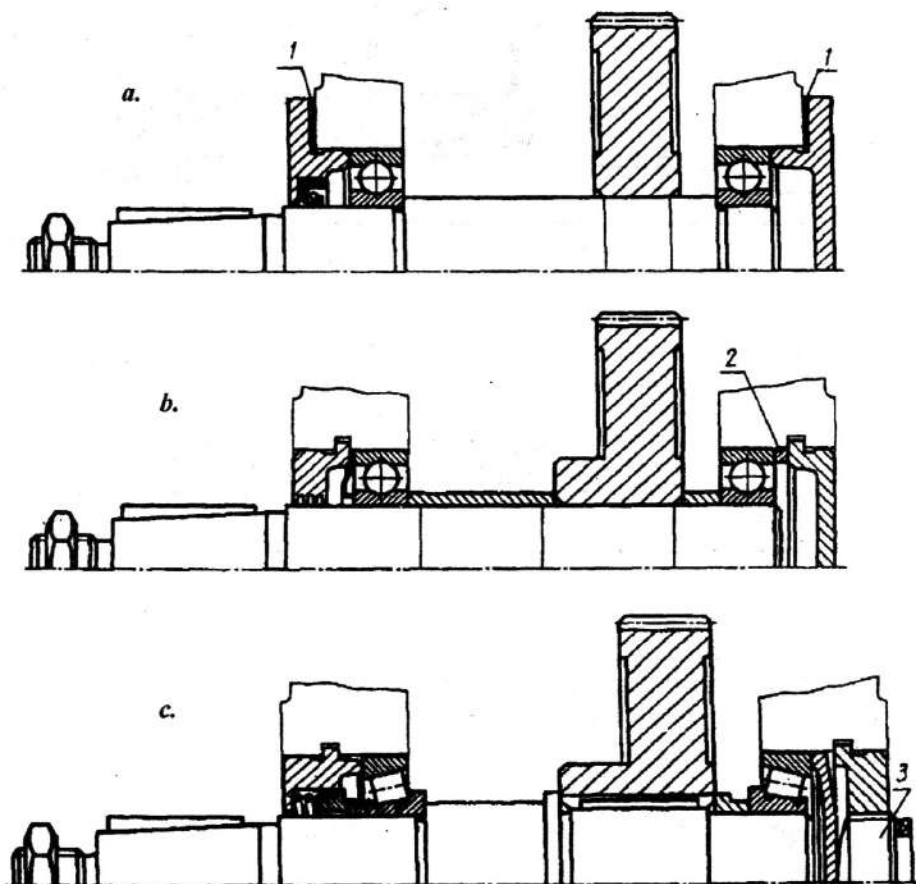


Fig. 10.29

succes utilizată schema arborelui cu umăr de sprijin (fig.10.29, c).

În reductoarele coaxiale arborele condus poate fi executat asemenea celor din fig. 10. 30. Momentul de torsiune este transmis prin ajustajul cu strângere. Roata dințată este instalată simetric față de reazeme. Jocul axial este format cu ajutorul seturilor de garnituri 1 instalate sub capacele cu flanșe ale arborilor conducător și condus, așa cum pentru o astfel de construcție a reazemului intermediar acești arbori formează un ansamblu monobloc.

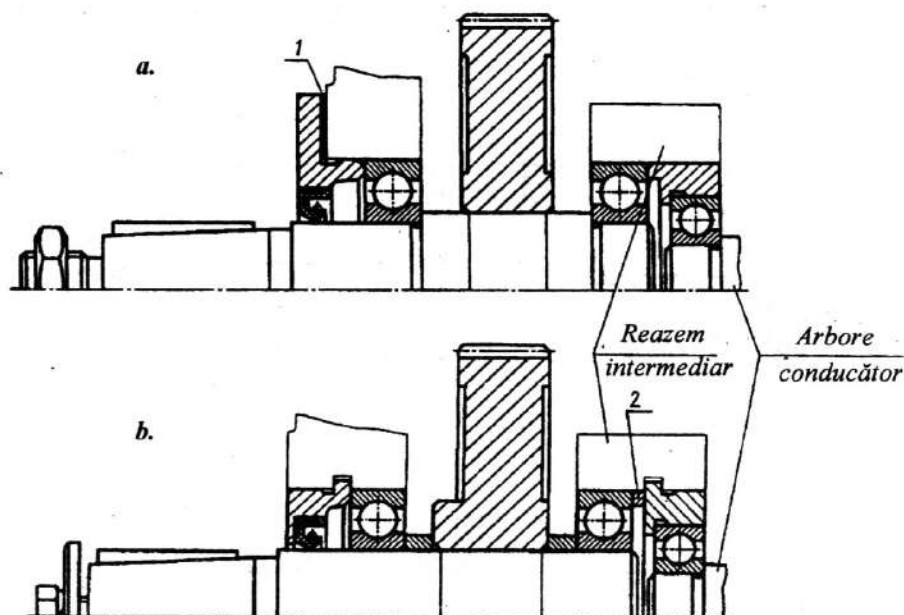


Fig. 10.30

În reductoarele cilindrice cu o singură treaptă roata este instalată simetric față de reazeme, iar fixarea ei axială este asigurată prin ajustaj cu strângere, sau prin bușe de distanțare.

Arborii conduși ai reductoarelor conice, de obicei, sunt instalați în rulmenți conici în "X" (fig. 10. 31). Vârful conului de divizare al roții trebuie

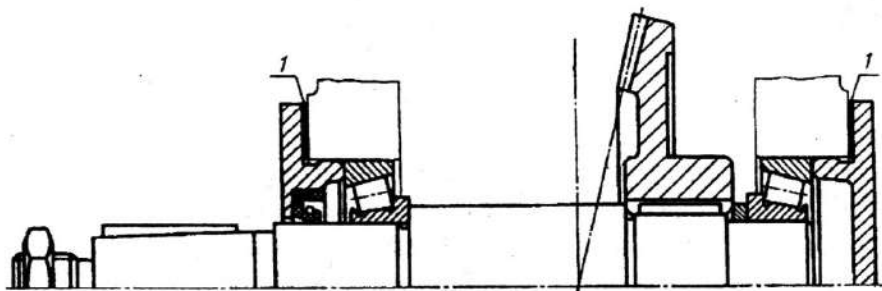


Fig. 10.31

să coincidă cu vârful conului de divizare al pinionului, deci trebuie să intersecteze axa arborelui conducător. De aceea, roata conică condusă este



instalată mai aproape de reazemul situat mai departe de capătul de ieșire. Așa cum la capătul arborelui poate fi aplicată o sarcină consolă, o astfel de instalare contribuie la o repartiție mai uniformă a sarcinii între reazeme. Formarea jocului axial în rulmenți și reglarea poziției axiale a arborelui poate fi efectuată conform metodelor examinate mai sus.

În reductoarele melcate arborele condus este instalat în rulmenți conici în "X". Roata este simetrică față de reazeme (fig. 10.32). Formarea jocului axial

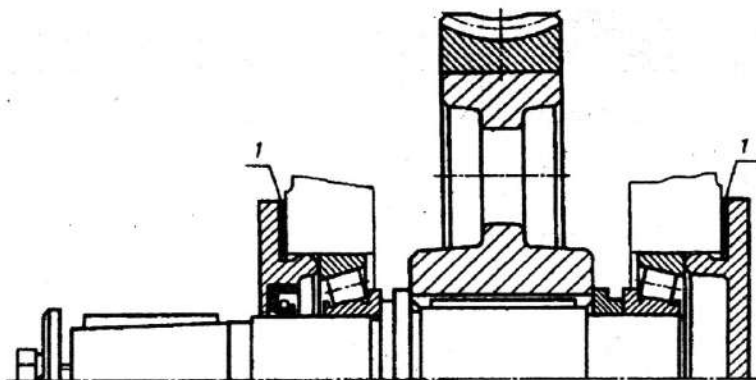


Fig. 10.32

în rulmenți și reglarea angrenajului conic se efectuează prin una din metodele examinate. În fig. 10.32 cu un set de garnituri 1, instalat sub capacele cu flanșe, poate fi format jocul axial în rulmenți și reglată poziția axială a roții (prin alegerea grosimilor necesare ale seturilor de garnituri 1).

### 10.3.6. Arbori cu reazeme în diferite corpuri

Deseori construcția mecanismelor necesită instalarea reazemelor în diferite corpuri. Asemenea sunt construcțiile arborilor de acționare ai conveierelor și transportoarelor (fig. 10.33). Corpurile reazemelor sunt instalate pe cadrul mecanismului de acționare sau pe rama transportorului. Erorile inevitabile de execuție și montaj contribuie la dezaxarea suprafețelor de ajustaj ale corpurilor reazemelor.

De obicei, aici predomină erorile de montaj: deplasarea radială a axelor suprafețelor de ajustaj ale corpurilor după montarea lor pe cadru; abaterea de la paralelism a acestor axe în plan orizontal.

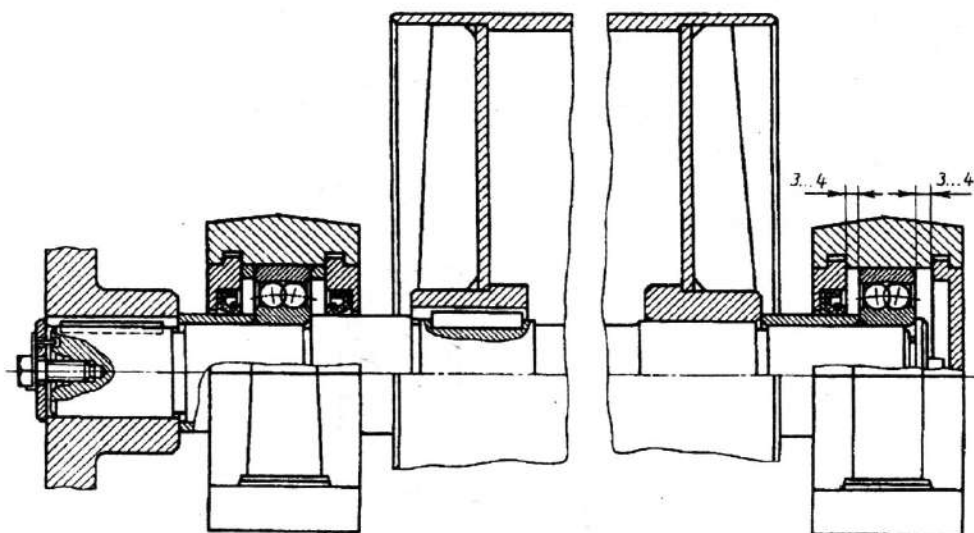


Fig. 10.33

Afară de aceasta, în timpul funcționării se deformează construcția metalică a cadrului și însăși arborele, fapt care generează apariția erorilor suplimentare.

Reieșind din cele spuse, în asemenea construcții este indicată utilizarea rulmenților oscilanți cu bile pe două rânduri (fig. 10.40). Ținând cont de erorile de execuție și montaj în aceste construcții arborii sunt fixați axial într-un lagăr. De obicei, lagărul mobil este cel mai puțin încărcat.

## 10.4. Exemple de calcul

*Exemplul 1.* Arborele din exemplul 9.7 este instalat în doi rulmenți radiali-axiali cu bile. Efectuați calculul acestor rulmenți. Durata de funcționare a rulmenților  $L_h = 40000$  ore.

1. Ținând cont de faptul că forța axială din angrenaj nu este mare, alegem conform diametrului arborelui sub rulment  $d_r = 60$  mm, rulmentul radial nr. 312 ( $d \times D \times B = 60 \times 130 \times 31$ ), pentru care  $C_r = 81900$  N;  $C_{or} = 48000$  N.

2. În conformitate cu rezultatele obținute prin calcul în exemplul 9.7 (pag. 129) determinăm forțele radiale sumare în reazeme:

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{6100^2 + 1800^2} = 6360 \text{ N};$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{2400^2 + 600^2} = 2474 \text{ N}.$$

3. Verificăm durata de funcționare a rulmentului instalat în reazemul  $A$ , fiind cel mai solicitat.

Determinăm valoarea raportului  $\frac{F_a}{C_{or}} = \frac{900}{48000} = 0,018$ . Conform tab. 10.1

$e = 0,19$ .

Raportul  $\frac{F_a}{F_{rA}} = \frac{900}{6300} = 0,14 < e$ , deci conform tab. 10.1  $X=1, Y=0$ .

Sarcina echivalentă pentru un regim de sarcină cu impulsuri moderate

$$F_e = R_A \cdot k_s \cdot k_t = 6300 \cdot 1,3 \cdot 1 = 8268 \text{ N}.$$

Durata de funcționare a rulmentului

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{F_e} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \left( \frac{81900}{8268} \right)^3 = 80997 \text{ ore}.$$

Durata de funcționare este satisfăcătoare.

**Exemplul 2.** Verificați rulmenții conform condițiilor din exemplul anterior, însă cu o forță axială mărită până la  $F_a=3000 \text{ N}$ .

1. În acest caz acceptăm rulmentul radial-axial cu bile nr. 46312, pentru care  $C_r = 100000 \text{ N}$ ,  $C_{or} = 65300 \text{ N}$ .

2. Determinăm raportul  $\frac{F_a}{C_{or}} = \frac{3000}{65300} = 0,046$ . În acest caz parametrul solicitării axiale  $e = 0,26$ .

Componentele axiale de la forțele radiale

$$S_A = eR_A = 0,26 \cdot 6360 = 1654 \text{ N}. \quad S_B = eR_B = 0,26 \cdot 2474 = 643 \text{ N}.$$

Conform tab.10.26 și fig. 10.1 determinăm forțele axiale care acționează asupra rulmenților:  $R_{aA} = S_A = 1654 \text{ N}$ .  $R_{aB} = S_A + F_a = 1654 + 3000 = 4654 \text{ N}$ .

Determinăm raportul  $\frac{R_{aB}}{C_{or}} = \frac{4654}{65300} = 0,071$ . Valoarea parametrului

solicitării axiale precizate conform acestui raport va fi  $e = 0,29$ .

Determinăm valoarea raportului  $\frac{R_{aA}}{F_{rA}} = \frac{1654}{6360} = 0,26 < e$ . Conform tab. 10.5 -  $X = 1$ ;  $Y = 0$ .

Conform raportului  $\frac{R_{aB}}{F_{rB}} = \frac{4654}{2474} = 1,8 > e$ ,  $X = 0,56$ ,  $Y = 1,55$ .

3. Determinăm sarcinile echivalente pentru aceleași condiții de funcționare

$$F_{eA} = (XV R_A + Y R_{aA}) k_s k_t = 630 \cdot 1,3 \cdot 1 = 8268 \text{ N.}$$

$$F_{eB} = (XV R_B + Y R_{aB}) k_s k_t = (2474 \cdot 0,56 + 1,55 \cdot 4654) \cdot 1,3 = 11178 \text{ N.}$$

4. Determinăm durata de funcționare a rulmentului instalat în reazemul B

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P_e} \right)^3 = \frac{10^6}{60 \cdot 200} \left( \frac{100000}{11178} \right)^3 = 59665 \text{ ore.}$$

Durata de funcționare este satisfăcătoare.

## 11. PROIECTAREA PAHARELOR DE RULMENT ȘI A CAPACELOR LATERALE

### 11.1. Proiectarea paharelor de rulment

Construcția paharului de rulment depinde de schema de instalare a rulmenților. În fig.11.1 sunt prezentate variante constructive de pahare, mai frecvent utilizate în construcția de reductoare. De obicei, paharele de rulment sunt construcții turnate din fontă C415. Grosimea peretelui  $\delta$ , în dependență de diametrul rulmentului  $D$ , este expusă în tab. 11.1.

Tabelul 11.1

Grosimea peretelui paharului

$D, mm$	<52	52...80	80...120	120...170
$\delta, mm$	4...5	6...8	8...10	10...12,5

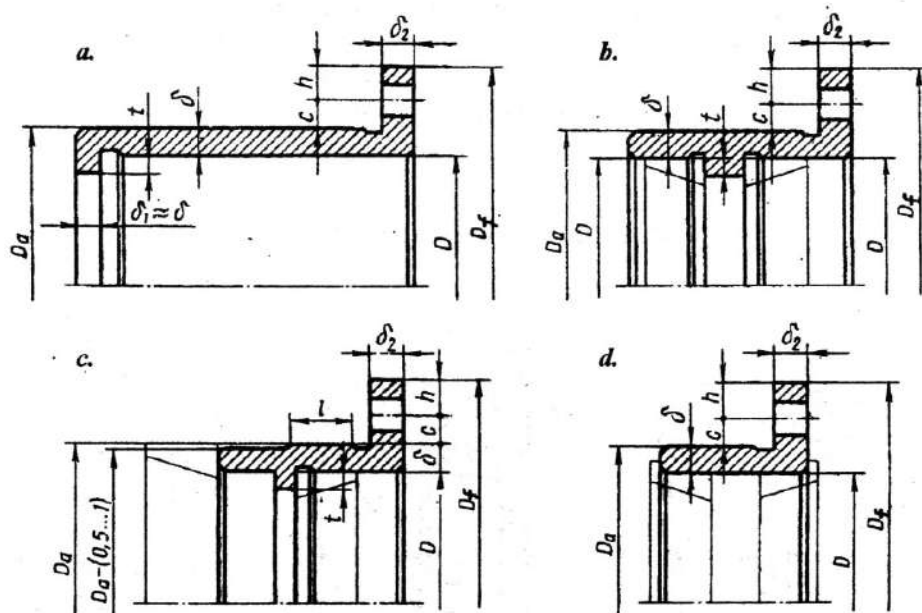


Fig. 11.1

Grosimea flanșei  $\delta_2 \approx 1,2\delta$ . Înălțimea umărului de sprijin  $t$  este acordată cu țesitura inelului exterior al rulmentului. Diametrul  $d$  și numărul de șuruburi  $z$

pentru fixarea paharului sunt indicate în tab. 11.2, în dependență de diametrul exterior al rulmentului  $D$ .

Tabelul 11.2

Numărul de șuruburi,  $z$  și diametrul lor  $d_s$

$D$ , mm	40...62	63...95	100...145	150...220
$d_s$ , mm	6	8	10	12
$z$	4	4	6	6

Acceptând  $c \approx d$ ,  $h = (1,0...1,2)d$ , obținem diametrul minim al flanșei  $D_f = D_a + (4...4,4)d$ .

Pentru o ajustare mai bună a flanșelor paharului și corpului pe suprafața cilindrică a paharului este prevăzut un canal. Asemenea canale sunt prevăzute și la umerii de sprijin ai rulmenților.

Deseori, pe suprafața exterioară a paharului este prevăzut un sector cu lungimea  $l$  drept dimensiune de ajustaj ( $l$  se acceptă egal cu lățimea rulmentului).

De obicei, în pahare sunt instalați rulmenții reazemului fix al melcului sau al arborelui pinionului conic. Paharele pentru arborii pinion ai reductoarelor conice sunt mobile în direcție axială pentru reglarea angrenajului conic. Pentru ele este indicat ajustajul în corp  $H7/j_6$ . Celelalte pahare sunt nemișcate în corp, iar pentru ele sunt indicate ajustajele  $H7/k6$  sau  $H7/m6$ .

## 11.2. Proiectarea capacelor laterale

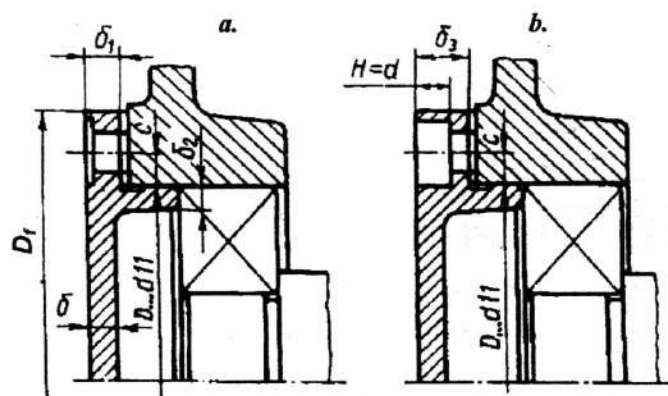


Fig. 11.2

Capacele laterale pentru închiderea rulmenților sunt construite din fontă C421. Deosebim capace cu flanșe și îngropate. În fig. 11.2 sunt prezentate construcții de capace laterale oarbe cu șuruburi.

Forma constructivă a capacului depinde de construcția reazemului arborelui. Mai frecvent capătul arborelui nu iese în afara



rulmentului. De aceea, suprafața exterioară a capacului este plană. În caz contrar capacul are forma din fig. 11.3, b. Capacele se bazează pe suprafața frontală a flanșei, de aceea brâul cilindric pentru centrare,  $l$  este mic, de obicei se acceptă  $l=(1,2...1,5)b$  (unde  $b$  este lățimea canalului).

Dacă în capac este instalată o manșetă (fig. 11.3, a), atunci toleranța diametrului de centrare a capacului este mai strictă.

De asemenea, pentru o ajustare mai bună a flanșelor pe cilindrul de centrare al capacului este prevăzut un canal cu lățimea  $b$ .

Dimensiunile capacului sunt determinate de dimensiunea  $D$  a alezajului rulmentului. În tab. 11.3 sunt expuse dimensiunile principale pentru construirea capacelor.

Tabelul 11.3  
Dimensiunile de bază ale capacelor laterale

$D, mm$	50...62	62...95	100...145	150...220
$\delta, mm$	5	6	7	8
$d, mm$	6	8	10	12
$z$		4	6	6

În varianta constructivă din fig. 11.2, b capacul este înșurubat cu șuruburi cu capul cilindric. În asemenea caz grosimea capacului este acceptată  $\delta_3 = H + 0,8\delta$  (unde  $H$  este înălțimea capului șurubului).

Suprafețele de sprijin ale capurilor șuruburilor sau a piulițelor necesită prelucrare. Sunt prelucrate direct locurile pe care se sprijină capurile șuruburilor, sau un brâu pe partea frontală în zona de sprijin a capurilor șuruburilor. Varianta a doua este mai indicată din punct de vedere tehnologic.

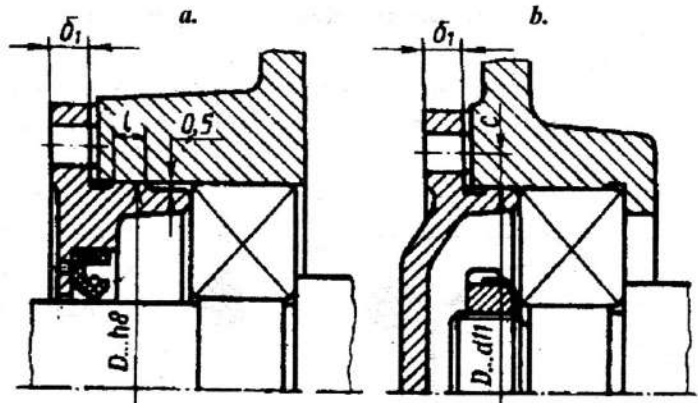


Fig. 11.3

Celelalte dimensiuni ale capacului:  $\delta_1 = 1,2\delta$ ;  $\delta_2 = (0,9...1,0)\delta$ ;  $D_f = D + (4,0...4,4)d$ ;  $c \approx d$ .

În capac trebuie prevăzute 2 - 3 găuri cu  $\varnothing 3...4$  mm pentru demontarea manșetei.

La distanțe dintre axe mici flanșele a două capace se pot suprapune. În acest caz ambele flanșe sunt teșite asigurând un joc între capace de 1...2 mm (fig. 11.4).

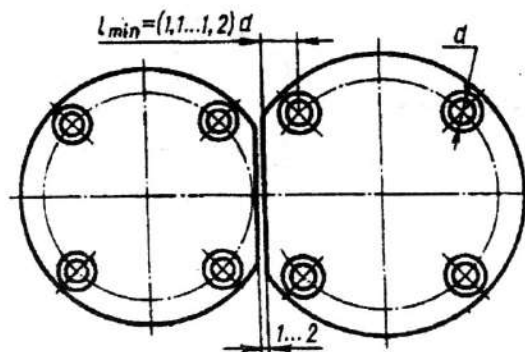


Fig. 11.4

De obicei, flanșele capacelor sunt rotunde (fig. 11.5, a). Dimensiunea  $a$  este determinată din condiția instalării capului șurubului pentru fixarea capacului. În scopul economiei de material flanșele capacelor deseori sunt executate de forma indicată în fig. 11.5, b sau pătrate (fig. 11.5, c). Însă asemenea forme sunt indicate în producția de serie mari și de masă.

În fig. 11.6 sunt expuse cele

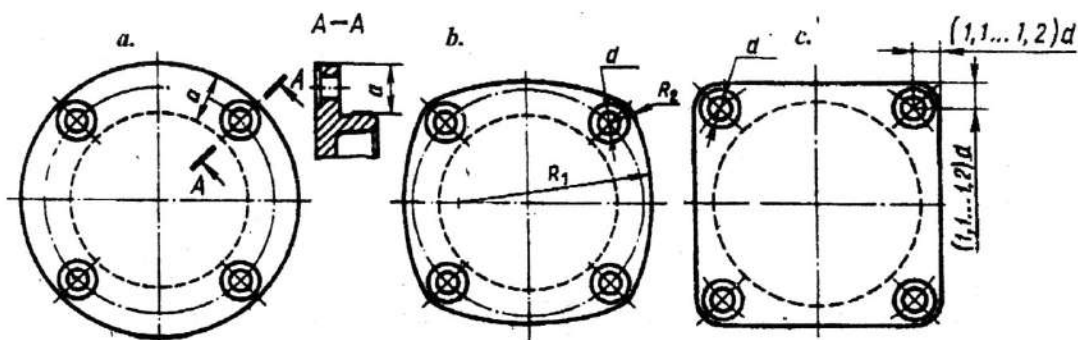


Fig. 11.5

mai uzuale construcții de capace îngropate oarbe (fig. 11.16, a, b) și pătrunse (fig. 11.16, c). În fig. 11.16, d este ilustrat un capac îngropat cu filet pentru șurub de reglare. Aceste capace sunt utilizate pe larg în construcția de reductoare cu plan de separare pe axele arborilor. Construcția lor nu necesită fixare prin șuruburi; sunt fixate printr-un brâu cilindric, pentru care în corpul și capacul reductorului este prevăzut un canal inelar. Pentru o ajustare mai bună a capacului pe suprafața lui de ajustaj este prevăzut un canal cu lățimea  $b$ .

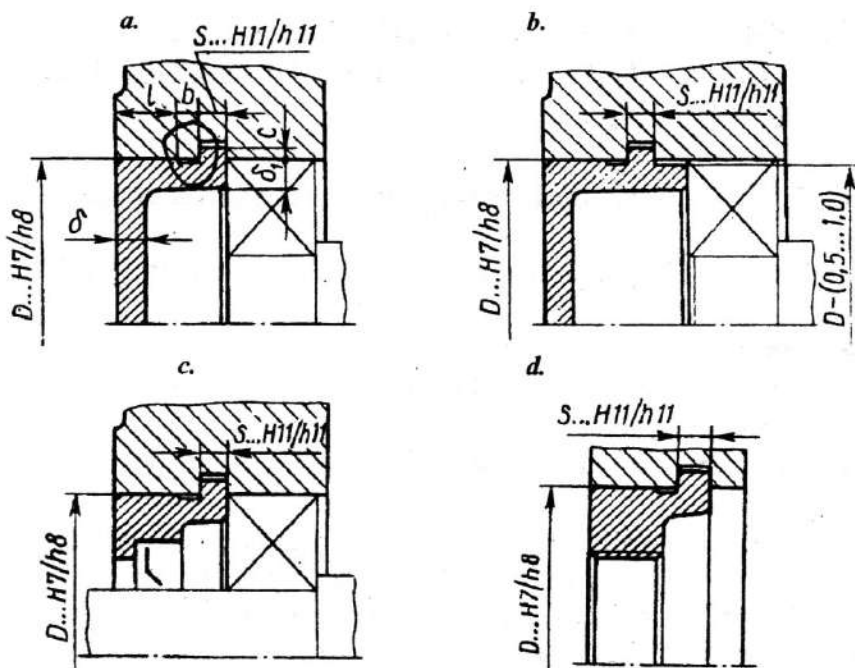


Fig. 11.6

Grosimea capacului  $\delta$  este acceptată conform tab. 11.3. Dimensiunile celorlalte elemente constructive:  $\delta_1 = (0,9 \dots 1,0)\delta$ ;  $S = (0,9 \dots 1,0)\delta$ ;  $C \approx 0,5S$ ;  $l \approx 2,5b$  (unde  $b$  este lățimea canalului).

Deseori partea frontală a capacului, care contactează cu rulmentul, nu coincide cu partea frontală a brâului de fixare (fig. 11.6, b). În asemenea caz diametrul acestui sector se face mai mic, pentru a nu micșora precizia de centrare a capacului.

De obicei, capacele sunt construite din fontă. Pentru mărirea rezistenței filetelui șurubului de reglare, capacul poate fi construit din oțel.

## 12. PROIECTAREA ȘI EXPLOATAREA REDUCTORULUI ȘI A MECANISMULUI DE ACȚIONARE

### 12.1. Etapele de elaborare a documentației tehnice

Conform GOST 2.103-68 proiectul didactic la cursul B.P.M. include următoarele etape de elaborare a documentației tehnice:

- ◆ înmânarea temei de proiectare;
- ◆ elaborarea propunerii tehnice de proiectare (etapa de concepție a construcției);
- ◆ elaborarea schiței de proiect;
- ◆ elaborarea proiectului tehnic;
- ◆ elaborarea proiectului de lucru (documentației tehnice de lucru).

Propunerea tehnică de proiectare, schița și proiectul tehnic includ calcule și însuși procesul de proiectare. Etapele propunerii tehnice și schiței de proiect este rațional să fie elaborate pe hârtie milimetrică. Construcția mecanismului, verificată prin calcule (proiectul tehnic), este elaborată pe foi standard.

Etapa *propunerii tehnice de proiectare* include un șir de documente, care trebuie să cuprindă argumentarea tehnico-economică a elaborării unității date pe baza analizei diferitelor variante posibile de construcții asemănătoare, prin compararea lor, ținând cont de particularitățile constructive și de exploatare a unității elaborate și a celor existente. La această etapă se execută schițele de dimensionare ale unităților de asamblare și a mecanismului (deseori câteva variante).

În procesul elaborării schițelor de dimensionare mai întâi sunt rezolvate întrebările alegerii schemelor cinematice raționale, formelor constructive și dimensiunilor pieselor, analiza diferitelor variante constructive și alegerea celei optime. Schița de dimensionare este însoțită de calcule preliminare (de proiect) pentru determinarea dimensiunilor de bază, fără care nu putem trece la proiectare.

Propunerea tehnică aprobată este baza pentru elaborarea *schitei de proiect*. La această etapă se determină în formă generală componența unităților asamblate, construcția pieselor și mecanismului de acționare, ceea ce ne permite să judecăm despre modul lui de funcționare; sunt determinați parametrii de bază de funcționare și gabaritele mecanismului.

Schița de proiect este baza pentru elaborarea *proiectului tehnic*, care prezintă imaginea completă a construcției cu elaborarea finală a tuturor elementelor unității de proiectare și include date referitor la elaborarea proiectului de lucru.

În baza proiectului tehnic este elaborat *proiectul de lucru*, în care sunt executate toate desenele (de asamblare, de montaj, de execuție ale pieselor), cât și alte documente, necesare pentru executarea mecanismului de acționare. În proiectul didactic ne limităm, de obicei, cu întocmirea desenelor de execuție pentru 3 - 4 piese.

## 12.2. Proiectarea reductorului

La etapa propunerii tehnice de proiectare este elaborată schița de dimensionare a reductorului. Această etapă a fost expusă în capitolul 9 (p. 9.3).

Scopul principal al acestei etape - determinarea pozițiilor elementelor reductorului (roților dințate, de curea, de lanț, rulmenților) pe arbori, asigurarea instalării lor optime unul față de altul și față de pereții corpului reductorului. Trebuie să tindem către o construcție de o compacitate maximal posibilă.

Schița de proiect a reductorului este elaborată pe baza schemei de dimensionare. La această etapă sunt elaborate construcțiile roților dințate și melcate, arborilor, rulmenților, capacelor, corpului reductorului, roților de curea, de lanț etc. Tot aici sunt elaborate calculele de precizare ale diametrelor arborilor, ținând cont de solicitarea compusă, construcția arborilor, calculul rulmenților, verificarea rezistenței la oboseală a arborilor etc., adică toate calculele necesare.

În schița de proiect sistemul de ungere al transmisiilor și rulmenților trebuie să fie elaborat preliminar, iar în cel tehnic - definitiv (vezi p. 14). În dependență de instalarea și dimensiunile relative ale roților conduse din fiecare treaptă, puterea transmisă și viteză, trebuie rezolvată o problemă de principiu - alegerea metodei de ungere a transmisiilor - prin scufundare în baia reductorului sau prin ungere cu get (sub presiune). În primul caz trebuie determinat volumul și nivelul necesar al uleiului din baia reductorului. Volumul recomandat constituie 0,35 - 0,7 l la 1 kW de putere transmisă (valorile mai mari pentru uleiuri cu viscozitatea mai înaltă). În dependență de volumul uleiului este determinată distanța de la roțile dințate până la fundul reductorului, apoi dimensiunea de gabarit a reductorului după înălțime.

Scufundarea rațională a roților dințate în ulei este de 3-4 moduli ai angrenajului (pentru roțile cu turația mică - până la  $1/3$  din diametrul roții). Trebuie asigurată scurgerea uleiului și a depunerilor de pe fundul lui la deșurubarea dopului de scurgere (fără ridicarea reductorului).

Se argumentează tipul indicatorului de nivel al uleiului din baia reductorului. Dacă diametrele roților conduse în reductoarele cu două și trei trepte diferă esențial, atunci la ungerea prin scufundare în baia reductorului trebuie asigurată aducerea uleiului la toate transmisiile, folosind inele de ungere, roți suplimentare etc., iar la ungerea forțată trebuie elaborat un sistem de distribuție al uleiului, care ar asigura ungerea tuturor angrenajelor, iar în multe cazuri și a rulmenților.

Proiectul tehnic al reductorului este elaborat pe coli formatul *A1* (1-1,5) pe baza schiței de proiect. Sunt ilustrate atâtea vederi ca să fie redată construcția complet. Desenul este însoțit de tăieturi și secțiuni pentru a descoperi complet particularitățile construcției fiecărei piese din componența reductorului.

Pentru a expune construcția corpului, capacului și a altor piese pe vederea generală a reductorului, sunt ilustrate: vederea în plan fără capac și tăietură după suprafață de separare (vederea principală), vederile frontală, laterală și câteva secțiuni. Pe vederea frontală, la necesitate, se execută câteva secțiuni pentru a explica construcția elementelor capacului și a corpului (în particular, nervurile interioare sub corpurile rulmenților în reductoarele coaxiale).

Trebuie elaborate amănunțit (și ilustrate pe desen fără simplificări) racordările pieselor: inelul rulmentului cu umărul de fixare al arborelui și cu bucușă de distanțare, de asemenea pentru pinion etc. O atenție deosebită se acordă fixării axiale stricte a pieselor instalate pe același arbore.

În fig. 12.1 este prezentată construcția unui reductor conic cilindric, iar în fig. 12.2 - a unui reductor precesional. Din aceste figuri se vede cât de amănunțit sunt elaborate pe această foaie toate elementele constructive ale ansamblului.

Pe desenul proiectului tehnic al reductorului (fig. 12.1 - 12.3) trebuie indicate toate ajustajele (inclusiv ale sectoarelor arborilor cu elemente demontate de pe ele, de exemplu: cuplajele de pe capetele arborilor, roțile de lanț etc.), de asemenea dimensiunile de gabarit, de asamblare și de montaj, cât și alte dimensiuni de bază (distanțele dintre axe, coordonatele găurilor de fixare ale corpului de cadru sau placă etc.).



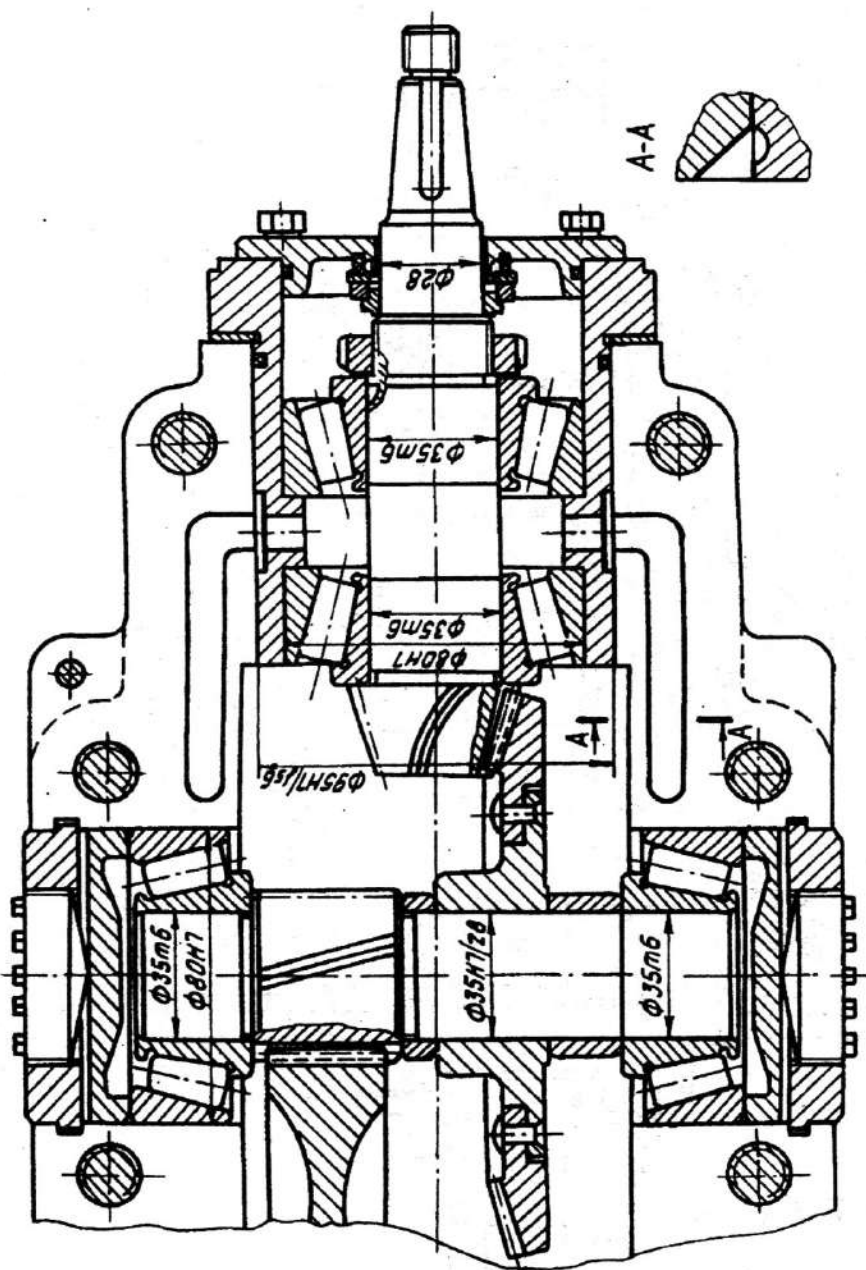


Fig. 12.1

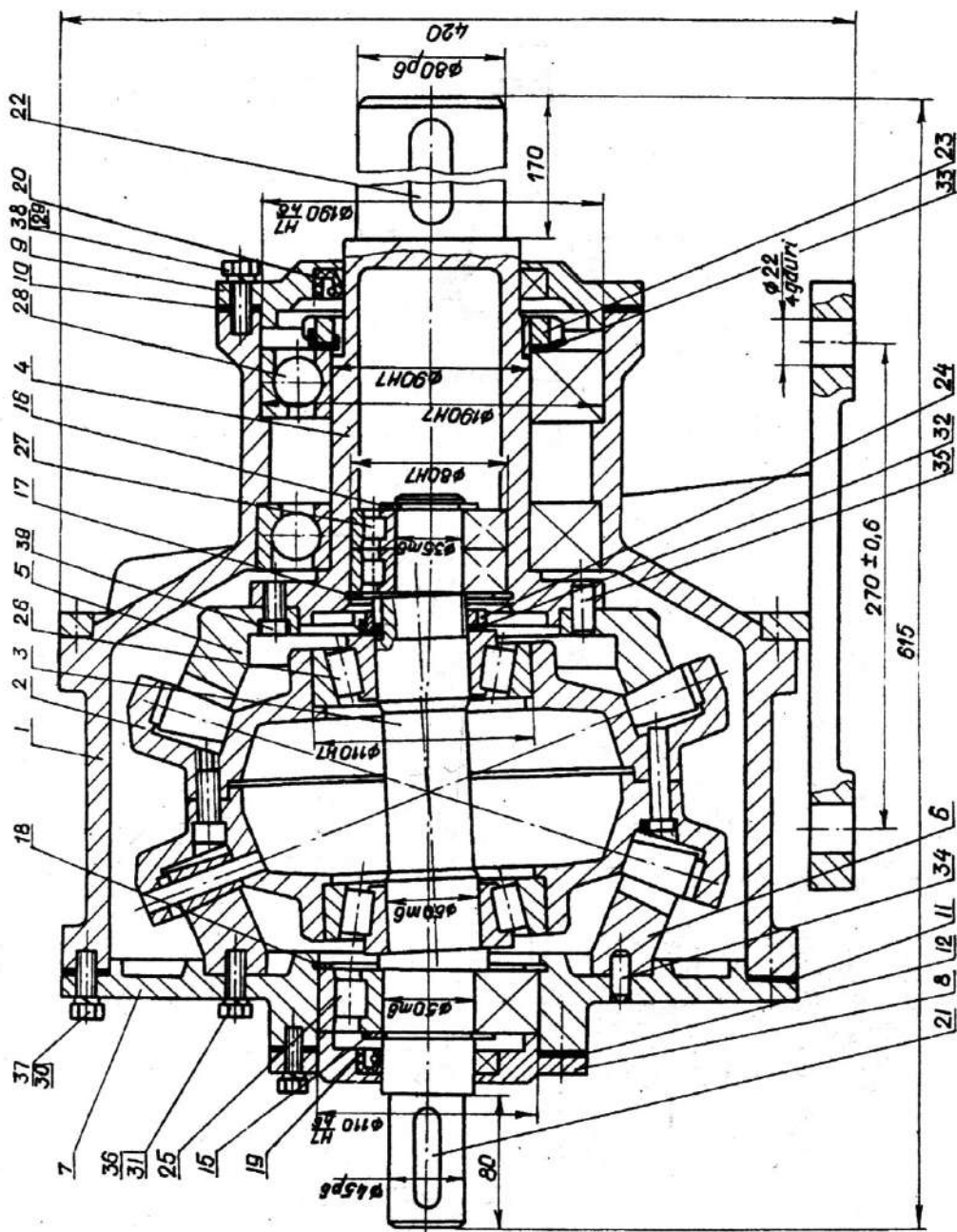


Fig. 12.2

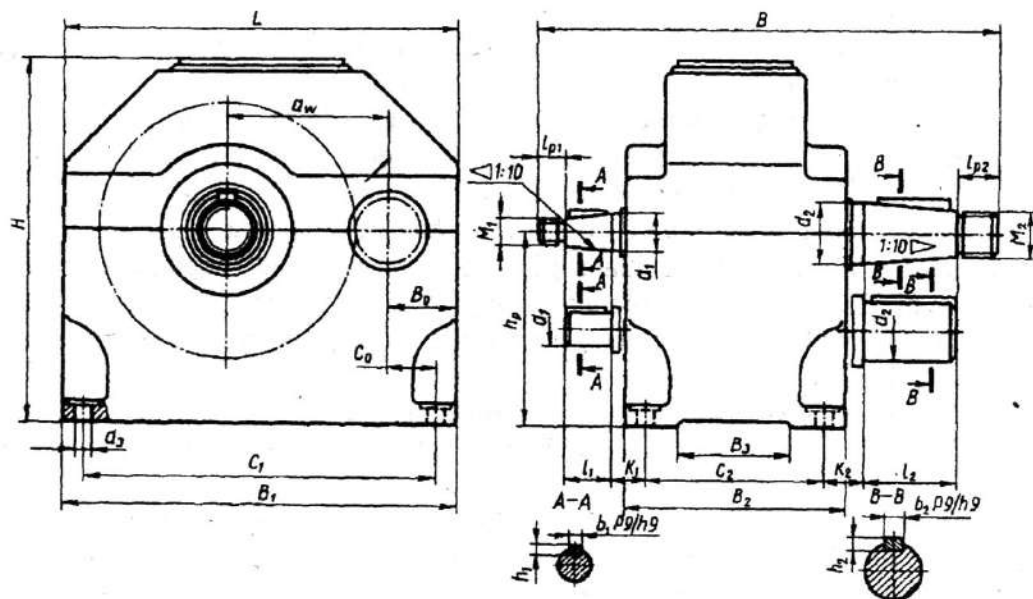


Fig. 12.3

### 12.3. Proiectarea mecanismului de acționare

Proiectarea mecanismului de acționare în proiectul didactic include două etape: propunerea tehnică și proiectul tehnic. Propunerea tehnică este elaborată pe hârtie milimetrică, iar proiectul tehnic - pe foaie standard, în scara 1:2; 1:2,5, 1:4, 1:5 sau 1:10. Desenul trebuie să prezinte clar construcția mecanismului fără o detaliere amănunțită, fiindcă toate ansamblurile lui (în particular, reductorul) sunt incluse ca unități asamblate. Totodată, unele elemente, care sunt importante pentru asamblarea mecanismului, trebuie prezentate pe desen evidențiat, cu ajutorul tăieturilor necesare. Este necesară evidențierea locurilor strângerii reductorului și a motorului pe cadru (placă), de asemenea ale cadrului (plăcii) de fundație cu ajutorul șuruburilor de ancorare și coordonarea lor reciprocă.

Șuruburile sunt indicate prin axe, afară de acelea cu care ansamblurile sunt fixate pe cadru, iar cadrul pe fundație, podea, coloană etc. Deoarece toate șuruburile de ancorare sunt asemenea, trebuie ilustrat un singur șurub, iar celelalte sunt indicate prin axe. La fel sunt ilustrate și șuruburile pentru fixarea reductorului pe cadru.

Trebuie verificată amănunțit asamblarea mecanismului de acționare, pentru excluderea suprapunerii ansamblurilor, și determinată poziția prin care el se leagă cu alte ansambluri pentru a asigura montajul.

Trebuie respectată comensurabilitatea ansamblurilor; construcția trebuie să corespundă cerințelor esteticii tehnice și să fie destul de compactă; trebuie să fie determinate pozițiile axelor arborilor față de suprafețele de bază etc.

Pe vederea generală a mecanismului de acționare sunt indicate dimensiunile de gabarit, poziția roților de curea, de lanț, cuplajelor și alte dimensiuni de bază, de asemenea cerințele tehnice față de asamblare, în particular deplasările admisibile în direcțiile axială și radială ale arborilor, precum și dezaxarea lor.

În majoritatea temelor pentru proiectare la B.P.M. mecanismul de acționare include: motor electric, reductor (cutie de viteze), cuplaj, transmisie prin curea, lanț sau fricțiune.

Construcțiile cadrului și ale cuplajului sunt elaborate pe foi aparte, totodată cadrul, mai frecvent construcție sudată, nu este detaliat; pentru a înlesni fabricarea elementelor cadrului dimensiunile lor sunt indicate atât în tabelul de componență, cât și pe desen ca unitate asamblată. Afară de aceasta, pe desen sunt indicate dimensiunile care determină poziția reciprocă a elementelor și poziția suprafețelor prelucrate (de exemplu a găurilor). Recomandări amănunțite pentru proiectarea cadrului sunt expuse în lucrările [5,11,12].

Numărul șuruburilor de ancorare și poziția lor se determină în dependență de dimensiunile și configurația suprafeței de fixare a cadrului. În lucrarea [5] este indicată distanța dintre șuruburile de ancorare de 300-1000 mm (în dependență de dimensiunile cadrului), iar diametrul lor se determină după forța de strângere necesară pentru asigurarea asamblării.

Dacă vom recapitula cele expuse mai sus, trebuie să menționăm că desenul mecanismului de acționare trebuie să includă (fig.12.4):

- ◆ vederea generală a mecanismului de acționare;
- ◆ vederea parțială sau completă a dispozitivului pe care este instalat mecanismul de acționare (fundăție, rama transportului, podea etc.);
- ◆ dimensiunile: de gabarit, de asamblare (a suprafețelor de reazem, coordonatele și diametrele găurilor de fixare etc.), de montaj (dintre axele unităților de asamblare, poziția roților de lanț, de curea, tamburului etc.);

- ◆ cerințele tehnice față de montajul mecanismului; sunt expuse deplasările admisibile radiale și axiale ale arborilor și unghiurile lor de dezaxare:

Arborii I și II

Abaterea radială până la .... mm

Abaterea axială până la .... mm

Abaterea unghiulară până la .... mm/mm

Arborii III și IV

- ◆ caracteristica tehnică (datele de ieșire - puterea, sarcina, viteza, rapoartele de transmitere ale treptelor, momentele de răsucire etc.).

În tabelul 12.1 sunt expuse deplasările limită admisibile pentru diferite variante de asamblare, determinate pe baza probabilității sumării toleranțelor dimensiunilor, care determină abaterile axiale, radiale și unghiulare ale arborilor mecanismului. În tabel și în condițiile tehnice ale asamblării, pentru comoditatea controlului, dezaxarea axelor arborilor este indicată prin deplasări pe o lungime anumită, astfel semnificația 0,05/100 mm/mm înseamnă (deplasarea 0,05 mm în direcție radială pe lungimea arborelui 100 mm.

Pe policioarele liniilor ajutoare sunt indicate numerele pozițiilor unităților de asamblare și a pieselor mecanismului.

În tabelul de componență sunt incluse unitățile de asamblare (reductor,

Tabelul 12.1

Deplasările admisibile ale arborilor

Parametrul	Asamblare fără garnituri	Asamblare cu garnituri pentru precizia asamblării	
		normală	înaltă
Abaterea radială, mm	0,85 <sup>*</sup> ; 1,7 <sup>**</sup>	0,3 <sup>*</sup> ; 0,7 <sup>**</sup>	0,05 <sup>*</sup> ; 0,15 <sup>**</sup>
Abaterea axială, mm	Fără verificarea poziției axiale ±3	Cu verificarea poziției axiale ±(0,01...0,5)	
Abaterea unghiulară, mm/mm	0,6/100	0,05/100...0,25/100	

\*Pentru distanța de la axele arborilor reductorului și motorului electric până la suprafața de fixare a plăcii - 250 mm.

\*\*Pentru distanța indicată de la 250 până la 630 mm.

cuplaj, placă sau cadru, arborele de acționare etc.), articole standardizate (șuruburi, piulițe etc.), de asemenea piesele și materialele necesare pentru

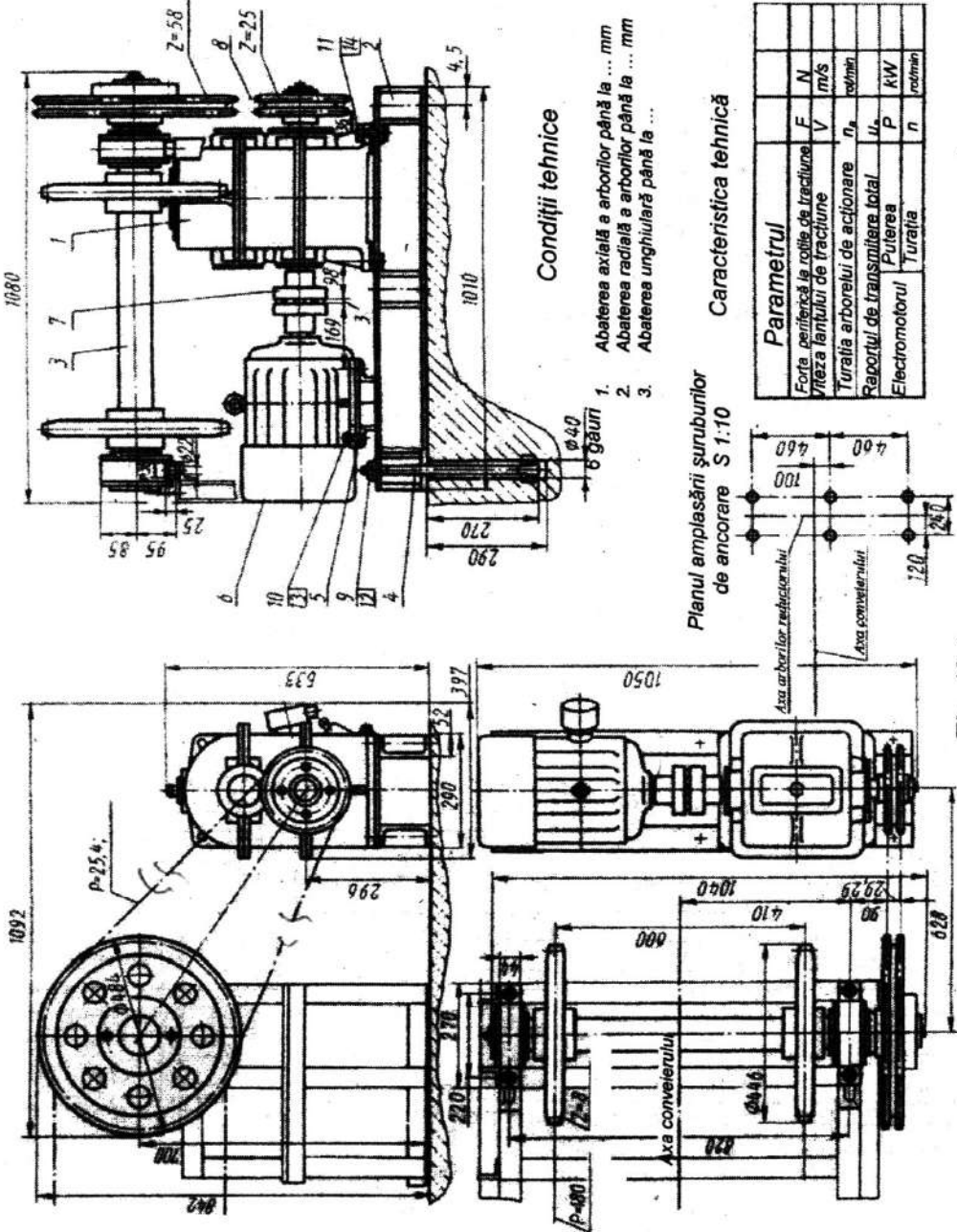


Fig. 12.4



montaj (șaibe, garnituri etc.) și alte articole (motor electric).

