

MIHAI MUŞAT

GINA STOICA

Transmisii mecanice cu reductoare într-o treaptă

(Indrumar de proiectare)

2004

Conf. dr. ing. MIHAI MUŞAT

Conf. dr. ing. GINA STOICA

Transmisii mecanice cu reductoare într-o treaptă

(Indrumar de proiectare)

CUPRINS

I. Introducere	5
II. Scheme cinematice ale transmisiilor mecanice	5
III. Calculul transmisiilor mecanice	7
1. Calculul cinematic și energetic. Alegerea motorului electric	8
1.1. Alegerea motorului electric	8
1.2. Calculul cinematic	9
1.2.1 Determinarea rapoartelor de transmitere	9
1.2.2. Calculul turațiilor arborilor	10
1.3. Calcul energetic	10
1.3.1. Calculul puterilor transmise de arbori	10
1.3.2. Calculul momentelor de torsiune transmise de arbori	11
2. Predimensionarea arborilor	11
3. Proiectarea transmisiei prin curele trapezoidale	11
4. Predimensionarea angrenajelor	18
4.1. Alegerea materialelor pentru roțile dințate și a tratamentelor termice sau termochimice	18
4.2. Predimensionarea angrenajelor	21
4.2.1. Predimensionarea unui angrenaj cilindric exterior cu dinți înclinați	21
4.2.2. Predimensionarea unui angrenaj conic cu dinți dreپți	25
5. Calculul elementelor geometrice ale roților dințate	28
5.1. Elemente geometrice ale roților cilindrice cu dinți înclinați	28
5.2. Elemente geometrice ale roților dințate conice cu dinți dreپți pentru un angrenaj ortogonal ($\Sigma = 90^\circ$)	30
6. Calculul forțelor din angrenaje	32
6.1. Forțele din angrenajul cilindric cu dinți înclinați	32
6.2. Forțele din angrenajul conic cu dinți dreپți	33
7. Verificările angrenajelor	36
7.1. Verificarea încadrării în limitele angrenării și generării	36
7.1.1. Verificarea subțierii dinților	36
7.1.2. Verificarea continuității angrenării	37
7.1.3. Verificarea interferenței dinților	37
7.1.4. Verificarea jocului la capul dinților	38
7.1.5. Verificarea grosimii dinților pe cercul de cap	38
7.2. Verificarea rezistenței danturii roților dințate	39
7.2.1. Verificarea solicitării la piciorul dintelui σ_F	39
7.2.2. Verificarea solicitării de contact hertzian (verificarea la pitting)	41
7.3. Relații pentru verificarea dimensională a danturii roților dințate	43

8. Calculul reacțiunilor. Trasarea diagramelor de momente înconvoietoare și de torsiune	45
9. Alegerea și verificarea rulmenților	46
10. Alegerea și verificarea penelor	53
11. Alegerea și verificarea cuplajului	54
11.1. Cuplajul elastic cu bolțuri	54
11.2. Cuplaj cu flanșe	55
12. Verificarea arborilor	57
13. Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere a angrenajelor ...	62
14. Calculul termic al reductoarelor cu roți dințate	64
14.1. Calculul randamentului total al reductorului	64
14.2. Calculul temperaturii de funcționare a reductorului	65
IV. Elemente constructive privind reductoarele de turație cu roți dințate cilindrice și conice	66
1. Construcția roților dințate cilindrice și conice	67
2. Construcția carcaselor	75
Bibliografie	78

I. INTRODUCERE

Prezenta lucrare reprezintă un ajutor pentru studenții facultăților cu profil mecanic în elaborarea proiectului de an la disciplina Organe de Mașini.

Sunt prezentate elementele necesare proiectării unei transmisii mecanice de uz general compusă din reductor cu roți dințate cilindrice sau conice, transmisie prin curele trapezoidale și cuplaj.

În elaborarea lucrării autorii au folosit informații din lucrarea cu aceeași temă “*Transmisii mecanice*” - îndrumar pentru proiectare, (autori conf. dr. ing. I. D. Filipoiu și prof. dr. ing. A. Tudor). De un real folos au fost și materialele puse la dispoziție de regretatul profesor Rădulescu Gheorghe. Tuturor, autorii le mulțumesc pe această cale.

Au fost adoptate notații în conformitate cu standardele actuale și a fost reorganizat întreg materialul care este prezentat în succesiunea logică a elaborării proiectului, prezentul îndrumar fiind doar o introducere în proiectarea transmisiilor mecanice.

II. SCHEME CINEMATICE ALE TRANSMISIILOR MECANICE

Schema de principiu a unei transmisii mecanice a cărei proiectare este elaborată în prezenta lucrare, este indicată în figura 1

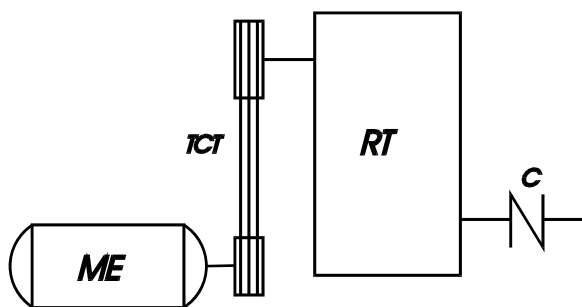


Fig.1. Schema de principiu a unei transmisii mecanice

(ME - motor electric; TCT - transmisie prin curele trapezoidale; RT - reductor de turație cu roți dințate;
C - cuplaj)

Pornind de la această schemă simplă se pot obține foarte multe variante care diferă prin poziționarea în spațiu a elementelor transmisiei, prin tipul roților dințate (cilindrice, conice) și dispunerea acestora în interiorul reductorului de turație, prin numărul de trepte de reducere incluse în reductor, prin tipul cuplajului utilizat (cuplaj elastic cu bolțuri, cuplaj cu flanșe) etc.

Prezentul îndrumar tratează cazul transmisiilor mecanice care includ reductor de turație cu roți dințate cilindrice sau conice cu o treaptă de reducere, conform schemelor prezentate în figura 2a, b.

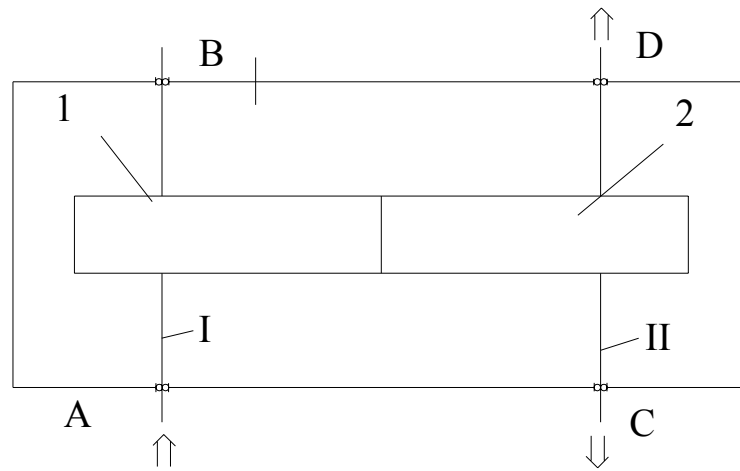


Fig. 2a.

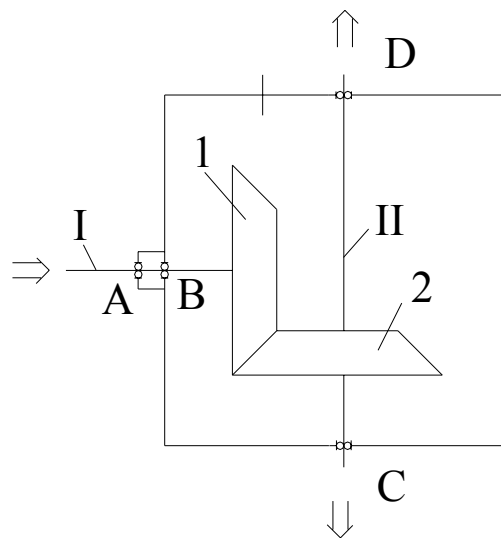


Fig. 2b.

Fig. 2. Scheme cinematice ale unor reductoare de turație care folosesc roți dințate cilindrice (cu dinți drepiți sau înclinați) și conice

- a. Reductor cu roți dințate cilindrice
- b. Reductor cu roți dințate conice

În aceste scheme, arborii sunt notați cu I și II (în ordinea parcurgerii de către fluxul energetic), roțile dințate cu 1 și 2, iar lagărele cu majuscule: A și B pentru arborele I, respectiv C și D pentru arborele II. De menționat, că pornind de la aceste scheme cinematice se pot obține

mai multe variante constructive de reductoare de turație modificându-se planele ce includ axele arborilor.

III. CALCULUL TRANSMISIILOR MECANICE

Datele inițiale (mărimi de intrare) pentru calculul transmisiei mecanice sunt: turația arborelui de ieșire din reductor (de intrare în mașina de lucru) n_{II} (în rot/min) și puterea la acest arbore P_{II} (în kW). Uneori sunt impuse (sau se aleg înainte de începerea calculelor) turația motorului de acționare n_M (în rot/min), raportul de reducere al reductorului de turație i_{RT} sau intervalul de funcționare între două reparații L_h (în ore). De asemenea în funcție de natura mașinii de lucru și de condițiile funcționale se poate alege un coeficient de serviciu (suprasarcină) c_s . În cazul unui proiectant de reductoare de uz general, care nu știe cărei mașini de lucru îi este destinat reductorul proiectat întregul calcul se efectuează considerând $c_s = 1$.

Proiectantul atenționează beneficiarul (în caietul de sarcini al reductorului) că nu a ținut seama în proiectare de eventualele suprasarcini, astfel încât beneficiarul va trebui să comande un reductor proiectat pentru o putere superioară celei nominale a agregatului de lucru (incluzând și suprasarcina).

În calculul prezentat în lucrare nu s-a luat în considerare coeficientul c_s (sau s-a considerat $c_s = 1$) adoptându-se astfel poziția unui proiectant de reductoare de uz general. Dacă sunt cunoscute condițiile funcționale și natura mașinii de lucru, în toate etapele calculului se vor introduce puteri (momente de torsiune) de calcul, rezultate prin înmulțirea puterilor (momentelor de torsiune) nominale cu factorul supraunitar c_s , ales în cunoștință de cauză.

1. CALCULUL CINEMATIC ȘI ENERGETIC. ALEGEREA MOTORULUI ELECTRIC

1.1. ALEGEREA MOTORULUI ELECTRIC

În funcție de datele inițiale se determină puterea și turația motorului de antrenare, alegându-se apoi tipul și caracteristicile funcționale, precum și dimensiunile acestuia din cataloagele firmelor producătoare.

Puterea necesară a motorului P_M se obține ținând cont de puterea la ieșirea din reductor P_{III} și de pierderile energetice ale elementelor componente ale transmisiei exprimate prin randamentele acestora:

$$P_M = \frac{P_{II}}{\eta_{tot}} = \frac{P_{II}}{\eta_{TCT} \cdot \eta_r^2 \cdot \eta_{a12}} \quad (1)$$

unde: η_{tot} - este randamentul total al transmisiei mecanice;

η_{TCT} - randamentul transmisiei prin curele trapezoidale;

η_r - randamentul unei perechi de rulmenți (poate fi înlocuit prin η_1 -randamentul unei perechi de lagăre cu alunecare în cazul adoptării soluției de rezemare a arborilor pe lagăre cu alunecare)

η_{a12} - randamentul angrenajului (format din roțile dințate 1 și 2)

În tabelul 1 sunt indicate valori orientative ale randamentelor cuplelor de frecare dintr-o transmisie mecanică.

Tabel 1

Randamentele unor cuple de frecare

Cuple de frecare	Randamentul
Angrenaj cilindric	0,97 0,99
Angrenaj conic	0,96 0,98
Transmisie prin curele trapezoidale	0,94 0,97
Pereche de rulmenți	0,99 0,995
Pereche de lagăre cu alunecare	0,980,99

Evident că un calcul acoperitor presupune calcularea puterii necesare a motorului de antrenare folosind valori la limitele inferioare ale intervalelor menționate pentru randamente.

Alegând (dacă nu a fost impusă prin temă) turația la mers în gol a motorului electric se alege din cataloagele firmelor producătoare motorul adecvat.

Anexa 1 prezintă pricipalele caracteristici funcționale și dimensionale ale unor motoare electrice asincrone.

Indiferent de mărimea motorului ales, puterea care va fi utilizată în calculele ulterioare P_M va fi cea determinată pe baza puterii necesare la mașina de lucru conform relației (1), iar turația va fi cea de mers în sarcină n_M luată din tabelele anexei 1.

1.2 CALCULUL CINEMATIC

1.2.1 DETERMINAREA RAPOARTELOR DE TRANSMITERE

Raportul de transmitere total al transmisiei mecanice este:

$$i_{tot} = n_M / n_{II} \quad (2)$$

Se poate scrie:

$$i_{tot} = i_{TCT} \cdot i_{RT} \text{ adică } i_{RT} = i_{tot} / i_{TCT} \quad (3)$$

unde i_{RT} este raportul de transmisie al reductorului de turație.

Raportul i_{RT} se identifică cu raportul reductorului:

$$i_{RT} = i_{12} \quad (4)$$

Pentru un angrenaj cilindric raportul de transmitere recomandat este între 2,5 și 6,3 (max 10), iar pentru cel conic între 2 și 5 (max 6,3). Valorile nominale ale rapoartelor de transmitere parțiale sunt standardizate în STAS 6012-82, tabelul 2 prezentând un extras din acest standard.

Tabel 2

Rapoarte de transmitere nominale (extras STAS 6012 - 82)

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

1.2.2 CALCULUL TURĂȚIILOR ARBORILOR

Țiind turația în sarcină a motorului n_M și rapoartele transmisiei prin curele i_{TCT} și ale angrenajului i_{12} , putem calcula turațiile celor doi arbori:

$$n_I = n_M / i_{TCT}; \quad n_{II} = n_I / i_{RT} \quad (5)$$

Potrivirea doar aproximativă a turației arborelui de ieșire din reductor n_{II} , cu cea dată prin tema de proiectare, se datorește alegerii unor rapoarte parțiale standardizate al căror produs nu este totdeauna egal cu i_{RT} dat de relația (3), ci are o valoare apropiată de acesta. Într-o etapă ulterioară a calculului (la alegerea finală a numerelor de dinți pentru cele patru roți dințate) se va impune condiția ca raportul de transmitere efectiv al reductorului să nu difere de cel rezultat din temă, dat de relația (3), cu mai mult de 3% pentru a nu introduce modificări apreciable ale turației de ieșire din reductor n_{II} față de valoarea dată prin temă, modificări care pot perturba funcționarea mașinii de lucru.

1.3. CALCUL ENERGETIC

1.3.1. CALCULUL PUTERILOR TRANSMISE DE ARBORI

Pornind de la puterea de ieșire din reductor P_{II} (dată prin temă) calculăm puterile primite de fiecare din arborii transmisiei:

puterea primită de arborele I:

$$P_I = \frac{P_{II}}{\eta_r \eta_{a_{12}}}$$

puterea primită de arborele motorului:

$$P_M = \frac{P_I}{\eta_{TCT}} = \frac{P_{II}}{\eta_{TCT} \cdot \eta_{a_{12}} \cdot \eta_r^2} \quad (6)$$

1.3.2. CALCULUL MOMENTELOR DE TORSIUNE TRANSMISE DE ARBORI

Se utilizează relația (în care puterea se introduce în Kw, iar turația în rot/min):

$$M_{t_{M(I,II)}} = 955 \cdot 10^4 \cdot \frac{P_{M(I,II)}}{n_{M(I,II)}} \quad [\text{N mm}] \quad (7)$$

2. PREDIMENSIONAREA ARBORILOR

Arborii reductorului sunt supuși la torsiune și încovoiere. În această fază a proiectării, încovoierea nu poate fi luată în calcul datorită necunoașterii forțelor ce încarcă arborii și nici a distanțelor dintre reazeme și dintre forțe și reazeme.

Ca urmare, pentru a obține niște valori orientative ale diametrelor arborilor se va face predimensionarea acestora la torsiune, iar pentru a ține cont de existența încovoierei se va lucra cu valori admisibile τ_{at} reduse (uzual $\tau_{at} = 10 \dots 12 \text{ N/mm}^2$ pentru arborii I și II).

Relația de predimensionare este:

$$\tau_t = \frac{M_t}{\frac{\pi d^3}{16}} \leq \tau_{at} \quad \text{de unde rezultă:}$$

$$d_{I,II} = 3 \sqrt[3]{\frac{16 M_{t(I,II)}}{\pi \cdot \tau_{at}}} \quad (8)$$

Pentru arborii de intrare (I) și de ieșire (II) din reductor se va ține seama și de prevederile STAS privind capetele de arbori prezentate în anexa 2 și anume: STAS 8724/2 - 71 (dimensiuni) și respectiv STAS 8724/3 - 74 (momente transmisibile). De asemenea pentru capătul arborelui II pe care se montează cuplajul se vor consulta STAS 5982/6 - 81 - cuplaj elastic cu bolțuri (Anexa 3) sau STAS 769 - 73 - Cuplaj cu flanșe (Anexa 4).

3. PROIECTAREA TRANSMISIEI PRIN CURELE TRAPEZOIDALE /13/

Calculul transmisiei prin curele trapezoidale cu arbori paraleli este standardizat (STAS 1163 - 71).

Mărimile de intrare sunt: puterea la arborele motorului de antrenare) $P_c = P_M$ (kW), turația roții conducătoare $n_1 = n_M$ (rot/min), raportul transmisiei prin curele i_{TCT} (sau turația roții conduse n_2).

Etapele calculului sunt:

a - **Alegerea tipului curelei** se face pe baza nomogramei din figura 3 pentru curele trapezoidale înguste, în funcție de puterea la arborele motor P_M și de turația roții conducătoare $n_1 = n_M$.

Se preferă utilizarea curelelor trapezoidale înguste care conduc la un gabarit mai mic al transmisiei decât curele clasice.

Pentru profilele de curele situate pe nomograme în apropierea frontierelor dintre domenii se recomandă alegerea tipului de curea de sub linia oblică. În tabelul 3 sunt indicate elementele geometrice ale secțiunii curelelor și lungimile lor primitive.

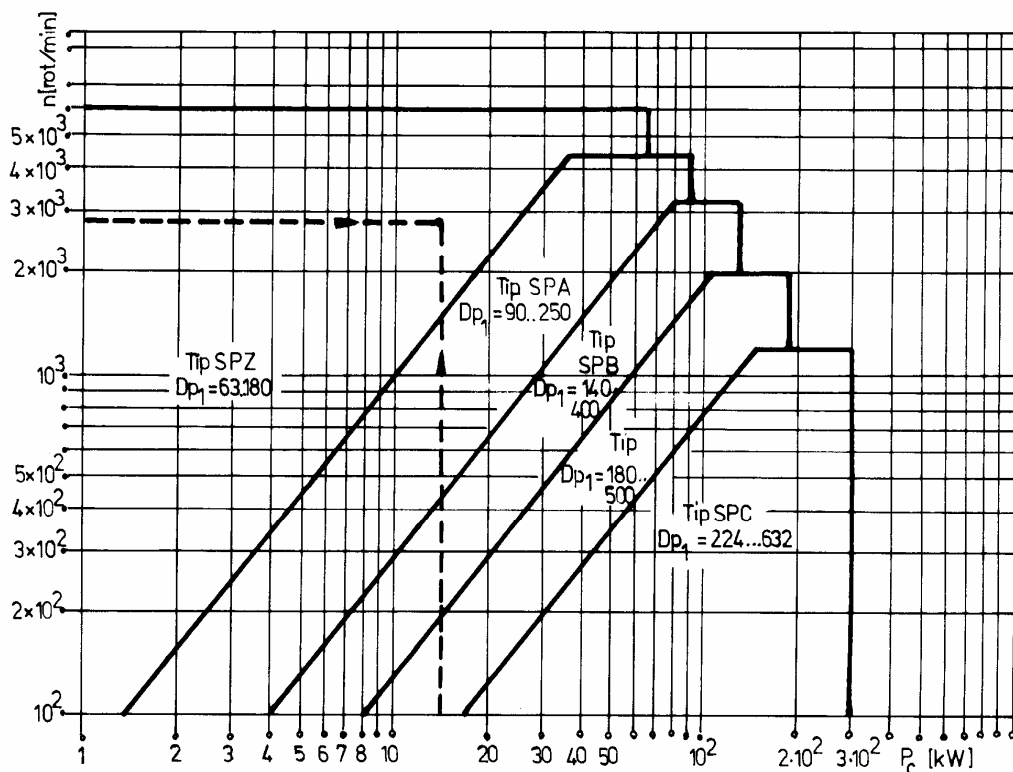


Fig. 3 a. Nomograma pentru alegerea curelelor trapezoidale înguste /13/

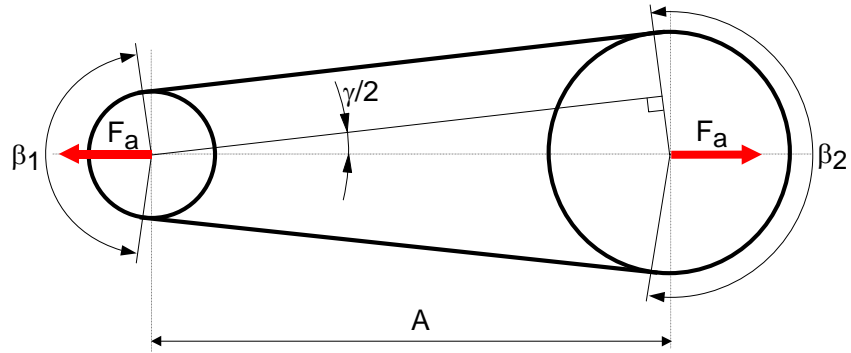


Fig. 3 b. Forțele din curelele trapezoidale înguste

b – alegerea diametrului primitiv al roții mici D_{p1} se face funcție de tipul curelei respectându-se indicațiile din STAS 1162-67., tabelul 4 prezentând un extras din acest standard.

c – calcularea diametrului primitiv al roții mari se face cu relația:

$$D_{p2} = i_{TCT} \cdot D_{p1} \quad (9)$$

Dacă nu există restricții, se rotunjește la valoarea cea mai apropiată din tabelul 4. (STAS 1162 - 67)

Dacă se folosește rolă de întindere diametrul acesteia se va lua $D_{p0} = (1...1,5)D_{p1}$

d – se alege preliminar distanța dintre axe **A**:

$$0,7(D_{p1} + D_{p2}) \leq A \leq 2(D_{p1} + D_{p2}) \quad (10)$$

e – unghiul dintre ramurile curelei:

$$\gamma = 2 \arcsin \frac{D_{p2} - D_{p1}}{2A} \quad (11)$$

f – unghiul de înfășurare pe roata mică de curea:

$$\beta_1 = 180^\circ - \gamma, \text{ iar pe roata mare } \beta_2 = 180^\circ + \gamma$$

g – lungimea primitivă a curelei:

$$L_p = 2A \cos \frac{\gamma}{2} + \frac{\pi}{360} (\beta_1 \cdot D_{p1} + \beta_2 \cdot D_{p2}) \approx 2A + \frac{\pi(D_{p1} + D_{p2})}{2} + \frac{(D_{p2} - D_{p1})^2}{4A} \quad (12)$$

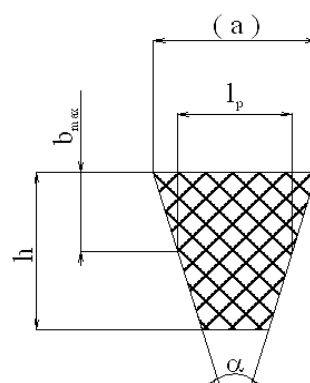
Lungimea primitivă a curelei se rotunjește la valoarea standardizată cea mai apropiată (tabel 3).

Pentru valoarea standardizată aleasă pentru L_p se recalculează, A folosind relația (12), precum și γ, β_1, β_2 .

h – viteza periferică a curelei:

$$v = \frac{\pi D_{p1} \cdot n_1}{60000} \quad (\text{m/s}) \quad (13)$$

Curea trapezoidală îngustă



STAS 7192-83

Tabel 3

Curele trapezoidale. Dimensiuni si lungimi primitive

Tip Curea	Dimensiunile caracteristice ale sectiunii $l_p \times h$	a mm	$h \pm \delta h$ mm	D_{max} mm	α grade	Lungimi primitive L_p mm		$D_{p \min}$ mm	Sectiunea curelei A_c cm^2
						Minim	Maxim		
SPZ	8,5x8,0	-	8±0,4	2,0	40±0,1	630	3550	71	0,54
SPA	11,0x10	-	10±0,5	2,8		800	4500	100	0,90
SPB	14,0x13	-	13±0,5	3,5		1250	8000	160	1,50
16x15	16,0x15	-	15±0,5	4,0		1600	10000	200	1,98
SPC	19,0x18	-	18±0,6	4,8		2000	12500	224	2,78

Lungimi primitive L_p , mm	De preferat	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
				2500	3150	4000	5000	6200	8000
De evitat		450	560	710	900	1120	1400	1800	2240
		2800	3550	4500	5600	7100	9000	11200	-

Observație: Secțiunile curelei sunt calculate cu relația: $A_c = \left(\frac{L_p}{h} + \left(2 \frac{b}{h} - 1 \right) \operatorname{tg} \frac{\alpha}{2} \right) h^2$

Exemple de notare: SPA 2000; STAS 7192-83 (curea trapezoidală îngustă tip SPA, având lungimea primitivă $L_p=2000$ mm)

Tabel 4

Seria diametrelor primitive ale roților de curea D_p (mm).

63	71	80	90	112	125	140	160	180	200	224	250	280	315	400
450	500	560	630	710	800	900	1120	1250	1400	1600	1800	2000	2500	

Se recomandă ca viteza periferică a curelei să nu depășească 30 m/s la curelele trapezoidale clasice și 40 m/s la curelele înguste.

i – numărul de curele (preliminar) se calculează cu relația:

$$z_0 = \frac{c_f \cdot P_c}{c_L \cdot c_\beta \cdot P_0} \quad (14)$$

în care: c_L - coeficient de lungime care se alege din tabelul 5 funcție de lungimea primitivă a curelei L_p .

c_f - coeficient de funcționare care se alege funcție de natura mașinii motoare și a celei de lucru. Vom considera, ca și în cazul coeficientului c_s o valoare $c_f = 1$.

Tabel 5

Coeficient de lungime C_L

Lungimea primitiva a curelei L_p [mm]	Tipul curelei			
	SPZ	SPA	SPB	SPC
400				
450				
500				
560				
630	0,82			
710	0,84			
800	0,86	0,81		
900	0,88	0,83		
1000	0,9	0,85		
1120	0,93	0,87		
1250	0,94	0,89	0,82	
1400	0,96	0,91	0,84	
1600	1,00	0,93	0,86	
1700	1,01	0,94	0,87	
1800	1,01	0,95	0,88	
2000	1,02	0,96	0,90	
2240	1,05	0,98	0,92	0,82
2500	1,07	1,00	0,94	0,86
2800	1,09	1,02	0,96	0,88
3150	1,11	1,04	0,98	0,90
3550	1,13	1,06	1,00	0,92
3750	-	1,07	1,01	0,93
4000	-	1,08	1,02	0,94

c_β - coeficient de înfășurare dat de relația:

$$c_\beta = 1 - 0,003(180 - \beta_1)$$

P_0 - puterea nominală transmisă de o curea se alege din tabelele cuprinse în anexa 5 (extras din STAS 1163-71). Pentru valori intermediare ale parametrilor n_1 , D_{p1} și i se va folosi interpolarea liniară.

z_0 - rezultat poate fi întreg sau fracționar.

Numărul final de curele:

$$z = \frac{z_0}{c_z}$$

unde c_z este coeficientul numărului de curele dat în tabelul 6.

Tabel 6

Coeficientul numărului de curele c_z

Numărul de curele z_0	c_z
2...3	0,95
4...6	0,90
peste 6	0,85

Numărul rezultat z se rotunjește la valoare întreagă. Se recomandă ca $z \leq 8$.

j - Frecvența îndoirii curelelor se calculează cu relația

$$f = 10^3 \cdot x \cdot \frac{v}{L_p} \quad (\text{Hz}) \quad (15)$$

unde: x - numărul roților de curea ale transmisiei

v - viteza periferică a curelei dată de (13), în m/s.

L_p - lungimea primitivă a curelei (valoarea standardizată aleasă), în mm.

Se recomandă ca frecvența îndoirilor să nu depășească 40 Hz la curelele cu inserție rețea, respectiv 80 Hz la curelele cu inserție șnur.

k - forța periferică transmisă:

$$F = 10^3 \cdot \frac{P_c}{v} \quad (\text{N}) \quad (16)$$

Forța de întindere inițială a curelei (F_0) și cea de apăsare pe arbori (F_a) sunt egale cu:

$$F_0 = F_a = (1,5 \dots 2)F \quad (\text{N}) \quad (17)$$

Roțile pentru curele trapezoidale sunt standardizate în STAS 1162 - 84 care stabilește forma, dimensiunile și metodele de verificare geometrică ale canalelor roților. Figura 4 prezintă forma și principalele dimensiuni ale canalelor roților pentru curele trapezoidale, iar tabelul 7, dă elementele geometrice ale acestor canale.

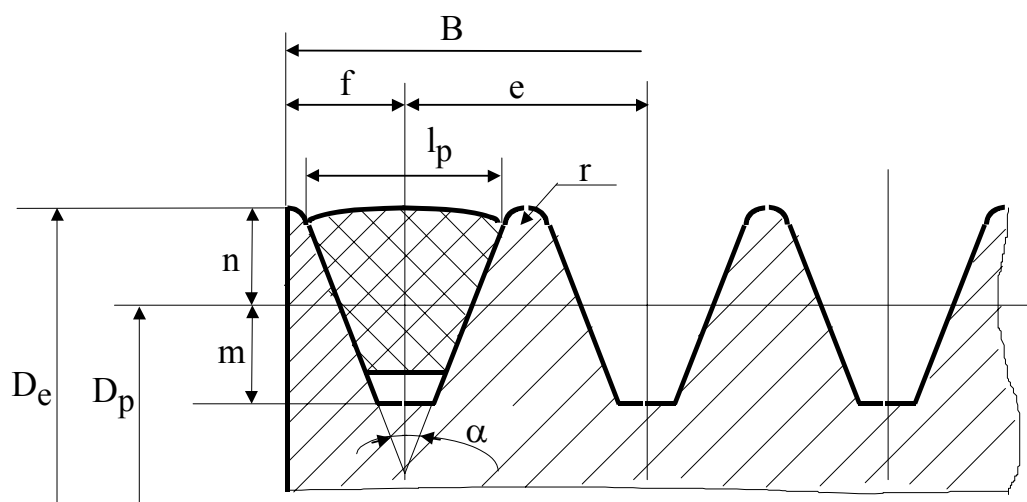


Fig.4. Dimensiunile canalelor roților de curea /13/

Tabel 7

Elemente geometrice ale canalelor roților pentru curele trapezoidale

Secțiunea canalului	Y	Z	A	B	C	D	E
Tipul curelei trapezoidale clasice (STAS 1164-67)	Y	Z	A	B	C	D	E
Tipul curelei trapezoidale înguste (STAS 7192-65)	-	SPZ	SPA	SPB	SPC	-	-
l_p	5,3	8,5	11	14	19	27	32
n_{\min}	1,6	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6
m_{\min}	4,7	9	11	14	19	19,9	23,4
f	7 ± 1	8 ± 1	10^{+2}_{-1}	$12,5^{+2}_{-1}$	17^{+2}_{-1}	24^{+2}_{-1}	29^{+4}_{-1}
e	$8 \pm 0,3$	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$	$37 \pm 0,6$	$44,5 \pm 0,7$
α	$36^0 \pm 1^0$ $32^0 \pm 1^0$	$38^0 \pm 1^0$ $34^0 \pm 1^0$	$38^0 \pm 1^0$ $34^0 \pm 1^0$	$38^0 \pm 1^0$ $34^0 \pm 1^0$	$38^0 \pm 30'$ $36^0 \pm 30'$	$38^0 \pm 30'$ $38^0 \pm 30'$	$38^0 \pm 30'$
r	0,5	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0

Lățimea roții de curea va fi egală cu:

$$B = (z - 1)e + 2f$$

4. PREDIMENSIONAREA ANGRENAJELOR /4, 5, 6, 10, 11, 12/

4. 1. ALEGEREA MATERIALELOR PENTRU ROILE DINATE ȘI A TRATAMENTELOR TERMICE SAU TERMOCHIMICE

Roțile dințate cilindrice (cu dinți drepecți sau înclinați) și conice care intră în compunerea reductoarelor de turație sunt organe de mașini puternic solicitate. Principalele solicitări (pentru care de altfel se face și calculul de rezistență) sunt solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui (efort unitar, σ_F) și solicitarea hertziană la contactul flancurilor (efort unitar, σ_H), ambele solicitări fiind variabile în timp după cicluri de tip pulsator. Ca urmare, pentru proiectarea angrenajelor trebuie cunoscute atât caracteristicile mecanice de uz general ale materialelor utilizate (limita de rupere, limita de curgere, duritatea etc.), cât și valorile rezistențelor la oboseală pentru solicitările anterior menționate ($\sigma_{F\text{lim}}$ și $\sigma_{H\text{lim}}$), rezistențe

determinate prin încercări efectuate pe epruvete roți dințate și standuri de încercare specializate.

Roțile dințate utilizate în construcția de mașini pot fi realizate din oțeluri laminate, forjate sau turnate, din fonte, din aliaje neferoase (bronzuri, alame, aliaje de aluminiu etc.), iar uneori chiar din mase plastice. În construcția reductoarelor de turație se folosesc uzual oțelurile laminate sau forjate pentru construcția roților dințate cilindrice și conice.

Oțelurile folosite pentru construcția roților dințate cilindrice și conice pot fi împărțite, funcție de tratamentul termic sau termochimic la care sunt supuse, în două grupe:

- oțeluri de îmbunătățire sau normalizate pentru care duritatea Brinell a flancului dintelui după tratament este sub 3500 N/mm^2 ;

- oțeluri pentru durificare care sunt supuse unor tratamente termice (călire cu flacără sau CIF) sau termochimice (cementare, nitruare) care fac ca duritatea Brinell a flancului dintelui după tratament să fie mai mare de 3500 N/mm^2 .

Angrenajele realizate din oțeluri de îmbunătățire au dimensiuni mai mari decât cele confecționate din oțeluri durificate care lucrează în condiții similare de sarcină și turație datorită rezistenței inferioare la pitting. Aceste angrenaje sunt însă mai ieftine datorită tehnologiei mai simple. Ca urmare, se folosesc oțeluri pentru îmbunătățire acolo unde gabaritul mai mare al roților nu creează probleme. Roților mari a căror durificare și rectificare este dificilă, li se aplică, de asemenea, tratament termic de îmbunătățire.

În cazul reductoarelor, dorința de obținere a unor utilaje compacte a condus la tendința actuală de utilizare a roților dințate executate din oțeluri care se durifică prin tratamente termice sau termochimice, reducerea gabaritului și a consumului de material prevalând asupra

creșterii costului execuției tehnologice. Soluția modernă constă în utilizarea unor tratamente ce durifică doar stratul superficial, miezul dintelui rămânând moale. Se îmbină astfel avantajele creșterii durității stratului superficial legate de mărirea rezistenței la uzare în general și la pitting în special, cu cele conferite de tenacitatea danturii (ce conferă rezistență la șocuri și conformabilitate în cazul unor contacte defectuoase ale dinților) asigurată de menținerea durității reduse a miezului dintelui.

Tabelul 8 prezintă principalele mărci de oțeluri utilizate pentru executarea roților dințate cilindrice și conice ale reductoarelor precum și caracteristicile mecanice ale acestora necesare în calculul angrenajelor.

Oțeluri recomandate pentru construcția roților dințate cilindrice și conice ale reductoarelor /4/

Materialul	STAS	Tratamentul termic sau termochimic	Duritatea		Rezistența la rupere, σ_r (N/mm^2)	Limita de curgere, σ_c (N/mm^2)	Rezistența limită de rupere la oboseală la piciorul dintelui $\sigma_f \text{ lim}$ (N/mm^2)	Presiunea hertziană limită la oboseală, $\sigma_H \text{ lim}$ (N/mm^2)
			miez (HB)	Flanc (HRC)				
OL 50	500/2-80	Normalizat	$HB = 150 \div 170$		500 ÷ 620	270 ÷ 300	$0,4HB + 100$	$1,5HB + 120$
OL 70	500/2-80	Normalizat	$HB = 200 \div 220$		700 ÷ 850	340 ÷ 370	$0,4HB + 100$	$1,5HB + 120$
OLC 45*	880-88	Îmbunătățire	$HB = 220 \div 260$		620	360	$0,4HB + 140$	$1,5HB + 200$
		Călire cu flacără sau CIF	200 ÷ 260	50 ÷ 57			160 ÷ 170	20HRC + 10
OLC 55	880-88	Îmbunătățire	$HB = 200 \div 300$		720	420	$0,4HB + 140$	$1,5HB + 200$
		Călire cu flacără sau CIF	200 ÷ 300	50 ÷ 57			180 ÷ 190	20HRC + 20
41 MoCr11*	791-88	Îmbunătățire	$HB = 270 \div 320$		950	750	$0,4HB + 155$	$1,8HB + 200$
		Călire cu flacără sau CIF	270 ÷ 320	50 ÷ 57			230 ÷ 290	20HRC + 60
		Nitrurare	270 ÷ 320	52 ÷ 60			250 ÷ 350	20HRC
50 VCr 11	791-88	Îmbunătățire	$HB = 270 \div 320$		950	800	$0,4HB + 155$	$1,8HB + 200$
40 Cr 10	791-88	Îmbunătățire	$HB = 240 \div 340$		1000	800	$0,4HB + 155$	$1,8HB + 200$
		Călire cu flacără sau CIF	240 ÷ 340	50 ÷ 57			230 ÷ 290	20HRC + 60
		Nitrurare	240 ÷ 340	50 ÷ 57			250 ÷ 350	20HRC
34 MoCrNi 15	791-88	Îmbunătățire	$HB = 310 \div 330$		1100	900	$0,4HB + 155$	$1,8HB + 200$
OLC 15*	880-88	Cementare	120 ÷ 140	55 ÷ 63	390	280	140 ÷ 150	24HRC
15 MoMnCr 12	791-88	Cementare	280 ÷ 320	55 ÷ 63	850	650	370 ÷ 440	25,5HRC
18 MoCrNi 13	791-88	Cementare	300 ÷ 330	55 ÷ 63	950	750	380 ÷ 450	25,5HRC
21 MoMnCr 12	791-88	Cementare	300 ÷ 350	55 ÷ 63	1100	850	390 ÷ 460	25,5HRC

4.2. Predimensionarea angrenajelor

4.2.1. Predimensionarea unui angrenaj cilindric exterior cu dinți înclinați

La predimensionarea angrenajului cilindric cu dinți înclinați se determină distanța dintre axe a , modulul normal m_n , unghiul de înclinare a danturii β , numerele de dinți ale celor două roți și coeficienții de deplasare a danturilor roților (în cazul roților cu dantura modificată).

Principalele etape ale calculului sunt:

a – Determinarea distanței dintre axele roților a.

Folosind relația de calcul la solicitarea hertziană (pitting) pentru dimensionare se obține distanța minimă dintre axe conform relației:

$$a \geq (1+u) \sqrt[3]{\frac{K_A K_V K_{H\beta} M_{t_{pinion}}}{2u \Psi_a} \cdot \left(\frac{Z_M Z_H Z_\varepsilon}{\frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} \cdot K_{HN} Z_R Z_W} \right)^2} \quad (18)$$

în care: $u = \frac{z_{mare}}{z_{mic}}$ - raportul numerelor de dinți ($u > 1$); pentru angrenajele reductoare $u = i$

(raportul de transmitere), i fiind ales anterior (paragraful 1.2).

K_A - factorul sarcinii dinamice exterioare dependent de natura mașinii motoare și a celei de lucru; în cazul proiectării unor reductoare de uz general $K_A = 1$.

K_V - factorul dinamic interior; la predimensionare se va lua $K_V = 1,1$

$K_{H\beta}$ - factorul repartiției longitudinale a sarcinii pentru solicitarea hertziană; la predimensionare $K_{H\beta} = 1,15$

$M_{t_{pinion}}$ - momentul de torsiune la arborele roții conducătoare (pinion)

Ψ_a - coeficient de lățime definit prin $\Psi_a = \frac{b}{a}$ (unde b este lățimea roții dințate), care se alege din anexa 6.

Z_M - factorul de material: $Z_M = \sqrt{0,35E}$ unde $\frac{1}{E} = \frac{1}{2} \left(\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2} \right)$, E_1, E_2, E reprezentând modulele de elasticitate longitudinale ale roții 1 (E_1), roții 2 (E_2) respectiv modul de elasticitate echivalent (E); pentru angrenaje alcătuite din roți de oțel: $Z_M = 271 \sqrt{N/mm^2}$

Z_H - factorul punctului de rostogolire; la predimensionare se va lua $Z_H = 1,77$.

Z_ε - factorul lungimii de contact; la predimensionare $Z_\varepsilon = 1$.

$\sigma_{H\lim}$ - efort unitar limită la solicitarea hertziană, dependent de natura materialului pinionului și de tratamentul termic sau termochimic aplicat (v. tabel 8).

S_H - factor de siguranță la solicitarea hertziană; la predimensionare se poate utiliza valoarea minimă $S_H = 1,25$.

K_{HN} – factorul numărului de cicluri de solicitare pentru solicitarea hertziană; în cazul proiectării angrenajelor pentru durată de funcționare nelimitată $K_{HN} = 1$.

Z_R – factor de rugozitate; la predimensionare $Z_R = 1$.

Z_w – factorul raportului dunității flancurilor; la predimensionare $Z_w = 1$.

Valoarea distanței dintre axe dată de relația (18) se standardizează conform prevederilor STAS 6055-82 din care este prezentat un extras în anexa 7; ca principiu se alege valoarea standardizată superioară celei rezultate din calcul, dar dacă valoarea de calcul depășește cu mai puțin de 5% o valoare standard se poate alege această valoare (inferioară valorii de calcul).

În cazul reductorului coaxial (varianta b din figura 2) se vor calcula distanțele dintre axe minime necesare celor două trepte și se va alege din STAS o valoare mai mare sau egală cu cea mai mare din cele două valori de calcul.

b - Determinarea modulului normal al roților dințate m_n

Modulul normal minim necesar al danturii roților se obține pe baza condiției de rezistență la solicitarea la oboseală la piciorul dintelui. Se obține următoarea relație:

$$m_n \geq \frac{M_{t\text{ pinion}}(1+u)K_A K_V K_\alpha K_{F\beta} Y_F Y_\beta}{\Psi_a \cdot a^2 \cdot \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} \cdot K_{FN} Y_S Y_{Fx}} \quad (19)$$

în care semnificația factorilor care nu au apărut anterior este:

K_α – factor de repartitie frontală a sarcinii; la predimensionare $K_\alpha = 1$.

$K_{F\beta}$ – factor de repartitie longitudinală a sarcinii pentru solicitarea la piciorul dintelui; la predimensionare $K_{F\beta} = 1,15$.

Y_F – factor de formă; la predimensionare se ia estimativ $Y_F = 2,25$.

Y_β – factorul unghiului de înclinare; la predimensionare $Y_\beta = 1$.

a - distanța dintre axe (valoarea standardizată aleasă anterior)

$\sigma_{F\text{lim}}$ – efort unitar limită pentru solicitarea la oboseală la piciorul dintelui; se ia funcție de materialului pinionului.

S_F – factor de siguranță pentru solicitarea la piciorul dintelui; la predimensionare se folosește valoarea minimă $S_F = 1,5$.

K_{FN} – factorul numărului de cicluri de solicitare pentru solicitarea la piciorul dintelui; în cazul proiectării angrenajelor pentru durată de funcționare nelimitată se va lua $K_{FN} = 1$.

Y_S – factorul concentratorului de eforturi; la predimensionare $Y_S = 1$.

Y_{Fx} – factor dimensional, la predimensionare $Y_{Fx} = 1$.

Ceilalți factori (Ψ_a, K_A, K_V) se vor lua cu aceleași valori ca la punctul anterior.

Valoarea rezultată din calcul pentru modulul normal m_n se standardizează conform STAS 822-82 (anexa 7). Dacă din calcul rezultă o valoare m_n sub 1 mm se va adopta $m_n = 1$ mm. Ca principiu se adoptă din STAS valoarea imediat superioară modulului de calcul; putem însă adopta și valoarea standardizată imediat inferioară valorii de calcul dacă diferența dintre ele este sub 5% din valoarea standardizată.

c - Stabilirea unghiului de înclinare a dinților β .

Se recomandă alegerea unei valori a unghiului de înclinare a danturii β (exprimat în grade) cuprinsă în intervalul $[8^\circ; 20^\circ]$. Pentru reducerea numărului de reglări ale mașinilor de danturat se recomandă folosirea următoarelor valori:

$\beta = 15^\circ (12^\circ)$ – pentru roți dințate executate din oțeluri de îmbunătățire sau normalizate (având duritatea Brinell a flancului sub 3500 N/mm^2).

$\beta = 10^\circ$ – pentru roți dințate executate din oțeluri durificate superficial (HB flanc $\geq 3500 \text{ N/mm}^2$).

d - Stabilirea numărului de dinți ai pinionului z_1 .

Folosind valorile distanței dintre axe și modulului normal de la punctele a și b se calculează numărul maxim de dinți ai pinionului:

$$z_{1\max} = \frac{2a \cos \beta}{m_n(1+u)} \quad (20)$$

Se va alege apoi pentru pinion un număr de dinți z_1 care să satisfacă următoarele condiții:

- număr întreg inferior lui $z_{1\max}$, calculat cu relația (20).
- $z_1 \geq 14$; dacă această condiție nu este îndeplinită se majorează distanța dintre axe la valoarea standardizată imediat superioară celei alese inițial și se recalculază m_n și $z_{1\max}$.
- dacă $z_1 \in [14; 17]$ se va alege o deplasare pozitivă a danturii care să evite subțărirea.
- dacă din calcul rezultă pentru pinion un număr de dinți $z_{1\max}$ mare ($z_{1\max} > 24 \dots 50(80)$) din considerente de precizie de execuție, se adoptă un număr de dinți z_1 mai mic și anume:

$$\begin{aligned} z_1 &\approx z_{1\max} \text{ dacă } z_{1\max} \leq 25 \\ z_1 &= 24 \dots 27 \text{ dinți dacă } z_{1\max} \in (25; 35] \\ z_1 &= 27 \dots 30 \text{ dinți dacă } z_{1\max} \in (35; 45] \\ z_1 &= 30 \dots 35 \text{ dinți dacă } z_{1\max} \in (45; 80] \end{aligned}$$

e - Alegerea finală a modulului normal m_n al danturii și a numerelor de dinți ai celor două roți (z_1 și z_2)

Se recalculază modulul normal m_n cu relația:

$$m_n = \frac{2a \cos \beta}{z_1(1+u)} \quad (21)$$

Valoarea dată de relația (21) se standardizează (în conformitate cu cele prezentate la punctul b).

Se recalculază $z_1 = \frac{2a \cos \beta}{m_n(1+u)}$ alegându-se pentru z_1 o valoare întreagă imediat inferioară celei de calcul. Se calculează $z_2 = u \cdot z_1$ și se alege $z_2 \in N$. Se recomandă ca z_2 să

nu se dividă la z_1 (iar dacă este posibil z_1 și z_2 să fie prime între ele); această condiție este îndeplinită uzual prin adăugarea sau scăderea unui dinte la z_2 .

f - Calculul raportului de transmitere efectiv al angrenajului:

$$i_{ef} = \frac{z_2}{z_1} \quad (22)$$

După predimensionarea ambelor angrenaje se va face o verificare a raportului de transmitere efectiv al reductorului:

$$i_{RTef} = \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{z_4}{z_3} \quad (23)$$

verificându-se condiția ca abaterea acestuia față de valoarea rezultată din tema de proiectare i_{RT} (v.pct 1.2) să nu depășească 3%:

$$\Delta_i = \frac{|i_{RTef} - i_{RT}|}{i_{RT}} \cdot 100\% \leq 3\% \quad (24)$$

Dacă nu este îndeplinită condiția (24) se modifică numerele de dinți alese la punctul e.

g. - Calculul deplasării danturii

Prin deplasarea danturii roților cilindrice, se urmărește obținerea unor avantaje cum ar fi: creșterea capacității portante, evitarea subtăierii, creșterea gradului de acoperire. De asemenea, prin deplasarea danturii se aduce distanța de referință dintre axe a_0 (corespunzătoare angrenajului realizat din roți cu dantură nedepasată) la o valoare standardizată. De obicei se utilizează deplasarea pozitivă (coeficient de deplasare $x > 0$) care conduce la creșterea lățimii bazei dintelui (și implicit a rezistenței dintelui la încovoiere).

Pentru stabilirea valorilor coeficienților deplasărilor de profil ai celor două roți se parcurg următoarele etape (calculul se va face cu cinci zecimale exacte):

- se calculează distanța de referință dintre axe:

$$a_0 = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2 \cos \beta} \quad (25)$$

a_0 trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

$$a_0 \leq a_{STAS} \text{ ales la punctul a pentru a avea deplasare pozitivă a danturii.}$$

$$a_{STAS} - a_0 \in (0,4m_n; 1,3m_n) \text{ pentru ca deplasarea pozitivă să își producă}$$

efectele benefice, dar ascuțirea capului dintelui să nu fie exagerată.

Dacă aceste condiții nu sunt satisfăcute se modifică numărul de dinți la roata condusă z_2 sau chiar modulul normal ales din STAS (reluând calculul de la punctul c).

- se calculează unghiul de presiune pe cilindrul de divizare în plan frontal α_t

$$\alpha_t = \arctg\left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta}\right) \quad (26)$$

unde α_n – unghi de presiune pe cilindrul de divizare în plan normal $\alpha_n = \alpha_0 = 20^\circ$ (α_0 – unghiul profilului de referință).

- unghiul de angrenare în plan frontal α_{wt} (unghi de presiune pe cilindrul de rostogolire în plan frontal):

$$\alpha_{wt} = \arccos\left(\frac{a_0}{a_{STAS}} \cdot \cos\alpha_t\right) \quad (27)$$

- suma coeficienților deplasărilor celor două roți:

$$x_s = x_1 + x_2 = (z_1 + z_2) \cdot \frac{\text{inv}\alpha_{wt} - \text{inv}\alpha_t}{2\text{tg}\alpha_n} \quad (28)$$

unde: $\text{inv}\alpha = \text{tg}\alpha - \frac{\pi}{180} \alpha^\circ$ (29)

Repartizarea coeficienților deplasărilor de profil pe cele două roți se face cu ajutorul diagramei din anexa 8. Se recomandă să se determine din diagramă x_1 și apoi să se calculeze x_2 :

$$x_2 = x_s - x_1 = (x_1 + x_2) - x_1 \quad (30)$$

4.2.2. PREDIMENSIONAREA UNUI ANGRENAJ CONIC CU DINŢI DREPŢI

La predimensionarea unui angrenaj conic se determină diametrul de divizare al pinionului și modulul danturii pe conul frontal exterior (d_1 , respectiv m) și numerele de dinți ale celor două roți (z_1 și z_2). Se va aborda doar cazul roților conice cu dinți drepti cu dantura nedeplasată.

Se parcurg următoarele etape:

a. Calculul diametrului de divizare al pinionului conic pe conul frontal exterior d_1

Pe baza calculului la solicitare hertziană (pitting) se dimensionează diametrul de divizare al pinionului pe conul frontal median d_{m1} :

$$d_{m1} \geq \sqrt[3]{\frac{4M_{\text{tpinion}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{H\beta}}{\Psi_{Rm} \cdot u} \cdot \left(\frac{Z_M \cdot Z_H}{\frac{\sigma_{H\text{lim}}}{S_H} \cdot K_{HN} \cdot Z_R \cdot Z_w}\right)^2} \quad (31)$$

în care:

M_{tpinion} – moment de torsiune la arborele pinionului

K_A – factorul sarcinii dinamice exterioare; la proiectarea unor reductoare de uz general se va lua $K_A = 1$.

K_V – factor dinamic interior; la predimensionare $K_V = 1,15$.

$K_{H\beta}$ – factorul repartiției longitudinale a sarcinii pentru solicitarea hertziană: la predimensionare $K_{H\beta} = 1,35$.

Ψ_{Rm} – coeficient de lățime: $\Psi_{Rm} = \frac{b}{R_m} = 0,3 \dots 0,35$ unde b – lățimea roții conice, iar

R_m – lungimea medie a generatoarei conului de divizare.

$u = \frac{z_{\text{mare}}}{z_{\text{mic}}}$ – raportul numerelor de dinți; pentru angrenaje reductoare $u = i$ (ales la

pct. 1.2)

Z_M – factor de material; în cazul ambelor roți executate din oțel $Z_M = 271\sqrt{N/\text{mm}^2}$.

Z_H – factorul punctului de rostogolire; la predimensionare $Z_H = 1,77$.

$\sigma_{H\text{lim}}$ – efort unitar limită la solicitarea hertziană, dependent de materialul pinionului și de tratamentul termic sau termochimic aplicat. (v. tabel 8)

S_H – factor de siguranță la solicitarea hertziană; la predimensionare se poate utiliza valoarea minimă $S_H = 1,5$.

K_{HN} – factorul numărului de cicluri la solicitarea hertziană; pentru angrenaje cu durată nelimitată de funcționare se va lua $K_{HN} = 1$.

Z_R – factor de rugozitate; la predimensionare $Z_R = 1$.

Z_w – factorul raportului durității flancurilor; la predimensionare $Z_w = 1$.

Se calculează apoi diametrul de divizare al pinionului pe conul frontal exterior d_1 (care se rotunjește la număr întreg de milimetri):

$$d_1 = d_{m1}(1 + 0,5\Psi_{Rm}) \quad (32)$$

b. Calculul modulului pe conul frontal exterior m .

Se dimensionează modulul pe conul frontal median m_m pe baza relației de calcul a efortului la piciorul dintelui. Se obține relația:

$$m_m = \frac{4M_{\text{tpinion}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{F\beta} \cdot K_\alpha \cdot Y_F \cdot \sin \delta_1}{\Psi_{Rm} \cdot d_{m1}^2 \cdot \frac{\sigma_{F\text{lim}}}{S_F} \cdot K_{FN} \cdot Y_S \cdot Y_{Fx}} \quad (33)$$

în care:

$K_{F\beta}$ – este factorul repartiției longitudinale a sarcinei pentru solicitarea la piciorul dintelui; la predimensionare se va lua $K_{F\beta} = 1,35$.

K_α – factorul repartiției frontale a sarcinii; la predimensionare $K_\alpha = 1$.

Y_F – factor de formă care se alege din diagrama din anexa 9 pentru $x=0$ (dantură nedepasată) și pentru un număr de dinți ai pinionului ales estimativ $z_1 = 12 \dots 21$; dacă la terminarea predimensionării numărul de dinți z_1 va diferi apreciabil de cel estimat aici, se va relua calculul de la acest punct. Dacă numărul final de dinți va fi egal sau apropiat de cel estimat se va continua calculul.

δ_1 - semiunghiul la vârf al conului de divizare al pinionului care este dat de relația:

$$\text{tg} \delta_1 = \frac{\sin \Sigma}{i + \cos \Sigma} \quad (34)$$

unde Σ - este unghiul dintre axele roților ce compun angrenajul conic. În cazul particular, dar cel mai des întâlnit, al angrenajului conic ortogonal $\Sigma = 90^\circ$ și rezultă:

$$\delta_1 = \text{arctg} \frac{1}{i} \quad (35)$$

$\sigma_{F_{lim}}$ - efortul unitar limită pentru solicitarea la piciorul dintelui al materialului pinionului (v. tabel 8).

S_F - factor de siguranță pentru solicitarea la piciorul dintelui; la predimensionare se va lua valoarea minimă $S_F = 2$

K_{FN} - factorul numărului de cicluri pentru solicitarea la piciorul dintelui; pentru angrenaje cu durată de funcționare nelimitată se va lua $K_{FN} = 1$

Y_S - factorul concentratorului de eforturi; la predimensionare se va lua $Y_S = 1$

Y_{Fx} - factorul dimensional; la predimensionare $Y_{Fx} = 1$.

Se determină apoi modulul pe conul frontal exterior:

$$m = m_m(1 + 0,5\Psi_{R_m}) \quad (36)$$

Se va alege din STAS 822 - 82 (anexa 7) valoarea imediat superioară a modulului m .

c. - Calculul numărului de dinți pentru pinion z_1 .

Se calculează numărul maxim de dinți ai pinionului:

$$z_{1max} = \frac{d_1}{m} \quad (37)$$

Se alege pentru z_1 un număr natural care să satisfacă următoarele condiții:

- pentru rapoarte de transmitere uzuale ($1 < i \leq 5$) se recomandă $z_1 \geq 12...14$ dinți

- conform recomandărilor producătorilor de mașini de danturat numărul de dinți al pinionului este dat de tabelul 10

Tabel 9

Număr minim de dinți z_1 recomandat pentru pinionul conic

Raport de transmitere	1	2	3	4	5	6,3
z_1 (mm)	18 ... 40	15 ... 30	12 ... 23	10 ... 18	8 ... 14	6 ... 14

Observație: se recomandă valorile lui z_1 către limita superioară pentru roți conice din oțeluri de îmbunătățire și către limita inferioară pentru oțeluri de durificare. Dacă nu sunt satisfăcute recomandările din tabelul 9, se majorează diametrul de divizare al pinionului conic d_1 , se reface calculul modulului m .

d. - Alegerea finală a modulului și numerelor de dinți

Pentru numărul de dinți z_1 ales anterior se calculează modulul pe conul frontal exterior:

$$m = \frac{d_1}{z_1} \quad (38)$$

Acest modul se standardizează STAS 822 - 82 (anexa 7) și apoi se recalculează:

$$z_1 = \frac{d_1}{m} \quad (39)$$

Se alege valoarea finală z_1 și apoi se determină

$$z_2 = u z_1 \quad (40)$$

alegând pentru z_2 un număr întreg.

Se recomandă ca numărul z_2 să nu fie divizibil cu z_1 (iar dacă este posibil z_1 și z_2 să fie prime între ele); se poate adăuga sau scădea un dinte la numărul z_2 pentru a atinge acest deziderat.

e. Se calculează raportul de transmitere efectiv al angrenajului conic:

$$i_{ef} = \frac{z_2}{z_1} \quad (41)$$

Pentru reductoarele cu două trepte se verifică abaterea raportului de transmitere total efectiv al reductorului în raport cu cel rezultat din tema de proiectare (v. relațiile (23) și (24))

5. CALCULUL ELEMENTELOR GEOMETRICE ALE ROȘILOR DIN^oATE /4, 10, 11, 12/

5.1. ELEMENTE GEOMETRICE ALE ROȘILOR CILINDRICE CU DIN^oI ÎNCLINA^oI

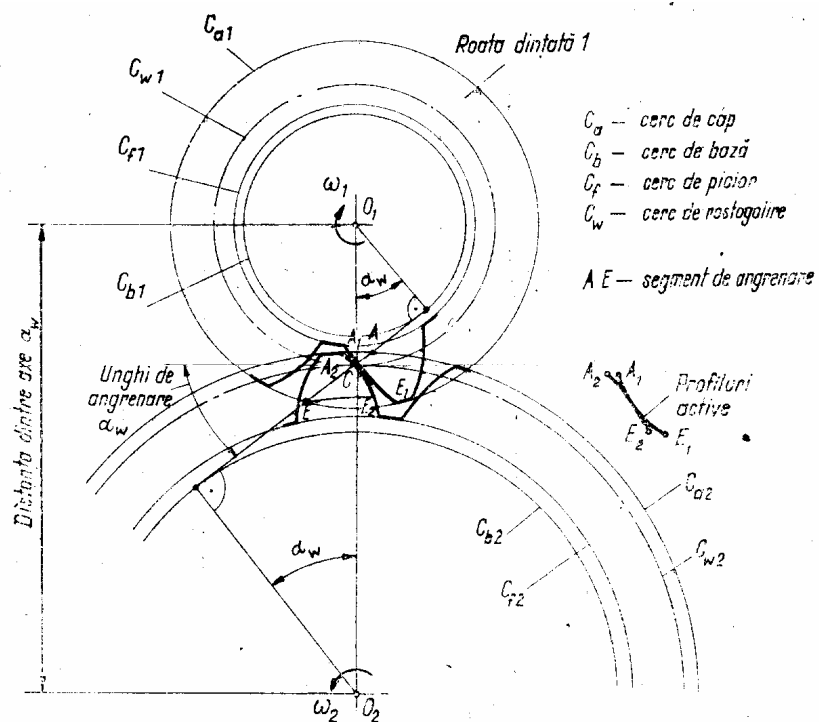


Fig. 5. Elemente geometrice ale roților dințate cilindrice cu dinți înclinați /3/

Se calculează următoarele elemente geometrice:

- număr de dinți: $z_1(2)$

- unghi de înclinare pe cilindrul de divizare: β
- unghi de presiune pe cilindrul de divizare în plan normal: $\alpha_n = 20^\circ$
- unghi de presiune pe cilindrul de divizare în plan frontal: α_t (rel. (26))
- unghi de angrenare în plan frontal: α_{w_t} (rel. (27))
- modul normal: m_n
- pas normal: $p_n = \pi m_n$ (42)
- modul frontal: $m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$ (43)
- pas frontal: $p_t = \pi m_t$ (44)
- coeficientul deplasării de profil: $x_{1(2)}$
- înălțimea capului dintelui: $h_{a1(2)} = m_n (h_{0a}^* + x_{1(2)}) = m_n (1 + x_{1(2)})$ (45)
unde $h_{0a}^* = 1$ - coeficientul înălțimii capului de referință (STAS 822 - 82)
- înălțimea piciorului dintelui: $h_{f1,2} = m_n (h_{0f}^* - x_{1(2)}) = m_n (1,25 - x_{1(2)})$ (46)
unde $h_{0f}^* = 1,25$ - coeficientul înălțimii piciorului de referință (STAS 822 - 82)
- înălțimea dintelui: $h = h_a + h_f = m_n (h_{0a}^* + h_{0f}^*) = 2,25m_n$ (47)
- diametrul de divizare: $d_{1(2)} = m_t z_{1(2)} = \frac{m_n z_{1(2)}}{\cos \beta}$ (48)
- diametrul de cap: $d_{a1(2)} = d_{1,2} + 2h_{a1(2)}$ (49)
- diametrul de picior: $d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)}$ (50)
- diametrul de bază: $d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha_t$ (51)
- diametrul de rostogolire: $d_{w1(2)} = d_{1(2)} \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{w_t}}$ (52)
- lățimea danturii roții: $b_2 = a \Psi_a$ (53)

De obicei se adoptă lățimea dată de relația (53) pentru roată, iar pentru pinion se ia o lățime puțin majorată (cu 2 ... 5 mm) pentru a compensa erorile de montaj axial.

- diametrul de divizare al roții echivalente (înlocuitoare): $d_{n1(2)} = \frac{d_{1(2)}}{\cos^2 \beta}$ (54)
- numărul de dinți ai roții echivalente (înlocuitoare): $z_{n1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos^3 \beta}$ (54')

5.2. ELEMENTE GEOMETRICE ALE ROȘILOR DINĂTE CONICE CU
DINȘI DREPȘI PENTRU UN ANGRENAJ ORTOGONAL ($\Sigma = 90^\circ$)

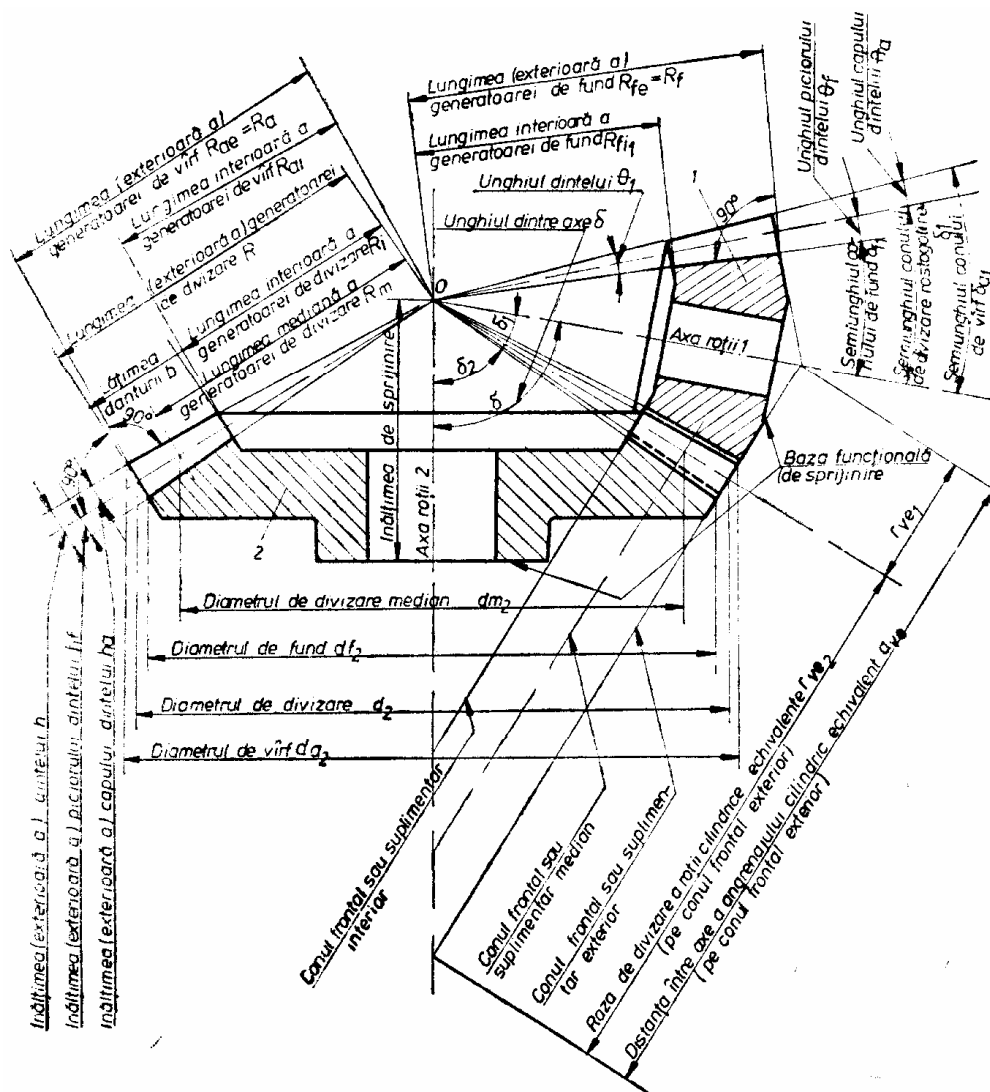


Fig. 6. Elemente geometrice ale angrenajului conic cu dinți dreți /5/

- numărul de dinți: $z_1(2)$

- semiunghiul conului de divizare:

$$\text{- pentru pinion } \delta_1 = \arctg\left(\frac{1}{i_{ef}}\right) = \arctg\left(\frac{z_1}{z_2}\right) \quad (55)$$

$$\text{- pentru roată } \delta_2 = 90^\circ - \delta_1 \quad (56)$$

- modul pe conul frontal exterior: m

$$\text{- pas pe conul frontal exterior: } p = \pi m \quad (57)$$

- coeficient de lățime: Ψ_{R_m}

$$\text{- modul pe conul frontal median: } m_m = \frac{m}{1 + 0,5\Psi_{R_m}} \quad (58)$$

$$\text{- înălțimea capului dintelui: } h_a = h_{0a}^* \cdot m = 1 \cdot m \quad (59)$$

unde $h_{0a}^* = 1$ - coeficientul înălțimii capului de referință

- înălțimea piciorului dintelui: $h_f = h_{0f}^* \cdot m = 1,2 \cdot m$ (60)

unde $h_{0f}^* = 1,2$ - coeficientul înălțimii piciorului de referință

- înălțimea dintelui: $h = h_a + h_f = (h_{0a}^* + h_{0f}^*)m = 2,2m$ (61)

- diametrul de divizare pe conul frontal exterior: $d_{1(2)} = m \cdot z_{1(2)}$ (62)

- diametrul de divizare pe conul frontal median: $d_{m1(2)} = m_m \cdot z_{1(2)}$ (63)

- diametrul de cap: $d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_a \cos \delta_{1(2)}$ (64)

- diametrul de picior: $d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_f \cos \delta_{1(2)}$ (65)

- lungimea exterioară a generatoarei conului de divizare: $R = \frac{d_{1(2)}}{2 \sin \delta_{1(2)}}$ (66)

- lungimea medie a generatoarei conului de divizare: $R_m = \frac{d_{m1(2)}}{2 \sin \delta_{1(2)}}$ (67)

- lățimea danturii: $b = \Psi_{R_m} \cdot R_m$ (68)

- unghiul capului dintelui: $\theta_a = \arctg \left(\frac{h_a}{R} \right)$ (69)

- unghiul piciorului dintelui: $\theta_f = \arctg \left(\frac{h_f}{R} \right)$ (70)

- unghiul dintelui: $\theta = \theta_a + \theta_f$ (71)

- semiunghiul la vârf al conului de cap: $\delta_a = \delta + \theta_a$ (72)

- semiunghiul la vârf al conului de picior: $\delta_f = \delta - \theta_f$ (73)

- diametrul de divizare al roții cilindrice echivalente (înlocuitoare):

$$d_{v1(2)} = \frac{d_{1(2)}}{\cos \delta_{1(2)}} \quad (74)$$

- numărul de dinți ai roții cilindrice echivalente (înlocuitoare): $z_{v1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos \delta_{1(2)}}$

- diametrul de cap al roții cilindrice echivalente (înlocuitoare):

$$d_{av1(2)} = d_{v1(2)} + 2h_{a1(2)}$$

- diametrul de bază al roții cilindrice echivalente (înlocuitoare):

$$d_{bv1,2} = d_{v1,2} \cos \alpha \quad (75)$$

distanța dintre axe pentru un angrenaj cilindric echivalent: $a_v = \frac{d_{v1} + d_{v2}}{2}$.

6. CALCULUL FORȚELOR DIN ANGRENAJE /4,10,11/

6.1. FORȚELE DIN ANGRENAJUL CILINDRIC CU DINȚI ÎNCLINAȚI

La contactul a doi dinți apare o forță normală F_n . Aceasta se poate descompune în trei componente pe trei direcții ortogonale: forța tangențială F_t , forța radială F_r și forța axială F_a conform figurii 7. Practic se calculează cele trei componente pe cercul de divizare al roții.

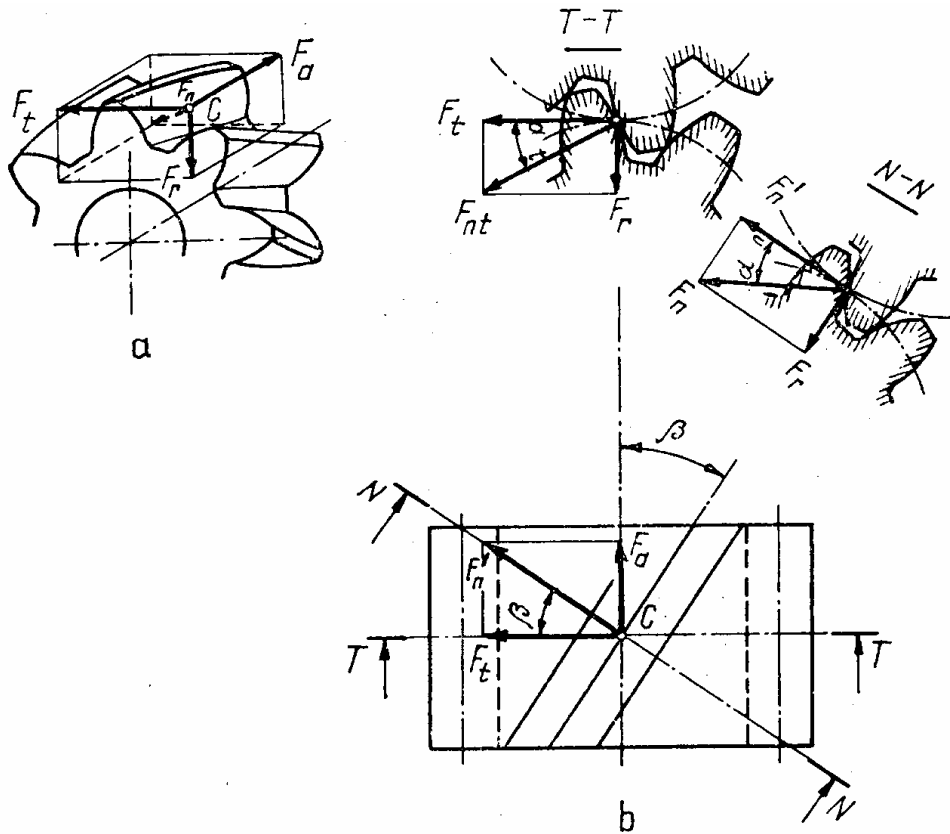


Fig. 7. Forțe în angrenajul cilindric cu dinți înclinați /3/

Se neglijează pierderile de putere în angrenaje (deci existența forțelor de frecare) deoarece acestea sunt reduse.

În consecință, se calculează forțele ce acționează asupra pinionului folosind momentul de torsiune motor (la arborele pinionului), iar forțele care acționează asupra roții conduse se iau egale și de sens contrar (conform principiului acțiunii și reacțiunii).

Relațiile de calcul ale forțelor din angrenajul cilindric cu dinți înclinați sunt:

- Forțe tangențiale:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2M_t \text{ pinion}}{d_1} \quad (76)$$

- Forțe radiale:

$$F_{r_1} = F_{r_2} = F_{t_1} \frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha_t \quad (77)$$

- Forțe axiale:

$$F_{a_1} = F_{a_2} = F_{t_1} \cdot \operatorname{tg} \beta \quad (78)$$

- Forța normală:

$$F_n = \sqrt{F_{t_1}^2 + F_{a_1}^2 + F_{r_1}^2} = \frac{F_{t_1}}{\cos \alpha_n \cos \beta} \quad (79)$$

Trebuie menționat că sensul forțelor F_t și F_a depinde de sensul de rotație al roții și de sensul înclinării dinților, forța radială F_r având întotdeauna același sens (către axa de rotație).

6.2. FORȚELE DIN ANGRENAJUL CONIC CU DINȚI DREPTI

Deoarece calculul de rezistență se efectuează pentru angrenajul cilindric înlocuitor (echivalent) de pe conul frontal median se consideră forța normală pe dinte F_n aplicată în punctul de intersecție al liniei de angrenare cu cercul de divizare mediu. Forța normală F_n se descompune în trei componente ortogonale: forța tangențială F_t la cercul de divizare mediu, forța radială F_r și forța axială F_a .

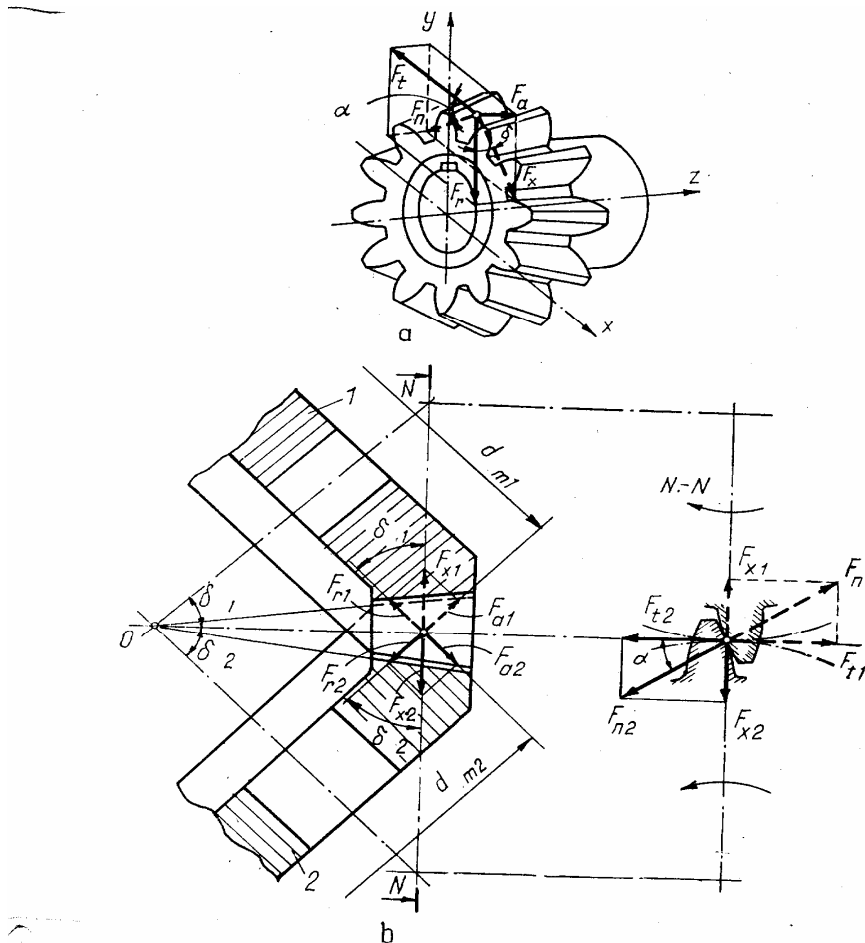


Fig. 8. Forțe în angrenajul conic cu dinți drepti /3/

Se neglijează pierderile de putere în angrenaje (deci forțele de frecare) care sunt reduse. Ca urmare, se calculează forțele ce acționează asupra pinionului datorită momentului de torsiune la arborele motor (M_t pinion), iar forțele ce acționează asupra roții conduse se iau egale și de sens contrar (conform principiului acțiunii și reacțiunii). În cazul angrenajului conic ortogonal ($\Sigma = 90^\circ$) forța opusă lui F_{a_1} este F_{r_2} , iar lui F_{r_1} i se opune F_{a_2} .

Relațiile de calcul ale forțelor în angrenajul conic cu dinți drepecți ortogonal sunt:

- Forțele tangențiale:

$$F_{t_1} = F_{t_2} = \frac{2M_t \text{ pinion}}{d_{m_1}} \quad (80)$$

- Forțele radiale:

$$F_{r_1} = F_{t_1} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1 \quad (81)$$

$$F_{r_2} = F_{t_1} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \cos \delta_2 \quad (82)$$

- Forțe axiale:

$$F_{a_1} = F_{t_1} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1 = F_{r_2} \quad (83)$$

$$F_{a_2} = F_{t_1} \cdot \text{tg} \alpha \cdot \sin \delta_2 = F_{r_1} \quad (84)$$

- Forța normală pe flancul dintelui:

$$F_n = \sqrt{F_{t_1}^2 + F_{a_1}^2 + F_{r_1}^2} = \frac{F_{t_1}}{\cos \alpha} \quad (85)$$

Sensul forței tangențiale F_t ce acționează asupra unei roți conice depinde de sensul de rotație, forțele radială F_r și cea axială F_a având totdeauna același sens.

După calcularea mărimii forțelor din cele două angrenaje ce compun un reductor de turație cu două trepte de reducere și alegerea sensului de înclinare al dinților roților dințate cilindrice cu dinți înclinați se va face o schemă a tuturor forțelor ce acționează asupra arborilor reductorului (provenite din angrenaje și din transmisia prin curele trapezoidale).

În cazul reductoarelor cu două trepte de reducere, ambele cu roți cilindrice cu dinți înclinați (variantele a și b din fig. 2) prin alegerea convenabilă a sensului înclinării dinților celor două angrenaje, forțele axiale ale roților solidare cu arborele intermediar II adică F_{a_2} și F_{a_3} vor avea sensuri contrarii astfel încât se micșorează forța axială ce trebuie preluată de rulmenții acestui arbore. La schimbarea sensului de rotație se schimbă sensul ambelor forțe axiale (F_{a_2} și F_{a_3}), dar ele vor rămâne opuse. În cazul reductorului cilindro-conic (variante c din fig. 2), oricum am alege sensul de înclinare a dinților pentru angrenajul cilindric cu dinți înclinați, pentru unul din sensurile de rotație, sensul forțelor axiale asupra roților solidare cu arborele intermediar II (F_{a_2} și F_{a_3}) este același, astfel încât alegerea rulmenților va trebui făcută pentru această situație dezavantajoasă din punct de vedere al încărcării axiale.

Figura 9 prezintă schema forțelor ce încarcă arborii reductorului de turație cu două trepte de reducere pentru cele trei variante luate în considerare în figura 2.

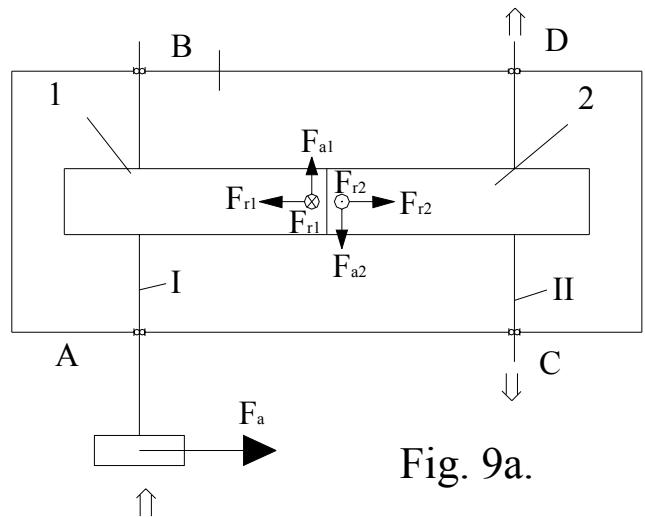
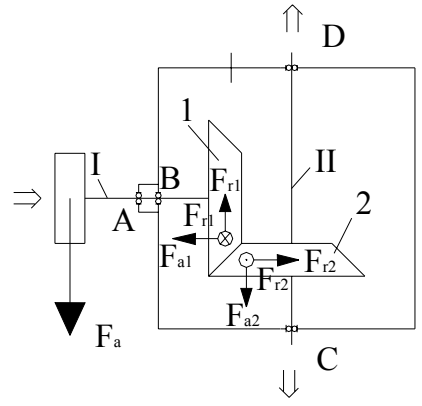


Fig. 9a.



9.b.

Fig. 9. Schema forțelor ce încarcă arborii

a. Forțele ce încarcă arborii reductorului cilindric

b. Forțele ce încarcă arborii reductorului conic

7. VERIFICĂRILE ANGRENAJELOR /4, 5, 6, 10, 11, 12/

7.1. VERIFICAREA ÎNCADRĂRII ÎN LIMITELE ANGRENĂRII

a) I GENERĂRII

Sunt necesare verificări ale calităților geometrice ale angrenajelor care să garanteze că acestea se încadrează în limite acceptabile în timpul generării (verificarea subtăierii și ascuțirii dinților) și angrenării (verificarea continuității angrenării, a interferenței dinților și a jocului la capul dinților).

7.1.1. VERIFICAREA SUBTĂIERII DINȚILOR.

Pentru evitarea subtăierii (interferenței la prelucrare) trebuie respectată condiția:

$$z_{n_{1(2)}} \geq z_{\min_{1(2)}} \quad (86)$$

unde: $z_{n_{1(2)}} \geq z_{1(2)} / \cos^3 \beta$ este numărul de dinți ai roții echivalente (înlocuitoare) a roții cilindrice cu dinți înclinați.

$z_{\min_{1(2)}}$ – numărul minim de dinți al roții cilindrice cu dinți înclinați ce poate fi prelucrată fără subtăiere în condițiile unghiului de înclinare de divizare β și ale deplasării specifice a profilului x . z_{\min} este dat de relația:

$$z_{\min_{1(2)}} = \frac{2(h_{0a}^* - x_{1(2)}) \cos \beta}{\sin^2 \alpha_t} \quad (87)$$

în care $h_{0a}^* = 1 -$ reprezintă coeficientul înălțimii capului dintelui de referință.

7.1.2. VERIFICAREA CONTINUITĂȚII ANGRENĂRII

Pentru angrenajul cilindric cu dinți înclinați gradul de acoperire total ε_γ este dat de relația:

$$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta \quad (88)$$

în care:

ε_α – este gradul de acoperire al profilului în plan frontal;

ε_β – gradul de acoperire suplimentar datorat înclinării dinților (înaintării flancurilor).

Se utilizează relațiile:

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a = \frac{\sqrt{d_{a1}^2 - d_{b1}^2}}{2\pi m_t \cos \alpha_t} + \frac{\sqrt{d_{a2}^2 - d_{b2}^2}}{2\pi m_t \cos \alpha_t} - \frac{a \sin \alpha_{w_t}}{\pi m_t \cos \alpha_t} \quad (89)$$

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \cdot \sin \beta}{\pi m_n} \quad (90)$$

Pentru asigurarea continuității procesului de angrenare trebuie verificată condiția:

$\varepsilon_\alpha \geq 1,1$ pentru angrenaje precise (clasele 5, 6, 7)

sau

$\varepsilon_\alpha \geq 1,3$ pentru angrenaje de precizie modestă (clasele 8, 9, 10, 11)

Pentru angrenajul conic cu dinți drepecți se calculează gradul de acoperire al angrenajului cilindric înlocuitor (echivalent) care trebuie să verifice condiția anterioară.

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a = \frac{\sqrt{d_{a_{v1}}^2 - d_{b_{v1}}^2}}{2\pi m \cos \alpha} + \frac{\sqrt{d_{a_{v2}}^2 - d_{b_{v2}}^2}}{2\pi m \cos \alpha} - \frac{a_v \sin \alpha_{w_t}}{\pi m \cos \alpha} \quad (91)$$

7.1.3. VERIFICAREA INTERFERENȚEI DINȚILOR

Diametrul începutului profilului evolventic $d_{l_{1(2)}}$ depinde de procedeul tehnologic de execuție a danturii. Considerând cazul uzual al execuției danturii prin utilizarea frezei melcate care are profilul cremalierii generatoare, relația de calcul al diametrului începutului profilului evolventic are forma:

$$d_{l_{1(2)}} = d_{b_{1(2)}} \sqrt{1 + \left[\operatorname{tg} \alpha_t - \frac{2(h_{0a}^* - x_{1(2)}) \cos \beta}{z_{1(2)} \cdot \sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t} \right]^2} \quad (92)$$

Diametrele cercurilor începuturilor profilelor active ale flancurilor dinților d_{A_1} respectiv d_{E_2} (adică diametrele cercurilor pe care sunt situate punctele punctele de începere a angrenării de pe flancurile dinților pinionului d_{A_1} , respectiv de terminare a angrenării de pe flancurile dinților roții d_{E_2}), sunt date de:

$$d_{A_1} = \frac{d_{b_1}}{\cos \alpha_{A_1}} \quad \text{și} \quad d_{E_2} = \frac{d_{b_2}}{\cos \alpha_{E_2}} \quad (93)$$

unde:

$$\operatorname{tg} \alpha_{A_1} = \frac{2\pi(\varepsilon_a - \varepsilon_2)}{z_1} \quad \text{și} \quad \operatorname{tg} \alpha_{E_2} = \frac{2\pi(\varepsilon_a - \varepsilon_1)}{z_2} \quad (94)$$

Condițiile ce trebuiesc îndeplinite pentru a avea o angrenare corectă acelor două roți, adică pentru a evita interfața dinților în angrenare, sunt:

$$d_{A_1} \geq d_{l_1} \quad \text{și} \quad d_{E_2} \geq d_{l_2} \quad (95)$$

7.1.4. VERIFICAREA JOCULUI LA CAPUL DINȚILOR

Pentru angrenajului cilindric cu dinți înclinați se calculează jocul la capul dinților cu relația:

$$c = a - \frac{d_{a_1} + d_{f_2}}{2} = a - \frac{d_{f_1} + d_{a_2}}{2} \quad (96)$$

Jocul trebuie să satisfacă condiția:

$$c \geq 0,1m_n \quad (97)$$

Dacă nu este îndeplinită condiția (97) se face o scurtare a capului dintelui astfel încât să se obțină jocul minim admisibil $c_a = 0,1m_n$.

7.1.5. VERIFICAREA GROSIMII DINȚILOR PE CERCUL DE CAP

Pentru roțile cilindrice cu dinți înclinați deplasarea pozitivă a profilelor conduce la ascuțirea capetelor dinților.

Ca urmare, se va face verificarea grosimii dinților pe cercul de cap prin calcularea lungimii arcului corespunzător dintelui pe cercul de cap în plan frontal, s_{a_t} , și compararea acesteia cu o valoare minimă admisibilă.

$$s_{a_{1(2)}} = d_{a_{1(2)}} \left(\frac{\pi + 4x_{1(2)}tg\alpha_n}{2z_{1(2)}} + inv\alpha_t - inv\alpha_{a_{1(2)}} \right) \quad (98)$$

unde: α_{at} este unghi de presiune pe cercul de cap în plan frontal, dat de relația:

$$\alpha_{a_{1(2)}} = \arccos \left(\frac{d_{1(2)}}{d_{a_{1(2)}}} \cdot \cos \alpha_t \right) \quad (99)$$

Pentru evitarea știrbirii capului dintelui datorită ascuțirii accentuate se recomandă respectarea condiției:

$$s_{at_{1(2)}} \geq 0,2m_t \text{ - pentru roți din oțeluri de îmbunătățire}$$

$$s_{at_{1(2)}} \geq 0,4m_t \text{ - pentru roți cu danturi durificate superficial.}$$

Dacă condiția nu este îndeplinită se poate modifica repartiția sumei deplasărilor specifice x_s în cele două componente x_1 și x_2 sau se reduc diametrele cercurilor cap având grijă să fie verificată condiția referitoare la gradul de acoperire ε_α .

7.2. VERIFICAREA REZISTENȚEI DANTURII ROȚILOR DINȚATE

7.2.1. VERIFICAREA SOLICITĂRII LA PICIORUL DINTELUI σ_F .

La piciorul dintelui apare un efort unitar maxim datorat încovoierii variabile în timp după un ciclu de tip pulsator. Ca urmare, după un număr de cicluri de solicitare, se poate produce ruperea prin oboseală la piciorul dintelui. Verificarea solicitării la piciorul dintelui se face prin calcularea efortului unitar datorat încovoierii, σ_F , și compararea lui cu o valoare admisibilă, σ_{Fp} .

A. PENTRU ANGRENAJUL CILINDRIC CU DINȚI ÎNCLINAȚI

Calculul de rezistență se efectuează în secțiunea cu plan normal, pentru roțile echivalente (înlocuitoare). Relația de verificare a efortului dintelui este:

$$\begin{aligned} \sigma_{F_{1(2)}} &= \frac{F_{t_{1(2)}}}{b_{1(2)} \cdot m_n} \cdot Y_{F_{1(2)}} \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_{F\beta} \cdot Y_\beta \leq \\ &\leq \sigma_{F_{p_{1(2)}}} = \frac{\sigma_{F \text{ lim } 1(2)}}{S_F} \cdot K_{FN} \cdot Y_S \cdot Y_{FX} \end{aligned} \quad (101)$$

în care: $\sigma_{F_{1(2)}}$ este efort unitar de încovoiere la piciorul dintelui;

$F_{t_{1(2)}}$ - forța tangențială la nivelul cercului de divizare;

$b_{1(2)}$ - lățimea roții;

m_n - modulul normal al danturii;

$Y_{F_{1(2)}}$ - factorul de formă al dintelui (anexa 9) în funcție de numărul de dinți ai roții echivalente $z_{n1(2)}$ și de coeficientul deplasării de profil $x_{1(2)}$;

K_A - factorul sarcinii dinamice exterioare (anexa 10); pentru situația proiectării unui reductor de uz general se va considera $K_A = 1$;

K_V - factorul dinamic interior (anexa 11) care este funcție de viteza periferică la cercul de divizare $v = \frac{\pi d_1 \cdot n_{pinion}}{60000}$ (m/s) unde d_1 este diametrul de divizare al pinionului (în mm) și n_{pinion} turația arborelui pinionului (în rot/min).

K_α - factor de repartiriție frontală a sarcinii; pentru angrenaje foarte precis executate și puternic încărcate se alege $K_\alpha \in \left(\frac{1}{\varepsilon_\alpha}, 1 \right)$, iar pentru angrenaje uzuale se va alege $K_\alpha = 1$;

$K_{F\beta}$ - factorul repartiriției longitudinale a sarcinii pentru solicitarea la piciorul dintelui; se va alege din diagrama prezentată în anexa 14 în funcție de $K_{H\beta}$ (factorul repartiriției longitudinale a sarcinii pentru solicitarea herthiană; prezentat în anexele 12 și 13 pentru danturi cilindrice, respectiv conice, realizate din oțeluri durificate superficial).

Pentru angrenaje la care cel puțin una dintre roți are dantura cu duritate medie sau mică ($HB < 3500 \text{ N/mm}^2$) există posibilitatea unei mai bune rodări și ca urmare factorul de distribuție longitudinală $K_{F\beta}$ se va determina cu relația :

$$K_{F\beta} = \frac{1 + K_{H\beta}}{2} \quad (102)$$

Y_β - factorul unghiului de înclinare dat de relația următoare sau ales din diagrama:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120^\circ} \quad (103)$$

$\sigma_{F \text{ lim}}$ - rezistența limită la oboseală prin încovoiere la piciorul dintelui (v. tabel 9)

S_F - factorul de siguranță în raport cu ruperea la oboseală la piciorul dintelui; în proiectarea uzuală se alege $S_{F \text{ min}} \cong 1,5$;

k_{FN} - factorul numărului de cicluri de funcționare pentru solicitarea la piciorul dintelui; se va alege $k_{FN} = 1$ pentru $N \geq 10^7$ cicluri, respectiv $k_{FN} = (10^7/N)^{1/9}$ pentru $10^3 \leq N < 10^7$ unde N este numărul de cicluri de solicitare la care este supus dinte roții în timpul funcționării angrenajului;

Y_s - factorul concentratorului de tensiune ia în considerație influența razei de racordare de la piciorul dintelui și este prezentat în anexa 15;

Y_{F_x} - factor dimensional; dacă $m_n \leq 5 \text{ mm}$ se ia $Y_{F_x} = 1$, iar dacă $5 < m_n < 30 \text{ mm}$ se ia $Y_{F_x} = 1,05 - 0,01 m_n$ (pentru danturi durificate superficial) și $Y_{F_x} = 1,03 - 0,006 m_n$ (pentru danturi realizate din oțeluri de îmbunătățire sau normalizate).

B. PENTRU ANGRENAJUL CONIC CU DINȚI DREPTI

Calculul de rezistență se efectuează pentru angrenajul înlocuitor (cilindric cu dinți drepti) în secțiunea mediană a lățimii roții.