Elaborarea desenului mecanismului de acționare este expusă în [5, 11].

#### **12.4. Exploatarea mecanismului de acționare. Tehnica securității**

Exploatarea mecanismului de acționare prevede, în primul rând, asigurarea fiabilității funcționării reductorului. Alegând sistemul de ungere și tipul lubrifiantului este necesar, pe baza experienței de exploatare a unor instalații de același tip, de a fixa periodicitatea înnoirii lubrifiantului; pentru ungerea în baia reductorului sunt determinate volumul și nivelul lubrifiantului, iar pentru cea forțată - presiunea și viteza pompării lui. Acești parametri sunt verificați periodic în procesul exploatării.

În proiect trebuie elaborate amănunțit și expuse în memoriul explicativ toate reglările angrenajelor, rulmenților, strângerea periodică a asamblărilor filetate, schimbul elementelor uzate etc.

În general, este necesar de a asigura funcționarea mecanismului de acționare chiar și la un nivel jos de deservire, ce va confirma nivelul de elaborare al lui destul de înalt. Cu alte cuvinte, trebuie exclusă, în măsura posibilităților, influența factorului subiectiv asupra asigurării fiabilității de exploatare. Construcția trebuie proiectată astfel ca să fie reduse la minim operațiile pentru deservire. De exemplu, strângerea periodică a asamblărilor filetate poate fi evitată folosind construcții moderne cu autostrângere; trebuie evitată ungerea periodică a rulmenților, folosind construcții moderne cu durata de funcționare practic nelimitată.

Condiția principală de asigurare a fiabilității în exploatare a mecanismului de acționare, ca și a altor agregate de mașini, constă în soluționarea complexă a problemelor constructive, tehnologice și tehnice.

O atenție deosebită în proiect necesită expunerea și soluționarea problemelor tehnicii securității la exploatarea dispozitivelor mecanice, electrice etc. Necesită o descriere amănunțită în memoriul explicativ acele cazuri, când condițiile asigurării securității muncii au influențat asupra parametrilor unor sau altor elemente ale mecanismului.

## 13. PROIECTAREA UNITĂȚILOR DE ASAMBLARE

Unele recomandări pentru proiectare sunt expuse în p. 12, mai amănunțit vezi [1,5,11,12,]. În capitolul de față sunt expuse cerințele de bază pentru întocmirea desenelor unităților de asamblare.

### 13.1. Reductorul

Proiectul tehnic al reductorului (vezi p. 12.2) este elaborat pe o foaie sau 1,5 foi formatul A1. În fig. 12.1, fig. 12.2 și 12.3 sunt prezentate vederile și secțiunile reductoarelor cu dimensiunile necesare.

În partea grafică a proiectului desenul vederii generale a reductorului este elaborat primul. Pe baza lui sunt elaborate desenele de execuție ale pieselor și vederea generală a mecanismului de acționare. De aceea, toate elementele reductorului trebuie elaborate minuțios, analizate și executate amănunțit fără simplificări. Proiectul la B.P.M. este primul proiect tehnic în care trebuie prezentate clar construcțiile tuturor pieselor reductorului, interacțiunea elementelor lui, de asemenea este necesară coordonarea construcției cu tehnologia de executare și asamblare a reductorului. Din aceste considerente se explică și necesitatea ilustrării amănunțite pe desenul reductorului a acestor elemente (inclusiv și a acelor standardizate, de exemplu a asamblărilor filetate), care conform GOSTului pot fi reprezentate simplificat.

Conform celor expuse desenul reductorului va include (fig. 12.2 – 12.3):

1. Vederile necesare cu tăieturi și secțiuni;
2. Ajustajele tuturor îmbinărilor fără excepție;
3. Elemente constructive - teșituri, racordări, canale pentru ieșirea sculelor;
4. Ilustrarea clară a elementelor (parți frontale, teșituri etc.) și a pieselor instalate pe arbori (pinioane, roți de curea, de lanț etc.) cu elaborarea metodelor fixării axiale a acestora;
5. Reprezentarea angrenajelor dințate și melcate conform standardelor;
6. Reprezentarea constructivă a asamblărilor filetate;
7. Reprezentarea rulmenților în secțiune;
8. Dimensiunile (de gabarit, de asamblare, distanțele dintre axe) cu abaterile recomandate de standard, coordonatele găurilor de strângere etc.;
9. Caracteristica tehnică a reductorului conform modelului din tab. 13.1.

Tabelul 13.1

## Caracteristica tehnică a reductorului

Parametrul	Notarea	Treapta	
		I	II
1. Distanța dintre axe	$a_w$		
2. Tipul angrenajului			
3. Numărul de dinți ai pinioanelor	$z_1, z_3$		
4. Numărul de dinți ai roților	$z_2, z_4$		
5. Rapoartele de transmitere	$u_1, u_2$		
6. Modulul normal	$m$		
7. Unghiul de înclinare	$\beta$		
8. Momentul de torsiune	$T$		
9. Raportul de transmitere total	$u$		

10. Indicații privind operațiile suplimentare la asamblare;  
 11. Indicații privind nivelul maximal și minimal al uleiului;  
 12. Cerințe tehnice, spre exemplu :

- ◆ *Jocul axial al rulmenților radiali ai arborelui intermediar să fie asigurat în limitele 0,5 ... 0,7 mm.*
- ◆ *Arborii reductorului asamblat trebuie să se rotească ușor de la mână.*
- ◆ *Suprafețele exterioare neprelucrate să fie acoperite cu email sur.*
- ◆ *Rodajul fără sarcină la turația arborelui motor  $n_m = \dots \text{ min}^{-1}$ , în timpul ... ore;*

13. Numerele pozițiilor tuturor unităților asamblate și pieselor reductorului (ele trebuie aranjate paralel indicatorului, grupându-le în coloană sau pe o linie; mărimea cifrelor pozițiilor va fi cu un număr-două mai mare ca a dimensiunilor de pe desen).

## 13.2. Cuplajul

### 13.2.1. Recomandări privind alegerea și calculul cuplajelor

Toate cuplajele mecanice pot fi divizate în trei grupe de bază:

- ◆ cuplaje permanente;
- ◆ cuplaje intermitente (ambreiaje);

- ◆ cuplaje automate, la care întreruperea sau stabilirea legăturii între arbori se face automat, la anumite valori ale unui parametru funcțional (moment, viteză etc.).

Clasificarea mai amănunțită este expusă în [6, 10].

După ce este determinat tipul necesar al cuplajului, pentru elaborarea construcției lui este necesară efectuarea următoarelor etape:

- ◆ alegerea materialelor elementelor cuplajului;
- ◆ determinarea momentului de calcul ( $T_c = K_r T$ , unde  $K_r$  este coeficient de regim (tab. 13.1);  $T$  - momentul de torsiune nominal);
- ◆ determinarea preliminară a dimensiunilor elementelor de lucru ale cuplajului, iar în cuplajele intermitente - și a organelor de antrenare;
- ◆ elaborarea schiței de dimensionare, schiței de proiect și a proiectului tehnic ale cuplajului cu calculele de verificare necesare.

Datorită faptului că construcțiile principalelor tipuri de cuplaje sunt bine cunoscute, aceste etape pot fi efectuate direct pe curat.

Tabelul 13.2

Valorile coeficientului de regim  $K_r$

Nr. crt.	Domeniul și regimul de funcționare	$K_r$
1	Mașini și mecanisme cu mase de antrenare mici; regim de sarcină permanent	1,0...1,5
2	Mașini și mecanisme cu mase de antrenare medii; regim de sarcină intermitent (compresoare, șepinguri, mori)	1,5...2,0
3	Mașini și mecanisme cu mase de antrenare mari; regim de sarcină de șoc (laminoare, ciocane pneumatice etc.)	2,5...3,0

Expunem date succinte referitor la calculul și proiectarea unor cuplaje.

*Cuplajul cu bolțuri și bușe elastice* este standardizat STAS 5982 - 81 (GOST 21424-75). Aceste cuplaje permit compensarea abaterilor radiale  $\Delta R = 0,3...0,6$  mm, unghiulare,  $\Delta\alpha \leq 1^\circ$ , și a unor abateri axiale, în limitele menținerii contactului dintre elementul elastic și alezajul în care acesta este montat, pe o lungime suficient de mare.

Este ales conform diametrului arborelui și momentului de torsiune admisibil, apoi se verifică bolțurile la încovoiere și bușele elastice la strivire după momentul de torsiune maximal. Este recomandat spre utilizare la unirea arborelui electromotorului cu elementele antrenate (arborele reductorului, cutii de viteze etc.).

*Cuplaj compensator dințat STAS 6589/2-81 (GOST 5006-55).* Este recomandat către utilizare pentru legătură între arborele de ieșire al reductorului și arborele de acționare. Momentul se transmite prin angrenarea danturii exterioare a butucilor cu dantura interioară a manșoanelor. La fel se alege conform diametrului arborelui și momentului admisibil. Spre deosebire de alte cuplaje, la determinarea momentului de calcul al cuplajului compensator dințat este introdus un coeficient, care asigură siguranța cuplajului, dar este micșorat coeficientul de suprasarcină  $K_c$  [6].

*Cuplaj compensator cu arc șerpuit (de tip Bibby).* Permite compensarea abaterilor combinate: axiale,  $\Delta l = 4 \dots 20 \text{ mm}$ , radiale,  $\Delta R = 0,5 \dots 0,3 \text{ mm}$ , unghiulare,  $\Delta \alpha \leq 1,15^\circ$ . La proiectarea acestui cuplaj trebuie asigurată rezistența și rigiditatea spirelor arcului și exclusă funcționarea dinților semicuplajelor pe muchii la transmiterea momentului maximal. Numărul de dinți este ales în intervalul 50... 100. Dinții și arcul sunt închise într-un corp umplut cu ulei.

Gabaritele cuplajului  $D = (3 \dots 3,5) d$ ,  $L = (2 \dots 2,5) d$ , unde  $d$  - diametrul arborelui.

*Ambreiaj multidisc cu fricțiune.* Grosimea discurilor este determinată de rezistența asamblărilor prin caneluri ale corpului și butucului cu discurile (în unele construcții butucul lipsește, iar discurile sunt montate direct pe arbore). Calculul cuplajului se efectuează la rezistența ambreierii, rezistența la uzură și rezistență termică. Este utilizat frecvent și în varianta constructivă drept element de siguranță.

### 13.2.2. Elaborarea desenului cuplajului

Mai sus au fost expuse unele recomandări privind alegerea, proiectarea și calculul unor cuplaje.

Desenul cuplajului este elaborat, de obicei, în două proiecții pe formatul A3; o construcție compusă care necesită câteva vederi suplimentare, tăieturi și secțiuni, este elaborată pe formatul A1.

O atenție deosebită se acordă ajustajului și fixării axiale a semicuplajelor pe capetele arborilor. Partea frontală a butucului cuplajului trebuie instalată conform cerințelor tehnicii securității la distanța nu mai mică de 10... 12 mm de la elementul mai apropiat al corpului reductorului (capac sau șuruburile de strângere ale capacului etc.).

Pentru fixarea cuplajelor pe capetele arborilor sunt utilizate aceleași metode ca și pentru roțile dințate ( vezi p. 8.4). Înălțimea umărului de fixare a butucului cuplajului trebuie să fie nu mai mică de 2,5... 3 mm.

Pe desen sunt indicate dimensiunile de gabarit, de asamblare și de ajustaj (tab. 13.3).

*Tabelul 13.3*  
*Recomandări pentru alegerea ajustajului cuplajelor*

Tipul asamblării	Ajustajul
Asamblare prin pană	<i>H7/k6, H7/n6</i>
Asamblare prin caneluri cu profil dreptunghiular; centrare pe cilindrul exterior	<i>H7/j<sub>s</sub>6</i> (pe flancurile canelurilor <i>F8/f8</i> )
Asamblare prin caneluri evolventice; centrare pe cilindrul exterior	<i>H7/j<sub>s</sub>6</i> (pe flancurile canelurilor <i>H9/h9</i> ).

### 13.3. Proiectarea carcasei reductorului

Cele mai caracteristice construcții de carcase în proiectul didactic sunt corpul și capacul reductorului.

Carcasele în producerea de serii mari sunt, de obicei, turnate din fontă, iar în producerea de serii mici și individuală - sudate din table de oțel.

La proiectarea carcasei trebuie asigurate capacitatea ei de funcționare conform criteriilor principale: rigiditatea, rezistența la uzură și etanșeitatea. Trebuie să ținem cont și de unele cerințe suplimentare, de exemplu, comoditatea montajului și exploatarea etc. Date referitoare la proiectarea carcaselor sunt expuse în lucrările [1, 5, 11, 12, 16, 17].

Carcasele reductoarelor moderne sunt descrise cu suprafețe plane; elementele masive, care, de obicei, se aflau în afara corpului reductorului sunt ascunse în interiorul lui (bosajele rulmenților, nervurile de rigiditate, talpa reductorului etc).

Forma și dimensiunile carcaselor sunt determinate la etapa dimensionării reductorului. În fig.13.1 este prezentată carcasa unui reductor cilindric, planul de separare a căreia este executat pe axa arborilor. Suprafața de separare pentru comoditatea prelucrării mecanice este, de obicei, paralelă cu baza de așezare. Suprafața exterioară a capacului, care servește ca bază la prelucrarea mecanică a suprafeței de separare, este de asemenea plană.



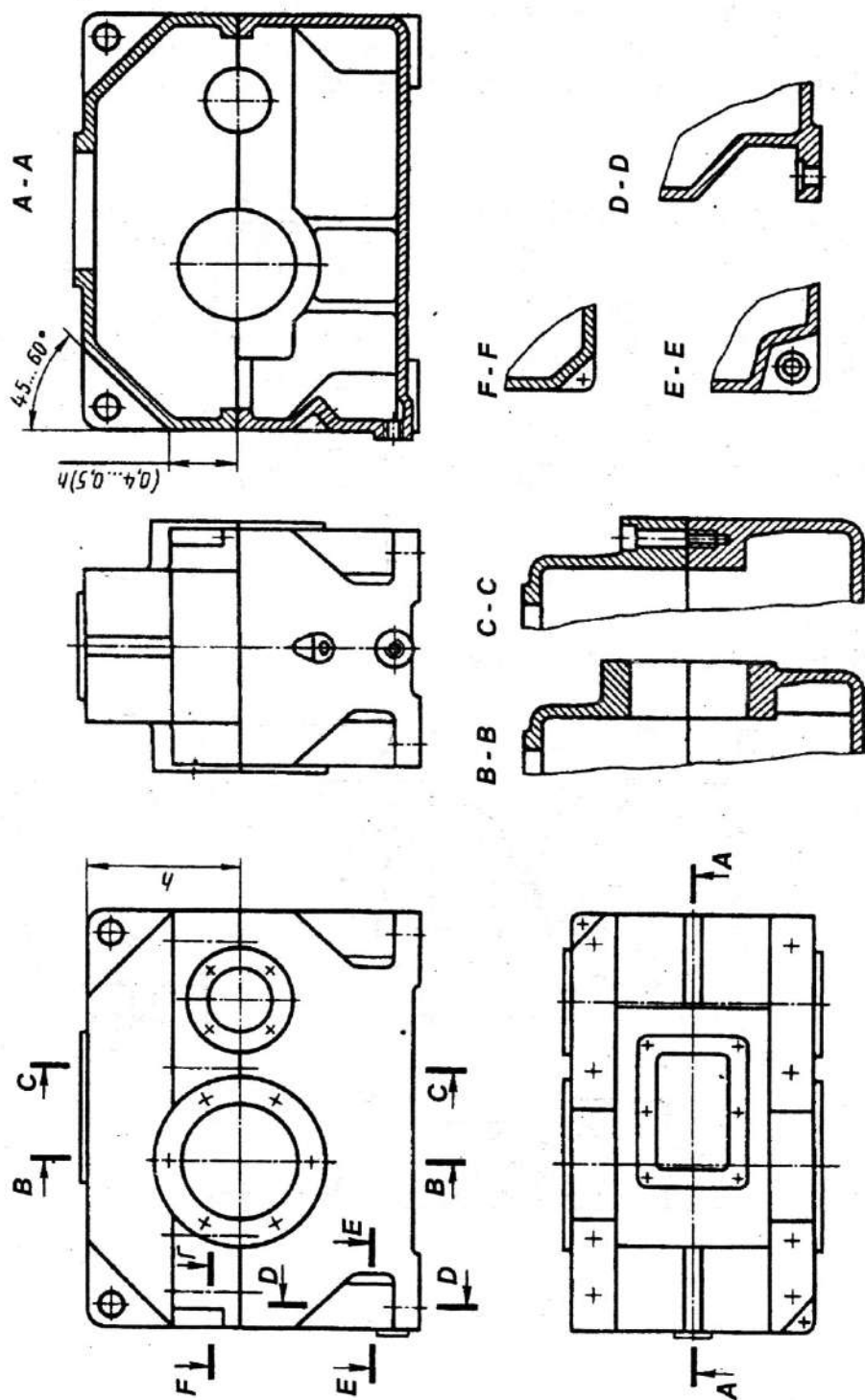


Fig. 13.1

*Determinarea dimensiunilor principale ale carcaselor.*

◆ Elaborarea construcției carcasei începe cu trasarea conturilor corpului și capacului (fig. 13.2). Pentru aceasta din centrele roților sunt trasate

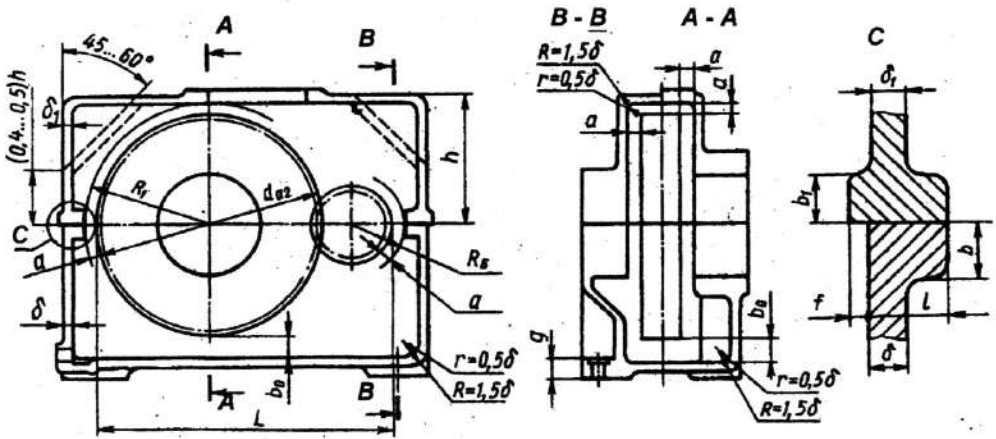


Fig. 13.2

razele de cerc

$$R_1 = 0,5d_{a2} + a; \quad R_5 = 0,5d_{a1} + a,$$

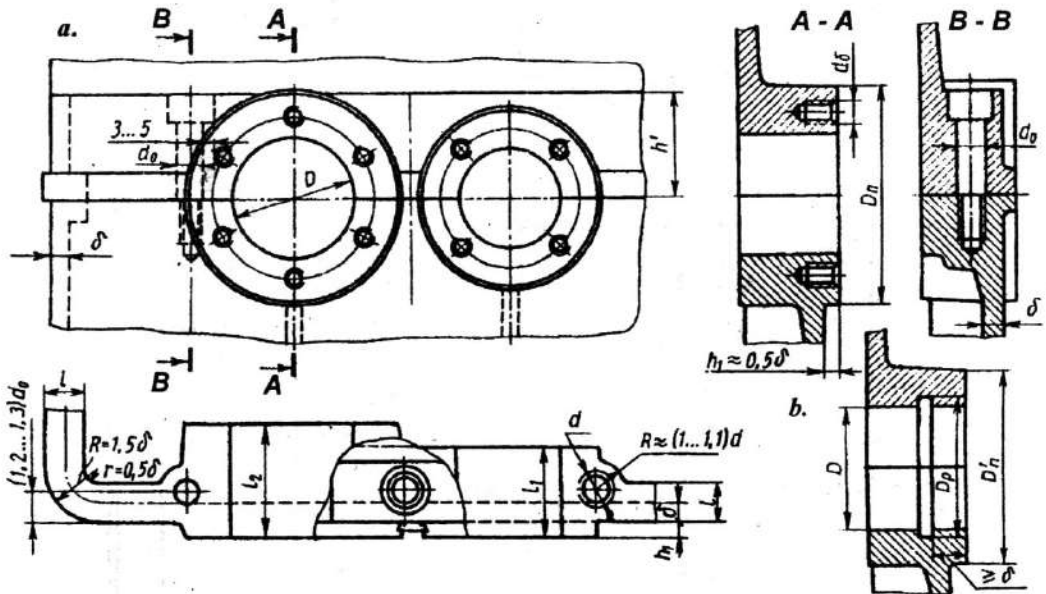


Fig. 13.3

unde  $d_{a1}$ ,  $d_{a2}$  sunt diametrele exterioare ale roților dințate;  $a$  – distanța până la peretele interior al corpului reductorului (vezi tab. 9.2).

♦ Se determină grosimea peretelui corpului reductorului și a capacului cu relațiile

$$\delta > 1,12\sqrt[4]{T}, \quad \delta_1 = 0,9\delta, \quad (13.1)$$

și se trasează pereții corpului și capacului.

♦ Pentru asamblarea capacului cu corpul sunt prevăzute flanșe pe perimetrul reductorului. Pe părțile frontale flanșele sunt ascunse în interiorul corpului și capacului. Pe părțile laterale flanșa capacului iese în exterior, iar a corpului - în interiorul lui (fig. 13.3, A-A, B-B). Dimensiunile flanșelor:

$$f = (0,4 \dots 0,5)\delta_1; \quad b = 1,5\delta; \quad b_1 = 1,5\delta_1; \quad l \approx 2\delta$$

♦ Distanța de la roata dințată la fundul reductorului  $b_0 = 4a$ .

♦ În fig. 13.4 sunt prezentate variante de asamblare ale corpului cu

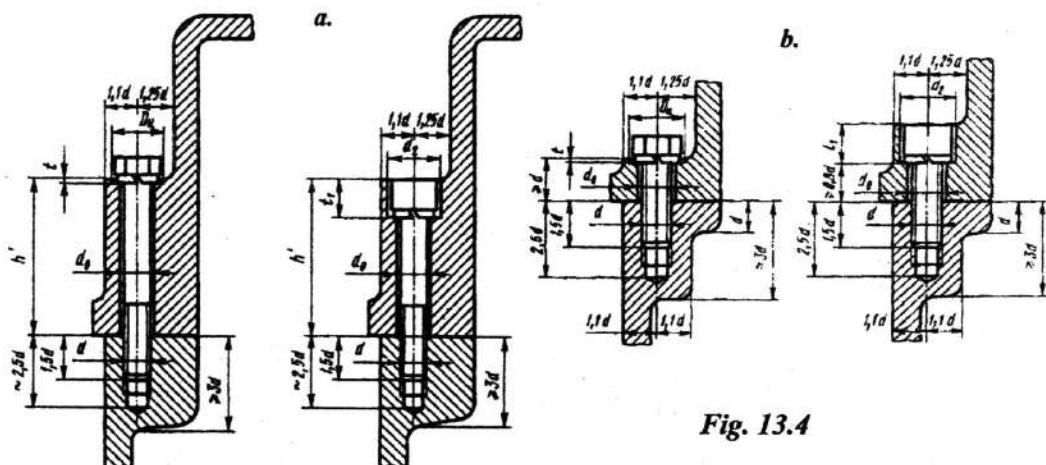


Fig. 13.4

capacul: prin șuruburi cu cap hexagonal și cilindric. În majoritatea cazurilor ele sunt amplasate pe flanșele frontale cât se poate de aproape de alezajele rulmenților. Diametrul acestor șuruburi poate fi determinat cu relația

$$d = 1,25\sqrt[3]{T} \geq 10 \text{ mm}, \quad (13.2)$$

sau poate fi acceptat conform indicațiilor [11].

Șurubul dintre bosajele rulmenților este instalat la jumătatea distanței dintre axele lor. Celelalte șuruburi sunt instalate, astfel încât distanța dintre pereții găurilor apropiate să fie 3...5 mm, fig. 13.3, a. Pentru capacele îngropate distanța de 3...5 mm este menținută între pereții găurii cu diametrul

$D_p$  și gaura cu diametrul  $d_0$  sub șurubul care assemblează capacul cu corpul, fig. 13.3, a.

Corpul și capacul sunt asamblate cu șuruburi de același diametru, menținând distanța dintre ele  $\approx 10 d$ . Dacă reductorul are o lungime mare, atunci pe părțile lui frontale sunt instalate șuruburi cu lungimea mai mică conform fig. 13.4, b.

◆ Înălțimea  $h'$  (fig. 13.3, a) a flanșei capacului în locul instalării șuruburilor se determină grafic, reieșind din posibilitatea amplasării capului șurubului pe suprafața plană în afara bosajului rulmentului cu diametrul mai mare. Suprafețele de reazem pe flanșa capacului sunt prelucrate în dependență de forma capului șurubului, conform fig. 13.4.

◆ Dimensiunile bosajelor rulmenților sunt determinate de dimensiunea  $D$  a rulmentului și construcția capacului. În fig. 13.3 (A-A) este expusă construcția pentru capace înșurubate, iar în fig. 13.3, b - pentru capace îngropate. Diametrul bosajelor este acceptat:

- pentru capace îngropate  $D_n = 1,25D + 10 \text{ mm}$ ;
  - pentru capace înșurubate  $D_n = D_f + (4 \dots 5) \text{ mm}$ ,
- unde  $D_f$  este diametrul flanșei capacului.

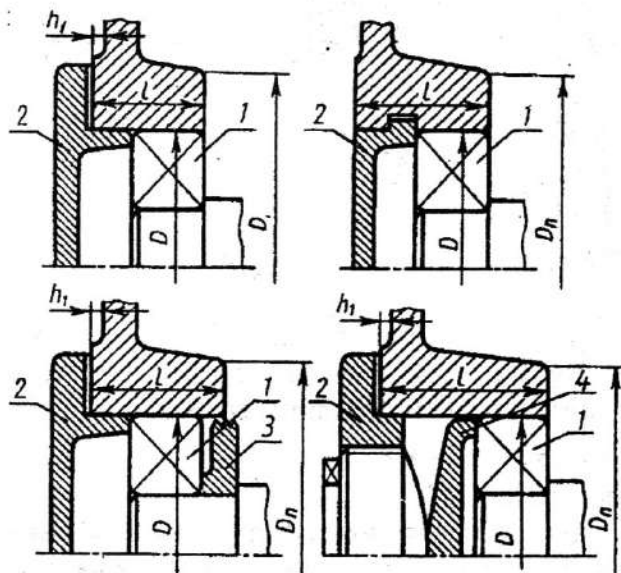


Fig. 13.5

Lungimea bosajelor este determinată construcțiv, ținând cont de: lățimea rulmentului 1, lățimea capacului 2, lățimea inelului 3 și dimensiunile șaibei de reglare 4 (fig. 13.5). Deoarece dimensiunile acestor piese și numărul lor în diferite construcții este diferit, diferite pot fi și lungimile bosajelor corpului (în fig. 13.2  $l_1 < l_2$ ).

Pentru comoditatea prelucrării mecanice bosajele pe partea exterioară a corpului reductorului sunt situate în același plan.

Tabelul 13.4

Dimensiuni constructive pentru instalarea șuruburilor carcaselor

Diametrul filetului	d	8	10	12	14	16	18	20	22	24
Diametrul lamării pentru șuruburi hexaedrice cu cap micșorat	D <sub>1</sub>	15	18	22	24	28	30	34	36	40
Adâncimea lamării	t	0,5...1,0								
Diametrul găurii pentru șurub cu cap cilindric	d <sub>2</sub>	15	18	20	24	26	30	34	36	40
Adâncimea găurii pentru capul șurubului	t <sub>1</sub>	11	13	16	18	21	23	26	28	31
Diametrul găurii: sub șurub de asamblare	d <sub>0</sub>	9	11	14	16	18	20	22	24	26
sub șurub de fixare a corpului de cadru		-	12	15	17	19	21	24	26	28

◆ Corpul și capacul sunt centrate cu două știfturi, fig. 13.6, a. Știfturile asigură fixarea strictă a capacului și corpului la alezarea găurilor sub rulmenți, asigură poziționarea lor exactă la montări și demontări repetate. De obicei, sunt utilizate știfturi conice, care sunt instalate la colțuri, fig. 13.1, D-D. În cazul când nu este posibilă instalarea știfturilor conice, sunt utilizate știfturi cilindrice. Patru

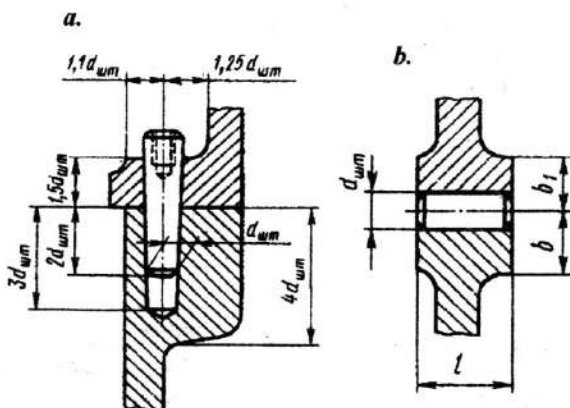


Fig. 13.6

știfturi cilindrice sunt instalate în planul de separare (fig. 13.6, b) în fiecare din pereții corpului reductorului. Diametrul știftului poate fi determinat cu relația  $d_{st} = (0,7...0,8)d$  (unde  $d$  este diametrul șurubului pentru strângerea carcasei).

• Construcția locurilor de fixare a tălpii corpului reductorului de placă sau cadru este ilustrată în fig. 13.7. Dimensiunile unor elemente constructive sunt expuse în tab. 13.3. Diametrul șuruburilor pentru fixare de placă sau cadru poate fi determinat cu relația [11]

$$d_f = \sqrt[3]{T} \geq 12 \text{ mm.} \tag{13.3}$$

Numărul șuruburilor pentru fixarea corpului reductorului  $d_f$  de placă sau cadru pentru  $a_w \leq 250 \text{ mm}$  este de 4, iar pentru  $a_w > 250 \text{ mm}$  - 6. Locașurile

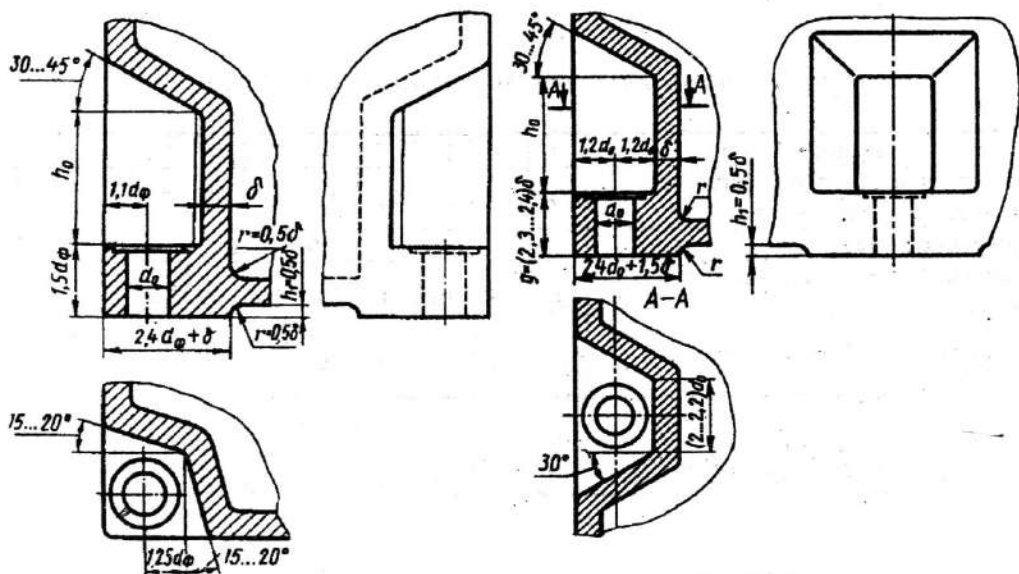


Fig. 13.7

Fig. 13.8

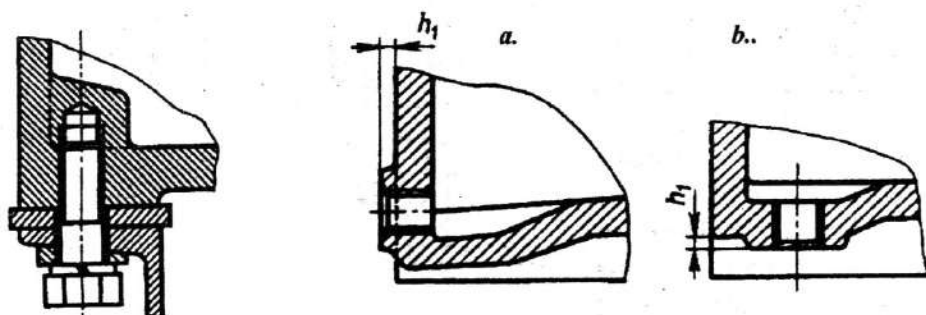


Fig. 13.9

Fig. 13.10

pentru șuruburile de fixare sunt executate, de obicei, în colțurile corpului, sau dacă aceasta nu este posibil - în peretele lui (fig. 13.8). În reductoarele moderne corpul este fixat de cadru prin șuruburi instalate din partea de jos (fig. 13.9). Aceasta este cea mai rațională metodă din cele descrise mai sus.

◆ În reductoare este utilizată metoda de ungere în carter. Uleiul este turnat în reductor prin orificiul de vizitare. Pentru golirea uleiului în partea de jos a corpului este prevăzut un orificiu special (fig. 13.10), care se închide cu un dop de scurgere (vezi p. 14) cilindric sau conic. În cazul dopurilor cilindrice este necesară instalarea unei garnituri pentru etanșare. Pentru scurgerea



completă a uleiului fundul reductorului este executat cu înclinare  $0,5 - 1^\circ$  spre orificiul de golire. În interiorul corpului este prevăzută o adâncitură pentru ieșirea sculei, cu care se prelucrează orificiul de golire. Dacă este comod în exploatare, orificiul pentru golire este executat în fundul reductorului (fig. 13.10, b). În ambele cazuri, înainte de burghiere, bosajul în corp se frezează, de aceea el trebuie să se găsească în afara corpului la distanța  $h_1 = 0,5\delta$

◆ Pentru transportarea reductorului sunt prevăzute urechi de prindere, care sunt turnate solidare cu capacul (fig.13.11) sau cu corpul reductorului.

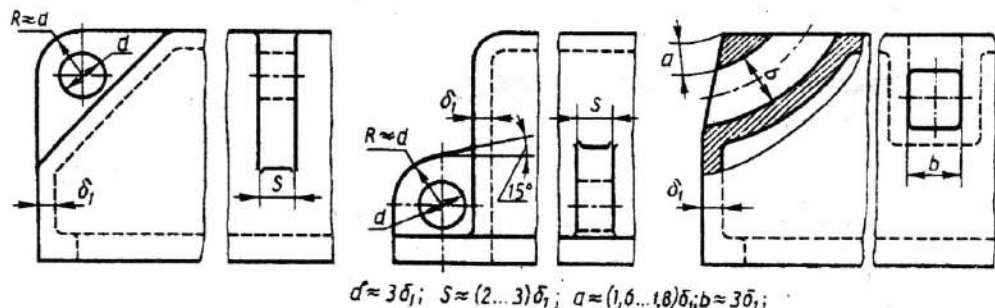


Fig. 13.11

Pentru reductoare masive pot fi prevăzute găuri filetate pentru inele de ridicare GOST 4751-73, (fig.13.12), dimensiunile cărora sunt indicate în tab. 13.5

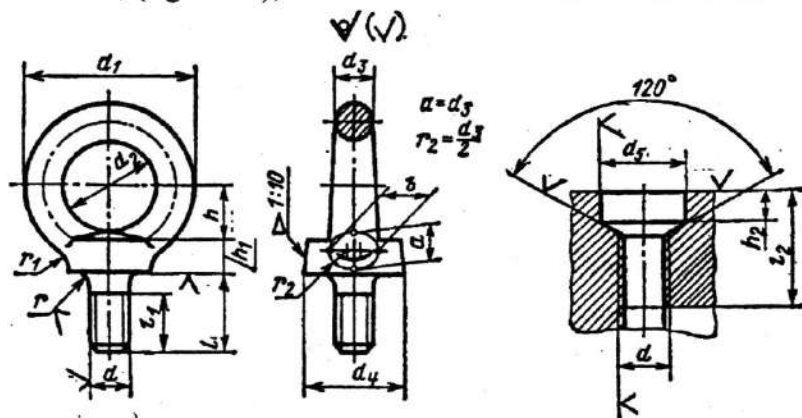


Fig. 13.12

◆ Orificiul pentru vizitare este utilizat nu numai pentru alimentare cu ulei, ci și pentru revizia angrenajelor. Dimensiunile lui sunt alese maximal posibile, iar forma mai frecvent dreptunghiulară. Orificiul este închis cu un

Tabelul 13.5

## Dimensiunile șuruburilor pentru ridicat

d	d <sub>1</sub>	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	b	h	h <sub>1</sub>	h <sub>2</sub>	l	l <sub>1</sub>	l <sub>2</sub>	r	r <sub>1</sub>	Masa, cg
											nu mai mic				
M8	36	20	8	20	13	10	12	6	5	18	12	19	2	4	0,05
M10	45	25	10	25	15	12	16	8	6	21	15	22	2	4	0,12
M12	54	30	12	30	17	14	18	10	6	25	19	26	2	6	0,19
M16	63	35	14	36	22	16	20	12	7	32	25	33	2	6	0,31

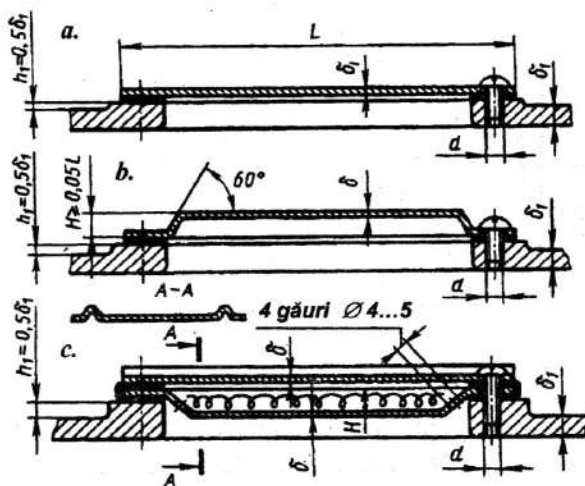


Fig. 13.13

capac. În producția individuală este utilizat un capac simplu din tablă (fig. 13.13, a), grosimea căruia este  $\delta_c = (0,01 \dots 0,012)L \geq 3 \text{ mm}$ . În producția în serii mari și în masă sunt utilizate capace ștanțate (fig. 13.13, b). Sub capac este instalată o garnitură de etanșare din carton presat sau cauciuc. Diametrul șuruburilor pentru prinderea capacelor este indicat în tab. 13.3.

Capacul ștanțat poate fi combinat cu o răsuflătoare și

filtru, fig. 13.13, c. În acest caz capacul este compus din placa superioară cu gofre, prin care interiorul reductorului comunică cu exteriorul. Capacul inferior ștanțat are 2...4 găuri cu diametrul  $\sim 5 \text{ mm}$ . Filtrul din sârmă subțire de cupru, sau fire sintetice, umple spațiul dintre cele două capace. Sunt posibile construcții de capace turnate din fontă, aluminiu sau mase plastice [11].

## 13.4. Construcția cadrelor și plăcilor

### 13.4.1. Indicații generale

Pentru instalarea ansamblurilor mecanismului de acționare sunt utilizate plăci și cadre. Ele trebuie să asigure: coaxialitatea arborelui motorului electric

și a arborelui motor al reductorului; bazarea agregatelor, poziția reciprocă a cărora nu trebuie să se schimbe nici în timpul transportării, nici la exploatare; comoditatea montajului și demontajului.

Plăcile și cadrele suportă solicitări statice și dinamice considerabile, de aceea trebuie asigurată rezistența și rigiditatea lor.

În mașinile moderne sunt utilizate, de obicei, patru tipuri de construcții ale plăcilor și cadrelor: turnate, turnate-sudate, matrițate-turnate, sudate. Ca rezultat al costului înalt primele trei tipuri sunt folosite în producția în serii mari și în masă. În producția în serii mici și individuală sunt mai frecvent utilizate cadrele sudate, executarea cărora nu necesită folosirea utilajului costisitor.

În dependență de construcția mecanismului de acționare și dimensiunile lui, cadrul și placa sunt elaborate pe formatul A2 sau A1.

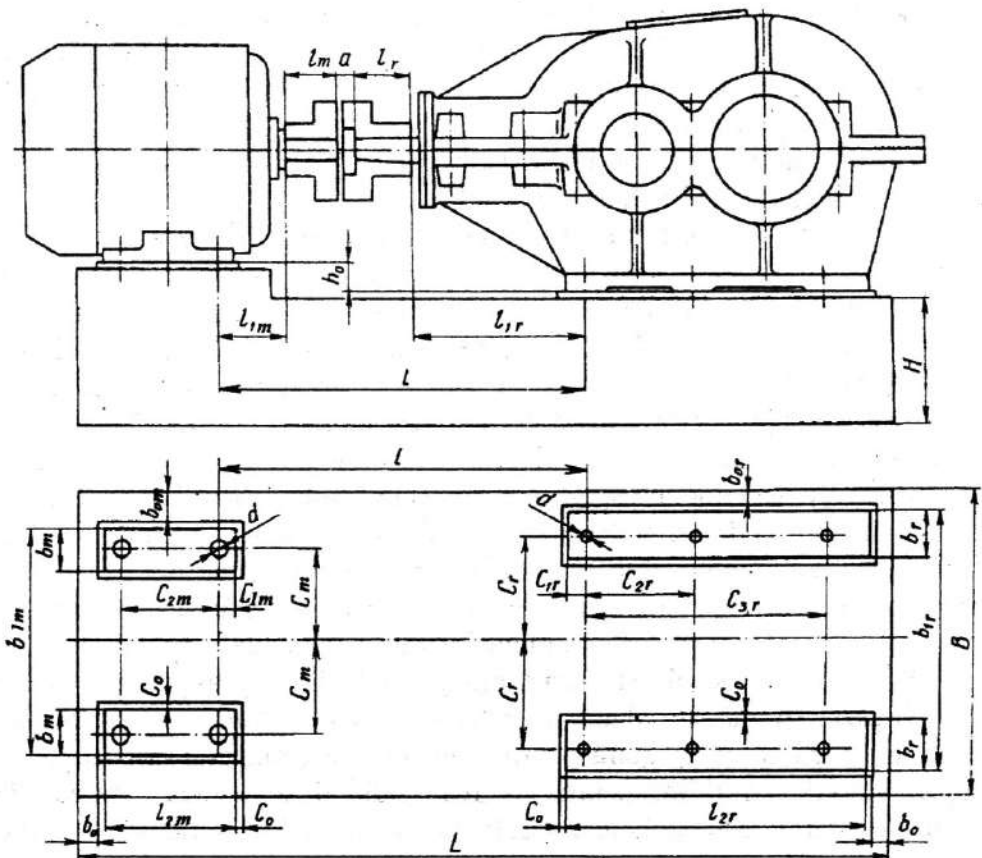


Fig. 13.14

### 13.4.2. Construcția cadrelor sudate

Construcția și dimensiunile cadrului sunt determinate de dimensiunile electromotorului, reductorului și cuplajului, de aceea este rațional înainte de a elabora construcția cadrului să trasăm conturile acestor ansambluri unite prin cuplaj (fig. 13.14). Desenul începe cu trasarea conturului cuplajului, astfel putem determina jocul  $a$  dintre arbori. Apoi sunt trasate cu linii subțiri conturile electromotorului și ale reductorului, totodată determinând și indicând pe desen dimensiunile  $l_m$ ,  $l_l$ ,  $l_r$ ,  $l_{lr}$ . Aici se determină unul din parametrii de bază ai cadrului - diferența de înălțime între suprafețele de instalare a motorului electric și a reductorului  $h_0$ .

În fig. 13.14 este prezentat desenul celui mai simplu cadru cu indicarea dimensiunilor pentru instalarea electromotorului și a unui reductor conic-cilindric. Pe vederea de sus, în primul rând, sunt trasate axele electromotorului și ale reductorului, apoi sunt indicate găurile pentru fixarea lor pe cadru  $d_m$  și  $d_r$  și coordonatele lor  $C_{2m}$ ,  $C_{2r}$ ,  $C_{3r}$ . La faza aceasta sunt determinate dimensiunile suprafețelor de sprijin  $b_e$ ,  $b_{1e}$ ,  $C_{1e}$  și  $l_{2e}$  ale electromotorului și  $b_r$ ,  $b_{1r}$ ,  $C_{1r}$  și  $l_{2r}$  ale reductorului.

Desenul cadrului sudat mai frecvent este elaborat în două proiecții, deseori - cu tăieturi suplimentare (fig. 13.15).

Suprafețele de bază pentru instalarea motorului și reductorului sunt obținute prin prelucrarea (până la  $R_a = 3,2 \mu m$ ) a suprafețelor de instalare, executate în formă de banzi, sau plăci dreptunghiulare 3, 4, sudate pe construcția de bază. După prelucrarea finală grosimea plăcilor nu trebuie să fie mai mică de  $h = 5 \text{ mm}$  (fig. 13.15). Lățimea și lungimea acestor elemente pe cadru (fig. 13.14 - 13.15) este mai mare decât a elementelor corespunzătoare de pe electromotor și reductor, cu dimensiunea  $2C_0$ :  $C_0 = 0,05b_m(b_r) + 1 \text{ mm}$  ( $b_m$ ,  $b_r$  sunt lățimile elementelor corespunzătoare ale electromotorului și reductorului).

Pe desenul cadrului trebuie să fie indicate următoarele dimensiuni: de gabarit; de asamblare, care determină poziția reciprocă a elementelor construcției sudate; de montaj, care determină poziția unităților de asamblare pe cadru și dimensiunile găurilor șuruburilor pentru fundație.

Mai frecvent cadrul este sudat din profil în U. Suprafețele de bază și găurile trebuie prelucrate după operația de sudare. Policioarele profilului trebuie să se găsească în afară pentru comoditatea strângerii agregatelor. În apropierea unirii profilurilor, pentru mărirea rigidității, se montează guseuri. Pe suprafețele interioare ale picioarelor, în locurile instalării șuruburilor, sunt

sudate șaibe înclinate pentru asigurarea perpendicularității (la montaj) a suprafețelor de reazem ale capurilor șuruburilor și piulițelor față de axele lor

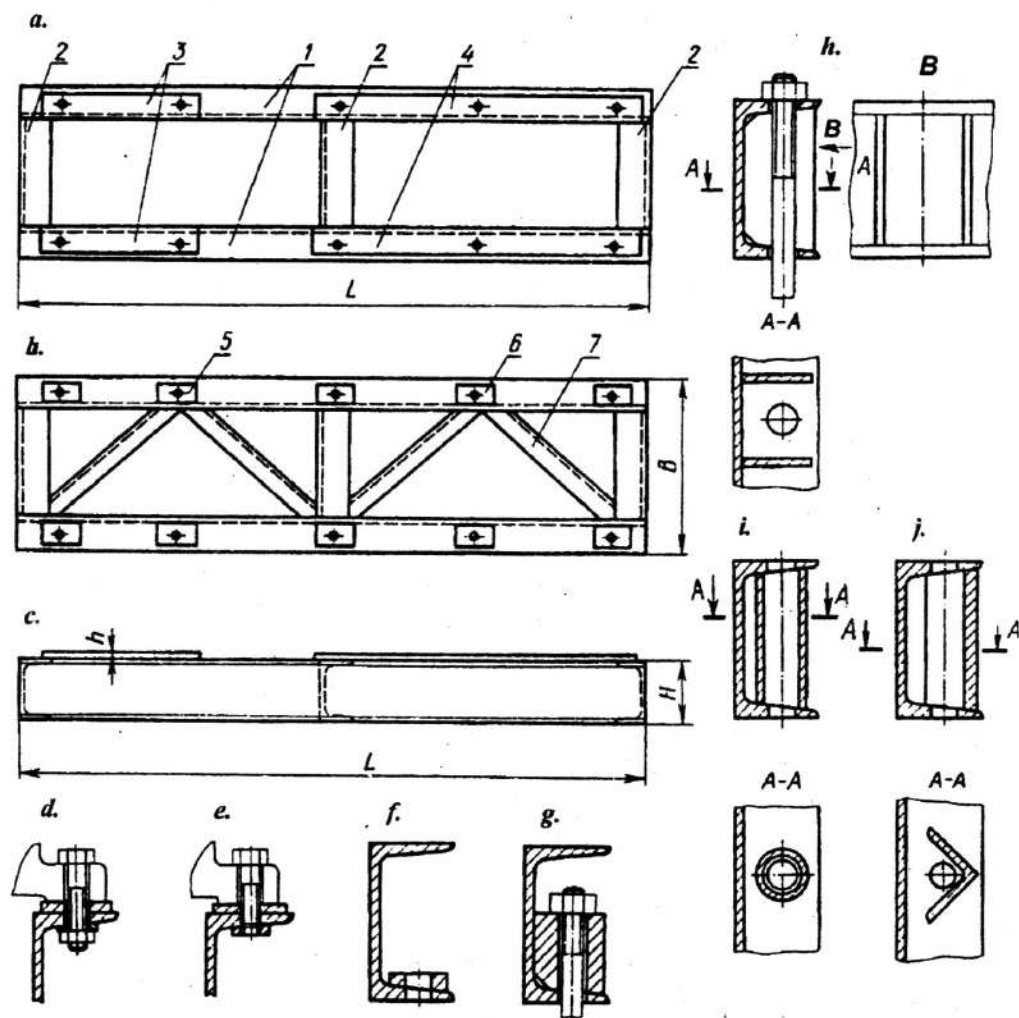


Fig. 13.15

(fig. 13.15, d, f). Dimensiunile acestor șaibe sunt indicate în [11].

Cadrul este fixat pe fundație cu șuruburi de ancorare. Dacă este posibil șuruburile de ancorare sunt instalate prin ambele policioare ale profilului (fig. 13.15, h), iar piulițele sunt instalate pe policioara de sus. Pentru a asigura rigiditatea construcției, în așa caz, între policioare sunt sudate plăcuțe

(fig. 13.15, h, vederea B, secțiunea A-A). Diametrul și numărul acestor șuruburi poate fi acceptat:

Lungimea cadrului $L$ , mm.....	până la 700	de la 700 la 1000	de la 1000 la 1500
Diametrul șuruburilor, mm.....	16 – 18	20 – 22	24
Numărul minim de șuruburi.....	4	6	8

Cadrul trebuie să aibă ochiuri și goluri pentru comoditatea transportării și montajului agregatelor.

În încheiere sunt determinate dimensiunile de gabarit  $B$  și  $L$ , acceptând  $b_0 = b_{0m} = b_{0r} = 8 \dots 10$  mm. Aceste dimensiuni sunt rotunjite până la valori standard.

Înălțimea cadrului  $H$  este determinată cu relația

$$H \geq (0,09 \dots 0,11)L, \quad (13.4)$$

unde  $L$  este lungimea cadrului, cu alegerea mai apoi a unui profil standard.

Pe desenul de lucru al cadrului trebuie expuse următoarele cerințe tehnice:

1. Planietatea suprafețelor de bază pentru instalarea ansamblurilor (în intervalul  $0,05/300 \dots 0,1/300$  mm/mm);

2. Abaterea admisibilă pentru diferența de înălțimi ale suprafețelor de bază (drept componentă a lanțului de dimensiuni, ce determină precizia instalării axelor arborilor motorului și reductorului;

3. Paralelismul suprafețelor de bază.

### 13.4.3. Construcția plăcilor turnate

Plăcile (fig. 13.16 - 13.17) sunt turnate din fontă C4 12-28 sau C4 15-32. Înălțimea plăcii  $H$  este determinată cu relația (13.1). Dimensiunile  $L$ ,  $h_0$  sunt determinate constructiv, în dependență de dimensiunile ansamblurilor care se instalează pe ea. Grosimea pereților plăcii  $\delta$  este determinată din tab 13.5 și este aceeași în toate secțiunile.

Tabelul 13.6

Grosimea pereților plăcii  $\delta$

$H$ , m	0,4	0,75	1,0	1,5	1,8
$\delta$ , mm	6	8	10	12	14



La proiectarea plăcii sunt prevăzute găuri cu diametrul de 25...30 mm în pereții verticali pentru comoditatea transportării (fig. 13.17).

Din cauza porozităților și golurilor nu este indicată formarea unor suprafețe orizontale mari. De aceea, în peretele orizontal sunt prevăzute ochiuri mari. În asemenea caz, pentru restabilirea rigidității pe marginea ferestrelor sunt prevăzute niște nervuri conturate.