Relația de verificare a efortului unitar la piciorul dintelui σ_F este:

$$\sigma_{F1(2)} = \frac{F_{t1(2)}}{b \cdot m_m} \cdot Y_{F1(2)} K_A K_V K_\alpha K_{F\beta} \leq \sigma_{F_p} = \frac{\sigma_{F_{lim}}}{S_F} K_{FN} Y_S Y_{Fx} \quad (104)$$

în care $\sigma_{F1(2)}$ este efort unitar de încovoiere la piciorul dintelui;

$F_{t1(2)}$ - forța tangențială la nivelul cercului de divizare median;

b - lățimea roții;

m_m - modul pe conul frontal median;

$Y_{F1(2)}$ - factorul de formă al dintelui ales din anexa 9 funcție de numărul de dinți ai roții înlocuitoare $z_{v1(2)}$ și pentru $x = 0$;

K_A - factorul sarcinii dinamice exterioare;

K_V - factorul dinamic interior;

K_α - factorul repartiției frontale a sarcinii;

$K_{F\beta}$ - rezistența admisibilă la oboseală la piciorul dintelui; uzual se ia $S_{F_{min}} = 2$;

K_{FN} - factorul numărului de cicluri de funcționare pentru solicitarea la piciorul dintelui;

Y_S - factorul concentratorului de tensiune;

Y_{Fx} - factor dimensional.

Factorii K_A , K_V , K_α , $K_{F\beta}$, K_{FN} , Y_S , Y_{Fx} se vor alege conform recomandărilor făcute la angrenajul cilindric cu dinți înclinați.

7.2.2. VERIFICAREA SOLICITĂRII DE CONTACT HERTZIAN (VERIFICAREA LA PITTING)

Tensiunea hertziană de contact între flancurile dinților se calculează pentru contact în polul angrenării C (σ_{HC}). În realitate tensiunea hertziană maximă se atinge în cazul contactului în punctul B (la trecerea de la angrenarea bipară la cea unipară); numai pentru angrenajele foarte precis executate și puternic încărcate se calculează efortul hertzian în B (σ_{HB}).

A. Pentru angrenajul cilindric cu dinți înclinați se calculează efortul hertzian maxim pentru contact în C cu relația:

$$\sigma_{HC} = Z_M Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_1} \cdot \frac{u+1}{u} K_A K_V K_{H\beta}} \leq \sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{H_{lim}}}{S_H} \cdot K_{HN} Z_R Z_W \quad (105)$$

în care:

σ_{HC} - efortul unitar hertzian maxim pentru contact în polul angrenării (punctul C);

Z_M - factor de material: $Z_M = \sqrt{0,35E}$ unde $E = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$, E_1 și E_2 fiind

modulele de elasticitate longitudinală ale celor două roți; în cazul ambelor roți dințate executate din oțel laminat, valoarea factorului de material este $Z_M \cong 271\sqrt{N/mm^2}$.

Z_H - factorul punctului de rostogolire este dat de relația:

$$Z_H = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\cos^2 \alpha_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_{w_t}}} \quad (106)$$

Z_H - este prezentat în diagrama din anexa 16.

Z_ε - factorul lungimii de contact prezentat în diagrama din anexa 17 funcție de componentele gradului de acoperire ε_α și ε_β .

F_t - forța tangențială la nivelul cercului de divizare;

b - lățimea danturii roții conduse;

d_1 - diametrul de divizare al pinionului;

u - raportul numerelor de dinți; pentru angrenaje reductoare $u=i$;

K_A - factorul sarcinii dinamice exterioare;

K_V - factor dinamic interior (anexa 11);

$K_{H\beta}$ - factorul repartiției longitudinale a sarcinii (anexa 12);

σ_{Hp} - efort unitar admisibil pentru solicitarea la oboseală de contact;

$\sigma_{H\lim}$ - rezistența limită la oboseală de contact dependente de natura materialului roții dințate și tratament (v. tabelul 9);

S_H - factorul de siguranță în raport cu distrugerea prin ciupire (pitting) a flancurilor; în practica obișnuită de proiectare $S_{H\min} = 1,25$;

K_{HN} - factorul numărului de cicluri de funcționare pentru solicitarea hertziană; se va lua $K_{HN} = 1$ pentru un număr decicluri de funcționare $N \geq 5 \cdot 10^7$ și $K_{HN} = \left(5 \cdot 10^7 / N\right)^{1/6}$ pentru $10^3 \leq N < 5 \cdot 10^7$;

Z_R - factorul rugozității flancurilor dat de relația: $Z_R = \left(3/R_{a_{red100}}\right)^{m_{ZR}}$ unde:

$R_{a_{red100}} = 3(R_{a_1} + R_{a_2}) \cdot \sqrt[3]{100/a}$ (R_{a_1}, R_{a_2} - rugozitățile medii aritmetice ale flancurilor roților)

$m_{ZR} = 0,12 + (1000 - \sigma_{H\lim})/5000$ (se va lua $\sigma_{H\lim} = 850 \text{ N/mm}^2$ dacă efortul limită pentru materialul ales este sub 850 N/mm^2 și respectiv $\sigma_{H\lim} = 1200 \text{ N/mm}^2$ dacă materialul ales are un efort limită peste 1200 N/mm^2 ; pentru valori intermediare $850 < \sigma_{H\lim} < 1200$ se va lucra cu valoarea efortului limită al materialului)

Z_W - factorul raportului durezzații flancurilor; dacă $HB_1 - HB_2 > 1000 \text{ N/mm}^2$ se va lua $Z_W = 1,2$, iar dacă $HB_1 - HB_2 \leq 1000 \text{ N/mm}^2$ se ia $Z_W = 1$ (HB_1 și HB_2 reprezintă durezzațiile Brinell ale flancului dintelui pinionului respectiv roții).

B. Pentru angrenajul conic cu dinți drepți se calculează efortul unitar hertzian maxim pentru contact în punctul C pentru angrenajul cilindric înlocuitor de pe conul frontal median utilizând relația (valabilă pentru angrenajul ortogonal $\Sigma = 90^\circ$):

$$\sigma_{HC} = Z_M Z_{Hv} \sqrt{\frac{F_t}{b \cdot d_{m_1}} \cdot \frac{\sqrt{u^2 + 1}}{u}} K_A K_V K_{H\beta} \leq \sigma_{Hp} = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} K_{HN} Z_R Z_W \quad (107)$$

în care:

σ_{HC} – efortul unitar hertzian maxim pentru contact în polul angrenării (punctul C);
 Z_M – factor de material;
 Z_{Hv} – factorul punctului de rostogolire pentru angrenajul cilindric înlocuitor; se ia din anexa 16, iar în cazul roților nedeplasate se consideră $Z_{Hv} = 1,77$;
 F_t – forța tangențială la nivelul diametrului de divizare mediu;
 b – lățimea roții;
 d_{m_1} – diametrul cercului de divizare mediu;
 u – raportul numărului de dinți;
 K_A – factorul sarcinii dinamice exterioare;
 K_V – factor dinamic interior (anexa 11);
 $K_{H\beta}$ – factorul repartiției longitudinale a sarcinii (anexa 13);
 σ_{Hp} – efortul unitar admisibil pentru solicitarea la oboseală de contact;
 σ_{Hlim} – rezistența limită la oboseală de contact dependentă de materialul roții dințate și tratamentul aplicat (tabel 9);
 S_H – factor de siguranță în raport cu distrugerea prin pitting a flancurilor; în practica obișnuită de proiectare se ia $S_H = 1,5$;
 Factorii K_{HN}, Z_R, Z_w au aceeași semnificație și se aleg conform recomandărilor prezentate la angrenajul cilindric.

7.3. RELAȚII PENTRU VERIFICAREA DIMENSIONALĂ A DANTURII ROȚILOR DINȚATE

Pe lângă elementele geometrice calculate anterior se determină unele elemente geometrice folosite la controlul dimensional al roților, elemente ce se înscriu pe desenele de execuție ale roților dințate.

A. Pentru roțile cilindrice cu dinți înclinați se determină următoarele:

- cota peste N dinți măsurată în plan normal, W_{Nn} , dată de relația:

$$W_{Nn_{1(2)}} = m_n \left[\pi \left(N_{1(2)} - 0,5 \right) + 2x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n + z_{1(2)} \operatorname{inv} \alpha_t \right] \cos \alpha_n \quad (108)$$

unde $N_{1(2)}$ reprezintă numărul de dinți peste care se măsoară lungimea W_{Nn} . Pentru aflarea lui se determină numărul de dinți de calcul $N_{c1(2)}$ (în intervalul de măsurare a lungimii W_{Nn}) cu ajutorul relației (109) și se rotunjește acest număr la valoarea întregă cea mai apropiată $N_{1(2)}$:

$$N_{C1(2)} = \frac{1}{\pi} \left[\frac{\sqrt{\left(z_{1(2)} + x_{1(2)} \cdot \cos \beta \right)^2 - \left(z_{1(2)} \cos \alpha_t \right)^2}}{\cos \alpha_t \cdot \cos^2 \beta} - 2x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n - z_{1(2)} \cdot \operatorname{inv} \alpha_t \right] + 0,5 \quad (109)$$

- arcul dintelui pe cercul de divizare în plan normal:

$$s_{n_{1(2)}} = m_n \left(0,5\pi + 2x_{1(2)} \cdot \operatorname{tg} \alpha_n \right) \quad (110)$$

- coarda de divizare a dintelui în plan normal:

$$\bar{s}_{n_{1(2)}} = s_{n_{1(2)}} - \frac{s_{n_{1(2)}}^3}{6d_{1(2)}^2} \cdot \cos^4 \beta \quad (111)$$

- înălțimea la coarda de divizare:

$$\bar{h}_{a_{1(2)}} = \frac{d_{a_{1(2)}} - d_{1(2)}}{2} + \frac{s_{n_{1(2)}}^2}{4d_{1(2)}} \cos^2 \beta \quad (112)$$

- coarda constantă a dintelui în plan normal:

$$\bar{s}_{c_{1(2)}} = m_n \left(0,5\pi \cos^2 \alpha_n + 2x_{1(2)} \sin \alpha_n \cos \alpha_n \right) \quad (113)$$

- înălțimea la coarda constantă:

$$\bar{h}_{c_{1(2)}} = m_n \left(h_{0_a}^* - \frac{\pi}{4} \sin \alpha_n \cos \alpha_n + x_{1(2)} \cos^2 \alpha_n \right) \quad (114)$$

Observații:

a - verificarea cotei peste N dinți este indicată la danturi cilindrice exterioare cu module sub 8 mm, căci, în caz contrar, rezultă valori mari ale cotei W_{N_n} , care nu pot fi măsurate cu instrumentele uzuale;

b - măsurarea cotei W_{N_n} este condiționată de lățimea danturii b fiind necesară îndeplinirea condiției:

$$b_{1(2)} = W_{N_{n_{1(2)}}} \cdot \sin \beta + 5 \text{ mm} \quad (115)$$

c - la danturi cu deplasări mari sau care au module mari (> 8 mm) sau nu respectă condiția (115) se recomandă măsurarea corzii dintelui în plan normal.

B. Pentru roțile conice cu dinți drepți se folosesc pentru controlul dimensional următoarele elemente geometrice:

- coarda nominală de divizare a dintelui cu joc între flancuri:

$$\bar{s}_{1(2)} = s_{1(2)} - \frac{s_{1(2)}^3 \cos \delta_{1(2)}}{6d_{1(2)}^2} \quad (116)$$

unde $s_{1(2)}$ este arcul de divizare al dintelui dat de relația (pentru danturi fără deplasare):

$$s_{1(2)} = 0,5\pi m \quad (117)$$

- coarda efectivă de divizare a dintelui:

$$\bar{s}_{ef} = \left(\bar{s} - A_{s_{\min}} \right) - T_s \quad (118)$$

unde: $A_{s_{\min}}$ - subțierea minimă a dintelui

T_s - toleranța grosimii dintelui

$A_{s_{\min}}$ și T_s se adoptă din standardul de toleranțe pentru angrenaje conice (STAS 6460-81)

- înălțimea la coarda de divizare:

$$\bar{h}_{a_{1(2)}} = h_{a_{1(2)}} + \frac{s_{1(2)}^2 \cdot \cos \delta_{1(2)}}{4d_{1(2)}} \quad (119)$$

8. CALCULUL REACȚIUNILOR. TRASAREA DIAGRAMELOR DE MOMENTE ÎNCOVOIETOARE ȘI DE TORSIUNE /1, 2/

Pentru a putea alege rulmenții și verifica arborii este necesară aflarea reacțiilor în reazeme și trasarea diagramelor de variație a momentelor încovoietoare și de torsiune. Operația este îngreunată de necunoașterea distanțelor dintre reazeme și suporturile forțelor din angrenare. Etapele care se parcurg sunt următoarele:

a. Realizarea unei schițe a reductorului (anexa 59) folosind elementele geometrice ale roților dințate, apreciind distanțele dintre roți, dintre roți și carcasă, estimând lățimile rulmenților și distanțele necesare fixării rulmenților; pe baza acestei schițe se pot stabili distanțele dintre reazeme și cele dintre reazeme și suporturile forțelor. Fiecare arbore se consideră rezemat la jumătatea lățimii rulmenților, iar forțele din angrenaje sunt considerate forțe concentrate aplicate la jumătatea lățimii roților.

b. Stabilirea schemei de încărcare și rezemare a fiecărui arbore; deoarece forțele din angrenaje nu sunt coplanare se vor realiza schemele de încărcare și rezemare ale fiecărui arbore în două plane perpendiculare (orizontal și vertical). Pe arborele de intrare se va lua în considerare acțiunea forței pe arbore datorată transmisiei prin curele trapezoidale considerată drept forță concentrată acționând la jumătatea lățimii roții de curea (în consolă).

c. Calcularea reacțiilor în reazeme și trasarea diagramelor de momente încovoietoare; se va face în cele două plane perpendiculare (orizontal și vertical). Într-un reazem oarecare (de exemplu A) vom obține o reacțiune normală în planul vertical V_A și una în plan orizontal H_A , calculând apoi reacțiunea rezultantă (forță radială): $F_{r_A} = \sqrt{V_A^2 + H_A^2}$. Determinarea reacțiunii axiale în reazeme depinde de tipul rulmenților utilizați și de felul montajului ales pentru aceștia (v. paragraful 9).

La trasarea diagramelor de momente încovoietoare trebuie avut în vedere faptul că forțele axiale din angrenaje sunt forțe paralele cu axele arborilor, dar acționând excentric față de acestea la distanțe egale cu razele de divizare ale roților respective; ca urmare ele dau momente încovoietoare concentrate, care determină salturi ale diagramelor de momente încovoietoare.

d. Trasarea diagramelor de variație a momentelor de torsiune se face ținând seama de traseul fluxului de putere pe fiecare arbore.

9. ALEGEREA ȘI VERIFICAREA RULMENȚILOR /4, 6, 7, 9, 14/

Se va alege tipul rulmenților utilizați pentru rezemarea fiecărui arbore apoi mărimea acestora și în final se va face verificarea durabilității lor.

Arborii reductoarelor sunt în general arbori scurți ($\frac{l}{d} < 10$ unde l distanța dintre reazeme și d diametrul mediu al arborelui) și în consecință au rigiditate flexională ridicată. Ca urmare unghiurile de înclinare în reazeme sunt reduse ceea ce permite folosirea rulmenților radiali cu bile și a rulmenților radial-axiali cu role conice (ce impun condiții restrictive privind înclinarea în reazeme). Uneori se folosesc și rulmenți cu role cilindrice, rulmenți radial-axiali cu role precum și rulmenți oscilanți cu role butoiaș. În cele ce urmează ne vom referi la alegerea și verificarea rulmenților radiali cu bile și a celor radial-axiali cu role conice.

A. Rulmenții radiali cu bile preiau în principal forțe radiale, dar pot prelua și sarcini axiale. Se pot utiliza două tipuri de montaje ale acestor rulmenți (v. fig. 10):

a) **Montajul cu rulment conducător și rulment liber** se folosește în special la arbori lungi. Se alege, în general, drept rulment conducător rulmentul cu încărcare radială mai mică. El se fixează axial, atât pe arbore cât și în carcasă, în ambele sensuri și va prelua întreaga sarcină axială ce încarcă arborele. Rulmentul liber se fixează axial în ambele sensuri pe arbore, fiind lăsat liber în carcasă pentru a se compensa dilatățile termice diferite ale arborelui și carcasei în funcționare. Rulmentul liber va prelua doar forță radială (reacțiunea normală rezultantă din reazemul respectiv), încărcarea sa axială fiind nulă.

b) **Montajul flotant al rulmenților** presupune fixarea axială a fiecărui rulment într-un singur sens pe arbore (către interiorul reductorului) și în sens opus (către exterior) în carcasă. Se lasă de obicei un joc axial de 0,5 ... 1 mm pentru compensarea diferențelor de dilatare dintre arbore și carcasă. Forța axială este preluată la acest montaj de rulmentul către care este îndreptată. Montajul flotant se utilizează la arbori scurți; el este mai simplu dar poate conduce la un dezechilibru accentuat al încărcării celor doi rulmenți (în cazul în care rulmentul cu încărcare radială mai mare preia și forța axială ce încarcă arborele).

Etapele parcurse în alegerea rulmenților radiali cu bile sunt:

1. Stabilirea tipului montajului (montaj cu rulment conducător și rulment liber sau montaj flotant)

2. Estimarea diametrului arborelui în dreptul rulmentului se face ținând cont de dimensiunile arborilor stabilite la predimensionarea acestora (v. cap. 2). Pentru arborii care ies în exteriorul reductorului (I și III) au fost stabilite diametrele capetelor de arbore $d_{ca_{I(III)}}$; pentru aceștia se vor alege diametrele fusurilor în dreptul rulmenților conform relației:

$$d_{rul_{I(III)}} = d_{ca_{I(III)}} + (7...10) \text{ mm} \quad (120)$$

Pentru arborele intermediar II, diametrul stabilit la predimensionare d_{II} poate fi considerat un diametru estimativ pentru zona centrală a arborelui; ca urmare diametrul fusurilor pentru rulmenți se poate lua:

$$d_{rul_{II}} = d_{II} - (5...10) \text{ mm} \quad (121)$$

Diametrele alese pentru fusurile pe care se montează rulmenții trebuie să satisfacă condiția:

$$d_{rul} = 5k \text{ unde } k \in \mathbb{N} \quad (122)$$

3. Folosind cataloage de rulmenți emise de firmele producătoare se alege pentru fiecare arbore mărimea rulmentului cu bile (seria de diametre și lățimi); pentru diametrul estimat al fusului în cataloage se găsesc mai multe mărimi de rulmenți radiali cu bile (seriile de diametre și lățimi 0,2, 3 sau 4) care la același diametru al alezajului inelului interior ($d = d_{rul}$) au diametre exterioare (D) și lățimi (B) diferite. Se va încerca la început alegerea unui rulment din seriale mijlocii (2 sau 3) și funcție de durabilitatea obținută se poate trece la seria ușoară (0) sau grea (4).

Pentru alegerea rulmenților radiali cu bile anexa 18 prezintă un extras din STAS 6846 - 86

4. Verificarea rulmenților aleși constă în determinarea durabilității acestora L_h (ore) și care trebuie să fie superioară unei durate de funcționare admisibile L_{h_a} care pentru reductoare au valori cuprinse între 12 000 ore și 20 000 ore.

Practic alegerea și verificarea unui rulment radial cu bile se desfășoară conform următoarei succesiuni:

a. date de intrare

- diametrul fusului în dreptul rulmentului d_{rul} (mm);
- turația arborelui n (rot / min);
- încărcarea radială a celor doi rulmenți: F_{r_1} , respectiv F_{r_2} (N) – reacțiunile

normale în cele două reazeme;

- încărcarea axială F_a (N) - forța axială rezultantă datorată roților solidare cu arborele;

- durabilitatea admisibilă $L_{h_a} = 12000 \dots 20000$ ore.

b. alegerea tipului de montaj și stabilirea încărcării axiale a fiecărui rulment. Dacă rulmentul 1 este conducător $F_{a_1} = F_a$ iar $F_{a_2} = 0$; dacă rulmentul 2 este conducător $F_{a_1} = 0$ și $F_{a_2} = F_a$, iar dacă avem montaj flotant se va face calculul pentru situația cea mai dezavantajoasă în care întreaga forță axială este preluată de rulmentul cu încărcarea radială mai mare;

c. se alege un rulment radial cu bile dintr-o serie mijlocie (2 sau 3) pentru diametrul alezajului $d = d_{rul}$ și din anexa 18 se iau pentru rulmentul ales: capacitatea de încărcare dinamică C (N) și capacitatea de încărcare statică C_0 (N);

d. se calculează $\frac{F_a}{C_0}$ pentru fiecare rulment și din tabelul din anexa 18 se aleg e și Y

(eventual interpolare liniară)

e. se calculează $\frac{F_a}{F_r}$ pentru fiecare rulment și apoi se determină sarcina dinamică echivalentă:

- dacă $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ rezultă $P = F_r$ (123)

- dacă $\frac{F_a}{F_r} > e$ rezultă $P = XF_r + YF_a$.

unde : $X = 0,56$ (aceleași pentru toți rulmenții radiali cu bile) și Y are valoarea aleasă anterior.

f. se calculează durabilitatea fiecărui rulment: L (milioane de rotații) și L_h (în ore) cu relațiile:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^3 \quad (\text{milioane de rotații}) \quad (124)$$

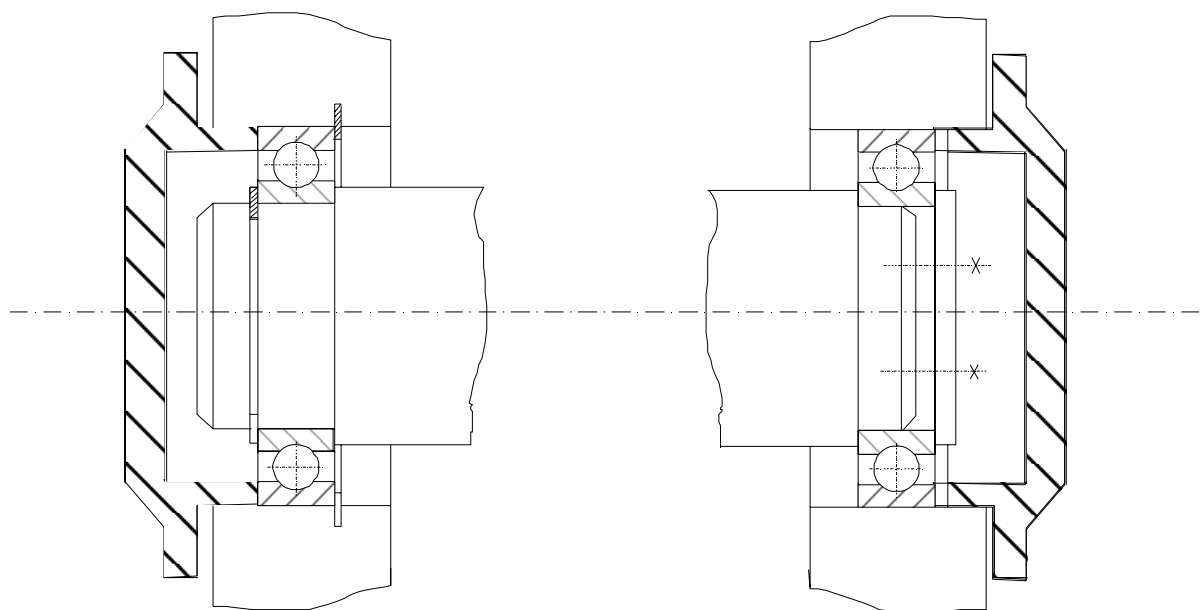
și

$$L = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad (\text{ore}) \quad (125)$$

g. Dacă ambii rulmenți ai unui arbore verifică condiția $L_h \geq L_{h_a}$ atunci alegerea este corectă (eventual se poate încerca alegerea unui rulment din seria ușoară dacă inegalitatea este accentuată);

Dacă pentru rulmentul încercat $L_h < L_{h_a}$ se încearcă alegerea unui rulment radial cu bile dintr-o serie superioară sau se aleg rulmenți radiali-axiali cu role conice.

Se poate încerca și o mărire a diametrului fusului în dreptul rulmentului dar această soluție este dezavantajoasă căci conduce la creșterea gabaritului diametral și a greutateii arborelui.



Rulment conductor

Rulment liber

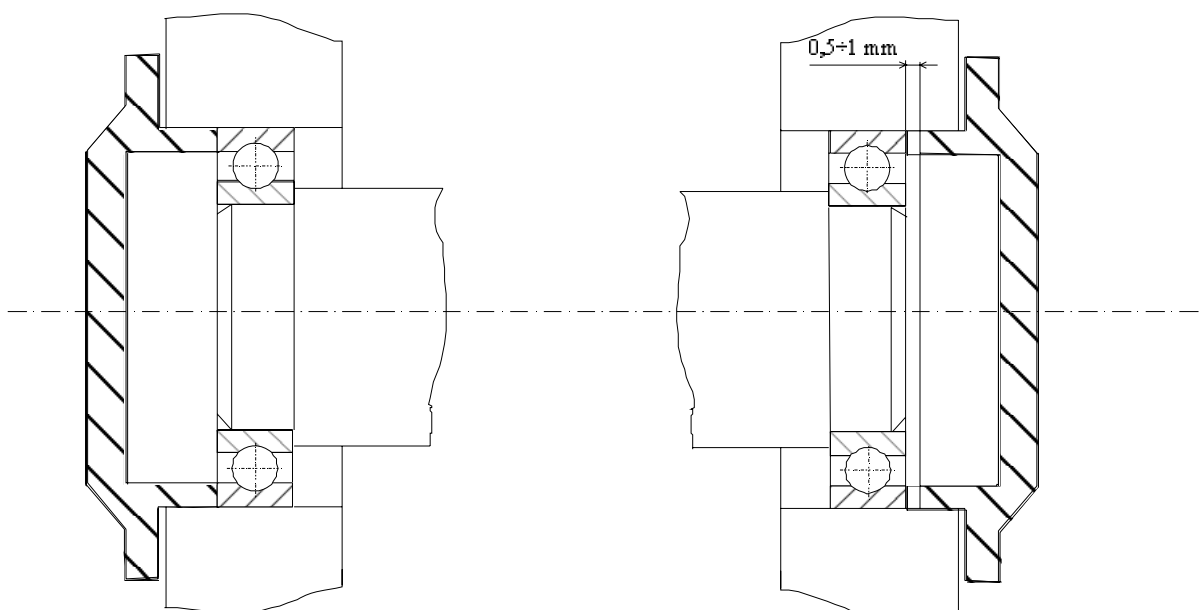


Figura 10. Montaje cu rulmenți radiali cu bile

B. Rulmenții radiali - axiali cu role conice preiau atât sarcini radiale cât și sarcini axiale; datorită contactului mai favorabil dintre role și calea de rulare din inele ei au, la aceleași dimensiuni, capacitatea de încărcare și durabilități mai mari decât rulmenții cu bile. Se pot folosi două tipuri de montaje pentru rulmenții radiali-axiali cu role conice (v.fig.11).

a. montaj în “O “

b. montaj în “X “

a. Montajul în “O “ este utilizat în cazul unor distanțe reduse între rulmenți (roțile fiind montate în consolă); în cazul acestui montaj se realizează o majorare a distanței dintre centrele de presiune ale celor doi rulmenți în raport cu situația de la montajul în “X “. Acest montaj se folosește pentru rezemarea arborelui pinionului conic al reductorului conico-cilindric (varianta c din figura 2).

Reglarea jocului din rulmenți (la montaj) în vederea compensării diferențelor de dilatare dintre arbore și carcasă în funcționare se face cu ajutorul unei piulițe care acționează asupra inelului interior al rulmentului.

b. Montajul în “X “ se utilizează la arbori mai lungi, pe care roțile sunt montate între lagăre. Reglarea jocului în rulmenți se face cu ajutorul capacelor ce fixează inelele exterioare.

Rulmenții radial-axiali cu role conice, datorită construcției lor, introduc forțe axiale suplimentare (interioare) F_{a_s} . Un astfel de rulment încărcat cu forța radială F_r introduce o forță axială suplimentară:

$$F_{a_s} = 0,5 \frac{F_r}{Y} \quad (126)$$

unde Y este coeficientul forței axiale din expresia sarcinii dinamice echivalente; el se alege pentru fiecare rulment din cataloagele de rulmenți (v. anexa19).

Asupra unui arbore rezemat pe doi rulmenți cu role conice (montați în “ \vec{O} ” sau în “ \vec{X} ”) acționează de obicei trei forțe axiale: forța axială $\overline{K_a}$, provenită din funcționarea diferitelor organe de mașini montate pe arbori, (roți dintate, cuplaje etc) și forțele axiale

suplimentare $\overline{Fa_{s_1}}$ și $\overline{Fa_{s_2}}$ ale celor doi rulmenți. Cele două forțe suplimentare introduse de rulmenți au mărimile date de relația (126), iar sensurile lor depind de tipul montajului (v.fig.11).

Pentru alegerea și verificarea rulmenților radial-axiali cu role conice este necesară determinarea încărcării axiale a fiecărui rulment. Se aplică următorul algoritm:

- se determină sensul rezultantei $\overline{R_a}$ a tuturor forțelor axiale de pe arbore:

$$\overline{R_a} = \overline{K_a} + \overline{Fa_{s_1}} + \overline{Fa_{s_2}} ;$$

- rulmentul care preia sarcini axiale având sensul rezultantei se consideră încărcat cu suma (vectorială) forței axiale $\overline{K_a}$ și a forței axiale suplimentare a celui alt rulment;

- cel de al doilea rulment se consideră (convențional) încărcat de propria sa forță axială suplimentară.

Etapele parcurse în alegerea și verificarea rulmenților radiali-axiali cu role conice sunt:

a. alegerea tipului montajului (în " \vec{O} " și " \vec{X} ")

b. stabilirea diametrului fusului în dreptul rulmenților în conformitate cu cele afirmate la rulmenții radiali cu bile;

c. pentru diametrul fusului stabilit anterior se alege un rulment radial - axial cu role conice dintr-o serie mijlocie de diametre și lățimi, folosind cataloagele firmelor producătoare; anexa 19 prezintă un extras din STAS 3920-87 referitor la rulmenții cu role conice). Odată cu alegerea rulmentului se aleg și coeficienții e și Y .

d. calcularea sarcinilor axiale suplimentare introduse de cei doi rulmenți conform relației (126)

e. aplicarea algoritmului prezentat anterior pentru aflarea forței axiale ce încarcă fiecare rulment;

f. calcularea raportului F_a / F_r pentru fiecare rulment;

g. calcularea sarcinii dinamice echivalente P ;

dacă $\frac{F_a}{F_r} \leq e$ atunci $P = F_r$, iar dacă $\frac{F_a}{F_r} > e$ atunci $P = XF_r + YF_a$ unde $X = 0,4$ (aceleași pentru toți rulmenții cu role conice), iar Y este cel indicat în catalog pentru fiecare rulment în parte;

h. se calculează durabilitatea celor doi rulmenți (în milioane de rotații) cu relația:

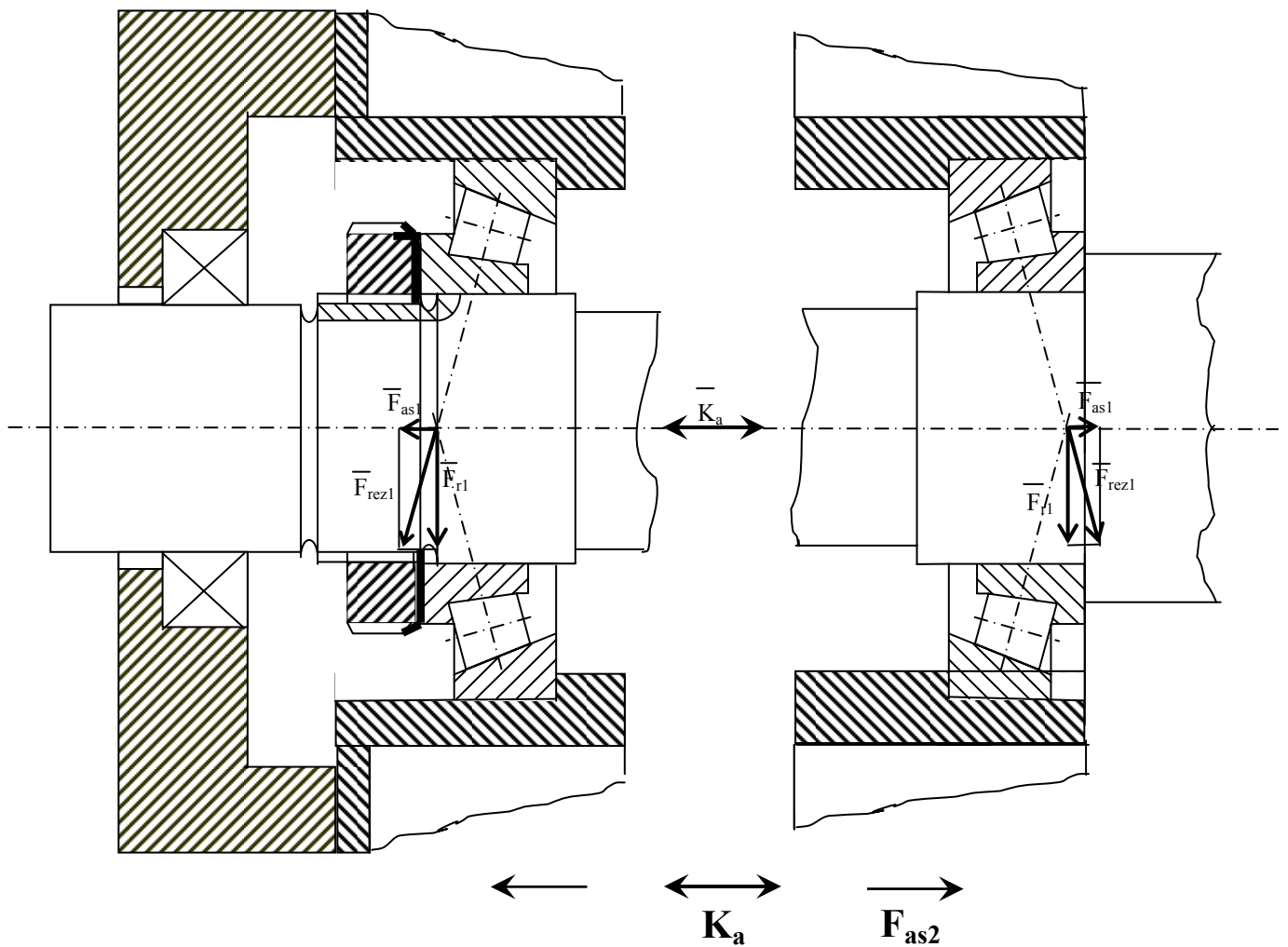
$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^{10/3} \quad (\text{mil. rot.}) \quad (127)$$

unde C este capacitatea de încărcare dinamică a rulmentului;

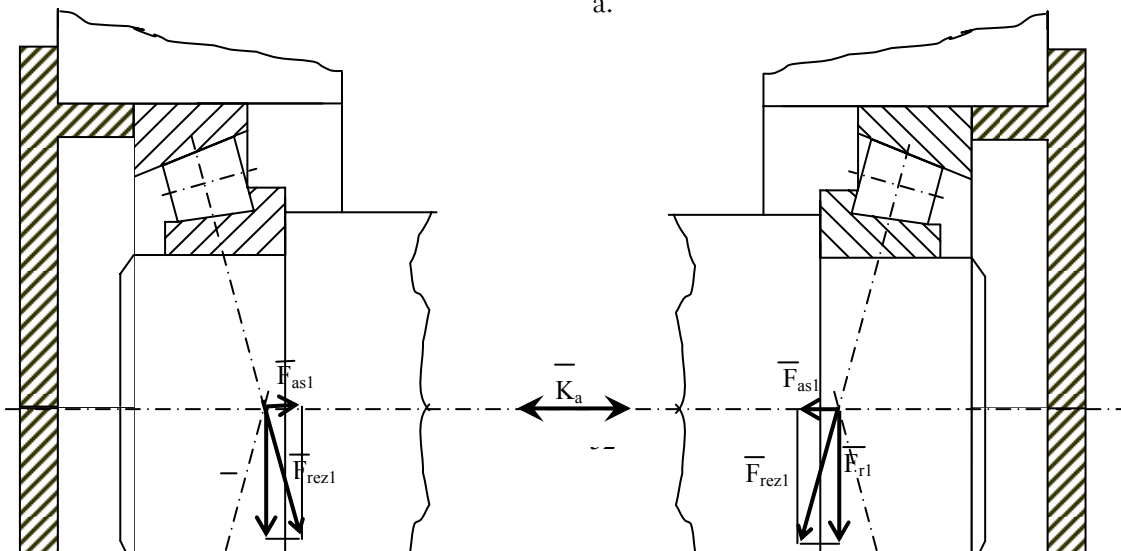
i. se calculează durabilitatea celor doi rulmenți (în ore) cu relația (125):

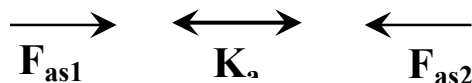
$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad (\text{ore})$$

j. dacă pentru ambii rulmenți ai arborelui este verificată condiția $L_h \geq L_{h_a}$ alegerea este corectă (eventual se poate încerca alegerea unui rulment dintr-o serie inferioară de diametre și lățimi dacă inegalitatea este accentuată); dacă $L_h < L_{h_a}$ se va alege un rulment cu role conice dintr-o serie superioară de diametre și lățimi.



a.





b.

Figura 11. Montaje cu rulmenți radiali - axiali cu role conice

10. ALEGEREA ȘI VERIFICAREA PENELOR /4, 8/

Asamblarea roților dințate, a roților de curea și a cuplajelor pe arbori se realizează de obicei cu ajutorul penelor paralele. Uneori se folosesc și alte tipuri de asamblări (cu strângere proprie, prin caneluri, prin pene inclinate sau prin strângere pe con). De obicei, pinioanele au diametre apropiate de cele ale arborilor așa încât ele se execută dintr-o bucată cu arborele; se alege această soluție dacă diametrul de picior al roții dințate d_f satisface condiția $d_f \leq (1,4...1,5)d_a$ unde d_a - diametrul arborelui în dreptul roții dințate.

După estimarea diametrului arborelui d_a în zona de asamblare prin pană paralelă se aleg din STAS 1004 - 81 (anexa 20) dimensiunile $b \times h$ ale secțiunii penei. se determină apoi lungimea necesară a penei și se verifică pe baza solicitărilor la strivire și forfecare:

$$\sigma_s = \frac{4M_t}{h \cdot l_c \cdot d_a} \leq \sigma_{a_s} \quad (\sigma_{a_s} = 90 - 120 \text{ N/mm}^2) \quad (128)$$

$$\tau_f = \frac{2M_t}{b \cdot l \cdot d_a} \leq \tau_{a_f} \quad (\tau_{a_f} = 60 - 80 \text{ N/mm}^2) \quad (129)$$

în care: l_c - este lungimea de contact a penei cu canalul din butuc dependentă de forma și lungimea l a penei;

$$l_c = l - b \text{ la pana de tip A (ambele capete rotunjite)}$$

$$l_c = l - \frac{b}{2} \text{ la pana de tip C (un capăt rotunjit)}$$

$$l_c = l \text{ la pana de tip B (capete drepte).}$$

Evident că lățimea butucului l_B va trebui să fie suficient de mare pentru a permite realizarea contactului pe lungimea l_c ($l_B \geq l_c$). Dacă lungimea de contact, l_c , rezultă mare din calculul anterior, pentru a nu face butucul exagerat de lat se pot utiliza două pene paralele sau chiar caneluri.

11. ALEGEREA ȘI VERIFICAREA CUPLAJULUI /3, 4, 13/

Se va prezenta alegerea cuplajelor elastice cu bolțuri și a celor cu flanșe.

11. 1. CUPLAJUL ELASTIC CU BOLTURI (STAS 5982/6 – 81, anexa 3)

Asigură transmiterea elastică a momentului de torsiune (cu atenuarea șocurilor) prin intercalarea pe fluxul energetic a unor bucșe de cauciuc.

Mărimea cuplajului se alege funcție de momentul de torsiune nominal (M_{t_n}) conform condiției:

$$M_{t_c} = C_s \cdot M_{t_{II}} \leq M_{t_n} \quad (130)$$

unde: M_{t_c} - este moment de torsiune de calcul;

$M_{t_{II}}$ - moment de torsiune la arborele de ieșire din reductor (pe care este montat cuplajul);

C_s - coeficient de serviciu dependent de natura mașinii motoare și a celei de lucru și de regimul de funcționare; în cazul proiectării unei transmisii de uz general se poate lua $C_s = 1$ (a se vedea cele spuse anterior în capitolul 1).

Pentru fiecare mărime de cuplaj sunt indicate în STAS anumite valori ale diametrului capătului de arbore pe care se montează cuplajul. Dacă diametrul capătului arborelui III (pe care se montează cuplajul) ales la punctul 2 este mai mic decât cel cerut de mărimea cuplajului

stabilită anterior se vor utiliza semicuple de tip *P*. Semicupla *P* se livrează pregăurită la un diametru *d* redus, diametru ce poate fi lărgit la valoarea d_0 (ale cărei limite sunt indicate în STAS). Este necesară verificarea rezistenței capătului de arbore și a penei paralele care realizează asamblarea cuplajului cu arborele.

Cuplajul cu bolțuri se execută în două tipuri:

- tipul *N* - cuplaj normal;
- tipul *B* - cuplaj cu bușe distanțiere.

De asemenea, trebuie menționat că în compunerea cuplajului pot intra semicuple de același tip sau de tipuri diferite de execuție.

Exemplu de notare a unui cuplaj elastic cu bolțuri:

CEB 7N - P63/K71 - OT 60-3 STAS 5982/6-81 - cuplaj elastic cu bolțuri mărimea 7, tip *N*, o semicuplă tip *P* cu diametrul alezajului 63 mm, celaltă semicuplă tip *K* cu diametrul alezajului 71 mm, executate din oțel OT 60-3.

11. 2. CUPLAJ CU FLANȘE (STAS 769 - 73, anexa 4)

Realizează transmiterea rigidă a momentului de torsiune (nu atenuează șocurile). Șuruburile ce fixează flanșele pot fi montate cu joc sau fără joc (ajustate) în găurile din flanșe. Pentru evitarea apariției unor solicitări suplimentare poate exista un sistem de centrare sub forma unui prag de centrare sau a unui inel de centrare.

Cuplajele cu flanșe se execută în două variante constructive:

- tipul CFO - pentru cuplarea arborilor orizontali;
- tipul CFV - pentru cuplarea arborilor verticali.

Mărimea cuplajului se alege funcție de momentul de torsiune nominal M_{t_n} pe care îl poate transmite cuplajul conform condiției:

$$M_{t_c} = C_s \cdot M_{t_{III}} \leq M_{t_n} \quad (131)$$

unde: M_{t_c} este moment de torsiune de calcul;

$M_{t_{III}}$ - moment de torsiune la arborele de ieșire din reductor (III) pe care este montat cuplajul;

C_s - coeficient de serviciu dependent de natura mașinii motoare și agregatului de lucru și de regimul de funcționare; în cazul proiectării unei transmisii de uz general se poate lua $C_s = 1$ (a se vedea cele spuse în capitolul 1).

Exemplu de notare a unui cuplaj cu flanșe:

CFO 6-35 STAS 769-73 - cuplaj cu flanșe pentru arbori orizontali, mărimea 6, cu diametrul nominal al capetelor de arbori de 35 mm.

Se recomandă verificarea șuruburilor cuplajului la solicitare compusă (tracțiune și torsiune) pentru șuruburile montate cu joc și la forfecare pentru șuruburile ajustate.

a. Șuruburi montate cu joc

Momentul de torsiune se transmite prin frecarea dintre flanșe care sunt apăstate de către forțele create în cele i_s șuruburi la montaj. Forța axială care ia naștere într-un șurub prin strângerea piuliței la montaj este:

$$F_a = \frac{2M_{t_c}}{K \cdot \mu \cdot i_s} \quad (132)$$

unde: K este diametrul cercului pe care sunt montate șuruburile;

μ - coeficientul de frecare dintre flanșe ($\mu \approx 0,15 \dots 0,2$);

i_s - numărul de șuruburi.

Tija șurubului este solicitată la:

- tracțiune:

$$\sigma_{t_s} = \frac{4F_a}{\pi d_1^2} \quad (133)$$

unde: d_1 - diametrul interior al filetului.

- torsiune (în momentul strângerii piuliței cu cheia la montaj):

$$\tau_{t_s} = \frac{M_{t_s}}{W_s} = \frac{F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\alpha_2 + \varphi')}{\frac{\pi d_1^3}{16}}$$

în care: M_{t_s} - momentul de torsiune ce apare în șurub la strângerea piuliței; W_s - modulul de rezistență polar al secțiunii șurubului; d_1, d_2 - diametrul interior respectiv cel mediu al filetului; α_2 - unghiul de înclinare al spirei filetului: $\alpha_2 = \operatorname{arctg}(p / \pi d_2)$, unde p este pasul filetului; φ' - unghi de frecare aparent dintre spirele șurubului și piuliței: $\varphi' = \operatorname{arctg}(\mu / \cos 30^\circ)$ pentru filetul metric, μ fiind coeficientul de frecare ($\mu = 0,1 \dots 0,15$).

Cele două eforturi unitare se compun după teoria a III a rezistenței materialelor, obținându-se efortul unitar echivalent:

$$\sigma_{ech_s} = \sqrt{\sigma_{t_s}^2 + 4\tau_{t_s}^2} \quad (135)$$

care trebuie să verifice condiția:

$$\sigma_{ech_s} \leq \sigma_{a_t} = 90 \dots 120 N / mm^2 \quad (136)$$

b. șuruburi montate ajustat

Tija șurubului este supusă la forfecare sub acțiunea unei forțe tangențiale F_t provenită din momentul de torsiune transmis:

$$\tau_{f_s} = \frac{F_t}{A_s} = \frac{2M_{tc}}{K \cdot i_s \cdot \frac{\pi d_3^2}{4}} \leq \tau_{af} = 60 \dots 80 N / mm^2 \quad (137)$$

în care: A_s este aria transversală a șurubului ajustat;

d_3 - diametrul găurii de montaj a șurubului ajustat (v. anexa 4)

12. VERIFICAREA ARBORILOR

După ce a fost stabilită forma constructivă a arborelui și au fost determinate diametrele și lungimile tronsoanelor componente se face verificarea arborelui care cuprinde următoarele aspecte:

- a) verificarea la oboseală
- b) verificarea la solicitarea compusă
- c) verificarea deformațiilor flexionale (de încovoiere) și torsionale
- d) verificarea la vibrații (calculul turației critice)

Vom prezenta în detaliu doar prima dintre aceste verificări, pentru celelalte fiind făcută doar o expunere de principii.

a. Verificarea la oboseală a arborilor se face în secțiuni ale arborilor care prezintă concentratori de eforturi (canale de pană, salturi de diametru, degajări, filete etc)

Considerând cazul general în care într-o secțiune cu concentratori de tensiuni avem atât efort unitar de încovoiere cât și efort de torsiune, ambele variabile în timp, se parcurg următoarele etape:

- se calculează mărimile caracteristice ale ciclului variabil de solicitare la încovoiere.

Chiar dacă momentul încovoiător într-o secțiune oarecare este constant în timp, datorită rotației arborelui efortul de încovoiere într-o fibră oarecare variază după un ciclu alternant simetric.

Ca urmare putem scrie:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{irez}}{W_z} = \frac{\sqrt{M_{iv}^2 + M_{iH}^2}}{W_z} \quad (138)$$

$$\sigma_{\min} = -\sigma_{\max} \quad (139)$$

unde: M_{iv}, M_{iH}, M_{irez} reprezintă momentul încovoietor în plan vertical, orizontal și respectiv, rezultat în secțiunea considerată.

De asemenea putem calcula:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = 0; \quad \sigma_v = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \sigma_{\max} \quad (140)$$

în care: σ_m este efortul unitar mediu, iar σ_v - amplitudinea ciclului de solicitare.

- se calculează coeficientul de siguranță la oboseală pentru solicitarea de încovoiere folosind relația lui Soderberg (141) sau cea a lui Serensen (142):

$$c_\sigma = \frac{1}{\frac{\beta_{k_\sigma}}{\varepsilon_\sigma \cdot \gamma} \cdot \frac{\sigma_v}{\sigma_{-1}} + \frac{\sigma_m}{\sigma_c}} \quad (141)$$

$$c_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\beta_{k_{\sigma}} \cdot \sigma_v}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \gamma} + \Psi_{\sigma} \frac{\sigma_m}{\sigma_{-1}}} \quad (142)$$

în care:

$\beta_{k_{\sigma}}$ - coeficient de concentrare a eforturilor unitare dependent de natura și geometria concentratorului (anexa 21)

ε_{σ} - coeficient dimensional (fig. 12)

γ - coeficient de calitate a suprafeței (fig. 13)

σ_{-1} - rezistența la oboseală a materialului arborelui la solicitarea de încovoiere variabilă după un ciclu alternant simetric (v. tabel 10)

σ_c - limita de curgere a materialului arborelui (tabel 10)

Ψ_{σ} - coeficient dat de relația:

$$\Psi_{\sigma} = \frac{2\sigma_{-1} - \sigma_0}{\sigma_0} \quad (143)$$

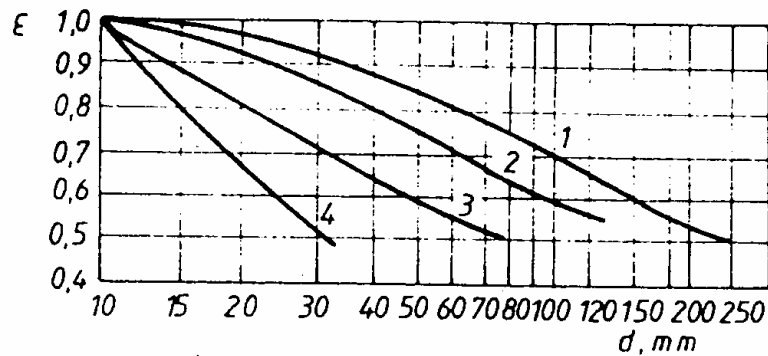
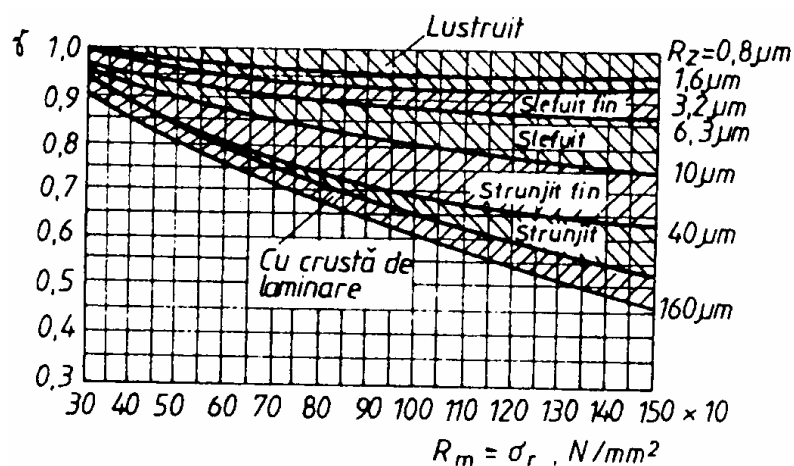


Fig. 12. Factor dimensional /13/

1 - oțel carbon fără concentratori; 2 - oțel carbon fără concentratori și concentratori moderați

3 - oțel aliat cu concentratori moderați; 4 - oțel aliat cu concentratori puternici



13. Factor de calitate a suprafeței γ/13/

Tabelul 10 prezintă caracteristicile mecanice ale unor oțeluri frecvent utilizate în construcția de mașini.

Caracteristicile mecanice ale unor oțeluri frecvent utilizate în construcția de mașini

Simbol	STAS	Trata- ment	σ_r	σ_c	τ_c	σ_{-1}	σ_0	τ_{-1}	τ_0
OL 34	500 - 80	N	340	180	110	170	220	95	120
OL 37		N	370	210	130	185	250	105	140
OL 42		N	420	230	150	200	290	115	150
OL 50		N	500	270	170	240	320	140	170
OL 60		N	600	300	200	280	360	160	190
OL 70		N	700	340	240	330	420	190	220
OLC 10	880 - 88	N	340	210	150	165	250	90	135
OLC 15		N	390	230	160	180	270	100	145
OLC 25		N	460	280	170	200	300	110	160
OLC 35		N	540	320	205	250	370	140	190
OLC 45		N	620	360	240	300	430	160	220
OLC 60		N	710	410	280	340	500	190	230
OT 40-3	600 - 82		400	200	120	160	210	90	115
OT 50-3			500	270	170	200	260	110	135
OT 60-3			600	340	210	240	300	135	160
40C10	791 - 88	CR	1000	800	440	470	700	270	440
50VC11		I	950	800	430	440	680	270	420
33MoC11		CR	900	700	410	440	660	300	480
41MoC11		CR	950	750	420	460	700	320	510
15CN35		Cr	1150	950	500	500	1090	300	510
34MoCN15		I	1100	900	500	520	800	310	500

N - normalizare; I - îmbunătățire; Cr - călire și revenire joasă; CR - călire și revenire înaltă.

- se calculează pentru secțiunea considerată elementele ciclului de solicitare variabilă la torsiune. De cele mai multe ori solicitarea la torsiune a arborilor este variabilă după un ciclu pulsator. În acest caz:

$$\tau_{\max} = \frac{M_t}{W_p} \quad ; \quad \tau_{\min} = 0 \quad (144)$$

și ca urmare:

$$\tau_m = \frac{\tau_{\max} + \tau_{\min}}{2} = \frac{1}{2} \tau_{\max} = \frac{M_t}{2 W_p} \quad (145)$$

$$\tau_v = \frac{\tau_{\max} - \tau_{\min}}{2} = \frac{1}{2} \tau_{\max} = \frac{M_t}{2 W_p}$$

- se calculează coeficientul de siguranță la oboseală pentru solicitarea de torsiune folosind relația lui Soderberg (146) sau Serensen (147):

$$c_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k_{\tau}}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \frac{\tau_m}{\tau_c}} \quad (146)$$

$$c_{\tau} = \frac{1}{\frac{\beta_{k_{\tau}}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \gamma} \cdot \frac{\tau_v}{\tau_{-1}} + \Psi_{\tau} \frac{\tau_m}{\tau_{-1}}} \quad (147)$$

în care coeficienții $\beta_{k_{\tau}}$, ε_{τ} și γ au semnificații analoge celor definiți la încovoiere, fiind prezentați în anexa 21 și respectiv în figurile 12 și 13, iar valorile caracteristicilor de material τ_{-1} , τ_c se aleg din tabelul 11.

$$\Psi_{\tau} = \frac{2\tau_{-1} - \tau_0}{\tau_0} \quad (148)$$

- se calculează coeficientul de siguranță la oboseală global pentru secțiunea considerată:

$$c = \frac{c_{\sigma} \cdot c_{\tau}}{\sqrt{c_{\sigma}^2 + c_{\tau}^2}} \geq c_a \quad (149)$$

unde c_a este coeficientul de siguranță admisibil care se ia $c_a = 1,3 \dots 1,5$ dacă solicitările și condițiile funcționale sunt precis cunoscute sau $c_a = 1,5 \dots 2,5$ în cazul unor imprecizii în cunoașterea solicitărilor și condițiilor funcționale sau în cel al unor arbori foarte importanți.

b) Verificarea la solicitare compusă (încovoiere și torsiune) se face pentru secțiunile în care momentul echivalent este maxim sau pentru cele în care aria este diminuată datorită salturilor de diametru. Într-o astfel de secțiune se calculează:

- momentul încovoiitor rezultat:

$$M_{i_{rez}} = \sqrt{M_{iV}^2 + M_{iH}^2} \quad (150)$$

în care M_{iV} și M_{iH} reprezintă momentele încovoiitoare în secțiunea considerată în plan vertical, respectiv orizontal;

- momentul echivalent (reduc) în secțiunea considerată:

$$M_{ech} = \sqrt{M_{i_{rez}}^2 + (\alpha M_t)^2} \quad (151)$$

în care α este un coeficient ce ia în considerare modul diferit de variație în timp a eforturilor de încovoiere și torsiune conform tabelului 11:

Tabel 11

Coeficientul α în calculul momentului echivalent

Natura variației efortului de încovoiere	Natura variației efortului de torsiune	Valoarea coeficientului α
alternant simetrică	Constant I	$\alpha = \sigma_{ai_{III}} / \sigma_{ai_I}$
	Pulsator II	$\alpha = \sigma_{ai_{III}} / \sigma_{ai_{II}}$
	Alternant simetric III	$\alpha = \sigma_{ai_{III}} / \sigma_{ai_{III}} = 1$

Eforturile admisibile la încovoiere pentru solicitare constantă (σ_{ai_I}), pulsatorie ($\sigma_{ai_{II}}$) sau alternant simetrică ($\sigma_{ai_{III}}$) sunt prezentate în tabelul 12.

Tabel 12

Valori orientative ale rezistențelor admisibile $\sigma_{ai_{I,II,III}}$

Material	σ_r (N/mm ²)	Eforturi admisibile (N/mm ²)		
		σ_{ai_I}	$\sigma_{ai_{II}}$	$\sigma_{ai_{III}}$
Oțeluri carbon	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
Oțeluri aliate	800	270	130	75
	1000	330	150	90
Oțeluri turnate	400	100	50	30
	500	120	70	40

- verificarea la solicitare compusă se face pe baza condiției:

$$\sigma_{ech} = \frac{M_{ech}}{W_z} \leq \sigma_{ai_{III}} \quad (152)$$

c) **Verificarea deformațiilor arborilor** se face pentru deformații flexionale (de încovoiere).

Calculul deformațiilor flexionale cuprinde determinarea săgeții maxime și a unghiurilor de înclinare în reazeme folosind metodele rezistenței materialelor.

Săgeata maximă trebuie să satisfacă condițiile:

$$f_{max} \leq \left(\frac{2}{10000} \dots \frac{3}{10000} \right) l \quad \text{pentru funcționarea normală a}$$

rulmenților

$$f_{max} \leq (0,01 \dots 0,02) m \quad \text{pentru repartizarea uniformă a sarcinii pe lungimea dintelui}$$

În aceste relații l este distanța dintre reazeme, iar m este modulul normal al danturii.

Unghiurile de înclinare în reazeme trebuie să satisfacă condiția $\alpha_{max} \leq 10^{-3}$ [rad]

d) **Verificarea la vibrații** se referă la determinarea turației critice luând în considerare vibrațiile flexionale și torsionale.

Un calcul corect poate fi complicat și, ca urmare, se determină turația critică pe baza unor ipoteze simplificatoare. Oricum turația de funcționare trebuie să difere de cea critică cu cel puțin 15 ... 20 % din valoarea acesteia.

13. ALEGEREA LUBRIFIANTULUI ȘI A SISTEMULUI DE UNGERE A ANGRENAJELOR / 10, 12 /

Alegerea lubrifiantului pentru angrenaje se face ținând seama de parametrii cinematici și de încărcare ai angrenajelor, de tipul acestora și de caracteristicile materialelor din care sunt confecționate. Pentru reductoarele cu mai multe trepte, lubrifiantul se alege pe baza regimului cinematic și încărcării treptei care transmite cel mai mare moment.

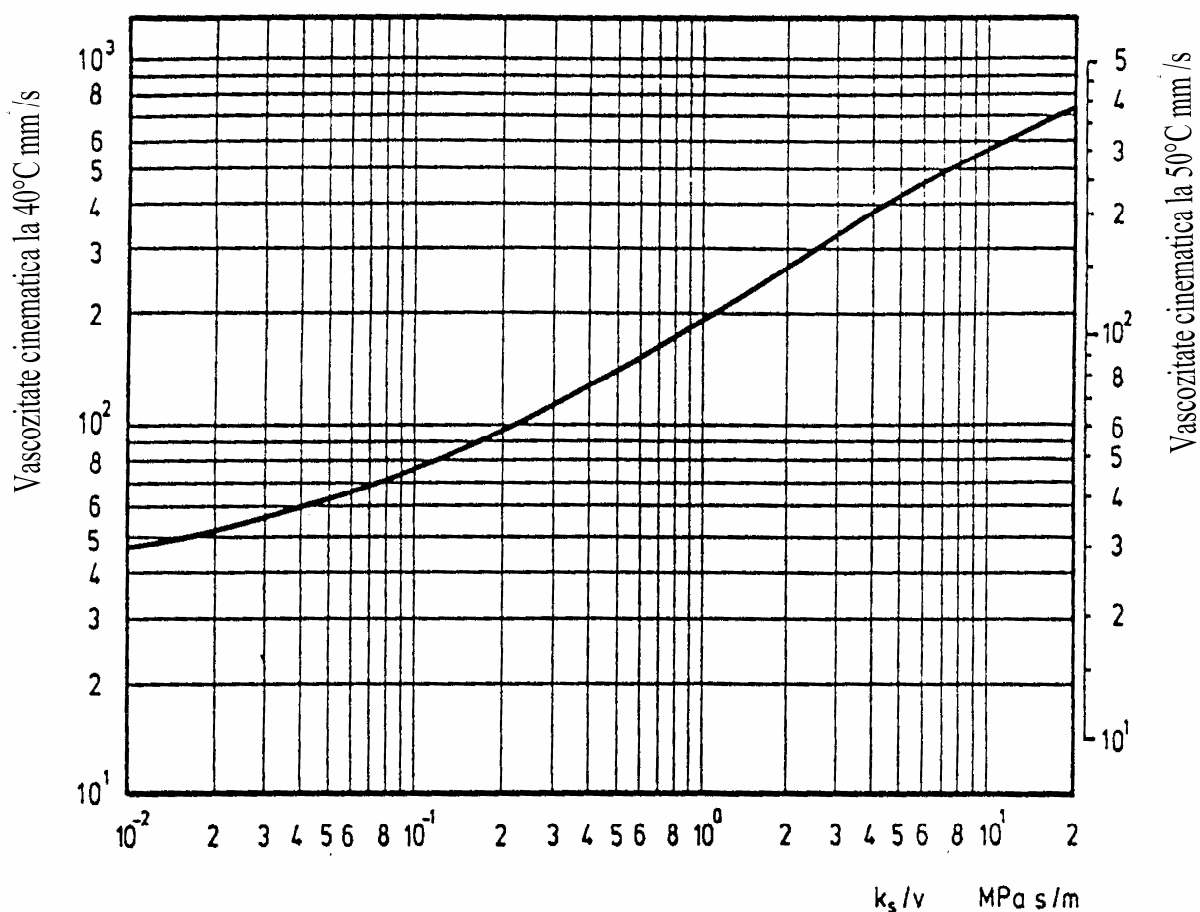


Fig. 14. Vâscozitatea cinematică a uleiului pentru angrenaje cilindrice și conice / 12 /

Un parametru important în alegerea tipului lubrifiantului este viteza periferică a roților dințate care la ivelul cercului de divizare are valoarea:

$$v \equiv \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000} \quad (m/s) \quad (153)$$

unde:

d_{w1} este diametrul cercului de rostogolire al pinionului, mm

n_1 este turația pinionului, rot/min

Se pot face următoarele recomandări privind tipul lubrifianului utilizat, în funcție de viteza periferică a roților dințate /3/:

- pentru $v = (0...0,4)m/s$ - grafit sau bisulfură de molibden;
- pentru $v = (0...0,8)m/s$ - unsoare;
- pentru $v = (0,8...4)m/s$ - unsoare sau ulei
- pentru $v > 4m/s$ - uleiuri minerale sau sintetice, aditivare sau neaditivare.

În cazul folosirii uleiului ca lubrifian pentru angrenajele cilindrice și conice se poate determina viscozitatea cinematică a acestuia folosind diagrama din figura 14.

În această figură, în abscisă apare factorul de încărcare - viteză k_s/v (în MPa/m) unde:

- k_s este presiune Stribeck dată de relația:

$$k_s = \frac{F_t}{bd_1} \frac{u+1}{u} Z_H^2 Z_\varepsilon^2 \quad (\text{MPa}) \quad (154)$$

în care v este viteza tangențială a roților la nivelul cercurilor de rostogolire, m/s.

Pe baza vâscozității stabilite conform diagramei din figura 14, se alege uleiul adecvat din tabelul aferent anexei 23 care prezintă uleiurile pentru transmisii industriale.

Alegerea sistemului de ungere, adică a unei modalități de aducere a lubrifianului în zona de angrenare, se face în funcție de tipul și de geometria roților și de viteza lor periferică.

a. Ungerea prin imersiune (barbotarea) se folosește pentru viteze sub 12m/s. Pentru o ungere eficace trebuie să pătrundă în ulei câte o roată a fiecărei trepte. Adâncimea de scufundare este de minim un modul și maxim șase module, pentru trepta rapidă, iar pentru cea lentă de o treime din diametrul roții sau 100 mm. În cazul angrenajului conic, dintele trebuie să pătrundă în ulei pe toată lățimea lui. În cazul mai multor trepte de reducere, pentru realizarea unei ungeri optime a tuturor treptelor se poate utiliza o roată auxiliară din material plastic pentru aducerea uleiului la treptele care nu au nici o roată imersată în baie, sau o înclinare a planului de separație a carcaselor, sau o fragmentare a băii de ulei în mai multe părți având niveluri diferite ale uleiului. Cantitatea de ulei din baie se va lua egală cu (0,35...0,7)litri pentru fiecare kilowatt transmis iar intervalul de schimbare a uleiului este uzual de (2500...3000) ore de funcționare.

b. Ungerea cu curculație forțată a uleiului se utilizează pentru viteze sub 20 m/s prin pulverizarea uleiului cu ajutorul unor duze situate în dreptul zonei de angrenare, iar pentru viteze de peste 20 m/s cu duze plasate naintea zonei de angrenare. Intervalul de recirculare a uleiului este între 0,5 și 2,5 minute pentru cazul pompării uleiului din baie și de 4 la 30 minute când se folosește un circuit exterior.

14. CALCULUL TERMIC AL REDUCTOARELOR CU ROȚI DINȚATE /10, 11/

14.1. CALCULUL RANDAMENTULUI TOTAL AL REDUCTORULUI

Datorită frecărilor din angrenare, a frecărilor din rulmenți și a celor care apar la antrenarea uleiului din baie, puterea la ieșirea din reductor, P_{III} , este mai mică decât cea de la intrare, P_I , diferența reprezentând-o puterea pierdută P_p :

$$P_p = P_I - P_{III} = P_a + P_l + P_u \quad (155)$$

în care: P_a este puterea pierdută prin frecările din angrenaje;

P_l - puterea pierdută în lagăre;

P_u - puterea pierdută prin agitarea uleiului (barbotare)

Randamentul total al unui reductor în două trepte este dat de relația:

$$\eta_R = \frac{P_{III}}{P_I} = \eta_{a_{12}} \eta_{a_{34}} \eta_l^3 \eta_{u_{12}} \eta_{u_{34}} \quad (156)$$

în care:

$\eta_{a_{12}}; \eta_{a_{34}}$ - sunt randamentele angrenajelor formate din roțile 1 și 2, respectiv 3 și 4;

η_l - randamentul unei perechi de lagăre;

$\eta_{u_{12}}; \eta_{u_{34}}$ - randament datorat pierderilor prin barbotarea uleiului de către angrenajul 1-2, respectiv 3-4.

a. Randamentul angrenajelor η_a

În timpul angrenării apar pierderi de energie datorate unor cauze multiple: frecarea de alunecare, frecarea de rostogolire, comprimarea aerului și a uleiului între dinți etc. Cea mai importantă este frecarea de alunecare a flancurilor dinților în contact. Relația pentru calculul randamentului angrenajelor cilindrice și conice, ținând seama de pierderile prin frecarea de alunecare este:

$$\eta_a = 1 - \frac{\pi \mu \varepsilon_\alpha}{f \cos \beta} \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \quad (157)$$

în care:

μ - coeficient de frecare de alunecare dintre flancuri, având valorile $\mu = 0,04 - 0,08$ pentru roți realizate din oțeluri durificate superficial și rectificate; $\mu = 0,06 - 0,10$ pentru roți realizate din oțeluri durificate superficial șevăruite, $\mu = 0,09 - 0,12$ pentru roți din oțel durificat superficial frezate și $\mu = 0,09 - 0,14$ pentru roți din oțeluri îmbunătățite sau normalizate.

ε_α - grad de acoperire al angrenajului;

β - unghi de înclinare al danturii;

f - coeficient care se ia egal cu 2 pentru angrenajele cu dinți drepți și pentru angrenajele cu dinți înclinați în perioada de rodaj; $f = 5$ pentru angrenajele cilindrice cu dinți înclinați rodate; $f = 2-3$ pentru angrenaje de mare viteză ($v \geq 15 \text{ m/s}$).

b. Randamentul lagărelor

Pentru o pereche de lagăre de rostogolire (rulmenți), randamentul are valorile:

$$\eta_l = 0,995 \text{ pentru rulmenți cu bile;}$$

$$\eta_l = 0,99 \text{ - pentru rulmenți cu role.}$$

În cazul lagărelor cu alunecare, randamentul este mai mic : $\eta_l = 0,96 \div 0,98$

c. Randamentul datorat pierderilor prin barbotare, η_u

Randamentul datorat pierderilor prin agitarea uleiului se calculează separat pentru fiecare roată dințată care pătrunde în uleiul din baie folosind relația:

$$\eta_u = 1 - \frac{P_u}{P_I} = 1 - \frac{\left[\frac{bhv^{3/2}}{1,3 \cdot 10^4} \right]}{P} \quad (158)$$

în care:

b - lățimea roții dințate, mm

h - adâncimea de scufundare în ulei, mm

v - viteza periferică a roții, m/s

P - puterea transmisă de roata respectivă, kW

În cazul ungerii cu jet de ulei $\eta_u = 1$.

14.2. CALCULUL TEMPERATURII DE FUNCȚIONARE A REDUCTORULUI

Folosind ecuația de echilibru termic, se poate calcula temperatura reductorului în timpul funcționării. Căldura produsă prin frecări este disipată către exterior prin carcasa reductorului (prin convecție și radiație).

Ecuația de bilanț termic a reductorului poate fi scrisă sub forma:

$$P_p = P_c$$

în care :

P_p - puterea pierdută, kW

P_c - putere evacuată prin carcasa reductorului.

Dacă se înlocuiesc expresiile celor două puteri, ecuația de bilanț termic capătă forma:

$$P_{III} \frac{(1 - \eta_R)}{\eta_R} = KS(t - t_0) \quad (159)$$

în care:

P_{III} este puterea la ieșirea din reductor, kW;

η_R - randamentul total al reductorului;

K - coeficient global de schimb de căldură între carcasă și mediul ambiant,
 $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{ grad})$

Uzual, în cazul răcirii naturale, pentru viteze ale aerului în jurul reductorului cuprinse între 0 și 1,5 m/s, se poate considera $K = 0,012 \dots 0,018 \text{ kW}/(\text{m}^2 \text{ grad})$.

S - suprafața carcasei reductorului răcită cu aer (în m^2); în cazul nervurării carcasei se adaugă și jumătate din suprafața nervurilor, iar în cazul montării reductorului pe o fundație metalică sau suspendat pe un cadru se adună și suprafața bazei reductorului.

t_0 - temperatura mediului ambiant, (uzual $t_0 = 20^\circ\text{C}$)

Din ecuația (159) va rezulta temperatura de funcționare a reductorului, t , care trebuie să nu depășească o valoare admisibilă (uzual $80^\circ\text{C} - 90^\circ\text{C}$).

La temperaturi mai mari apare o scădere apreciabilă a viscozității uleiului și se modifică jocurile în lagăre și în angrenaje. Dacă temperatura de funcționare a reductorului rezultată din calculul anterior, depășește valoarea admisibilă $t = 80^\circ\text{C} - 90^\circ\text{C}$ se pot lua următoarele măsuri:

- mărirea ariei carcasei prin nervurarea acesteia;
- realizarea unei răcirii forțate a carcasei prin montarea unui ventilator pe arborele de intrare (crește valoarea coeficientului global de schimb de căldură, K);
- utilizarea unei serpentine (străbătută de apă de răcire) în baia de ulei;
- ungerea cu ulei cu circuit exterior și răcitor de ulei.

IV. ELEMENTE CONSTRUCTIVE ALE REDUCTOARELOR DE TURAȚIE CU ROȚI DINȚATE CILINDRICE ȘI CONICE /4, 5, 10/

Reductoarele cu roți dințate sunt realizate ca ansambluri independente, prezentându-se sub forma unor mecanisme închise în carcase etanșe. Domeniile de utilizare multiple au condus la o mare varietate constructivă și la realizarea reductoarelor pentru o gamă largă de puteri, rapoarte de transmitere, poziții relative ale arborilor de intrare, respectiv, ieșire și poziții de prindere pe mașina antrenată sau pe fundație.

În fabricația de reductoare de uz general a fost treptat introdusă o tipizare care s-a extins atât asupra reductoarelor ca ansambluri, cât și asupra elementelor și subansamblurilor componente: roți dințate, arbori, carcase, capace, dopuri de aerisire, instalații de ungere. Astfel în STAS 6850-80 și în STAS 11915-80 sunt prezentate tipurile de reductoare cilindrice cu una, două sau trei trepte de reducere și parametrii principali ai acestora; în STAS 11917-80 sunt indicate aceleași elemente pentru reductoare cilindrice coaxiale, iar în STAS 11923-80 pentru reductoare conico-cilindrice. În STAS 6849-77 sunt prezentate condițiile tehnice de calitate pentru reductoare cilindrice și conico-cilindrice.

Atât în țară, cât și în străinătate există firme specializate în execuția de reductoare și motoreductoare de uz general, firme care își modernizează continuu procesul de fabricație în sensul satisfacerii unor cerințe impuse de utilizatorii actuali. Aceste cerințe se referă la:

- utilizarea unor angrenaje cu capacități portante mari, în condițiile unor gabarite reduse (folosirea roților dințate cu dantură durificată superficial prin tratamente termice și termochimice și rectificată);

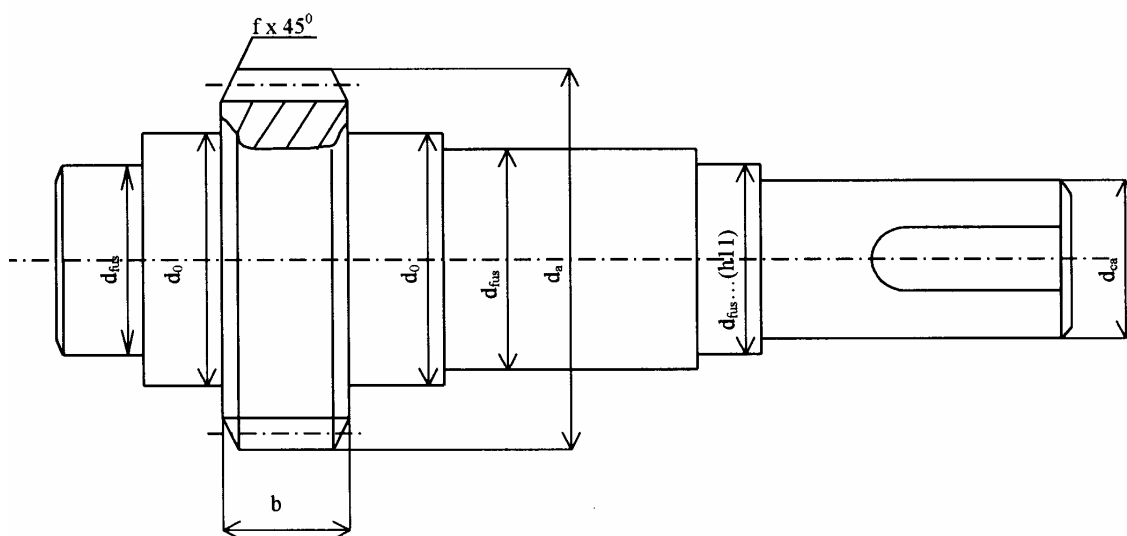
- ridicarea limitei termice a încărcării prin creșterea volumului băii de ulei și a rigidității carcaselor în condițiile unui consum redus de metal;

- asigurarea unei ungeri eficiente a angrenajelor și lagărelor (rulmenților) prin utilizarea preferențială a ungerii prin imersie (scufundare); la angrenajele cu axele arborilor în plan orizontal se scufundă în baie roata condusă a fiecărei trepte (folosindu-se eventual și roți auxiliare din masă plastică). Pentru ungerea rulmenților se folosesc canale colectoare sau buzunare, care dirijează uleiul aruncat prin centrifugare pe pereții carcasei, spre lagăre. La turații mici (efectul centrifugării fiind redus) uleiul este colectat direct de la roata dințată condusă prin plăcuța colectoare și dirijat către rulmenți prin jgheaburi colectoare. Se folosește și varianta unui sistem auxiliar de ungere a rulmenților, precum și cea a creierii unor spații etanșe pentru rulmenți în care se introduce unsoare.

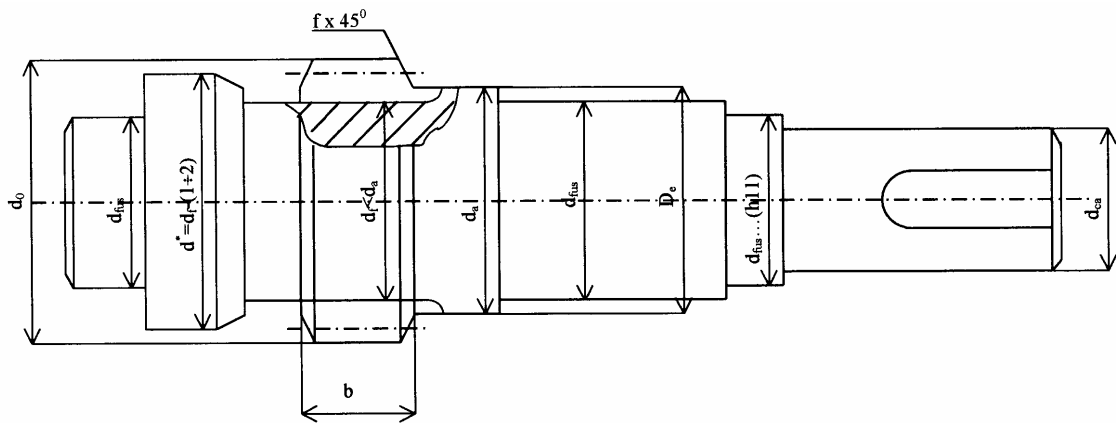
- realizarea unui aspect estetic al carcasei în condițiile asigurării condițiilor funcționale și a formei tehnologice; se observă la reductoarele moderne folosirea unor pereți plani cu raze reduse de racordare în locul unor forme rotunjite utilizate anterior.

1. CONSTRUCȚIA ROȚILOR DINȚATE CILINDRICE ȘI CONICE

Există o mare varietate constructivă a formelor roților dințate. Având la bază criteriul economic (al unui consum redus de material și al manoperei ieftine), dar influențată apreciabil și de necesitatea satisfacerii cât mai complete a rolului funcțional, alegerea formei constructive a roților dințate este una din sarcinile importante ale proiectării reductoarelor. Proiectantul trebuie să țină seama de dimensiunile roților, de tehnologia de realizare a semifabricatului, de tratamentul termic aplicat și de seria de fabricație.



a.



b.

Fig. 16. Arbore pinion cilindric

Roata dințată cilindrică de diametru mic ($d_a < d + 6h$, unde d este diametrul arborelui, iar h înălțimea dintelui) se realizează dintr-o bucată cu arborele sub formă de arbore-pinion conform figurii 16.

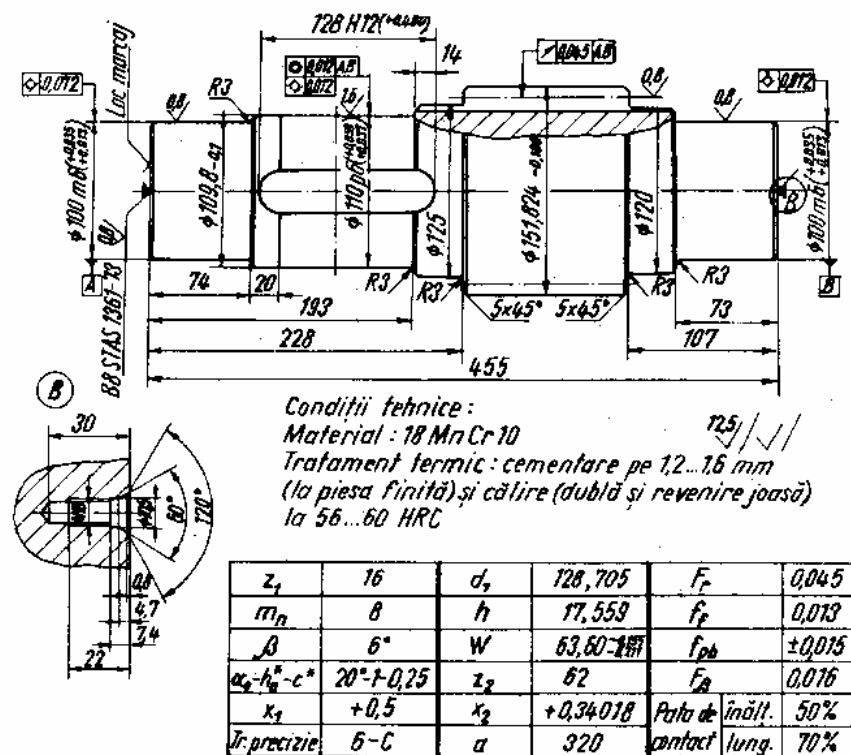


Figura 17. Arbore pinion tipizat cilindric/10/

Figura 17 prezintă ca exemplu un arbore pinion tipizat utilizat în fabricația de reductoare /10/.

Tabelul 13 prezintă corelația mărime-soluție constructivă-tratament termic pentru roțile dințate cilindrice.

Construcția roților dințate cilindrice la diverse mărimi /10/

Diametrul roții (mm)	Construcția roții	Tratamentul termic al danturii
Până la 200	Disc de grosime uniformă (tăiat din bară sau forjat liber)	Îmbunătățire
Până la 500	Disc matrițat	Îmbunătățire Durificare (călire, cementare, nitrurare)
200-1000	Inel fretat pe butuc turnat cu un singur disc	Îmbunătățire
1000-2000	Inel fretat pe butuc turnat cu două discuri	Îmbunătățire
300-2500	Construcție sudată	Îmbunătățire călire superficială nitrurare dură
Până la 1500	Disc de grosime uniformă (forjat în presă)	Cementare-călire
2000-8000	Semiinele sau segmente turnate, îmbinate mecanic	–

Legenda figurii 18

b - lățimea roții

d - diametrul alezajului roții (identic cu diametrul arborelui)

d_a - diametrul de cap al roții

$R \geq 6$

$L_B \approx (0,8 - 1,5)d$

$D_B \approx 1,5d + 10$

$c \cong 1,2s$

$s \approx 2,5m + 2$

$\gamma \geq 7^\circ$

$f = 0,5m$

c poate fi ales și cât rezultă dintr-o racordare corespunzătoare

R este funcție de dimensiunile roții.

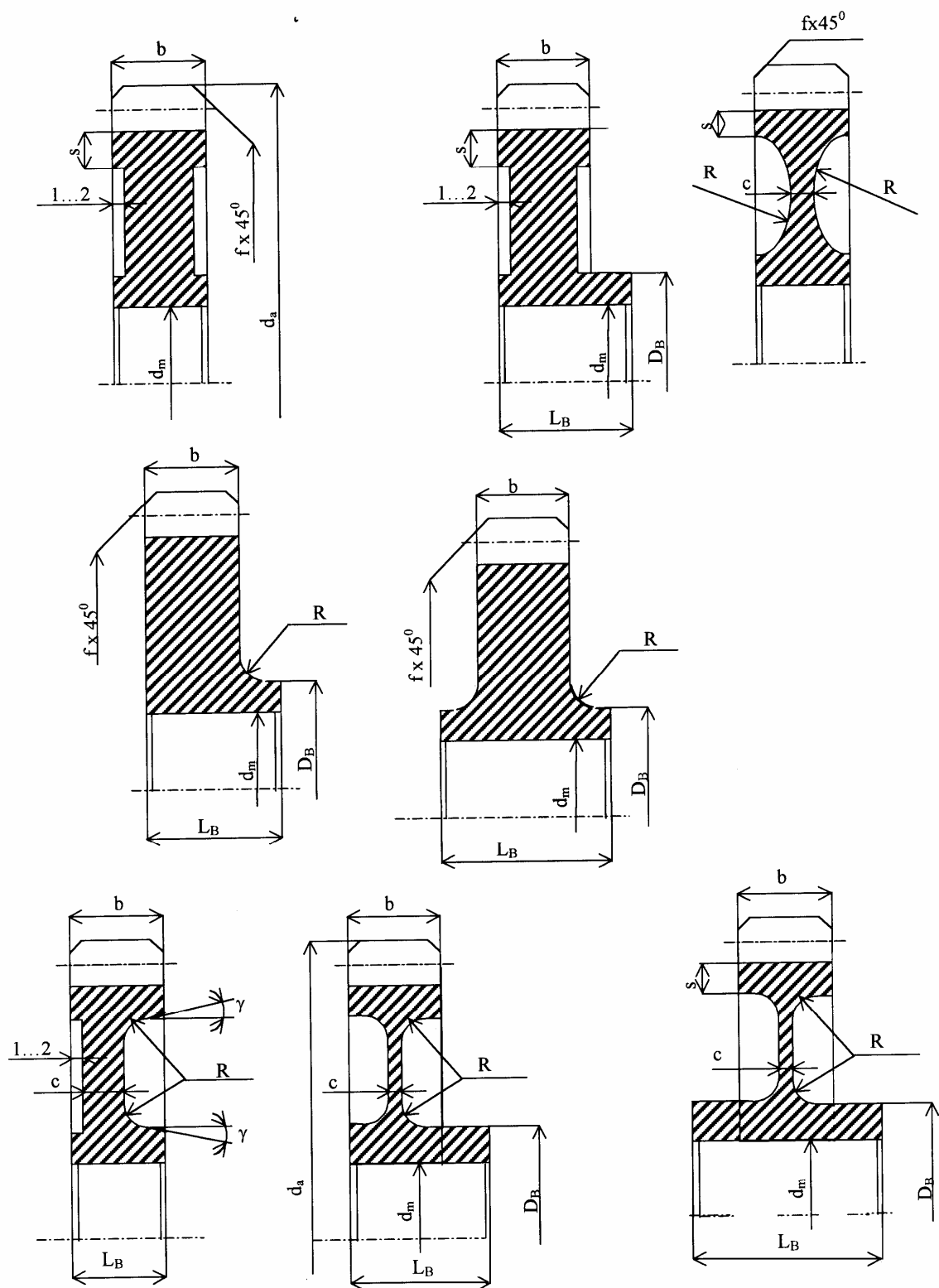


Fig. 18. Forme constructive de roți dințate cilindrice

Roțile dințate conice de diametru mic se realizează sub formă de arbori-pinion conici. Figura 19 prezintă arbori-pinion conici cu roata dințată în consolă. Există și arbori-pinion conici prevăzuți cu reazeme de o parte și de cealaltă a danturii. Figura 20 arată un arbore-pinion conic din fabricația de reductoare a întreprinderii Neptun-Câmpina /10/.

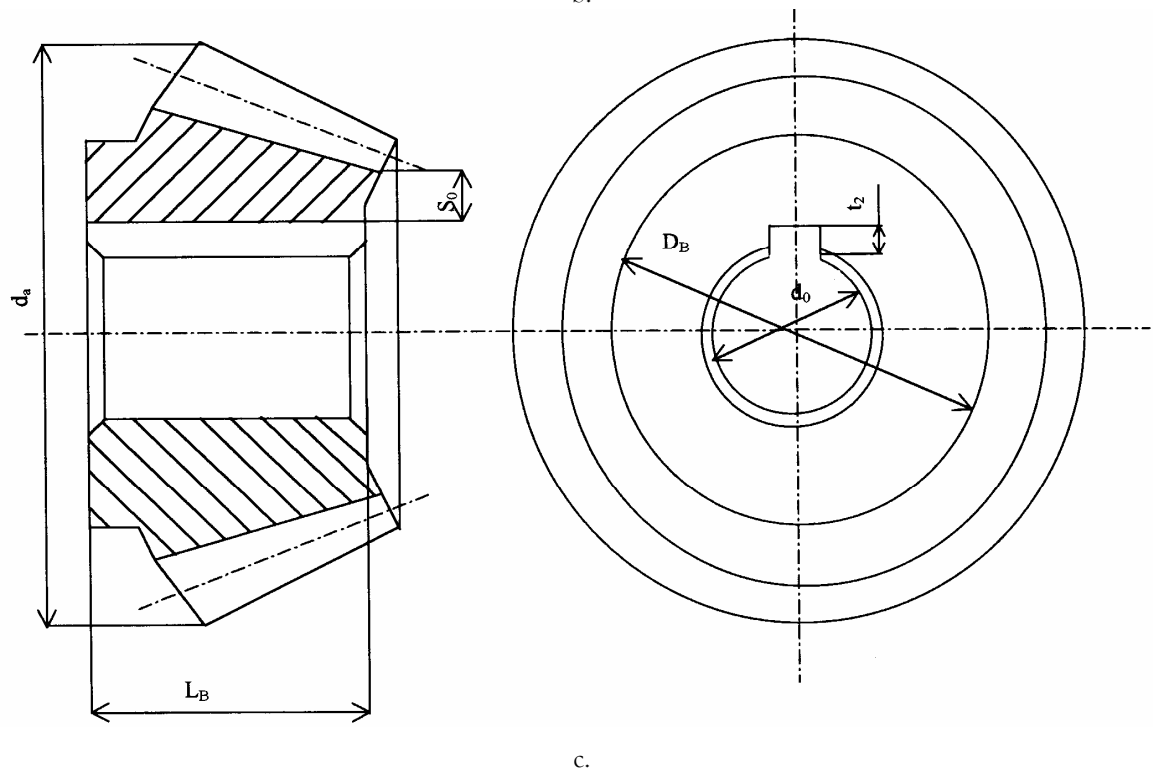
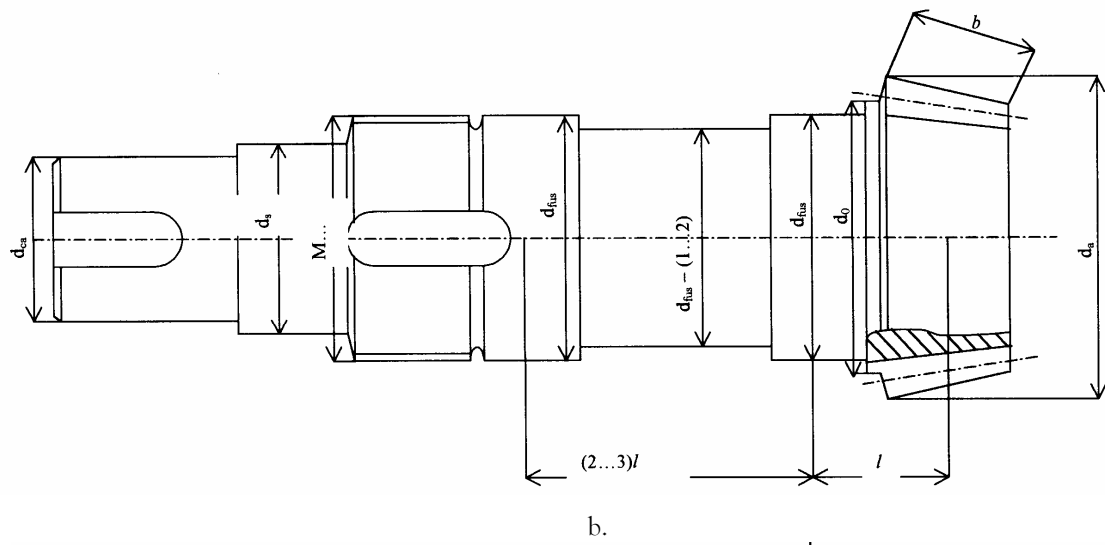
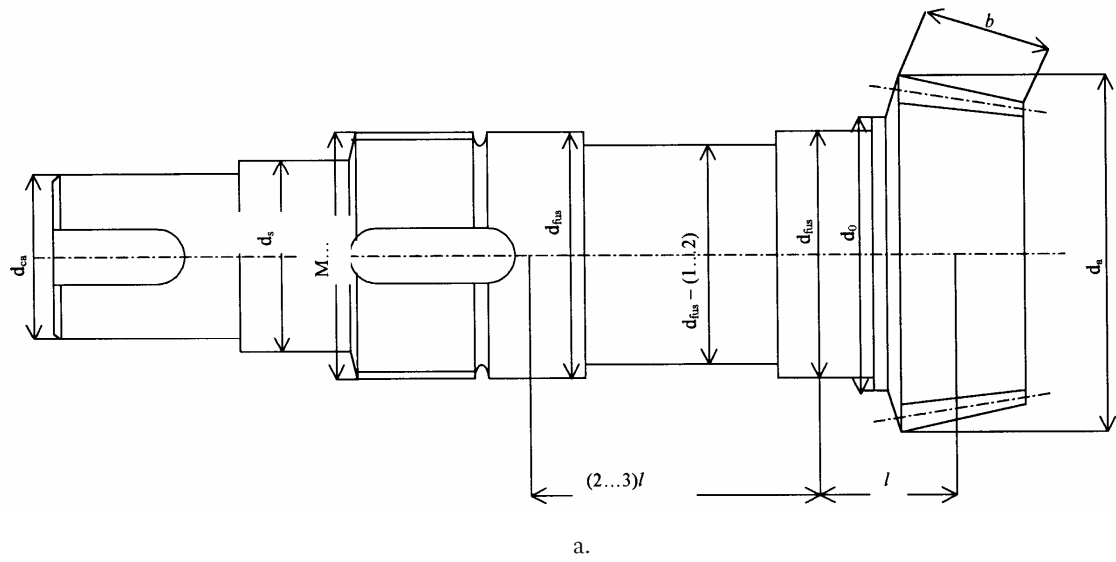


Fig. 19. Forme constructive de pinioane dintr-o bucată cu arborele (a și b) sau independente (c)

Roțile dințate mai mari ($d_a > d + 6h$ conform /10/ sau $d_a > 1,8d$ conform /4/) se realizează ca piese separate fixate pe arbore cu pană paralelă, prin caneluri sau prin fretare. Fig. 18 prezintă diferite soluții constructive pentru astfel de roți indicându-se și principalele elemente geometrice ale acestora. Butucul poate avea aceeași lățime ca dantura sau poate fi mai lat. Lățirea butucului impusă de lungimea de contact cu pana paralelă poate fi realizată simetric sau asimetric. La roțile dințate de dimensiuni mari realizate din oțeluri tratate termic prin îmbunătățire construcția este compusă din butuc de fontă sau oțel turnat (pentru roțile cu regim de inversare frecventă a sensului de rotație) și inel fretat, care se danturează după fretare. Roțile dințate executate din oțeluri care se tratează termic sau termochimic în vederea durificării se realizează din semifabricate laminate, forjate liber sau în matrițe, dintr-o bucată până la diametre de 500 mm.