Placa este fixată cu ajutorul șuruburilor de fundație, care sunt instalate pe bosaje (adaosuri turnate, fig. 3.17,

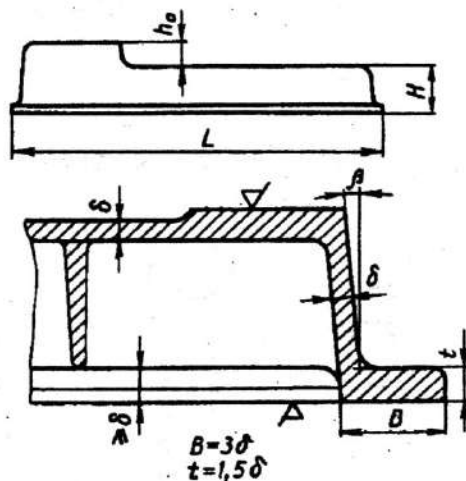


Fig. 13.16

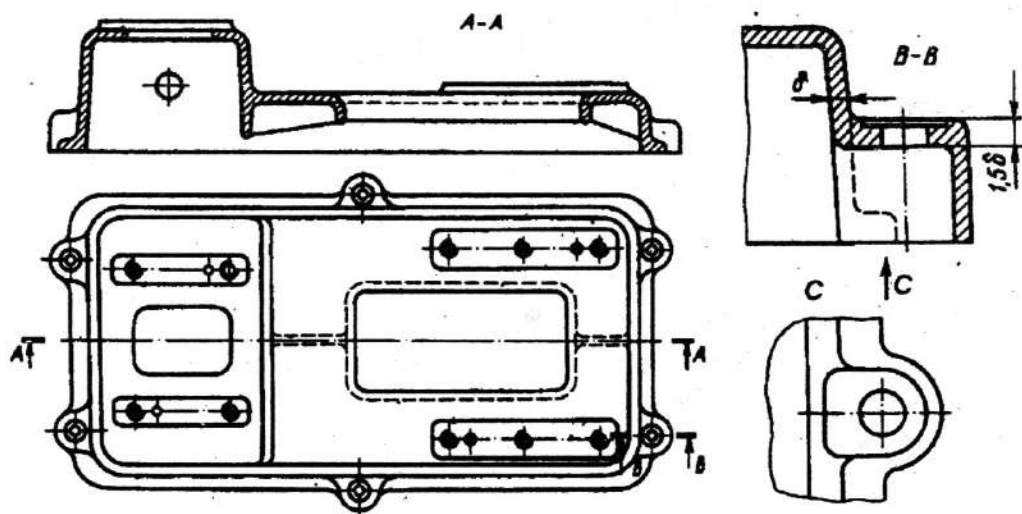


Fig. 13.17

B-B). Pentru simplificarea prelucrării bosajele trebuie să fie de aceeași înălțime.

Dimensiunile suprafețelor de instalare (fig. 13.16) se determină cu relațiile.

$$B=(2,5...3,5) \delta; t=1,5 \delta$$

Suprafețele plăcii, care servesc ca bază pentru instalarea ansamblurilor, sunt prelucrate cu precizie înaltă. Cerințele tehnice sunt aceleași ca și pentru cadrul sudat.

### 13.5. Fixarea cadrelor și plăcilor

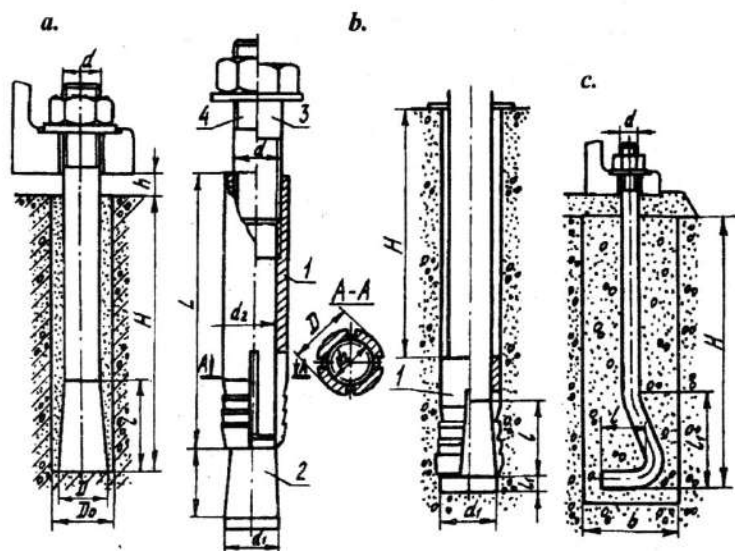


Fig. 13.18

apoi sunt acoperite cu ciment, care este presat și umezit. Umezirea se efectuează timp de trei zile, odată în zi.

În fig. 13.18, b este ilustrat un șurub pentru fundație cu capăt conic și bucă elastică de distanțare 1. Fixarea inițială este realizată prin contractarea bucăi pe capătul conic al șurubului, lovind-o cu ciocanul

Pentru fixarea cadrelor și plăcilor sunt utilizate șuruburi pentru fundații. Expunem câteva metode mai răspândite pentru fixare.

În fig. 13.18, a este prezentat un șurub pentru fundație cu capăt conic, dimensiunile cărui sunt indicate în tab. 13.7. Șuruburile sunt instalate în găuri,

Tabelul 13.7

Dimensiunile șurubului pentru fundație

$d$	$D$	$l$	$H$	$D_0$
M16	23	40	130	25...35
M20	29	50	160	30...40
M24	35	60	200	40...50

printr-un dorn. Fixarea finală este realizată la strângerea șurubului. Capătul conic și bușa sunt călite până la duritatea HRC 40 . Dimensiunile șurubului sunt expuse în tab. 13.8.

Tabelul 13.8

Dimensiunile șurubului pentru fundație

$d$	$d_0$	$d_1$	$d_2$	$L$	$l$	$l_1$	$H$
M16	$22^{+1}$	21	17	48	30	6	110
M20	$26^{+1}$	25	21	62	30	8	140
M24	$32^{+1}$	31	25	68	42	8	170

În fig. 13.18, c este ilustrat cel mai simplu șurub pentru fundație cu capătul încovoiat. Dimensiunile șurubului în dependență de diametrul  $d$ :

$$l = (2,5 \dots 3,0)d; \quad l_1 = (5 \dots 6)d;$$

$$b = (5 \dots 7)d; \quad H = 15d.$$

Alte metode de fixare sunt expuse în [14].

## 14. DISPOZITIVE PENTRU UNGERE ȘI ETANȘARE

Pentru micșorarea pierderilor la frecare și a intensității uzării suprafețelor în contact, de asemenea pentru protejarea lor contra gripării și coroziunii și pentru evacuarea mai eficientă a căldurii din zona frecării, trebuie asigurată o ungere eficientă.

### 14.1. Ungerea transmisiilor cu angrenaje

În construcția de mașini modernă este utilizată cu succes metoda de ungere a angrenajelor prin barbotare în baie de ulei. La rotirea roților dințate uleiul împrăștiat de roți se scurge pe suprafața interioară a corpului. În interiorul corpului se formează o ceață din picături de ulei, cu care sunt acoperite suprafețele tuturor pieselor din interiorul lui.

Metoda de ungere prin barbotare în baie de ulei este utilizată la viteza roților dințate sau a melcului de la 0,3 până la 12,5 m/s. La viteze mai mari uleiul este aruncat de pe dinți de către forțele centrifugale, iar pierderile la amestecarea uleiului se măresc considerabil.

Alegerea tipului lubrifiantului se bazează pe experiența de exploatare a mașinilor. Principiul de alegere al uleiului este următorul: cu cât sunt mai înalte tensiunile în contact, cu atât mai înaltă trebuie să fie viscozitatea uleiului. Viscozitatea uleiului se va micșora o dată cu creșterea vitezei periferice. Reieșind din aceste principii, sunt indicate uleiurile pentru ungerea angrenajelor cilindrice și conice (tab. 14.1), melcate (tab.14.2), armonice (tab.14.3). Simbolul uleiurilor industriale conține patru semne, care înseamnă: I - industrial, litera a doua - apartenența la grupe după destinație (G - pentru sisteme hidraulice; T - pentru sisteme greu solícitate), litera a treia - apartenența la subgrupe conform indicilor de exploatare (A - ulei fără aditivi; C - ulei cu aditivi antioxidanți, anticorrosivi și antiuzură, D - ulei cu aditivi

Tabelul 14.1

*Uleiuri pentru ungerea angrenajelor cilindrice și conice*

Tensiunile în contact, $\sigma_H$ , N/mm <sup>2</sup>	Viteza periferică, m/s		
	Până la 2	De la 2 la 5	Peste 5
Până la 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
De la 600 la 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
Peste 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68

antioxidanți, anticorosivi, antiuzură și antigripanți), prin cifre - indicele viscozității uleiului.

Tabelul 14.2

Uleiuri pentru ungerea angrenajelor melcate

Tensiunile în contact $\sigma_{H_2}$ , N/mm <sup>2</sup>	Viteza periferică, m/s		
	Până la 2	De la 2 la 5	Peste 5
Până la 600	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
De la 600 la 1000	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
Peste 1000	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

Tabelul 14.3

Uleiuri pentru ungerea angrenajelor armonice

Tensiunile în contact $\sigma_{H_2}$ , N/mm <sup>2</sup>	Diametrul roții flexibile	
	80	160
Până la 800	И-Г-А-68	И-Т-Д-68
De la 800 la 1600		И-Т-Д-100

Pentru ungerea angrenajelor precesionale pot fi folosite uleiurile indicate în tab. 14.3. Pentru reductoarele submersibile alimentate cu ulei în plin volum sunt indicate uleiuri cu viscozitatea mai joasă. Reieșind din condițiile de exploatare: adâncimea de scufundare 5000...6000 m, temperatura apei  $t = -2...+4^{\circ} \text{C}$  și presiunea hidrostatică  $p = 50...60 \text{ Mpa}$ , sunt recomandate uleiurile АМГ-10 sau АУП.

Din unsoarele consistente mai frecvent sunt utilizate ȚIATIM – 202 și LITOL 24.

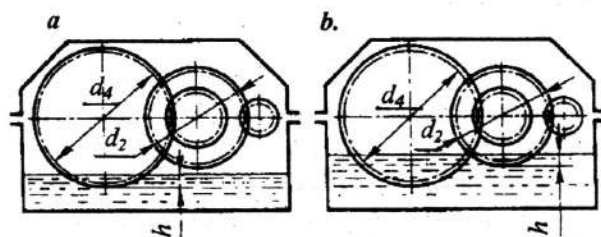


Fig. 14.1

Nivelul maximal admisibil de scufundare al roților cilindrice în ulei este expus în fig. 14.1. Aici  $2m \leq h_u \leq 0,25d_2$ , unde  $m$  este modulul angrenajului. În transmisia cu două trepte la viteza roții treptei conduse  $v > 1 \text{ m/s}$  este sufici-

entă scufundarea în ulei numai a roții conduse a acestei trepte (fig. 14.1, a). Pentru  $v < 1 \text{ m/s}$  în ulei sunt scufundate roțile ambelor trepte (fig. 14.1, b).

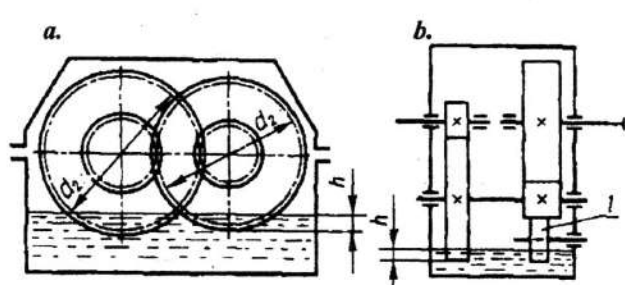


Fig. 14.2

În reductoarele coaxiale la amplasarea arborilor în plan orizontal în ulei sunt scufundate roțile ambelor trepte (fig.14.2, a). La amplasarea arborilor în plan vertical în ulei sunt scufundate pinionul și roata, situate în partea de jos a corpului. Dacă adâncimea de

scufundare a roții este prea mare, atunci nivelul uleiului se micșorează, iar în corp se instalează o roată suplimentară 1 pentru ungere (fig. 14.2, b).

În reductoarele conice sau conico-cilindrice roata conică se scufundă în baia de ulei la lungimea dintelui.

În reductoarele precesionale toate roțile se scufundă în ulei la lungimea dinților.

Adâncimea de scufundare a elementelor reductorului melcat:  $h_m = (0,1 \dots 0,5) d_{a1}$  (fig.14.3, a) - pentru reductor cu melcul în partea de jos;

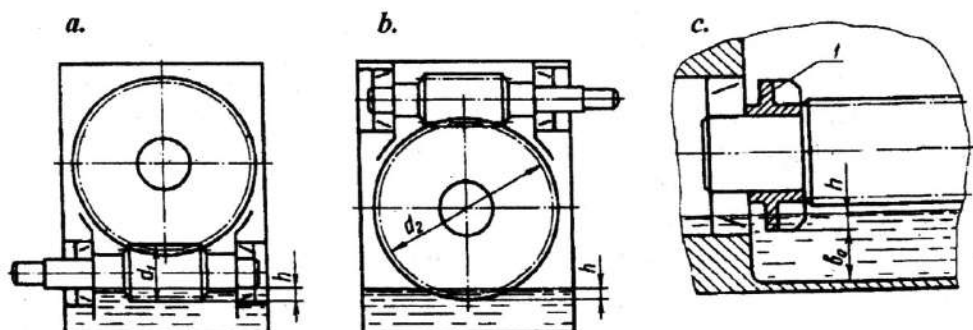


Fig. 14.3

$h_m = 2,2m + 0,25d_2$  (fig. 14.3, b) - pentru reductor cu melcul în partea de sus. Dacă în reductorul melcat trebuie micșorate pierderile la frecare (la viteze circulare înalte ale melcului), nivelul uleiului în reductor se micșorează, iar pentru ungerea angrenajului pe melc se instalează paletetele 1 din ambele părți pentru împănșarea uleiului (fig. 14.3, c).

Normele de scufundare a roților cutiilor de viteză sunt aceleași ca și pentru reductoare.



## 14.2. Ungerea rulmenților

Rulmenții se ung cu același ulei ca și elementele transmisiei. Alt sistem de ungere este indicat numai în cazul când rulmenții trebuie protejați de produsele de uzură din ulei.

La viteze  $v > 1$  m/s picăturile de ulei împrăștiate de roți se depun pe toate piesele din interiorul corpului reductorului și pe pereții lui. Uleiul care se scurge în acest caz pătrunde în rulmenți, asigurând ungerea lor.

În cazul când în ulei sunt scufundate pinionul cu dinți înclinați, în V sau melcul, uleiul este pompat în rulmentul apropiat, supunându-l supraîncălzirii. În asemenea caz rulmentul se închide cu un inel de protecție (fig. 14.4).

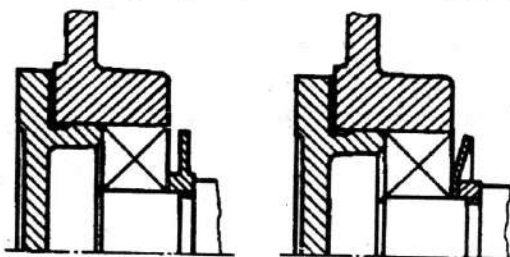


Fig. 14.4

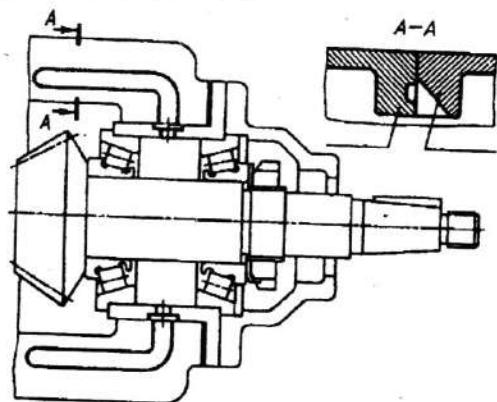


Fig. 14.5

Pentru ungerea reazemelor cu rulmenți, în care pătrunderea uleiului este îngreuiată, sunt utilizate diferite metode și dispozitive pentru ungere. În fig. 14.5 este prezentată metoda de ungere a rulmenților arborelui pini-onului conic prin canalele din flanșa corpului. Aici este prevăzută o construcție a capacului, care nu va închide aceste canale. Deseori, pentru orientarea fluxului de ulei pe suprafața interioară a carcusei sunt prevăzute

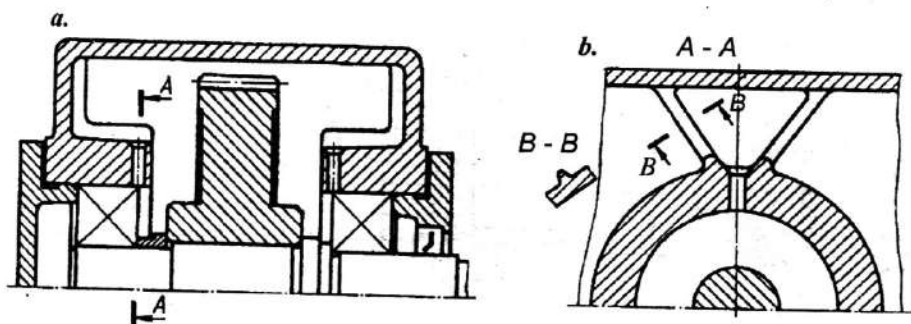


Fig. 14.6

nervuri (fig. 14.6, a), pe care se scurge uleiul și prin găurile din bosaje pătrunde în rulmenți.

Dacă ungerea rulmenților este imposibilă sau nu este indicată prin metodele expuse, atunci în reductor sau cutia de viteze este montată o pompă, care va pompa uleiul într-un dispozitiv de distribuție, iar din el, printr-un sistem de tuburi, va fi transportat la rulmenți.

Dacă utilizarea unei pompe nu este indicată, rulmenții la care este

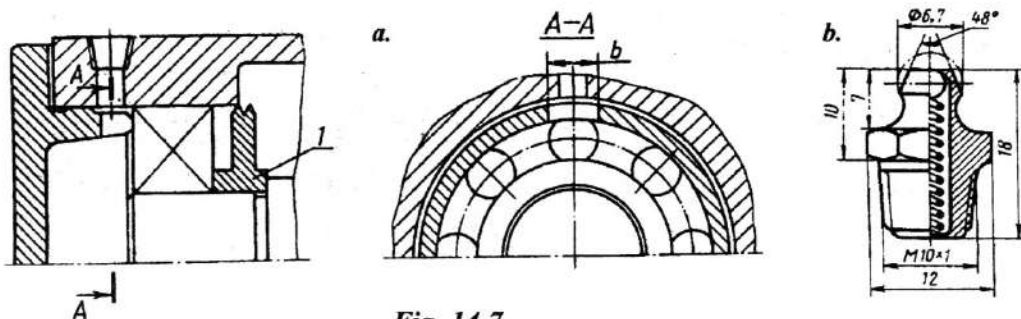


Fig. 14.7

imposibilă aducerea uleiului se ung cu unsoare consistentă. În acest caz rulmentul se închide din interior cu un inel 1 de refulare al uleiului (fig. 14.7. a), iar unsoarea plastică se pompează prin ungătoare (fig. 14.7, b) în corpul rulmentului cu un pistol de ungere. În asemenea caz în corp este prevăzută o gaură filetată, iar pe suprafața laterală a capacului – canale cu adâncimea de 2...3 mm.

Reazemele arborilor verticali se ung cu ajutorul pompelor, sau cu unsori plastice. În asemenea caz reazemul de jos al arborelui vertical se va separa de la baia de ulei.

### 14.3. Dispozitive pentru ungere

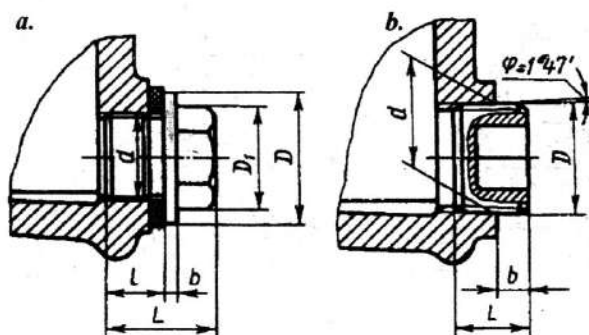


Fig. 14.8

La funcționarea transmisiei lubrifiantul cu timpul se va impurifica cu produsele uzării angrenajelor. Pe parcursul timpului lubrifiantul se învechește și își pierde capacitatea de ungere. De aceea, periodic lubrifiantul este înnoit.

Pentru aceasta, în corp este prevăzut un orificiu pentru evacuarea uleiului, care se închide cu un dop cu filet cilindric sau conic (fig. 14.8). Dimensiunile dopurilor sunt expuse în tab. 14.4.

Tabelul 14.4.

Dimensiunile dopurilor cilindrice și conice

d	l	L	b	D	D <sub>1</sub>	D <sub>2</sub>	t
M12×1,5	12	22	3		19,6	20	2,5
M16×1,5	13	24	3		21,9	25	2,5
M20×1,5	15	28	3		25,4	30	2,5
K1/4"		9,5	7,5	13,84			
K1/2"		13,5	7,5	21,54			
K3/4"		14	7,5	26,89			

Dopul cilindric necesită instalarea unei garnituri sau a unui inel de etanșare. Dopul conic nu necesită element pentru etanșare.

Pentru controlul nivelului uleiului în corp este montat un indicator

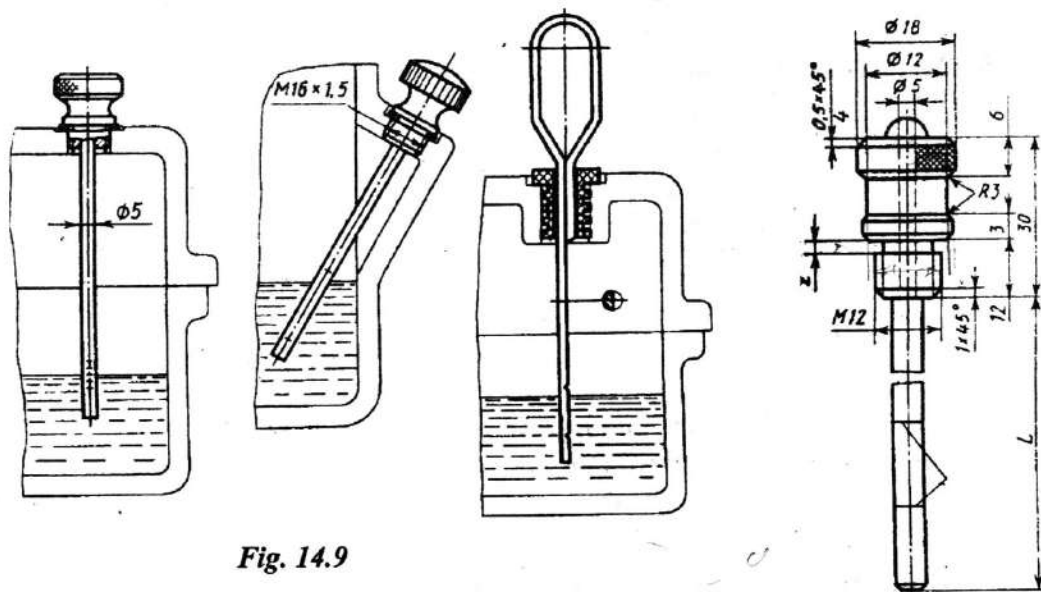


Fig. 14.9

conform fig. 14.9 - 14.10: indicatoare cu tub (fig. 14.9), indicatoare rotunde din sticlă (fig. 14.10, a:  $D = 60$ ,  $d = 30$ ,  $D_1 = 48$ ,  $L = 12$ ), dopuri pentru scurgere cu filet conic (fig. 14.10, b).

La funcționare îndelungată din cauza supraîncălzirii uleiului, se ridică presiunea în interiorul reductorului, ceea ce poate contribui la scurgeri de ulei

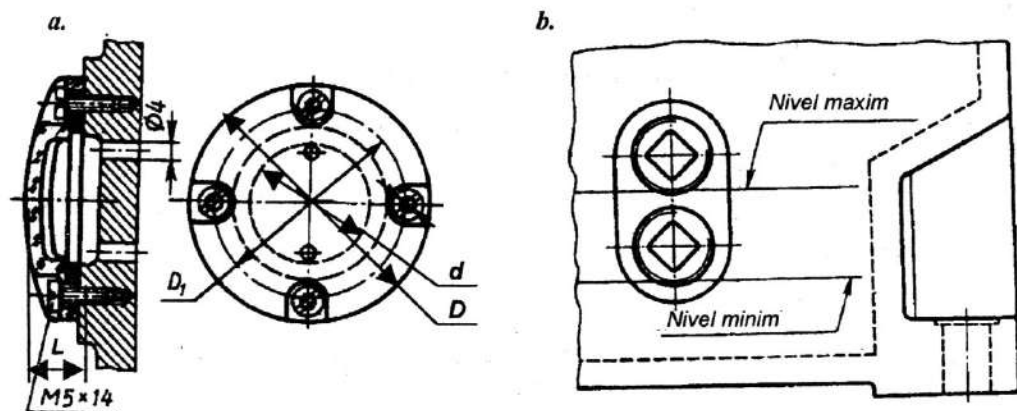


Fig. 14.10

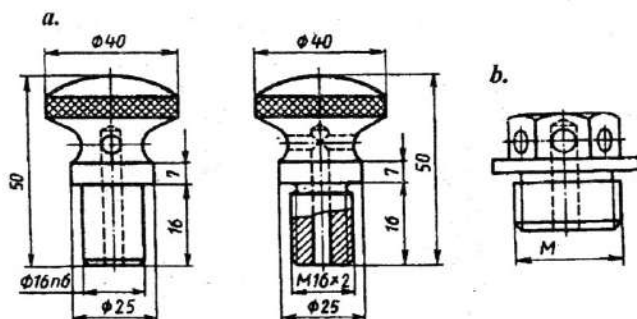


Fig. 14.11

fig. 14.11, b. Răsuflătoarea din fig. 14.11, a poate fi combinată cu un tub pentru controlul nivelului lubrifianului.

#### 14.4. Dispozitive pentru etanșare

Dispozitivele pentru etanșare sunt utilizate atât pentru evitarea scurgerilor de ulei, cât și pentru protejarea ansamblurilor cu rulmenți de acțiunea mediului exterior (praf, umezeală).

prin etanșări și suprafețele de separare. Pentru evitarea acestui fenomen nedorit, interiorul reductorului comunică cu exteriorul printr-o răsuflătoare, care, de obicei, se assemblează cu capacul orificiului de vizitare. Mai frecvent sunt utilizate dopurile pentru scurgere, în care sunt găurite canale speciale,

Vom analiza în continuare cele mai utilizate în construcția de mașini dispozitive de etanșare.

#### 14.4.1. Etanșări cu manșetă de rotație

Se folosesc atunci când se impun condiții de etanșare stricte. Viteza periferică a arborelui pe suprafața de contact poate atinge  $10 \text{ m/s}$ . Dimensiunile manșetelor de rotație și a canalelor aferente sunt standardizate conform GOST 8752-79 (STAS 5907-71), în două forme constructive: forma 1 și forma 2 - cu buză suplimentară 4 pentru reținerea prafului (fig. 14.12, b, tab. 17.24). Manșeta este construită din corpul 1, carcasa 2 în formă de inel din oțel, și arcu 3. Se folosesc atât în cazul lubrifierii cu ulei, cât și în cazul folosirii unsoarelor consistente. Pentru o funcționare corectă - fără pierderi de ulei și cu pierderi prin frecare minime - este necesar ca suprafața fusului arborelui să fie prelucrată fin ( $R_a = 0,2 \dots 0,4 \mu\text{m}$ ) și să aibă o duritate minimum de 45 HRC.

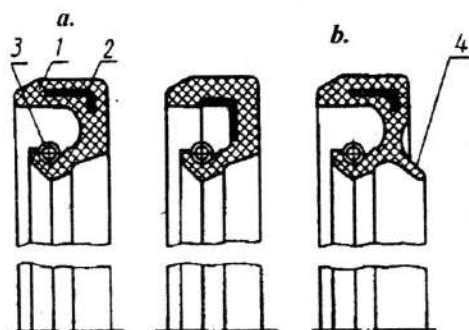


Fig. 14.12

La lubrifiere cu ulei manșeta este instalată cu muchia de lucru în interiorul carcasei, fig.14.13, a. La presarea unsoarelor consistente presiunea în

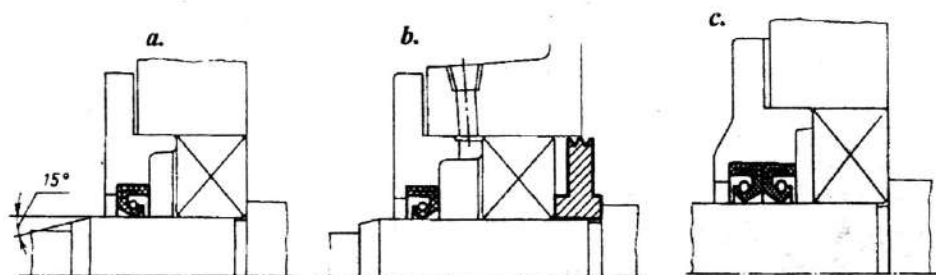


Fig. 14.13

camera rulmentului poate crește considerabil. Pentru a nu deteriora manșeta, ea se instalează cu muchia de funcționare în exterior, fig. 14.13, b. Pentru un nivel înalt al uleiului pot fi instalate două manșete (fig. 14.13, c). La funcționare

într-un mediu poluat pot fi instalate tot două manșete sau una cu buză suplimentară.

### 14.4.2. Etanșări frontale

Sunt etanșări speciale, folosite în condiții extreme de temperatură (între  $-200^{\circ}\text{C}$  și  $+650^{\circ}$ ), la presiuni (până la  $50\text{ MPa}$ ) și viteze mari (până la  $100\text{ m/s}$ ). O construcție mai frecvent utilizată este prezentată în fig. 14.14. Este construită din două inele de etanșare fix 1 și mobil 2, arcul 3 și inelul din cauciuc 4, care asigură o etanșare suplimentară a inelului 1. Inelul 1 este executat din material antifricțiune (AMC-1, 2П-100Ф), iar inelul 2 - din oțel 40X, IX15 călit până la o duritate înaltă. Lățimea  $b$  a suprafeței de frecare a inelului 1 este acceptată pentru diametrul arborelui de la 20 la 40 mm - 3 mm, de la 40 la 80 - 4 mm, peste 80 - 5 mm. Suprafața de frecare a inelului 2 este cu 2...4 mm mai mare. Suprafețele de lucru ale inelelor trebuie să aibă abateri de la planeitate  $0,9\ \mu\text{m}$ , iar rugozitatea  $R_a \leq 0,16\ \mu\text{m}$ . Presiunea pe suprafața de contact este creată de arcul 3 în limitele  $0,05 - 0,15\text{ MPa}$ . Inelul 4 este ales conform GOST 9833 - 80.

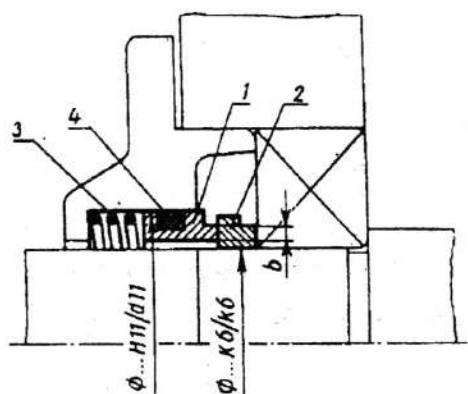


Fig. 14.14

Pentru etanșarea rulmenților reductoarelor precesionale submersibile au fost elaborate etanșări frontale

Pentru etanșarea rulmenților reductoarelor precesionale submersibile au fost elaborate etanșări frontale

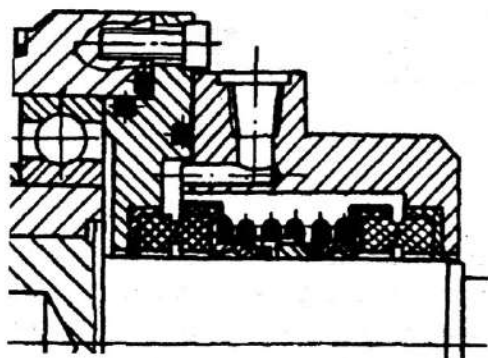


Fig. 14.15

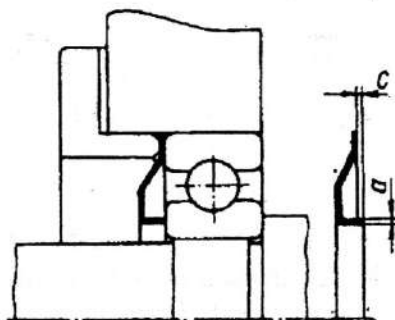


Fig. 14.16



duble, prezentată în fig. 14.15.

Firma "Tziller" (Germania) utilizează pentru etanșare șaibe elastice din oțel, la lubrifiere cu orice tip de lubrifiant și viteze de alunecare până la 6 m/s, fig. 14.16 (tab.17.28). Grosimea șaibelor în dependență de dimensiunea de gabarit este de  $a = 0,3 \dots 0,6 \text{ mm}$ . Dimensiunea axială  $c = 0,5 \dots 0,6 \text{ mm}$ , asigură o forță de strângere suficientă la montaj a suprafeței de lucru a șaibe cu partea frontală a inelului exterior al rulmentului.

### 14.4.3. Etanșări cu canale

Forma canalelor este prezentată în fig. 14.19. Lățimea canalului  $b$  este

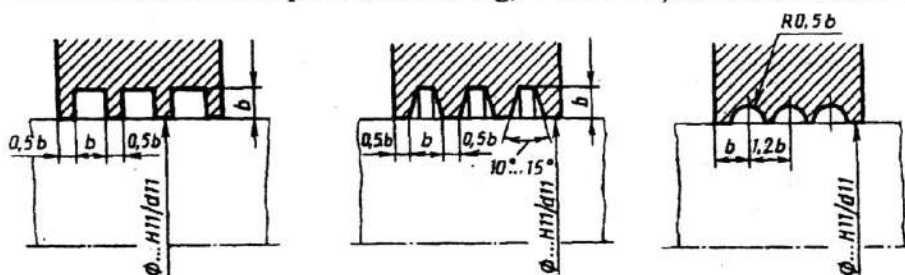


Fig. 14.17

acceptată în dependență de diametrul arborelui  $d$ : pentru  $d$  de la 20 până la 50 mm - 2 mm; de la 50 până la 80 mm - 3 mm; de la 80 până la 120 mm - 4 mm. Canalele sunt umplute cu unsoare consistentă, ceea ce reduce posibilitatea expulzării unsoarei și împiedică pătrunderea impurităților.

### 14.4.4. Etanșări cu labirinți

Se folosesc la funcționare în medii impurificate. Etanșarea se realizează

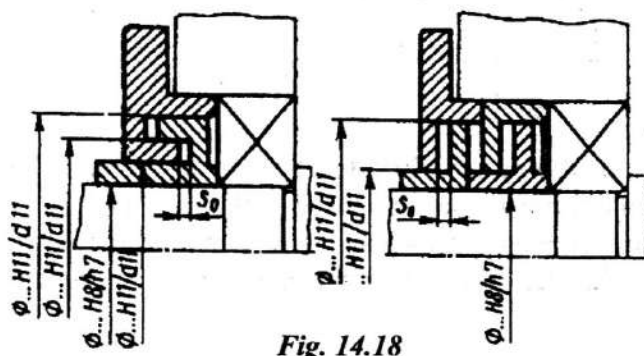


Fig. 14.18

prin intermediul unui spațiu sub formă de labirint, creat între piesele rotitoare și cele fixe. Labirintul este format dintr-o serie de strângulări, urmate de spații care se largesc brusc în direcție axială, fig. 14.20.

Jocul radial este obținut la prelucrarea mecanică a suprafețelor  $H11/d11$ . Jocul axial este format mai greu. Valoarea lui depinde de dimensiunea de montaj a rulmenților, "jocul" axial al arborelui, grosimea garniturilor pentru reglare și dimensiunile axiale ale pieselor labirintului. De aceea, jocul axial este acceptat  $1,0...2,0 \text{ mm}$ .

#### 14.4.5. Etanșări cu inele de centrifugare și combinate

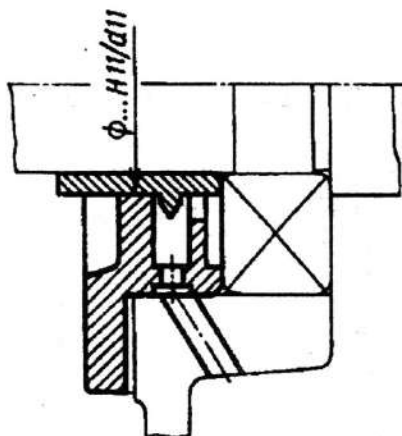


Fig. 14.19

Etanșările care funcționează pe baza forțelor centrifugale sunt foarte simple în execuție. Sunt folosite la viteze circulare  $v \geq 0,5 \text{ m/s}$ . Sunt foarte efective pentru arborii instalați mai sus de nivelul uleiului (fig. 14.19).

Pentru mărirea eficienței etanșărilor sunt combinate diferite variante ale lor.

În cazul unsoarelor consistente se etanșează ambele părți ale rulmentului: din partea interioară a corpului sunt instalate inele de refulare a uleiului, iar în capac - manșete de rotație (fig. 14.23, a). Inelul de refulare a uleiului trebuie să fie deplasat în

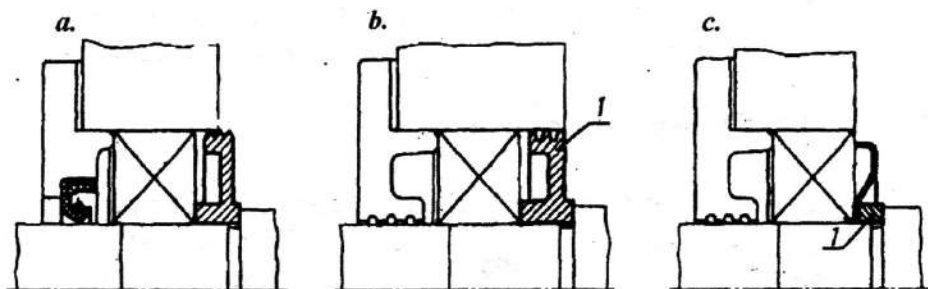


Fig. 14.20

interiorul corpului reductorului, pentru ca uleiul fierbinte care cade pe el să fie aruncat de forțele centrifugale în interiorul corpului reductorului (fig. 14.20, a).

Sunt eficiente la turația într-un singur sens a arborelui canalele elicoidale de pe suprafața exterioară a inelului (fig. 14.20, b), prin care uleiul este orientat

în interiorul corpului reductorului (direcția canalului elicoidal este inversă sensului de rotire).

Este destul de eficientă și etanșarea cu șaibe elastice (fig. 14.23, c). Pentru centrarea exactă a șaibei între ea și umărul de fixare al arborelui se instalează inelul de distanțare 1.

#### 14.4.6. Exemple de etanșări moderne ale arborilor

În fig. 14.21 sunt expuse exemple de etanșări moderne ale arborilor.

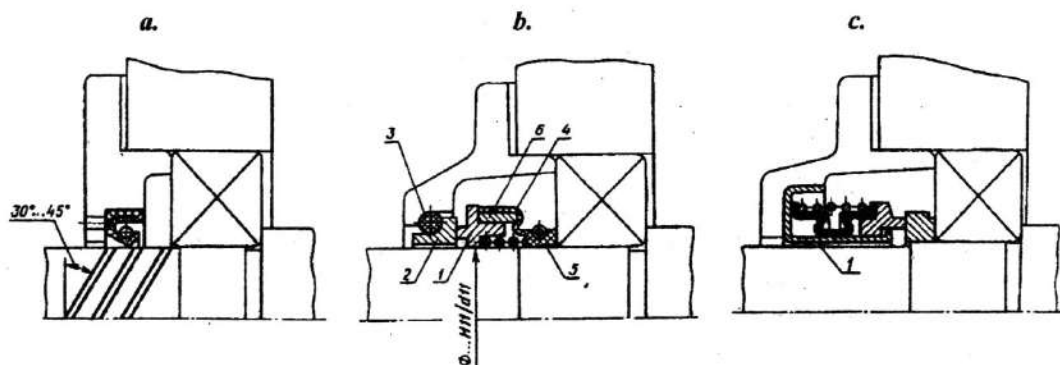


Fig. 14.21

În fig. 14.21, a este prezentată o etanșare cu manșetă de rotație și canal elicoidal cu adâncimea de  $0,02\text{ mm}$ , utilizată de Firma Germană "Haidrosil". Numărul de începuturi ale canalelor poate fi 3...6. Canalele elicoidale au o astfel de orientare încât lubrifianțul este transportat în interiorul corpului.

O etanșare eficientă pentru arbori la turații și presiuni înalte este propusă de Firma "Goetze", Germania, fig. 14.21, b. Aici etanșarea statică a inelului 2 este realizată prin inelul de cauciuc 3; altă etanșare este obținută prin silfonul (tubul ondulat) 4, strâns cu arcul elastic 5. Silfonul 4 este vulcanizat cu inelul din oțel 6 în care este încheiat inelul de etanșare 1.

În fig. 14.21, c este expusă construcția unei etanșări propuse de Firma "Burgman". Etanșarea este un set autonom inclus în manșonul ștanțat 1. Se caracterizează prin simplitatea montajului și siguranță în exploatare.

## 15. ELABORAREA DESENELOR DE EXECUȚIE ALE PIESELOR

### 15.1. Cerințe comune față de elaborarea desenelor de execuție ale pieselor

Desenele de execuție sunt elaborate pentru 4-5 piese (inclusiv un arbore, o roată dințată și corpul sau capacul reductorului).

Piesele pentru elaborare sunt coordonate cu profesorul - consultant. Toate desenele de execuție sunt elaborate pe 1-1,5 coli formatul A1. Fiecare piesă este elaborată pe un format mai mic A2, A3, A4. Pentru o construcție mai complicată a corpului reductorului desenul (vederile principale, secțiunile etc.) se elaborează pe un format A1. Cerințele principale față de elaborarea desenelor pieselor sunt expuse în [12].

Toate piesele de tipul corpurilor de rotație (arbori, roată, manșon etc.) sunt prezentate pe desen cu axa paralelă indicatorului, independent de poziția lor în unitatea asamblată. Celelalte piese sunt prezentate în poziție funcțională, afară de cea înclinată; în ultimul caz piesa poate fi prezentată vertical sau orizontal.

Desenul piesei trebuie să includă toate datele necesare pentru executarea și asamblarea ei: dimensiunile, abaterile limită, toleranțe de formă geometrică, și de poziție, rugozitatea, marca materialului, duritatea etc.

Dacă unele găuri pentru înșurubare sunt prelucrate în ansamblu (găurile din corpul și capacul reductorului), atunci pe desenul piesei aceste găuri nu sunt indicate și date pentru găurirea lor nu sunt expuse. Ultimele sunt expuse doar pe desenul de asamblare, în care este inclusă această piesă.

Față de desenul piesei sunt expuse următoarele cerințe tehnice:

1. Cerințe speciale față de materialul piesei, prelucrarea termică, proprietățile materialului și ale piesei executate.

2. Înclinări de formare și de matrițare, raze etc..

3. Abateri limită ale dimensiunilor, toleranțe de formă și de poziție, care nu sunt indicate pe desen.

4. Cerințe față de finisare și acoperire.

5. Trimiterea la dimensiunile "Pentru referință" este indicată cu asterix; titlul "Cerințe tehnice" nu este scris, dacă pe desen lipsește caracteristica tehnică. În caz contrar sunt scrise ambele titluri.

## 15.2. Indicarea dimensiunilor

Dimensiunile trebuie indicate conform GOST 2. 307-79.

Ne vom opri la recomandările de bază pentru indicarea dimensiunilor pe desenele de execuție ale pieselor.

1. Toate dimensiunile pe desenul piesei se împart în trei grupuri: dimensiuni ce intră în componența lanțului de dimensiuni de asamblare; dimensiuni de asamblare care se referă la două sau mai multe suprafețe racordate; dimensiuni libere, care nu se referă la primele două grupe.

Dimensiunile în lanț sunt determinate din schema lanțului de dimensiuni.

În fig. 15.1 este prezentat un lanț de dimensiuni pentru determinarea dimensiunii  $\Sigma$  dintre suprafața frontală a umărului manșonului arborelui conducător al reductorului coaxial și suprafața frontală a inelului exterior al rulmentului arborelui condus. Dimensiunea  $\Sigma$  este numită inițială. Elementele lanțului  $B_1, B_2, \dots, B_9$  sunt numite componente, iar abaterile lor determină precizia dimensiunii de bază (inițiale).

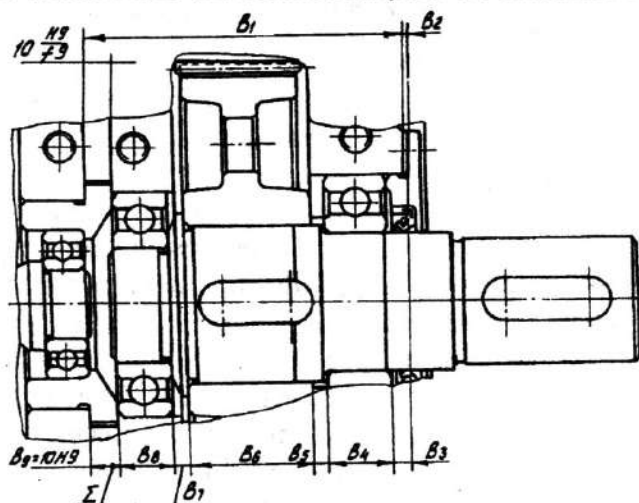


Fig. 15.1

Pentru o toleranță mare a dimensiunii inițiale și un număr mic al componentelor, pentru asigurarea preciziei finale a ei este folosită metoda interschimbabilității; în caz contrar este mai acceptabilă metoda compensării folosind în calitate de compensator seturi de garnituri, inele, cupla șurub-piuliță. În cazul nostru este utilizat un set de garnituri, grosimea totală a căruia este determinată de dimensiunea componentei  $B_2$ . Celelalte elemente componente:  $B_1$  - dimensiune raportată la corpul reductorului;  $B_3$  - dimensiunea axială a capacului rulmentului din dreapta;  $B_4$  - dimensiunea lui de montaj;  $B_5$  - grosimea inelului de rebord;  $B_6$  - lungimea butucului roții;  $B_7$  - grosimea umărului de fixare a arborelui;  $B_8$  - dimensiunea de montaj a rulmentului din stânga;  $B_9$  - grosimea umărului de fixare a manșonului.

Din calculul lanțului de dimensiuni sunt determinate dimensiunile limită ale compensatorului, care asigură precizia dată a dimensiunii inițiale. Pentru calculele preliminare putem folosi valorile abaterilor elementelor componente ale lanțurilor de dimensiuni cu compensator, expuse în tab. 15.1.

Pentru schema din fig. 15.1 dimensiunile limită ale compensatorului sunt determinate cu relațiile:

$$B_2^{max} = \Sigma^{max} + B_3^{max} + \dots + B_9^{max} - B_1^{min};$$

$$B_2^{min} = \Sigma^{min} + B_3^{min} + \dots + B_9^{min} - B_1^{max};$$

unde  $\Sigma^{max, min}$  sunt dimensiunile limită admisibile ale elementului inițial;  $B_1^{max, min}$ ,  $B_3^{max, min}$  - dimensiunile limită ale elementelor componente afară de compensator.

Dimensiunile de ajustaj sunt determinate de pe desenul unității de asamblare, pe care sunt indicate ajustajele, și se indică pe desenele de execuție ale pieselor corespunzătoare.

Pe desenele de execuție din proiectul didactic, la indicarea abaterilor limită ale dimensiunilor de asamblare ne putem limita cu notările convenționale ale câmpurilor de toleranță conform normelor ISO (de exemplu  $\varnothing 40 k6$ ,  $\varnothing 55 f8$  etc.), fără a indica valorile numerice ale lor. Studentul trebuie să poată argumenta alegerea ajustajului, sistemului (alezaj sau arbore unitar) și să aibă o imaginație clară privind distribuirea câmpului de toleranță față de axa zero, care corespunde dimensiunii nominale.

Expunem unele noțiuni din recomandările ISO R 1829-70. Distribuția câmpului de toleranță este determinată de valoarea numerică a abaterii principale, adică a uneia din cele două (superioară sau inferioară), care se află mai aproape de axa zero.

Tabelul 15.1

Valorile abaterilor elementelor componente ale lanțurilor de dimensiuni

Tipul compensatorului	Pentru suprafețe		
	cuprinzătoare	cuprinse	celelalte
Piesă prelucrată la asamblare	H 11	h 11	$\pm IT11/2$
Set de garnituri	H12	h 12	$\pm IT12/2$
Joc; șurub - piuliță	H 14	h 14	$\pm IT14/2$

Abatere de bază pentru câmpurile de toleranță distribuite mai jos de axa zero este considerată cea superioară, iar pentru cele distribuite mai sus - cea



inferioară. Sunt prevăzute serii asemănătoare ale abaterilor principale pentru arbore și alezaj unitar, expuse în fig. 15.2. Prin hașurare este indicată direcția câmpului de toleranță. A doua abatere limită depinde de valoarea toleranței dimensiunii notate prin *IT*. În fig. 15.2 fiecare distribuție a abaterii principale este notată printr-o literă a alfabetului latin: mică pentru un arbore unitar și mare pentru alezaj unitar. Abaterea superioară a arborelui, egală cu zero (arbore unitar principal) este notată prin litera *h*; abaterea inferioară a alezajului, egală cu zero (alezaj unitar principal) - prin litera *H*. Prin literele *j<sub>s</sub>* și *J<sub>s</sub>* sunt notate câmpurile de toleranță distribuite simetric față de linia zero. Pentru ele, drept caz exclusiv, abaterea principală (constantă) pentru orice toleranță este indicată cea medie, egală cu zero. Afară de *j<sub>s</sub>* și *J<sub>s</sub>* în recomandările ISO este inclusă distribuția aproximativ simetrică pentru câmpul de toleranță, notată prin literele *j* și *J*.

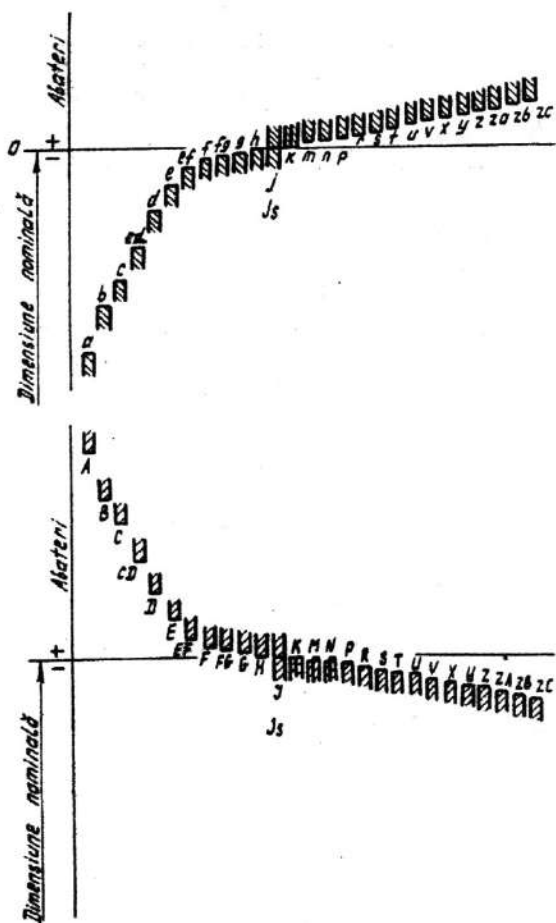


Fig. 15.2

Dimensiunile libere sunt indicate în corespundere cu tehnologia de fabricare și comoditatea de control a piesei. Față de abaterile limită ale acestor dimensiuni, ca și pentru dimensiunile de precizie joasă, începând de la gradul de precizie 12, în cerințele tehnice este inclus încă un punct: "Abaterile limită neindicate ale dimensiunilor: alezaj H14; arbore h14; celelalte  $\pm IT14/2$ . Sau alezaj + *t*, arbore - *t*, celelalte  $\pm t/2$  ale clasei medii de precizie".

2. La elaborarea desenului de execuție al piesei trebuie argumentată metoda indicării dimensiunilor: în lanț, după coordonate sau mixt (fig. 15.3).

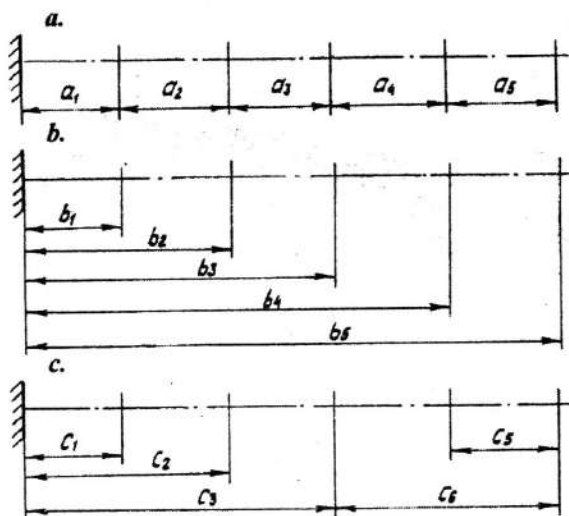


Fig. 15.3

Prima metodă (fig. 15.3, a) este mai utilă la indicarea dimensiunilor distanțelor dintre axe, la prelucrarea pieselor cu un set de scule de așchiere etc.; a doua (fig. 15.3, b) - când este necesară poziționarea precisă a elementelor piesei față de o bază anumită. Mai frecvent este utilizată metoda mixtă (fig. 15.3, c), care corespunde mai mult tehnologiei de fabricare a piesei.

La indicarea dimensiunilor, lanțul de dimensiuni trebuie să fie întrerupt: ca dimensiune de închidere, care pe desen nu se indică, este aleasă o dimensiune

cu precizia joasă. Dacă din considerente constructive sau tehnologice ca dimensiune de închidere este aleasă o dimensiune de gabarit, atunci pe desen ea este indicată cu asterisk, iar în cerințele tehnice trebuie să fie inclus un punct "\*" Dimensiune de referință".