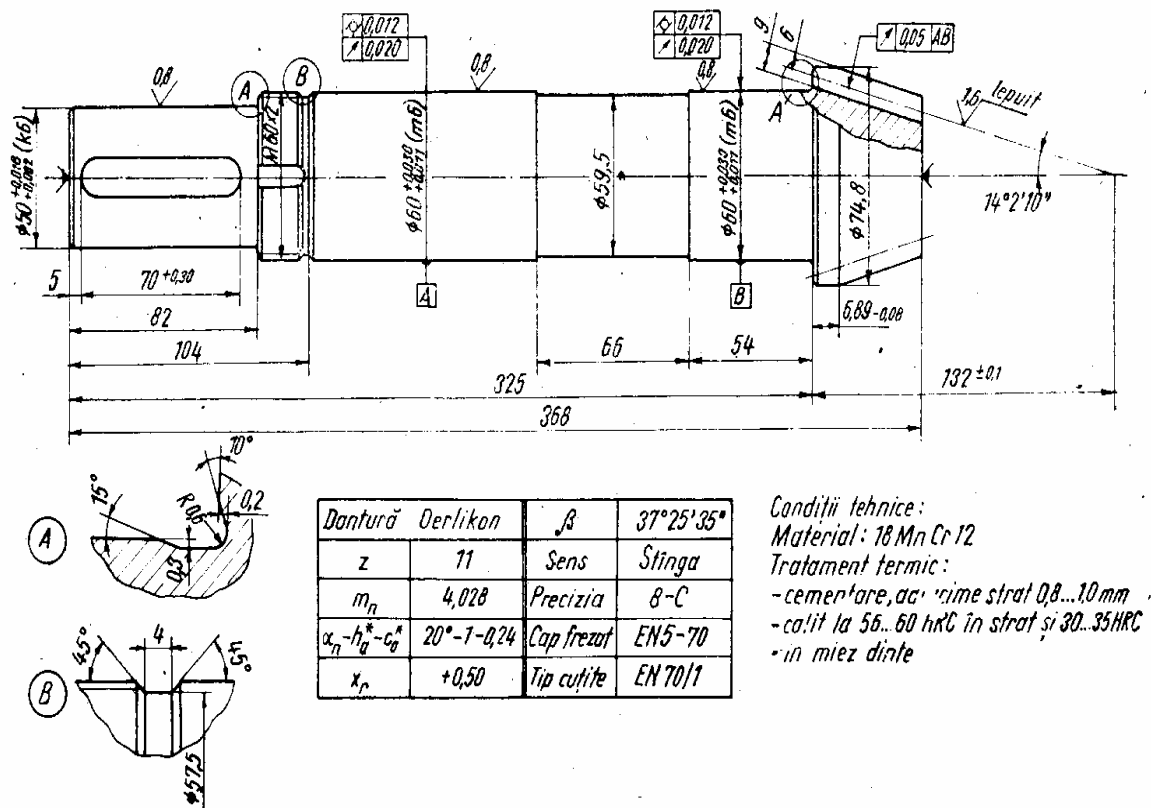


Fig. 20. Arbore pinion conic /10/

În figura 21 sunt prezentate câteva variante constructive ale roților dințate conice indicându-se și principalele elemente geometrice ale acestora. Forma roții este impusă de seria de fabricație și dotarea executantului (în special în ceea ce privește tratamentul termic). Roțile pot fi executate fie dintr-o bucată cu butuc într-o parte sau în ambele părți, fie din două bucăți: coroană și butuc (turnat din fontă sau oțel).

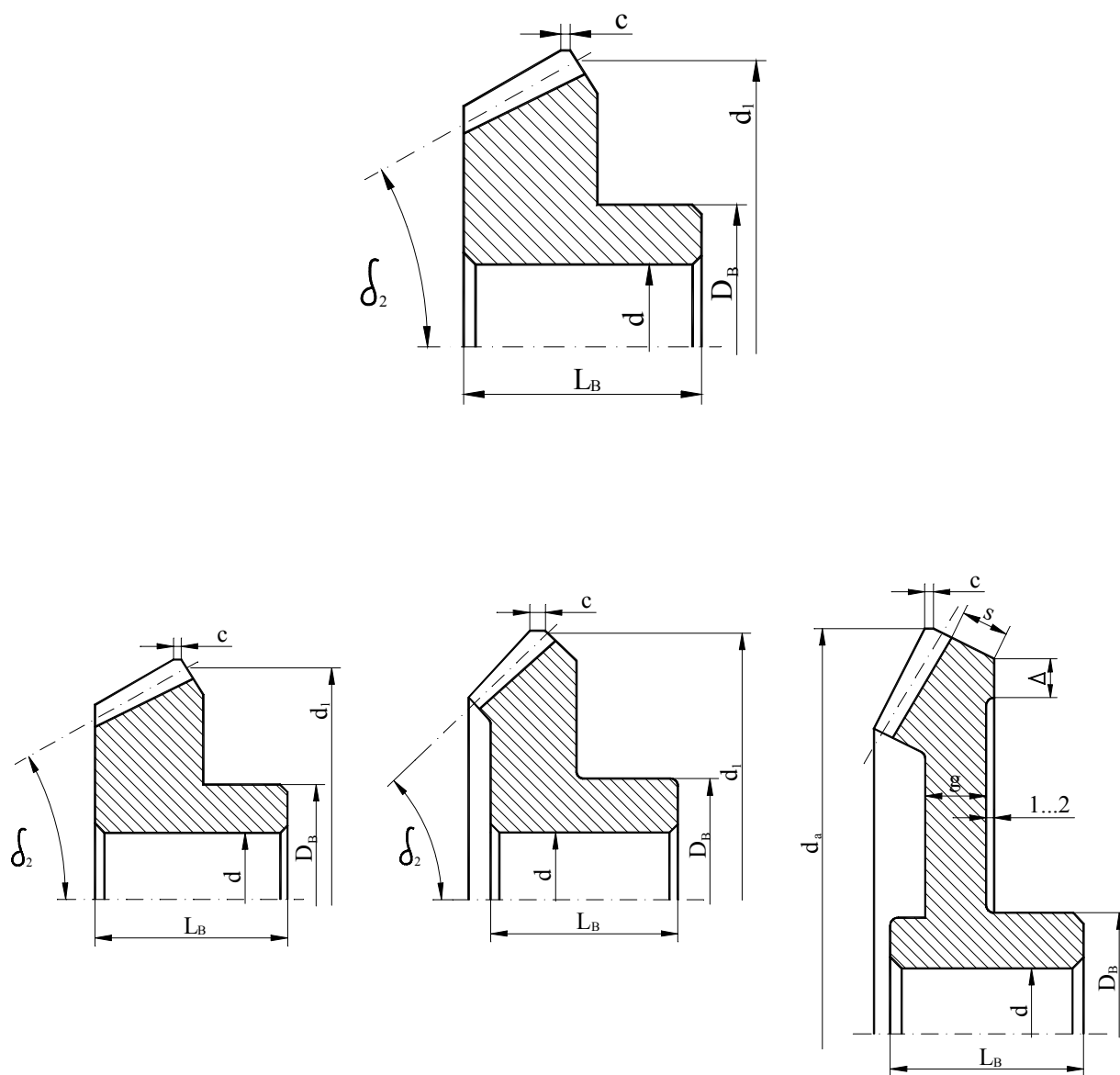


Fig. 21. Forme constructive ale roților dințate conice

Pe desenul de execuție al roților dințate trebuie să existe un tabel - cu parametrii danturii având componență și dimensiuni standardizate (conform tabelului 16 pentru roți cilindrice, respectiv 17, pentru roți conice).

Tabel 16

Parametrii danturii roților dințate cilindrice

Modulul normal	m_n	
Modulul frontal	m_t	
Numărul de dinți	z	
Unghiul de înclinare de divizare	β	
Sensul înclinării dintelui	–	
Profilul de referință	$\alpha_n - h_{0a}^* - c_0^*$	
Coeficientul deplasării profilului	x	
Treapta de precizie și jocul STAS 6273-80	–	
Lungimea peste N dinți	W_N	
Diametrul de divizare	d	
Înălțimea dintelui	h	
Roata conjugată	Numărul de dinți	z
	Numărul desenului	–

A B

Tabel 17

Parametrii danturii roților dințate conice cu dinți drepecți

Modulul frontal exterior	m	
-	-	
Numărul de dinți	z	
Profilul de referință	$\alpha_n - h_{0a}^* - c_0^*$	
Deplasarea specifică radială	x_r	
Deplasarea specifică tangențială	x_t	
Treapta de precizie STAS 6460-81		
Unghiul dintre axe	Σ	
Diametrul de divizare pe conul exterior	d	
Coarda de divizare a dintelui	\bar{s}	
Înălțimea la coardă	\bar{h}_a	
Unghiul conului de divizare	δ	
Unghiul conului de picior	δ_f	
Unghiul piciorului dintelui	θ_f	
Lungimea generatoarei de divizare	R	
Roata conjugată	Numărul de dinți	z
	Numărul desenului	–

A B

Observație:

Lățimea tabelului se face de 110-120 mm, iar înălțimea unei linii de 7-10 mm. Coloana A este lată de 10 mm, iar coloana B de 30-45 mm.

Treptele de toleranță ale roților dințate și angrenajului, mărimea jocului dintre flancurile dinților și rugozitatea suprafețelor active ale flancurilor sunt prezentate în STAS 12192-84.

Condițiile tehnice de pe desenul roților dințate cilindrice și la conice se referă la tratamentul termic și anume la grosimea stratului cementat și duritatea acestuia, duritatea miezului dintelui).

2. CONSTRUCȚIA CARCASELOR

Carcasa reductorului fixează poziția relativă a arborilor și implicit a roților dințate. Ca urmare, pentru asigurarea unei angrenări cât mai corecte, este necesară o bună rigiditate a carcasei. Pentru realizarea unui montaj lesnicios al arborilor, roților dințate și rulmenților carcasa este realizată din două bucăți: carcasa inferioară și cea superioară.

Uzual carcasele reductoarelor se execută prin turnare din fontă (Fc 150, Fc 250 STAS 568-82) și mai rar din oțel (OT 45, OT 55 STAS 600-82). În cazul producției de unicat sau de serie mică se poate realiza o construcție sudată a carcasei, folosind tablă de oțel (OL37, OL42 sau OL44 STAS 500/2-80).

În cazul carcaselor realizate prin turnare trebuie respectate condițiile impuse de tehnologia turnării și de economia prelucrării (v. anexa 24):

- realizarea unei grosimi cât mai uniforme a pereților, cu evitarea aglomerărilor de material; pentru sporirea rezistenței și rigidității se recomandă utilizarea nervurilor;
- asigurarea unei grosimi minime a pereților impusă de tehnologia de turnare și de natura materialului carcasei;
- trecerea treptată de la un perete ceva mai gros la unul mai subțire pentru diminuarea tensiunilor remanente după turnare;
- asigurarea unor raze de racordare suficient de mari și realizarea unor înclinări ale pereților (pentru extragerea ușoară a modelului din formă);
- limitarea suprafețelor prelucrate prin așchiere la minimumul necesar prin realizarea unor supraînălțări (bosaje) sau adâncituri (lamaje) pentru suprafețele de reazem ale piulițelor, șuruburilor, capacelor, dopurilor filetate etc.

În anexa 25 este prezentată construcția unei carcase de reductor realizată prin turnare, indicându-se și principalele elemente geometrice în cazul utilizării unor angrenaje din oțeluri de îmbunătățire ($HB \leq 3500 \text{ N/mm}^2$). În acest caz nervurile de rigidizare se dispun pe partea exterioară a carcaselor.

În anexa 26 este prezentată construcția unei carcase turnate pentru un reductor cu angrenaje de portanță mare (realizate din oțeluri durificate $HB > 3500 \text{ N/mm}^2$). În acest caz în scopul măririi băii de ulei carcasa inferioară are pereți verticali decalajați față de cei ai carcasei superioare: carcasa inferioară are pereți la exterior, în timp ce carcasa superioară îi are la interior. Rigidizarea carcasei superioare se face prin buzunarele de colectare a uleiului pentru ungerea rulmenților, iar a carcasei inferioare prin nervuri interioare de rigidizare.

În cazul carcaselor sudate se impune respectarea unor condiții legate de tehnologia sudării;

- folosirea unor materiale ușor sudabile;
- asigurarea accesibilității în vederea executării cordoanelor de sudură;
- alegerea unor forme constructive care să se preteze la automatizarea sudării;
- realizarea unei construcții simetrice pentru ca tensiunile interne să fie reduse și să nu conducă la deformarea carcasei;

- grosimea pereților mai mică decât la carcasele turnate, dar nu prea mică pentru a nu se produce arderea lor în timpul sudării;

- rigidizarea carcaselor prin nervuri;

- detensionarea carcaselor înaintea prelucrării prin așchiere.

Prinderea celor două carcace se realizează prin intermediul asamblărilor filetate (vezi anexa 28). În cazul carcaselor cu pereți aliniați, se folosesc asambluri cu șurub și piuliță, iar în cazul celor cu pereți decalați (v. anexa 26) rolul piuliței este jucat de gaura filetată din carcasa inferioară. Pentru rigidizarea zonelor de carcasă din vecinătatea rulmenților se urmărește apropierea șuruburilor de fixare de rulmenți, apropiere permisă de realizarea unor îngroșări ale marginilor de fixare a carcasei în zona rulmenților.

Pentru poziționarea precisă a carcaselor se folosesc două știfturi de centrare (vezi anexa 28).

La carcasa inferioară se prevăd:

- un orificiu pentru evacuarea uleiului controlat de un dop filetat; orificiul trebuie plasat pe peretele lateral, razant la fundul băii de ulei, uneori fiind realizată și o ușoară înclinare (1:100) a fundului băii către orificiu pentru a permite scurgerea întregii cantități de ulei;

- două tălpi laterale pentru prinderea reductorului de postament, tălpi prevăzute cu găuri pentru șuruburi de fixare;

- “urechi” necesare pentru ridicarea și manipularea reductorului.

În carcasa superioară se prevăd:

- un orificiu de vizitare (obturat cu un capac detașabil) care trebuie astfel dimensionat și plasat încât să permită observarea danturii tuturor roților din reductor;

- un orificiu filetat pentru dopul de aerisire care are rolul de a menține presiunea din interiorul carcasei la valoarea presiunii atmosferice (eventuale suprapresiuni ar îngreuna asigurarea etanșeității);

- un orificiu pentru tija de control a nivelului uleiului (jojă);

- orificii filetate pentru prinderea a două inele șurub necesare ridicării reductorului (dacă nu au fost prevăzute elemente pentru ridicare la carcasa inferioară sau dacă reductorul are gabarit și greutate mare).

Înălțimea carcasei inferioare se adoptă în funcție de diametrul de cap al celei mai mari roți, ținându-se cont de adâncimea de cufundare a roții în ulei și de volumul necesar al băii de ulei (0,3.....0,6 l/kW). Se va ține cont și de faptul că distanța de la suprafața de reazem a carcasei pe postament până la axa arborilor să aibă o valoare standardizată în STAS 2741-68 (anexa 29).

În cazul reductoarelor conice, pinionul conic se monteaza în consolă, arborele său fiind uzual rezemat pe doi rulmenți cu role conice montați în O. Întreg acest ansamblu al arborelui pinion conic se montează într-o casetă care permite reglarea jocului dintre flancurile dinților roților conice la montaj.

Anexa 31 prezintă recomandări privind construcția capacelor pentru etanșarea alezajelor în care se montează rulmenții și care fixează axial inelele exterioare ale acestora. Ele se execută prin turnare sau forjare liberă sau în matriță fiind prelucrate ulterior prin așchiere.

Pentru asigurarea etanșeității la străpungerea capacelor de către arborii de intrare, respectiv, ieșire din reductor se folosesc uzual manșete de rotație (simeringuri) standardizate care se aleg funcție de diametrul arborelui din anexa 32.

Anexele 33 - 44 prezintă o serie de accesorii frecvent întâlnite în construcția reductoarelor.

Anexele 45 - 51 prezintă elemente necesare alegerii ajustajelor și elaborării desenelor de ansamblu (anexa 59) și de execuție.

Anexele 52 - 56 prezintă ale unor reductoare cu roți cilindrice și conice cu una sau cu două trepte de reducere. Anexele 57, 58 prezintă desene de ansamblu ale transmisiilor mecanice cu reductor cilindric (anexa 57), respectiv conico-cilindric (anexa 58).

BIBLIOGRAFIE

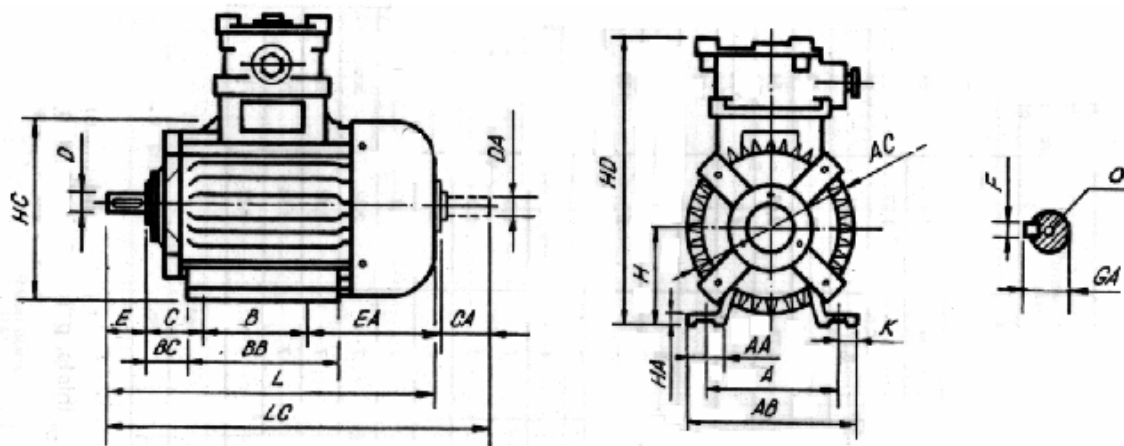
1. *Buzdugan Ghe.* - Rezistența Materialelor, Editura Tehnică, București, 1974.
2. *Buzdugan Ghe, M.Blumenfeld* - Calculul de rezistență al pieselor de mașini, Editura Tehnică, București, 1979.
3. *Drăghici I. ș.a.* - Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, vol.I și II, Editura tehnică, București, 1982.
4. *Filipoiu I.D., A Tudor* - Transmisii mecanice (îndrumar de proiectare), I.P.B., 1990.
5. *Gafițanu M ș.a.* - Organe de Mașini, vol I, Editura Didactică și Pedagogică, 1981.
6. *Gafițanu M. ș.a.* - Organe de Mașini, vol II, Editura Didactică și Pedagogică, 1983.
7. *Gafițanu M* - Rulmenți, - Proiectare și tehnologie vol I, II Editura Tehnică, 1985.
8. *Manea Gh.* - Organe de Mașini, vol I, Editura Tehnică, 1970.
9. *Rabinovici I. ș.a.* - Rulmenți, Editura Tehnică, București, 1972.
10. *Rădulescu Gh. ș.a.*-Îndrumar de proiectare în construcția de mașini, Editura Tehnică,1986.
11. *Rădulescu Gh.* - Organe de Mașini, vol II, Angrenaje cilindrice, I.P.B., 1978.
12. *W.J.Bartz* - Getriebesthmierung, Expert Verlag, 1989.
13. *E.Alămoreanu, Gh. Buzdugan*-Îndrumar de calcul în ingineria mecanică, Editura Tehnică, 1996
14. *A.Chișiu* - Organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1981
15. *A.Jula, D.Velicu* Proiectarea angrenajelor evolventice , Editura Scrisul Românesc,1989
16. *Sauer L. ș.a.* - Angrenaje, vol I și II, Editura Tehnică, București, 1970.
17. xxx - Culegere de standarde de organe de mașini vol I a, Editura Tehnică, București, 1980.
18. *Crudu I. ș. a.,* Atlas - Reductoare cu roți dințate, Editura Didactică și Pedagogică, 1982.
19. xxx - Products Catalogue U.M.E.B.

n=750 rot/min		
Tipul motorului	Puterea nominala, Kw	Turatia de mers in sarcina, n, rot/min
100 La	0,75	690
100 Lb	1,1	710
112 M	1,5	690
132 S	2,2	698
132 M	3	698
160 Ma	4	710
160 Mb	5,5	710
160 La	7,5	710
180 L	11	785
200 L	15	715
225 S	18,5	710
225 M	22	720
250 M	30	720
280 S	37	737
280 M	45	732
315 S	55	733
315 M	75	733

n=1000 rot/min		
Tipul motorului	Puterea nominala, Kw	Turatia de mers in sarcina, n, rot/min
80 a	0,37	910
80 b	0,55	930
90 La	0,75	910
90 Lb	1,1	920
100 L	1,5	960
112 M	2,2	950
132 S	3	960
132 Ma	4	950
132 Mb	5,5	930
160 M	7,5	950
160 L	11	950
180 L	15	935
200 La	18,5	965
200 Lb	22	920
225 M	30	950
250 M	37	970
280 S	45	977
280 M	55	975
315 M	75	966

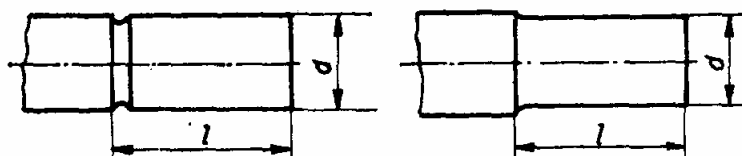
n=1500 rot/min		
Tipul motorului	Puterea nominala, Kw	Turatia de mers in sarcina, n, rot/min
71 a	0,25	1350
71 b	0,37	1350
80 a	0,55	1370
80 b	0,75	1385
90 La	1,1	1365
90 Lb	1,5	1410
100 La	2,2	1415
100 Lb	3	1430
112M	4	1450
132 S	5,5	1450
132 M	7,5	1450
160 M	11	1450
160 L	15	1425
160 M	18,5	1425
180 L	22	1450
200 L	30	1450
225 S	37	1450
225 M	45	1450
250 M	55	1460
280 S	75	1475
280 M	90	1475
315 S	110	1470

n=3000 rot/min		
Tipul motorului	Puterea nominala, Kw	Turatia de mers in sarcina, n, rot/min
71 a	0,37	2700
71 b	0,55	2700
80	0,75	2745
80 b	1,1	2730
90La	1,5	2750
90Lb	2,2	2740
100L	3	2805
112M	4	2850
132 Sa	5,5	2885
132 Sb	7,5	2890
160 Ma	11	2850
160 Mb	15	2850
160 L	18,5	2850
180 M	22	2850
200 La	30	2870
200 Lb	37	2870
225 M	45	2930
250 M	55	2930
280 S	75	2940
280 M	90	2950
315 S	110	2960



Ga-barit	A	B	C	CA	H	K	E, EA	D, DA	F	GA	d	AA	AB	BB	BC	HA	AC	HC	HD	L	LC
71	112	90	45	145	71	30	30	14	5	16,5	M 5	35	141	118	31	9	141	142	232	306	340
80	125	100	50	130	80	10	40	19	7	21,5	M 6	35	160	152	35,5	12	159	160	251	318	360
90L	140	125	56	130	90	10	50	24	8	27	M 8	40	180	172	39,5	13	179	175	269	358	411
100LW	160	140	63	147	100	12	60	28	8	31	M10	40	200	180	43	12	199	200	311	407	470
100LX	160	140	63	172	100	12	60	28	8	31	M10	40	200	180	43	12	199	200	311	430	495
112M	190	140	70	184	112	12	60	28	8	31	M10	45	224	200	50	13	223	224	334	451	514
132S	216	140	90	218	182	12	80	38	10	41	M12	60	264	200	54	19	263	263	398	520	608
132M	216	178	90	227	132	12	80	38	10	41	M12	60	264	250	54	19	263	263	398	567	655
160M	254	210	108	25	160	15	110	42	12	45	M16	80	328	300	62	20	317	318	484	653	773
160L	254	254	108	191	160	15	110	42	12	45	M16	80	328	300	62	20	317	318	484	653	773
180M	279	241	121	262		15	110	48	14	51,5	M16	80	360	340	80	25	357	358	519	726	844
180L	279	279	121	221		15	110	48	14	51,5	M16	80	360	340	80	25	357	358	519	726	844
200L	38	305	133	212			110	55	16	59	M20	85	358	380	80	20	396	398	573	790	910
225S	356	286	149	356	223		140	55	18	64	M20	100	440	430	90	20	446	448	635	885	1005
225M	356	311	149	325	225		140	55	18	64	M20	100		430	90	20	446	448	635	885	1005
250M	406	349	168	316			140	60	18	69	M20	120	500	405	90	20	446	474	660	965	1115
280S	457	368	190	347			140	65	18	79	M20	120	500	440	134	20	548	528	750	1036	185
280M	457	419	190	366			140	65	18	79	M20	120	550	491	134	20	548	528	750	1076	1225
315S	508	406	216	393			140	65	22	85	M20	130		490		30	548	589	818	1149	1300
315M	508	457	216				140	65	22	85	M20	130		541		30	548	589	818	1189	1340

ANEXA 2. Capete de arbori (extras STAS 8724/2-1971)

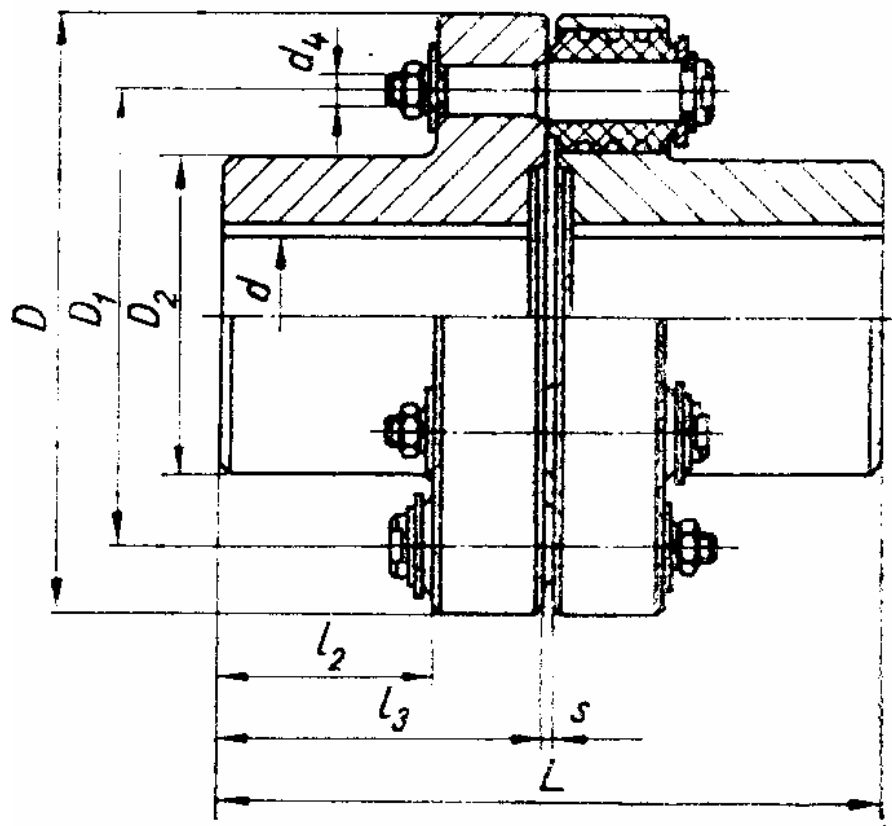


d		l		d		l	
nominal	Toleranța/abateri	Serie lungă	Serie scurtă	nominal	Toleranța/abateri	Serie lungă	Serie scurtă
10	$j6 \begin{pmatrix} +0,007 \\ -0,002 \end{pmatrix}$	23	20	50	$k6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	110	82
11	$j6 \begin{pmatrix} +0,008 \\ -0,003 \end{pmatrix}$	30	25	55	$m6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	140	105
12				56			
14				60			
16				63			
18				65			
19	$j6 \begin{pmatrix} +0,009 \\ -0,004 \end{pmatrix}$	40	28	70	$m6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	170	130
20				71			
22				75			
24				80			
25				85			
28				90			
30	$k6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	50	36	95	$m6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	210	165
32				100			
35				110			
38				120			
40	$k6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	110	82	125	$m6 \begin{pmatrix} +0,018 \\ +0,002 \end{pmatrix}$	250	200
42				130			
45				140			
48				150			

Alegerea diametrului capatului de arbore in functie de momentul transmisibil

Diametrul nominal, d, mm	Momentul nominal transmisibil, M_t , Nm	Diametrul nominal, d, mm	Momentul nominal transmisibil, M_t , Nm
10	1,85	50	515
11	2,56	55	730
12	3,55	56	775
14	6,00	60	975
16	9,75	63	1150
18	14,5	65	1280
19	17,5	70	1700
20	21,2	71	1800
22	29	75	2120
24	40	80	2650
25	46,2	86	3350
28	63	90	4120
30	87,5	95	4870
32	109	100	5800
35	150	110	8250
38	200	120	11.200
40	236	125	14.500
42	280	130	19.000
45	355	140	24.300
48	450	150	

ANEXA 3. Cuplaj elastic cu bolțuri (extras din STAS 5982/6-81)

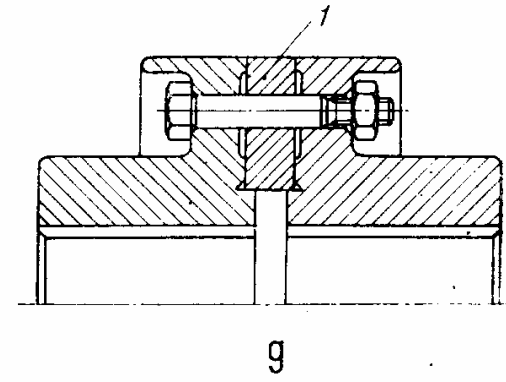
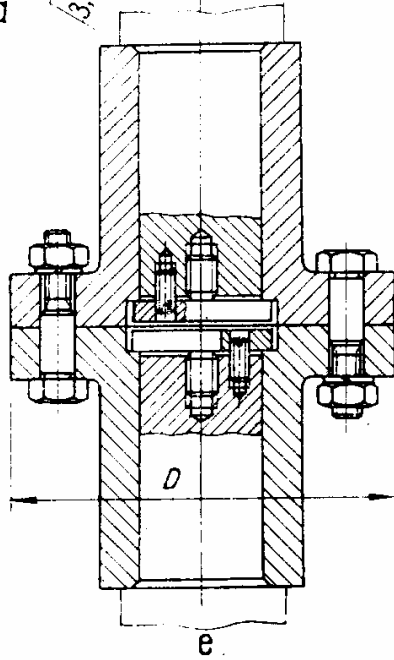
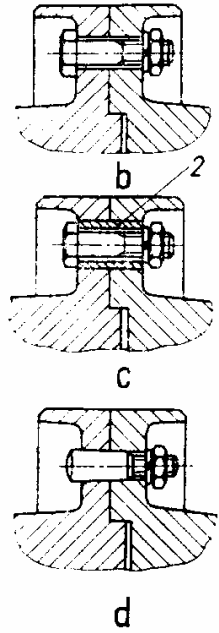
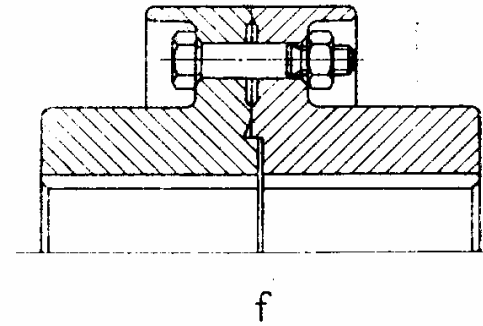
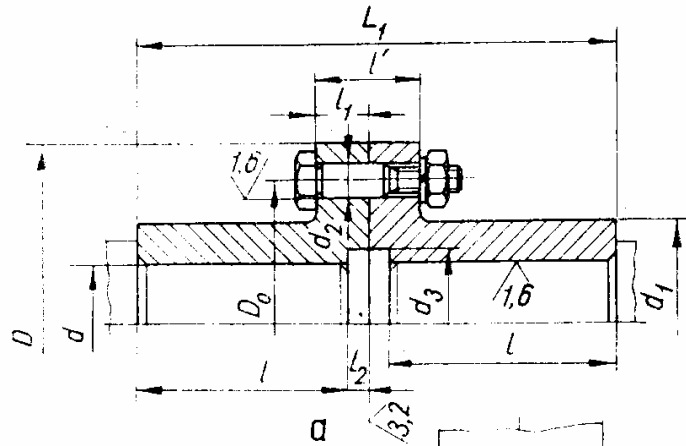


Caracteristicile cuplajelor elastice cu bolțuri (Extras din STAS 5982-79)

Mărimea cuplajului	Momentul nominal, Nm	Turația* maximă rot/min	Dimensiunile, mm									Nr. bolțuri
			d^*	D	D_1	D_2	d_4	L	l_2	l_3	s	
1	20	6000	16, 18, 19	88	62	40	M6	66	14	32	2 ± 1	4
			20, 22, 24									
2	45	25, 28, 30	98	71	48	76		19	37			
3	112	32, 35, 38, 40	112	85	62	86		24	42			
4	236	42, 45, 42, 50	127	100	76	107	34	52	3 ± 1	10		
5	500	5600	55, 56	158	118	84	M8	129	33	63	4 ± 1	8
6	900	5000	60, 63, 65, 70	180	140	10		160	48	78		12
7	1500	4500	71, 75, 80, 85	212	172	13	M12	192	64	94	4 ± 1	16
8	2240	4000	90, 95, 100	264	205	15		212	59	104		10
9	3350	3600	110, 120	295	235	18	M12	252	79	124	4 ± 2	12
10	4750	3300	125, 130	335	270	19		292	99	165		14

* Valorile indicate corespund semicuplajelor executate din OT 60-3

ANEXA 4. Cuplaj cu flanțe



Parametrii și dimensiunile principale ale cuplajului cu flanșe (Extras din STAS 769-73)

Mărimea cuplajului	Momentul nominal de torsiune, N·m	Turația maximă, rot/min	Dimensiunile, mm											Momentul de inerție, kg · m ²				
			<i>d</i> H7	<i>l</i>	<i>D</i>	<i>L</i> ₁	<i>D</i> ₀	<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	Șuruburile		<i>d</i> ₃	<i>l</i> ₁		<i>l</i> ₂			
										buc	dimensiuni							
2	21,2	2340	20	36	105	76	75	45	11	3	M10×45	35	16	2	0,015			
4	69	2240	25;28	42	115	88	85	55				45			0,025			
5	112	2180	30;32	58	130	120	100	70				50			0,03			
6	200		35;38									55			0,046			
7	290	2120	40;42	82	135	168	105	75				55			0,06			
8	462	2000	45;48		150		120	90			M10×50	68			18	0,103		
9	530		50		130		100	75				0,105						
10	800	1950	55;56		160		130	100			0,15							
11	1000	1850	60	105	175	214	145	115			4	M12×65			85	25	3	0,2
13	2180	1700	70;71;75		190		160	130							6			95
14	3350	1600	80;85	130	220	266	185	150	13	6	105	25	3	0,6				
15	5000	1500	90;95		240		200	160			17			8	M16×85	115	1,1	
16	6000	1400	100	165	260	336	220	180	17	8	120	32	3			1,5		
18	13200	1300	120;125		290		250	210			210			145	2,75			
20	25000	1180	150	200	380	406	320	260	25	10	M24×110	180	40	9,08				

Observație: Valorile momentelor din tabel corespund capetelor de arbore cu diametrul cel mai mare din cadrul mărimii respective de cuplaj.

ANEXA 5. PUTEREA NOMINALA TRANSMISĂ DE O CUREA

TRANSMISII PRIN CURELE TRAPEZOIDALE CLASICE ȘI ÎNGUSTE - Calculul transmisiilor									
STAS 1163-67									
Diametrul primitiv al roții mici D_{pt} (mm)	Raportul de transmitere i , (≥ 1)	Frecvența de rotație (turația) a roții min n_1 [rot/min]							
		Profilul (Tipul) curelei SPZ							
		700	800	950	1450	1600	2400	2800	3600
Puterea nominală transmisă de o curea P_0 [kW]									
63	1,00	0,54	0,59	0,68	0,93	1,00	1,32	1,45	1,65
	1,05	0,57	0,64	0,73	1,04	1,08	1,44	1,60	1,85
	1,20	0,61	0,68	0,78	1,08	1,17	1,56	1,73	2,03
	1,50	0,65	0,72	0,83	1,15	1,25	1,69	1,88	2,21
	>3,00	0,68	0,76	0,87	1,23	1,33	1,81	2,02	2,40
71	1,00	0,70	0,78	0,89	1,25	1,34	1,80	2,00	2,33
	1,05	0,736	0,82	0,95	1,32	1,43	1,93	2,15	2,52
	1,20	0,77	0,87	0,99	1,40	1,51	2,05	2,29	2,70
	1,50	0,81	0,90	1,04	1,47	1,59	2,18	2,43	2,88
	>3,00	0,84	0,95	1,09	1,54	1,68	2,29	2,57	3,07
80	1,00	0,88	0,98	1,14	1,60	1,73	2,34	2,60	3,06
	1,05	0,92	1,03	1,18	1,67	1,81	2,16	2,75	3,24
	1,20	0,95	1,07	1,23	1,74	1,89	2,59	2,90	3,13
	1,50	0,99	1,11	1,29	1,82	1,97	2,71	3,04	3,61
	>3,00	1,03	1,15	1,33	1,90	2,05	2,82	3,18	3,80
90	1,00	1,08	1,20	1,10	1,98	2,14	2,92	3,27	3,83
	1,05	1,12	1,26	1,45	2,05	2,22	3,05	3,45	4,02
	1,20	1,15	1,29	1,50	2,13	2,31	3,17	3,55	4,21
	1,50	1,19	1,34	1,54	2,20	2,37	3,29	3,69	4,39
	>3,00	1,23	1,37	1,60	2,28	2,47	3,12	3,84	4,58
100	1,00	1,28	1,43	1,66	2,35	2,55	3,49	3,90	4,58
	1,05	1,32	1,48	1,71	2,12	2,63	3,62	4,05	4,76
	1,20	1,35	1,54	1,76	2,51	2,71	3,71	4,19	4,91
	1,50	1,38	1,56	1,81	2,58	2,80	3,86	4,33	5,14
	>3,00	1,43	1,60	1,85	2,65	2,88	3,99	4,47	5,32
112	1,00	1,51	1,70	1,97	2,80	3,04	4,16	4,63	5,42
	1,05	1,55	1,74	2,04	2,88	3,12	4,28	4,78	5,61
	1,20	1,59	1,78	2,07	2,95	3,20	4,11	4,92	5,79
	1,50	1,62	1,82	2,12	3,02	3,28	4,52	5,07	5,97
	>3,00	1,66	1,87	2,16	3,10	3,36	4,65	5,21	6,16
125	1,00	1,77	1,99	2,30	3,27	3,55	4,84	5,40	6,27
	1,05	1,80	2,02	2,35	3,35	3,63	4,97	5,55	6,45
	1,20	1,84	2,07	2,10	3,43	3,71	5,10	5,69	6,64
	1,50	1,87	2,11	2,45	3,50	3,79	5,22	5,83	6,82
	>3,00	1,91	2,15	2,49	3,57	3,88	5,35	5,97	7,01
140	1,00	2,06	2,31	2,68	3,81	4,13	5,62	6,19	7,16
	1,05	2,09	2,34	2,72	3,88	4,22	5,75	6,38	7,34
	1,20	2,12	2,37	2,77	3,96	4,30	5,87	6,53	7,51
	1,50	2,16	2,43	2,82	4,04	4,38	5,90	6,67	7,73
	>3,00	2,20	2,47	2,87	4,11	4,46	6,11	6,81	7,87
160	1,00	2,43	2,71	3,17	4,51	4,88	6,59	7,27	8,17
	1,05	2,47	2,77	3,21	4,58	4,97	6,71	7,43	8,39
	1,20	2,50	2,82	3,27	4,66	5,05	6,81	7,50	8,54
	1,50	2,54	2,85	3,32	4,74	5,13	6,92	7,73	8,76
	>3,00	2,57	2,90	3,36	4,81	5,21	7,09	7,87	8,90
180	1,00	2,80	3,15	3,65	5,19	5,61	7,50	8,17	8,94
	1,05	2,84	3,19	3,70	5,26	5,63	7,65	8,31	9,17
	1,20	2,88	3,23	3,75	5,33	5,77	7,72	8,46	9,42
	1,50	2,91	3,27	3,79	5,41	5,86	7,87	8,54	9,57
	>3,00	2,95	3,33	3,85	5,18	5,94	8,02	8,76	9,79

Continuare, ANEXA 5

TRANSMISII PRIN CURELE TRAPEZOIDALE CLASICE ȘI ÎNGUSTE - Calculul transmisiilor STAS 1163-67										
Diametrul primitiv al roții mici D_{pt} (mm)	Raportul de transmitere i , (≥ 1)	Frecvența de rotație (turația) a roții min n_1 [rot/min] Profilul (Tipul) curelei SPA								
		700	800	950	1450	2800	3200	4500	5000	5500
		Puterea nominală transmisă de o curea P_0 [kW]								
90	1,00	1,18	1,30	1,48	2,02	2,95	3,16	3,24	3,07	2,77
	1,05	1,25	1,39	1,59	2,18	3,32	3,52	3,76	3,27	3,40
	1,20	1,33	1,49	1,70	2,35	3,64	3,89	4,28	4,22	4,04
	1,50	1,41	1,57	1,81	2,52	3,97	4,27	4,80	4,80	4,67
	3,00	1,49	1,67	1,92	2,69	4,29	4,64	5,31	5,37	5,34
100	1,00	1,48	1,66	1,89	2,61	3,99	4,25	4,48	4,31	3,97
	1,05	1,57	1,74	2,00	2,77	4,32	4,61	5,00	4,89	4,61
	1,20	1,65	1,84	2,11	2,94	4,64	4,98	5,52	5,46	5,24
	1,50	1,73	1,93	2,22	3,11	4,96	5,35	6,04	6,04	5,87
	3,00	1,81	2,02	2,33	3,28	5,28	5,72	6,56	6,62	6,51
112	1,00	1,85	2,07	2,38	3,31	5,15	5,48	5,83	5,61	5,20
	1,05	1,93	2,16	2,49	3,47	5,47	5,86	6,35	6,18	5,79
	1,20	2,02	2,25	2,60	3,65	5,79	6,23	6,86	6,76	6,42
	1,50	2,10	2,35	2,71	3,81	6,12	6,59	7,36	7,33	7,06
	3,00	2,18	2,44	2,82	3,98	6,43	6,96	7,87	7,95	7,73
125	1,00	2,25	2,52	2,90	4,06	6,34	6,75	7,08	6,75	6,11
	1,05	2,33	2,61	3,01	4,23	6,67	7,12	7,58	7,32	6,74
	1,20	2,41	2,70	3,12	4,39	6,99	7,51	8,17	7,87	7,36
	1,50	2,49	2,79	3,23	4,56	7,30	7,87	8,68	8,46	8,02
	3,00	2,58	2,88	3,35	4,73	7,65	8,24	9,17	9,05	8,51
140	1,00	2,71	3,03	3,50	4,91	7,65	8,10	8,24	7,73	6,70
	1,05	2,79	3,12	3,53	5,14	7,95	8,46	8,83	8,24	7,34
	1,20	2,87	3,22	3,72	5,24	8,32	8,83	9,35	8,83	7,95
	1,50	2,95	3,30	3,82	5,41	8,51	9,17	9,86	9,42	8,51
	3,00	3,03	3,40	3,93	5,58	8,90	9,57	10,38	10,01	9,27
160	1,00	3,30	3,70	4,27	6,00	9,27	9,72	9,35	8,24	
	1,05	3,38	3,79	4,38	6,17	9,57	10,10	9,86	8,83	
	1,20	3,47	3,89	4,47	6,34	9,86	10,45	10,38	9,42	
	1,50	3,55	3,97	4,60	6,51	10,23	10,82	10,89	10,01	
	3,00	3,63	4,08	4,71	6,67	10,52	11,18	11,40	10,60	
180	1,00	3,89	4,36	5,03	7,06	10,67	11,11	9,79		
	1,05	3,97	4,45	5,14	7,24	10,97	11,48	10,30		
	1,20	4,05	4,54	5,25	7,43	11,33	11,85	10,82		
	1,50	4,14	4,64	5,36	7,58	11,63	12,22	11,33		
	3,00	4,22	4,72	5,47	7,73	11,99	12,58	11,55		
200	1,00	4,47	5,01	5,78	8,09	11,92	12,22			
	1,05	4,55	5,10	5,89	8,24	12,22	12,58			
	1,20	4,63	5,19	6,00	8,46	12,58	12,95			
	1,50	4,71	5,28	6,12	8,51	12,88	13,32			
	3,00	4,79	5,38	6,23	8,76	13,25	13,70			
224	1,00	5,15	5,78	6,67	9,27	13,17	13,10			
	1,05	5,23	5,86	6,78	9,49	13,47	13,47			
	1,20	5,31	5,96	6,89	9,64	13,76	13,87			
	1,50	5,39	6,05	6,99	9,79	14,13	14,20			
	3,00	5,47	6,14	7,09	9,93	14,42	14,57			
250	1,00	5,29	6,59	7,58	10,5	14,13	13,61			
	1,05	5,97	6,68	7,73	10,7	14,42	13,98			
	1,20	6,04	6,77	7,80	10,9	14,79	14,35			
	1,50	6,12	6,86	7,95	11,2	15,10	14,72			
	3,00	6,20	6,95	8,02	11,5	15,46	15,10			

TRANSMISII PRIN CURELE TRAPEZOIDALE CLASICE ȘI ÎNGUSTE - Calculul transmisiilor STAS 1163-67										
Diametrul Primitiv al Roții mici D _{pt} (mm)	Raportul de trans mitere i, (≥ 1)	Frecvența de rotație (turația) a roții mini n ₁ [rot/min]								
		Profilul (Tipul)curelei SPB								
		700	800	950	1450	2800	3200	3600	4000	4500
Puterea nominală transmisă de o curea P ₀ [kW]										
140	1,00	3,08	3,36	382	5,19	715	7,17	6,89	6,28	5,00
	1,05	3,19	3,55	4,06	5,55	7,87	7,95	7,80	7,25	6,10
	1,20	3,36	3,75	4,29	5,90	8,54	8,76	8,68	8,24	7,19
	1,50	3,53	3,94	4,53	6,26	9,17	9,49	9,49	9,17	8,32
	3,00	3,70	4,13	4,75	6,61	9,86	10,30	10,30	10,16	9,42
160	1,00	3,92	4,37	5,00	6,86	9,94	9,49	9,13	8,24	6,36
	1,05	4,09	4,56	5,24	7,20	10,23	10,30	10,01	9,17	7,43
	1,20	4,27	4,76	5,47	7,58	10,89	11,11	10,89	10,16	8,56
	1,50	4,44	4,95	5,70	7,95	11,55	11,85	11,78	11,11	9,64
	3,00	4,61	5,15	5,92	8,24	12,28	12,66	12,58	12,06	10,30
180	1,00	4,81	5,37	6,16	8,46	11,63	11,48	10,74	9,42	6,67
	1,05	4,98	5,56	6,40	8,83	12,28	12,28	11,63	10,38	7,80
	1,20	5,20	5,76	6,62	9,17	12,95	13,84	12,51	11,33	8,90
	1,50	5,33	5,98	6,86	9,49	13,69	14,25	13,39	12,36	9,94
	3,00	5,50	6,15	7,07	9,86	14,35	14,63	14,28	13,32	11,04
200	1,00	5,70	6,35	7,30	10,01	13,39	13,76	11,92	9,79	
	1,05	5,86	6,55	7,51	10,38	14,13	14,57	12,73	10,74	
	1,20	6,03	6,74	7,80	10,74	14,79	15,38	13,62	11,70	
	1,50	6,20	6,94	8,02	11,11	15,46	16,12	14,50	12,73	
	3,00	6,37	7,13	8,24	11,41	16,12	16,20	15,31	13,69	
224	1,00	6,73	7,50	8,51	11,85	15,16	15,01	12,22		
	1,05	6,90	7,73	8,83	12,06	15,82	15,56	13,10		
	1,20	7,06	7,87	9,13	12,51	16,49	15,82	13,98		
	1,50	7,24	8,10	9,35	12,88	17,22	16,56	14,87		
	3,00	7,43	8,32	9,57	13,25	17,88	17,37	15,75		
250	1,00	7,87	8,76	10,01	13,69	16,49	14,72			
	1,05	8,02	8,94	10,30	13,98	17,15	15,46			
	1,20	8,17	9,13	10,52	14,35	17,81	16,26			
	1,50	8,32	9,35	10,74	14,72	18,47	17,00			
	3,00	8,54	9,57	10,97	15,09	19,21	17,01			
280	1,00	9,13	10,16	11,63	15,68	16,41				
	1,05	9,27	10,30	11,85	16,04	17,81				
	1,20	9,42	10,52	12,07	16,34	18,47				
	1,50	9,57	10,74	12,28	16,71	19,21				
	3,00	9,79	10,89	12,58	17,10	19,87				
315	1,00	10,52	11,70	13,39	17,81					
	1,05	10,67	11,92	13,62	18,18					
	1,20	10,89	12,06	13,84	18,47					
	1,50	11,04	12,28	14,13	18,84					
	3,00	11,18	12,51	14,35	19,21					
355	1,00	12,07	13,47	15,30	19,4					
	1,05	12,28	13,69	15,60	20,					
	1,20	12,44	13,84	15,82	20,					
	1,50	12,58	14,06	16,04	21,					
	3,00	12,81	14,20	16,26	21,34					
400	1,00	13,84	15,31	17,37	22,00					
	1,05	13,98	15,53	17,59	22,36					
	1,20	14,13	15,75	17,88	22,74					
	1,50	14,35	15,90	18,10	23,11					
	3,00	14,50	16,12	18,33	23,40					

Continuare, ANEXA5

TRANSMISII PRIN CURELE TRAPEZOIDALE CLASICE ȘI ÎNGUSTE - Calculul transmisiilor STAS 1163-67							
Diametrul primitiv al roții mici D_{pt} (mm)	Raportul de transmitere i , (≥ 1)	Frecvența de rotație (turația) a roții mici n_1 [rot/min] Profilul (Tipul)curelei SPC					
		700	800	950	1450	2800	3200
		Puterea nominală transmisă de o curea P_0 [kW]					
224	1,00	8,10	8,94	10,16	13,25	11,92	8,02
	1,05	8,54	9,49	10,74	14,06	13,54	9,04
	1,20	8,94	9,94	11,33	14,94	15,23	11,85
	1,50	9,42	10,42	11,92	15,82	16,93	13,76
	$\geq 3,00$	9,79	10,89	12,44	16,71	18,62	15,68
250	1,00	9,94	11,04	12,51	16,19	13,62	8,10
	1,05	10,38	11,48	13,10	17,07	15,31	10,01
	1,20	10,82	12,00	13,62	17,96	16,93	12,00
	1,50	11,18	12,44	14,20	18,84	18,65	13,91
	$\geq 3,00$	1,63	12,95	14,79	19,72	20,31	15,82
280	1,00	12,00	13,32	15,10	19,43	14,13	
	1,05	12,44	13,76	15,68	20,31	15,82	
	1,20	12,88	14,28	16,26	21,20	17,44	
	1,50	13,25	14,72	16,78	22,08	19,14	
	$\geq 3,00$	13,69	15,23	17,37	22,80	20,83	
315	1,00	14,35	15,90	18,03	22,89		
	1,05	14,79	16,41	18,55	23,77		
	1,20	15,23	16,85	19,14	24,56		
	1,50	15,60	17,37	19,72	25,46		
	$\geq 3,00$	16,94	17,81	20,31	26,35		
355	1,00	17,00	18,77	24,20	26,27		
	1,05	17,37	19,21	21,71	27,16		
	1,20	17,81	19,72	22,30	28,04		
	1,50	18,25	20,24	22,89	28,92		
	$\geq 3,00$	18,62	20,68	23,48	29,81		
400	1,00	19,80	21,85	24,51	29,44		
	1,05	20,24	22,30	25,10	30,32		
	1,20	20,61	22,81	25,69	31,21		
	1,50	21,05	23,26	26,20	32,09		
	$\geq 3,00$	21,49	23,77	26,79	32,97		
450	1,00	22,82	25,10	27,95	32,09		
	1,05	23,26	25,54	28,48	32,90		
	1,20	23,62	26,05	29,07	33,78		
	1,50	24,07	26,50	29,66	34,66		
	$\geq 3,00$	24,51	27,01	30,21	35,55		
500	1,00	25,69	28,11	31,06	33,56		
	1,05	26,13	28,56	31,65	34,44		
	1,20	26,50	29,07	32,16	35,33		
	1,50	26,94	29,51	32,75	36,21		
	$\geq 3,00$	27,38	30,03	33,34	37,02		
560	1,00	28,92	31,43	34,30	33,86		
	1,05	29,29	31,94	34,89	34,74		
	1,20	29,73	32,38	35,40	35,55		
	1,50	30,18	32,90	35,99	36,43		
	$\geq 3,00$	30,62	33,34	36,58	37,31		
630	1,00	32,38	34,89	37,39			
	1,05	32,82	35,33	37,90			
	1,20	33,19	35,84	38,49			
	1,50	33,63	36,36	39,08			
	$\geq 3,00$	34,08	36,80	39,67			

Valori optime pentru ψ_a , ψ_d , ψ_{mn} la angrenaje cilindrice interschimbabile

Duritatea flancurilor	Amplasarea pinionului		Treapta de precizie									
			5 - 6			7 - 8			9 - 10			
Una sau ambele danturi cu HB ≤ 3500 MPa	Între reazeme	Simetric	ψ_a	ψ_d	ψ_{mn}	ψ_a	ψ_d	ψ_{mn}	ψ_a	ψ_d	ψ_{mn}	
				Asimetric	0,6	1,3 - 1,4	30	0,5	1,0 - 1,2	25	0,4	0,7 - 0,8
			0,5	1 - 1,2	25	0,4	0,7 - 0,9	16	0,3	0,5 - 0,6	12	
		În consolă		0,4	0,7 - 0,9	16	0,3	0,5 - 0,6	12	0,2	0,3 - 0,4	8
Ambele danturi cu HB > 3500 MPa	Între reazeme	Simetric	0,3	0,6	12	0,25	0,5	10	0,2	0,4	8	
		Asimetric	0,25	0,5	10	0,2	0,4	8	0,15	0,3	6	
		În consolă		0,2	0,4	8	0,15	0,3	6	0,1	0,2	5

Observații. 1. S-au considerat arbori, lagăre și carcase în construcție normală, rigide.

2. Valorile indicate pentru ψ_a , ψ_d , ψ_{mn} nu pot fi corelate conform relațiilor $\psi_d = \psi_a(u+1)/2$ și $\psi_{mn} = \psi_a z_1$ (aproximativ corelarea se poate realiza numai pentru $u \approx 3$ și $z_1 \approx 20$ la danturile durificate, respectiv $z_1 \approx 25$ la cele îmbunătățite).

ANEXA 7. Gama modulilor și distanța dintre axe

Gama modulilor
(extras STAS 822 - 82)

Valori în mm

I	II	I	II
1			4,5
	1,25	5	
1,25			5,5
	1,375	6	
1,5			7
	1,75	8	
2			9
	2,25	10	
2,5			11
	2,75	12	
3			14
	3,5	16	
4			18

Obs. : Valorile din șirul I se vor prefera celor din șirul II

Distanțe dintre axe
(extras STAS 6055 - 82)

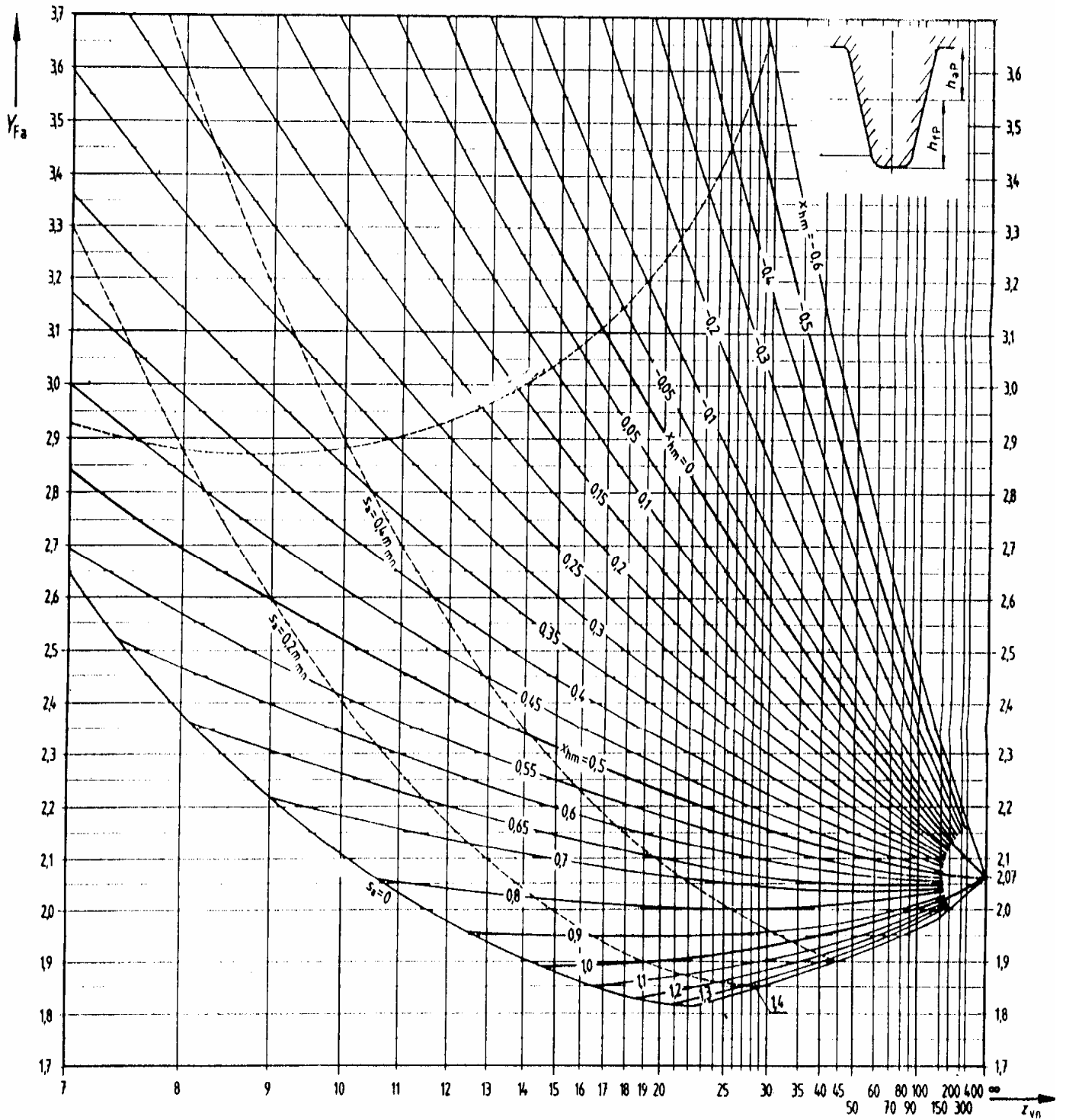
Valorile nominale în mm:

I	II
40	40
	45
50	50
	56
63	63
	71
80	80
	90
100	100
	112
125	125
	140
160	160
	180
200	200
	225
250	250
	280
315	315
	355

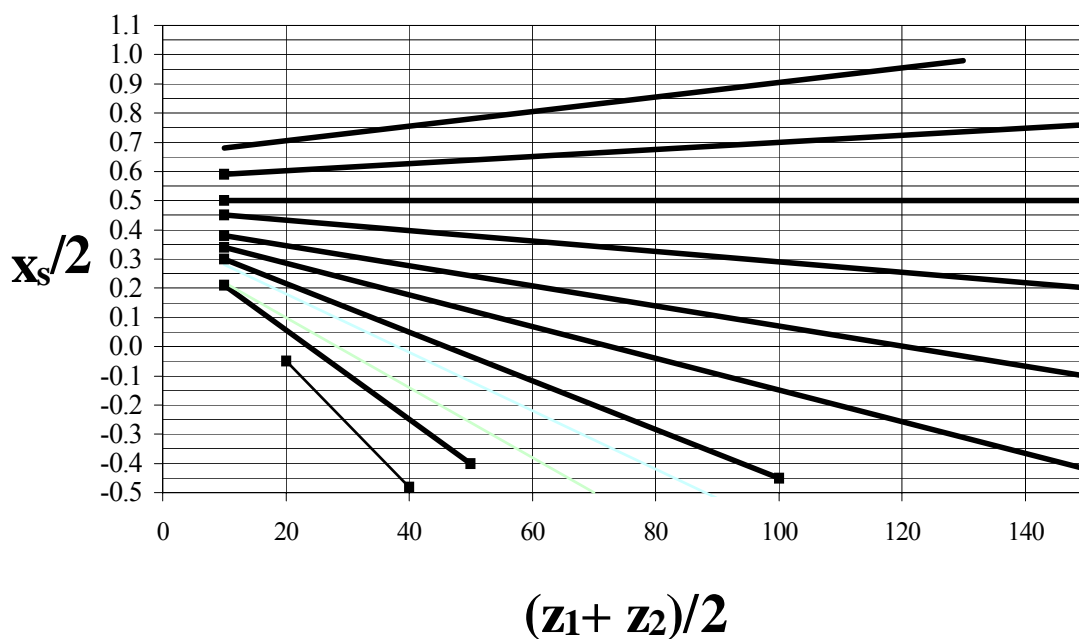
Obs.: Se vor alege de preferință valorile cuprinse în șirul I.

Distanțele dintre axe mai mari decât cele indicate se obțin prin înmulțirea cu 10.

ANEXA 9. Factorul de formă Y_F al dintelui pentru dantura cilindrică exterioară

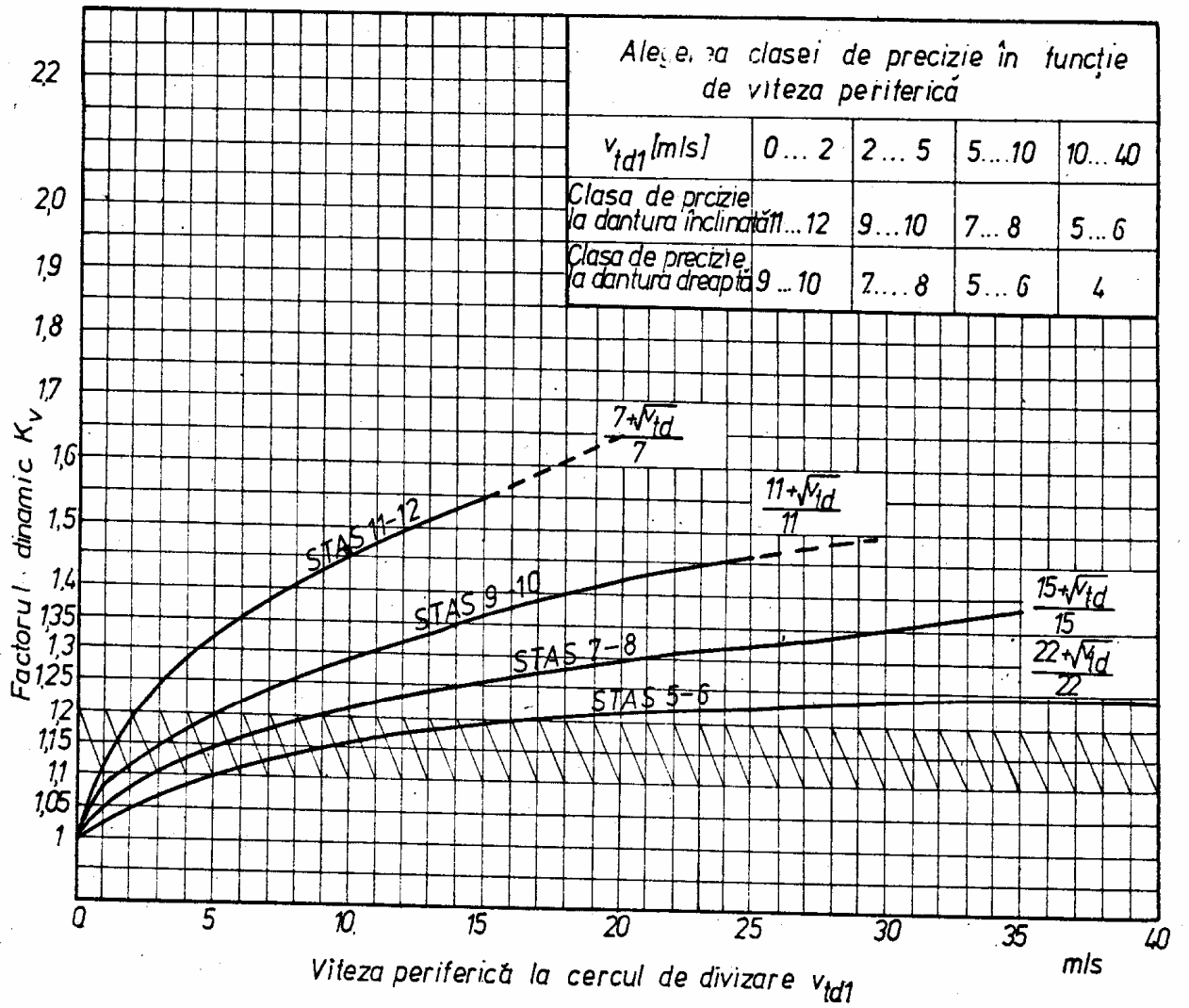


Impartirea sumei deplasarilor specifice la pinion si roata pentru transmisie reductoare

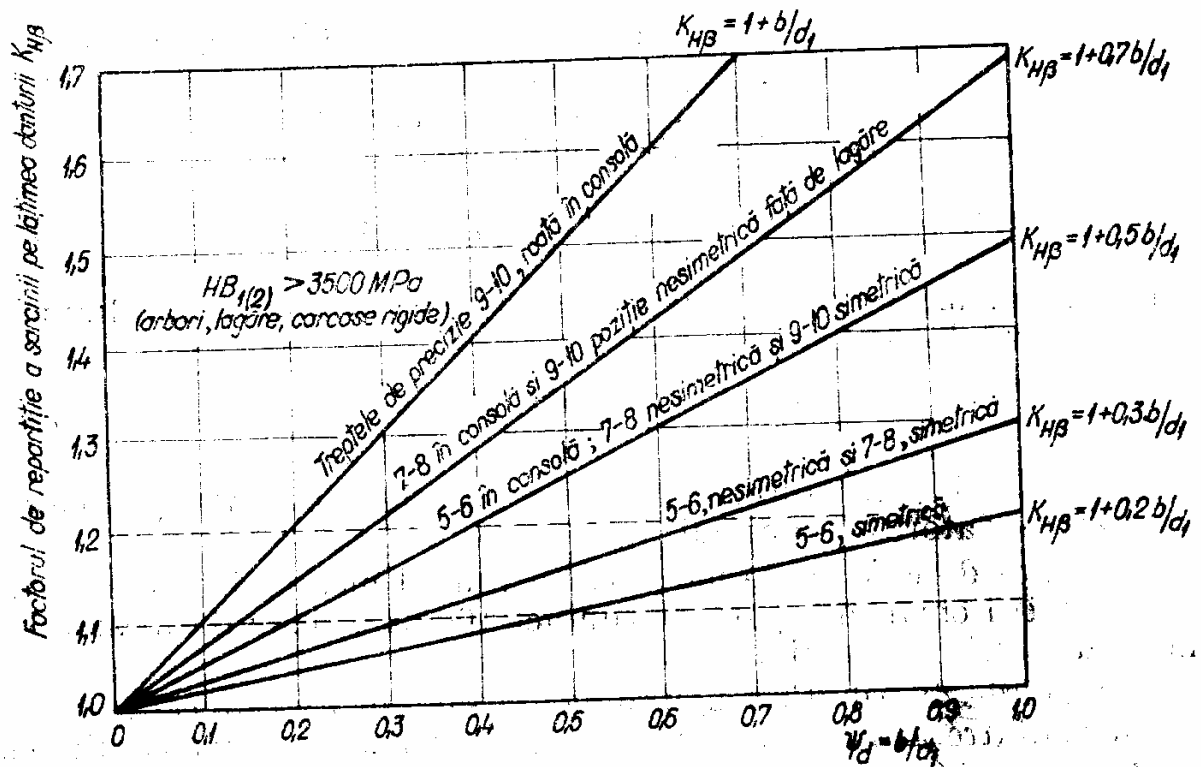
ANEXA10. Factorul sarcinii dinamice exterioare k_A

Mașina motoare	Caracteristica sarcinii mașinii conduse		
	<i>uniform</i>	<i>Soc moderat</i>	<i>Soc puternic</i>
Ventilator centrifugal			Concasorde minereuri
Agitator de lichid		Agitator de lichid	Compresor cu un cilindru
Transportor cu banda (viteză uniformă)		Transportor cu banda (viteză neuniformă)	Transportor vibrator
<i>Uniform</i> Turbină motor electric	1	1,25	>1,75
<i>Soc moderat</i> Motor cu ardere internă policindric	1,25	1,5	>2
<i>Soc puternic</i> Motor cu ardere internă monocindric	1,5	1,75	>2,25>

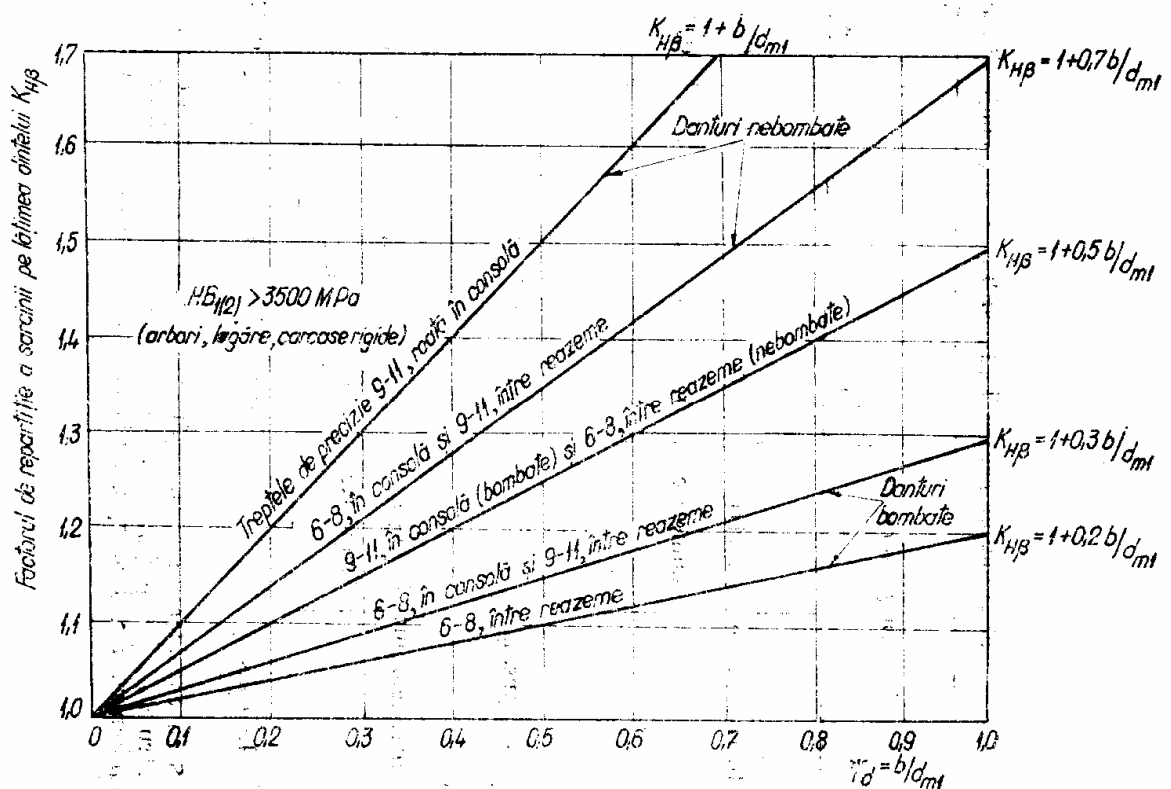
ANEXA 11. Factorul dinamic interior



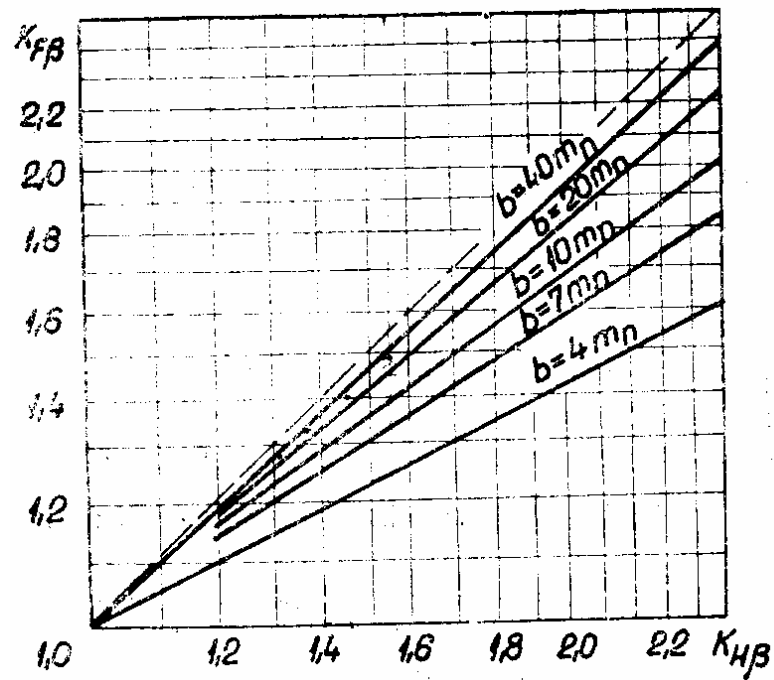
ANEXA 12. Factorul repartiției longitudinale $K_{H\beta}$ pentru danturi cilindrice durificate superficial /4/



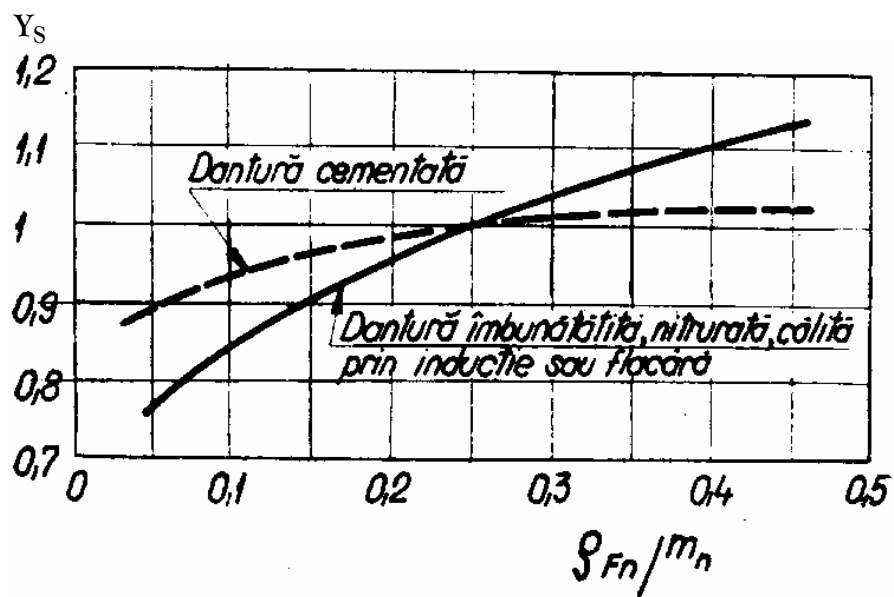
ANEXA 13. Factorul repartiției longitudinale $K_{H\beta}$ pentru danturi conice durificate superficial /4/



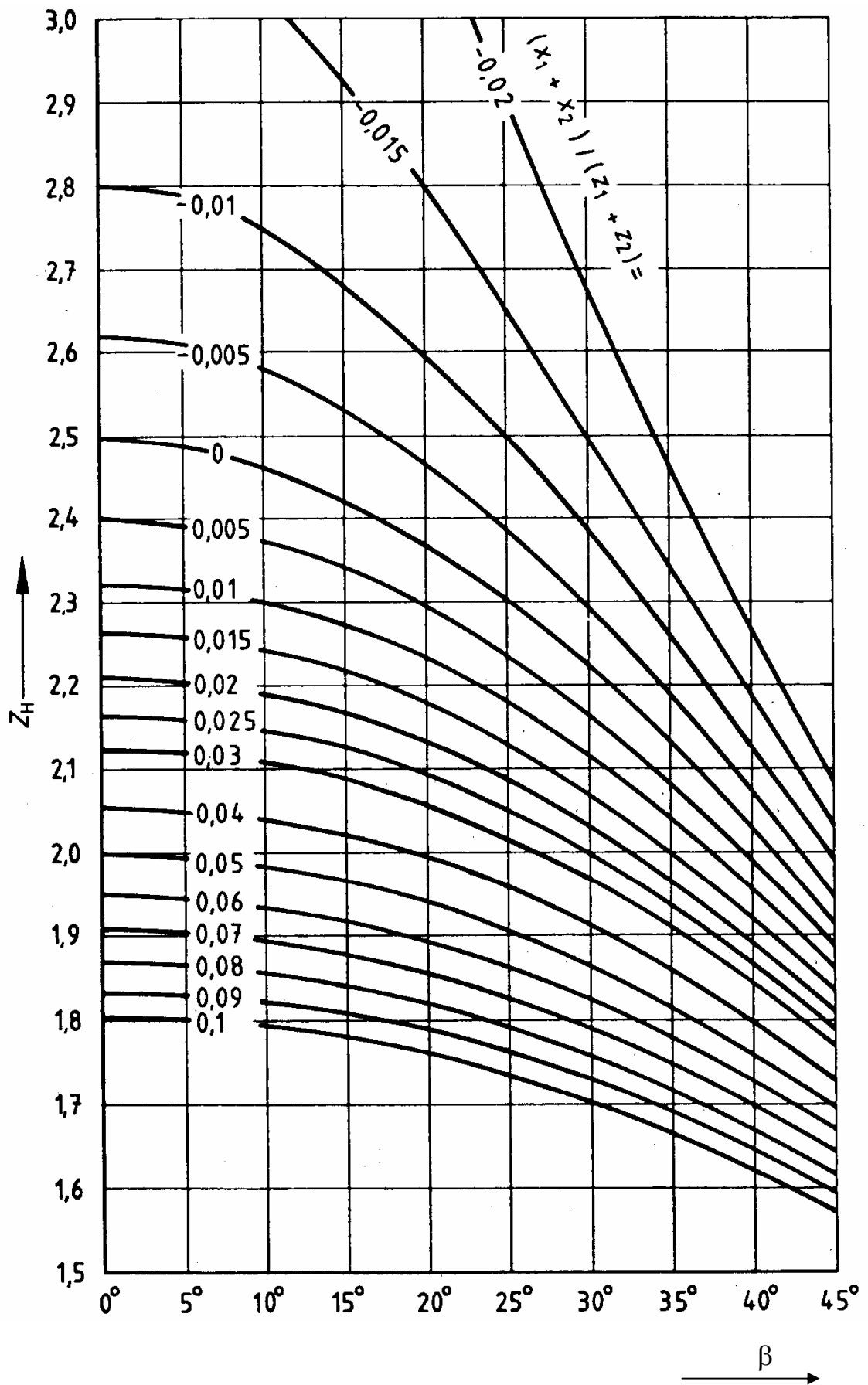
ANEXA 14. Factorul repartiției longitudinale $K_{F\beta}$ /4/

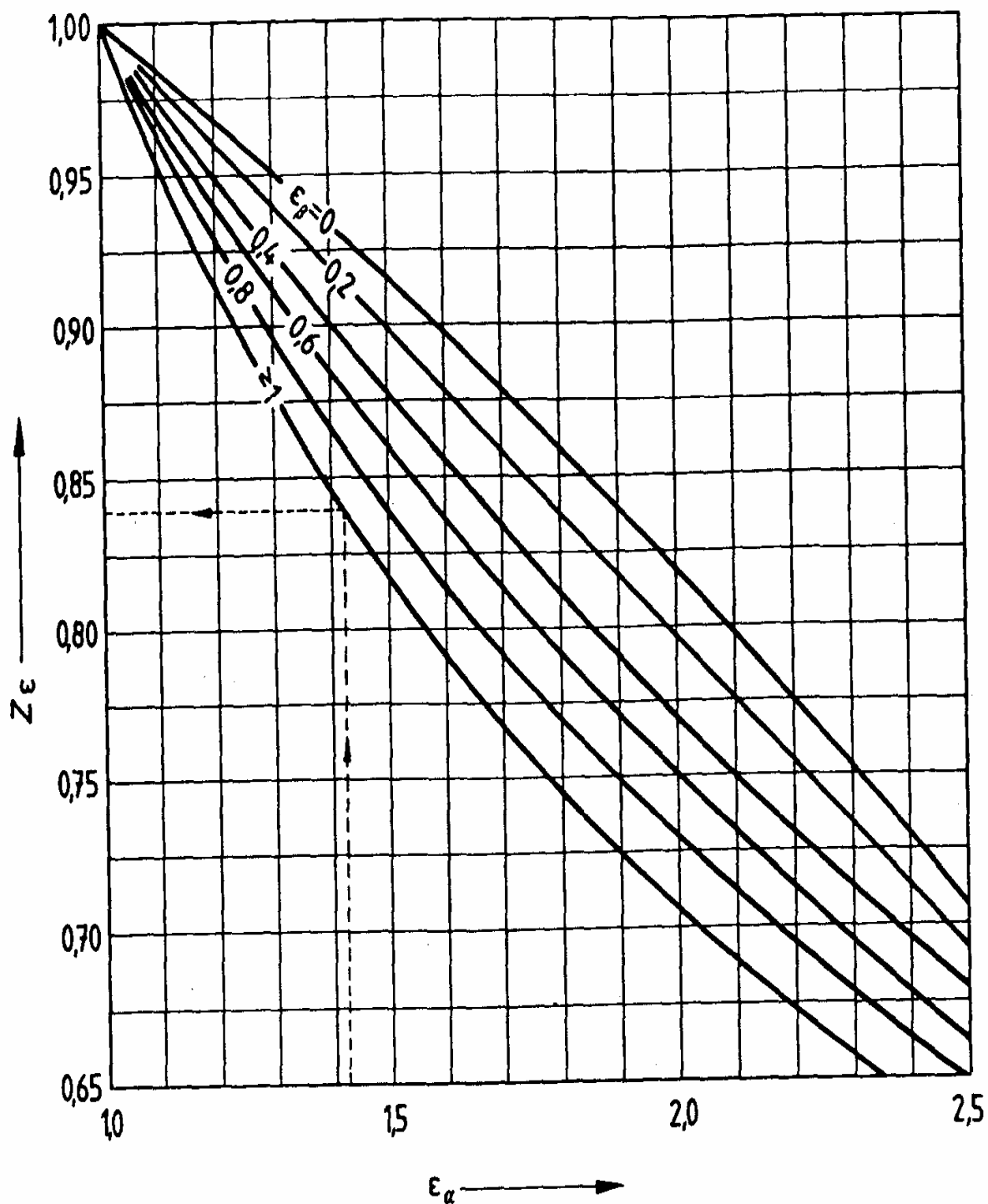


ANEXA 15. Factorul concentratorului de tensiune Y_S /4/

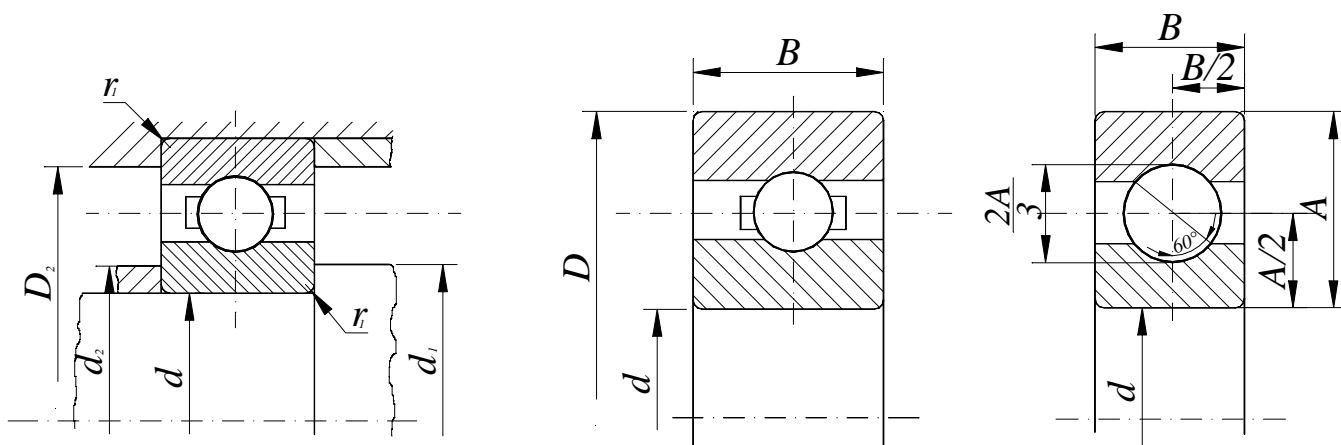


ANEXA 16. Factorul punctului de rostogolire Z_H





ANEXA 18. Rulmenți radiali cu bile (extras din STAS 6846-80)



F_a / C_0	e	Y	F_a / C_0	e	Y
0,014	0,19	2,30	0,170	0,34	1,31
0,028	0,22	1,99	0,280	0,38	1,15
0,056	0,26	1,71	0,420	0,42	1,04
0,084	0,28	1,55	0,560	0,44	1,00
0,110	0,30	1,45	-	-	-

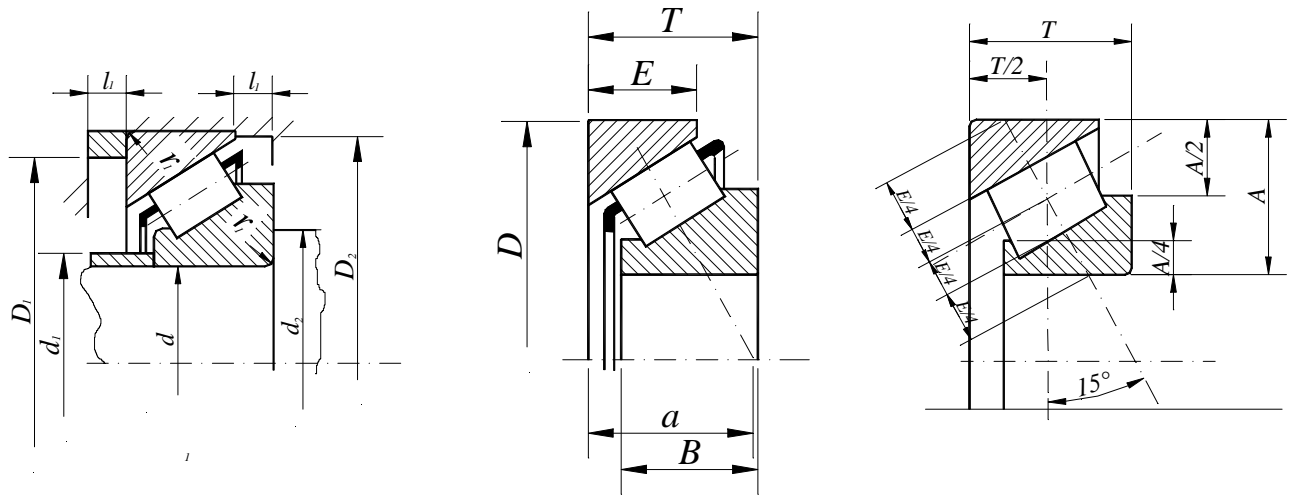
Sarcina dinamică echivalentă P	
$F_a / F_r \leq e$	$P = F_r$
$F_a / F_r > e$	$P = 0,56 \cdot F_r + YF_a$

d	D	B	C	C_0	d_1 min	D_1 min	η max	Simbol
mm			kN		mm			
25	47	12	8,8	5,7	28	44	0,6	6005
	52	15	11,0	7,1	31	46	1	6205
	62	17	17,6	11,6	32	55	1	6305
	80	21	28,0	20	36	69	1,5	6405
30	55	13	10,4	6,95	35	50	1	6006
	62	16	15,3	10,2	36	56	1	6206
	72	19	22	15	37	65	1	6306
	90	23	34	24,5	41	79	1,5	6406
35	62	14	12,5	8,65	40	57	1	6007
	72	11	20	15	42	65	1	6207
	80	21	26	17,6	44	71	1,5	6307
	100	25	43	31,5	46	89	1,5	6407
40	68	15	13,2	9,5	45	63	1	6008
	80	18	24	17	47	73	1	6208
	90	23	32	22,8	49	81	1,5	6308
	110	27	50	37,5	53	97	2	6408

d	D	B	C	C_0	d_1 min	D_1 min	r_1 max	Simbol
mm		kN		mm				
45	75	16	16,6	12,5	50	70	1	6009
	85	19	26	19	52	78	1	6209
	100	25	41,5	30,5	54	91	1,5	6309
	120	29	60	40,5	58	107	2	6409
50	80	16	17	13,4	55	75	1	6010
	90	20	27,5	21,2	57	83	1	6210
	110	27	48	36,5	61	99	2	6310
	130	31	68	53	64	116	2	6410
55	90	18	22	17,3	61	84	1	6011
	100	21	34	25,5	64	91	1,5	6211
	120	29	56	42,5	66	109	2	6311
	140	33	78	64	69	126	2	6411
60	95	18	23	18,6	66	89	1	6012
	110	22	37	28,5	69	101	1,5	6212
	130	31	64	49	72	118	2	6312
	150	35	85	71	74	136	2	6412
65	100	18	24	20	71	94	1	6013
	120	23	44	34,5	74	111	1,5	6213
	140	33	72	57	77	128	2	6313
	160	37	93	80	79	146	2	6413
70	110	20	30	25	76	104	1	6014
	125	24	48	38	79	116	1,5	6214
	150	35	81,5	64	82	138	2	6314
	180	42	112	106	86	164	2,5	6414
75	115	20	31	26,5	81	109	1	6015
	130	25	52	41,5	84	121	1,5	6215
	160	37	88	73,5	87	148	2	6315
	190	45	120	116	91	174	2,5	6415
80	125	22	37,5	32	86	119	1	6016
	140	26	57	45,5	91	129	2	6216
	170	39	96,5	81,5	92	158	2	6316
	200	48	129	127	96	184	2,5	6416

d	D	B	C	C_0	d_1 min	D_1 min	η max	Simbol
mm		kN		mm				
85	130	22	39	34	91	124	1	6017
	150	28	65	54	96	139	2	6217
	180	41	104	91	99	166	2,5	6317
	210	52	137	137	105	190	3	6417
90	140	24	45,5	40	97	133	1,5	6018
	160	30	75	62	101	149	2	6218
	190	43	112	100	104	176	2,5	6318
	225	54	153	166	110	205	3	6418
95	145	16	33,0	32,5	100	138	1	6019
	145	24	47,5	42,5	101	137	1,5	6219
	170	32	85,0	71	106	150	2	6319
	200	45	120	112	118	186	2,5	6419
100	150	16	34,5	33,5	105	143	1	6020
	150	24	47,5	42,8	106	142	1,5	6220
	180	34	96,5	80	111	169	2	6320
	215	47	137	134	113	201	2,5	6420
105	160	18	34,5	33,5	110	153	1	6021
	160	26	57	52	111	152	1,5	6221
	190	36	104	91,5	116	170	2	6321
	225	49	143	146	118	211	2,5	6421
110	170	18	45	43	116	163	1,5	6022
	170	28	64	58,5	118	161	2	6222
	200	38	114	102	121	189	2	6322
	240	50	160	170	123	236	2,5	6422

ANEXA 19. Rulmenți radiali axiali cu role conice (extras din STAS 3920-87)



Sarcina dinamică echivalentă P	
$F_a / F_r \leq e$	$P = F_r$
$F_a / F_r > e$	$P = 0,4 \cdot F_r + YF_a$

d	D	T	C	C_0	e	Y	Simbolul rulmentului
25	47	15	23,6	18,5	0,45	1,4	32005
	52	16,25	27	19,6	0,37	1,6	30205
	62	18,25	30	27	0,30	2,0	30305
	62	18,25	28,5	23,6	0,83	0,72	31305
	62	25,25	52	40	0,30	2,0	32305
30	55	17	31	25	0,43	1,4	32006
	62	17,25	35,5	26	0,37	1,6	30206
	62	21,25	44	34,5	0,37	1,6	32206
	72	20,75	49	34,5	0,31	1,9	30306
	78	28,75	67	53	0,31	1,9	32306
35	62	18	37,5	31	0,42	1,4	32007
	72	18,25	45	33,5	0,37	1,6	30207
	72	24,25	57	45,5	0,37	1,6	32207
	80	22,75	63	46,5	0,31	1,9	30307
	80	32,75	83	67	0,31	1,9	32307
40	68	19	45,5	40,5	0,37	1,6	32008
	80	19,45	52	39	0,37	1,6	30208
	80	24,75	65,5	51	0,37	1,6	32208
	90	25,25	75	57	0,34	1,8	30308
	90	35,25	102	85	0,34	1,8	32308

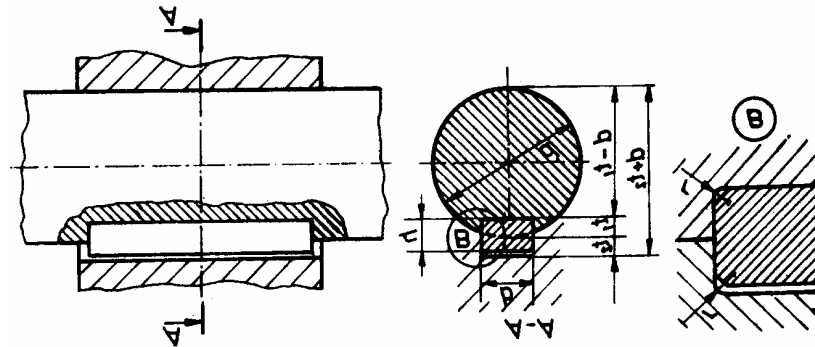
d	D	T	C	C_0	e	Y	Simbolul rulmentului
	mm		kN				
45	75	20	51	45	0,39	1,5	32009
	85	20,75	58,5	45	0,40	1,5	30209
	85	24,75	69,5	57	0,40	1,5	32209
	100	27,25	93	73,5	0,31	1,8	30309
	100	38,25	122	104	0,34	1,8	30239
50	80	20	53	49	0,42	1,4	32010
	90	21,75	65,5	53	0,42	1,4	30210
	90	24,75	71	58,5	0,42	1,4	32210
	110	29,25	110	85	0,34	1,8	30310
	110	42,25	150	129	0,34	1,8	32310
55	90	23	71	65,5	0,40	1,5	32011
	100	22,75	78	62	0,40	1,5	30211
	100	26,75	91,5	76,5	0,40	1,5	32211
	120	31,5	125	98	0,34	1,8	30311
	120	45,5	173	150	0,34	1,8	32311
60	95	23	72	68	0,43	1,4	32012
	110	23,75	85	67	0,40	1,5	30212
	110	29,75	110	93	0,40	1,5	32212
	130	33,5	146	118	0,34	1,8	30312
	130	48,5	200	170	0,34	1,8	32312
65	100	23	72	69,5	0,46	1,3	32013
	120	24,75	100	80	0,40	1,5	30213
	120	32,75	132	114	0,40	1,5	32213
	140	36	170	137	0,34	1,8	30313
	140	51	228	204	0,34	1,8	32313
70	110	25	88	85	0,43	1,4	32014
	125	28,25	110	90	0,42	1,4	30214
	125	33,25	137	120	0,42	1,4	32214
	150	38	193	156	0,34	1,8	30314
	150	54	255	232	0,34	1,8	32314
75	45	25	91,5	90	0,46	1,3	32015
	130	27,25	122	102	0,43	1,4	30215
	130	33,25	140	122	0,43	1,4	32215
	160	40	212	176	0,34	1,8	30315