3. Dimensiunea, care determină poziția suprafeței elementului piesei date, ce se prelucrează în ansamblu cu o suprafață analogică a altei piese (de exemplu diametrul alezajului rulmentului care se prelucrează concomitent în corp și capacul reductorului), este indicată în paranteze pătrate cu mențiunea în condițiile tehnice: "Prelucrarea după dimensiunile în paranteze pătrate se execută în ansamblu cu piesa..."

4. Dacă pe desenul piesei trebuie indicate abaterile limită ale filetului, atunci se utilizează (ca și pentru dimensiunile liniare) ajustajele notate pe desenele unităților de asamblare. Dacă pe desenul unității de asamblare este indicată o îmbinare filetată  $M20-7H/6g$ , atunci pe desenele pieselor gaura filetată se notează  $M20-7H$ , iar arborele  $M20-6g$ .

Dacă câmpurile de toleranță ale diametrelor mediu și exterior nu coincid, atunci la notarea filetului sunt indicate ambele ajustaje. Primul - pentru diametrul mediu, al doilea - pentru cel exterior (de exemplu  $M20-6H7H/6g7g$  - pe desenul unității de asamblare;  $M20-6H7H$  - pentru gaura filetată,  $M20-6g7g$  - pentru arbore).

5. Cerințele comune față de indicarea dimensiunilor pe desenul piesei sunt:

- ◆ numărul minimal de dimensiuni, însă desenul pentru executarea și controlul piesei trebuie să excludă dublarea lor;
- ◆ localizarea dimensiunilor, care sunt raportate la un element concret, scoaterea liniilor de dimensiuni după posibilitate în afara conturului piesei;
- ◆ respectarea distanțelor egale ( $6...10 \text{ mm}$ ) între liniile de dimensiuni paralele sau concentrice;
- ◆ dacă predomină vreo rază oarecare de racordare, se recomandă includerea în cerințele tehnice a punctului: "*Razele de racordare necotate vor fi ... mm*".

### 15.3. Toleranțe de formă și de poziție

La prelucrarea organelor de mașini apar erori nu numai dimensionale dar și abateri macrogeometrice ale formei, de asemenea abateri de la poziția relativă a axelor cât și ale elementelor constructive ale lor. La proiectarea piesei pentru toate aceste abateri se prevăd valori limită admisibile, alese astfel ca piesa să-și poată îndeplini funcțiunea, iar execuția să fie posibilă și economică.

În acest sens periculoase sunt diferite feluri de dezaxări care pot cauza:

- ◆ abateri de la coaxialitatea suprafețelor alezajelor arborelui și corpului;
- ◆ abateri de la perpendicularitatea suprafețelor frontale de bază ale arborilor și corpului;
- ◆ încovoierea axei arborelui în reazeme sub sarcină.

Pentru limitarea abaterilor numite pe desenul piesei sunt indicate toleranțele de poziție ale suprafețelor arborilor și corpului.

Precizia cinematică a angrenajelor și precizia conform normelor de contact depind în mare măsură de precizia poziției alezajelor și suprafețelor frontale de bază ale arborilor, alezajelor și suprafețelor frontale de bază ale roților. În acest sens pe desenele arborilor, roților dințate și melcate sunt indicate toleranțele de poziție ale suprafețelor de bază.

Suprafețele și axele de bază sunt indicate pe desen în conformitate cu GOST 2. 308-79 cu un triunghi echilateral vopsit, unit cu un dreptunghi, în care este indicată baza cu o literă mare a alfabetului latin. Înălțimea  $h$  a acestui

triunghi este egală cu înălțimea cifrelor dimensiunilor, iar a dreptunghiului –  $2h$ .

Toleranțele de formă și de poziție sunt reprezentate și notate pe desen prin simboluri (tab. 15.2) care sunt incluse într-un dreptunghi împărțit în două sau trei părți. În prima parte este inclus simbolul toleranței de formă sau de poziție, în a doua – valoarea numerică a toleranței, iar în a treia parte este indicată baza în raport cu care este indicată toleranța.

Tabelul 15.2

*Simboluri pentru reprezentarea și notarea pe desene pentru toleranțele de formă și de poziție*

Toleranța	Simbolul	Toleranța	Simbolul
La circularitate		La perpendicularitate	
La cilindricitate		La bătaia radială și frontală	
La coaxialitate și concentricitate		La simetrie	
La paralelism		La poziția nominală	

În GOST 2.308.79 sunt prevăzute următoarele reguli de notare pe desenele de execuție a simbolurilor bazelor, toleranțelor de formă și de poziție:

- ♦ dacă baza este o suprafață, atunci triunghiul se amplasează la o

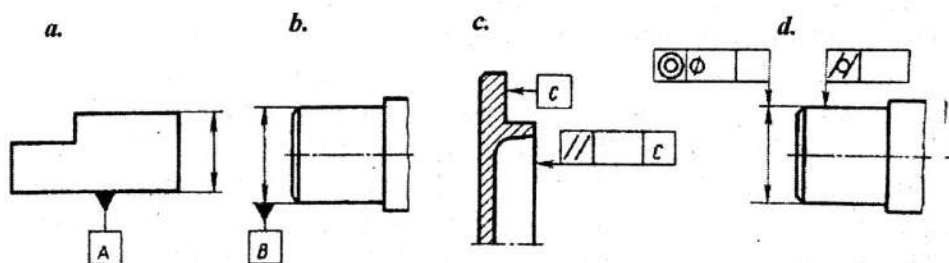


Fig. 15.4

distanță mărită de la capătul liniei de dimensionare (fig. 15.4, a);

♦ dacă baza este axa sau planul de simetrie, atunci triunghiul este amplasat la capătul liniei de dimensionare (fig. 15.4, b). Desori, pentru a nu complica desenul, este comodă indicarea bazei pe o secțiune. În asemenea caz, linia dimensională fără indicarea dimensiunii, este repetată (fig. 15.5);

♦ dacă nu este necesară indicarea bazei, triunghiul este înlocuit cu o săgeată (fig. 15.4, c – exemplu de notare a toleranței paralelismului suprafețelor);

♦ dacă toleranța se referă la o suprafață și nu la axa elementului, atunci săgeata este amplasată la o distanță mărită de la capătul liniei dimensionale; în caz când toleranța se referă la axă sau la planul de simetrie - săgeata trebuie să coincidă cu prelungirea liniei dimensionale (fig. 15.4, d - exemple de notare a toleranțelor la cilindricitate și coaxialitate).

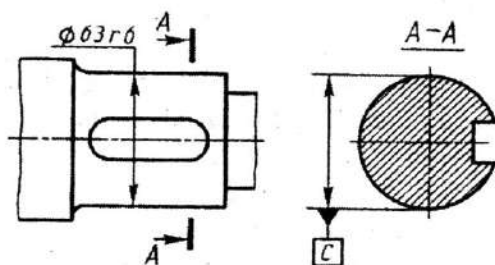


Fig. 15.5

## 15.4. Rugozitatea suprafețelor, acoperiri, tratament termic și alte feluri de prelucrări

### 15.4.1. Rugozitatea suprafețelor

În construcția de mașini cu destinație generală pentru indicarea rugozității suprafețelor organelor de mașini sunt utilizați parametri de rugozitate  $R_a$  și  $R_z$ .

Pentru indicarea rugozității pe desen sunt utilizate simbolurile (fig. 15.6). Înălțimea  $h$  este egală cu înălțimea cifrelor dimensiunilor, iar înălțimea  $H = (1,5...3,0)h$  în dependență de dimensiunile desenului.

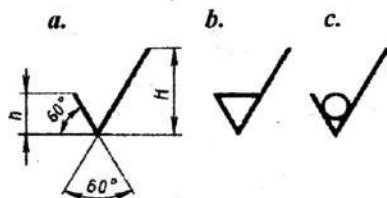


Fig. 15.6

Dacă metoda de prelucrare a suprafețelor de proiectant nu este stabilită, rugozitatea este indicată cu semnul din fig. 15.6, a. În caz când suprafața este

obținută prin prelucrare mecanică (strujire, rectificare etc.), rugozitatea se indică cu semnul din fig. 15.6, b. Dacă însă suprafața piesei este obținută fără prelucrare mecanică (rulare cu role) rugozitatea este indicată cu semnul din fig. 15.6, c. Tot cu acest semn, în desenul dat, este indicată rugozitatea suprafețelor neprelucrate.

Mai frecvent este normat parametrul rugozității  $R_a$ . Valorile numerice ale acestui parametru pot fi acceptate:

- ◆ pentru suprafețele de ajustaj ale alezajelor și arborilor conform tab. 15.3;
- ◆ pentru altfel de suprafețe ale pieselor conform tab. 15.4.

Tabelul 15.3

Parametrul rugozității  $R_a$  pentru alezaje

Intervalul de dimensiuni	Alezaj			Arbore		
	Treapta de precizie					
	6,7	8	9	6,7	8	9
	$R_a \mu m$					
Peste 18 la 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
Peste 50 la 120	1,6	1,6	3,2	0,8	1,6	1,6
Peste 120 la 500	1,6	3,2	3,2	1,6	3,2	3,2

Tabelul 15.4

Parametrul rugozității  $R_a$  pentru diferite suprafețe

Tipul suprafeței	$R_a$ $\mu m$	Tipul suprafeței	$R_a$ $\mu m$	
Părțile frontale ale umerilor de sprijin: pentru rulmenți clasa 0	1,6	Profilurile dinților roților dințate și melcate în conformitate cu gradul de precizie:		
pentru roți dințate și melcate cu raportul dintre lungimea alezajului și diametru			6	0,4
$l/d < 0,8$	1,6		7	0,8
$l/d \geq 0,8$	3,0		8	1,6
Suprafețe pentru manșete de rotație	0,2	9	3,2	
Canale, teșituri, razele racordărilor pentru arbori	6,3	Spirele melcilor pentru gradul de precizie		
Suprafețele canalelor pentru pană pe arbori:			6	0,2
de lucru	3,2		7	0,4
restul	6,3		8	0,8
Suprafețele canelurilor arborilor:		9	1,6	
		Suprafețele exterioare ale dinților roților dințate, spirelor melcului, roților		



Tabelul 15.4 (continuare)

flancurile asamblării:		de lanț	6,3
fixe	1,6	Teșiturile și degajările pe roți	6,3
mobile	0,8	Suprafețele canalelor pentru pană în butucii roților:	
Suprafețe cilindrice pentru centrare	0,8	funcționale	1,6
Suprafețe cilindrice fără centrare	3,2	nefuncționale	3,2
Suprafețele frontale ale butucilor roților dințate și melcate care se bazează pe umărul arborelui, pentru raportul dintre lungimea butucului și diametru:		Suprafețele canelurilor în butuci:	
$l/d < 0,8$	1,6	Flancurile dinților pentru o asamblare:	
$l/d \geq 0,8$	3,2	fixă	1,6
Suprafețele frontale ale butucilor roților dințate și melcate pe care se bazează rulmenți cu clasa de precizie 0	1,6	mobilă	0,8
Suprafețele frontale nefuncționale ale roților dințate și melcate	6,3	Suprafețele funcționale ale roților de curea	3,2
		Suprafețele funcționale ale roților de lanț	3,2
		Găuri pentru șuruburi	12,5
		Suprafețe de reazem pentru piulițe și capurile șuruburilor	6,3

Rugozitatea suprafețelor neindicate în tab.15.4 poate fi determinată cu relația  $R_a = 0,05 t$  ( $t$  este toleranța dimensiunii).

### 15.4.2. Notarea diferitelor prelucrări ale suprafețelor

Expunem regulile notării pe desen a diferitelor prelucrări ale suprafețelor pieselor.

1. Dacă acoperirii sau tratamentului termic le este supus numai un sector al suprafeței piesei, atunci el trebuie indicat pe desen cu o linie întreruptă, îngroșată la distanța 0,8... 1 mm de la conturul piesei (fig. 15.7), cu indicarea dimensiunilor lui.

2. Pe desen sunt expuși indicii proprietăților materialului, care trebuie obținuți în rezultatul tratamentului: duritatea (HRC, HB, HV), rezistența de rupere ( $\sigma_r$ ), limita de curgere ( $\sigma_c$ ) etc.

3. Adâncimea tratamentului ( $h$ ) cu indicarea caracteristicii

mecanice este expusă în forma următoare: " $h=1,0...1,3$ ; HRC 48...53" direct pe policioarele liniilor ajutoare, trasate de la aceste suprafețe (fig. 15.7, a),

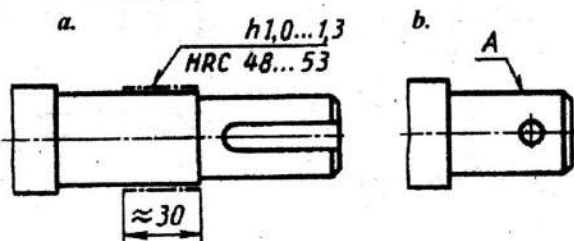


Fig. 15.7

sau în cerințele tehnice, dacă piesa este supusă tratamentului termic în întregime.

4. Dacă o parte a piesei este supusă unui fel de tratament, iar restul - altui fel (sau ele trebuie apărute de tratamentul dat) în cerințele tehnice este indicat "HRC 60-64, afară de suprafața C", sau "HRC 60-64, afară de locurile indicate deosebit".

5. Dacă sectoarele piesei sunt supuse diferitelor acoperiri, atunci în cerințele tehnice este inclus punctul: "Acoperirea suprafețelor A..., B..., celorlalte...".

6. Dacă un sector al piesei se supune acoperirii, atunci pe desenul ei sunt indicate dimensiunea și rugozitatea până la acoperire; dacă însă acești parametri trebuie indicați după acoperire, atunci dimensiunea și rugozitatea sunt indicate cu simbolul \* sau \*\*. Corespunzător în cerințele tehnice este inclus punctul " \* (\*\*) Dimensiunea și rugozitatea după acoperire...".

### 15.5. Notarea cusăturilor de sudură

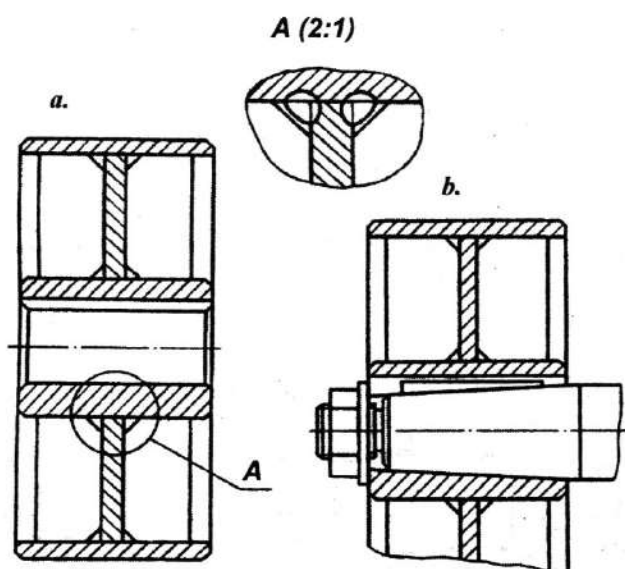


Fig. 15.8

Desenele de execuție ale pieselor sudate sunt întocmite la fel ca și ale unităților asamblate. Elementele piesei sudate în secțiune sunt hașurate în direcții diferite (fig. 15.8, a). În cazul când piesa sudată este ilustrată în ansamblu cu alte piese, atunci toate elementele ei sunt hașurate în aceeași direcție (fig. 15.8, b).

Cusăturile de sudură pe desene sunt ilustrate și notate conform GOST 2.312-72. Cusăturile de pe partea vizibilă a piesei sunt ilustrate cu linii continue, iar de pe

cea invizibilă - prin linii întrerupte.

Cusăturile de sudură sunt notate:

- ◆ pe policioara liniei ajutătoare trasată de la cusătura de sudură (fig. 15.9, a) aflată pe partea vizibilă a piesei;
- ◆ sub policioara liniei ajutătoare trasată de la cusătura de sudură aflată pe partea invizibilă a piesei (fig. 15.9, b).

Notarea convențională a cusăturilor de sudură în caz general trebuie să includă în ordinea indicată prin dreptunghiuri în fig. 15.9, următoarele:

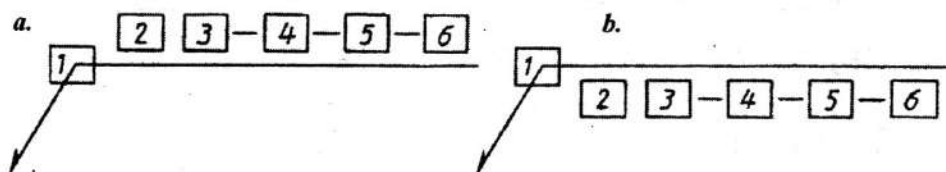


Fig. 15.9

1. Simboluri ajutătoare pentru cusăturilor executate pe linie închisă ;
2. Notarea standardului tipurilor și elementelor constructive ale cusăturilor de sudură:

- ◆ GOST 5264-80 – tipuri de bază și elemente constructive ale cusăturilor realizate prin sudură cu arc manuală;

- ◆ GOST 8713-79 – idem cu GOST 5264-80 însă cusăturile de sudură sunt executate cu sudura semiautomat sau automat;

- ◆ GOST 11533-75 – tipuri de bază, elemente constructive și dimensiunile cusăturilor la instalarea elementelor sudate sub unghiuri ascuțite sau obtuze; cusăturile sunt realizate prin sudura automată sau semiautomată sub strat de flus;

- ◆ GOST 11534-75 – idem cu GOST 11533-75, însă cusăturile sunt realizate cu sudura manuală cu arc;

- ◆ GOST 15878-79 – pentru asamblări realizate cu sudura prin contact.



3. Notarea cusăturii conform standardelor p. 2 conține o literă, care indică tipul asamblării și o cifră, care indică forma pregătirii muchiilor (C8 – cusătura asamblării cap la cap, Y4 – de colț, T3 – în T, H2 – prin suprapunere).

În tab. 15.5 este expus un extras al notărilor cusăturilor mai frecvent utilizate în desenele proiectelor didactice, în conformitate cu GOST 5264-80.

4. Semnul  $\nabla$  și dimensiunea catetei cusăturii pentru cusăturile de colț;











5. Simboluri auxiliare:

/ - cusătură întreruptă sau prin puncte situată în lanț;

-  - cusătură întreruptă sau prin puncte aranjată în șah;  
 - cusătură pe linie deschisă.

Tabelul 15.5

Notările cusăturilor mai frecvent utilizate

Forma secțiunii cusăturii	Grosimea tablelor, mm	Notarea	Forma secțiunii cusăturii	Grosimea tablelor, mm	Notarea
	1...4	C2		1...30	Y4
	2...5	C7		2...40	T1
	3...60	C8		2...40	T3
	3...60	C12		2...60	H1
	1...6	Y4		2...60	H2

În cazul mai multor cusături de același tip pe desen este notată numai una; de la celelalte sunt trasate linii ajutătoare cu policioare pe care este indicat numărul de ordine al cusăturii, (fig. 15.10).

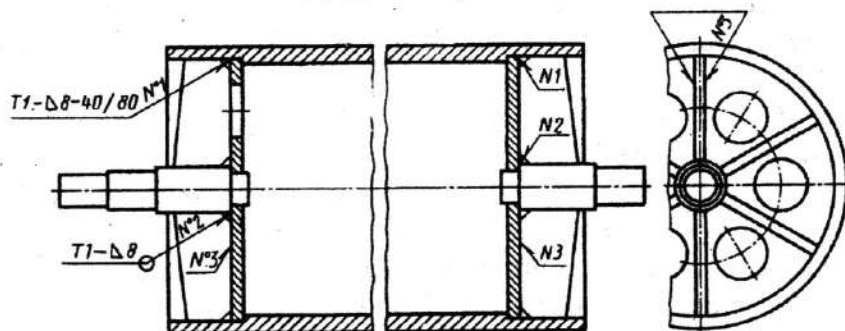


Fig. 15.10

Dacă toate cusăturile piesei sudate sunt de același tip și sunt ilustrate pe desen pe partea lui vizibilă se admite de a nu le indica numărul de ordine; în asemenea caz notarea cusăturii de sudură poate fi indicată în cerințele tehnice.

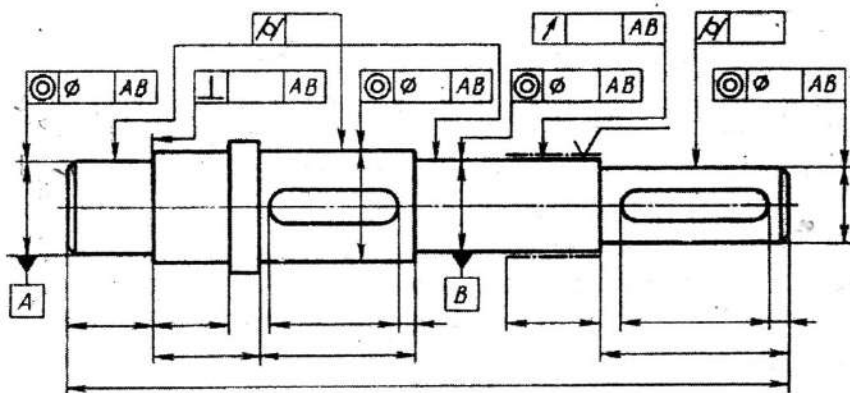
Exemplu de notare a cusăturii de sudură în T fără pregătirea muchiilor, efectuată pe ambele părți, întreruptă cu aranjare în șah, realizată cu sudura cu arc manuală, cateta 8 mm, lungimea cusăturii 50 mm, pasul 100 mm:

*GOST 5264-880 – T3 – 8 – 50 – 100.*

### 15.6. Amplasarea notărilor dimensiunilor, bazelor, toleranțelor de formă, rugozității și cerințelor tehnice pe desenul piesei

Pentru comoditatea citirii desenului toate datele privind executarea piesei trebuie indicate respectând unele reguli expuse mai jos.

Pe desenul piesei de tipul corpului de rotație (arbori, arbori-pinion, melci, roți, pahare de rulment, capace laterale etc.) trebuie indicate (fig. 15.11):



*Fig. 15.11*

- ◆ dimensiunile liniare axiale – în partea de jos a conturului piesei în 2...4 niveluri;
- ◆ simbolurile bazelor - în partea de jos a conturului piesei;
- ◆ simbolurile notării toleranțelor de formă și de poziție – în partea de sus a conturului piesei în 1...2 niveluri;
- ◆ simbolurile rugozităților suprafețelor – pe partea de sus a liniilor conturului piesei, iar pe cele frontale – în partea de jos a conturului. În ambele cazuri simbolurile sunt situate în vecinătatea liniilor dimensionale;
- ◆ policioarele liniilor ajutătoare care indică suprafețele pentru tratament termic și alte prelucrări – în partea de sus a conturului.

Cerințele tehnice sunt amplasate în partea de sus a indicatorului; dacă aceasta este imposibil – în partea stângă a lui.

Cerințele tehnice sunt indicate în ordinea următoare:

1. Cerințe către material, semifabricat, tratament termic (HB..., HRC...).
2. Indicații referitor la dimensiuni (dimensiuni pentru referință, raze de racordare, unghiuri etc.)
3. Abateri limită ale dimensiunilor (abateri limită neindicate etc.).
4. Toleranțe de formă și de poziție care nu au simboluri conform GOST 2.308-79.
5. Cerințe referitor la calitatea suprafețelor (indicații privind finisarea, acoperirea, rugozitate).

### 15.7. Indicații privind întocmirea desenelor de execuție

Construcția pieselor, care fac parte dintr-o unitate de asamblare, este finalizată la etapa proiectului tehnic. De aceea, problemele principale la întocmirea desenului de execuție a unei piese concrete constau în indicarea corectă a dimensiunilor, toleranțelor de formă și de poziție ale suprafețelor, rugozității, acoperirilor, tratamentului termic, iar în piesele sudate - notarea cusăturilor de sudură, de asemenea, expunerea clară a cerințelor tehnice.

Mai sus au fost expuse cerințe generale cu privire la elaborarea desenelor de execuție ale pieselor. Mai jos expunem informații suplimentare privind unele piese tip de uz general.

#### 15.7.1. Arbori, arbori-pinion și melci

În punctul 8 s-a menționat că dimensiunile de ajustaj sunt determinate de pe desenul unității de asamblare, unde sunt indicate ajustajele lor. Date mai amănunțite pentru calculul și alegerea ajustajelor sunt expuse în lucrările [11, 15]. Prezintă unele ajustaje recomandate pentru asamblarea organelor de mașini pe arbori.

1. Ajustajul roților dințate la asamblarea prin pană (tab. 17.6 – 17.7):
  - ◆ cilindrice cu dinți drepecți -  $H7/p6$ ,  $H7/r6$ ;
  - ◆ cilindrice cu dinți înclinați și melcate -  $H7/r6$ ,  $H7/s6$ ;
  - ◆ conice -  $H7/s6$ ,  $H7/t6$ .
2. Ajustajul penei - longitudinale:



- ◆ în canalul arborelui -  $P9/h9$ ;
- ◆ în canalul butucului: pentru o îmbinare fixă la transmisii ireversibile -  $J_9/h9$ ; pentru o transmisie reversibilă -  $P9/h9$ ; pentru o îmbinare mobilă -  $D10/h9$ .

Ajustajele roților dințate pe arbori pentru o îmbinare prin caneluri dreptunghiulare și în evolventă sunt indicate în tab.8.2 – 8.3.

Pentru alegerea ajustajuluiinelui interior al rulmentului (clasa de precizie 0, mai frecvent utilizat în construcția de mașini) ne putem folosi de recomandările tab.15.6.

Recomandări pentru determinarea ajustajelor bușelor și inelelor de distanțare sunt expuse în lucrarea [15], pentru alegerea ajustajelor cuplajelor - vezi tab. 13.3.

Tabelul 15.6

*Câmpul de toleranță al arborelui la montarea rulmenților (solicitare circulară ainelui interior)*

Regimul de funcționare al rulmentului	Câmpul de toleranță
Ușor și normal, $0,07C < F \leq 0,1C$	k6
Normal sau greu (rulmenți cu role), $0,07C < F \leq 0,15C$	m6
Greu cu sarcină de șoc $F \geq 0,15C$	n6

*Notă. F este sarcina dinamică de calcul; C - capacitatea dinamică de încărcare (după catalog); regimul ușor de lucru corespunde duratei de funcționare peste 10 000, normal - 5000 ...10 000, greu - 2500. ...5000 ore.*

Cum a fost menționat mai sus, dimensiunile în lanț sunt determinate din schema lanțului de dimensiuni, iar cele libere sunt indicate în corespundere cu tehnologia de execuție și comoditatea controlului piesei. Trebuie să fie argumentată metoda indicării dimensiunilor (în lanț, după coordonate sau mixt), care depinde de metoda de producție.

Să analizăm aceste întrebări, examinând indicarea dimensiunilor pe desenul de execuție a arborelui condus a unui reductor cilindric coaxial (fig. 15.1).

Presupunem fabricarea arborelui în condițiile producției individuale sau în serii mici. Prelucrarea se execută la o mașină unealtă universală cu rectificarea locurilor de instalare a rulmenților, roții dințate și a cuplajului. Dimensiunile axiale liniare trebuie să corespundă prelucrării de finisare. Pe baza principiilor generale sunt necesare:

- ◆ indicarea dimensiunilor în lanț și a toleranțelor lor;

- ◆ alcătuirea schemei (succesiunea trecerilor) prelucrării mecanice a piesei;
- ◆ indicarea dimensiunilor libere.

Din vederea generală a ansamblului și schema lanțului de dimensiuni rezultă, că arborele conține numai o dimensiune axială în lanț - grosimea umărului de sprijin - 5 mm. În legătură cu prezența compensatorului dintre capacul drept și corpul reductorului putem executa această dimensiune conform treptei de precizie 9 (v. dimensiunea 5f9 din fig. 15.12). Toate celelalte dimensiuni liniare ale arborelui sunt libere.

Să ne oprim la cea mai rațională succesiune de executare a arborelui (fig. 15.12). La prima trecere prelucram prin strunjire (cu adaos pentru rectificare) suprafața  $\varnothing 40$  mm; la această trecere este rațional de indicat dimensiunea axială 20 mm de la partea frontală de stânga până la suprafața de bază a umărului de sprijin.

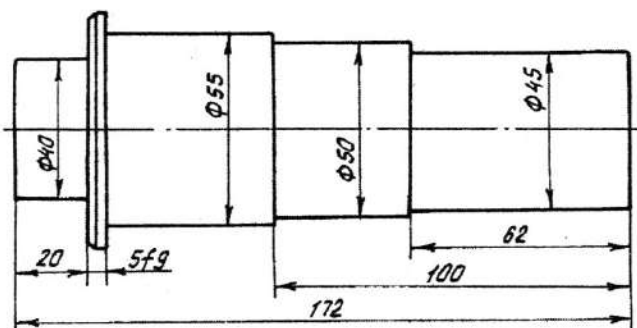


Fig. 15.12

Celelalte suprafețe sunt prelucrate din altă parte. După degroșare, este finisată suprafața  $\varnothing 45$  mm, pentru care se indică dimensiunea axială - 62 mm. La trecerea următoare se prelucurează suprafața cu  $\varnothing 50$  mm, pentru care este indicată dimensiunea axială 100 mm de la aceeași bază.

În sfârșit, la prelucrarea suprafeței  $\varnothing 55$  mm trebuie asigurată dimensiunea axială - grosimea umărului de sprijin 5f9. Dacă acum vom indica dimensiunea de gabarit a arborelui 172 mm, atunci lungimea de 47 mm a sectorului cilindric cu  $\varnothing 55$  mm este cota de închidere. Dimensiunile libere 20, 62, 100 și 172 mm se execută conform h14.

Afară de dimensiunile axiale numite, pe desenul arborelui trebuie indicate lungimea canalelor pentru pene și poziția lor față de suprafețele de bază. Pe desenul arborelui examinat trebuie indicate toleranțele (fig. 15.13) la:

- ◆ cilindricitatea suprafețelor  $D$ ,  $J$ ,  $E$  și  $I$ ;
- ◆ coaxialitatea suprafețelor  $D$  și  $J$  față de axa comună;
- ◆ bătaia radială a suprafeței  $T$ ;
- ◆ paralelismul și simetria canalelor pentru pene.

Presupunând că rulmenții sunt executați în conformitate cu clasa de precizie 0, determinăm conform recomandărilor [15] toleranța la cilindricitate, pentru suprafețele  $D$  și  $J$

$$T \approx 0,3t, \quad (15.1)$$

unde  $t$  este toleranța la dimensiunea ajustatului rulmentului.

Rulmentul din stânga este instalat pe arbore cu  $\varnothing 40 k6$ , iar cel din dreapta - cu  $\varnothing 50 k6$ . Acestor dimensiuni, conform ajustajului (treapta de precizie 6), le corespunde toleranța  $0,016 \text{ mm}$ . Deci vom obține  $T = 0,3 \cdot 0,016 = 0,0048 \text{ mm}$ . Acceptăm  $T = 0,005 \text{ mm}$ .

Pentru calculul toleranței la cilindricitate a suprafețelor  $E$  și  $I$  de instalare a roții dințate și cuplajului poate fi folosită aceeași relație (15.1). Roata dințată este instalată pe arbore cu  $\varnothing 55 H8/u8$ . Pentru  $\varnothing 55 u8 - t = 0,046 \text{ mm}$ , adică  $T \approx 0,3 \cdot 0,046 = 0,0138$ . Acceptăm  $T = 0,014 \text{ mm}$ .

Diametrul de instalare a cuplajului este  $\varnothing 45 m6$ , pentru el  $t = 0,016$ ,  $T = 0,005 \text{ mm}$ .

Desenul trebuie să includă cerințe către coaxialitatea suprafețelor  $D$ ,  $J$ ,  $E$  și  $I$  față de axa comună a suprafețelor de ajustaj ale rulmenților.

În tab. 15.7 pentru rulmenți clasa 0 sunt expuse toleranțele la coaxialitatea suprafețelor de ajustaj ale arborelui  $T_{sa}$  și ale corpului  $T_{sc}$ , care se raportă la diametrul arborelui  $d$  și diametrul alezajului în corp  $D$ , în locul instalării rulmentului, de asemenea, toleranța perpendicularității părților frontale de bază  $T_{ga}$  și  $T_{gc}$ , raportate la diametrul umărului de fixare a arborelui  $d_0$  și diametrul alezajului din corp  $D$ . Toți rulmenții sunt împărțiți în trei grupe: I - radiali și radiali axiali cu bile, radiali cu role butoi; II - radiali cu role cilindrice scurte; III - radiali-axiali cu role conice.

Conform tabelelor, toleranța la coaxialitate a suprafețelor  $D$  și  $J - T_{ca}$  alcătuiește pentru rulmenții grupului I la diametrele 40 și 50 mm conform trepte de precizie 7 - 0,025 mm.

Tabelul 15.7

Valorile indicate ale toleranțelor la coaxialitate a suprafețelor de ajustaj și perpendicularitate a părților frontale de bază ale arborelui și corpului reductorului

Grupa rulmenților	$T_{sa}$	$T_{sc}$	$T_{ga}$	$T_{gc}$
I	IT7	IT8	IT7	IT8
II	IT6	IT7	IT6	IT7
III	IT5	IT6	IT5	IT6

Tabelul 15.8

Valorile indicate ale toleranțelor la coaxialitate a suprafețelor arborelui pentru ajustajele roților dințate și melcate

Tipul roților	Gradul preciziei cinematice al angrenajului		
	6	7, 8	9
Cilindrice și conice	IT5	IT6	IT7
Melcate	IT6	IT7	IT8

Pentru suprafața  $E$  (tab. 15.7-15.8), cu gradul preciziei cinematice 8, toleranța la coaxialitate conform treptei de precizie 6 va fi  $0,019 \text{ mm}$ .

Pentru cuplaj toleranța la coaxialitate a suprafeței de ajustaj se determină cu relația

$$T = 46/n, \quad (15.2)$$

unde  $n$  este turația arborelui,  $\text{min}^{-1}$ .

Această toleranță are ca scop limitarea dezechilibrelor posibile ale arborelui și pieselor instalate pe el. Până la turația  $n = 1000 \text{ min}^{-1}$  această toleranță nu este indicată. De aceea, pentru suprafața  $I$  a arborelui condus (cu  $n < 1000 \text{ min}^{-1}$ ) toleranța la coaxialitate nu este indicată.

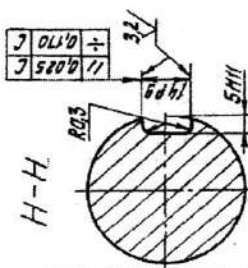
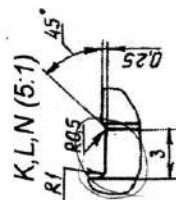
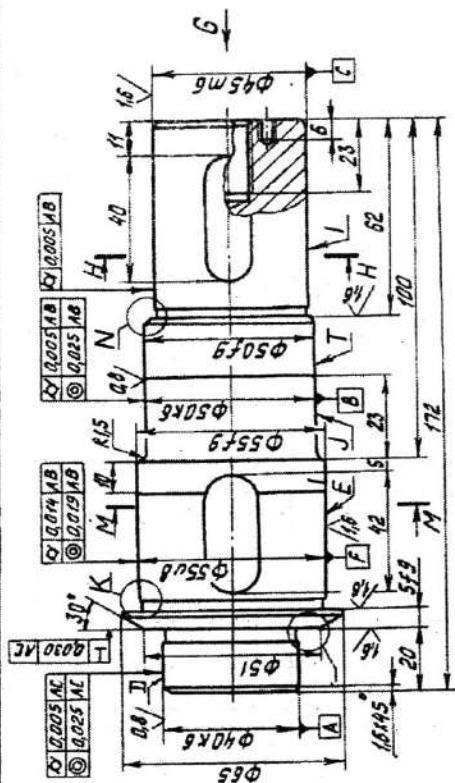
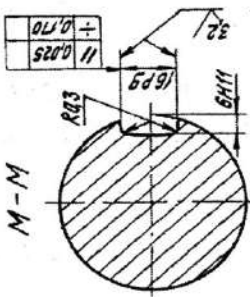
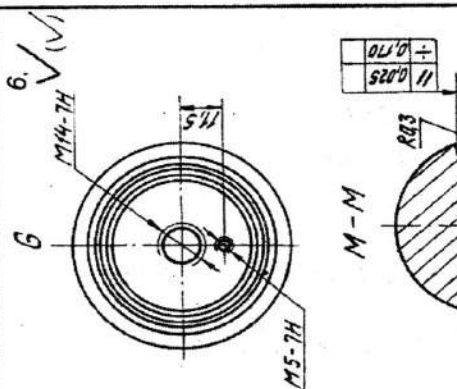
Toleranța bății radiale a suprafeței  $T$ , în locul etanșării cu manșetă de rotație, asigură micșorarea amplitudinii bății suprafeței funcționale a manșetei. Această toleranță poate fi determinată cu relația (15.2) pentru  $n \geq 1000 \text{ min}^{-1}$ , de aceea ea tot nu este indicată.

Pe desen trebuie indicate toleranțele la perpendicularitatea suprafețelor frontale de bază. Pentru suprafața frontală de stânga, pe care se sprijină rulmentul, toleranța la perpendicularitate este indicată pentru diametrul exterior al umărului de sprijin conform tab. 15.2. În cazul nostru (rulmentul din grupa I, cu  $\varnothing 65 \text{ mm}$  conform treptei de precizie 7)  $T_{ga} = 0,030 \text{ mm}$ . Toleranța la perpendicularitate pentru suprafața frontală de dreapta a umărului de sprijin a roții dințate cilindrice este determinată la fel pentru diametrul exterior conform tab. 15.5 (pentru roți înguste cu  $b/d < 0,8$ ). Pentru  $b/d > 0,8$  cerințe către precizia suprafețelor frontale de bază nu sunt prevăzute. În cazul nostru  $b/d = 47/55 = 0,85 > 0,8$ , de aceea toleranța la perpendicularitatea suprafeței frontale de dreapta nu este indicată.

Toleranțele la paralelismul și simetria canalelor pentru pene sunt determinate cu relațiile

$$T_{-} = 0,6 t_{can}, \quad (15.3)$$

$$T_{+} = 0,4 t_{can}, \quad (15.4)$$



1. 269..293HB
2. Abateri limită neindicate ale dimensiunilor: alezaj +; arbore -; celelalte ±1/2 a clasei medii de precizie

BPM 05 - 08. 30. 14		LIT	MASO	SCARZ
Arbore		1:1		
Opel 45 GOST 1050-74		Copie Coll		
Prod. Loc. Moldova	Sarna Bala			
Proiect.	VERIF.			

Fig. 15.13

unde  $t_{can}$  este toleranța la lățimea canalului pentru pană [24].

Pentru ajustajul roții dințate la lățimea canalului 16P9 conform relațiilor (15.3) - (15.4) obținem

$$T_{-} = 0,6 \cdot 0,043 = 0,0258 \text{ mm};$$

$$T_{+} = 0,4 \cdot 0,043 = 0,172 \text{ mm}.$$

Tabelul 15.9

*Valori recomandate ale toleranțelor la perpendicularitatea părților frontale de bază ale arborelui pentru fixarea roților dințate*

Tipul roților	Gradul preciziei cinematice al angrenajului		
	6	7, 8	9
Cilindrice și conice	IT3	IT4	IT5
Melcate	IT4	IT5	IT6

După aproximare obținem:  $T_{-} = 0,026 \text{ mm}; T_{+} = 0,17 \text{ mm}.$

Pentru ajustajul cuplajului la lățimea canalului 14P9 vom obține aceleași toleranțe.

În fig. 15.13 este prezentat desenul de execuție al arborelui condus, pe care sunt indicate toleranțele de formă, de poziție ale suprafețelor de ajustaj și rugozitatea lor.

Pe desenele de execuție ale arborilor - pinion și melcilor în partea dreaptă de sus a desenului este expus un tabel cu parametrii danturii (fig. 15.14) pinioanelor sau spirelor melcului (vezi desenele de execuție ale acestor piese, fig. 15.15 și fig. 15.16).

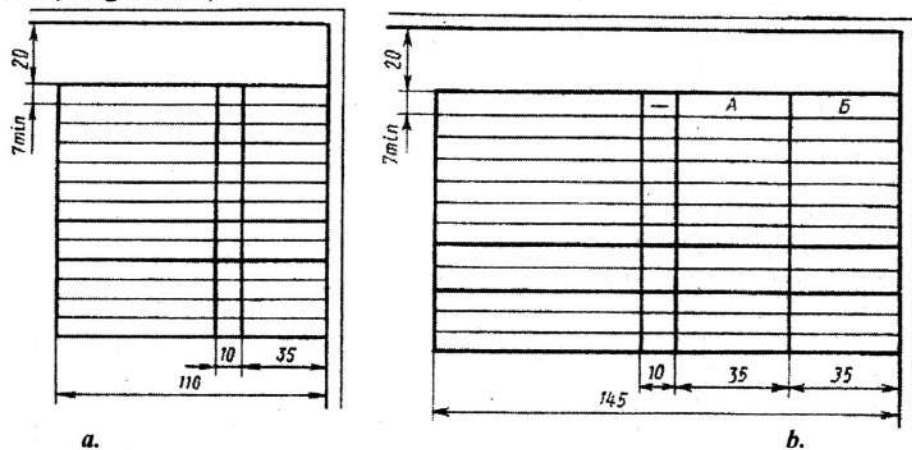
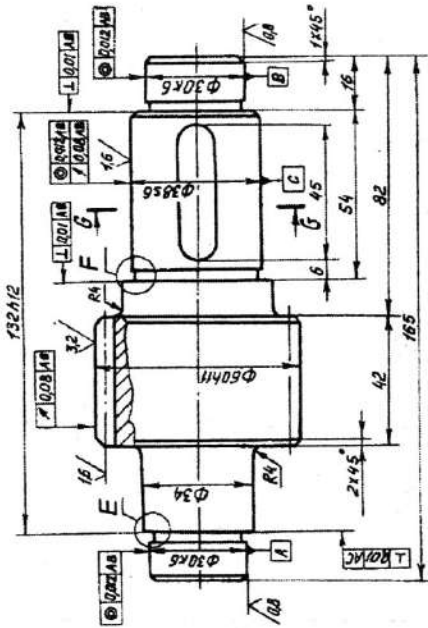


Fig.15.14

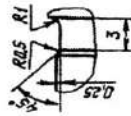


6.3/√(CV)

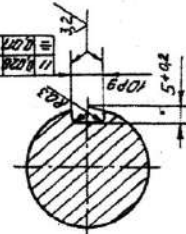
Modulul	m	2,5
Numărul de dinți	z	22
Unghiul de înclinare	$\beta$	11°53'
Sensul înclinării	-	dreapta
Conturul de referință		GOST 1375-81
Deplasarea specifică	x	0
Gradul de precizie conform GOST 1643-81		7-C
Înălțimea dintelui	h	5,625
Diametrul de divizare	d	55



E, F (S4:1)



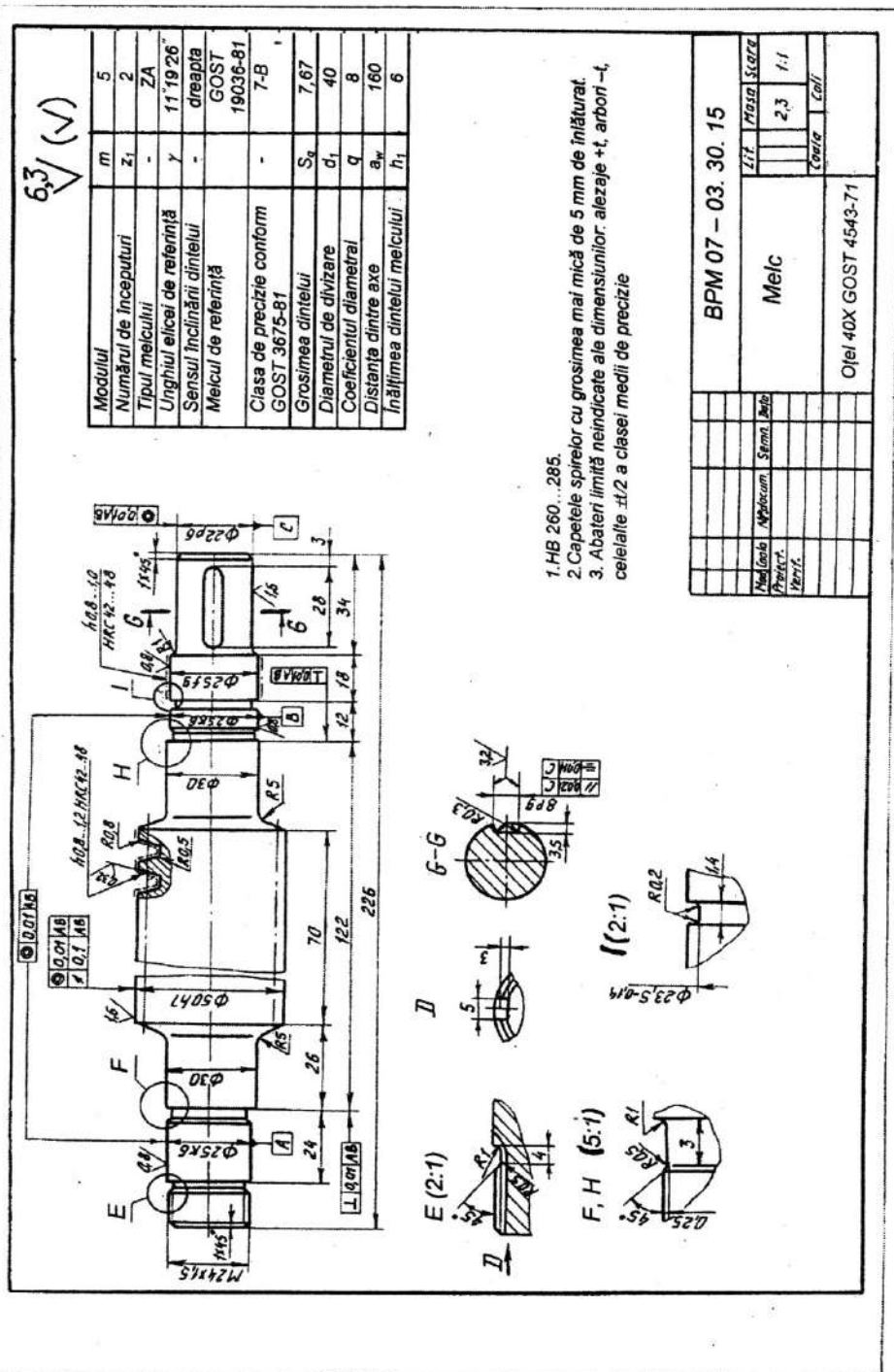
G-G



1. 269...293HB
2. Abateri limită neindicată ale dimensiunilor: alezaj +t; arbore -t; celelalte ±t/2 a clasei medii de precizie.

BPM 05 - 08. 30. 16		L.T.T.	Masa	Scara
Arbore-pinion			1:9	1:1
Oțel 40X GOST 4543-71		Constr.	Calc.	
Modific.	Aplicat.	Semn.	Scara	
Proiect.				
Verif.				

Fig. 15.15



Tabelul, de regulă, conține trei părți separate prin linii îngroșate. În prima parte sunt expuse date pentru danturarea dinților sau spirelor melcului, a doua parte conține date pentru control (în proiectele didactice, de obicei, nu se completează), iar partea a treia – date de referință.

Dacă roata dințată include două sau mai multe coroane de același tip, atunci valorile parametrilor sunt indicate pentru fiecare coroană în parte notându-le cu litere mari ale alfabetului latin (fig. 15.14, b).

În cazul când roata dințată include două sau mai multe coroane de tip diferit (de exemplu cilindrică și conică), atunci pentru fiecare coroană este completat un tabel aparte. Coroana și tabelul corespunzător sunt notate cu aceeași literă a alfabetului latin.

Tabelul în partea dreaptă coincide cu chenarul desenului, iar în partea de sus este situat mai jos de chenar cu 20 mm.

În calitate de exemplu expunem datele necesare pentru completarea tabelului roților dințate cilindrice.

În prima parte a tabelului sunt incluse: modulul  $m$ ; numărul de dinți  $z$ ; unghiul de înclinare  $\beta$ ; direcția liniei dintelui; conturul de referință cu trimitere la GOST 13755-81; coeficientul de deplasare  $x$ ; gradul de precizie.

Partea a doua a tabelului (1 – 2 rânduri) nu se completează.

În partea a treia este expusă valoarea diametrului de divizare  $d$ .

### 15.7.2. Arbore înclinat

Să analizăm o construcție a unui arbore înclinat din reductorul precesional 2K-H.

Presupunem fabricarea arborelui în condițiile producției în serii mici. Prelucrarea se execută la o mașină unealtă universală cu rectificarea suprafețelor pentru instalarea rulmenților și a cuplajului. Dimensiunile axiale liniare trebuie să corespundă prelucrării de finisare.

Să examinăm succesiunea operațiilor de executare a arborelui conform fig. 15.17:

- ◆ la prima etapă se prelucrează suprafețele frontale în dimensiunea  $210 \pm 0,1$  și se pregătesc bazele tehnologice – găurile de centrare pe axele C și D;
- ◆ se efectuează operațiunile de strunjire a suprafețelor cu  $\varnothing 25$ ,  $\varnothing 30$  și  $\varnothing 25$  din partea dreaptă, pe axa găurilor de centrare C, cu adaos pentru rectificare;

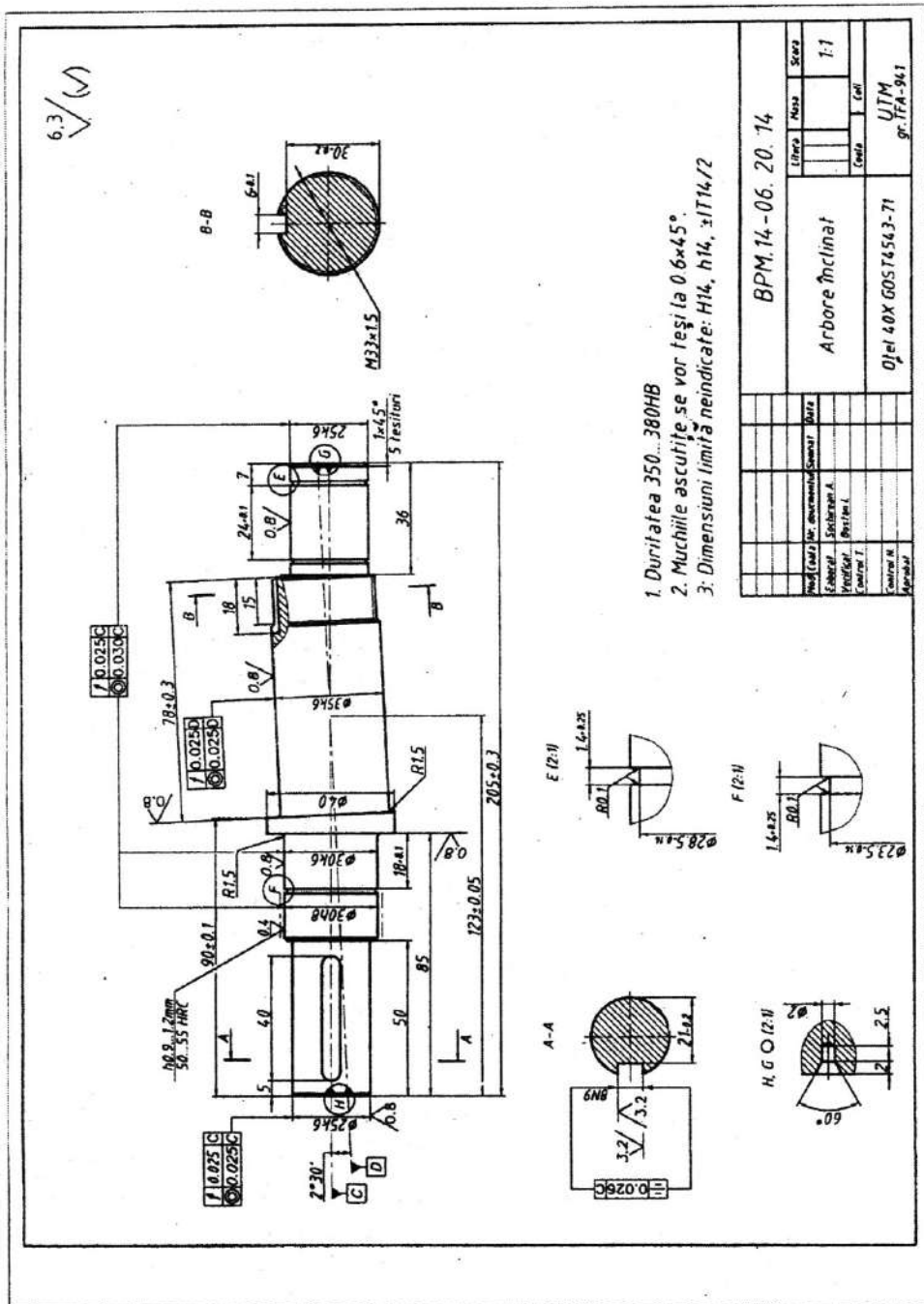


Fig. 15.17

- ◆ se efectuează strunjirea suprafeței  $\varnothing 35$  pe axa găurilor de centrare D cu adaos pentru rectificare;
- ◆ strunjirea suprafeței  $\varnothing 33$  pentru filetare cu indicarea dimensiunii axiale 15 mm.
- ◆ executarea canalelor pentru inelele de rulment în dimensiunile axiale  $18^{+0,1}$  și  $24^{+0,1}$ ;
- ◆ după strunjire sunt efectuate operațiunile de finisare în găurile de centrare pe axele C și D: suprafața cu diametrul de  $\varnothing 25 k6$  cu indicarea dimensiunii axiale 50 mm; suprafețele cu  $\varnothing 30 h8$  și  $\varnothing 30 k6$  pentru care este indicată dimensiunea axială 85 mm de la aceeași bază; suprafața cu diametrul  $\varnothing 25 k6$  din partea dreaptă cu indicarea cotei de 37 mm; suprafața cu diametrul  $\varnothing 35 k6$  cu menținerea cotelor axiale  $78 \pm 0,3$  și  $90 \pm 0,1$ .