	160	58	290	270	0,34	1,8	32315
--	-----	----	-----	-----	------	-----	-------

Continuare, ANEXA 19

d	D	T	C	C_0	e	Y	Simbolul rulmentului
	mm		kN				
80	125	29	118	118	0,42	1,4	32016
	140	28,25	129	106	0,42	1,4	30216
	140	35,25	163	140	0,42	1,4	32216
	170	42,5	236	193	0,34	1,8	30316
	170	61,5	325	300	0,34	1,8	32316
85	130	29	120	122	0,44	1,4	32017
	150	30,5	153	127	0,42	1,4	30217
	150	38,5	186	166	0,42	1,4	32217
	180	44,5	265	220	0,34	1,8	30317
	180	63,5	325	290	0,34	1,8	32317
90	140	32	146	150	0,42	1,4	32018
	160	32,5	170	143	0,42	1,4	30218
	160	42,5	220	196	0,42	1,4	32218
	190	46,5	285	240	0,34	1,8	30318
	190	67,5	360	320	0,34	1,8	32318

ANEXA 20. Pene paralele (extras din STAS 1004/81)



d		pana				Canalul									
		b	h	Lungimea penei		b					t ₁ (in arbore)		t ₂ (in butuc)		
						nominal	Ajustaj liber		Ajustaj normal		Ajustaj presat	Nominal	Aba-teri	Nominal	Aba-teri
de la	pâna la	de la	pana la	In arbore N9	In butuc D10	In arbore N9	In butuc D10	In arbore și in butuc P9	Abateri limită						
22	30	8	7	18	90	8	+0,036	+0,098	0	±0,0180	-0,015	4,0	+0,2 0	3,3	+0,2 0
30	38	10	8	22	110	10	0	+0,040	-0,036		5,0	3,3			
38	44	12	8	28	140	12	+0,043	+0,120	0	±0,0215	-0,018	5,0		3,3	
44	50	14	9	36	160	14						5,5		3,8	
50	58	16	10	45	180	16	0	+0,060	-0,043		6,0	4,3			
58	65	18	11	50	200	18	+0,052	+0,149	0	± 0,0260	-0,022	7		4,4	
65	75	20	12	56	220	20						7,5		4,9	
75	85	22	14	63	250	22						9		5,4	
85	95	25	14	70	280	25	0	+0,065	-0,052		9	5,4			
95	110	28	16	80	320	28	+0,062	+0,180	0	±0,0310	-0,026 -0,088	10		6,4	
110	130	32	19	90	360	32						11	7,4		
130	150	36	20	100	400	36						12	8,4		
150	170	40	22	100	400	40						13	9,4		
170	200	45	25	110	450	45	0	+0,080	-0,062		15	10,4			
200	230	50	28	120	500	50					17	11,4			

Lungimi standardizate:

18,20,22,25,28,32,36,40,45,50,56,63,70,80,90,100,110,125,140,160,180,200,250,280,320,360,400,450,500

ANEXA 21. Coeficienți de concentrare a tensiunilor

Tipul concentratorului	r/d	$\beta_{k\sigma}$		$\beta_{k\tau}$	
		σ_r (N/mm ²)		σ_r (N/mm ²)	
		≤ 700	≥ 700	≤ 700	≥ 700
Salt de diametre cu $\frac{D}{d} = 1,25 \div 2$ (fig. A.21, a)	0,02	2,50	3,50	1,80	2,10
	0,06	1,85	2	1,40	1,53
	0,10	1,80	1,64	1,25	1,35
Deagajare cu $t = r$ (fig. A. 21, b)	0,02	1,90	2,35	1,40	1,70
	0,06	1,80	2,00	1,35	1,65
	0,10	1,70	1,85	1,25	1,50
Canal de pana (fig. A. 21, c)		1,5	2	1,50	1,80

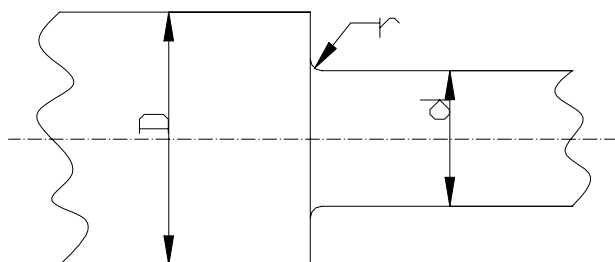


Fig. A. 21,a

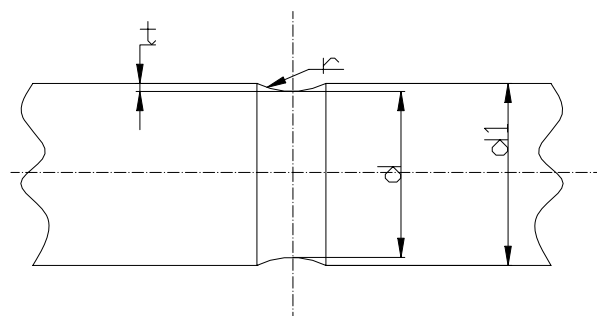


Fig. A. 21,b

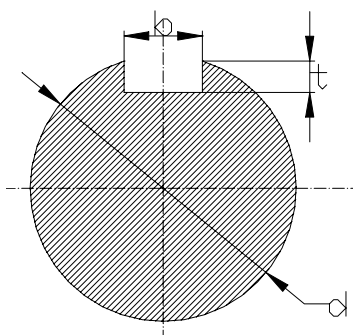


Fig. A. 21, c

ANEXA 22. Corespondența scârilor de duritate

Corespondența scârilor de duritate Vickers, Brinell și Rockwell C

Duritate Vickers HV (N/mm ²)	Duritatea Brinell HB (N/mm ²)	Duritatea Rockwell HRC	Duritate Vickers HV (N/mm ²)	Duritatea Brinell HB (N/mm ²)	Duritatea Rockwell HRC
1500	1500		4100	4000	41,6
1550	1550		4200	4080	42,4
1600	1600		4300	4150	43,2
1650	1650		4400	4230	44,0
1700	1700		4500	4300	44,8
1750	1750		4600		45,6
1800	1800		4700		46,3
1850	1850		4800		47,0
1900	1900		4900		47,7
1950	1950		5000		48,4
2000	2000		5100		49,1
2050	2050		5200		49,7
2100	2100		5300		50,4
2150	2150		5400		51,0
2200	2200		5500		51,6
2250	2250		5600		52,2
2300	2300	19,2	5700		52,8
2350	2350	20,2	5800		53,3
2400	2400	21,2	5900		53,9
2450	2450	22,1	6000		54,4
2500	2500	23,0	6100		55,0
2550	2550	23,8	6200		55,5
2600	2600	24,6	6300		56,0
2650	2650	25,4	6400		56,5
2700	2700	26,2	6500		57,0
2750	2750	26,9	6600		57,5
2800	2800	27,6	6700		58,0
2850	2850	28,3	6800		58,5
2900	2900	29,0	6900		59,0
2950	2950	29,6	7000		59,5
3000	3000	30,3	7200		60,4

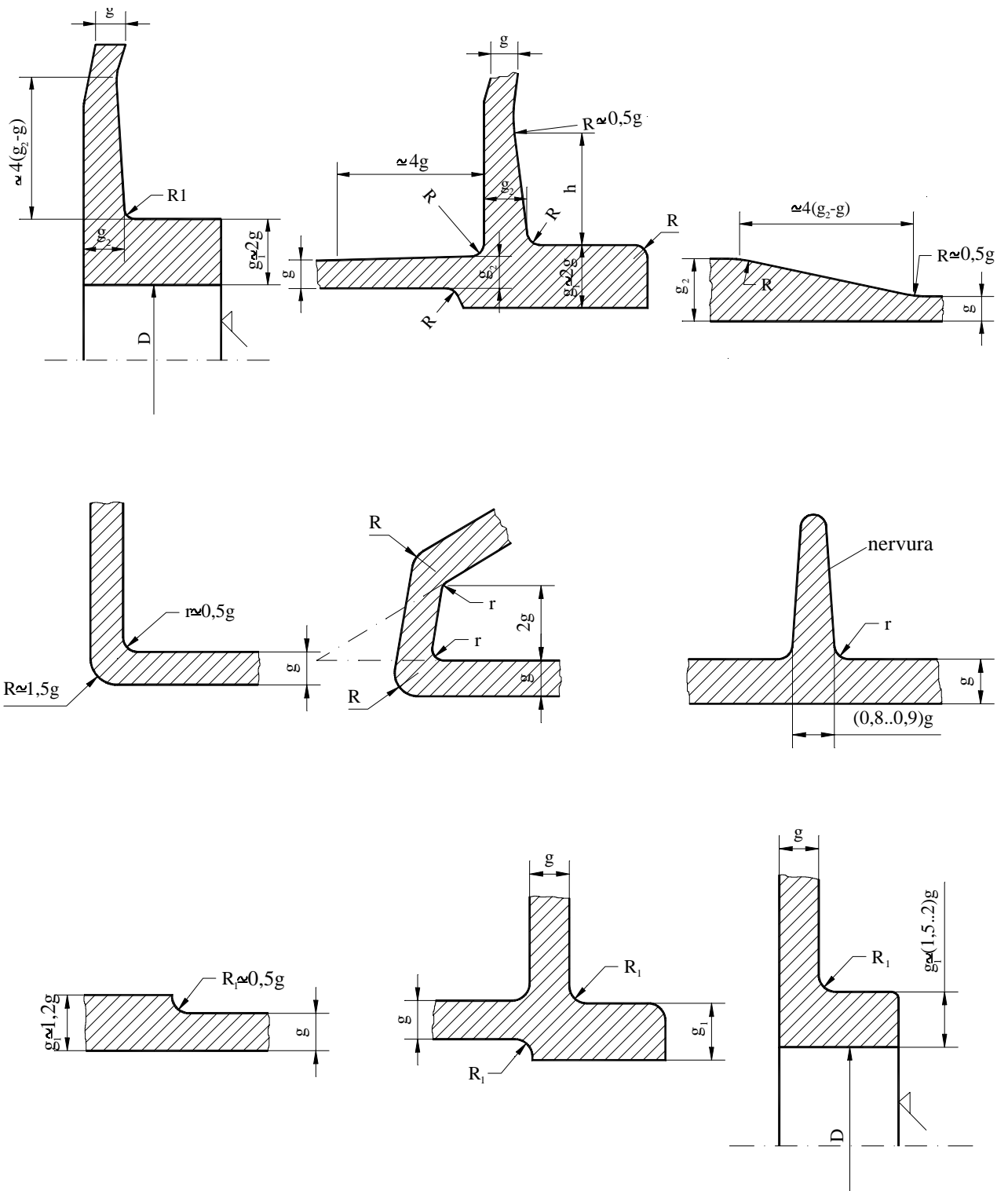
3100	3100	31,5	7400		61,2
3200	3200	32,7	7600		62,0
3300	3300	33,8	7800		62,8
3400	3400	34,9	8000		63,6
3500	3500	36,0	8200		64,3
3600	3590	37,0	8400		65,0
3700	3680	38,0	8600		65,7
3800	3760	38,9	8800		66,3
3900	3850	39,8	9000		66,9
4000	3920	40,7			

ANEXA 23. Uleiuri pentru transmisii industriale

Uleiuri utilizate pentru ungerea angrenajelor

Simbolul uleiului	Vîscozitatea cinematică la 50°C v_{50} (cSt)	Indice de vîscozitate IV	Punct de congelare (°C)	Inflamabilitate (°C)
TIN 25 EP	21-26	60	-25	195
TIN 42 EP	37-45	60	-25	210
TIN 55 EP	50-57,5	60	-20	220
TIN 82 EP	82-90	60	-20	230
TIN 125 EP	130-140	60	-15	235
TIN 200 EP	200-220	70	-10	240
TIN 300 EP	230-300	70	0	255

ANEXA 24. Recomandări privind pereții carcaselor turnate



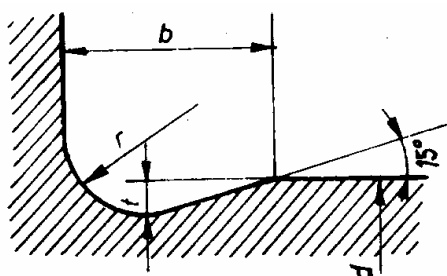
Recomandări:

$$g_1 \approx (1,5 \div 2)g$$

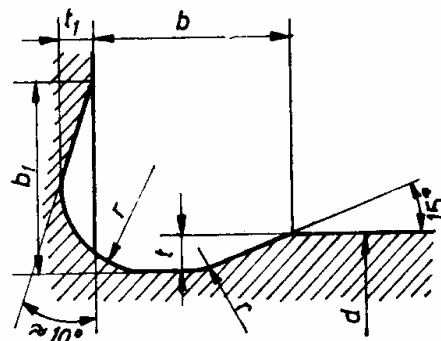
g se alege în funcție de dimensiunile reductorului, astfel :

$$g = (8 \div 10)mm \text{ pentru reductoare de dimensiuni mici;}$$

$$g = (8 \div 10)mm \text{ pentru reductoare de dimensiuni medii și mari.}$$



Degajare pentru rectificarea unei suprafețe

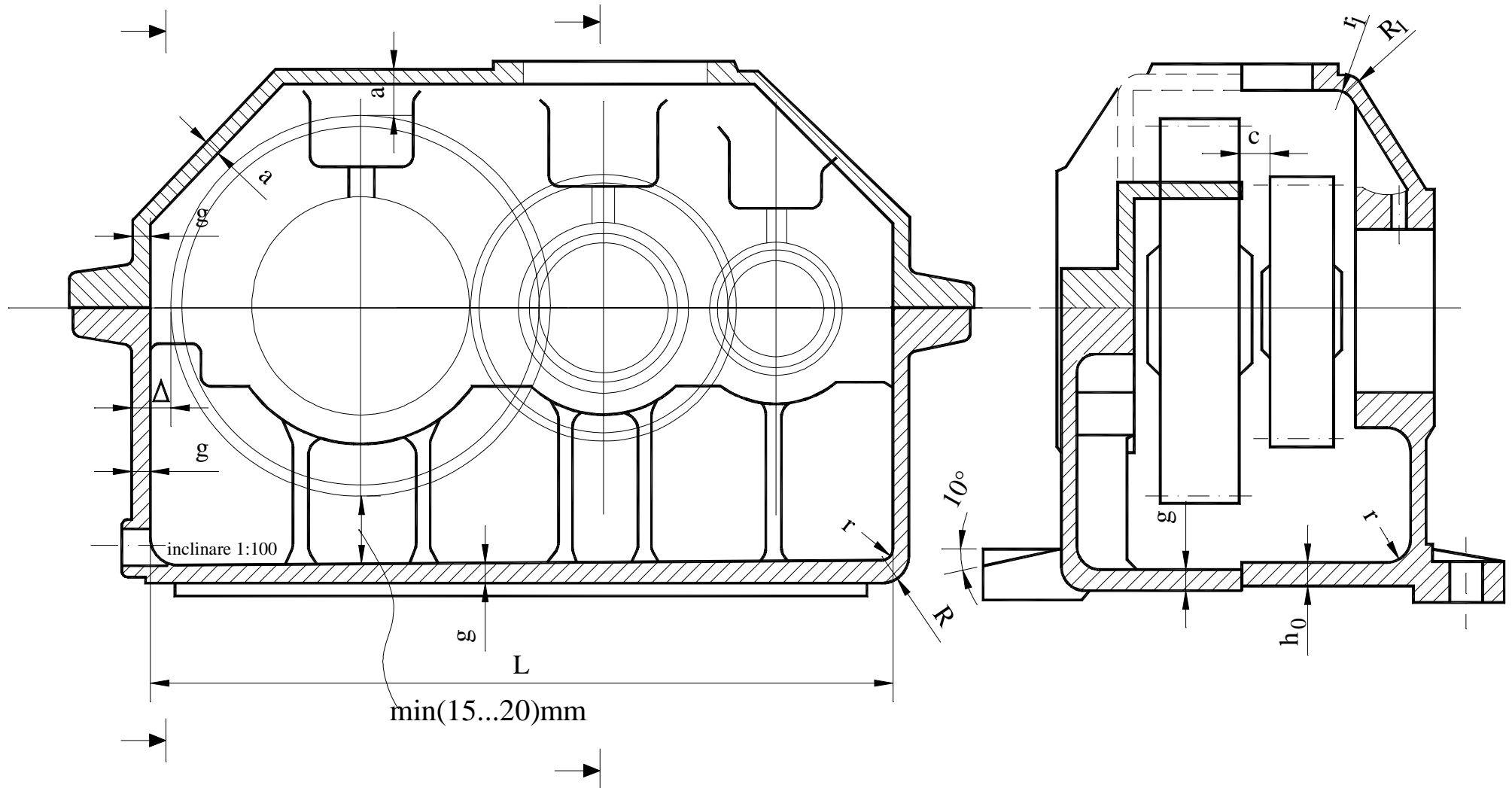


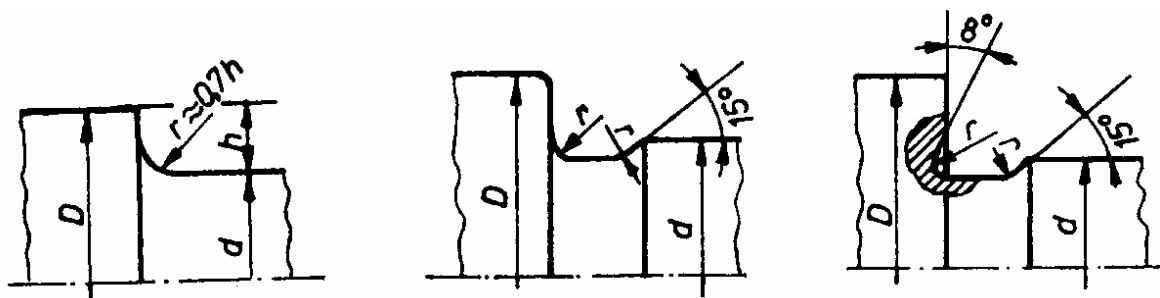
Degajare pentru rectificarea a două suprafețe perpendiculare

r	t +0,1	b	b_1	t_1 +0,05	d^*	
					pentru piese supuse la solicitări obișnuite	pentru piese supuse la solicitări oscilante
0,1	0,1	0,5	0,8	0,1	până la 1,6	-
0,2	0,1	1,0	0,9	0,1	peste 1,6 până la 3	-
0,4	0,2	2,0	1,1	0,1	peste 3 până la 10	-
0,6	0,2	2,0	1,3	0,1	peste 10 până la 18	-
0,6	0,3	2,5	2,0	0,2	peste 18 până la 80	-
1,0	0,4	4,0	3,1	0,3	peste 80	-
1,0	0,2	2,5	1,7	0,1	-	peste 18 până la 50
1,6	0,3	4,0	3,0	0,2	-	peste 50 până la 80
2,5	0,4	5,0	4,6	0,3	-	peste 80 până la 125
4,0	0,5	7,0	6,1	0,3	-	peste 125

* d este informativ și reprezintă diametrul piesei; valorile din coloanele 6 și 7 nu se aplică în cazul unor lungimi scurte de rectificare sau în cazul pieselor cu pereți subțiri.

ANEXA 26. Recomandări privind carcasele reductoarelor în construcție turnată





Racordări cu umăr de sprijin

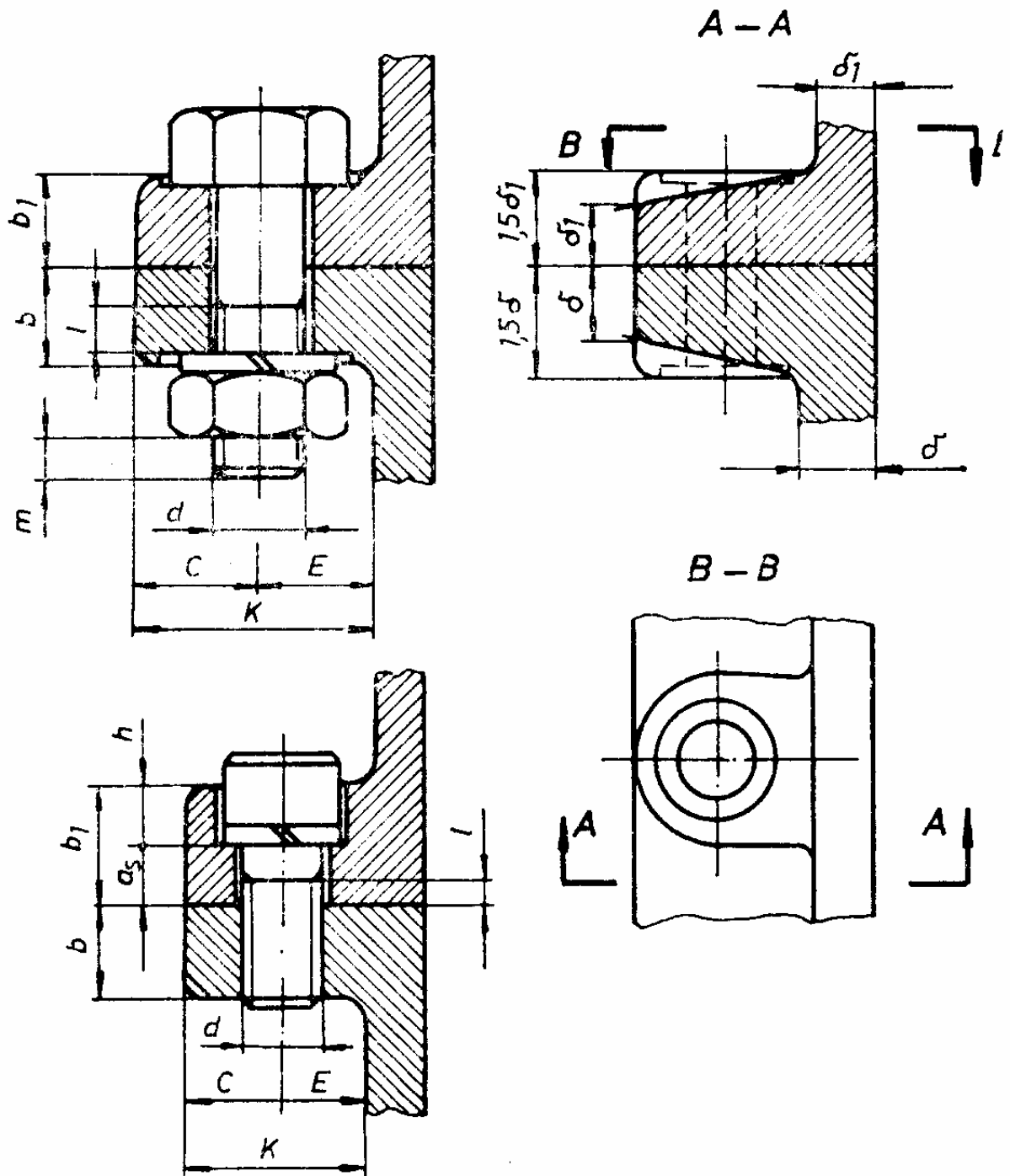
Valori orientative pentru raze de racordare

$D - d$	r	$D - d$	r	$D - d$	r	$D - d$	r	$D - d$	r	$D - d$	r
2	1	10	4	25	10	40	16	60	20	100	30
5	2	15	5	30	12	50	16	70	25	130	30
8	3	25	8	35	12	55	20	90	25	140	40

Valorile razelor normale de racordare (extras STAS 406-73)

airul I	airul II	airul I	airul II	airul I	airul II
0,1	0,1	6,0	6,0		56
0,2	0,2		8,0	63	63
	0,3	10	10		70
0,4	0,4		12	80	80
	0,5	16	16		90
0,6	0,6		18	100	100
	0,8	20	20		110
1,0	1,0		22	125	125
	1,2	25	25		140
1,6	1,6		28	160	160
	2,0	32	32		180
2,5	2,5		36	200	200
	3,0	40	40		220
4,0	4,0		45	250	250
	5,0	50	50		

ANEXA 28. Sisteme de prindere și centrare ale carcaselor reductoarelor



Dimensiuni de montare ale șuruburilor

Diametrul șurubului [mm]	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24	27	30
Deschiderea cheii [mm]	10	12	14 ; 17	19	22	24	27	30	32	36	41	46
E [mm]	9	10	12 ; 14	16	18	18	22	22	25	25	32	32

Înălțimi de axe. Abateri limită (extras STAS 2741 - 68)

Valorile nominale în mm:

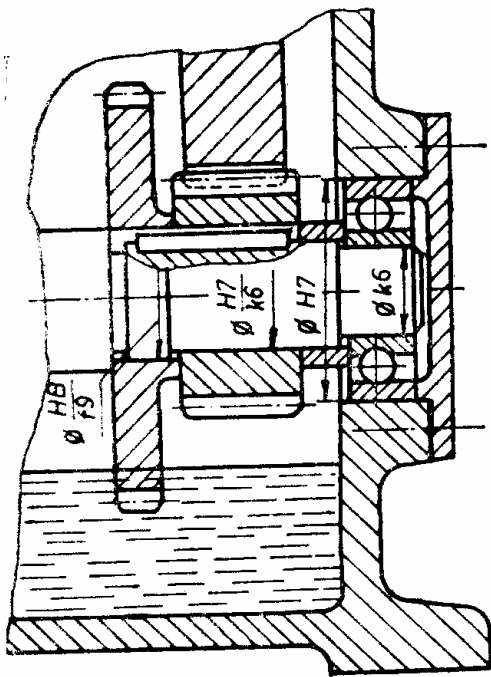
I	II	III	IV	I	II	III	IV			
40	40	40	40	160	160	160	160			
			42				170			
		45	45			180	180			
			48			190				
	50	50	50		200	200	200	200		
			53				212			
			56				225	225		
		63	63			63	250	250	250	250
						67			265	
			71			280		280		
80	80	80	315	315	315	315				
		85			335					
	90	90		355	355					
		95		375						
		100		100	100	400	400	400	400	
106	425									
112	112		450	450	450					
	118			475						
125	125	125								
		132								
	140	140								
		150								

Obs. : Se vor alege de preferință valorile cuprinse în zîrul I. Dacă acestea nu satisfac necesitățile se folosesc valorile din zîrul II, din zîrul III și în caz excepțional, cele din zîrul IV

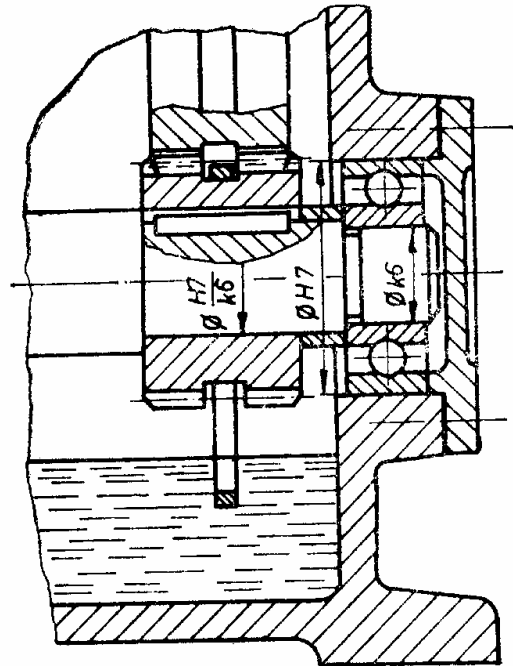
Abateri limită

Înălțimea nominală a axei (mm)	Abateri limită ale înălțimii axei pentru reductoare de turație (mm)
De la 25 până la 50	0 -0,4
Peste 50 până la 250	0 -0,5
Peste 250 până la 630	0 -1,0

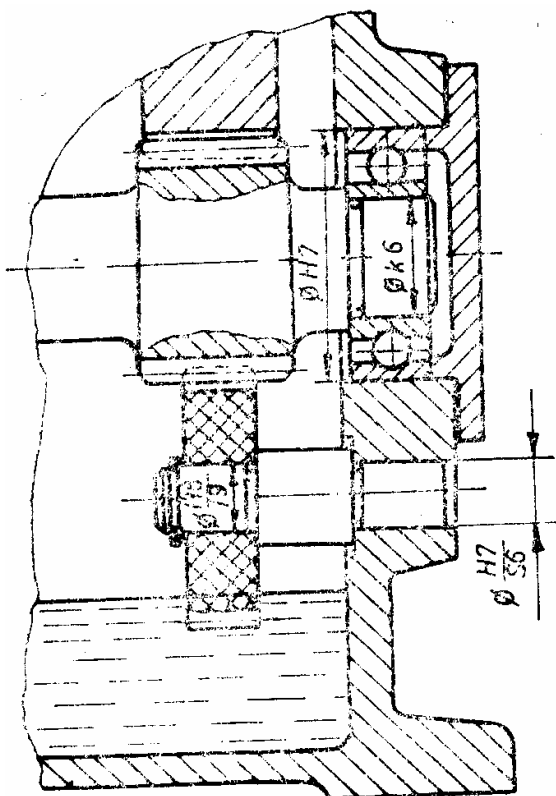
Peste 630 până la 1000	0 -1,5
Peste 1000	0 -2,0



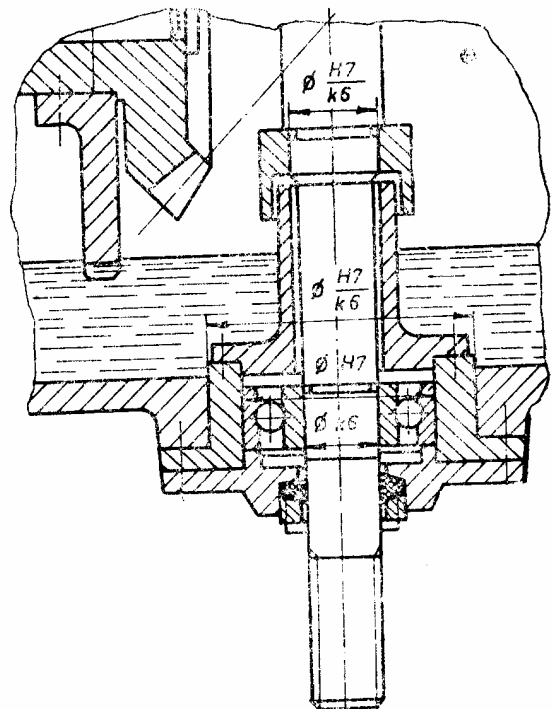
a



b



c



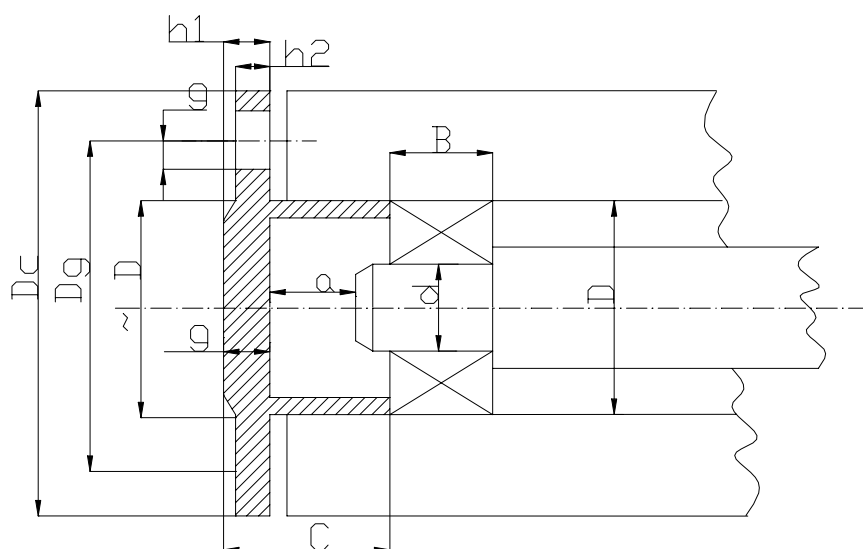
d

Metode de ungere a angrenajelor:

a. cu roata ajutătoare; b. cu inel de ungere

c. cu pinion suplimentar; d. cu roată auxiliară montată pe butucul roții conice

ANEXA 31. Recomandări privind construcția capacelor



Legenda:

- este dimensiunea care rezultă constructiv;

D, d - sunt dimensiuni alese în funcție de rulmentul utilizat;

D_{et}, h - se aleg în funcție de dimensiunile sistemului de etanșare ales.

$$h_1 = 1,2g$$

$$h_2 \approx g$$

$$a \approx (3...5)\text{mm}$$

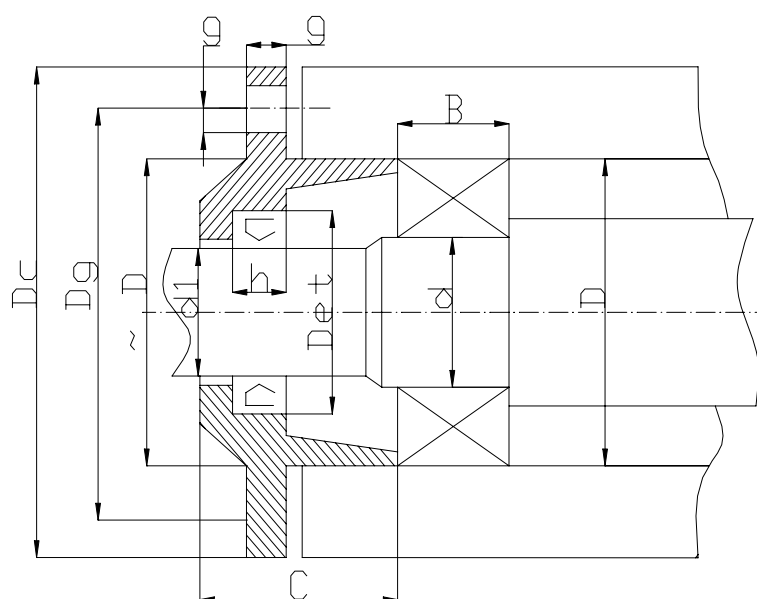
$$D_c \approx D + 5g$$

$$g \approx (5...8)\text{mm}$$

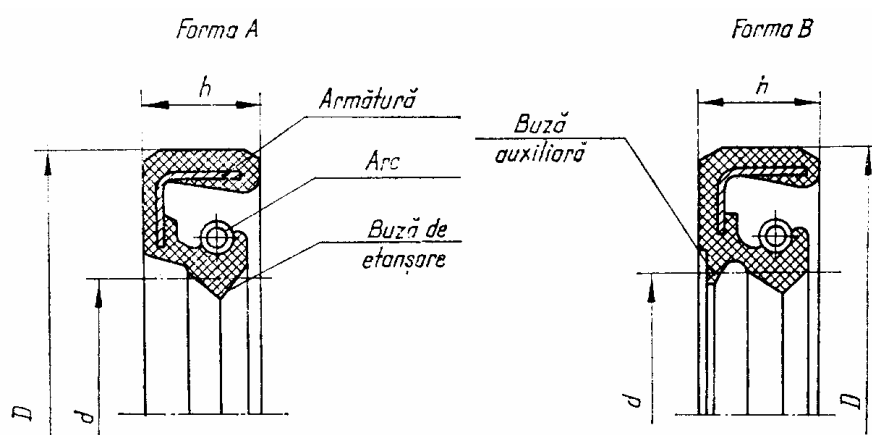
$$d_1 \approx d - (2...3)\text{mm}$$

$$e \approx (3...6)\text{mm}$$

$$D_g \approx D + 3g$$

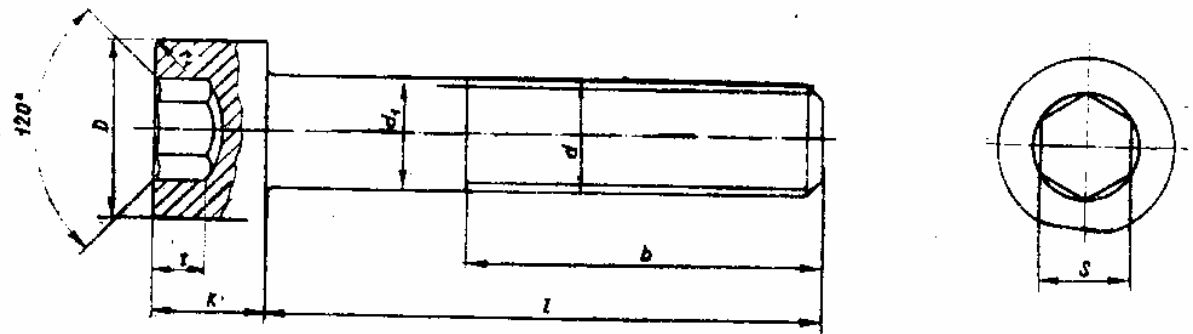


ANEXA 32. Manșete de rotație
(extras din STAS 7950/2 - 80)

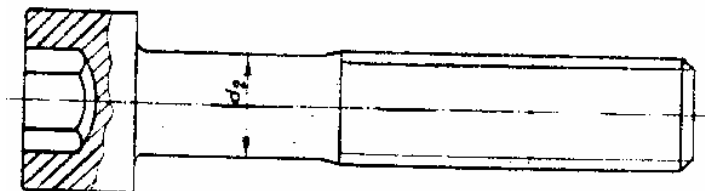


<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i>	<i>d</i>	<i>D</i>	<i>h</i>		
10	22	7	25	35	7	52	72	10	90	110	12	200	230	15		
	26	7		40	7		75	10		115	12		240	15		
	30	10		50	10		80	10		120	12					
				62	10					125	15					
12	22	7	26	45	10	55	70	8	95	120	12	210	240	15		
	24	7		40	7		75	10		125	12		250	15		
	28	7	28	40	7		80	10	100	130	12					
	30	10		50	10		85	10		140	15					
	32	10					90	10								
14	30	7	30	40	7	58	80	10	110	140	15	220	250	15		
	35	10		50	10		90	10		150	15		260	15		
				55	10					150	12					
15	30	7	35	50	7	60	75	8	120	140	12	230	260	15		
	35	10		55	10		80	10		150	12		270	15		
	40	10		62	10		85	10		160	15					
				72	10		90	10								
16	30	7	38	58	10	65	90	10	125	150	12	240	270	15		
	35	10		62	10		95	10		155	12		280	15		
	40	10								160	15					
18	30	7	40	55	7	70	90	10	130	170	15	250	280	15		
	35	7		60	10		95	10		160	15		290	15		
	40	10		65	10		100	10	135	170	15					
				80	10											
19	35	7	45	60	8	75	95	10	140	180	15	270	310	18		
				65	10		100	10		170	15		280	18		
				72	10		110	12					300	18		
				80	10		145	180	15	320	18					
20	30	7	48	65	10	80	100	10	150	180	15	340	380	18		
	35	7		70	10		105	10		190	15		360	18		
	40	10		80	10		110	10	160	190	15		380	18		
	47	10					115	12					200	15	400	18
22	35	7	50	65	8	85	105	12	170	200	15	420	470	22		
				68	10		110	12		210	15		450	22		
				70	10		120	15	220	15	480		22			
				75	10		190	220	15	500	22					
				80	10		230	230	15	500	22					

Șurub cu cap cilindric și locaș hexagonal (Extras din STAS 5144-80)



Ieșirea filetului α_1 -- conform STAS 3508/1-80



$d_2 \approx$ diametrul mediu al filetului

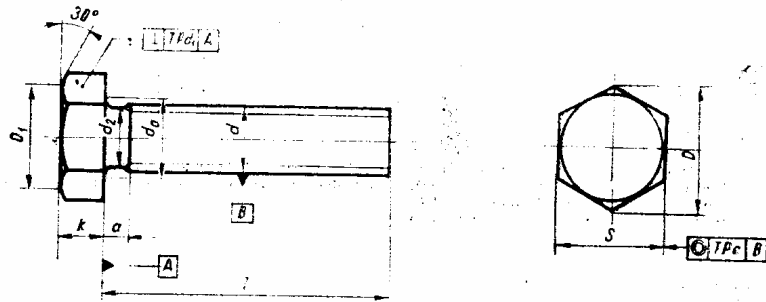
Dimensiuni în mm

Filet d	S	D	k	d_1	t
M4	3	7	4	4	2
M5	4	8,5	5	5	2,7
M6	5	10	6	6	3,3
M8	6	13	8	8	4,3
M10	8	16	10	10	5,5
M12	10	18	12	12	6,6
(M14)	12	21	14	14	7,8
M16	14	24	16	16	8,8
M18	14	27	18	18	9,8
M20	17	30	18	18	10,7
M22	17	33	22	22	11,3
M24	19	36	24	24	12,9
M27	19	40	27	27	15,1
M30	22	45	30	30	17,1
(M33)	24	50	33	33	18,8
M36	27	54	36	36	20,8
M42	32	63	42	42	25

Lungimi standardizate: $l=14; 16; 18; 22; 26; 30; 34; 38; 42; 46; 50; 54; 60; 66; 72; 78; 90$.

Exemplu de notare: șurub M10 x 50 STAS 5144 - 80 gr. 8.8.

Șurub cu cap hexagonal, filetat până sub cap (Extras din STAS 2117-69)



Dimensiuni în mm

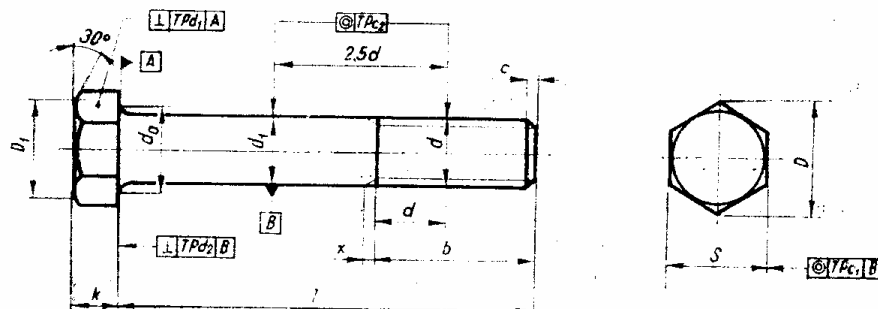
d	S	D _{min}	k	d _{amax}	a	TPc	TPd ₁	TPd ₂
M6	10	10,9	4	7,2	3,5	1,16	0,14	0,35
M8	13	14,2	5,5	10,2	4	1,40	0,19	0,49
M10	17	18,7	7	12,2	5,5	1,40	0,24	0,59
M12	19	20,9	8	15,2	6	1,68	0,28	0,63
M16	24	26,2	10	19,2	7	1,68	0,35	0,84
M20	30	33	13	24,4	8	1,68	0,45	1,05
M24	36	39	15	28,4	9	2	0,52	1,26

d_{amax} reprezintă diametrul cercului de trecere între racordarea dintre tija și cap și suprafața de așezare a capului.

Lungimi standardizate: l = 10; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80

Exemplu de notare: Șurub M10 STAS 2217-69

Șurub cu cap hexagonal (Extras din STAS 920-69)



Dimensiuni în mm

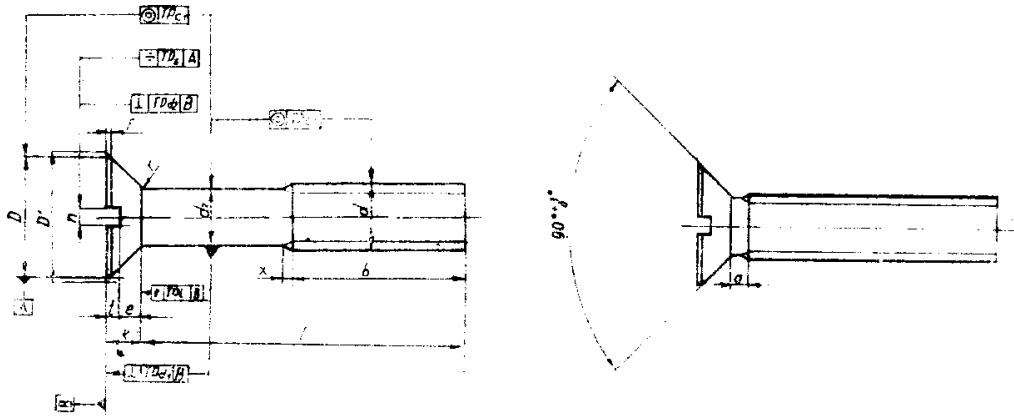
Filet d	S	D _{min}	k	d _{amax}	d ₁
M6	10	10,9	4	7,2	6
M8	13	14,2	5,5	10,2	8
M10	17	18,7	7	12,2	10
M12	19	20,9	8	15,2	12
M14	22	23,9	9	17,2	14
M16	24	26,2	10	19,2	16
M18	27	29,6	12	21,2	18
M20	30	33,0	13	24,4	20
M22	32	35,0	14	26,4	22
M24	36	39,6	15	28,4	24
M27	41	45,2	17	32,4	27
M30	46	50,9	19	35,4	30
M33	50	55,4	21	38,4	33
M36	55	60,8	23	42,4	36
M42	65	72,1	26	48,6	42
M48	75	83,4	30	56,6	48

Cota d_a reprezintă diametrul cercului de trecere între racordarea dintre tija și cap și suprafața de așezare a capului

Valori ale lungimii l: 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 100; 110; 115.

Exemplu de notare: Șurub M 10 x 45 STAS 920-69

Șurub cu cap înecat crestă (Extras din STAS 2571-69)

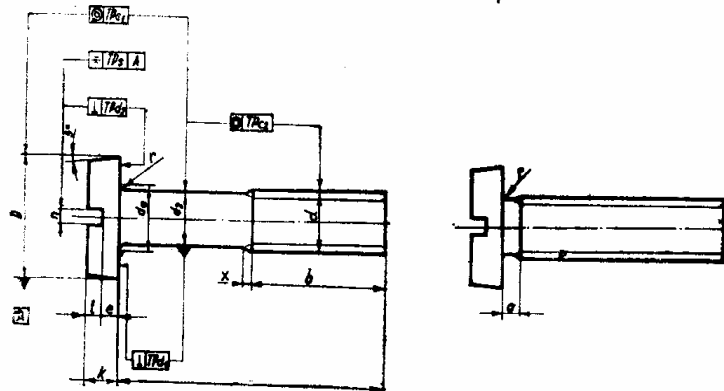


Dimensiuni in mm

Filet d	D _{min}	D	k		n	t _{min}
			min	max		
M2,5	4,45	5,5	1,38	1,5	0,6	0,5
M3	5,25	6,3	1,5	1,65	0,8	0,6
M4	7,04	8,4	2,0	2,2	1	0,8
M5	8,64	10	2,25	2,5	1,2	1
M6	10,37	12	2,7	3	1,6	1,2
M8	13,97	16	2,6	4	2	1,6
M10	17,57	20	4,5	5	2,5	2
M12	21,08	24	5,4	6	3	2,4
M14	24,68	28	6,3	7	3	2,8
M16	28,28	32	7,2	8	4	3,2
M18	31,78	36	8,1	9	4	3,6
M20	35,38	40	9	10	5	4

Exemplu de notare: Șurub M6 x 35 STAS 2571-69 grupa 6,8

Șurub cu cap cilindric crestă (Extras din STAS 3954-69)



Dimensiuni in mm

Filet d	D	k	n	t _{min}	e _{min}	a _{max}
M2,5	4,5	1,6	0,6	0,7	0,6	2
M3	5,5	2	0,8	0,9	0,7	2,2
M4	7	2,6	1	1,2	1	2,6
M5	8,5	3,3	1,2	1,5	1,3	3
M6	10	3,9	1,6	1,8	1,6	3,5
M8	13	5	2	2,3	2,2	4
M10	16	6	2,5	2,7	2,8	5,5
M12	18	7	3	3,2	3,2	6
M14	21	8	3	3,6	3,8	7
M16	24	9	4	4	4,4	7
M18	27	10	4	4,5	4,9	8
M20	30	11	5	5	5,2	8

Exemplu de notare: șurub M5 x 20 STAS 3954 – 69 grupa 6,8.