Afară de dimensiunile axiale numite, pe desenul arborelui trebuie indicată lungimea canalului pentru pană și poziția lui în raport cu axa C. Pe desenul arborelui examinat trebuie indicate toleranțele la:

- ◆ coaxialitatea suprafețelor de ajustaj în raport cu axele C și D;
- ◆ bătaia radială a suprafețelor de ajustaj în raport cu axele C și D;
- ◆ paralelismul și simetria canalului de pană.

Aceste toleranțe sunt determinate cu relațiile expuse în p. 15.7.1.

### 15.7.3. Roți dințate și melcate

În construcțiile roților cu bandaj cu scopul economiei de material partea centrală a roții, de obicei, este executată din fontă sau oțel carbon, iar coroana - din oțel aliat pentru roțile dințate și bronz - pentru cele melcate. Bandajul în producțiile individuală și în serii mici este instalat pe centru prin ajustaj cu strângere ( $H7/r6$ ,  $H8/u8$ ,  $H8/z8$ ,  $H8/x8$ ) și suplimentar este fixat prin șuruburi. În producțiile în serii mari și de masă obada din bronz este turnată pe un centru din fontă sau oțel.

Dacă roata dințată este matrițată atunci pe desen trebuie indicate doua sisteme de dimensiuni axiale - după rezultatele matrițării și prelucrării mecanice. Aceste sisteme trebuie să fie în legătură reciprocă. În fig. 15.18 atare dimensiune axială de legătură este distanța (14 mm) între partea stângă a discului și, corespunzător, cea frontală a butucului. Dimensiunea 12 mm a grosimii discului este asigurată în procesul obținerii semifabricatului. Dacă vom indica dimensiunile axiale: 40 mm (lățimea coroanei) și 45 mm (lungimea butucului - dimensiune de gabarit), vom obține două dimensiuni de încheiere -

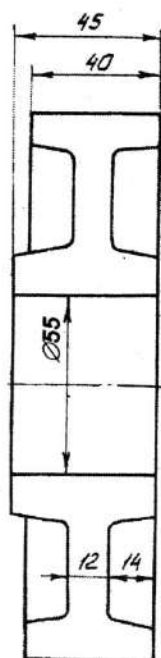


Fig. 15.18

distanța dintre partea dreaptă a discului și părțile frontale de dreapta a coroanei și butucului corespunzător. Dimensiunea 45 mm este o componentă a lanțului dimensional; se execută conform treapta de precizie 12.

La prelucrarea de finisare a suprafeței exterioare, celor frontale și la danturarea dinților bază de așezare este alezajul cu  $\varnothing 55$  mm și partea frontală a butucului.

Pe desenele roților dințate (fig. 15.21-15.23) trebuie indicate toleranțele la:

- ◆ cilindricitatea alezajului;
- ◆ coaxialitatea cilindrului exterior și alezajului (pentru micșorarea dezechilibrului);
- ◆ perpendicularitatea părții frontale a butucului (utilizată ca bază pentru instalarea rulmentului) cu axa alezajului (pentru  $l/d \leq 0,8$ ) sau paralelismul în raport cu cealaltă parte frontală (pentru  $l/d > 0,8$ );
- ◆ paralelismul și simetria canalului pentru pană.

Toleranța la cilindricitatea alezajului se determină cu relația (15.1).

Toleranța la coaxialitatea cilindrului exterior cu alezajul, pentru roțile prelucrate complet, se determină cu relația (15.2) dacă  $n > 1000 \text{ min}^{-1}$ . Pentru roțile turnate sau matrițate, de asemenea și pentru cele

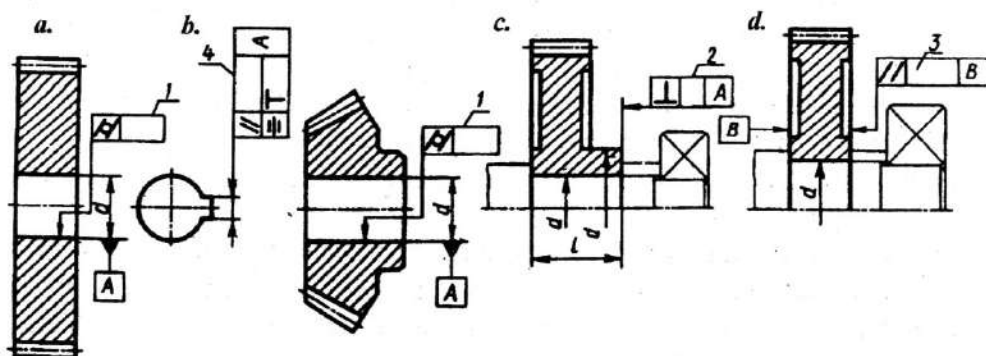


Fig. 15.19

parțial prelucrate, dacă  $n > 500 \text{ min}^{-1}$ , este indicată toleranța dezechilibrului, determinată cu relația:

$$T = 623m/n, \quad (15.5)$$



unde  $m$  este masa roții,  $g$ .

Aceste date sunt indicate în cerințele tehnice printr-un punct: "Dezechilibrul admis...  $g/m$ ".

Toleranțele la perpendicularitatea axei sau la paralelismul părților frontale ale butucului, utilizate ca baze pentru instalarea rulmenților, sunt asigurate prin toleranțele indicate în tab. 15.9. Conform acestora se alege treapta de precizie pentru determinarea toleranței la diametrul butucului  $d_b$ .

Pentru roțile fără butuc toleranța paralelismului este indicată pe un diametru convențional:  $d' = (1,5... 2,0) d$ , unde  $d$  este diametrul alezajului.

În partea a doua a semnului convențional al paralelismului este indicat raportul  $T_H/d'$ .

Toleranțele la paralelismul și simetria canalului pentru pană (fig. 15.19, b) sunt determinate prin relațiile (15.3) și (15.4).

Pe desenele roților conice afară de dimensiunile care determină forma și gabaritele piesei, sunt indicate și dimensiunile coroanei dințate (fig. 15.20): diametrele exterioare  $d_{ae}$  și  $d'_{ae}$ ; lățimea coroanei  $b$ ; unghiul conului exterior  $\delta_a$ ; unghiul conului exterior suplimentar ( $90^\circ - \delta$ ). Cu asterix sunt indicate dimensiunile de referință.

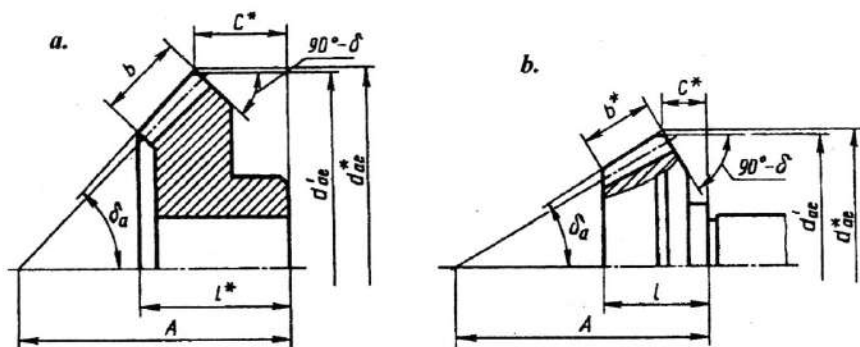


Fig. 15.20

Desenele roților dințate conice și melcate sunt prezentate în fig. 15.22 și 15.23. Aceste desene sunt însoțite de tablele parametrilor conform fig. 15.14.

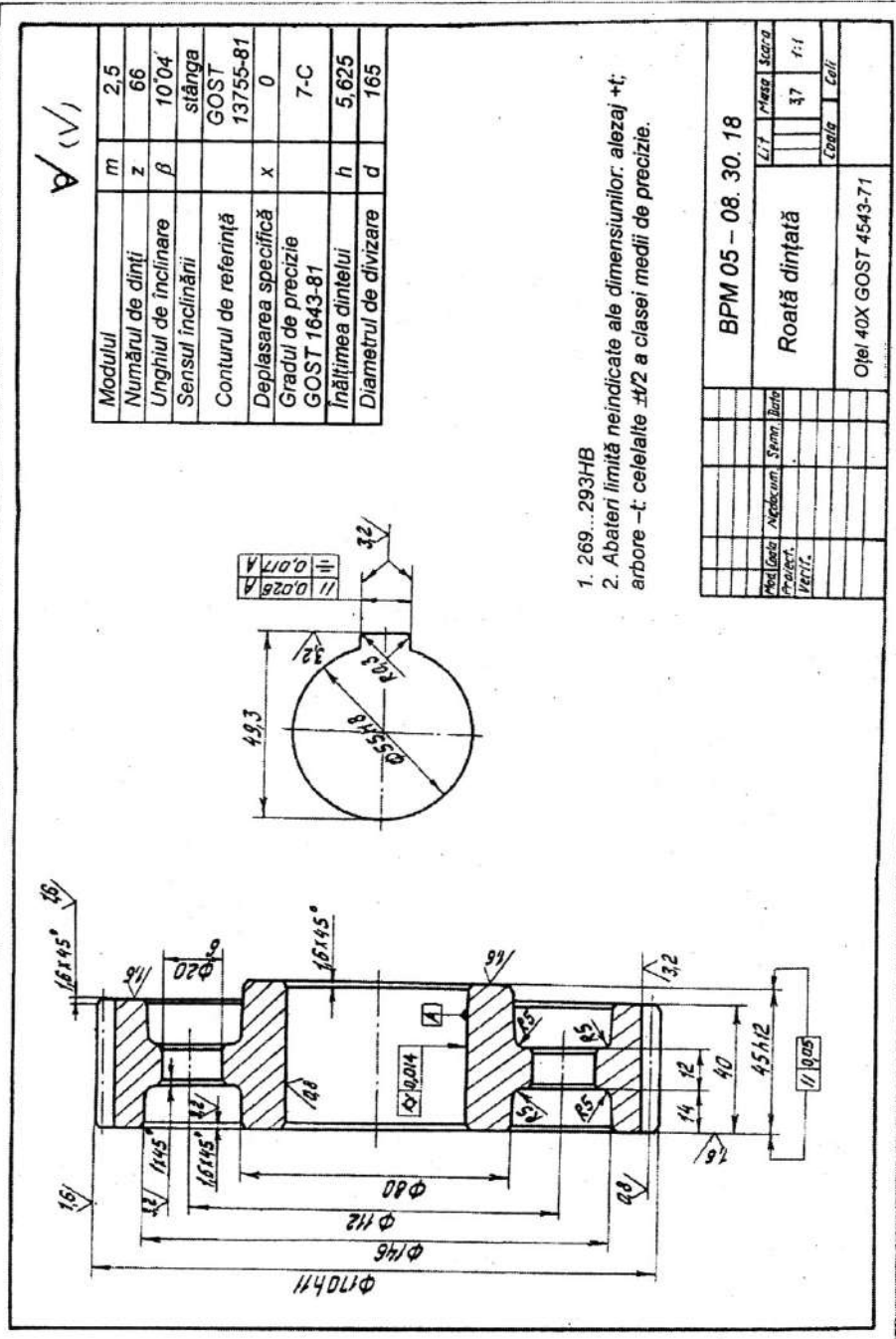


Fig. 15.21



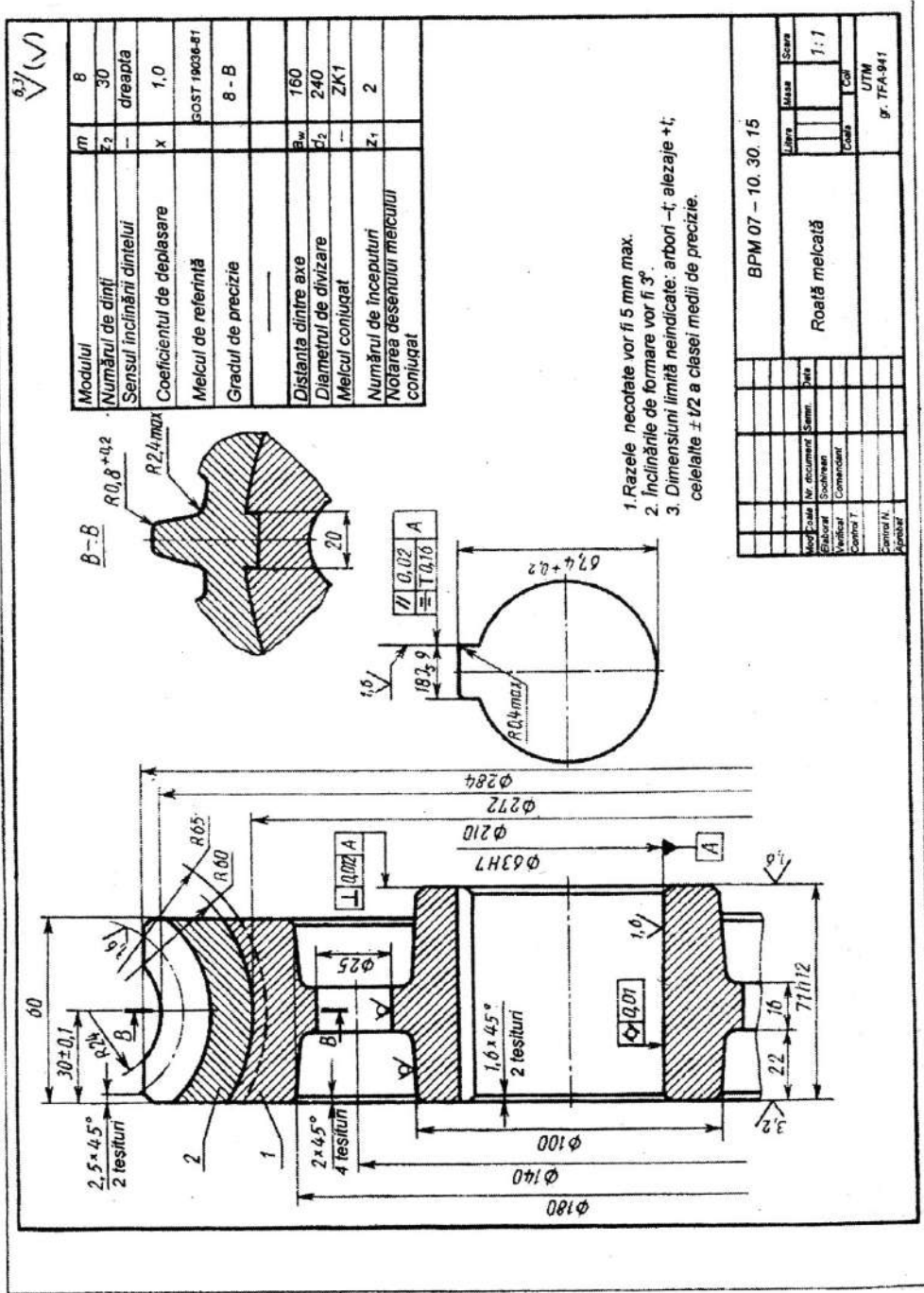


Fig. 15.23

### 15.7.4. Roată precesională

Cerințele față de desenele roților reductoarelor precesionale sunt asemenea celor din reductoarele conice. Desenul roții este prezentat în fig. 15.26.

Semifabricatul prezintă o piesă ștanțată prin forjare liberă. Trecherile tehnologice includ strunjirea de degroșare și de finisare. Pentru fiecare operație este necesară câte o așezare. În fig 15.24, a este ilustrat semifabricatul

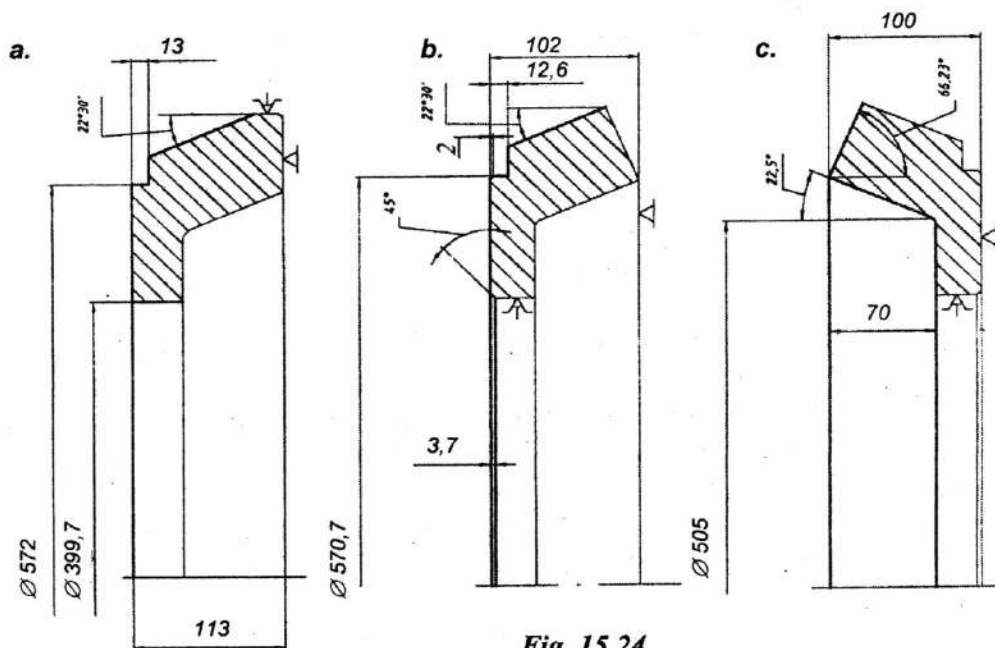


Fig. 15.24

la prima așezare pentru operația de degroșare, iar în fig. 15.24, b, c – așezările la strunjirea de finisare cu menținerea cotelor indicate cu adaos pentru rectificare. După tratamentul termic se efectuează rectificarea dimensiunilor de ajustaj și a bazelor de așezare pentru prelucrarea danturii. Dantura este frezată cu adaos pentru rectificare înainte de tratamentul termic. Această operație se efectuează cu un dispozitiv conform schemei din fig. 15.25. Dispozitivul este elaborat la catedra “Teoria mecanismelor și organe de mașini” de către un colectiv de autori sub conducerea academicianului Ion Bostan.

După tratamentul termic se efectuează rectificarea danturii, baze de așezare fiind  $\text{Ø}570\text{h}8$  și suprafața frontală. Schema constructivă a

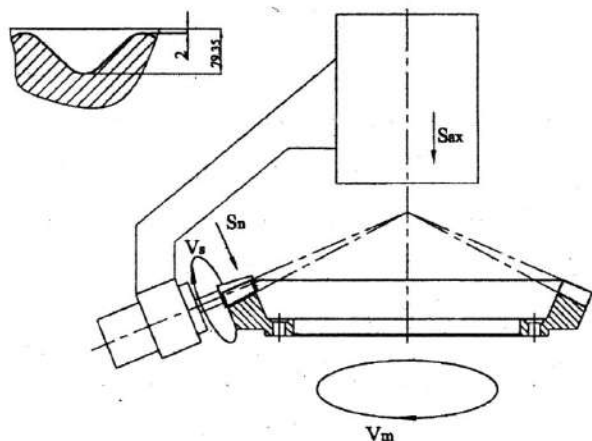


Fig. 15.25

dispozitivului pentru rectificarea danturii este asemenea dispozitivului pentru frezare

Pe desenul roții precesionale trebuie indicate toleranțele la:

- ◆ coaxialitatea diametrului  $\varnothing 570h8$  cu suprafața de bază;
- ◆ perpendicularitatea suprafețelor frontale de așezare cu suprafața de bază;
- ◆ bătaia radială a coroanei dințate.

### 15.7.5. Pahare de rulment

Elaborarea construcțiilor capacelor laterale și paharelor a fost expusă în p. 11.

În fig. 15.27 sunt ilustrate câteva construcții de pahare de rulment mai frecvent utilizate în construcția de mașini cu destinație generală.

Pentru excluderea deplasării radiale a paharelor, care poate contribui la dezaxarea arborilor, ele sunt montate cu ajustaje intermediare:  $H7/k6$ ,  $H7/m6$  - pentru paharele, care nu se reglează în direcție axială, și  $H7/js6$  - pentru cele reglabile.

Câmpul de toleranță al alezajului în pahare se execută conform tab. 15.10 pentru rulmenți clasa 0.

Indicarea dimensiunilor axiale o vom examina pe exemplul paharului din fig. 15.28.

Paharul se execută dintr-un semifabricat turnat din fontă. La operațiile de degroșare prealabil sunt prelucrate toate suprafețele lui. Prelucrarea de finisare în condiții de serii mici și individuală se execută la strung.

La primele operații de finisare (fixarea în mandrină) baze de instalare sunt suprafața exterioară a flanșei ( $\varnothing 75$ ) și suprafața frontală (fig. 15.28).

În procesul acestor operații este prelucrată definitiv partea frontală din dreapta, suprafața cilindrică a flanșei cu  $\varnothing 110$ , suprafața cilindrică interioară cu  $\varnothing 62$  și suprafața frontală interioară, care servește drept umăr de sprijin pentru inelul exterior al rulmentului. Bază de măsurare este partea frontală din



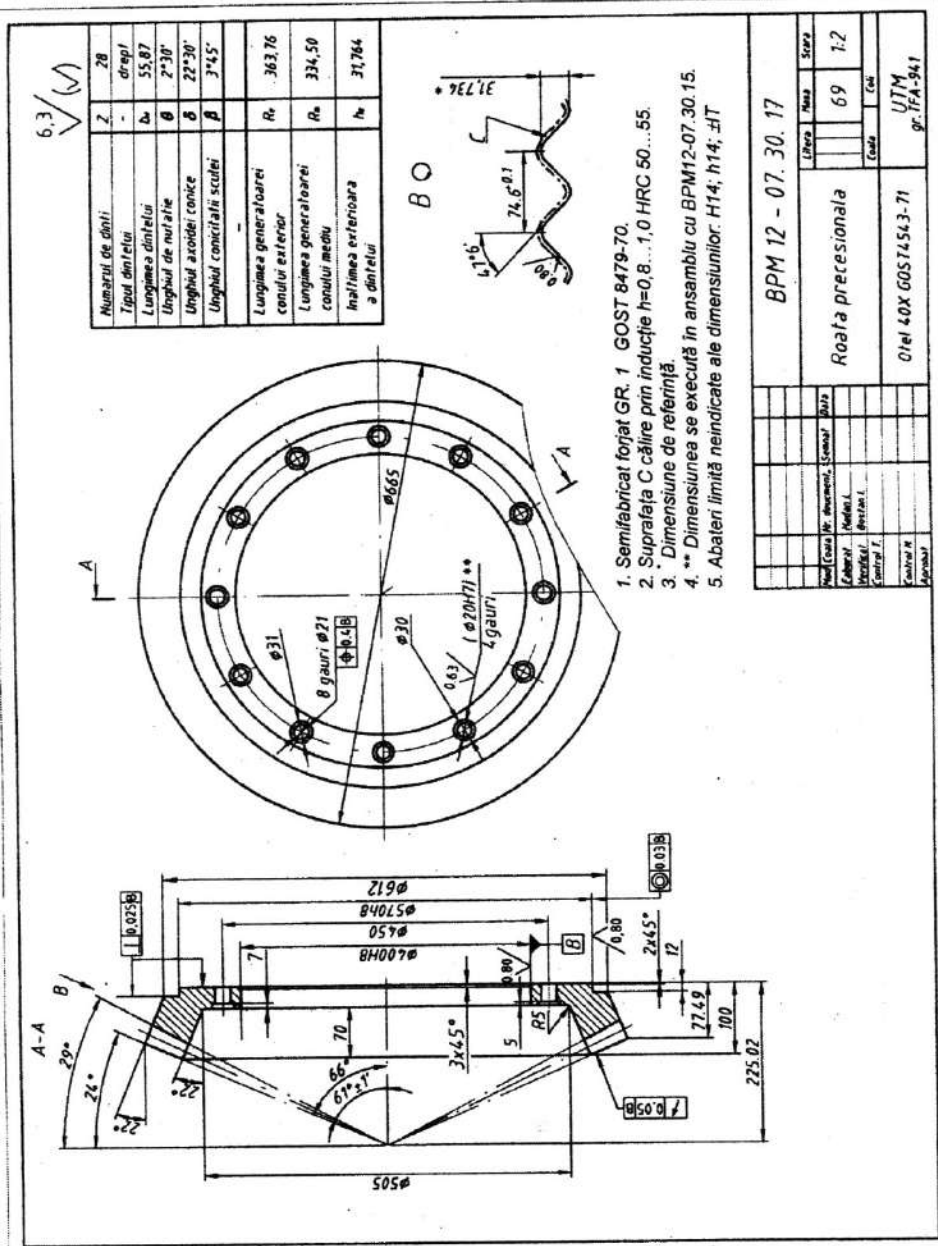


Fig. 15.26

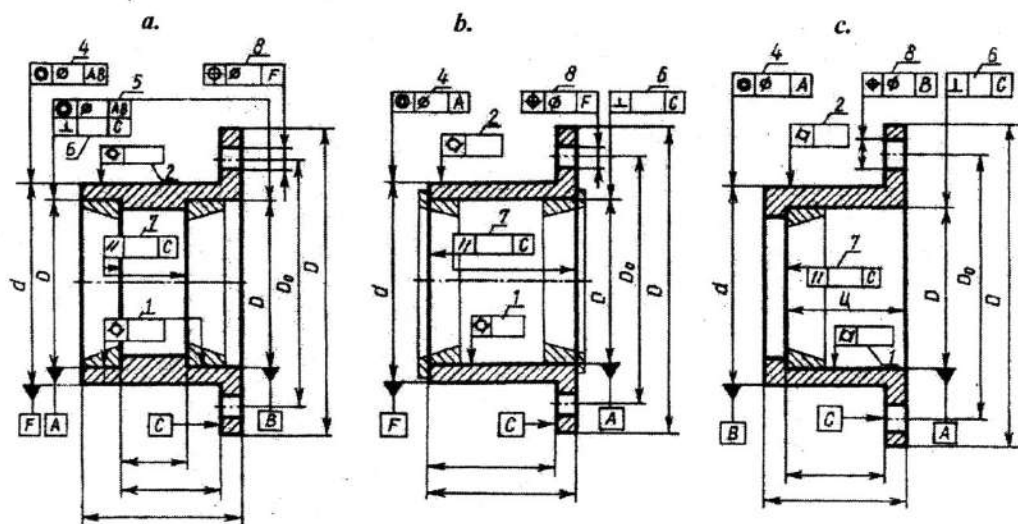


Fig. 15.27

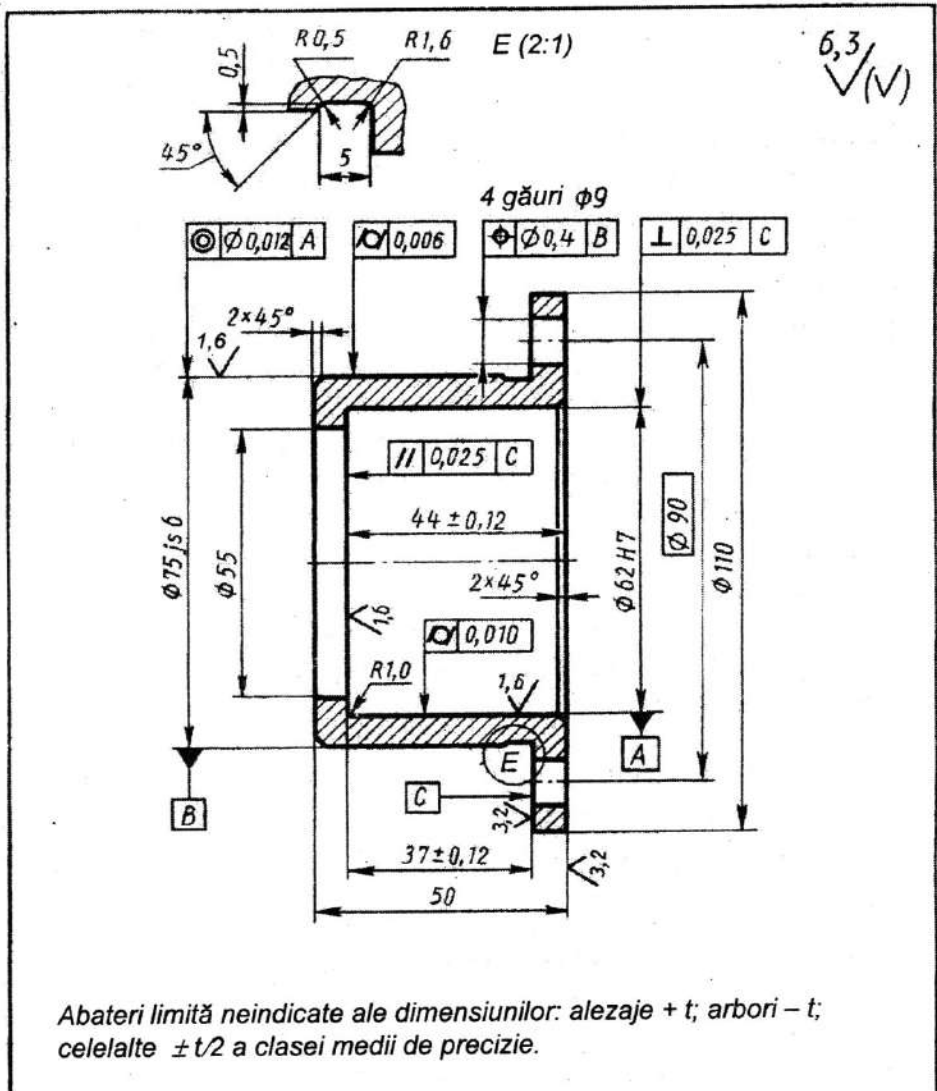
dreapta, de aceea la aceste operații trebuie menținută dimensiunea axială - 44 mm.

Următoarea operație de finisare este executată având ca baze de așezare suprafața cilindrică cu diametrul  $\varnothing 110 \text{ mm}$  și suprafața frontală de dreapta; se

Tabelul 15.10

*Câmpul de toleranțe al alezajelor în corp pentru ajustajul rulmenților*

Tipul solicitării inelului exterior	Regimul de funcționare al rulmentului		Câmpul de toleranță al ajustajului
Local	Inelul exterior se poate deplasa axial	Normal sau ușor $0,07C < F \leq 0,15C$	H8
		Greu sau normal $F > 0,07C$	I <sub>7</sub>
Circular	Inelul exterior nu se deplasează axial Normal sau greu $0,07C < F \leq 0,15C$	Normal, sarcină variabilă $F \leq 0,15C$	M7
			N7
Oscilant	Inelul exterior nu se deplasează axial	Normal sau greu $0,07C < F \leq 0,15C$	K7
		Ușor, sarcină de direcție variabilă, precizie înaltă a funcționării $F \leq 0,007C$	H7



Abateri limită neindicate ale dimensiunilor: alezaje + t; arbori - t; celelalte ± t/2 a clasei medii de precizie.

				BPM 07 - 05. 20. 18				
Mod	Coala	Nr. docum.	Semn.	Data	Pahar de rulment	Litera	Masa	Scara
Elaborat	Madan							1:1
Verificat	Comendant							
Control T.						Coala	Coli	
Control N.						U.T.M. FIMCM, gr. TFA-941		
Aprobat					C415 GOST 1412-79			

Fig. 15.28

finisează suprafața frontală din stânga, suprafața cilindrică de ajustaj ( $\varnothing 75$ ) și gaura cu diametrul  $\varnothing 55$  mm. La această operație sunt asigurate dimensiunile axiale – 50 și 37 mm.

Pe desenele paharelor (fig. 15.27) trebuie indicate toleranțele la:

- ◆ cilindricitatea suprafeței de ajustaj în corp, poziția 2;
- ◆ cilindricitatea suprafeței (suprafețelor) de ajustaj ale rulmenților, poziția 1;
- ◆ coaxialitatea alezajelor, poziția 4;
- ◆ paralelismul umerilor de fixare a inelelor exterioare ale rulmenților cu suprafața frontală de bază a flanșei (poziția 7), care determină poziția paharului în corp (pentru  $l/d < 0,8$ , unde  $l/d$  - raportul dintre lungimea suprafeței de ajustaj și diametrul ei); pentru  $l/d > 0,8$ , ceea ce se întâlnește destul de rar, trebuie asigurată perpendicularitatea suprafețelor frontale ale umerilor de fixare cu axa alezajului ajustajului, poziția 6;
- ◆ coaxialitatea a două sectoare ale alezajelor rulmenților la separarea lor cu umăr de sprijin, poziția 5;
- ◆ toleranța poziției găurilor de fixare la găurirea lor separată în pahar și corp cu un dispozitiv de ghidare sau la mașina cu comandă numerică - în producerea de serie și serii mari, poziția 8.

Toleranțele la cilindricitatea suprafețelor exterioară și interioară ale paharului sunt determinate prin relațiile (15.1), unde  $t$  este toleranța la diametrul suprafeței corespunzătoare. Toleranța la coaxialitatea alezajului rulmenților cu cilindrul exterior se determină cu relația

$$T \approx 0,6 t_D, \quad (15.6)$$

unde  $t_D$  este toleranța diametrului alezajului.

Toleranța la paralelismul suprafețelor frontale ale umerilor de sprijin cu suprafața frontală de bază a flanșei, se determină la diametrul exterior al flanșei paharului cu treapta de precizie 8 pentru rulmenții din grupul I, cu treapta de precizie 7 - pentru grupul II, cu a 6-lea - pentru grupul III. Toleranța la perpendicularitatea suprafețelor frontale ale umerilor de fixare cu axa alezajului este indicată la diametrul alezajului în conformitate cu aceleași trepte de precizie.

Toleranța la coaxialitatea sectoarelor alezajelor rulmenților separați prin umărul de fixare, este indicată la diametrul alezajului conform treptelor de precizie expuse mai sus.

Toleranța la poziția găurilor de fixare se determină cu relația

$$T = 0,4 (d_0 - d), \quad (15.7)$$

unde  $d_0$  și  $d$  - sunt diametrele găurii și șurubului.

## 15.7.6. Capace laterale

În fig. 15.29 sunt prezentate unele construcții caracteristice de capace cu

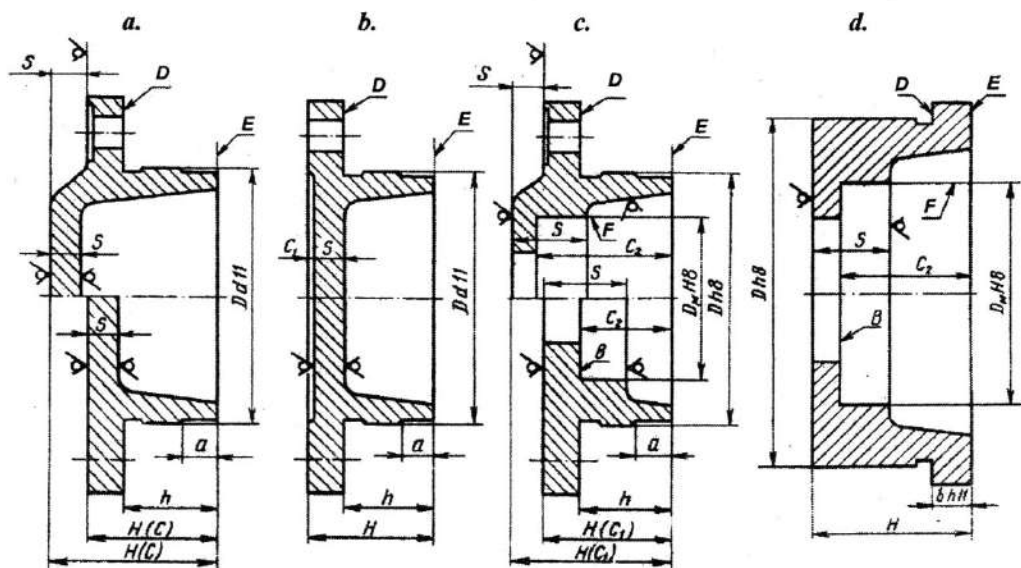


Fig. 15.29

indicarea dimensiunilor necesare pentru execuție.

Capacele sunt executate de două feluri: pătrunse pentru trecerea arborilor (conducător sau condus), fig. 15.29, c, d și oarbe, fig. 15.29, a, b. Capacele de ambele tipuri pot fi utilizate numai pentru închiderea alezajului din corp (tipul A) sau, afară de aceasta, pentru fixarea axială a rulmentului (tipul B).

Capacele oarbe de tipurile A și B sunt montate în corp cu ajustajul  $H.../d11$ , iar cele pătrunse - cu ajustajul  $H.../h8$ .

Capacele îngropate (fig. 15.29, d) sunt instalate în alezajul corpului reductorului cu ajustajul  $H.../h8$  - (independent de prezența găurilor) pentru a evita scurgerile de ulei. Ajustajul lățimii inelului de fixare al capacului în canalul inelar al corpului (la capace îngropate) se execută în caz general conform  $H11/h11$ .

În capacele cu manșetă trebuie indicat câmpul de toleranță  $H8$  la diametrul alezajului manșetei.

Să menționăm că în capacele de tipul B (cu suprafață frontală de bază pentru fixarea rulmentului) trebuie indicată toleranța la înălțimea brâului de

centrare, care este componentă a lanțului de dimensiuni de asamblare (de obicei, conform  $+IT\ 12/2$ , tab. 15.1).

În toate variantele constructive dimensiunea  $S$  este obținută la operația de fabricare a semifabricatului. Dimensiunea  $h$  este componentă a lanțului de dimensiuni care determină jocul axial în rulmenții arborelui. Dimensiunea  $H$  determină lățimea capacului, deci este o dimensiune de gabarit.

Pe desenele capacelor (fig. 15.30 – 15.31) sunt indicate toleranțele la:

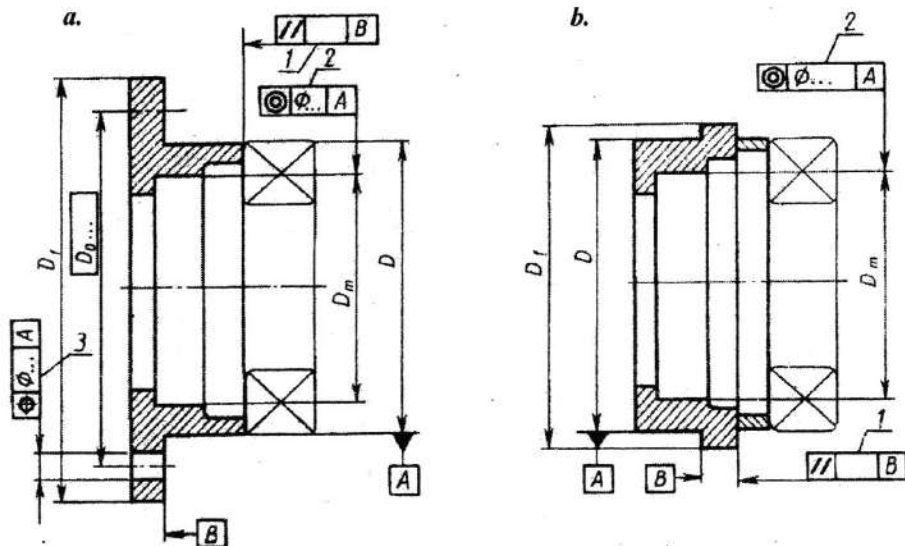


Fig. 15.30

◆ coaxialitatea alezajului etanșării cu axa suprafeței de centrare (în corp) a capacului; se indică la diametrul  $D_m$  a suprafeței de ajustaj conform dependenței  $T \approx IT8$ ;

◆ paralelismul părților frontale de bază ale capacului de tipul B; este indicat la diametrul exterior al umărului de sprijin  $D$  conform tab. 15.11;

◆ toleranța poziției găurilor de fixare determinată cu relația (13.7)

### 15.7.7. Carcase

Cele mai caracteristice construcții de carcase în proiectul didactic sunt corpul și capacul reductorului, elaborarea construcției cărora a fost analizată



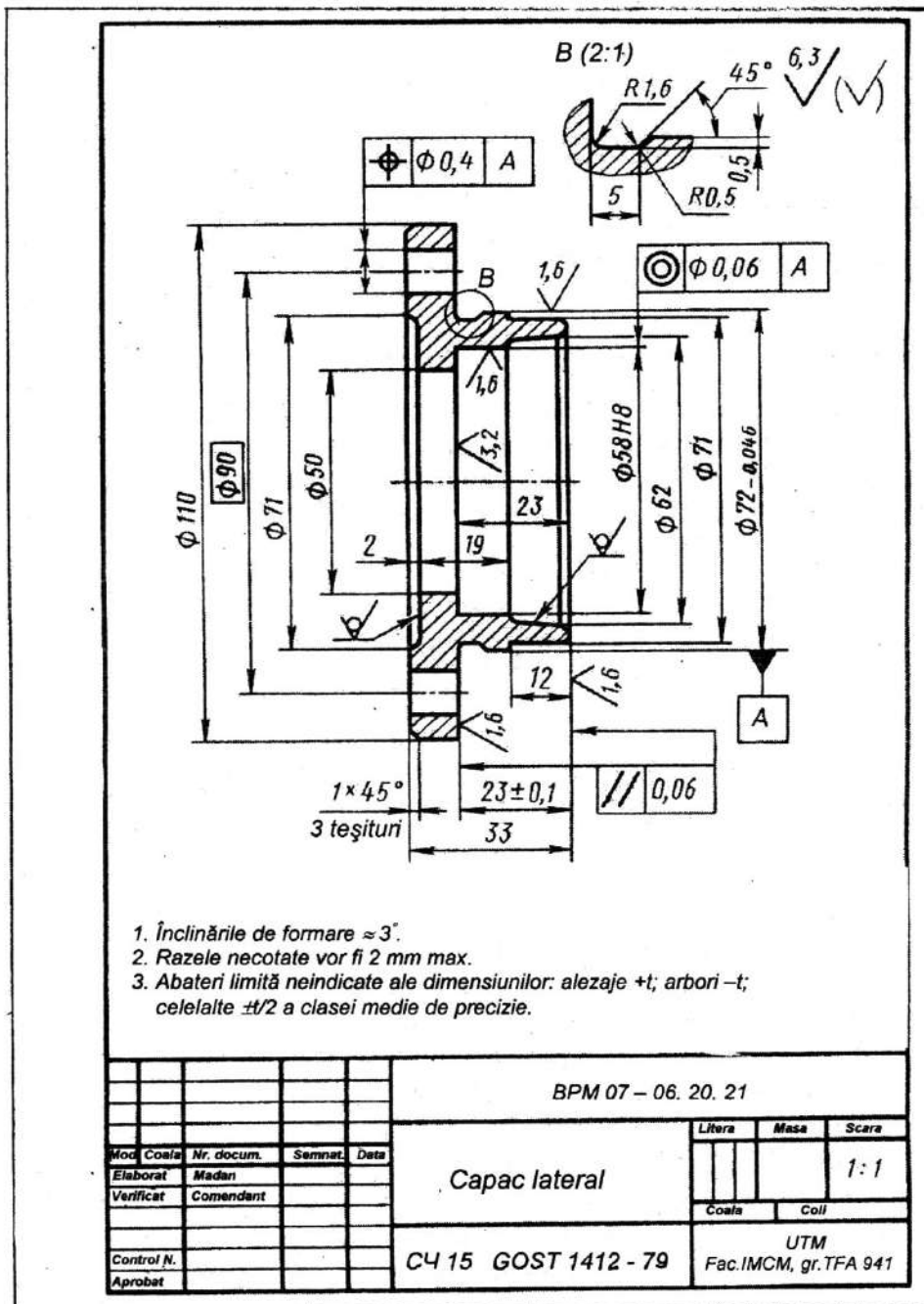


Fig. 15.31

Tabelul 15.11

Treptele de precizie pentru toleranțele la paralelismul suprafețelor de bază ale capacului

Grupa rulmentului	Treapta de precizie	
	La fixarea axială directă a inelului exterior al rulmentului cu partea frontală a capacului	La fixare printr-un inel intermediar de distanțare
I	8	7
II	7	6
III	6	5

în p. 13. Aici vom analiza cerințele principale expuse față de elaborarea desenului de execuție al corpului reductorului.

Să analizăm datele principale referitor la toleranțele de formă, de poziție și ale dimensiunilor suprafețelor (fig.15.32).

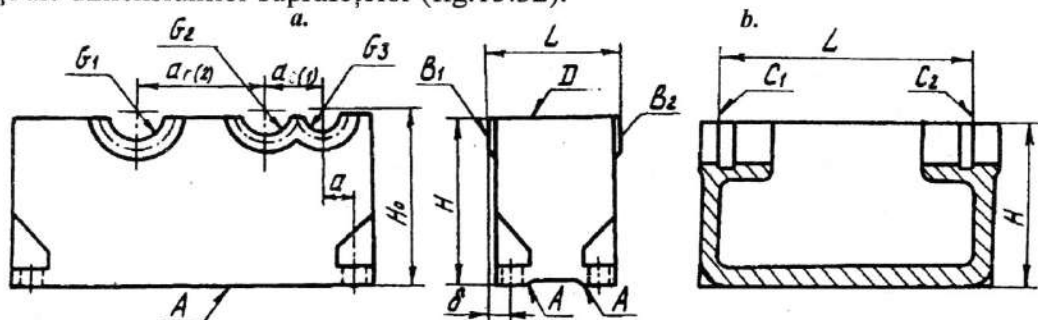


Fig. 15.32

Câmpul de toleranță al dimensiunilor alezajelor  $G_{1-3}$  ale rulmenților, paharelor și capacelor (fig. 15.32) este indicat conform recomandărilor p. 15.3.

Dimensiuni de ajustaj sunt, de asemenea, și diametrele a două găuri pentru presarea în corp a două știfturi cilindrice (sau conice), care fixează poziția reciprocă a capacului și corpului (menționăm, căci mai sigure în exploatare sunt știfturile conice).

Știfturile cilindrice sunt presate în corp cu ajustajul  $P8/h9$ , iar în găurile capacului intră cu un joc mic ( $D11/h8$ ).

Dimensiune de ajustaj în lanțul de dimensiuni de asamblare este și lățimea canalului inelar în construcția corpurilor cu capace îngropate sau pahare cu umere de fixare. Recomandări pentru ajustaje vezi punctul 15.2.

Să examinăm toleranțele dimensiunilor principale ale corpului reductorului, care nu sunt dimensiuni de ajustaj.

Distanța  $L$  dintre părțile frontale de bază  $B_1$  și  $B_2$  (fig. 15.32, a), sau  $C_1$  și  $C_2$  (fig. 15.32, b) este, de obicei, o dimensiune componentă a lanțului. Toleranța ei se determină aproximativ conform tab. 15.1 sau rezultă din calculul lanțului dimensional.

Pentru asigurarea ajustajului liber sau cu o strângere minimă a lagărelor în  $G_1, \dots, G_3$  ale corpului trebuie indicate câmpurile toleranțelor: la dimensiunea  $H$  (distanța dintre suprafețele de bază  $A$  și  $B$ ) -  $h 12$ ; la dimensiunea  $H_0$  (determină poziția axelor alezajelor unitare  $G_1 \dots G_3$  față de baza  $A$  a corpului) pentru  $H_0 \leq 250 \text{ mm} - 0,5 \text{ mm}$ , pentru  $250 < H_0 \leq 630 \text{ mm} - 1,0 \text{ mm}$ .

Coordonatele  $a$  și  $b$  ale axei alezajelor  $G_3$  ale rulmenților (pahare, capace) arborelui conducător, care determină poziția arborelui față de găurile în talpa reductorului asamblat întră în componentă lanțului de dimensiuni, care determină poziția reciprocă a arborilor reductorului și electromotorului (sau altui ansamblu intermediar). Aproximativ abaterile limită ale dimensiunilor  $a$  și  $b$  se determină cu relația

$$\Delta_{a,b} = \pm 0,1(d_0 - d), \quad (15.8)$$

unde  $d_0$  și  $d$  sunt diametrele găurii și a șurubului.

Abaterile limită  $\Delta_a$  ale distanțelor dintre axele  $a_1$  și  $a_2$  ale alezajelor  $G_1 \dots G_2$  ale lagărelor arborilor reductorului, determină precizia distanțelor dintre axele transmisiilor cilindrice în reductorul asamblat. Pentru transmisiile cilindrice și melcate

$$\Delta_a = (0,6 \dots 0,7)f_a, \quad (15.9)$$

unde  $f_a$  este abaterea limită a distanței dintre axele transmisiilor dințate și melcate.

Pentru asigurarea poziției reductorului pe cadru sau placă (conform cerințelor tehnice corespunzătoare) este indicată toleranța poziției găurilor din talpa corpului reductorului cu relația

$$T = 0,2(d_0 - d). \quad (15.10)$$

Pentru toate celelalte găuri de fixare, unde trebuie asigurată comoditatea asamblării, ne putem limita cu toleranța, determinată cu relația (15.8).

În producția individuală găurile din talpa reductorului sunt găurite prin marcare. În asemenea caz toleranțele la poziția acestor găuri nu sunt indicate.

Sunt indicate următoarele toleranțe de formă și de poziție ale suprafețelor (fig. 15.33):

- ◆ la planitatea suprafețelor de bază:  $A - 0,05/100 \text{ mm/mm}$ ;  
 $D - 0,01/100 \text{ mm/mm}$ ;  $B_1$  și  $B_2 - 0,03/100 \text{ mm/mm}$ ;

- ◆ la paralelismul suprafețelor  $A$  și  $D$  și perpendicularitatea  $B_1$  ( $B_2$ ) și  $D - 0,05/100 \text{ mm/mm}$ ;
- ◆ la perpendicularitatea axei comune a alezajelor, situate în pereții opuși ai corpului reductorului, cu suprafețele de bază  $B_1$  și  $B_2$  (treptele de precizie ale toleranțelor conform tab. 15.5) toleranțele sunt indicate la diametrul exterior al capacului;
- ◆ la paralelismul și dezaxarea alezajelor la lățimea  $L$  a corpului reductorului cilindric

$$T_x = (0,6...0,7)f_x L/b ; \quad (15.11)$$

$$T_y = (0,6...0,7)f_y L/b, \quad (15.12)$$

unde  $b$  este lățimea coroanei roții;  $f_x$ ,  $f_y$  - toleranțele la paralelismul și dezaxarea axelor arborilor pe lățimea  $b$ , un extras din ST SĂV 621-77 este indicat în tab. 15.12;

Tabelul 15.12

Toleranțele la paralelismul și dezaxarea axelor arborilor transmisiilor cu roți dințate

Simbolul toleranței	Lățimea roții $b, \text{ mm}$	Gradul de precizie			
		6	7	8	9
$f_x$	Până la 40	9	11	19	28
	De la 40 la 100	12	16	25	40
$f_y$	Până la 40	4,5	5,6	9	14
	De la 40 la 100	6,3	8	12	20

- ◆ la cilindricitatea alezajelor  $G_1, \dots, G_3$ ; se determină pentru rulmenți cu relația (15.1), pentru pahare și capace - cu relația

$$T = 0,4t_g, \quad (15.13)$$

unde  $t_g$  este toleranța la diametrul alezajului.

Date privind calculul dimensiunilor elementelor constructive și toleranțelor dimensiunilor, de formă și de poziție a suprafețelor corpurilor reductoarelor melcate și conice-cilindrice vezi [5, 11, 15].

În fig. 15.32 este expusă construcția corpului unui reductor conic-cilindric.



## 16. ÎNTOCMIREA MEMORIULUI DE CALCUL

Memoriul de calcul (M.C.) este elaborat pe foi formatul A4. M.C. include:

- ◆ foaia de titlu;
- ◆ cuprinsul.
- ◆ sarcina de proiectare;
- ◆ textul de bază;
- ◆ bibliografia;
- ◆ tabelele de componență ale unităților de asamblare;
- ◆ schița de proiect (pe hârtie milimetrică), aprobată de consultant (conducătorul proiectului);

**Foaia de titlu.** Este prima pagină a M.C. Se întocmește pe hârtie de desen conform exemplului din fig. 16.1.

**Sarcina de proiect.** Este expusă pe pagina a doua a M.C. Pe ea se prezintă schema cinematică a mecanismului de acționare, datele inițiale, cerințe speciale, volumul și termenii executării proiectului.

**Textul de bază.** Expunerea lui începe pe pagina a treia a M.C. (fig. 16.2, a) Toate foile următoare sunt executate conform fig. 16.2, b.

**Noțiuni generale.** Textul de bază e divizat în puncte și subpuncte, dacă e necesar subpunctele sunt divizate în puncte, iar ultimele - în subpuncte.

Punctele sunt numerotate cu cifre arabe. De exemplu:

"4. Proiectarea și calculul..."  
Numărul subpunctului este compus din numărul punctului și a subpunctului despărțite prin

<p><i>Ministerul Educației și Științei al RM</i> <i>Universitatea Tehnică a Moldovei</i></p> <p style="text-align: right;"><i>Catedra "Teoria Mecanismelor și Organe de Mașini"</i></p> <p style="text-align: center;"><b>MECANISMUL DE ACȚIONARE AL CONVEIERULUI CU LANȚ</b></p> <p style="text-align: center;"><i>Memoriu de calcul privind proiectul de an la</i> <i><u>(denumirea disciplinei)</u></i></p> <p style="text-align: right;"><i>A elaborat studentul</i> <i>(gr...., Facultatea,</i> <i>numele, prenumele)</i></p> <p style="text-align: right;"><i>Consultant</i> <i>(titlul științifico-didactic,</i> <i>numele, prenumele)</i></p> <p style="text-align: center; margin-top: 20px;"><i>Anul</i></p>
--

Fig. 16.1



punct.

Trebuie sa fie menținută distanța dintre text și chenar: nu mai puțin de 10 mm de la chenar până la primul și ultimul rând; nu mai puțin de 5 mm la începutul și nu mai puțin de 3 mm la sfârșitul rândului. Dimensiunea alineatului în text trebuie să fie nu mai mică de trei litere.

Foile se numerează la rând în colțul jos de stânga al indicatorului.

În partea (1) a indicatorului se notează denumirea documentului, iar în partea (2) – simbolul lui.

**Cerințe față de text.** În textul M.C. trebuie indicate sursele relațiilor de

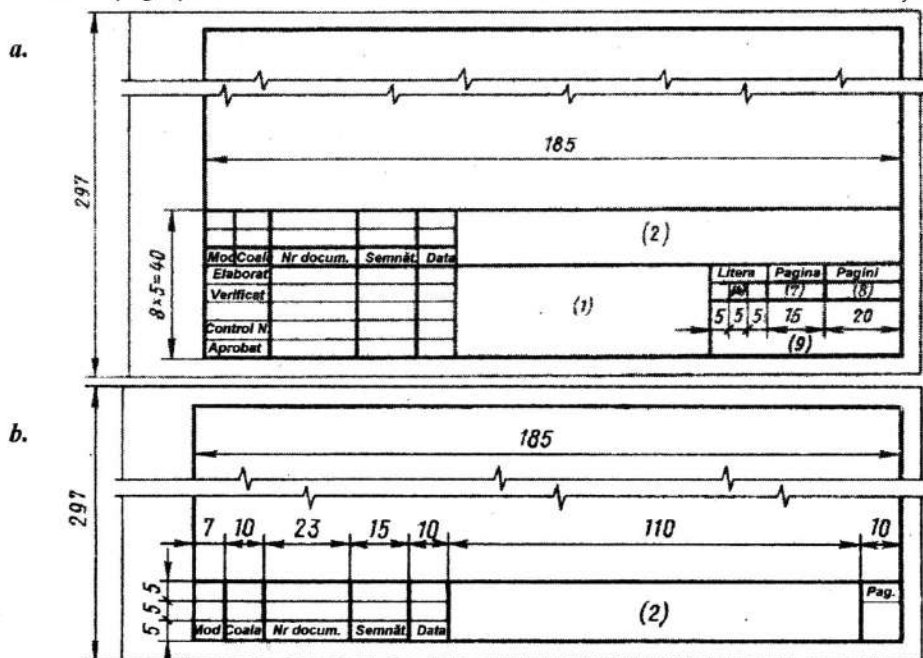


Fig. 16.2

calcul și datelor de referință. Numărul sursei din bibliografie este indicat în paranteze pătrate.

Toate calculele se execută cu precizia 0,01 și sunt însoțite de schemele de calcul, grafice și schițe (schema mecanismului de acționare, schemele de calcul ale șuruburilor, penelor, transmisiilor, diagramele momentelor, schițele pieselor calculate). Toate schemele se execută în creion.

Nu se admite folosirea în text a unui parametru neindicat pe schema de calcul. Executând calculul, se scrie relația de calcul cu indicarea sursei.

Neapărat sub relație sunt descifrați termenii în ordinea în care ei sunt incluși în relația de calcul (fiecare termen din rând nou). De exemplu:

$$d_1 = \sqrt{4F / (\pi\sigma_a)}, \quad (4.5)$$

unde  $d_1$  este diametrul interior al șurubului,  $mm$ ;  $F$  - sarcina de calcul,  $N$ ;  $\sigma_a$  - tensiunea admisibilă,  $MPa$ .

Fiecare termen se descifrează în M.C. o singură dată - în locul unde pentru prima oară apare în text. Mai departe termenii sunt înlocuiți prin valorile lor numerice în aceeași ordine cum ei sunt indicați în relațiile de calcul. Spre exemplu:

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 2460 / (\pi \cdot 75)} = 20,41 \text{ mm.}$$

Conform rezultatelor calculului se fac neapărat concluziile corespunzătoare: "*Tensiunile de contact în angrenaj  $\sigma = 62,40 \text{ MPa}$  sunt mai mici ca cele admisibile  $\sigma_a = 182,20 \text{ MPa}$ , ceea ce poate fi considerat acceptabil, ținând cont de...*".

Unitatea de măsură a unuia și aceluiași parametru în limitele MC trebuie să fie una și aceeași.

Dimensiunile obținute prin calcul trebuie approximate până la cele standard, dacă aceasta este posibil și nu este încălcat sensul fizic. Rezultatele calculului de proiect trebuie terminate cu fraza: "*acceptăm  $C = Q$* ", unde  $C$  este parametrul geometric determinat;  $Q$  - valoarea lui după aproximare. Dacă  $Q$  are o valoare standard ce se determină conform GOST, atunci se scrie în felul următor: "*acceptăm conform GOST...  $C = Q$* ".

**Cerințe către întocmirea tabelelor.** Tabelele se numerotează în limitele M.C. cu cifre arabe. De asupra colțului de dreapta al tabelului se scrie "Tabelul", indicând numărul lui curent, care este compus din numărul punctului și numărul curent al tabelului, despărțite prin punct. De exemplu, "Tabelul 2.4" înseamnă tabelul patru din punctul doi. În text, referința la tabel se scrie în modul următor: "... valori expuse în tab. 2.4". Dacă textul M.C. include un singur tabel, ea nu se numerotează și cuvântul "Tabelul" nu se scrie, apoi urmează denumirea tabelului, care nu se subliniază.

**Cerințe față de figuri.** Toate figurile (schemele, fotografiile etc.) sunt numite desene și sunt aranjate direct, după ce sunt indicate în text. Figurile sunt numerotate la rând, în limitele punctului, cu cifre arabe. Numărul figurii se compune din numărul punctului și numărul curent al ei, separate prin punct. De exemplu, "Fig. 2.4" înseamnă figura patru din punctul doi. Apoi urmează inscripția, care determină tema figurii. Structura textului principal este expusă în p. 2.3.

**Cerințe față de bibliografie.** În bibliografie sunt incluse toate sursele folosite, în ordinea după cum sunt întâlnite în text. Exemplu de expunere a surselor vezi "Bibliografie". Temele pentru proiectare se anexează.

**Cerințe față de tabelele de componență.** Pentru unitatea de asamblare proiectată este întocmit tabelul de componență, în care sunt incluse toate documentele proiectului de curs.

Tabelele de componență sunt întocmite în conformitate cu GOST 2.108-68 pe foi aparte, conform fig. 16.3, a (foaia 1) și fig. 16.3, b (foile următoare).

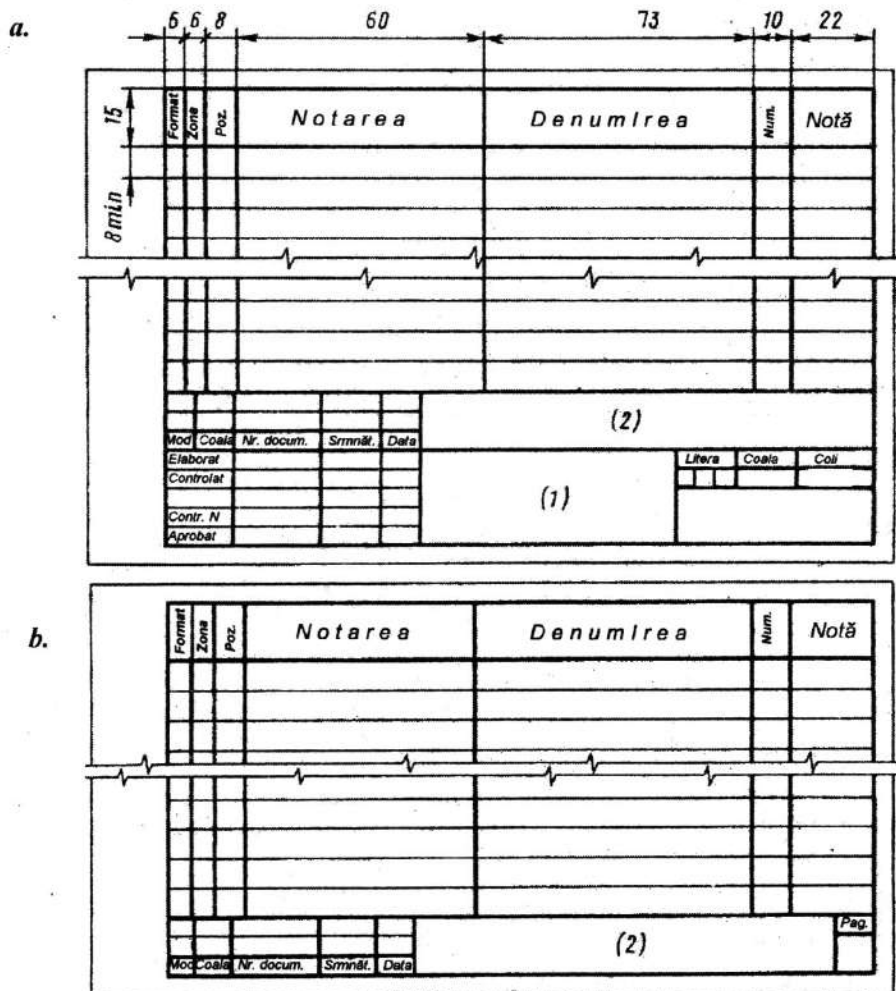


Fig. 16.3

Tabelul de componență include un șir de compartimente expuse în ordinea următoare:

- ◆ Documentația.
- ◆ Unități de asamblare.
- ◆ Piese.
- ◆ Unități standard.

Denumirea fiecărui compartiment este indicată în formă de titlu în coloana "Denumirea" cu subliniere. După fiecare compartiment sunt lăsate 2-3 rânduri libere, pentru notări posibile suplimentare.

Coloanele tabelului de componență sunt completate în modul următor:

◆ Coloanele "Format" și "Zona" în proiectele didactice nu se completează.

◆ În coloana "Poz." sunt indicate numerele curente ale pozițiilor unităților componente ale ansamblului dat. În compartimentul "Documentația" pozițiile nu au numere curente.

◆ Coloana "Notarea" se completează în modul următor:

• În compartimentul "Documentația" – notarea documentelor incluse (desenul de ansamblu al reductorului, memoriul de calcul etc.);

• În compartimentul "Unități de asamblare" – notarea unităților de asamblare ale reductorului (corp sudat, roată asamblată etc.);

• În compartimentul "Piese" – notarea desenelor pieselor (arbori, roți dințate, capace laterale, buce, inele etc.);

• În compartimentul "Unități standard" coloana "Notarea" nu se completează.

◆ Coloana "Denumirea" se completează în modul următor:

• În compartimentul "Documentația" se indică denumirea documentelor incluse în tabelul de componență ("Mecanism de acționare", "Memoriu de calcul" etc.);

• În compartimentele "Unități de asamblare" și "Piese" sunt indicate denumirile tuturor pieselor în corespundere cu denumirea din indicatorul desenului corespunzător;

◆ Coloana "Numărul" include numărul de unități de asamblare sau piese, componente ale ansamblului proiectat.

◆ În coloana "Notă" sunt indicate date suplimentare necesare în procesul de proiectare sau de asamblare.

Tabelul de componență include un indicator, dimensiunile căruia sunt aceleași ca și ale foilor memoriului de calcul, iar inscripțiile din el corespund celor de pe desenul ansamblului proiectat.

În proiectele didactice documentele se notează conform modelului din (fig. 16.4):

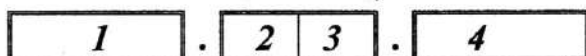


Fig. 16.4

♦ 1 – include numărul temei proiectului didactic și al variantei de calcul (de exemplu, *BPM 12 – 05*);

♦ 2 – include numărul curent de la 1 la 9 a ansamblurilor de bază (de exemplu 1 - placă, 2 – reductor, 3 – cuplaj etc. Primele simboluri din notarea desenului reductorului vor fi: *BPM 12 – 05. 20*);

♦ 3 – include numărul curent de la 1 la 9 unități de asamblare, componente ale ansamblurilor de bază (1 – roată melcată, 2 – corp sudat, 3 – indicator de nivel etc. Primele simboluri din notarea desenului unui corp sudat vor fi: *BPM 12 – 05. 22*);

♦ 4 – aici se notează prin:

- 00 – notarea tabelelor de componență. Tabelele de componență ale reductorului se vor nota: *BPM 12 – 05. 20. 00*;

- de la 01 la 09 – notarea documentelor (de exemplu, 01 – desen de ansamblu, 02 – memoriu de calcul etc. Desenul de ansamblu al reductorului se va nota: *BPM 12 – 05. 20. 01. DA*; memoriul de calcul se va nota: *BPM 12 – 05. 20. 02. MC*);

- de la 11 la 99 – notarea desenelor pieselor. Piesele reductorului se vor nota:

*BPM 12 – 05. 20. 12*      “*Arbore pinion*”

*BPM 12 – 05. 20. 13*      “*Arbore condus*”

În compartimentul “Piese”, piesele sunt grupate în tipuri: corpul, capacele corpului, arbori, roți dințate, capace laterale etc.

Unitățile standard sunt de asemenea grupate în tipuri și sunt expuse în ordine alfabetică, de exemplu: inele de rulment, manșete, pene, piulițe, rulmenți, șaibe etc.

În calitate de exemplu să examinăm întocmirea tabelelor de componență pentru un reductor precesional al unui mecanism de acționare din complexul robotizat pentru dobândirea concrețiunilor feromagnetice de pe fundul Oceanului Mondial. Numărul sarcinii de proiectare – 11, varianta de calcul – 4. Fie că numărul curent al poziției reductorului precesional pe desenul mecanismului de acționare este 3. În asemenea caz tabelele de componență se vor întocmi în modul următor:

Format	Zona	Poz.	Notarea	Denumirea	Num.	Notă
			BPM 11- 04. 30. 01. DA	Reductor precesional		
				Desen de ansamblu	1	
			BPM 11 - 04. 30. 02. MC	Memoriu de calcul	1	
				<u>Unități de ansamblu</u>		
		1	BPM 11- 04. 31. 01. DA	Corp	1	
		2	BPM 11- 04. 32. 01. DA	Roată satelit	1	
				<u>Piese</u>		
		3	BPM 11- 04. 30. 11	Arbore înclinat	1	
		4	BPM 11- 04. 30. 12	Arbore condus	1	
		5	BPM 11- 04. 30. 13	Roată precesională mobilă	1	
		6	BPM 11- 04. 30. 14	Roată precesională fixă	1	
		7	BPM 11- 04. 30. 15	Capacul corpului	1	
		8	BPM 11- 04. 30. 16	Capac lateral	1	
		9	BPM 11- 04. 30. 17	Capac lateral	1	
		10	BPM 11- 04. 30. 18	Garnitură etanșare	1	
		11	BPM 11- 04. 30. 19	Șaibă de reglaj	1	
		12	BPM 11- 04. 30. 20	Garnitură distanțieră	1	
				<u>Unități standard</u>		
				Inel GOST 13942-80		
		15		A 50	1	
<b>BPM 11- 04. 30. 00</b>						
Mod.	Coale	Ne document.	Semn.	Data		
Elaborat	Maden I.				Litera	Coale
Controlat	Bosten I.					Coil
						1
						2
Contr. N					U.T.M.	
Aprobat					Fac. IMCM, gr.TFA-941	
<b>Reductor precesional</b>						



Format	Zona	Poz.	Notarea	Denumirea	Num.	Notă
		16		A 35	1	
				Inel GOST 13943-80		
		17		A 80	1	
		18		A 110	1	
				Manșetă GOST 8752-79		
		19		1- 50 X 70	1	
		20		1-75 X 100	1	
				Pană GOST 23360-78		
		21		14 X 9 X 70	1	
		22		22 X 14 X 150	1	
				Piuliță GOST 11871- 80		
		23		M 90 X 2,0	1	
		24		M 48 X 1,5	1	
		25		Rulment 2310 GOST 8328-75	1	
		26		Rulment 7310 GOST 333-79	2	
		27		Rulment 2307 GOST 8328-75	2	
		28		Rulment 46218 GOST 831-75	2	
				Șaibă GOST 6402-70		
		29		10 65Г 02 09	12	
		30		16 65Г 02 09	12	
		31		12 65Г 02 09	6	
				Șaibă GOST 11872-80		
		32		90.02.029	1	
		33		48.02.029	1	
		34		Știft 12m6X40 GOST 3128-70	6	
		35		Știft 14m6X40 GOST 3128-70	6	
				Șurub GOST 7808 - 70		
		36		M12 X 40. 5.8	6	
		37		M16 X 50. 5.8	12	
		38		M10 X 30. 5.8	12	
		39		Șurub M12 X 30. 5.8		
				GOST11738-72	6	
Mod.	Coale	Nr document.	Semn.	Data	BPM 11- 04. 30. 00	
					Pag.	2

## 17. TABELE INDICATOARE

Tabelul 17.1

Șir normalizat de dimensiuni liniare

3,2	5,6	10	18	32	56	100	180	320	560
3,4	6,0	10,5	19	34/35	60/62	105	190	340	600
3,6	6,3	11	20	36	63/65	110	200	360	630
3,8	6,7	11,5	21	38	67/70	120	210	380	670
4,0	7,1	12	22	40	71/72	125	220	400	710
4,2	7,5	13	24	42	75	130	240	420	750
4,5	8,0	14	25	45/47	80	140	250	450	800
4,8	8,5	15	26	48	85	150	260	480	850
5,0	9,0	16	28	50/52	90	160	280	500	900
5,3	9,5	17	30	53/55	95	170	300	530	950

Notă. În numitor sunt indicate dimensiunile alezajelor rulmenților.

Tabelul 17.2

Valorile toleranțelor,  $\mu\text{m}$ 

Dimensiunea nominală	Treapta de precizie															
	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	
Peste 3 la 6	2,5	4	5	8	12	18	30	48	75	120	180	300	480	750	1200	
» 6 » 10	2,5	4	6	9	15	22	36	58	90	150	220	360	580	900	1500	
» 10 » 18	3	5	8	11	18	27	43	70	110	180	270	430	700	1100	1800	
» 18 » 30	4	6	9	13	21	33	52	84	130	210	330	520	840	1300	2100	
» 30 » 50	4	7	11	16	25	39	62	100	160	250	390	620	1000	1600	2500	
» 50 » 80	5	8	13	19	30	46	74	120	190	300	460	740	1200	1900	3000	
» 80 » 120	6	10	15	22	35	54	87	140	220	350	540	870	1400	2200	3500	
» 120 » 180	8	12	18	25	40	63	100	160	250	400	630	1000	1600	2500	4000	
» 180 » 250	10	14	20	29	46	72	115	185	290	460	720	1150	1850	2900	4600	
» 250 » 315	12	16	23	32	52	81	130	210	320	520	810	1300	2100	3200	5200	
» 315 » 400	13	18	25	36	57	89	140	230	360	570	890	1400	2300	3600	5700	
» 400 » 500	15	20	27	40	63	97	155	250	400	630	970	1550	2500	4000	6300	

Tabelul 17.3

Valorile toleranțelor  $t$ , mm

Clasa de precizie	Dimensiunea nominală					
	Până la 3	Peste 3 Până la 6	Peste 6 Până la 30	Peste 30 Până la 120	Peste 120 Până la 315	Peste 315 Până la 1000
Fină	0,1	0,1	0,2	0,3	0,4	0,6
Mijlocie	0,2	0,2	0,4	0,6	1,0	1,6
Grosieră	0,3	0,4	1,0	1,6	2,4	4,0
Grosolană	0,3	1,0	2,0	3,0	4,0	6,0

Tabelul 17.4  
 Valorile abaterilor fundamentale ale arborilor,  $\mu\text{m}$

Abateri		Abaterca superioară <i>es</i>										Abaterca inferioară <i>ei</i>									
Litera		c	d	e	f	g	h	i	s	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	y	z
Treapta de precizie		Toate treptele de precizie										Toate treptele de precizie									
ca. 3	до 6	-70	-30	-20	-10	-4	0	-1	0	+4	+8	+12	+15	+19	-	+23	-	+28	-	+35	
» 6	» 10	-80	-40	-25	-13	-5	0	-1	0	+6	+10	+15	+19	+23	-	+28	-	+34	-	+42	
» 10	» 14	-95	-50	-32	-16	-6	0	-1	0	+7	+12	+18	+23	+28	-	+33	-	+40	-	+50	
» 14	» 18																+39	+45	-	+60	
» 18	» 24	-110	-65	-40	-20	-7	0	-2	0	+8	+15	+22	+28	+35	-	+41	+47	+54	+63	+73	
» 24	» 30														+41	+48	+55	+64	+75	+88	
» 30	» 40	-120	-80	-50	-25	-9	0	-2	0	+9	+17	+26	+34	+43	-	+48	+60	+68	+80	+94	
» 40	» 50	-130													+54	+70	+81	+97	+114	+136	
» 50	» 65	-140	-100	-60	-30	-10	0	-2	0	+11	+20	+32	+41	+53	+66	+87	+102	+122	+144	+172	
» 65	» 80	-150											+43	+59	+75	+102	+120	+146	+174	+210	
» 80	» 100	-170	-120	-72	-36	-12	0	-3	0	+13	+23	+37	+51	+71	+91	+124	+146	+178	+214	+258	
» 100	» 120	-180											+54	+79	+104	+144	+172	+210	+254	+310	
» 120	» 140	-200	-145	-85	-43	-14	0	-3	0	+15	+27	+43	+63	+92	+122	+170	+202	+248	+300	+365	
» 140	» 160	-210											+65	+100	+134	+199	+228	+280	+340	+415	
» 160	» 180	-230											+68	+108	+146	+210	+252	+310	+380	+465	
» 180	» 200	-240	-170	-100	-50	-15	0	-4	0	+17	+31	+50	+77	+122	+166	+236	+284	+350	+425	+520	
» 200	» 225	-260											+80	+130	+180	+258	+310	+385	+470	+575	
» 225	» 250	-280											+84	+140	+196	+284	+340	+425	+520	+640	

Limitele dimensiunilor, mm

Abateri limită  $\pm IT_7$

Tabelul 17.5

Valorile abaterilor fundamentale pentru alezaje,  $\mu\text{m}$ 

Abateri	Abateră inferioară EI							Abateră superioară ES									
	C	D	E	F	G	H	J <sub>s</sub>	K	M	N	da, p la 7	P	R	S	T	A	
Treapta de precizie	Toate treptele de precizie							Până la 8	Peste 8	Până la 8	Peste 8	Până la 8	Peste 8	Până la 8	Peste 8	Până la 8	Peste 8
» 6 » 10	+70	+30	+20	+10	+4	0		-1 + Δ	-4 + Δ	-8 + Δ	0	-12	-15	-19	-	1 3 4 6	
» 10 » 14	+80	+40	+25	+13	+5	0		-1 + Δ	-6 + Δ	-10 + Δ	0	-15	-19	-23	-	2 3 6 7	
» 14 » 18	+95	+50	+32	+16	+6	0		-1 + Δ	-7 + Δ	-12 + Δ	0	-18	-23	-28	-	3 3 7 9	
» 18 » 24	+110	+65	+40	+20	+7	0		-2 + Δ	-8 + Δ	-15 + Δ	0	-22	-28	-35	-	3 4 8 12	
» 24 » 30	+120	+80	+50	+25	+9	0		-2 + Δ	-9 + Δ	-17 + Δ	0	-26	-34	-43	-	4 5 9 14	
» 30 » 40	+130	+100	+60	+30	+10	0		-2 + Δ	-11 + Δ	-20 + Δ	0	-32	-41	-53	-	5 6 11 16	
» 40 » 50	+140	+110	+70	+40	+12	0		-3 + Δ	-13 + Δ	-23 + Δ	0	-37	-48	-66	-	5 6 11 16	
» 50 » 65	+150	+120	+80	+50	+14	0		-3 + Δ	-15 + Δ	-27 + Δ	0	-43	-54	-75	-	5 6 11 16	
» 65 » 80	+170	+140	+100	+70	+16	0		-3 + Δ	-17 + Δ	-31 + Δ	0	-51	-63	-92	-	5 7 13 19	
» 80 » 100	+180	+150	+110	+80	+18	0		-3 + Δ	-19 + Δ	-35 + Δ	0	-63	-77	-104	-	5 7 13 19	
» 100 » 120	+200	+170	+130	+100	+20	0		-3 + Δ	-21 + Δ	-40 + Δ	0	-68	-84	-116	-	5 7 13 19	
» 120 » 140	+210	+180	+140	+110	+22	0		-3 + Δ	-23 + Δ	-45 + Δ	0	-77	-94	-122	-	5 7 13 19	
» 140 » 160	+230	+200	+160	+130	+24	0		-3 + Δ	-25 + Δ	-50 + Δ	0	-84	-103	-134	-	5 7 13 19	
» 160 » 180	+240	+210	+170	+140	+26	0		-3 + Δ	-27 + Δ	-55 + Δ	0	-88	-108	-146	-	5 7 13 19	
» 180 » 200	+260	+230	+190	+160	+28	0		-3 + Δ	-29 + Δ	-60 + Δ	0	-94	-116	-154	-	5 7 13 19	
» 200 » 225	+280	+250	+210	+180	+30	0		-3 + Δ	-31 + Δ	-65 + Δ	0	-103	-127	-166	-	5 7 13 19	
» 225 » 250	+290	+260	+220	+190	+32	0		-3 + Δ	-33 + Δ	-70 + Δ	0	-116	-142	-180	-	5 7 13 19	

Limitele dimensiunilor, mm

Abateră, idem cu treptele de precizie peste 7, marită cu Δ

**Tabelul 17.6**  
Ajustaje recomandate în sistemul alezaj unitar pentru dimensiuni nominale de la 1 la 500 mm  
(extras din GOST 25347-82)

Aleza j unitar	Abateri fundamentale pentru arbori																			
	a	b	c	d	e	f	g	h	J <sub>s</sub>	k	m	n	p	r	s	t	u	v	x	z
	Ajustaje																			
H5								H5/g4	H5/h4	H5/j <sub>s</sub> 4	H5/k4	H5/m4	H5/n4							
H6						H6/f6	H6/g5	H6/h5	H6/j <sub>s</sub> 5	H6/k5	H6/m5	H6/n5	H6/p5	H6/r5	H6/s5					
H7		H7/c8	H7/d8	H7/e7	H7/e8	H7/f7	H7/g6	H7/h6	H7/j <sub>s</sub> 6	H7/k6	H7/m6	H7/n6	H7/p6	H7/r6	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H7/u7		
H8		H8/c8	H8/d8	H8/e8	H8/f7	H8/f8	H8/g7	H8/h8	H8/j <sub>s</sub> 7	H8/k7	H8/m7	H8/n7			H8/s7		H8/u8	H8/x8	H8/z8	
			H8/d9	H8/e9	H8/f9			H8/h9												
H9			H9/d9	H9/e8	H9/e9	H9/f8	H9/f9	H9/h8	H9/h9											
H10				H10/d10				H10/h9	H10/h10											
H11	H11/a11	H11/b11	H11/c11	H11/d11				H11/h11												
H12		H12/b12						H12/h12												

**Tabelul 17.7**  
Ajustaje recomandate în sistemul arbore unitar pentru dimensiuni nominale de la 1 la 500 mm  
(extras din GOST 25347-82)

Arbore unitar	Abateri fundamentale pentru alezaje																
	A	B	C	D	E	F	G	H	J <sub>s</sub>	k	M	N	P	R	S	T	U
	Ajustaje																
h4								G5/h4	H5/h4	J <sub>s</sub> 5/h4	K5/h4	M5/h4	N5/h4				
h5						F7/h5	G6/h5	H6/h5	J <sub>s</sub> 6/h5	K6/h5	M6/h5	N6/h5	P6/h5				
h6			D8/h6		E8/h6	F7/h6	F8/h6	G7/h6	H7/h6	J <sub>s</sub> 7/h6	K7/h6	M7/h6	N7/h6	P7/h6	R7/h6	S7/h6	T7/h6
h7			D8/h7		E8/h7	F8/h7			H8/h7	J <sub>s</sub> 8/h7	K8/h7	M8/h7	N8/h7				U8/h7
h8			D8/h8	D9/h8	E8/h8	E9/h8	F8/h8	F9/h8	H8/h8	H9/h8							
h9			D9/h9	D10/h9	E9/h9	F9/h9			H8/h9	H9/h9	H10/h9						
h10				D10/h10					H10/h10								
h11	A11/h11	B11/h11	C11/h11	D11/h11					H11/h11								
h12		B12/h12							H12/h12								

- ajustaje preferențiale.

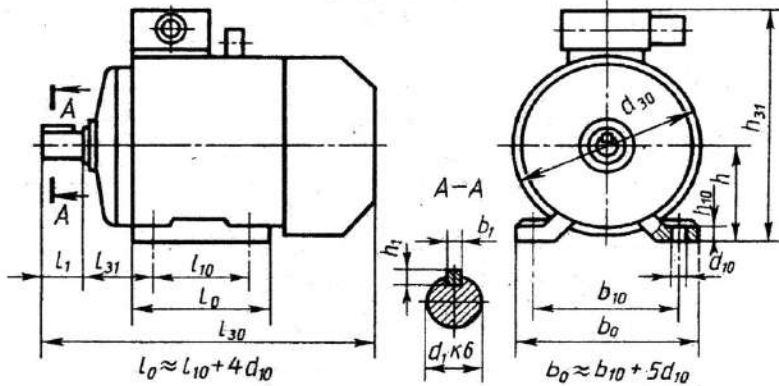
Tabelul 17.8

Motoare electrice din seria unificată 4A  
(tipul / turația asincronă, rot/min)

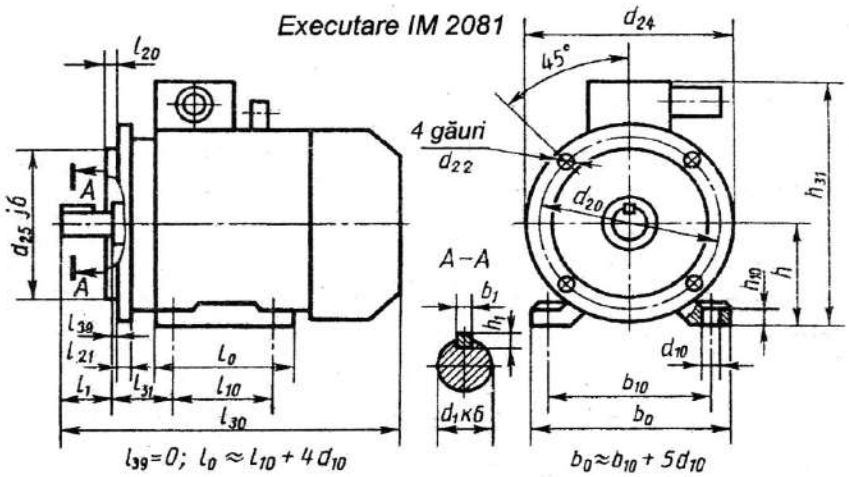
Puterea P, kW	Turația sincronă, rot/min			
	3000	1500	1000	750
0,25	—	—	—	71B8/680
0,37	—	—	71A6/910	80A8/675
0,55	—	—	71B6/900	80B8/700
0,75	71A2/2840	71A4/1390	80A6/915	90LA8/700
1,1	71B2/2810	71B4/1390	80B6/920	90LB8/700
1,5	80A2/2850	80A4/1420	90L6/935	100L8/700
2,2	80B2/2850	80B4/1415	100L6/950	112MA8/700
3	90L2/2840	90L4/1425	112MA6/955	112MB8/700
4	100S2/2880	100S4/1435	112MB6/950	132S8/720
5,5	100L2/2880	100L4/1430	132S6/965	132M8/720
7,5	112M2/2900	112M4/1445	132M6/970	160S8/730
11	132M2/2900	132S4/1455	160S6/975	160M8/730
15	160S2/2940	132M4/1460	160M6/975	180M8/730
18,5	160M2/2940	160S4/1465	180M6/975	—
22	180S2/2945	160M4/1465	—	—
30	180M2/2945	180S4/1470	—	—
		180M4/1470	—	—



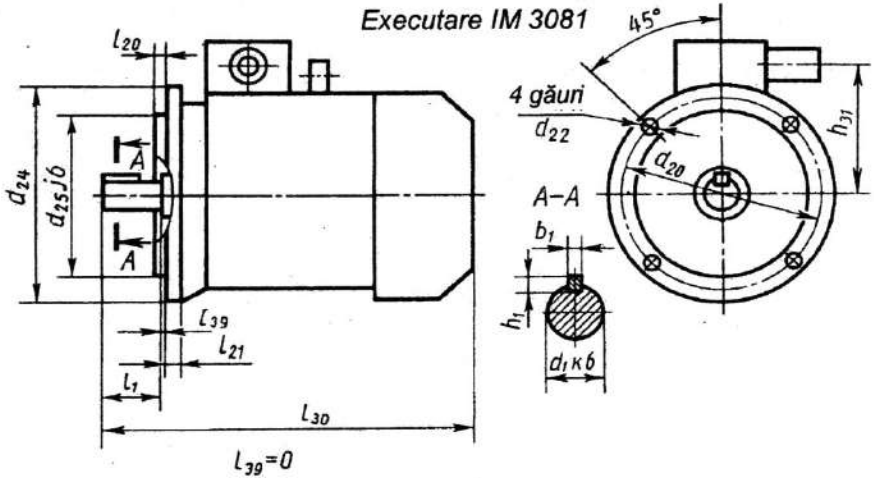
Executare IM 1081



Executare IM 2081



Executare IM 3081



Tabelul 17.9

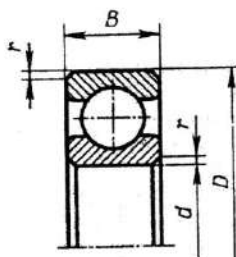
Motoare electrice. Dimensiunile de bază \*, mm

Tipul moto- rului	Numărul de poli	Executare																			
		IM1081		IM1081, IM2081, IM3081				IM1081 și IM2081						IM2081 și IM3081							
		$d_{20}$	$l_1$	$l_{20}$	$d_1$	$b_1$	$h_1$	$l_{10}$	$l_{11}$	$d_{10}$	$b_{10}$	$h$	$h_{10}$	$h_{11}$	$l_{20}$	$l_{21}$	$d_{20}$	$d_{22}$	$d_{24}$	$d_{26}$	
71A, B	2, 4, 6, 8	170	40	285	19				90	45	7	112	71	9	201						
80A		186		300	22	6	6	100	50			125	80	10	218	3,5	10	165	12	200	130
80B			50	320							10										
90L		208		350	24			125	56			140	90	11	243		12				
100S		235	60	362	28	8	7	112	63			160	100		263	4	14	215	15	250	180
100L				392										12							
112M		260		452	32			140	70	12		190	112		310		16	265		300	230
132S		302	80	480		10						216	132	13	350		18				
132M				530	38		8		89												
160S		2	358		624	42	12		178									300		350	250
		4, 6, 8				48	14	9		108			254	160	18	430		15			
160M		2			667	42	12	8	210								5		19		
	4, 6, 8		110	48	14	9		15													
180S	2	410		662	48	14	9	203													
	4, 6, 8				55	16	10		121			279	180	20	470		18	350		400	300
180M	2			702	48	14	9	241													
	4, 6, 8			55	16	10															

\* - vezi figurile din pagina 259.

Tabelul 17.10

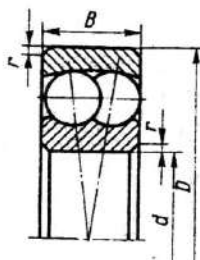
Rulmenți radiali cu bile pe un rând



Seria ușoară						Seria mijlocie							
Simbol	Dimensiuni, mm				Capacitatea de încărcare, kN		Simbol	Dimensiuni, mm				Capacitatea de încărcare, kN	
	d	D	B	r	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>		d	D	B	r	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>
204	20	47	14	1,5	10	6,3	304	20	52	15	2	12,5	7,94
205	25	52	15		11	7,09	305	25	62	17		17,6	11,6
206	30	62	16		15,3	10,2	306	30	72	19		22	15,1
207	35	72	17	2	20,1	13,9	307	35	80	21	2,5	26,2	17,9
208	40	80	18		25,6	18,1	308	40	90	23		31,9	22,7
209	45	85	19		25,7	18,1	309	45	100	25		37,8	26,7
210	50	90	20	2,5	27,5	20,2	310	50	110	27	3	48,5	36,3
211	55	100	21		34	25,6	311	55	120	29		56	42,6
212	60	110	22		41,1	31,5	312	60	130	31		64,1	49,4
213	65	120	23	3,5	44,9	34,7	313	65	140	33	3,5	72,7	56,7
214	70	125	24		48,8	38,1	314	70	150	35		81,7	64,5
215	75	130	25		51,9	41,9	315	75	160	37		89	72,8

Tabelul 17.11

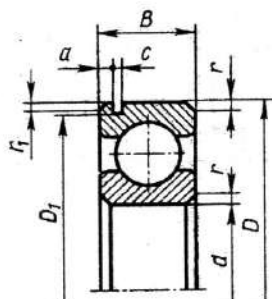
Rulmenți radial oscilanți cu bile pe două rânduri



Simbol	Dimensiuni, mm				Capacitatea de încărcare, kN			Factori de sarcină						
	d	D	B	r	$C_r$	$C_{or}$	$e$	$F_a / F_r < e$		$F_a / F_r > e$		$Y_0$		
								X	Y	X	Y			
Seria ușoară														
1204	20	47	14	1,5	7,72	3,24	0,27	1,0	0,65	2,31	3,57	2,42		
1205	25	52	15		9,44	4,1	0,27			2,32	3,5	2,44		
1206	30	62	16		12,2	5,92	0,24			2,58	3,99	2,7		
1207	35	72	17	2,0	12,3	6,78	0,23			2,74	4,24	2,87		
1208	40	80	18		15,1	8,72	0,22			2,87	4,44	3,01		
1209	45	85	19		17	9,77	0,21			2,97	4,6	3,11		
1210	50	90	20	2,5	17,7	11,0	0,21			3,13	4,85	3,28		
1211	55	100	21		21	13,6	0,2			3,2	5,00	3,39		
1212	60	110	22		23,8	15,8	0,19			3,40	5,27	3,57		
1213	65	120	23	3,0	24,4	17,5	0,17			3,70	5,73	3,88		
1214	70	125	24		27	19,1	0,18			3,50	5,43	3,68		
1215	75	130	25		30,5	21,8	0,18			3,6	5,57	3,77		
Seria mijlocie														
1304	20	52	15	2,0	9,76	4,09	0,29			1,0	0,65	2,17	3,35	2,27
1305	25	62	17		14,1	6,12	0,28					2,26	3,49	2,36
1306	30	72	19		16,8	7,9	0,26	2,46	3,80			2,58		
1307	35	80	21	2,5	20	10,0	0,25	2,57	3,98			2,69		
1308	40	90	23		23,3	12,4	0,23	2,61	4,05			2,74		
1309	45	100	25		30	16,2	0,25	2,54	3,93			2,66		
1310	50	110	27	3,0	34,1	17,8	0,24	2,68	4,14			2,80		
1311	55	120	29		40,6	22,9	0,23	2,70	4,17			2,82		
1312	60	130	31		45,8	27,1	0,23	2,80	4,33			2,93		
1313	65	140	33	3,5	49,2	29,9	0,23	2,79	4,31			2,92		
1314	70	150	35		58,6	35,9	0,22	2,81	4,35			2,95		
1315	75	160	37		62,4	39,1	0,22	2,84	4,39			2,97		

Tabelul 17.12

Rulmenți radiali cu bile pe un rând cu canal pentru inel de siguranță

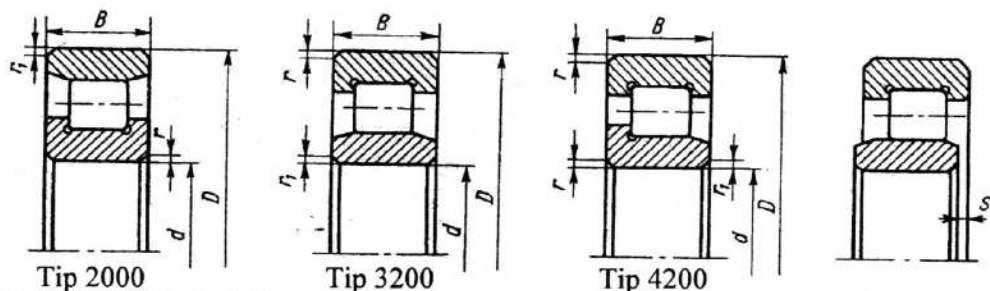


Seria ușoară						Seria mijlocie					
Simbol	Dimensiuni, mm					Simbol	Dimensiuni, mm				
	d	D <sub>1</sub>	a	c	r <sub>1</sub>		d	D <sub>1</sub>	a	c	r <sub>1</sub>
50204	20	44,6	2,45	1,3	0,5	50304	20	49,7	2,45	1,3	0,5
50205	25	49,7				50305	25	59,6			
50206	30	59,6	3,25	1,9	0,8	50306	30	68,8	3,25	1,9	0,8
50207	35	68,8				50307	35	76,8			
50208	40	76,8				50308	40	86,8			
50209	45	81,1				50309	45	96,8			
50210	50	86,8				50310	50	106,8			
50211	55	96,8				50311	55	115,2			
50212	60	106,8	3,28	2,7	0,8	50312	60	125,2	4,05	3,1	0,8
50213	65	115,2	4,05			3,1	50313	65			
						50314	70	145,2	4,90		
						50315	75	155,2			

*No t ă. Valorile D, B, r, C<sub>r</sub> și C<sub>or</sub> sunt determinate din tab. 17.10 pentru rulmentul cu simbolul corespunzător.*

Tabelul 17.13

## Rulmenți radiali cu rolé cilindrice pe un rând



Simbol			Dimensiuni, mm					Capacitatea de încărcare, kN		
Tip			d	D	B	r	r <sub>s</sub>	s*	C <sub>r</sub>	C <sub>or</sub>
2000	32000	42000								

## Seria ușoară

2204	32204	42204	20	47	14	1,5	1,0	1,0	11,9	7,38
—	32205	42205	25	52	15			1,1	13,4	8,61
2206	32206	42206	30	62	16	2,0	2,0	1,0	17,3	11,4
2207	32207	42207	35	72	17			1,1	25,6	17,5
2208	32208	42208	40	80	18	2,5	2,5	1,3	33,7	24,0
2209	32209	42209	45	85	19			1,2	35,3	25,7
2210	32210	42210	50	90	20	2,5	2,5	1,2	38,7	29,2
2211	32211	42211	55	100	21			1,6	43,7	32,9
2212	32212	42212	60	110	22	2,5	2,5	1,4	54,8	42,8
2213	32213	42213	65	120	23			1,3	62,1	48,6
2214	32214	—	70	125	24	2,5	2,5	1,2	61,8	48,6
2215	32215	42215	75	130	25			1,2	75,4	61,0

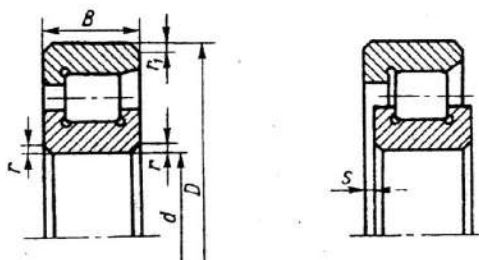
## Seria mijlocie

2305	—	42305	25	62	17	2,0	2,0	1,3	22,6	14,8
2306	32306	42306	30	72	19			1,3	30,2	20,6
2307	—	42307	35	80	21	2,5	2,5	1,3	34,1	23,2
2308	32308	42308	40	90	23			1,1	41,0	28,5
2309	32309	—	45	100	25	3,0	3,0	1,1	56,5	40,7
2310	32310	42310	50	110	27			1,6	65,2	47,5
2311	32311	42311	55	120	29	3,5	3,5	1,7	84,0	62,8
2312	32312	42312	60	130	31			2,4	100,0	77,2
2313	32313	42313	65	140	33	3,5	3,5	2,5	105,0	80,4
2314	32314	42314	70	150	35			2,3	123,0	97,3
2315	32315	42315	75	160	37	3,5	3,5	2,4	142,0	112,0

\* Deplasarea admisibilă a inelelor din poziția medie.



**Tabelul 17.14**  
**Rulmenți radiali cu role cilindrice pe un rând cu umăr de sprijin pe inelul exterior**

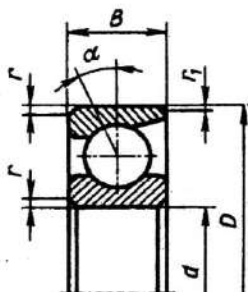


Simbol	Dimensiuni, mm						Capacitatea de încărcare, kN	
	d	D	B	r	r <sub>1</sub>	s*	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>
<b>Seria ușoară</b>								
12204	20	47	14	1,5	1,0	1,0	11,9	7,38
12207	35	72	17	2,0		1,1	25,6	17,5
12208	40	80	18		2,0	1,3	33,7	24,0
12210	50	90	20	2,5		1,2	38,7	29,2
12211	55	100	21		2,5	1,6	43,7	32,9
12212	60	110	22	2,5		1,4	54,8	42,8
12213	65	120	23			1,3	62,1	48,6
<b>Seria mijlocie</b>								
12305	25	62	17	2,0	2,0	1,3	22,6	14,8
12307	35	80	21	2,5	2,0	1,3	34,1	23,2
12308	40	90	23		2,5	1,0	41,0	28,5
12309	45	100	25	3,0		1,1	56,5	40,7
12310	50	110	27		3,0	1,6	65,2	47,5
12311	55	120	29	3,5		1,7	84,0	62,8
12312	60	130	31		3,5	2,4	100,0	77,2

\* *Deplasarea admisibilă a inelelor din poziția medie.*

Tabelul 17.15

## Rulmenți radial-axiali cu bile pe un rând



Simbol		Dimensiuni, mm					Capacitatea de încărcare, kN			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	d	D	B	r	r <sub>1</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>

## Seria ușoară

36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	12,3	8,47	11,6	7,79
36205	46205	25	52	15			13,1	9,24	12,4	8,5
36206	46206	30	62	16			18,2	13,3	17,2	12,2
36207	46207	35	72	17	2,0	1,0	24,0	18,1	22,7	16,6
36208	46208	40	80	18			30,6	23,7	28,9	21,7
36209	46209	45	85	19			32,3	25,8	30,4	23,6
36210	46210	50	90	20			33,9	27,8	31,8	25,4
36211	46211	55	100	21			41,9	34,9	39,4	32,1
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	48,2	40,1	45,4	36,8
—	46213	65	120	23			—	—	54,4	46,8
36214	—	70	125	24			63,0	55,9	—	—
—	46215	75	130	25	—	—	61,5	54,8		

## Seria mijlocie

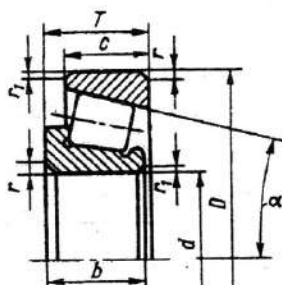
—	46304	20	52	15	2,0	1,0	—	—	14,0	9,17
—	46305	25	62	17			—	—	21,1	14,9
—	46306	30	72	19			—	—	25,6	18,7
—	46307	35	80	21	2,5	1,2	—	—	33,4	25,2

Tabelul 17.15 (continuare)

Simbol		Dimensiuni, mm					Capacitatea de încărcare, kN			
							$\alpha = 12^\circ$		$\alpha = 26^\circ$	
$\alpha = 12^\circ$	$\alpha = 26^\circ$	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>B</i>	<i>r</i>	<i>r<sub>s</sub></i>	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>
—	46308	40	90	23	2,5	1,2	—	—	39,2	30,7
—	46309	45	100	25			—	—	48,1	37,7
—	46310	50	110	27	3,0	1,5	—	—	56,3	44,8
—	46311	55	120	29			—	—	68,9	57,4
—	46312	60	130	31	3,5	2,0	—	—	78,8	66,6
—	46313	65	140	33			—	—	89,0	76,4
—	46314	70	150	35			—	—	100,0	87,0

Tabelul 17.16

Rulmenți radial-axiali cu role conice  $\alpha = 12...16^\circ$



Simbol	Dimensiuni, mm							Capacitatea de încărcare, kN		Factori de sarcină		
	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>T<sub>max</sub></i>	<i>b</i>	<i>c</i>	<i>r</i>	<i>r<sub>s</sub></i>	<i>C<sub>r</sub></i>	<i>C<sub>0r</sub></i>	<i>e</i>	<i>Y</i>	<i>Y<sub>s</sub></i>

Seria ușoară

7204	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	19,1	13,3	0,36	1,67	0,92
7205	25	52	16,5	15	13			23,9	17,9	0,36	1,67	0,92
7206	30	62	17,5	16	14			29,8	22,3	0,36	1,65	0,91
7207	35	72	18,5	17	15	2,0	0,8	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89
7208	40	80	20,0	20	16			42,4	32,7	0,38	1,56	0,86

Tabelul 17.16 (continuare)

Simbol	Dimensiuni, mm							Capacitatea de încărcare, kN		Factori de sarcină		
	d	D	T	b	c	r	r <sub>1</sub>	C <sub>r</sub>	C <sub>0r</sub>	e	γ	γ <sub>e</sub>
7209	45	85	21,0	19	16	2,0	0,8	42,7	33,4	0,41	1,45	0,80
7210	50	90	22,0	21	17			52,9	40,6	0,37	1,60	0,88
7211	55	100	23,0	21	18	2,5		57,9	46,1	0,41	1,46	0,80
7212	60	110	24,0	23	19			72,2	58,4	0,35	1,71	0,94
7214	70	125	26,5	26	21			95,9	82,1	0,37	1,62	0,89
7215	75	130	27,5	26	22			97,6	84,5	0,39	1,55	0,85
Seria mijlocie												
7304	20	52	16,5	16	13	2,0	0,8	25,0	17,7	0,3	2,03	1,11
7305	25	62	18,5	17	15			29,6	20,9	0,36	1,66	0,92
7306	30	72	21,0	19	17	2,5		40,0	29,9	0,34	1,78	0,98
7307	35	80	23,0	21	18			48,1	35,3	0,32	1,88	1,03
7308	40	90	25,5	23	20			61,0	46,0	0,28	2,16	1,19
7309	45	100	27,5	26	22			76,1	59,3	0,29	2,09	1,15
7310	50	110	29,5	29	23	3,0	1,0	96,6	75,9	0,31	1,94	1,06
7311	55	120	32,0	29	25			102,0	81,5	0,33	1,80	0,99
7312	60	130	34,0	31	27	3,5	1,2	118,0	96,3	0,30	1,97	1,08
7313	65	140	36,5	33	28			134,0	111,0	0,30	1,97	1,08
7314	70	150	38,5	37	30			168,0	137,0	0,31	1,94	1,06
7315	75	160	40,5	37	31			178,0	148,0	0,33	1,83	1,01

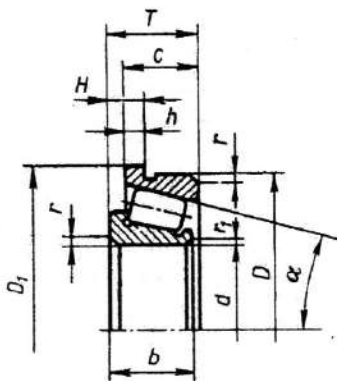
Tabelul 17.17

Rulmenți radial-axiali cu role conice cu unghiul de contact mare  
(notările în conformitate cu fig. din tab. 17.16)

Simbol	Dimensiuni, mm							$\alpha$ , grade	Capacitatea de încărcare, kN		Factori de sarcină		
	d	D	$T_{max}$	b	c	r	$r_1$		$C_r$	$C_{Or}$	e	Y	$Y_0$
	27306	30	72	21	19	14	2,0		0,8	26	30	21	0,72
27307	35	80	23	21	15	2,5	28	39,4		29,5	0,79	0,76	0,42
27308	40	90	25,5	23	17		3,0	28	48,4	37,1	0,79	0,76	0,42
27310	50	110	29,5	27	19	1,0		28	69,3	54,2	0,8	0,75	0,41
27311	55	120	32	29	21		1,2	29	72,5	58,9	0,81	0,74	0,50
27312	60	130	34	31	22	3,5		25	80,5	62	0,7	0,86	0,47
27313	65	140	36,5	33	23		2,0	27	89	71,4	0,75	0,8	0,44
27315	75	160	40,5	37	26	2,0		29	119	95,1	0,83	0,73	0,40

Tabelul 17.18

Rulmenți radial-axiali cu role conice cu umăr de sprijin pe inelul exterior  
 $\alpha = 12...16^\circ$



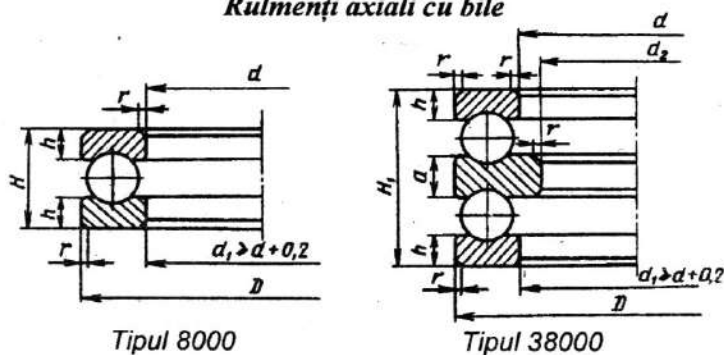
Simbol	Dimensiuni, mm										Capacitatea de încărcare, kN		Factori de sarcină		
	d	D	$D_1$	$T_{max}$	b	c	H	h	r	$r_1$	$C_r$	$C_{Or}$	e	Y	$Y_0$
	67204	20	47	51	15,5	14	12	6,5	3	1,5	0,5	19,1	13,3	0,36	1,67
67207	35	72	77	18,5	17	15	7,5	4	2,0	0,8	35,2	26,3	0,37	1,62	0,89

Tabelul 17.18 (continuare)

Simbol	Dimensiuni, mm											Capacitatea de încărcare, kN		Factori de sarcină		
	$d$	$D$	$D_1$	$T_{\max}$	$b$	$c$	$H$	$h$	$r$	$r_1$	$C_r$	$C_{0r}$	$e$	$Y$	$Y_0$	
67208	40	80	85	20,0	20	16	8,0	4	2,0	0,8	42,4	32,7	0,38	1,56	0,86	
67510	50	90	96	25,0	23,5	20	9,0	4,5	2,5		59,8	54,5	0,42	1,43	0,78	
67512	60	110	117	30,0	28	24	11	5		6	84	75,6	0,39	1,53	0,84	
67513	65	120	127	33	31	27	12	6	109		98,9	0,37	1,62	0,89		

Tabelul 17.19

## Rulmenți axiali cu bile



Tipul 8000

Tipul 38000

Simbol		Dimensiuni, mm								Capacitatea de încărcare, kN	
Tip 8000	Tip 38000	$d$	$d_2$	$D$	$H$	$H_2$	$a$	$r$	$h$	$C_a$	$C_{0a}$

## Seria ușoară

8204	38204	20	15	40	14	26	6	1,0	4	15,8	30,6
8205	38205	25	20	47	15	28	7		4,2	20,4	41,0
8206	38206	30	25	52	16	29	7		4,8	23,0	47,2
8207	38207	35	30	62	18	34	8		5	31,6	68,0
8208	38208	40	30	68	19	36	9		5,2	37,5	79,9
8209	38209	45	35	73	20	37	9		5,7	39,5	90,5
8210	38210	50	40	78	22	39	9		6,3	46,0	105,0
8211	38211	55	45	90	25	45	10	1,5	7,1	56,6	129,0
8212	38212	60	50	95	26	46	10		7,3	65,8	155,0

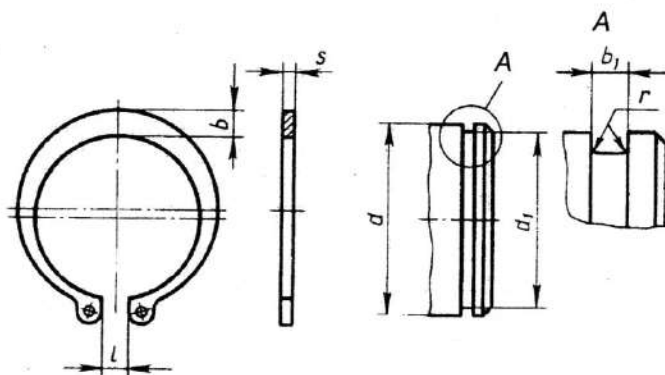


Tabelul 17.19 (continuare)

Simbol		Dimensiuni, mm								Capacitatea de încărcare, kN	
Tip 8000	Tip 38000	d	d <sub>s</sub>	D	H	H <sub>1</sub>	a	r	d	C <sub>a</sub>	C <sub>oa</sub>
8213	—	65	—	100	27	—	—	1,5	8	65,8	153,0
8214	38214	70	55	105	27	47	10		8	65,8	161,0
8215	—	75	—	110	27	—	—		8	68,4	169,0
Seria mijlocie											
8305	—	25	—	52	18	—	—	1,5	5	25,7	49,9
8306	—	30	—	60	21	—	—		6	32,9	67,9
8307	—	35	—	68	24	—	—		7	40,8	85,0
8308	—	40	—	78	26	—	—	2,0	7,6	51,3	109,0
8309	—	45	—	85	28	—	—		8,2	59,2	133,0
8310	—	50	—	95	31	—	—		9,1	71,0	164,0
8311	—	55	—	105	35	—	—	2,0	10,1	92,1	217,0
8312	—	60	—	110	35	—	—		10,1	92,1	217,0
8313	—	65	—	115	36	—	—		10,5	104,0	254,0
8314	—	70	—	125	40	—	—	2,5	12	120,0	298,0
8315	—	75	—	135	44	—	—		13	138,0	346,0

Tabelul 17.20

*Inele elastice de rezemare excentrice pentru arbori și canale pentru ele  
(extras din GOST 13942-80)*



Diametrul arborelui $d$	Canalul			Inelul			Diametrul arborelui $d$	Canalul			Inelul		
	$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$		$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$
20	19,0				2,6		36	34,0				4,0	
22	21,0			1,2	2,8		37	35,0				4,1	
24	22,9						38	36,0				4,2	
25	23,9				3,0		40	37,5	1,75		1,7	4,4	
26	24,9	1,4	0,1		3,1	3	42	39,5				4,5	
28	26,6			1,7	3,2		45	42,5				4,7	
29	27,6				3,4		48	45,5		0,2		5,0	
30	28,6				3,5		50	47,0				5,1	
32	30,3				3,6		52	49,0				5,2	
34	32,3	1,75			3,8		55	52,0				5,4	
35	33,0		0,2		3,9	6	56	53,0	2,15		2,0	5,5	

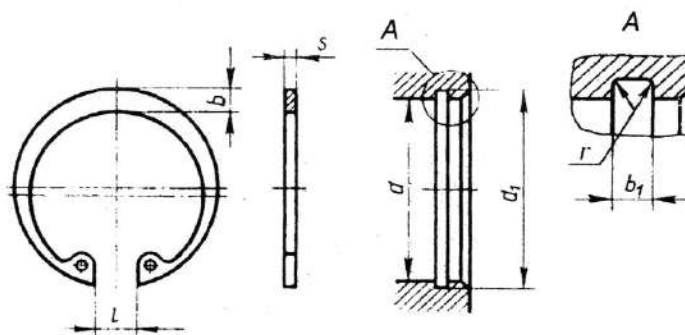
Tabelul 17.20 (continuare)

Diametrul arborelui, $d$	Canalul			Inelul			Diametrul arborelui, $d$	Canalul			Inelul		
	$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$		$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$
58	55,0				5,6		68	65,0				6,5	
60	57,0	2,15	0,2	2,0	5,8	6	70	67,0	2,65	0,3	2,5	6,6	6
62	59,0				6,0		72	69,0				6,8	
65	62,0	2,65	0,3	2,5	6,3		75	72,0				7,0	

Exemplu de notare a inelului pentru arbore cu diametrul  $d = 30$  mm: *Inel 30 GOST 13942-80*

Tabelul 17.21

*Inele elastice de rezemare excentrice pentru alezaje și canale pentru ele (extras din GOST 13943-80)*



Diametrul arborelui $d$	Canalul			Inelul			Diametrul arborelui $d$	Canalul			Inelul		
	$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$		$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$
40	42,5				3,9		47	49,5	1,85		1,75	4,4	14
42	44,5				4,1	12	48	50,5		0,2		4,5	
45	47,5				4,3		50	53,0	2,15		2,0	4,6	
46	48,5	1,85	0,2	1,75	4,4	14	52	55,0				4,7	

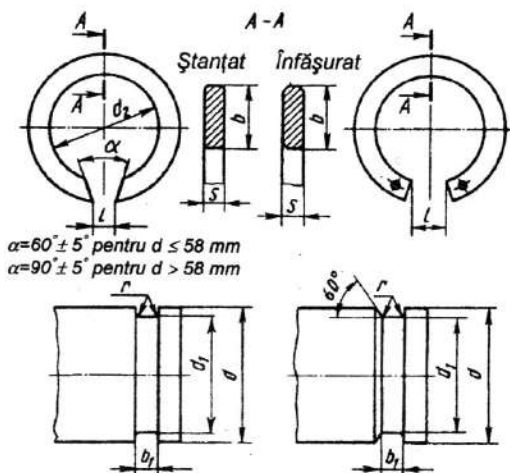
Tabelul 17.21 (continuare)

Diametrul arborelui $d$	Canalul			Inelul			Diametrul arborelui $d$	Canalul			Inelul							
	$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$		$d_1$	$b_1$	$r$	$s$	$b$	$l$					
54	57,0	2,15	0,2	2,0	4,7	16	88	91,5	3,15	0,2	3,0	7,4	20					
55	58,0				5,1		90	93,5				7,6						
56	59,0				5,1		92	95,5				7,8						
58	61,0				5,2		95	98,5				8,1						
60	63,0				5,4		98	101,5				8,3						
62	65,0				5,5		100	103,5				8,4						
65	68,0				5,8		102	106				8,5						
68	71,0				6,1		105	109				8,7						
70	73,0				6,2		108	112				8,9						
72	75,0				2,65		2,5	18				110		114	4,15	0,3	4,0	9,0
75	78,0	112	116	9,1														
78	81,0	115	119	9,3														
80	83,5	120	124	9,7														
82	85,5	125	129	10,0														
85	88,5	130	134	10,2														
		7,2																

Exemplu de notare a inelului pentru alezaj cu diametrul  $d = 50$  mm: *Inel 50 GOST 13941-80*

Tabelul 17.22

Inele elastice de rezemare concentrice pentru arbori și canale pentru ele  
(extras din GOST 13940-80)



Diametrul arborelui $d$	Inelul				Canalul			Sarcina axială admisibilă, $kN$	Diametrul arborelui $d$	Inelul				Canalul			Sarcina axială admisibilă, $kN$
	$d_1$	$s$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	$r$			$d_2$	$s$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	$r$	
20	18,2				18,6			10,4	34	31,4	1,2	4,0		32,2	1,4	0,1	22,0
22	20,2				28,6			11,5	35	32,2			6,0	33,0			26,2
23	21,1		3,2	5,0	21,5			12,5	36	33,0				34,0			26,9
24	22,1				22,5			13,4	37	34,0	1,7	5,0	8,0	35,0			27,7
25	23,1				23,5			14,0	38	35,0				36,0			28,4
26	24,0	1,2			24,5	1,4	0,1	14,5	40	36,5				37,5			38,2
28	25,8				26,5			15,7	42	38,5				39,5	1,9	0,2	39,0
29	26,8		4,0	6,0	27,5			16,6	45	41,5				42,5			42,0
30	27,8				28,5			16,9	46	42,5				43,5			43,0
32	29,5				30,2			21,6	48	44,5				45,5			45,0

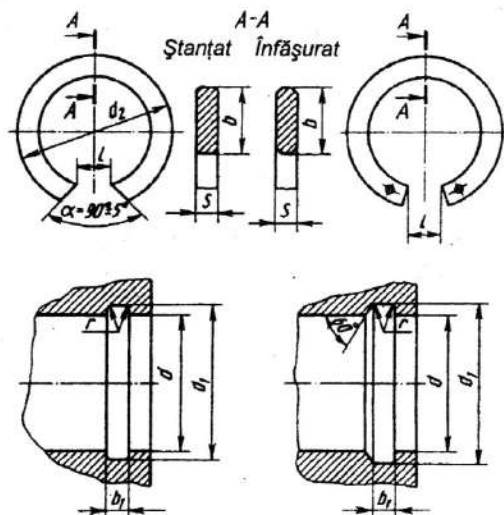
Tabelul 17.22 (continuare)

Diametrul arborelui $d$	Inelul				Canalul			Sarcina axială ad- misibilă $kN$	Diametrul arborelui $d$	Inelul				Canalul			Sarcina axială ad- misibilă, $kN$	
	$d_1$	$s$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	$r$			$d_1$	$s$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	$r$		
50	45,8				47,0	1,9		55,9	62	57,8	2,0	6,0			59,0			69,8
52	47,8				49,0			58,3	65	60,8					62,0	2,2	0,2	73,3
54	49,8				51,0			60,5	68	63,6					65,0			76,7
55	50,8	2,0	6,0	8,0	52,0	2,2	0,2	61,7	70	65,6	2,5	7,0	10,0	67,0	2,8	0,3	79,0	
56	51,8				53,0			62,9	72	67,6				69,0			81,3	
58	53,8				55,0			65,1	75	70,6				72,0			84,8	
60	55,8			10,0	57,0			67,5										

Exemplu de notare a inelului din oțel 65  $\Gamma$ , grupul de planitate A, pentru arbore cu diametrul  $d = 30$  mm, cu acoperire din cadmiu, grosimea  $15 \mu m$ : *Inel A30 65 $\Gamma$  cd 15 GOST 13940-80*

Tabelul 17.23

*Inele elastice de rezemare concentrice pentru alezaje și canale pentru ele*  
(extras din GOST 13941-80)





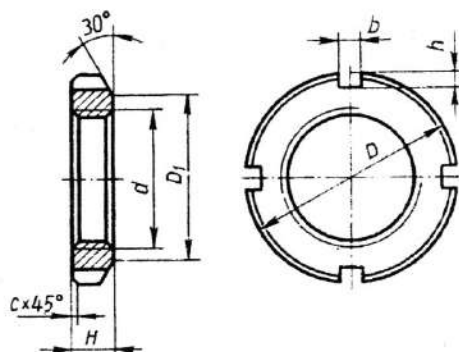
Tabelul 17.23 (continuare)

Diametrul arborelui $d$	Inelul				Canalul			Sarcina axială ad- misibilă, kN	Diametrul arborelui $d_a$	Inelul				Canalul			Sarcina axială ad- misibilă, kN
	$d_1$	$s$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	$r$			$d_1$	$s$	$b$	$l$	$d_1$	$b_1$	$r$	
40	43,5			12,0	42,5			39,7	78	82,5			18,0	81,0			91,7
42	45,5				44,5			42,2	80	85,5	2,0	6,0		83,5			109,9
45	48,5				47,5	1,9		44,4	82	87,5				85,5			112,7
46	49,5		4,0	14,0	48,5			44,8	85	90,5				88,5	2,2		116,7
47	50,6				49,5			46,3	88	93,5				91,5			120,7
48	51,6	1,7			50,5			47,3	90	95,5			20,0	93,5			123,4
50	54,2				53,0			59,5	92	97,5				95,5			126,4
52	56,2				55,0			61,7	95	100,5				98,5			130,9
54	58,2				57,0			63,5	98	103,5				101,5			134,8
55	59,2				58,0			65,2	100	105,5				103,5			136,8
56	60,2				59,0			66,2	102	108,0				106,0			160,0
58	62,2		5,0	16,0	61,0			68,2	105	111,0				109,0			164,8
60	64,2				63,0	0,2		71,1	108	114,0				112,0			170,2
62	66,2				65,0			73,3	110	116,0				114,0	2,8	0,3	172,5
65	69,2				68,0			76,7	112	118,0	2,5	7,0	22,0	116,0			175,3
68	72,5				71,0			80,2	115	121,5				119,0			180,0
70	74,5				73,0			82,6	120	126,5				124,0			187,0
72	76,5				75,0			84,8	125	131,5				129,0			194,8
75	79,5				78,0			88,3	130	136,5			24,0	134,0			203,0

Exemplu de notare a inelului din oțel 65  $\Gamma$ , grupul de planitate A, pentru alezaj cu diametrul  $d = 47 \text{ mm}$ , cu acoperire din cadmiu, grosimea  $15 \mu\text{m}$ : **Inel A47 65 $\Gamma$  cd 15 GOST 13941-80**

Tabelul 17.24

**Piulițe de siguranță canelate**  
(extras din GOST 11871-80)



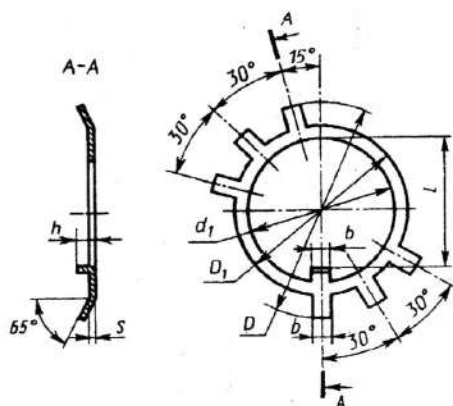
Filetul, $d$	$D$	$D_1$	$H$	$b$	$h$	$c <$	Filetul, $d$	$D$	$D_1$	$H$	$b$	$h$	$c <$
M20×1,5*	34	27	8	5	2,5	1,0	M48×1,5*	75	60	12	8	4,0	1,0
M22×1,5	38	30	10	5	2,5	1,0	M52×1,5	80	65	12	8	4,0	1,0
M24×1,5*	42	33	10	5	2,5	1,0	M56×2,0*	85	70	12	8	4,0	1,6
M27×1,5	45	36	10	5	2,5	1,0	M60×2,0	90	75	12	8	4,0	1,6
M30×1,5*	48	39	10	5	2,5	1,0	M64×2,0*	95	80	12	8	4,0	1,6
M33×1,5	52	42	10	6	3,0	1,0	M68×2,0	100	85	15	10	5,0	1,6
M36×1,5*	55	45	10	6	3,0	1,0	M72×2,0*	105	90	15	10	5,0	1,6
M39×1,5	60	48	10	6	3,0	1,0	M76×2,0	110	95	15	10	5,0	1,6
M42×1,5*	65	52	10	6	3,0	1,0	M80×2,0*	115	100	15	10	5,0	1,6
M45×1,5	70	56	10	6	3,0	1,0	M85×2,0	120	105	15	10	5,0	1,6

\* Dimensiuni preferențiale

Exemplu de notare a piuliței cu diametrul filetului  $d = 39$  mm, câmpul de toleranță 6H, din oțel 35X, cu acoperire 01, grosimea 9 $\mu$ m: **Piuliță M39×1,5.6H.35X.019 GOST 11871-80.**

Tabelul 17.25

Șaibe pentru piulițe de siguranță canelate  
(extras din GOST 11872-80)

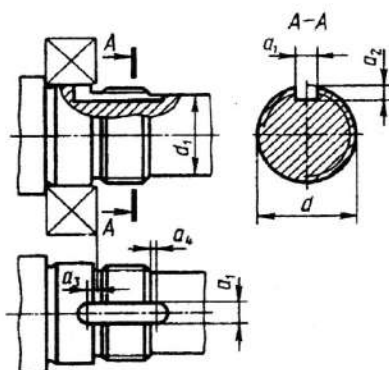


Filetul $d$	$d_1$	$D$	$D_1$	$l$	$b$	$h$	$s$	Filetul $d$	$d_1$	$D$	$D_1$	$l$	$b$	$h$	$s$
M20×1,5	20,5	37	27	17	4,8	4	1,0	M48×1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
M22×1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0	M52×1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
M24×1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0	M55×2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
M27×1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0	M60×2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
M30×1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0	M64×2,0	65,0	97	80	61	7,8	6	1,6
M33×1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6	M68×2,0	69,0	102	85	65	9,5	6	1,6
M36×1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6	M72×2,0	73,0	107	90	69	9,5	7	1,6
M39×1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6	M76×2,0	77,0	112	95	73	9,5	7	1,6
M42×1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6	M80×2,0	81,0	117	100	76	9,5	7	1,6
M45×1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6	M85×2,0	86,0	122	105	81	9,5	7	1,6

Exemplu de notare a șaibe pentru piuliță de siguranță canelată cu diametrul filetului  $D = 39 \text{ mm}$ , din material grupul 02, cu acoperire 02, grosimea  $9 \mu\text{m}$ : Șaibă 39.02.029 GOST 1872-80.

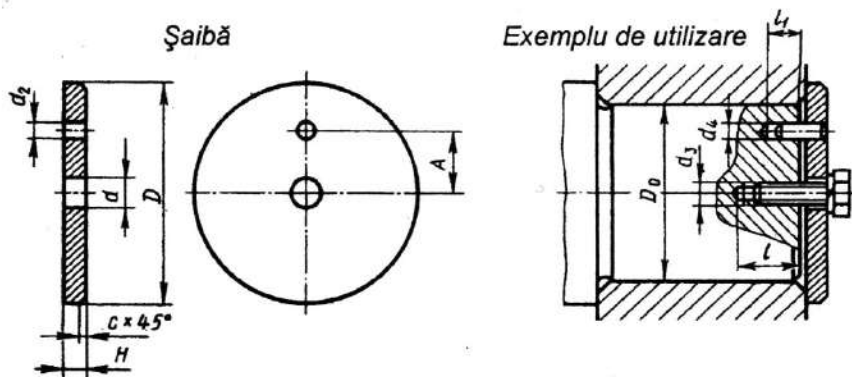
Tabelul 17.26

## Canale pentru șaibe de siguranță



Filetul $d$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$d_1$	Filetul $d$	$a_1$	$a_2$	$a_3$	$a_4$	$d_1$
M20×1,5	6	2	3,5	1,0	16,5	M48×1,5	8	3	5,0	1,5	44,5
M22×1,5	6	2	3,5	1,0	18,5	M52×1,5	8	3	5,0	1,5	48,0
M24×1,5	6	2	3,5	1,0	20,5	M56×2,0	8	3	5,0	1,5	52,0
M27×1,5	6	3	4,0	1,5	23,5	M60×2,0	8	3	6,0	1,5	56,0
M30×1,5	6	3	4,0	1,5	26,5	M64×2,0	8	3	6,0	1,5	60,0
M33×1,5	6	3	4,0	1,5	29,5	M68×2,0	8	3	6,0	1,5	64,0
M36×1,5	6	3	4,0	1,5	32,5	M72×2,0	10	5	6,0	1,5	68,0
M39×1,5	6	3	4,0	1,5	35,5	M76×2,0	10	5	6,0	1,5	72,0
M42×1,5	8	3	5,0	1,5	38,5	M80×2,0	10	5	6,0	2,0	75,0
M45×1,5	8	3	5,0	1,5	41,5	M85×2,0	10	5	6,0	2,0	80,0

Tabelul 17.27

Șaibă de siguranță pentru capătul arborelui  
(extras din GOST 14734-69)

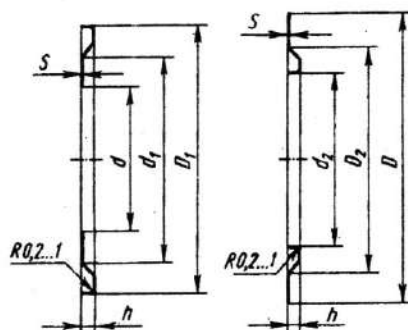
Tabelul 17.27 (continuare)

Notarea șabei	$D$	$H$	$A$	$d$	$d_1$	$c$	$D_1$	$d_2$	$d_3$	$l$	$l_1$	Șurub GOST 7798-70	Știft GOST 3128-70
7019-0623	32		9				24...28					M6×16	4m6×12
7019-0625	36		10				28...32						
7019-0627	40	5	10	6,6	4,5	1,0	32...36	M6	4K7	18	12		
7019-0629	45		12				36...40						
7019-0631	50		16				40...45						
7019-0633	56		16				45...50						
7019-0635	63		20				50...55					M8×20	5m6×16
7019-0637	67		20				55...60						
7019-0639	71	6	25	9,0	5,5	1,6	60...65	M8	5K7	22	16		
7019-0641	75		25				65...70						
7019-0643	85		28				70...75						

Exemplu de notare convențională a șabei cu diametrul  $D = 50$  mm: Șaibă 7019-0631  
GOST14734-69.

Tabelul 17.28

Șaibe de etanșare pentru rulmenți



Forma I

Forma II

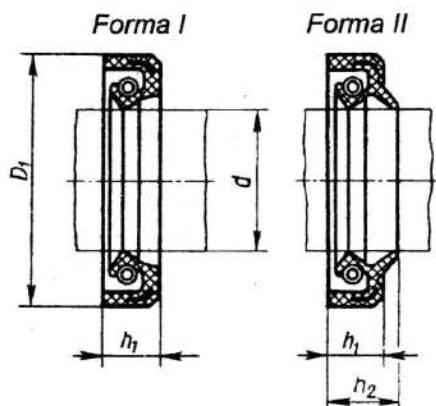
Diametrul rulmentului		Dimensiuni comune		Forma I			Forma II		
$d$	$D$	$s$	$h$	$D_1$	$d$	$d_1$	$d_2$	$D$	$D_2$
20	47	0,3	2,5	41,2	20	29	25,7	47	37
	44,8			33		27,2	52	40	
25	52			47	25	36	31,5	52	42
	62			54,8		40	32,2	62	47

Tabelul 17.28 (continuare)

Diametrele rulmentului		Dimensiuni comune		Forma 1			Forma 2			
$d$	$D$	$s$	$h$	$D_1$	$d$	$d_1$	$d_2$	$D$	$D_2$	
30	62	0,3	2,5	56,2	30	44	36,3	62	47	
	72			64,8		48	37,2	72	56	
35	72			64,8	35	48	43	72	56	
	80			70,7		54	45	80	65	
40	80			72,7	40	57	48	80	62	
	90			80,5		60	51	90	70	
45	85		77,8	45	61	53	85	68		
	100		90,8		75	56	100	80		
50	90		82,8	50	67	57,5	90	73		
	110		98,9		80	62	110	86		
55	100		90,8	55	75	64,5	100	80		
	120		108		89	67	120	93		
60	110	0,5	3,5	100,8	60	85	70	110	85	
	130			117,5		95	73	130	102	
65	120			110,5	65	90	74,5	120	95	
	140			127,5		100	72,5	140	110	
70	125			0,3	70	115,8	95	79,5	125	102
	150			137		110	82,6	150	120	
75	130		0,5	75	120,5	100	85	130	105	
	160				147	110	87,2	160	125	

Tabelul 17.29

Manșete de rotație cu buză de etanșare  
(extras din GOST 8752-79)



Diametrul arborelui $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$	Diametrul arborelui $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$
	Șirul I	Șirul II	Șirurile I și II			Șirul I	Șirul II	Șirurile I și II	
20	40	35	8	12	35	58	47	10	14
		37					50		
		38					55		
		42					57		
21	40	37	8	12	36	58	52	10	14
		42					55		
22	40	35	8	12	38	60	55	10	14
		42					60		
24	40	42	10	14	40	60	55	10	14
		45					62		
25	42	40	8	12	40	60	58	10	14
		45					62		
26	45	40	8	12	42	62	65	10	14
		47					68		
28	—	45	10	14	44	—	62	10	14
		47					65		
		50					65		
30	52	45	10	14	45	65	62	10	14
		47					70		
		50					70		
32	—	45	10	14	48	70	65	12	16
		45					72		
		50					75		
		50					80		



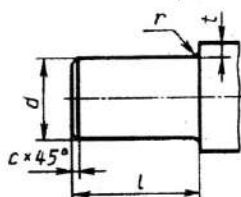
Tabelul 17.29 (continuare)

Diametrul arborelui $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$	Diametrul arborelui $d$	$D_1$		$h_1$	$h_2$
	Șirul I	Șirul II	Șirurile I și II			Șirul I	Șirul II	Șirurile I și II	
52	75	72	10	14			85		
		80	12	16			90		
55		75	10	14	63	90	—	10	14
		82	12	16	65	—	95	12	16
56	80	—		67	—	90	12		
58		75		10	14	68		—	95
60	85	80			70	95	100	10	14
		82			71	95	—		
62	—	80	10	14	75	100	—	12	16
		82					102		

Exemplu de notare a manșetei de forma I pentru arbore cu diametrul  $d = 50 \text{ mm}$ , diametrul exterior  $D_1 = 70 \text{ mm}$ : *Manșetă 1-50×70 GOST 8752-79.*

Tabelul 17.30

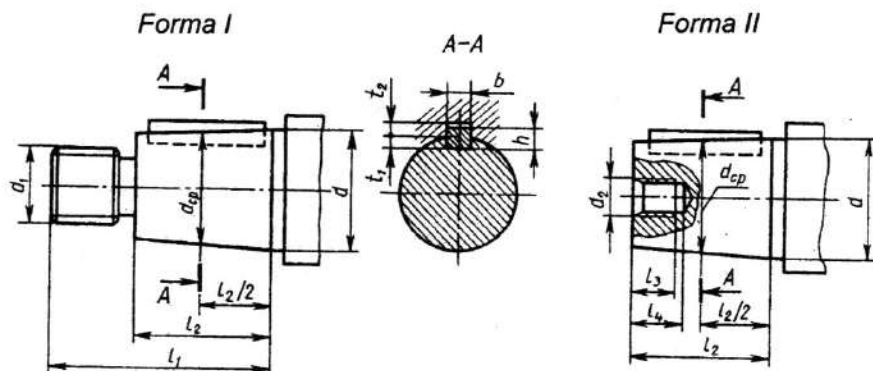
*Capete de arbore cilindrice  
(extras din GOST 12080-66)*



$d$	$l$	$r$	$c$	$d$	$l$	$r$	$c$	$d$	$l$	$r$	$c$	$d$	$l$	$r$	$c$
20	36	1,6	1,0	32	58	2,0	1,6	45	82	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0
22	36	1,6	1,0	36	58	2,0	1,6	50	82	2,5	2,0	80	130	3,0	2,5
25	42	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6	55	82	2,5	2,0	90	130	3,0	2,5
28	42	1,6	1,0					60	105	2,5	2,0				

Tabelul 17.31

Capete de arbore conice  
(extras din GOST 12081-72)



Diametrul nominal $d$	$l_1$	$l_2$	$d_m$	$b$	$h$	$t_1$	$t_2$	$d_1$	$d_2$	$l_3$	$l_4$
20	50	36	18,2	4	4	2,5	1,8	M12×1,25	M6	9,0	11,3
22			20,2								
25	60	42	22,9	5	5	3,0	2,3	M16×1,5	M8	14,0	15,7
28			25,9								
32	80	58	29,1	6	6	3,5	2,8	M20×1,5	M10, M12	17,0 20,0	19,0 22,3
36			33,1								
40	110	82	35,9	10	8	5,0	3,3	M24×2	M12	20,0	22,3
45			40,9								
50			45,9								
56			51,9								
63	140	105	57,75	16	10	6,0	4,3	M42×3	M20	32,0	35,0
71			65,75								
80	170	130	73,5	20	12	7,5	4,9	M56×4	M30	44,0	47,9
90			83,5								



Tabelul 17.33 (continuare)

Dimensiunile principale, mm	d, mm															
	18	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
Seria mijlocie																
D	22	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b	5	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Seria grea																
D	23	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
z	10	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	20
b	3	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
f	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Tabelul 17.34

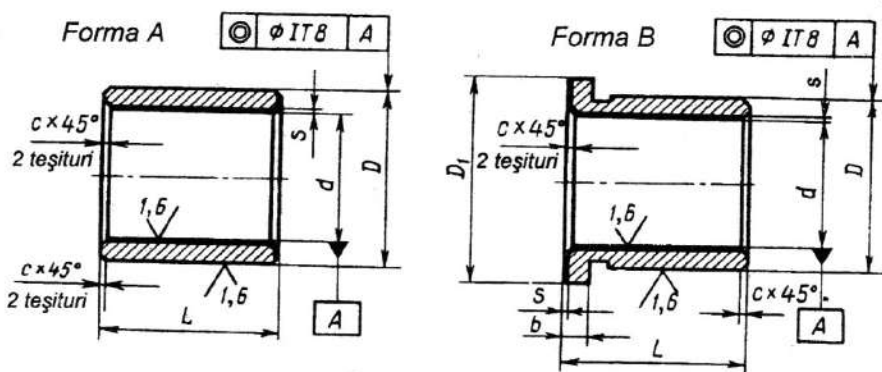
Arbori și butuci canelați cu profil în evolută  
(extras din GOST 6033-80)

Modulul m, mm	Diametrul nominal D, mm																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
Numărul de dinți z																	
1,25	14	18	22	26	30	34	38										
2,0				16	18	21	24	26	28	31	34	36	38				
3,0								17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5,0														15	16	18	18

Tabelul 17.35

**Bucșe bimetalice**  
(extras din GOST 24832-81)

6.3/(\checkmark)



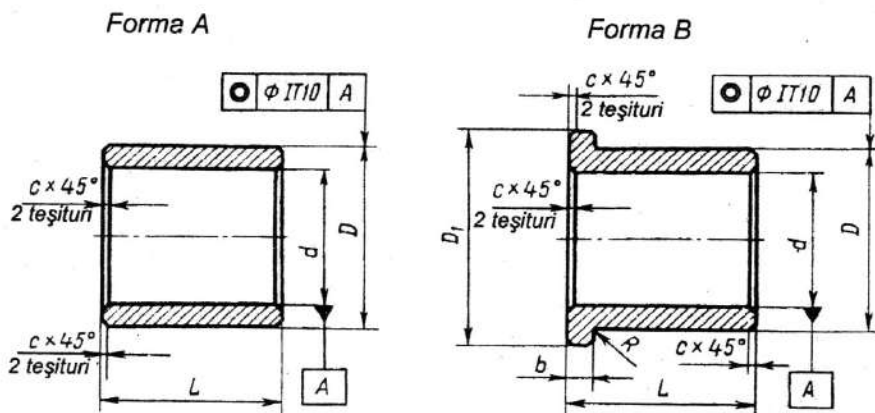
d	D	D <sub>1</sub>	L			b	c	s	d	D	D <sub>1</sub>	L			b	c	s
			Șirul I	Șirul II	Șirul III							Șirul I	Șirul II	Șirul III			
20	26	32	15	20	30	3	0,5	0,4 ... 0,8	48	58	66	40	50	60			0,5 ... 1,0
22	28	34							50	60	68						
25	32	38	20	30	40	4	0,5	0,4 ... 0,8	55	65	73	40	50	70			
28	36	42							60	75	83						
30	38	44	30	40	50	4	0,8		60	75	83	40	60	80	7,5	0,8	
32	40	46							65	80	88						
(34)	42	48	30	40	60	5	0,8	0,5 ... 1,0	65	80	88	50	60	80			0,9 ... 1,5
35	45	50							70	85	95						
38	48	54	30	40	60	5	0,8	0,5 ... 1,0	70	85	95	50	70	90	7,5	1,0	
40	50	58							75	90	100						
42	52	60	30	40	60	5	0,8	0,5 ... 1,0	80	95	105	60	80	100			
45	55	63							80	95	105						

Exemplu de notare convențională a bucșei bimetalice de tipul B, cu diametrul alezajului  $d = 20 \text{ mm}$ , diametrul exterior  $D = 26 \text{ mm}$ , diametrul umărului de sprijin  $D_1 = 32 \text{ mm}$ , lungimea  $L = 15 \text{ mm}$ : **Bucșă B 20/26 × 15 GOST 24832 - 81.**

Abateri limită ale dimensiunilor: alezajul în corp - H7; alezajul bucșei - F7; diametrul exterior al bucșei - r6.

Tabelul 17.36

Bucşe sinterizate din pulberi metalici  
(extras din GOST 24833 – 81)



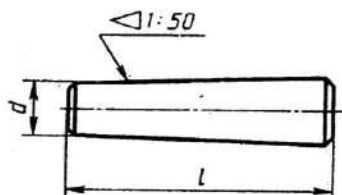
d	D	D <sub>1</sub>	L			b	c	d	D	D <sub>1</sub>	L			b	c
			Şirul I	Şirul II	Şirul III						Şirul I	Şirul II	Şirul III		
20	25; 26	32	15	20	25	3	0,4	40	46; 50	60	30	40	50	5	0,7
22	27; 28	34						42	48; 52	62					
25	30; 32	39	20	25	30	3,5	0,6	45	51; 55	65	35	45	(55)	6	
28	33; 36	44						48	55; 58	68					
30	35; 38	46						50	58; 60	70					
32	38; 40	48						(53)	60; 63	71					
(34)	40; 42	52	25	35	40	4	0,6	35; 40	50	(70)	40	(55)	(70)	6	
35	41; 45	55						55	63; 65	75					
38	44; 48	58	25	35	45			60	68; 72	84	50	(60)	(70)		

Exemplu de notare convenţională a bucşei sinterizate din pulberi metalici de tipul B cu diametrul alezajului  $d = 25 \text{ mm}$ , diametrul umărului de sprijin  $D_1 = 39 \text{ mm}$ , lungimea  $L = 20 \text{ mm}$ : **Bucşă B 25/32×25 GOST 24833 – 81.**

Abateri limită: diametrul alezajului în corp – H7; diametrul exterior al bucşei – r7; diametrul alezajului în bucşă – H7.

Tabelul 17.37

Știfturi conice  
(extras din GOST 3129-70)



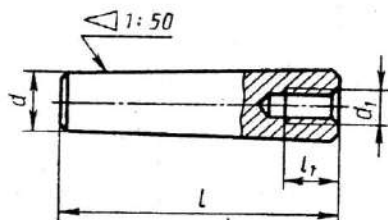
$d$	6	8	10	12
$l$	20...40	25...50	30...60	35...70

Dimensiunea  $l$  în limitele indicate se acceptă din șirul cifrelor expus în tab. 17.42.

Exemplu de notare convențională a știftului conic cu  $d = 20 \text{ mm}$ ,  $l = 50 \text{ mm}$ :  
Știft 10×50 GOST 3129 – 70.

Tabelul 17.38

Știfturi conice cu gaură filetată  
(extras din GOST 9464-79)



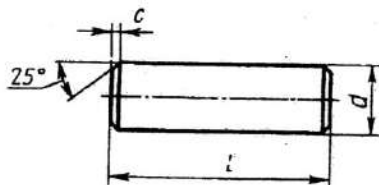
$d$	8	10	12	16
$d_1$	M5	M6	M8	M10
$l_1$	9	10	12	16
$l$	25...50	30...60	35...70	40...80

Dimensiunea  $l$  în limitele indicate se acceptă din șirul cifrelor expus în tab. 17.42.

Exemplu de notare convențională a știftului conic cu gaură filetată cu  $d = 20 \text{ mm}$ ,  $l = 60 \text{ mm}$ : Știft 10×50 GOST 3129 – 70.

Tabelul 17.39

Știfturi cilindrice  
(extras din GOST 3128 – 70)



$d$	6	8	10	12	16
$c$	1	1,2	1,6	1,6	2
$l$	20...40	25...50	30...60	35...70	40...80

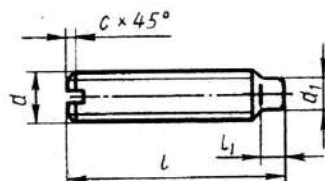
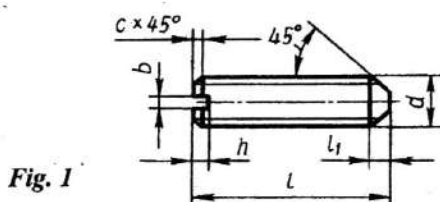
Dimensiunea  $l$  în limitele indicate se acceptă din șirul cifrelor expus în tab. 17.42.

Exemplu de notare convențională a știftului cilindric cu  $d = 10 \text{ mm}$ ,  $l = 60 \text{ mm}$ :  
Știft 10×60 GOST 3128 – 70.



Tabelul 17.40

Șuruburi de ajustare cu canal:  
cu capăt conic, fig. 1 (extras din GOST 1476 – 75);  
cu capăt cilindric, fig. 2 (extras din GOST 1478 – 75);



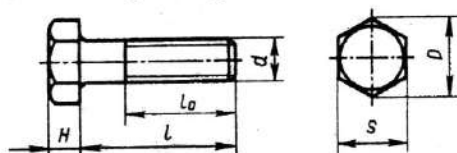
Dimensiuni comune				Fig. 1		Fig. 2			
d	b	h	c	l <sub>1</sub>	l	d <sub>1</sub>	r <sub>1</sub> <	l <sub>1</sub>	l
5	0,8	1,8	1,0	—	6...25	3,5	0,3	2,5	8...25
6	1,0	2,0	1,0	2,5	8...30	4,5	0,4	3,0	10...35
8	1,2	2,5	1,6	3,0	10...40	6,0	0,4	4,0	12...40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	12...50	7,5	0,5	4,5	12...50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12...50	9,0	0,6	6,0	16...50

Șir de lungimi l: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50.

Exemplu de notare convențională a șurubului cu capăt cilindric, diametrul filetului d=10 mm, lungimea l = 25 mm, clasa de duritate 5.6: Șurub M10×25.5.6 GOST 1478 – 75.

Tabelul 17.41

Șuruburi cu cap hexagonal (extras din GOST 7808 – 70)



d	s	H	D	l	l <sub>0</sub>	d	s	H	D	l	l <sub>0</sub>
6	10	4,1	11	6...40	l <sub>0</sub> = l pentru l < 25 l <sub>0</sub> = 22 > l > 30	16	22	9	24,5	20...120	l <sub>0</sub> = l pentru l < 40 l <sub>0</sub> = 38 > l > 45
8	12	5	13,2	8...60		20	27	11	30,2	25...150	l <sub>0</sub> = l > l < 50 l <sub>0</sub> = 46 > l > 55
10	14	6	15,5	10...80		24	32	13	35,8	35...150	l <sub>0</sub> = l > l < 60 l <sub>0</sub> = 54 > l > 65
12	17	7	18,9	14...100							

Șir de lungimi l: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

Exemplu de notare convențională a șurubului cu cap hexagonal cu diametrul filetului d=12 mm, lungimea l = 60 mm, clasa de duritate 5.8: Șurub M12×60.5.8 GOST 7808 – 70.

Tabelul 17.42

**Prezoane**  
(extras din GOST 22034 - 76)



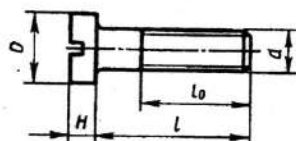
d	8	10	12	16	20	d	8	10	12	16	20
$l_1$	8,10,16	10,12,20	12,15,24	16,20,32	20,25,40	$l_1$	8,10,16	10,12,20	12,15,24	16,20,32	20,25,40
$l$	$l_0$					$l$	$l_0$				
16	12	12	—	—	—	40	22	26	30	30	30
20	16	16	—	—	—	45	22	26	30	34	34
25	18	18	18	—	—	50	22	26	30	38	38
30	22	22	22	—	—	55	22	26	30	38	42
35	22	26	26	26	—	60...150	22	26	30	38	46

Dimensiunea  $l$  de la 60 până la 150 mm se acceptă din șirul: 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150.

Exemplu de notare convențională a prezonului cu diametrul filetului  $d = 16$  mm, lungimea  $l = 120$  mm, lungimile capetelor filetate  $l_0 = 38$  mm,  $l_1 = 20$  mm, clasa de duritate 5.8:  
**Prezon M16×120 20/38 5.8 GOST 22034 - 76.**

Tabelul 17.43

**Șuruburi cu cap cilindric**  
(extras din GOST 1491 - 80)



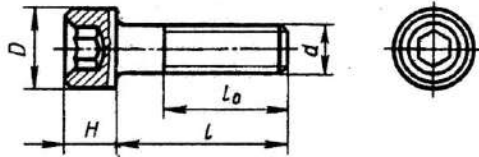
d	D	H	l	$l_0$	d	D	H	l	$l_0$
6	10	4	8...50	$l_0 = l$ pentru $l < 20$ $l_0 = 18$ ; $l > 25$	12	18	7	25...80	$l_0 = l$ pentru $l < 30$ $l_0 = 30$ ; $l > 35$
8	13	5	12...60	$l_0 = l$ ; $l < 25$ $l_0 = 22$ ; $l > 30$	16	24	9	30...90	$l_0 = l$ ; $l < 40$ $l_0 = 38$ ; $l > 45$
10	16	6	20...70	$l_0 = l$ ; $l < 30$ $l_0 = 26$ ; $l > 35$	20	30	11	40...120	$l_0 = l$ ; $l < 50$ $l_0 = 46$ ; $l > 55$

Dimensiunea  $l$  în limitele indicate se acceptă din șirul expus în tab.17.42.

Exemplu de notare convențională a șurubului cu diametrul filetului  $d = 5$  mm, lungimea  $l = 20$  mm, clasa de duritate 5.8: **Șurub M5×20. 5.8 GOST 1491 - 80.**

Tabelul 17.44

Șuruburi cu cap cilindric și locaș hexagonal  
(extras din GOST 11738 – 72)



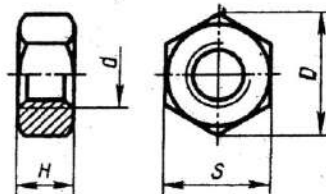
$d$	$D$	$H$	$l$	$l_0$	$d$	$D$	$H$	$l$	$l_0$
6	10	6	10...50	$l_0 = l$ ; $l < 20$ $l_0 = 18$ ; $l > 25$	16	24	16	25...100	$l_0 = l$ ; $l < 40$ $l_0 = 38$ ; $l > 45$
8	13	8	12...60	$l_0 = l$ ; $l < 25$ $l_0 = 22$ ; $l > 30$	20	30	20	30...120	$l_0 = l$ ; $l < 50$ $l_0 = 46$ ; $l > 55$
10	16	10	16...70	$l_0 = l$ ; $l < 30$ $l_0 = 26$ ; $l > 35$	24	36	24	35...120	$l_0 = l$ ; $l < 60$ $l_0 = 54$ ; $l > 65$
12	18	12	20...80	$l_0 = l$ ; $l < 30$ $l_0 = 30$ ; $l > 35$					

Lungimea  $l$  în limitele indicate se acceptă din șirul expus în tab. 17.42

Exemplu de notare convențională a șurubului cu cap cilindric cu diametrul filetului  $d=12\text{ mm}$ , lungimea  $l = 40\text{ mm}$ , clasa de duritate 5.8: **Șurub M12× 40.5.8 GOST 11738– 72.**

Tabelul 17.45

Piulițe hexagonale (extras din GOST 2524 – 70)

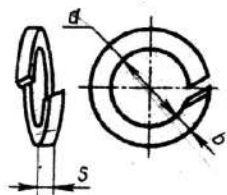


$d$	8	10	12	16	20	24
S	12	14	17	22	27	32
D	13,2	15,5	18,9	24,5	30,2	35,8
H	6,5	8	10	13	16	19

Exemplu de notare convențională a piuliței cu diametrul filetului  $d = 12\text{ mm}$ , clasa de duritate 5: **Piuliță M12.5 GOST 2524 - 70.**

Tabelul 17.46

Șaibe Grower (extras din GOST 6402 – 70)



Diametrul nominal al filetului șurubului sau prezonului	$d$	$s=b$	Diametrul nominal al filetului șurubului sau prezonului	$d$	$s=b$
6	6,1	1,6	16	16,3	4,0
8	8,1	2,0	20	20,5	5,0
10	10,1	2,5	24	24,5	6,0
12	12,1	3,0			

Exemplu de notare convențională a șaibe Grower pentru șurub (prezon) cu diametrul filetului  $d = 12 \text{ mm}$  din oțel 65Г: *Șaibă 12 65Г GOST 6402 – 70.*

Tabelul 17.47

Suprafețe de reazem pentru piulițe și capurile șuruburilor

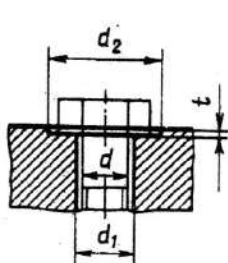


Fig. 1

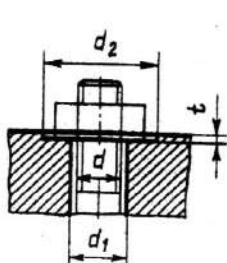


Fig. 2

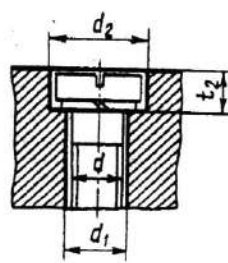
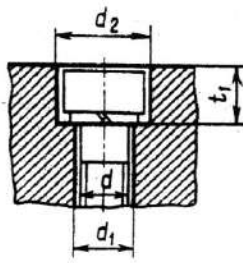
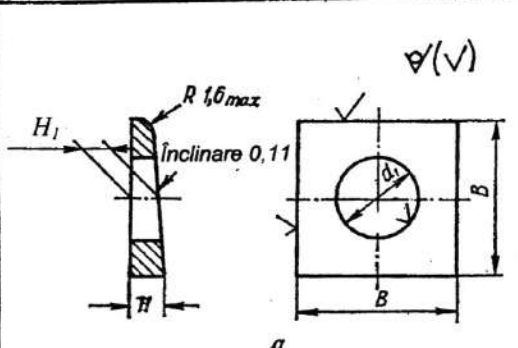
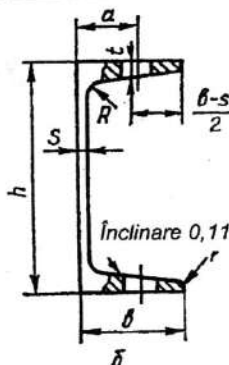


Fig. 3

Diametrul filetului	$d$	6	8	10	12	16	20	24	Diametrul filetului	$d$	6	8	10	12	16	20	24
Diametrul găurii	$d_1$	7	9	11	14	18	22	26	Pentru șurub (fig. 2)	$t_1$	8	11	13	16	21	26	31
Pentru șurub, piuliță (fig. 1)	$d_2$	—	18	20	24	30	36	40	Pentru șurub (fig. 3)	$t_2$	6	7,5	9	11	13	16	—
Pentru șurub (fig. 2, 3)	$d_3$	11	15	18	20	26	34	40	Pentru șurub, piuliță (fig. 1)	$t$	Dimensiunea este stabilită de proiectant						

**Tabelul 17.48**  
**Dimensiuni indicate pentru șaibe înclinate și profiluri U**

												
Parametrii șabei înclinate					Parametrii profilului U							
Dimensiuni, mm					Numărul profilului	Dimensiuni, mm						
Diametrul șurubului	$d_1$	$H_1$	$H$	$B$		$h$	$b$	$s$	$t$	$R$	$r$	$a$
16	$17^{+0,43}$	5,7	6	30	14	140	58	4,9	8,1	8	3	35
18	$19^{+0,52}$				16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	40
20	$22^{+0,52}$	6,2	7	40	18	180	70	5,1	8,7	9	3,5	40
22	$24^{+0,52}$				20a	200	80	5,2	9,7	9,5	4	50
24	$26^{+0,52}$	6,8	9	50	22a	220	87	5,4	10,2	10	4	50

Tabelul 17.49

## Lagăre cu alunecare demontabile cu două șuruburi

Filet pentru ungătoare:  $d \leq 65 \text{ mm} - M10 \times 1$ ;  
 $d > 65 \text{ mm} - M14 \times 1,5$ .

Forma I

Forma II

Diametrul nominal al arborelui $d$ , mm	Diametrul alezajului bușei $D$ , mm	$d_1$	$B$	$b$	$H$	$h$	$h_1$	$L$	$A$	$A_1$	Masa, kg	Șurub pentru forma I	Prezon pentru forma I
25 28 30	28—34 32—36 34—38	11	26	22	68	32	15	140	115	60	0,56	M8×60	M8×35
32 35 36	36—40 38—45 40—45	13	32	28	85	42	18	165	135	75	0,99	M10×75	M10×45
40	45—50	13	40	36	90	45	20	170	140	80	1,42	M10×80	M10×45
45	50—55		45	40	100	50		175	145	85	1,80	M10×90	M10×50
50	55—60	17	50	40	102	50	25	200	160	90	2,35	M12×90	M12×55
55	60—65		55	45	112	55		210	170	95	3,27	M12×100	
60 65	65—70 70—75	22	60 65	50 55	118 125	60 65	30	240 250	190 200	100 110	4,07 4,41	M16×110 M16×120	M16×65
70 75	75—85 85—90		70 75	60 65	135 145	70 75		260 270	210 220	120 130	5,75 6,86	M16×125 M16×130	
80 90	90—95 100—105		26	80 90	70 80	158 168		80 84	35	290 300	240 250	140 150	8,74 10,41
100	110—115	32	105 115	90 100	180 190	90 95	45	340 350	280 290	160 170	14,05 15,86	M24×160 M24×170	M24×90 M24×95





Tabelul 17.50 (continuare)

D	D <sub>o</sub>	D <sub>1</sub>	d	d <sub>1</sub> *	d <sub>2</sub>	d <sub>3</sub>	d <sub>4</sub>	d <sub>5</sub>	d <sub>6</sub>	d <sub>6</sub> filet conform GOST 6211-69	L	L <sub>1</sub>	l	l <sub>1</sub>	H	H <sub>1</sub>	H <sub>2</sub>	H <sub>3</sub>	H <sub>4</sub>	H <sub>5</sub>	H <sub>6</sub>	h	h <sub>1</sub>
190	225						11,1			K 1/4" K 3/8"	480	320	260	400	375	310	105	285	157	120	50	135	
200	235					14,3						330											
210	245	50	26	M16	60	32	M24			K 3/8"	515	350	290	440	405	330	180	308	172	128	55	150	
215	250					14,3																	
225	260																						

\* Numărul de găuri d<sub>1</sub>: 4 pentru D până la 85 mm; 6 pentru D peste 85 mm.  
Notă. Razele neindicate vor fi R5.

D	h <sub>2</sub>	h <sub>3</sub>	h <sub>4</sub>	h <sub>5</sub>	h <sub>6</sub>	h <sub>7</sub>	h <sub>8</sub>	b	B <sub>1</sub>	B <sub>2</sub>	B <sub>3</sub>	B <sub>4</sub>	B <sub>5</sub>	B <sub>6</sub>	c <sub>1</sub>	c <sub>2</sub>	c <sub>3</sub>	R <sub>1</sub>	R <sub>2</sub>	Masa, kg				
																				În ansamblu	Capacul	Corpul		
47	44	20	13	18	38	60	54	44	20	30	38							9	10	55	4,1	1,5	2,4	
52	43																				4,0	1,4	2,3	
62	48																				65	5,7	2,1	3,5
72	46																				5,3	1,9	3,1	
80	49	23	14	19	51	70	60	50		32	40							10	11	70	6,4	2,2	3,9	
85	48																				6,1	2,1	3,7	
90	55																				80	9,5	3,5	5,7
100	53																				8,7	3,1	5,3	
110	66																				14,3	5,0	8,6	
120	62	33	16	21	68	90	80	70	35	35	46										13,7	4,7	8,3	
125	61																				13,1	4,4	8,0	
130	88	38																			115	26,9	9,2	16,8
140	85																				25,5	8,5	16,1	
150	91																				130	38,4	12,9	23,9
160	89	43	20	25																	36,6	12,0	23,0	
170	97																				140	41,5	14,0	25,5
180	94																				39,5	13,0	24,5	
190	104	48	22	27																	160	57,9	20,8	34,0
200	102																				55,5	19,8	32,8	
210	113																				175	70,2	26,6	40,8
215	112	53																			68,8	25,9	40,1	
225	110																				66,0	24,5	38,7	

*Tabelul 17.51*

*Numărul de dinți și raporturi de transmitere pentru angrenaje precesionale*

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
0.0	10 11	11 10	120.0	11 12	11 10
121.0	10 11	12 11	0.0	11 12	12 11
66.0	10 11	13 12	144.0	11 12	13 12
47.7	10 11	14 13	78.0	11 12	14 13
38.5	10 11	15 14	56.0	11 12	15 14
33.0	10 11	16 15	45.0	11 12	16 15
29.3	10 11	17 16	38.4	11 12	17 16
26.7	10 11	18 17	34.0	11 12	18 17
24.8	10 11	19 18	30.9	11 12	19 18
23.2	10 11	20 19	28.5	11 12	20 19
22.0	10 11	21 20	26.7	11 12	21 20
21.0	10 11	22 21	25.2	11 12	22 21
20.2	10 11	23 22	24.0	11 12	23 22
19.5	10 11	24 23	23.0	11 12	24 23
18.9	10 11	25 24	22.2	11 12	25 24
18.3	10 11	26 25	21.4	11 12	26 25
17.9	10 11	27 26	20.8	11 12	27 26
17.5	10 11	28 27	20.3	11 12	28 27
17.1	10 11	29 28	19.8	11 12	29 28
16.8	10 11	30 29	19.3	11 12	30 29
16.5	10 11	31 30	18.9	11 12	31 30
16.2	10 11	32 31	18.6	11 12	32 31
16.0	10 11	33 32	18.3	11 12	33 32
15.8	10 11	34 33	18.0	11 12	34 33
15.6	10 11	35 34	17.7	11 12	35 34
15.4	10 11	36 35	17.5	11 12	36 35
15.2	10 11	37 36	17.3	11 12	37 36
15.1	10 11	38 37	17.1	11 12	38 37
14.9	10 11	39 38	16.9	11 12	39 38
14.8	10 11	40 39	16.7	11 12	40 39
14.7	10 11	41 40	16.6	11 12	41 40
14.5	10 11	42 41	16.4	11 12	42 41
14.4	10 11	43 42	16.3	11 12	43 42
14.3	10 11	44 43	16.1	11 12	44 43
14.2	10 11	45 44	16.0	11 12	45 44
14.1	10 11	46 45	15.9	11 12	46 45
14.1	10 11	47 46	15.8	11 12	47 46
14.0	10 11	48 47	15.7	11 12	48 47
13.9	10 11	49 48	15.6	11 12	49 48
13.8	10 11	50 49	15.5	11 12	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
65.0	12 13	11 10	-46,7	13 14	11 10
143.0	12 13	12 11	-77,0	13 14	12 11
0.0	12 13	13 12	-168,0	13 14	13 12
169.0	12 13	14 13	0,0	13 14	14 13
91.0	12 13	15 14	196,0	11 10	15 14
65.0	12 13	16 15	105,0	12 11	16 15
52.0	12 13	17 16	74,7	13 14	17 16
44.2	12 13	18 17	59,5	13 14	18 17
39.0	12 13	19 18	50,4	13 14	19 18
35.3	12 13	20 19	44,3	13 14	20 19
32.5	12 13	21 20	40,0	11 10	21 20
30.3	12 13	22 21	36,8	12 11	22 21
28.6	12 13	23 22	34,2	13 14	23 22
27.2	12 13	24 23	32,2	13 14	24 23
26.0	12 13	25 24	30,5	13 14	25 24
25.0	12 13	26 25	29,2	13 14	26 25
24.1	12 13	27 26	28,0	11 10	27 26
23.4	12 13	28 27	27,0	12 11	28 27
22.8	12 13	29 28	26,1	13 14	29 28
22.2	12 13	30 29	25,4	13 14	30 29
21.7	12 13	31 30	24,7	13 14	31 30
21.2	12 13	32 31	24,1	13 14	32 31
20.8	12 13	33 32	23,6	11 10	33 32
20.4	12 13	34 33	23,1	12 11	34 33
20.1	12 13	35 34	22,7	13 14	35 34
19.8	12 13	36 35	22,3	13 14	36 35
19.5	12 13	37 36	21,9	13 14	37 36
19.2	12 13	38 37	21,6	13 14	38 37
19.0	12 13	39 38	21,3	11 10	39 38
18.8	12 13	40 39	21,0	12 11	40 39
18.6	12 13	41 40	20,7	13 14	41 40
18.4	12 13	42 41	20,5	13 14	42 41
18.2	12 13	43 42	20,3	13 14	43 42
18.0	12 13	44 43	20,1	13 14	44 43
17.9	12 13	45 44	19,9	11 10	45 44
17.7	12 13	46 45	19,7	12 11	46 45
17.6	12 13	47 46	19,5	13 14	47 46
17.5	12 13	48 47	19,4	13 14	48 47
17.3	12 13	49 48	19,2	13 14	49 48
17.2	12 13	50 49	19,1	13 14	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-37,5	14 15	11 10	-32,0	15 16	11 10
-55,0	14 15	12 11	-44,0	15 16	12 11
-90,0	14 15	13 12	-64,0	15 16	13 12
-195,0	14 15	14 13	-104,0	15 16	14 13
0,0	14 15	15 14	-224,0	15 16	15 14
225,0	14 15	16 15	0,0	15 16	16 15
120,0	14 15	17 16	256,0	15 16	17 16
85,0	14 15	18 17	136,0	15 16	18 17
67,5	14 15	19 18	96,0	15 16	19 18
57,0	14 15	20 19	76,0	15 16	20 19
50,0	14 15	21 20	64,0	15 16	21 20
45,0	14 15	22 21	56,0	15 16	22 21
41,3	14 15	23 22	50,0	15 16	23 22
38,3	14 15	24 23	46,0	15 16	24 23
36,0	14 15	25 24	42,7	15 16	25 24
34,1	14 15	26 25	40,0	15 16	26 25
32,5	14 15	27 26	37,8	15 16	27 26
31,2	14 15	28 27	36,0	15 16	28 27
30,0	14 15	29 28	34,5	15 16	29 28
29,0	14 15	30 29	33,1	15 16	30 29
28,1	14 15	31 30	32,0	15 16	31 30
27,4	14 15	32 31	31,0	15 16	32 31
26,7	14 15	33 32	30,1	15 16	33 32
26,1	14 15	34 33	29,3	15 16	34 33
25,5	14 15	35 34	28,6	15 16	35 34
25,0	14 15	36 35	28,0	15 16	36 35
24,5	14 15	37 36	27,4	15 16	37 36
24,1	14 15	38 37	26,9	15 16	38 37
23,8	14 15	39 38	26,4	15 16	39 38
23,4	14 15	40 39	26,0	15 16	40 39
23,1	14 15	41 40	25,6	15 16	41 40
22,8	14 15	42 41	25,2	15 16	42 41
22,5	14 15	43 42	24,9	15 16	43 42
22,2	14 15	44 43	24,6	15 16	44 43
22,0	14 15	45 44	24,3	15 16	45 44
21,8	14 15	46 45	24,0	15 16	46 45
21,6	14 15	47 46	23,7	15 16	47 46
21,4	14 15	48 47	23,5	15 16	48 47
21,2	14 15	49 48	23,3	15 16	49 48
21,0	14 15	50 49	23,1	15 16	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-28,3	16 17	11 10	-25,7	17 18	11 10
-37,4	16 17	12 11	-33,0	17 18	12 11
-51,0	16 17	13 12	-43,2	17 18	13 12
-73,7	16 17	14 13	-58,5	17 18	14 13
-119,0	16 17	15 14	-84,0	17 18	15 14
-255,0	16 17	16 15	-135,0	17 18	16 15
0,0	16 17	17 16	-288,0	17 18	17 16
289,0	16 17	18 17	0,0	17 18	18 17
153,0	16 17	19 18	324,0	17 18	19 18
107,7	16 17	20 19	171,0	17 18	20 19
85,0	16 17	21 20	120,0	17 18	21 20
71,4	16 17	22 21	94,5	17 18	22 21
62,3	16 17	23 22	79,2	17 18	23 22
55,9	16 17	24 23	69,0	17 18	24 23
51,0	16 17	25 24	61,7	17 18	25 24
47,2	16 17	26 25	56,3	17 18	26 25
44,2	16 17	27 26	52,0	17 18	27 26
41,7	16 17	28 27	48,6	17 18	28 27
39,7	16 17	29 28	45,8	17 18	29 28
37,9	16 17	30 29	43,5	17 18	30 29
36,4	16 17	31 30	41,5	17 18	31 30
35,1	16 17	32 31	39,9	17 18	32 31
34,0	16 17	33 32	38,4	17 18	33 32
33,0	16 17	34 33	37,1	17 18	34 33
32,1	16 17	35 34	36,0	17 18	35 34
31,3	16 17	36 35	35,0	17 18	36 35
30,6	16 17	37 36	34,1	17 18	37 36
30,0	16 17	38 37	33,3	17 18	38 37
29,4	16 17	39 38	32,6	17 18	39 38
28,8	16 17	40 39	31,9	17 18	40 39
28,3	16 17	41 40	31,3	17 18	41 40
27,9	16 17	42 41	30,8	17 18	42 41
27,5	16 17	43 42	30,2	17 18	43 42
27,1	16 17	44 43	29,8	17 18	44 43
26,7	16 17	45 44	29,3	17 18	45 44
26,4	16 17	46 45	28,9	17 18	46 45
26,1	16 17	47 46	28,6	17 18	47 46
25,8	16 17	48 47	28,2	17 18	48 47
25,5	16 17	49 48	27,9	17 18	49 48
25,2	16 17	50 49	27,6	17 18	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-23,8	18 19	11 10	-22,2	19 20	11 10
-29,9	18 19	12 11	-27,5	19 20	12 11
-38,0	18 19	13 12	-34,3	19 20	13 12
-49,4	18 19	14 13	-43,3	19 20	14 13
-66,5	18 19	15 14	-56,0	19 20	15 14
-95,0	18 19	16 15	-75,0	19 20	16 15
-152,0	18 19	17 16	-106,7	19 20	17 16
-323,0	18 19	18 17	-170,0	19 20	18 17
0,0	18 19	19 18	-360,0	19 20	19 18
361,0	18 19	20 19	0,0	19 20	20 19
190,0	18 19	21 20	400,0	19 20	21 20
133,0	18 19	22 21	210,0	19 20	22 21
104,5	18 19	23 22	146,7	19 20	23 22
87,4	18 19	24 23	115,0	19 20	24 23
76,0	18 19	25 24	96,0	19 20	25 24
67,9	18 19	26 25	83,3	19 20	26 25
61,8	18 19	27 26	74,3	19 20	27 26
57,0	18 19	28 27	67,5	19 20	28 27
53,2	18 19	29 28	62,2	19 20	29 28
50,1	18 19	30 29	58,0	19 20	30 29
47,5	18 19	31 30	54,5	19 20	31 30
45,3	18 19	32 31	51,7	19 20	32 31
43,4	18 19	33 32	49,2	19 20	33 32
41,8	18 19	34 33	47,1	19 20	34 33
40,4	18 19	35 34	45,3	19 20	35 34
39,1	18 19	36 35	43,8	19 20	36 35
38,0	18 19	37 36	42,4	19 20	37 36
37,0	18 19	38 37	41,1	19 20	38 37
36,1	18 19	39 38	40,0	19 20	39 38
35,3	18 19	40 39	39,0	19 20	40 39
34,5	18 19	41 40	38,1	19 20	41 40
33,9	18 19	42 41	37,3	19 20	42 41
33,3	18 19	43 42	36,5	19 20	43 42
32,7	18 19	44 43	35,8	19 20	44 43
32,2	18 19	45 44	35,2	19 20	45 44
31,7	18 19	46 45	34,6	19 20	46 45
31,2	18 19	47 46	34,1	19 20	47 46
30,8	18 19	48 47	33,6	19 20	48 47
30,4	18 19	49 48	33,1	19 20	49 48
30,0	18 19	50 49	32,7	19 20	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-21,0	20 21	11 10	-20,0	21 22	11 10
-25,7	20 21	12 11	-24,2	21 22	12 11
-31,5	20 21	13 12	-29,3	21 22	13 12
-39,0	20 21	14 13	-35,8	21 22	14 13
-49,0	20 21	15 14	-44,0	21 22	15 14
-63,0	20 21	16 15	-55,0	21 22	16 15
-84,0	20 21	17 16	-70,4	21 22	17 16
-119,0	20 21	18 17	-93,5	21 22	18 17
-189,0	20 21	19 18	-132,0	21 22	19 18
-399,0	20 21	20 19	-209,0	21 22	20 19
0,0	20 21	21 20	-440,0	21 22	21 20
441,0	20 21	22 21	0,0	21 22	22 21
231,0	20 21	23 22	484,0	21 22	23 22
161,0	20 21	24 23	253,0	21 22	24 23
126,0	20 21	25 24	176,0	21 22	25 24
105,0	20 21	26 25	137,5	21 22	26 25
91,0	20 21	27 26	114,4	21 22	27 26
81,0	20 21	28 27	99,0	21 22	28 27
73,5	20 21	29 28	88,0	21 22	29 28
67,7	20 21	30 29	79,8	21 22	30 29
63,0	20 21	31 30	73,3	21 22	31 30
59,2	20 21	32 31	68,2	21 22	32 31
56,0	20 21	33 32	64,0	21 22	33 32
53,3	20 21	34 33	60,5	21 22	34 33
51,0	20 21	35 34	57,5	21 22	35 34
49,0	20 21	36 35	55,0	21 22	36 35
47,3	20 21	37 36	52,8	21 22	37 36
45,7	20 21	38 37	50,9	21 22	38 37
44,3	20 21	39 38	49,2	21 22	39 38
43,1	20 21	40 39	47,7	21 22	40 39
42,0	20 21	41 40	46,3	21 22	41 40
41,0	20 21	42 41	45,1	21 22	42 41
40,1	20 21	43 42	44,0	21 22	43 42
39,3	20 21	44 43	43,0	21 22	44 43
38,5	20 21	45 44	42,1	21 22	45 44
37,8	20 21	46 45	41,3	21 22	46 45
37,2	20 21	47 46	40,5	21 22	47 46
36,6	20 21	48 47	39,8	21 22	48 47
36,0	20 21	49 48	39,1	21 22	49 48
35,5	20 21	50 49	38,5	21 22	50 49



Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-19,2	22 23	11 10	-18,5	23 24	11 10
-23,0	22 23	12 11	-22,0	23 24	12 11
-27,6	22 23	13 12	-26,2	23 24	13 12
-33,2	22 23	14 13	-31,2	23 24	14 13
-40,3	22 23	15 14	-37,3	23 24	15 14
-49,3	22 23	16 15	-45,0	23 24	16 15
-61,3	22 23	17 16	-54,9	23 24	17 16
-78,2	22 23	18 17	-68,0	23 24	18 17
-103,5	22 23	19 18	-86,4	23 24	19 18
-145,7	22 23	20 19	-114,0	23 24	20 19
-230,0	22 23	21 20	-160,0	23 24	21 20
-483,0	22 23	22 21	-252,0	23 24	22 21
0,0	22 23	23 22	-528,0	23 24	23 22
529,0	22 23	24 23	0,0	23 24	24 23
276,0	22 23	25 24	576,0	23 24	25 24
191,7	22 23	26 25	300,0	23 24	26 25
149,5	22 23	27 26	208,0	23 24	27 26
124,2	22 23	28 27	162,0	23 24	28 27
107,3	22 23	29 28	134,4	23 24	29 28
95,3	22 23	30 29	116,0	23 24	30 29
86,3	22 23	31 30	102,9	23 24	31 30
79,2	22 23	32 31	93,0	23 24	32 31
73,6	22 23	33 32	85,3	23 24	33 32
69,0	22 23	34 33	79,2	23 24	34 33
65,2	22 23	35 34	74,2	23 24	35 34
61,9	22 23	36 35	70,0	23 24	36 35
59,1	22 23	37 36	66,5	23 24	37 36
56,7	22 23	38 37	63,4	23 24	38 37
54,6	22 23	39 38	60,8	23 24	39 38
52,8	22 23	40 39	58,5	23 24	40 39
51,1	22 23	41 40	56,5	23 24	41 40
49,6	22 23	42 41	54,7	23 24	42 41
48,3	22 23	43 42	53,1	23 24	43 42
47,1	22 23	44 43	51,6	23 24	44 43
46,0	22 23	45 44	50,3	23 24	45 44
45,0	22 23	46 45	49,1	23 24	46 45
44,1	22 23	47 46	48,0	23 24	47 46
43,2	22 23	48 47	47,0	23 24	48 47
42,5	22 23	49 48	46,1	23 24	49 48
41,7	22 23	50 49	45,2	23 24	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-17,9	24 25	11 10	-17,3	25 26	11 10
-21,2	24 25	12 11	-20,4	25 26	12 11
-25,0	24 25	13 12	-24,0	25 26	13 12
-29,5	24 25	14 13	-28,2	25 26	14 13
-35,0	24 25	15 14	-33,1	25 26	15 14
-41,7	24 25	16 15	-39,0	25 26	16 15
-50,0	24 25	17 16	-46,2	25 26	17 16
-60,7	24 25	18 17	-55,3	25 26	18 17
-75,0	24 25	19 18	-66,9	25 26	19 18
-95,0	24 25	20 19	-82,3	25 26	20 19
-125,0	24 25	21 20	-104,0	25 26	21 20
-175,0	24 25	22 21	-136,5	25 26	22 21
-275,0	24 25	23 22	-190,0	25 26	23 22
-575,0	24 25	24 23	-299,0	25 26	24 23
0,0	24 25	25 24	-624,0	25 26	25 24
625,0	24 25	26 25	0,0	25 26	26 25
325,0	24 25	27 26	676,0	25 26	27 26
225,0	24 25	28 27	351,0	25 26	28 27
175,0	24 25	29 28	242,7	25 26	29 28
145,0	24 25	30 29	188,5	25 26	30 29
125,0	24 25	31 30	156,0	25 26	31 30
110,7	24 25	32 31	134,3	25 26	32 31
100,0	24 25	33 32	118,9	25 26	33 32
91,7	24 25	34 33	107,3	25 26	34 33
85,0	24 25	35 34	98,2	25 26	35 34
79,5	24 25	36 35	91,0	25 26	36 35
75,0	24 25	37 36	85,1	25 26	37 36
71,2	24 25	38 37	80,2	25 26	38 37
67,9	24 25	39 38	76,0	25 26	39 38
65,0	24 25	40 39	72,4	25 26	40 39
62,5	24 25	41 40	69,3	25 26	41 40
60,3	24 25	42 41	66,6	25 26	42 41
58,3	24 25	43 42	64,2	25 26	43 42
56,6	24 25	44 43	62,1	25 26	44 43
55,0	24 25	45 44	60,2	25 26	45 44
53,6	24 25	46 45	58,5	25 26	46 45
52,3	24 25	47 46	57,0	25 26	47 46
51,1	24 25	48 47	55,5	25 26	48 47
50,0	24 25	49 48	54,3	25 26	49 48
49,0	24 25	50 49	53,1	25 26	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-16,9	26 27	11 10	-16,5	27 28	11 10
-19,8	26 27	12 11	-19,3	27 28	12 11
-23,1	26 27	13 12	-22,4	27 28	13 12
-27,0	26 27	14 13	-26,0	27 28	14 13
-31,5	26 27	15 14	-30,2	27 28	15 14
-36,8	26 27	16 15	-35,0	27 28	16 15
-43,2	26 27	17 16	-40,7	27 28	17 16
-51,0	26 27	18 17	-47,6	27 28	18 17
-60,8	26 27	19 18	-56,0	27 28	19 18
-73,3	26 27	20 19	-66,5	27 28	20 19
-90,0	26 27	21 20	-80,0	27 28	21 20
-113,4	26 27	22 21	-98,0	27 28	22 21
-148,5	26 27	23 22	-123,2	27 28	23 22
-207,0	26 27	24 23	-161,0	27 28	24 23
-324,0	26 27	25 24	-224,0	27 28	25 24
-625,0	26 27	26 25	-350,0	27 28	26 25
0,0	26 27	27 26	-728,0	27 28	27 26
729,0	26 27	28 27	0,0	27 28	28 27
378,0	26 27	29 28	784,0	27 28	29 28
261,0	26 27	30 29	406,0	27 28	30 29
202,5	26 27	31 30	280,0	27 28	31 30
167,4	26 27	32 31	217,0	27 28	32 31
144,0	26 27	33 32	179,2	27 28	33 32
127,3	26 27	34 33	154,0	27 28	34 33
114,8	26 27	35 34	136,0	27 28	35 34
105,0	26 27	36 35	122,5	27 28	36 35
97,2	26 27	37 36	112,0	27 28	37 36
90,8	26 27	38 37	103,6	27 28	38 37
85,5	26 27	39 38	96,7	27 28	39 38
81,0	26 27	40 39	91,0	27 28	40 39
77,1	26 27	41 40	86,2	27 28	41 40
73,8	26 27	42 41	82,0	27 28	42 41
70,9	26 27	43 42	78,4	27 28	43 42
68,3	26 27	44 43	75,3	27 28	44 43
66,0	26 27	45 44	72,5	27 28	45 44
63,9	26 27	46 45	70,0	27 28	46 45
62,1	26 27	47 46	67,8	27 28	47 46
60,4	26 27	48 47	65,8	27 28	48 47
58,9	26 27	49 48	64,0	27 28	49 48
57,5	26 27	50 49	62,4	27 28	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-16,1	28 29	11 10	-15.8	29 30	11 10
-18,8	28 29	12 11	-18.3	29 30	12 11
-21,8	28 29	13 12	-21.2	29 30	13 12
-25,1	28 29	14 13	-24.4	29 30	14 13
-29,0	28 29	15 14	-28.0	29 30	15 14
-33,5	28 29	16 15	-32.1	29 30	16 15
-38,7	28 29	17 16	-36.9	29 30	17 16
-44,8	28 29	18 17	-42.5	29 30	18 17
-52,2	28 29	19 18	-49.1	29 30	19 18
-61,2	28 29	20 19	-57.0	29 30	20 19
-72,5	28 29	21 20	-66.7	29 30	21 20
-87,0	28 29	22 21	-78.8	29 30	22 21
-106,3	28 29	23 22	-94.3	29 30	23 22
-133,4	28 29	24 23	-115.0	29 30	24 23
-174,0	28 29	25 24	-144.0	29 30	25 24
-241,7	28 29	26 25	-187.0	29 30	26 25
-377,0	28 29	27 26	-260.0	29 30	27 26
-783,0	28 29	28 27	-405.0	29 30	28 27
0,0	28 29	29 28	-840.0	29 30	29 28
841,0	28 29	30 29	0,0	29 30	30 29
435,0	28 29	31 30	900,0	29 30	31 30
299,7	28 29	32 31	465,0	29 30	32 31
232,0	28 29	33 32	320,0	29 30	33 32
191,4	28 29	34 33	247,5	29 30	34 33
164,3	28 29	35 34	204,0	29 30	35 34
145,0	28 29	36 35	175,0	29 30	36 35
130,5	28 29	37 36	154,3	29 30	37 36
119,2	28 29	38 37	138,8	29 30	38 37
110,2	28 29	39 38	126,7	29 30	39 38
102,8	28 29	40 39	117,0	29 30	40 39
96,7	28 29	41 40	109,0	29 30	41 40
91,5	28 29	42 41	102,5	29 30	42 41
87,0	28 29	43 42	96,9	29 30	43 42
83,1	28 29	44 43	92,1	29 30	44 43
79,8	28 29	45 44	88,0	29 30	45 44
76,8	28 29	46 45	84,4	29 30	46 45
74,1	28 29	47 46	81,2	29 30	47 46
71,7	28 29	48 47	78,3	29 30	48 47
69,6	28 29	49 48	75,8	29 30	49 48
67,7	28 29	50 49	73,5	29 30	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-15.5	30 31	11 10	-15.2	31 32	11 10
-17.9	30 31	12 11	-17.6	31 32	12 11
-20.7	30 31	13 12	-20.2	31 32	13 12
-23.7	30 31	14 13	-23.1	31 32	14 13
-27.1	30 31	15 14	-26.4	31 32	15 14
-31.0	30 31	16 15	-30.0	31 32	16 15
-35.4	30 31	17 16	-34.1	31 32	17 16
-40.5	30 31	18 17	-38.9	31 32	18 17
-46.5	30 31	19 18	-44.3	31 32	19 18
-53.5	30 31	20 19	-50.7	31 32	20 19
-62.0	30 31	21 20	-58.2	31 32	21 20
-72.3	30 31	22 21	-67.2	31 32	22 21
-85.3	30 31	23 22	-78.2	31 32	23 22
-101.9	30 31	24 23	-92.0	31 32	24 23
-124.0	30 31	25 24	-109.7	31 32	25 24
-155.0	30 31	26 25	-133.3	31 32	26 25
-201.5	30 31	27 26	-166.4	31 32	27 26
-279.0	30 31	28 27	-216.0	31 32	28 27
-434.0	30 31	29 28	-298.7	31 32	29 28
-899.0	30 31	30 29	-464.0	31 32	30 29
0.0	30 31	31 30	-960.0	31 32	31 30
961.0	30 31	32 31	0.0	31 32	32 31
496.0	30 31	33 32	1024.0	31 32	33 32
341.0	30 31	34 33	528.0	31 32	34 33
263.5	30 31	35 34	362.7	31 32	35 34
217.0	30 31	36 35	280.0	31 32	36 35
186.0	30 31	37 36	230.4	31 32	37 36
163.9	30 31	38 37	197.3	31 32	38 37
147.3	30 31	39 38	173.7	31 32	39 38
134.3	30 31	40 39	156.0	31 32	40 39
124.0	30 31	41 40	142.2	31 32	41 40
115.5	30 31	42 41	131.2	31 32	42 41
108.5	30 31	43 42	122.2	31 32	43 42
102.5	30 31	44 43	114.7	31 32	44 43
97.4	30 31	45 44	108.3	31 32	45 44
93.0	30 31	46 45	102.9	31 32	46 45
89.1	30 31	47 46	98.1	31 32	47 46
85.7	30 31	48 47	94.0	31 32	48 47
82.7	30 31	49 48	90.4	31 32	49 48
79.9	30 31	50 49	87.1	31 32	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-15,0	32 33	11 10	-14,8	33 34	11 10
-17,3	32 33	12 11	-17,0	33 34	12 11
-19,8	32 33	13 12	-19,4	33 34	13 12
-22,6	32 33	14 13	-22,1	33 34	14 13
-25,7	32 33	15 14	-25,1	33 34	15 14
-29,1	32 33	16 15	-28,3	33 34	16 15
-33,0	32 33	17 16	-32,0	33 34	17 16
-37,4	32 33	18 17	-36,1	33 34	18 17
-42,4	32 33	19 18	-40,8	33 34	19 18
-48,2	32 33	20 19	-46,1	33 34	20 19
-55,0	32 33	21 20	-52,3	33 34	21 20
-63,0	32 33	22 21	-59,5	33 34	22 21
-72,6	32 33	23 22	-68,0	33 34	23 22
-84,3	32 33	24 23	-78,2	33 34	24 23
-99,0	32 33	25 24	-90,7	33 34	25 24
-117,9	32 33	26 25	-106,3	33 34	26 25
-143,0	32 33	27 26	-126,3	33 34	27 26
-178,2	32 33	28 27	-153,0	33 34	28 27
-231,0	32 33	29 28	-190,4	33 34	29 28
-319,0	32 33	30 29	-246,5	33 34	30 29
-495,0	32 33	31 30	-340,0	33 34	31 30
-1023,0	32 33	32 31	-527,0	33 34	32 31
0,0	32 33	33 32	-1088,0	33 34	33 32
1089,0	32 33	34 33	0,0	33 34	34 33
561,0	32 33	35 34	1156,0	33 34	35 34
385,0	32 33	36 35	595,0	33 34	36 35
297,0	32 33	37 36	408,0	33 34	37 36
244,2	32 33	38 37	314,5	33 34	38 37
209,0	32 33	39 38	258,4	33 34	39 38
183,9	32 33	40 39	221,0	33 34	40 39
165,0	32 33	41 40	194,0	33 34	41 40
150,3	32 33	42 41	174,3	33 34	42 41
138,6	32 33	43 42	158,7	33 34	43 42
129,0	32 33	44 43	146,2	33 34	44 43
121,0	32 33	45 44	136,0	33 34	45 44
114,2	32 33	46 45	127,5	33 34	46 45
108,4	32 33	47 46	120,3	33 34	47 46
103,4	32 33	48 47	114,1	33 34	48 47
99,0	32 33	49 48	108,8	33 34	49 48
95,1	32 33	50 49	104,1	33 34	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-14,6	34 35	11 10	-14,4	35 36	11 10
-16,7	34 35	12 11	-16,5	35 36	12 11
-19,1	34 35	13 12	-18,8	35 36	13 12
-21,7	34 35	14 13	-21,3	35 36	14 13
-24,5	34 35	15 14	-24,0	35 36	15 14
-27,6	34 35	16 15	-27,0	35 36	16 15
-31,1	34 35	17 16	-30,3	35 36	17 16
-35,0	34 35	18 17	-34,0	35 36	18 17
-39,4	34 35	19 18	-38,1	35 36	19 18
-44,3	34 35	20 19	-42,8	35 36	20 19
-50,0	34 35	21 20	-48,0	35 36	21 20
-56,5	34 35	22 21	-54,0	35 36	22 21
-64,2	34 35	23 22	-60,9	35 36	23 22
-73,2	34 35	24 23	-69,0	35 36	24 23
-84,0	34 35	25 24	-78,5	35 36	25 24
-97,2	34 35	26 25	-90,0	35 36	26 25
-113,8	34 35	27 26	-104,0	35 36	27 26
-135,0	34 35	28 27	-121,5	35 36	28 27
-163,3	34 35	29 28	-144,0	35 36	29 28
-203,0	34 35	30 29	-174,0	35 36	30 29
-262,5	34 35	31 30	-216,0	35 36	31 30
-361,7	34 35	32 31	-279,0	35 36	32 31
-560,0	34 35	33 32	-384,0	35 36	33 32
-1155,0	34 35	34 33	-594,0	35 36	34 33
0,0	34 35	35 34	-1224,0	35 36	35 34
1225,0	34 35	36 35	0,0	35 36	36 35
630,0	34 35	37 36	1296,0	35 36	37 36
431,7	34 35	38 37	666,0	35 36	38 37
332,5	34 35	39 38	456,0	35 36	39 38
273,0	34 35	40 39	351,0	35 36	40 39
233,3	34 35	41 40	288,0	35 36	41 40
205,0	34 35	42 41	246,0	35 36	42 41
183,8	34 35	43 42	216,0	35 36	43 42
167,2	34 35	44 43	193,5	35 36	44 43
154,0	34 35	45 44	176,0	35 36	45 44
143,2	34 35	46 45	162,0	35 36	46 45
134,2	34 35	47 46	150,5	35 36	47 46
126,5	34 35	48 47	141,0	35 36	48 47
120,0	34 35	49 48	132,9	35 36	49 48
114,3	34 35	50 49	126,0	35 36	50 49



Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-14,2	36 37	11 10	-14,1	37 38	11 10
-16,3	36 37	12 11	-16,1	37 38	12 11
-18,5	36 37	13 12	-18,2	37 38	13 12
-20,9	36 37	14 13	-20,6	37 38	14 13
-23,5	36 37	15 14	-23,1	37 38	15 14
-26,4	36 37	16 15	-25,9	37 38	16 15
-29,6	36 37	17 16	-29,0	37 38	17 16
-33,1	36 37	18 17	-32,3	37 38	18 17
-37,0	36 37	19 18	-36,0	37 38	19 18
-41,4	36 37	20 19	-40,1	37 38	20 19
-46,3	36 37	21 20	-44,7	37 38	21 20
-51,8	36 37	22 21	-49,9	37 38	22 21
-58,1	36 37	23 22	-55,7	37 38	23 22
-65,5	36 37	24 23	-62,4	37 38	24 23
-74,0	36 37	25 24	-70,2	37 38	25 24
-84,1	36 37	26 25	-79,2	37 38	26 25
-96,2	36 37	27 26	-89,8	37 38	27 26
-111,0	36 37	28 27	-102,6	37 38	28 27
-129,0	36 37	29 28	-118,2	37 38	29 28
-153,3	36 37	30 29	-137,8	37 38	30 29
-185,0	36 37	31 30	-162,9	37 38	31 30
-229,0	36 37	32 31	-196,3	37 38	32 31
-296,0	36 37	33 32	-243,2	37 38	33 32
-407,0	36 37	34 33	-313,5	37 38	34 33
-629,0	36 37	35 34	-430,7	37 38	35 34
-1295,0	36 37	36 35	-665,0	37 38	36 35
0,0	36 37	37 36	-1368,0	37 38	37 36
1369,0	36 37	38 37	0,0	37 38	38 37
703,0	36 37	39 38	1444,0	37 38	39 38
481,0	36 37	40 39	741,0	37 38	40 39
370,0	36 37	41 40	506,7	37 38	41 40
303,4	36 37	42 41	389,5	37 38	42 41
259,0	36 37	43 42	319,2	37 38	43 42
227,3	36 37	44 43	272,3	37 38	44 43
203,5	36 37	45 44	238,9	37 38	45 44
185,0	36 37	46 45	213,8	37 38	46 45
170,2	36 37	47 46	194,2	37 38	47 46
158,1	36 37	48 47	178,6	37 38	48 47
148,0	36 37	49 48	165,8	37 38	49 48
139,5	36 37	50 49	155,2	37 38	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-13,9	38 39	11 10	-13,8	39 40	11 10
-15,9	38 39	12 11	-15,7	39 40	12 11
-18,0	38 39	13 12	-17,8	39 40	13 12
-20,3	38 39	14 13	-20,0	39 40	14 13
-22,8	38 39	15 14	-22,4	39 40	15 14
-25,4	38 39	16 15	-25,0	39 40	16 15
-28,4	38 39	17 16	-27,8	39 40	17 16
-31,6	38 39	18 17	-30,9	39 40	18 17
-35,1	38 39	19 18	-34,3	39 40	19 18
-39,0	38 39	20 19	-38,0	39 40	20 19
-43,3	38 39	21 20	-42,1	39 40	21 20
-48,2	38 39	22 21	-46,7	39 40	22 21
-53,6	38 39	23 22	-51,8	39 40	23 22
-59,8	38 39	24 23	-57,5	39 40	24 23
-66,9	38 39	25 24	-64,0	39 40	25 24
-75,0	38 39	26 25	-71,4	39 40	26 25
-84,5	38 39	27 26	-80,0	39 40	27 26
-95,7	38 39	28 27	-90,0	39 40	28 27
-109,2	38 39	29 28	-101,8	39 40	29 28
-125,7	38 39	30 29	-116,0	39 40	30 29
-146,3	38 39	31 30	-133,3	39 40	31 30
-172,7	38 39	32 31	-155,0	39 40	32 31
-208,0	38 39	33 32	-182,9	39 40	33 32
-257,4	38 39	34 33	-220,0	39 40	34 33
-331,5	38 39	35 34	-272,0	39 40	35 34
-455,0	38 39	36 35	-250,0	39 40	36 35
-702,0	38 39	37 36	-480,0	39 40	37 36
-1443,0	38 39	38 37	-740,0	39 40	38 37
0,0	38 39	39 38	-1520,0	39 40	39 38
1521,0	38 39	40 39	0,0	39 40	40 39
780,0	38 39	41 40	1600,0	39 40	41 40
533,0	38 39	42 41	820,0	39 40	42 41
409,5	38 39	43 42	560,0	39 40	43 42
335,4	38 39	44 43	430,0	39 40	44 43
286,0	38 39	45 44	352,0	39 40	45 44
250,7	38 39	46 45	300,0	39 40	46 45
224,3	38 39	47 46	262,9	39 40	47 46
203,7	38 39	48 47	235,0	39 40	48 47
187,2	38 39	49 48	213,3	39 40	49 48
173,7	38 39	50 49	196,0	39 40	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-13,7	40 41	11 10	-13,5	41 42	11 10
-15,6	40 41	12 11	-15,4	41 42	12 11
-17,6	40 41	13 12	-17,4	41 42	13 12
-19,7	40 41	14 13	-19,5	41 42	14 13
-22,1	40 41	15 14	-21,8	41 42	15 14
-24,6	40 41	16 15	-24,2	41 42	16 15
-27,3	40 41	17 16	-26,9	41 42	17 16
-30,3	40 41	18 17	-29,8	41 42	18 17
-33,5	40 41	19 18	-32,9	41 42	19 18
-37,1	40 41	20 19	-36,3	41 42	20 19
-41,0	40 41	21 20	-40,0	41 42	21 20
-45,3	40 41	22 21	-44,1	41 42	22 21
-50,1	40 41	23 22	-48,6	41 42	23 22
-55,5	40 41	24 23	-53,7	41 42	24 23
-61,5	40 41	25 24	-59,3	41 42	25 24
-68,3	40 41	26 25	-65,6	41 42	26 25
-76,1	40 41	27 26	-72,8	41 42	27 26
-85,2	40 41	28 27	-81,0	41 42	28 27
-95,7	40 41	29 28	-90,5	41 42	29 28
-108,1	40 41	30 29	-101,5	41 42	30 29
-123,0	40 41	31 30	-114,5	41 42	31 30
-141,2	40 41	32 31	-130,2	41 42	32 31
-164,0	40 41	33 32	-149,3	41 42	33 32
-193,3	40 41	34 33	-173,3	41 42	34 33
-232,3	40 41	35 34	-204,0	41 42	35 34
-287,0	40 41	36 35	-245,0	41 42	36 35
-369,0	40 41	37 36	-302,4	41 42	37 36
-505,7	40 41	38 37	-388,5	41 42	38 37
-779,0	40 41	39 38	-532,0	41 42	39 38
-1599,0	40 41	40 39	-819,0	41 42	40 39
0,0	40 41	41 40	-1680,0	41 42	41 40
1681,0	40 41	42 41	0,0	41 42	42 41
861,0	40 41	43 42	1764,0	41 42	43 42
587,7	40 41	44 43	903,0	41 42	44 43
451,0	40 41	45 44	616,0	41 42	45 44
369,0	40 41	46 45	472,5	41 42	46 45
314,3	40 41	47 46	386,4	41 42	47 46
275,3	40 41	48 47	329,0	41 42	48 47
246,0	40 41	49 48	288,0	41 42	49 48
232,2	40 41	50 49	257,3	41 42	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-13,4	42 43	11 10	-13,3	43 44	11 10
-15,3	42 43	12 11	-15,1	43 44	12 11
-17,2	42 43	13 12	-17,0	43 44	13 12
-19,3	42 43	14 13	-19,1	43 44	14 13
-21,5	42 43	15 14	-21,2	43 44	15 14
-23,9	42 43	16 15	-23,6	43 44	16 15
-26,5	42 43	17 16	-26,1	43 44	17 16
-29,2	42 43	18 17	-28,8	43 44	18 17
-32,3	42 43	19 18	-31,7	43 44	19 18
-35,5	42 43	20 19	-34,8	43 44	20 19
-39,1	42 43	21 20	-38,3	43 44	21 20
-43,0	42 43	22 21	-42,0	43 44	22 21
-47,3	42 43	23 22	-46,1	43 44	23 22
-52,1	42 43	24 23	-50,6	43 44	24 23
-57,3	42 43	25 24	-55,6	43 44	25 24
-63,2	42 43	26 25	-61,1	43 44	26 25
-69,9	42 43	27 26	-67,3	43 44	27 26
-77,4	42 43	28 27	-74,3	43 44	28 27
-86,0	42 43	29 28	-82,1	43 44	29 28
-95,9	42 43	30 29	-91,1	43 44	30 29
-107,5	42 43	31 30	-101,5	43 44	31 30
-121,2	42 43	32 31	-113,7	43 44	32 31
-137,6	42 43	33 32	-128,0	43 44	33 32
-157,7	42 43	34 33	-145,2	43 44	34 33
-182,8	42 43	35 34	-166,2	43 44	35 34
-215,0	42 43	36 35	-192,5	43 44	36 35
-258,0	42 43	37 36	-226,3	43 44	37 36
-318,2	42 43	38 37	-271,3	43 44	38 37
-408,0	42 43	39 38	-334,4	43 44	39 38
-559,0	42 43	40 39	-429,0	43 44	40 39
-860,0	42 43	41 40	-586,7	43 44	41 40
-1763,0	42 43	42 41	-902,0	43 44	42 41
0,0	42 43	43 42	-1848,0	43 44	43 42
1849,0	42 43	44 43	0,0	43 44	44 43
946,0	42 43	45 44	1938,0	43 44	45 44
645,0	42 43	46 45	990,0	43 44	46 45
494,5	42 43	47 46	674,7	43 44	47 46
404,2	42 43	48 47	517,0	43 44	48 47
344,0	42 43	49 48	422,4	43 44	49 48
301,0	42 43	50 49	359,3	43 44	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-13,2	44 45	11 10	-13,1	45 46	11 10
-15,0	44 45	12 11	-14,9	45 46	12 11
-16,9	44 45	13 12	-16,7	45 46	13 12
-18,9	44 45	14 13	-18,7	45 46	14 13
-21,0	44 45	15 14	-20,8	45 46	15 14
-23,3	44 45	16 15	-23,0	45 46	16 15
-25,7	44 45	17 16	-25,4	45 46	17 16
-28,3	44 45	18 17	-27,9	45 46	18 17
-31,2	44 45	19 18	-30,7	45 46	19 18
-34,2	44 45	20 19	-33,6	45 46	20 19
-37,5	44 45	21 20	-36,8	45 46	21 20
-41,1	44 45	22 21	-40,3	45 46	22 21
-45,0	44 45	23 22	-44,0	45 46	23 22
-49,3	44 45	24 23	-48,1	45 46	24 23
-54,0	44 45	25 24	-52,6	45 46	25 24
-59,2	44 45	26 25	-57,5	45 46	26 25
-65,0	44 45	27 26	-62,9	45 46	27 26
-71,5	44 45	28 27	-69,0	45 46	28 27
-78,8	44 45	29 28	-75,8	45 46	29 28
-87,0	44 45	30 29	-83,4	45 46	30 29
-96,4	44 45	31 30	-92,0	45 46	31 30
-107,3	44 45	32 31	-101,9	45 46	32 31
-120,0	44 45	33 32	-113,2	45 46	33 32
-135,0	44 45	34 33	-126,5	45 46	34 33
-153,0	44 45	35 34	-142,2	45 46	35 34
-175,0	44 45	36 35	-161,0	45 46	36 35
-202,5	44 45	37 36	-184,0	45 46	37 36
-237,9	44 45	38 37	-212,8	45 46	38 37
-285,0	44 45	39 38	-249,7	45 46	39 38
-351,0	44 45	40 39	-299,0	45 46	40 39
-450,0	44 45	41 40	-368,0	45 46	41 40
-615,0	44 45	42 41	-471,5	45 46	42 41
-945,0	44 45	43 42	-644,0	45 46	43 42
-1935,0	44 45	44 43	-989,0	45 46	44 43
0,0	44 45	45 44	-2024,0	45 46	45 44
2025,0	44 45	46 45	0,0	45 46	46 45
1035,0	44 45	47 46	2116,0	45 46	47 46
705,0	44 45	48 47	1081,0	45 46	48 47
540,0	44 45	49 48	736,0	45 46	49 48
441,0	44 45	50 49	563,5	45 46	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-13,1	46 47	11 10	-13,0	47 48	11 10
-14,8	46 47	12 11	-14,7	47 48	12 11
-16,6	46 47	13 12	-16,5	47 48	13 12
-18,5	46 47	14 13	-18,4	47 48	14 13
-20,6	46 47	15 14	-20,4	47 48	15 14
-22,7	46 47	16 15	-22,5	47 48	16 15
-25,1	46 47	17 16	-24,8	47 48	17 16
-27,6	46 47	18 17	-27,2	47 48	18 17
-30,2	46 47	19 18	-29,8	47 48	19 18
-33,1	46 47	20 19	-32,6	47 48	20 19
-36,2	46 47	21 20	-35,6	47 48	21 20
-39,5	46 47	22 21	-38,8	47 48	22 21
-43,1	46 47	23 22	-42,2	47 48	23 22
-47,0	46 47	24 23	-46,0	47 48	24 23
-51,3	46 47	25 24	-50,1	47 48	25 24
-56,0	46 47	26 25	-54,5	47 48	26 25
-61,1	46 47	27 26	-59,4	47 48	27 26
-66,8	46 47	28 27	-64,8	47 48	28 27
-73,1	46 47	29 28	-70,7	47 48	29 28
-80,2	46 47	30 29	-77,3	47 48	30 29
-88,1	46 47	31 30	-84,7	47 48	31 30
-97,1	46 47	32 31	-93,0	47 48	32 31
-107,4	46 47	33 32	-102,4	47 48	33 32
-119,3	46 47	34 33	-113,1	47 48	34 33
-133,2	46 47	35 34	-125,5	47 48	35 34
-149,5	46 47	36 35	-140,0	47 48	36 35
-169,2	46 47	37 36	-157,1	47 48	37 36
-193,2	46 47	38 37	-177,6	47 48	38 37
-223,3	46 47	39 38	-202,7	47 48	39 38
-261,9	46 47	40 39	-234,0	47 48	40 39
-313,3	46 47	41 40	-274,0	47 48	41 40
-385,4	46 47	42 41	-328,0	47 48	42 41
-493,5	46 47	43 42	-403,2	47 48	43 42
-673,7	46 47	44 43	-516,0	47 48	44 43
-1034,0	46 47	45 44	-704,0	47 48	45 44
-2115,0	46 47	46 45	-1080,0	47 48	46 45
0,0	46 47	47 46	-2208,0	47 48	47 46
2209,0	46 47	48 47	0,0	47 48	48 47
1128,0	46 47	49 48	2304,0	47 48	49 48
767,7	46 47	50 49	1176,0	47 48	50 49

Tabelul 17.51 (continuare)

U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>	U	Z <sub>1</sub> Z <sub>2</sub>	Z <sub>3</sub> Z <sub>4</sub>
-12,9	48 49	11 10	-81,7	48 49	31 30
-14,6	48 49	12 11	-89,4	48 49	32 31
-16,3	48 49	13 12	-98,0	48 49	33 32
-18,2	48 49	14 13	-107,8	48 49	34 33
-20,2	48 49	15 14	-119,0	48 49	35 34
-22,3	48 49	16 15	-131,9	48 49	36 35
-24,5	48 49	17 16	-147,0	48 49	37 36
-26,9	48 49	18 17	-164,8	48 49	38 37
-29,4	48 49	19 18	-186,2	48 49	39 38
-32,1	48 49	20 19	-212,3	48 49	40 39
-35,0	48 49	21 20	-245,0	48 49	41 40
-38,1	48 49	22 21	-287,0	48 49	42 41
-41,5	48 49	23 22	-343,0	48 49	43 42
-45,1	48 49	24 23	-421,4	48 49	44 43
-49,0	48 49	25 24	-539,0	48 49	45 44
-53,3	48 49	26 25	-735,0	48 49	46 45
-57,9	48 49	27 26	-1127,0	48 49	47 46
-63,0	48 49	28 27	-2303,0	48 49	48 47
-68,6	48 49	29 28	0,0	48 49	49 48
-74,8	48 49	30 29	2401,0	48 49	50 49



**BIBLIOGRAFIE**

1. Kuz'min A. V., Makeicik N. I., Kolacev V. F. Kursovoe proektirovanie detalei maşin /Spravocinoe posobie. V. 1, 2 - Mensk.: Vâşăia şkola. 1982.
2. Ivanov M. N. Detali maşin - M.: Vâşăia şkola. 1976.
3. Kudreavţev M. N., Derjaveţ I. A., Gluharev E. T. Konstrukţii i rasciot zubciatâh reduktorov /Spravocinoe posobie - Leningrad.: Maşinostroenie. 1971.
4. Bostan I. Preşionnâe peredaci s mnogoparnâm zaţepnienem. Chişinău.: Ştiinţa. 1991.
5. Ivanov M. N., Ivanov V. N. Detali maşin. Kursovoe proektirovanie. M.: Vâşăia şkola. 1975.
6. Reşetov D. N. Detali maşin /Ucebnik dlea studentov maşinostroitel'nâh i mehaniceskih speţial'nostei vuzov - 4-e izd. pererab. i dop. - M.: Maşinostroenie. 1989.
7. Kudreavţev V. N. Detali maşin. L.: Maşinostroenie. 1980.
8. Varlamova L. P. Rasciot na procinosti valov i osei reduktorov. M.: MVTU. 1976.
9. Serensen S. V., Kogaev V. P. Nesuşciaia sposobnosti i rascioti detalei maşin na procinosti. M.: Maşinostroenie. 1968.
10. Poleaţov V. S., Barbaş I. D., Reahovskii O. A. Spravocinik po muftam. L.: Maşinostroenie. 1979.
11. Dunaev P. F. Konstruierovanie uzlov i detalei maşin. Ucebnoc posobie dlea maşinostroitel'nâh speţial'nostei vuzov. - M.: Vâşăia şkola. 1985.
12. Orlov P. I. Osnovî konstruierovania. V. 1, 2, 3. - M.: Maşinostroenie. 1977.
13. Şuvalov S. A. Metodiceskie ukazania po rasciotu volnovâh zubciatâh peredaci na EVM. M.: MVTU. 1987.
14. Detali maşin. Atlas konstrukţii /Pod red. d.t.n., prof. Reşetova D. N. M.: Maşinostroenie. 1979.
15. Dunaev P. F., Lelicov O. P. Dopuski i posadki. Obosnovanie vâbora /Ucebnoc posobie. M.: Vâşăia şkola. 1984.
16. Dunaev P. F. Detali maşin. Kursovoe proektirovanie: Ucebnoc posobie. Ed. 2. - Vâşăia şkola. 1990.
17. Niciporcik S. N. Detali maşin v primerah i zadaceah: Ucebnoc posobie. - 2 - e izd. - Mensk. Vâşăia şkola. 1981.
18. Detali maşin. Atlas konstrukţii. - M.: Maşinostroenie. 1978.

19. Ivanov M. N. Volnovâe zubciatâe peredaci. – M.: Vâșșaia șkola. 1981.

20. Podșipniki kacenia: Spravocinik-katalog /Pod redakției V. N. Narâșkina i R. V. Korostașevskogo.- M.: Mașinostroenie. 1984.

21. Șuvalov S. A. Issledovanie napreajenii v ghibkom zubciatom vențe metodom konecinâh elementov //Vestn. mașinostroenia. 1981.- Nr.1, p.10-12.

22. Șuvalov S. A. Rasciot sil deistvuiușcih na zvenia volnovoi peredaci. //Vestn. mașinostroenia. 1979. - Nr.10, p.5-9.

23. Șuvalov S. A., Poletucii A. I. Predel'nâi kruteașcii moment peredavaemâi volnovoi zubciatoi peredacei //Vestnik mașinostroenia. 1976. - Nr.1, p.16-19.

24. Dopuski i posadki: Spravocinik. V 2-h ceasteah /V. D. Meagkov i dr. – 6-e izdanie, pererabotannoe i dopolnenoe. – L.: Mașinostroenie. 1982.

25. Florea V., Florea R., Manolea D. Bazele proiectării mașinilor. Volumul 1. Editura Universității „Lucian Blaga” din Sibiu. 1998.





Născut la 31 iulie 1949 în comuna Brânza județul Cahul, într-o familie de agricultori.

În 1971 a absolvit Institutul Politehnic din Chișinău.

În 1977 susține teza de doctor, iar în 1989 - de doctor habilitat în științe tehnice la Universitatea Tehnică de Stat **N. Bauman** din

Moscova.

În 1992 este ales, iar în 1997 - reales în funcția de rector al Universității Tehnice a Moldovei.

În 1979 inventează un tip principal nou de transmisie - Transmisia Planetară Precesională, deschide o nouă direcție științifică în construcția de mașini, fondează o școală științifică în domeniu. Autor a 400 de lucrări științifice, inclusiv 5 monografii și 130 brevete de invenție. A pregătit 2 doctori habilitați și 6 doctori în științe tehnice.

A expus realizările științifice la 40 saloane Mondiale de Inovații Tehnice, Cercetare și Transfer Tehnologic.

Din 1993 - Președinte al Asociației Inginerilor din Republica Moldova.

- 1977 - Doctor în științe tehnice
- 1977 - Laureat al Premiului de Stat al Republicii Moldova în domeniul Științei și Tehnicii.
- 1989 - Doctor habilitat în științe tehnice.
- 1990 - Profesor universitar.
- 1990 - Inventator Emerit al Republicii Moldova.
- 1992 - Membru Corespondent al A.Ș.M.
- 1994 - Decorat cu Ordinul Republicii.
- 1994 - Academician al A.Ș.M. Specialitatea "Mașinologie și fiabilitatea Mașinilor".
- 1994 - Inventator de Elită al României
- 1997 - 1998 - Ordinul Regatului Belgia "Merite de l'Invention" (gradele Chevalier, Officier și Comandor), Bruxeless.
- 1998 - Laureat al Medaliei de Aur a Organizației Mondiale de Proprietate Intelectuală, Geneva.
- 1998 - Laureat al Premiului de Stat al Republicii Moldova în domeniul Științei și Tehnicii.
- 1998 - Academician al Academiei Internaționale a Școlii Superioare.
- 1999 - Membru de Onoare al Academiei Româno-Americane.
- 1999 - Doctor Honoris Causa al Universității "Petrol - Gaze", Ploiești, România.
- 1999 - Decorat cu Ordinul Meritul European.
- 2000 - Doctor Honoris Causa al Universității Tehnice "Gh. Asachi", Iași, România.

Născut la 2 noiembrie 1953 în comuna Molovata Nouă, județul Chișinău, într-o familie de agricultori.

După absolvirea școlii medii din localitate își continuă studiile la Institutul Politehnic Chișinău, absolvind-ul în 1977.

După absolvire activează în cadrul U.T.M. în funcțiile de inginer superior, asistent, lector superior, conferențiar la catedra "Teoria mecanismelor și Organe de Mașini".

Din anul 1979 se încadrează în direcția științifică Transmisii Planetare Precesionale fondată la catedră.

În acest domeniu este autor a 60 de lucrări științifice, inclusiv 1 monografie și 14 brevete de invenție, participant la peste 35 Saloane Mondiale de Inovații Tehnice, Cercetare și Transfer Tehnologic.

În 1987 susține teza de doctor în științe tehnice la Institutul Problemelor Fiabilității și Durabilității Mașinilor al AȘ din Republica Bielarusi.

Laureat al Premiului de Stat al Republicii Moldova în domeniul Științei și Tehnicii (1998).