ANEXA 34. Șuruburi de tip prezon; știfturi filetate



Șuruburi de tip prezon (Extras din STAS 4551-80)

Dimensiuni în mm

Dimensiuni șuruburi prezon de înșurubat în oțel Extras din STAS 4551-80

d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42
b	22	24	28	32	36	44	52	60	72	84	96
e	4	6	8	10	12	16	20	24	30	35	42

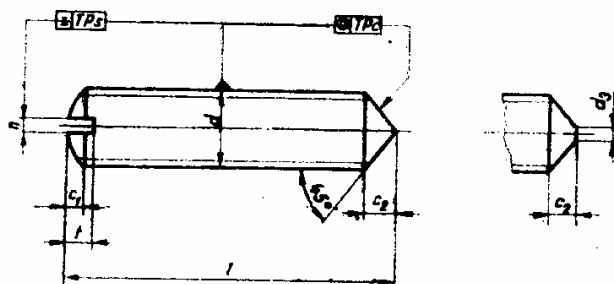
Dimensiuni șuruburi prezon de înșurubat în fontă Extras din STAS 4551-80

d	M5	M6	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42
b	20	21	28	32	36	44	52	60	72	84	96
e	5	7,5	10	12	12	20	25	30	38	45	52

Lungimi standardizate: 12 ;16; 18; 20; (22); 25; 28; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; (85); 90; (95); 100; 110;120.

Exemplu de notare: Prezon M 16 x 80/16T STAS 4551/80.

știft filetat cu creștătură și cu vârf conic (Extras din STAS 4771-69)



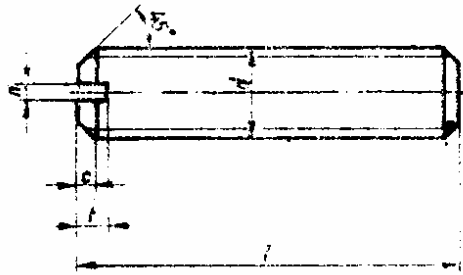
Dimensiuni in mm

d	t	n	c ₁	c ₂
M1	0,6	0,25	0,4	0,5
M1,2	0,6	0,25	0,4	0,6
M1,6	0,8	0,3	0,5	0,8
M2	0,8	0,3	0,6	1
M2,5	1	0,4	0,7	1,25
M3	1,2	0,5	0,8	1,5
M4	1,4	0,6	1	2
M4	1,8	0,8	1,2	2,5
M5	2	1	1,5	2,5
M8	2,5	1,2	1,6	3
M10	3	1,6	2,2	4
M12	4	2	2,5	5

Lungimi standardizate: 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 30; 35; 40; 45; 50.

Exemplu de notare: Știft filetat M10 x 25 STAS 4771/69

știft filetat cu creștătură și cu vârf teșit (Extras din STAS 4770-79)



Dimensiuni în mm

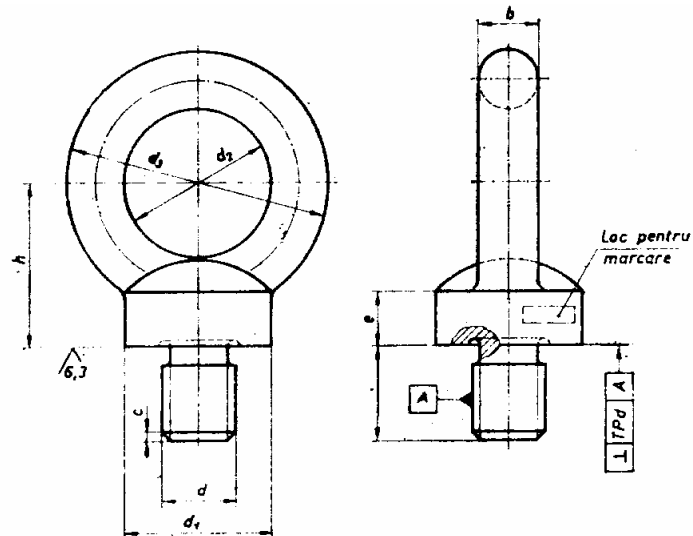
d	t	n	c	c ₁
M1,2	0,6	0,25	0,4	0,4
M1,6	0,8	0,3	0,5	0,5
M2	0,8	0,3	0,6	0,6
M2,5	1	0,4	0,7	0,7
M3	1,2	0,5	0,8	0,8
M4	1,4	0,6	1	1
M5	1,8	0,8	1,2	1,2
M6	2	1	1,5	1,5
M8	2,5	1,2	1,8	1,8
M10	3	1,6	2,2	2,2
M12	4	2	2,5	2,5

Lungimi standardizate: 4; 5; 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; 28; 30; 35; 40; 45.

Exemplu de notare: Știft filetat M10x25 STAS 4770-79 grupa 8.8

ANEXA 35. Șuruburi de ridicare

Inele de ridicare șurub (extras din STAS 3186-77)

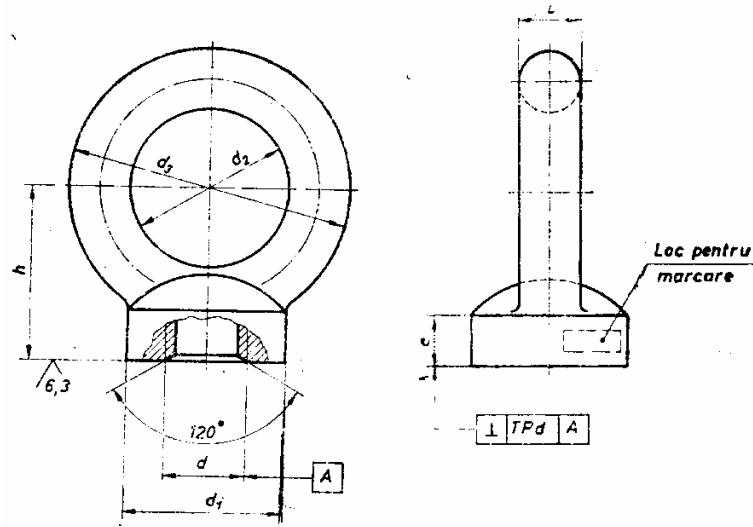


Dimensiuni în mm

d	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56	M64	M72
d ₁	20	24	28	34	40	48	56	67	80	95	112	125	140
d ₂	20	24	28	31	40	48	56	67	80	95	112	125	140
d ₃	32	40	47	59	72	86	104	123	148	171	202	225	256
h	20	25	30	36	45	55	64	75	90	100	119	135	153
e	6	7,5	9	11	13	16	19	22	25	28	32	35	38
b	6,3	8	9,5	12	16	19	24	28	34	38	45	50	58

Exemplu de notare: Inel șurub M36 STAS 3186-77.

Inel de ridicare piuliță (extras din STAS 3186-77)

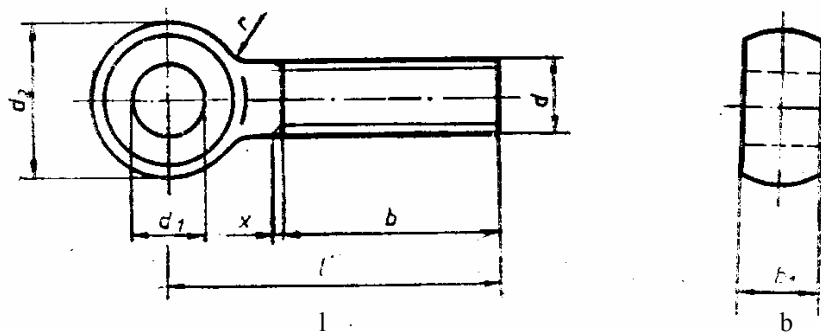


Dimensiuni în mm

d	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56	M64
D ₁	20	24	28	34	40	48	56	67	80	95	112	125
D ₂	20	24	28	34	40	48	56	67	80	95	112	125
D ₃	32	40	47	59	72	86	104	123	148	171	202	225
h	20	25	30	36	43	53	64	75	90	100	119	135
e	6	7,5	9	11	13	16	19	22	25	28	32	35
b	6	8	9,5	12	16	19	24	28	34	38	45	50

Exemplu de notare: Inel piuliță M20 STAS 3186-76.

Șurub cu ochi (Extras din STAS 5451 – 80)



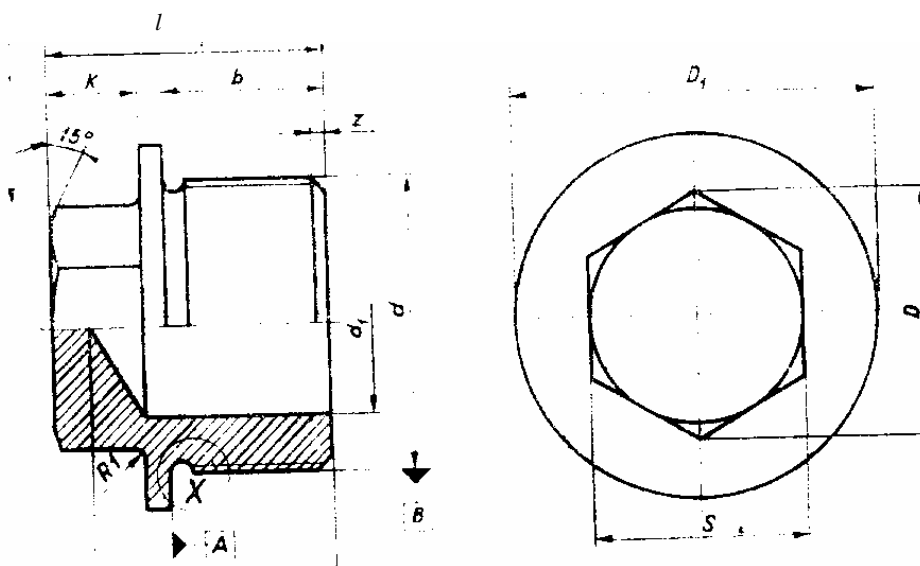
Dimensiuni în mm

Filet d	M5	M6	M8	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M30	M36
d ₂	12	14	18	20	25	28	32	36	40	42	45	55	65
b ₁	6	7	9	12	14	16	17	20	22	24	25	30	38
d ₁	5	6	8	10	12	14	16	18	18	20	22	28	32
b	16	18	22	26	30	34	38	42	46	50	54	72	84

Lungimi standardizate: 30; 35; 40; 45; 50 ; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 180; 200; 220; 240; 260.

Exemplu de notare: Șurub Sp M12 x 120 STAS 5451-80 grupa 5,6.

Dop filetat cu cap hexagonal

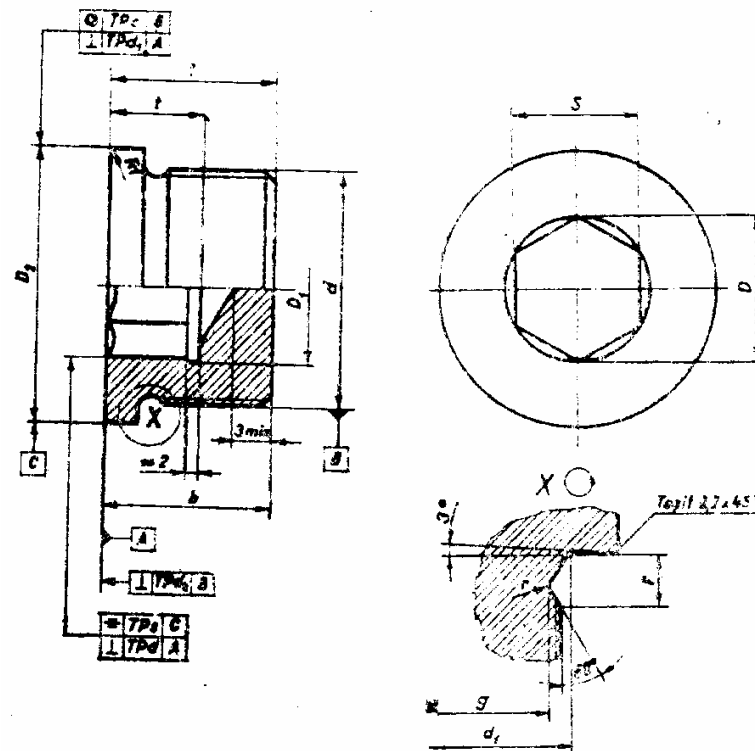


Dimensiuni în mm

d	S	D	k	D ₁	b	l	d ₁	l ₁
M10x1,5	11	12,1	6	16	10	19	4	15
M12x1,5	14	12,5	6	18	14	23	5	20
M14x1,5	14	12,5	6	20	14	23	5	20
M16x1,5	17	18,9	6	24	14	26	5	20
M18x1,5	17	18,9	8	26	14	30	8	20
M20x1,5	19	21,1	8	28	18	30	10	26
M22x1,5	19	21,1	8	30	18	33	10	26
M24x1,5	22	24,5	9	32	20	34	12	29
M30x1,5	24	26,7	10	39	22	38	20	29
M36x1,5	27	30,1	11	45	22	38	22	30
M42x1,5	30	33,5	12	52	22	39	30	34
M48x1,5	30	33,5	12	58	22	39	36	34

Exemplu de notare: Dop filetat 14 x 1,5 STAS 5304 – 80 grupa 4,8.

Dop filetat cu locaș hexagonal și guler (Extras din Stas 5606-80)

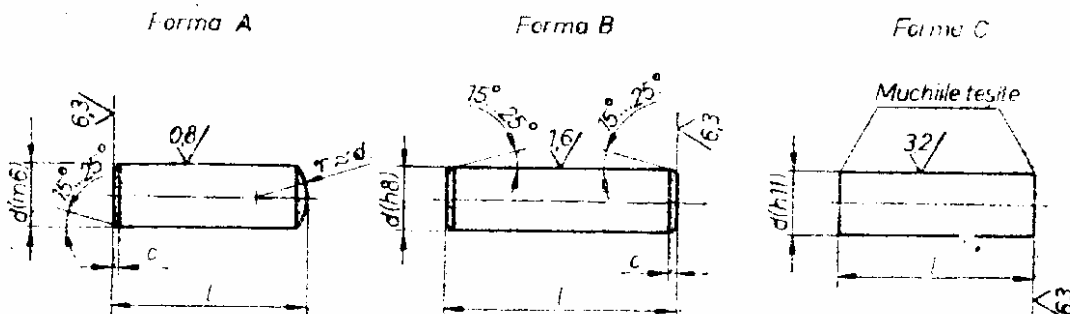


Dimensiuni în mm

d	S	D	D ₁	t	D ₂	l	b
M10	5	5,9	6,4	7	14	11	8
M12x1,5	6	7	7,5	9	17	15	12
M14x1,5	6	7	7,5	9	19	15	12
M16x1,5	8	9,4	9,9	10	21	15	12
M18x1,5	8	9,4	9,9	10	23	16	14
M20x1,5	10	11,7	12,2	10	25	18	16
M22x1,5	10	11,7	12,2	10	27	18	16
M24x1,5	12	14	14,5	10	29	18	16
M30x2	17	19,8	20,3	12	36	20	16
M36x2	19	22,1	22,6	14	42	25	20
M42x2	22	25,6	26,1	14	49	25	20
M48x2	24	27,9	28,4	14	55	25	20

Exemplu de notare: Dop filetat M12 x 1,5 STAS 5606-80 grupa 4,8.

Țifturi cilindrice (Extras din STAS 1599-80)



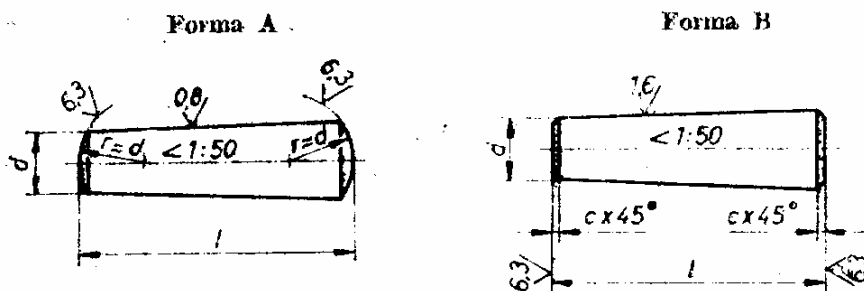
Dimensiuni in mm

d	1	1,2	1,5	2	2,5	3	4	5	6	8	10	12
c _{max}	0,2	0,25	0,3	0,35	0,4	0,5	0,63	0,8	1,2	1,6	2	2,5
d	16	20	25	30	40	50						
c _{max}	3	3,5	4	5	6,3	8						

l = 4; 5; 6; 8; 10; 12; 14; 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200.

Exemplu de notare: țift cilindric M6 x20 STAS 1599-80/OLC 45 îmbunătățit

Țifturi conice (Extras din STAS 3436-80)



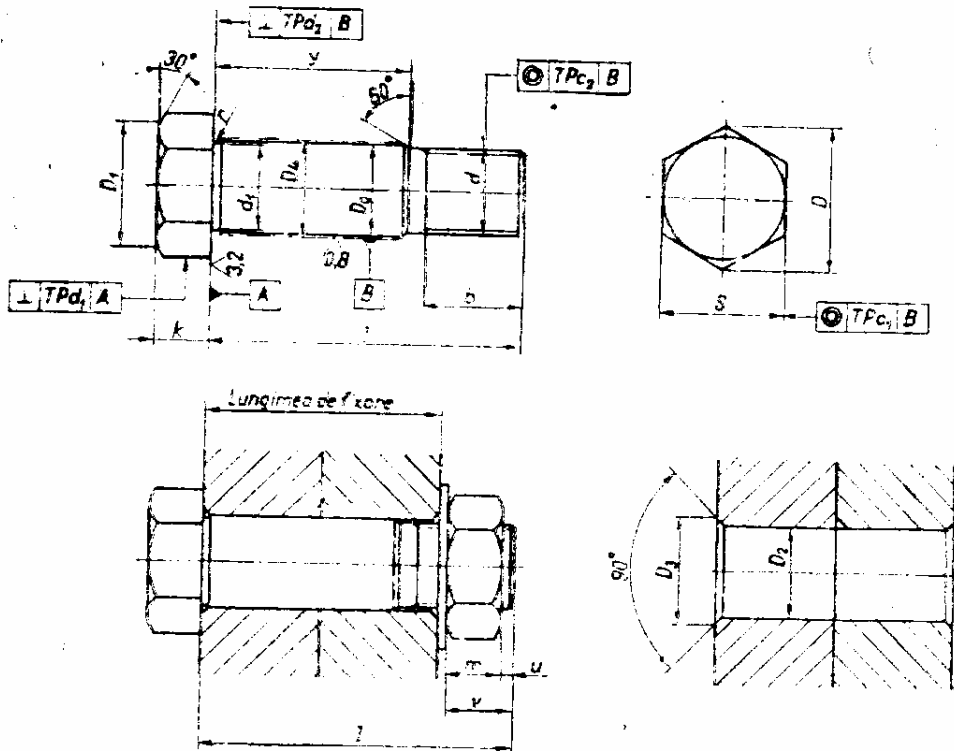
Dimensiuni in mm

d(h10)	2,5	3	4	5	6	8	10	12	16	20	25	30	40	50
c _{max}	0,5	0,5	0,6	0,8	1	1,2	1,6	1,6	2	2,5	3	4	5	6,3

l = 5; 8; 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: țift conic M10x30 STAS 3436-80/OLC 45 îmbunătățit

Șurub de păsuire cu cap hexagonal (Extras din STAS 5930-80)



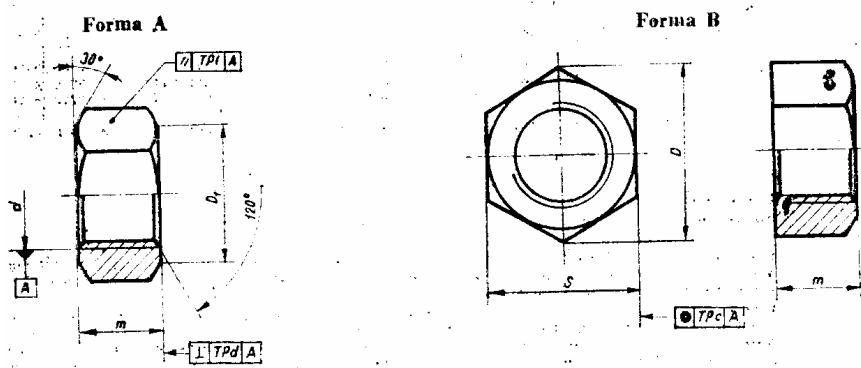
Dimensiuni în mm

Filet, d	S	k	D	D _g	r	D ₂
M10	17	7	20	11	1	11
M12	19	8	22	13	1	13
M14	22	9	26	15	1	15
M16	24	10	28	17	1	17
M18	27	12	31	19	1	19
M20	30	13	35	21	1,6	21
M22	32	14	37	23	1,6	23
M24	36	15	42	25	1,6	25
M27	41	17	48	28	1,6	28
M30	46	19	52	32	1,6	32
M33	50	21	58	34	2,5	34
M36	55	23	64	38	2,5	38
M42	65	26	75	44	2,5	44
M48	75	30	87	50	2,5	50

Lungimea de pasuire: 26; 30; 32; 35; 40; 42; 45; 48; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 110; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200.

Exemplu de notare: Șurub de păsuire M24x60 STAS 5930-80 gr.3.3-n6

Piulițe hexagonale (Extras din STAS 922-76)

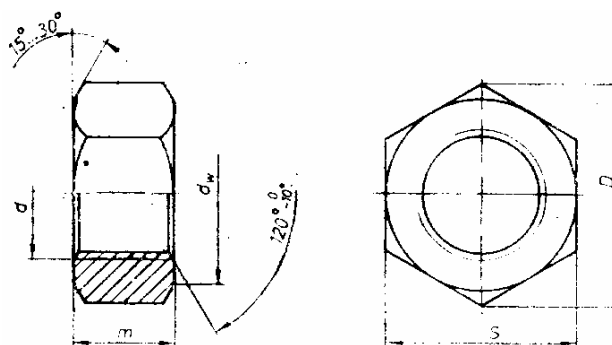


Dimensiuni în mm

d	S	D _{min}	m
M6	10	10,9	5
M8	13	14,2	6,5
M10	16	18,7	8
M12	19	20,9	10
M14	22	23,9	11
M16	24	26,2	13
M18	27	29,6	15
M20	30	33,0	15
M22	32	35,0	18
M24	36	39,6	19
M27	41	45,2	22
M30	46	50,9	24
M33	50	55,4	26
M36	55	60,8	29
M42	65	72,1	34
M48	75	83,4	38

Exemplu de notare: Piuliță B-M10 STAS 922-75 grupa 5.

Piulițe precise și semiprecise (Extras din STAS 4071-80)

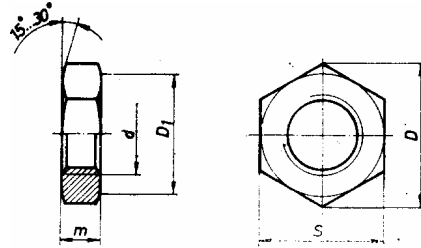


Dimensiuni în mm

Filet d	S	D _{min}	m	Filet d	S	D _{min}	m	Filet d	S	D _{min}	m
M5	8	8,79	3,2	M16	24	26,75	11	(M33)	50	55,80	26
M6	10	11,05	4	(M18)	27	30,14	13	(M36)	55	61,31	29
M7	11	12,12	5	M20	30	33,53	16	M42	65	72,09	34
M8	13	14,38	5,5	(M22)	32	35,72	18	M48	75	83,91	38
M10	17	18,90	6,5	M24	36	39,98	19				
M12	19	21,10	8	(M27)	41	45,63	22				
(M14)	22	24,49	10	M30	46	51,28	24				

Exemple de notare: Piulițe M12 STAS 4071-80 grupa 8.

Piulițe hexagonale joase STAS 4373-80

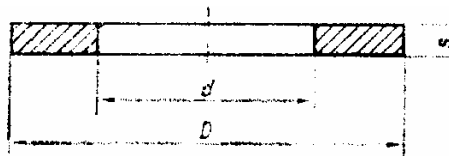


Dimensiuni in mm

filet d	S	D _{min}	m	filet d	S	D _{min}	m
M6	10	10,9	4	M22	32	35,0	10
M8	13	14,2	5	M24	36	39,6	10
M10	17	18,7	6	M27	41	45,2	12
M12	19	20,9	7	M30	46	50,9	12
M14	22	23,9	8	M33	50	55,4	14
M16	24	26,2	8	M36	55	60,8	14
M18	27	29,6	9	M42	65	72,1	16
M20	30	33,0	9	M48	75	83,4	18

Exemplu de notare Piuliță sp M12 STAS 4373-80

Șaibe plate pentru metal (Extras din stas 1388-72)



Dimensiuni în mm

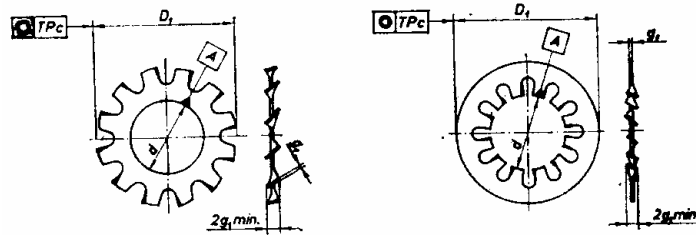
Filetul șurubului	d	D	s
M6	7	12,5	1,6
M7	8	14	1,6
M8	10	17	1,6
M10	12	24	2
M12	15	24	2,5
M14	17	28	2,5
M16	19	30	3
M18	22	34	3
M20	24	37	3
M22	26	39	3
M24	28	41	4
M27	32	50	4
M30	35	56	4
M33	38	60	5
M36	42	66	5
M38	45	72	6
M42	48	78	7
M45	52	85	7
M48	56	92	7

Exemplu de notare: Șaibă 10 STAS 1388-72.

Șaibe elastice cu dinți (Extras din STAS 10 481-78)

Forma E

Forma I

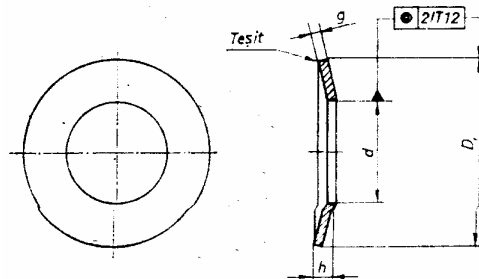


Dimensiuni in mm

Filet surub	d H13	D ₁ H14	D ₂ H14	D ₃	g ₁	g ₂	g ₃	Forma /nr. de dinți	
								E	I
M5	5,3	10	17,9	9,8	0,6	0,8	0,3	8	8
M6	6,4	11	19,2	11,8	0,7	0,9	0,4	8	8
M7	7,4	12,5	20,4	-	0,8	1	-	8	8
M8	8,4	15	22,6	15,3	0,8	1	0,4	8	8
M10	10,5	18	26,4	19	0,9	1,2	0,5	9	9
M12	13	20,5	30,4	23	1	1,2	0,5	10	10
M14	15	24	33,7	26,2	1	1,5	0,6	10	10
M16	17	26	36,1	30,2	1,2	1,5	0,6	12	12
M18	19	30	-	-	1,4	-	-	12	12
M20	21	33	-	-	1,4	-	-	12	12
M22	23	36	-	-	1,5	-	-	14	14
M24	25	38	-	-	1,5	-	-	14	14
M27	28	44	-	-	1,6	-	-	14	14
M30	31	48	-	-	1,6	-	-	14	14

Exemplu de notare: Saiba E M10 STAS 10

Șaibe conice elastice (Extras din STAS 11132-79)

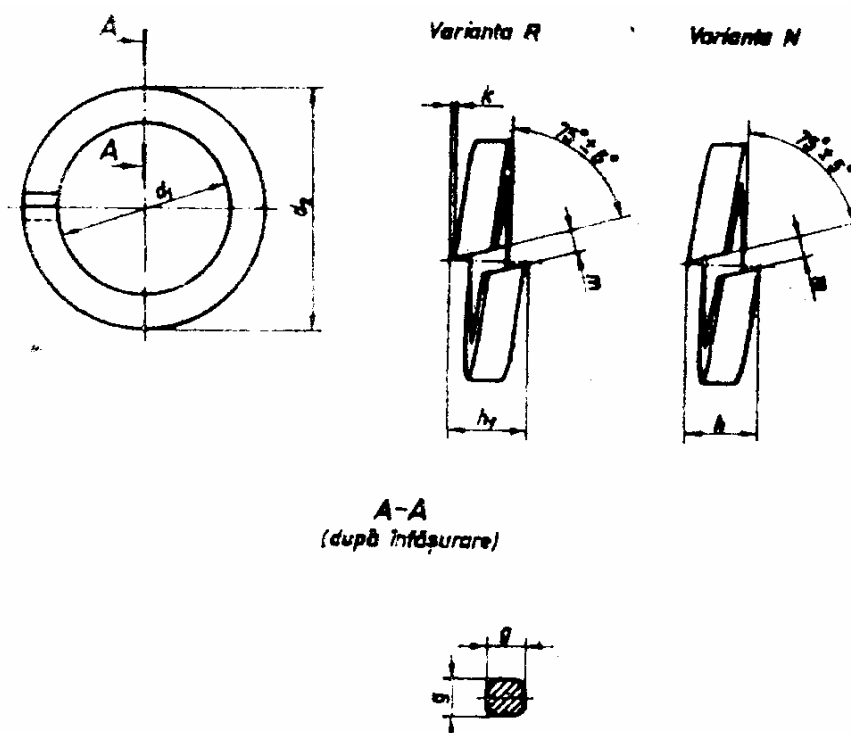


Dimensiuni in mm

Filet surub sau piulita	d H14	D h14	h _{min}	g	Filet surub sau piulita	d H14	D h14	h _{min}	g
M4	4,3	9	1,12	1	M16	17	39	4,58	4
M5	5,3	11	1,35	1,2	M18	19	42	5,08	4,5
M6	6,4	14	1,7	1,5	M20	21	45	5,6	5
M7	7,4	17	2	1,75	M22	23	49	6,15	5,5
M18	8,4	18	2,24	2	M24	25	56	6,77	6
M10	10,5	23	2,8	2,5	M27	28	60	7,3	6,5
M12	13	29	3,43	3	M30	31	70	8	7
M14	15	35	4,04	3,5					

Exemplu de notare: Șaiba conică M8 STAS 11132-79-fosfatat

Șaibe Grower (Extras din STAS 7666/2-80)



Dimensiuni in mm

Mărimea	d_1	d_2	g	Mărimea	d_1	d_2	g
2	2,1	3,1	0,6	20	20,5	29,5	4,5
2,5	2,6	3,8	0,8	22	22,5	31,5	5
3	3,1	4,7	1	24	24,5	35,5	5,5
4	4,1	6,1	1,2	27	27,5	39,5	6
5	5,1	7,5	1,4	30	30,5	43,5	6,5
6	6,1	8,9	1,6	33	33,5	47,5	7
8	8,2	12,2	2	36	36,5	52,5	8
10	10,2	15,2	2,5	39	39,5	56,5	8,5
12	12,2	18,2	3	42	42,5	60,5	9
14	14,2	20,6	3,2	45	45,5	64,5	9,5
16	16,3	23,3	3,5	48	48,5	68,5	10
18	18,3	26,3	4				

Exemplu de notare: Saiba Grower N12 STAS 7666/2-80

Țăbe de siguranță (Extras din STAS 2241/2-80)

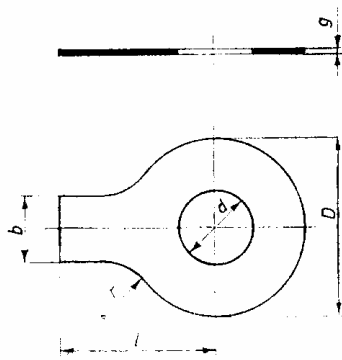


Fig. 1

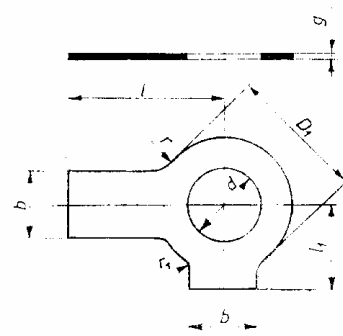


Fig. 2

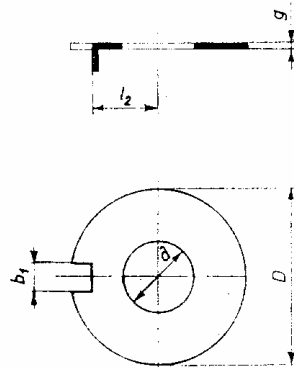


Fig. 3

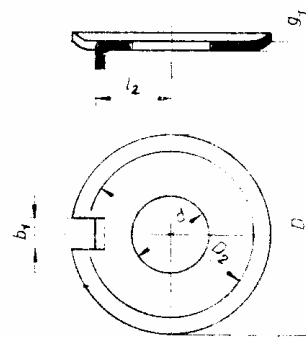
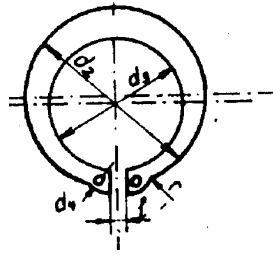


Fig. 4

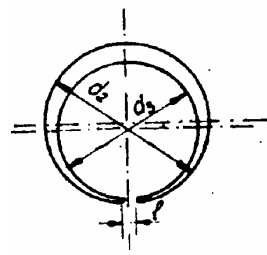
Dimensiuni in mm

Diam. țurub	d	D	D ₁	D ₂	b	b ₁	g	g ₁	l	l ₁	l ₂	r	r ₁
2,5	2,8	10	7		3	2	0,4	-	12	5	3,5	2,5	1,6
3	3,2	12	7	8	4	2,5	0,4	0,5	13	5	4,5	2,5	1,6
4	4,3	14	9	10	5	2,5	0,4	0,5	14	6,5	5,5	2,5	2,5
5	5,3	17	10	12	6	3,5	0,5	1	16	8	7	2,5	2,5
6	6,4	19	12,5	14	7	3,5	0,5	1	18	9	7,5	4	4
8	8,4	22	17	16	8	3,5	0,8	1,6	20	11	8,5	4	4
10	10,5	26	21	20	10	4,5	0,8	1,6	22	13	10	6	4
12	13	30	24	24	12	4,5	1	1,6	28	15	12	10	6
14	15	33	28	27	12	4,5	1	1,6	28	16	13	10	6
16	17	36	30	30	15	5,5	1	1,6	32	18	15	10	6
18	19	40	34	34	18	6,5	1	1,6	36	20	18	10	6
20	21	42	36	36	18	6,5	1	1,6	36	21	18	10	6
22	23	50	39	43	20	7,5	1	1,6	42	23	20	10	6
24	25	50	44	43	20	7,5	1	1,6	42	25	21	10	6
27	28	58	50	50	23	8,5	1,5	2	48	29	23	16	6
30	31	63	56	55	26	8,5	1,5	2	52	32	25	16	10
33	34	68	60	60	28	9,5	1,5	2	56	34	28	16	10
36	37	75	66	67	30	11	1,5	2	60	38	31	16	10
42	43	88	78	80	35	11	1,5	2	70	44	36	16	10
48	50	100	92	90	40	13	1,5	2	80	50	40	16	10

ANEXA 42. Inele elastice pentru arbori



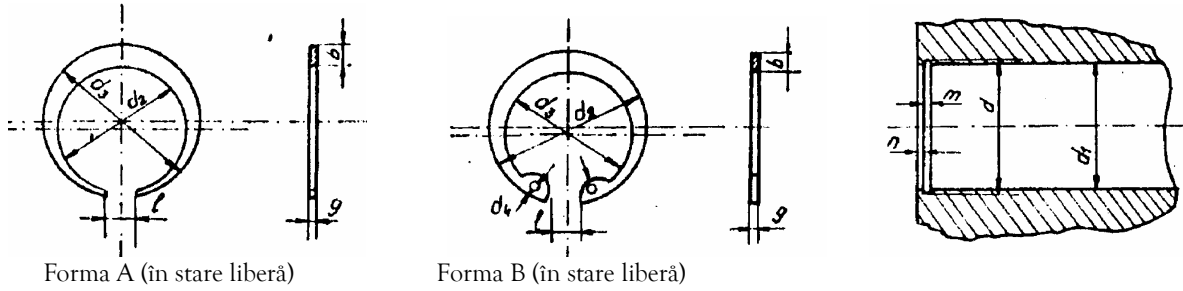
Forma A (în stare liberă)



Forma B (în stare liberă)

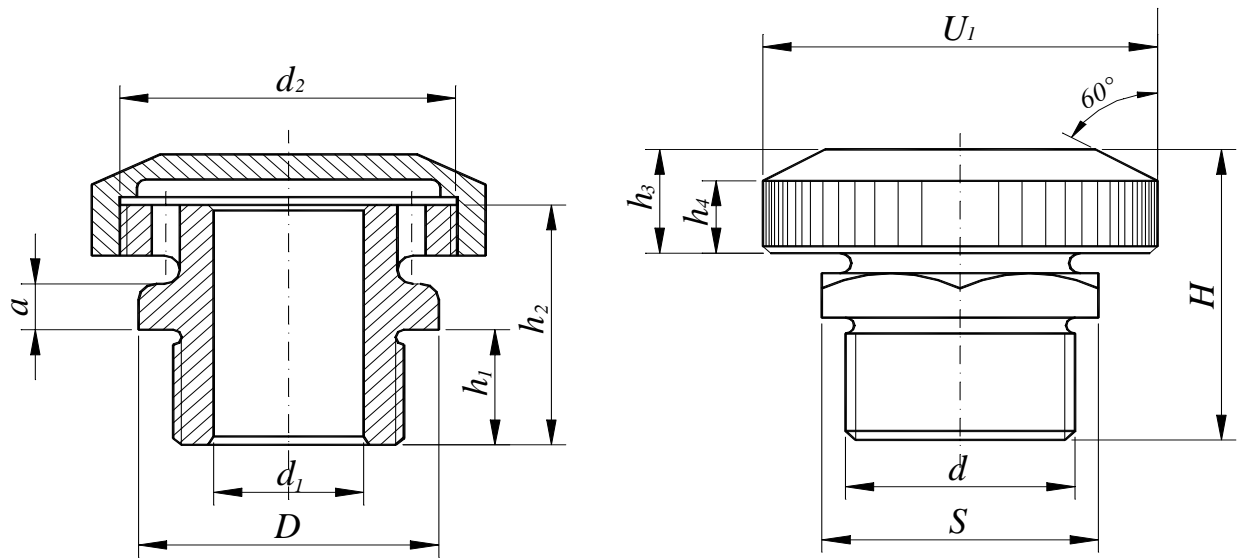
d nomi.	d ₁	m	n min.	d ₂	d ₃	b	g je 6	ℓ	r	d ₄
15	14,3	1,1	1,5	13,8	17,8	2,5	1	1	1	1,7
17	16,2	1,1	1,5	16,7	19,5	2,5	1	1	1,2	1,7
18	17	1,3	1,5	16,5	20,7	2,7	1,2	1	1,2	1,7
20	19	1,3	1,5	18,5	22,7	2,7	1,2	2	1,2	2
25	23,9	1,3	1,5	23,2	28	3,1	1,2	2	1,5	2
28	26,6	1,6	1,5	25,9	30,7	3,1	1,5	2	1,5	2
30	28,6	1,6	1,5	27,9	33,3	3,5	1,5	2	1,5	2
32	30,3	1,6	1,5	29,6	35	3,5	1,5	2	2	2
35	33	1,6	1,5	32,2	38,4	4	1,5	2	2	2,5
38	36	1,6	2	35,3	42,2	4,5	1,5	2	2,5	2,5
40	37,5	1,6	2	36,5	43,5	4,5	1,5	2	2,5	2,5
42	39,5	2,15	2	38,5	45,5	4,5	1,75	2,5	2,5	2,5
45	42,5	2,15	2	41,5	49,1	4,8	,75	2,5	2,5	2,5
48	45,5	2,15	2	44,5	52,1	4,8	1,75	2,5	3	2,5
50	47	2,15	2	45,8	53,8	5	2	2,5	3	2,5
55	52	2,15	2	50,8	58,6	5	2	2,5	3	2,5
56	53	2,15	2	51,8	59,6	5	2	2,5	3	2,5
60	57	2,15	2	55,8	64,6	5,5	2	2,5	3	2,5
63	60	2,15	2	58,8	67,6	5,5	2,5	3	3	2,5
65	62	2,65	2,5	60,8	71,4	6,4	2,5	3	3,5	2,5
70	67	2,65	2,5	65,8	76,1	6,4	2,5	3	3,5	2,5
75	72	2,65	2,5	70,5	81,3	7	2,5	3	3,5	2,5
80	76,5	2,65	2,5	74,5	87,1	7,4	2,5	3	3,5	2,5
85	81,5	3,15	3	79,5	92,7	8	3	3	3,5	3
90	86,5	3,15	3	81,5	91,7	8	3	3	3,5	3
95	91,5	3,15	3	89,5	103,9	8,6	3	3	3,5	3
100	96,5	3,15	3	94,5	109,1	9	3	4	5	3
105	101	4,15	4	98	113,6	9,5	4	4	5	3
110	106	4,15	4	103	118,6	9,5	4	4	5	3
120	116	4,15	4	113	130,2	10,3	4	4	5	3
130	126	4,15	4	123	141,6	11	4	4	5	3,5
140	136	4,15	4	133	151,6	11	4	4	5	3,5
150	145	4,15	4	142	161,3	11,6	4	4	5	3,5
160	155	4,15	4	151	171,4	12,2	4	4	5	3,5
170	165	4,15	4	160,5	182,3	12,9	4	4	-	4
180	175	4,15	4	210,5	193,5	13,5	4	4	-	4
190	185	4,15	4	180,5	204,5	14	4	4	-	4
200	195	4,15	4	190,5	214,5	14	4	4	-	4
220	214	5,15	7	208	232	14	5	5	-	4
240	234	5,15	7	228	252	14	5	5	-	4
250	244	5,15	7	238	262	14	5	5	-	4

ANEXA 43. Inele elastice pentru alezaje



d	d ₁	m	n min.	d ₂	d ₃	b	g	ℓ	r	d ₄
40	42,5	1,6	2	43,5	37,3	4	1,3	3	15	2,5
42	44,5	1,6	2	45,5	39,3	4	1,5	3	15	2,5
45	47,5	1,6	2	48,5	41,5	4,5	1,5	3	17	2,5
47	49,5	2,15	2	50,5	43,5	4,5	2	3	17	2,5
48	50,5	2,15	2	51,5	44,5	4,5	2	3	17	2,5
50	53	2,15	2	54,2	47,4	4,5	2	3	18	2,5
52	55	2,15	2	58,2	48,2	5,1	2	3,5	18	2,5
55	58	2,15	2	59,2	51,2	5,1	2	3,5	18	2,5
56	59	2,15	2	60,2	52,2	5,1	2	3,5	18	2,5
58	60	2,15	2	62,2	54,2	5,1	2	3,5	18	2,5
60	63	2,15	2	64,2	65,6	5,5	2	3,5	18	2,5
62	65	2,15	2	66,2	57,8	5,5	2	3,5	18	2,5
63	66	2,65	2,5	67,2	58,8	5,5	2,5	3,5	18	2,5
65	68	2,65	2,5	69,2	60,8	5,5	2,5	3,5	18	2,5
68	71	2,65	2,5	72,5	63,3	6	2,5	3,5	20	2,5
70	73	2,65	2,5	74,5	65,3	6	2,5	3,5	20	2,5
72	75	2,65	2,5	76,5	66,1	6,6	2,5	3,5	20	2,5
75	78	2,65	2,5	79,5	69,1	6,6	2,5	3,5	20	2,5
78	81	2,65	2,5	82,5	72,1	6,6	2,5	3,5	20	2,5
80	83,5	2,65	2,5	85,5	74,7	7	2,5	3,5	20	2,5
85	88,5	3,15	3	90,5	79,7	7	3	3,5	20	3
90	93,5	3,15	3	95,5	83,7	7,6	3	3,5	20	3
95	98,5	3,15	3	100,5	88,3	8	3	3,5	20	3
100	103,5	3,15	3	105,5	92,7	8,3	3	3,5	20	3
110	114	4,15	4	117	103,4	8,9	4	3,5	25	3
115	119	4,15	4	122	107,2	9,5	4	3,5	25	3
120	124	4,15	4	127	112,8	9,5	4	3,5	25	3
125	129	4,15	4	132	117	10	4	3,5	25	3,5
130	134	4,15	4	137	122	10	4	3,5	25	3,5
140	144	4,15	4	147	130,4	10,8	4	3,5	25	3,5
150	155	4,15	4	158	140,2	11,5	4	3,5	30	3,5
160	165	4,15	4	169	150,2	12	4	3,5	30	3,5
165	170	4,15	4	174,5	155,1	12	4	3,5	35	3,5
170	175	4,15	4	179,5	160,7	12	4	-	35	4
175	180	4,15	4	184,5	164,6	12,5	4	-	35	4
180	185	4,15	4	189,5	168,3	13	4	-	40	4
190	195	4,15	4	199,5	177,5	13,5	4	-	40	4
200	205	4,15	4	209,5	186,7	14	4	-	45	4
220	226	5,15	7	232	209,2	14	5	-	45	4
240	246	5,15	7	252	229,2	14	5	-	55	4
250	256	5,15	7	262	239,2	14	5	-	55	4

ANEXA 44. Dopuri de aerisire



Dimensiuni în mm

d	d_1	D	S	h_1	h_2	a	d_2	D_1	H
M20	12	29,56	27	10	25	5	M36	40	≈ 30
M27	18	39,55	36	15	35	6	M42	48	≈ 40
M36	26	50,85	46	20	20	8	M56	63	≈ 52

ANEXA 45. Toleranțe de uz general pentru arbori și alezaje

Dimensiune nominală, mm		Câmpul de toleranță														
De la	Pana la	h5	h6	h7	h8	h9	k5	k6	k7	m5	m6	m7	n6	n7	p6	p7
10	18	0 -8	0 -11	0 -18	0 -27	0 -43	+9 +1	+12 +1	+19 +1	+15 +7	+18 +7	+25 +7	+23 +12	+30 +12	+29 +18	+43 +22
18	30	0 -9	0 -13	0 -21	0 -33	0 -52	+11 +2	+15 +2	+23 +2	+17 +8	+21 +8	+29 +8	+28 +15	+36 +15	+35 +22	+45 +25
30	50	0 -11	0 -13	0 -25	0 -39	0 -62	+13 +2	+18 +2	+27 +22	+20 +9	+25 +9	+34 +9	+33 +17	+42 +17	+42 +26	+51 +26
50	80	0 -13	0 -19	0 -30	0 -46	0 -74	+15 +2	+21 +26	+32 +2	+24 +11	+30 +11	+41 +11	+39 +20	+50 +20	+52 +32	+62 +32
80	120	0 -15	0 -22	0 -35	0 -54	0 -87	+18 +3	+25 +3	+38 +3	+28 +13	+35 +13	+48 +13	+43 +23	+58 +23	+59 +37	+72 +37
120	180	0 -18	0 -25	0 -40	0 -63	0 -100	+21 +3	+28 +3	+43 +3	+33 +15	+40 +15	+55 15	+52 +27	+67 +27	+63 +43	+83 +43
180	250	0 -20	0 -29	0 -46	0 -72	0 -115	+24 +4	+33 +4	+50 +4	+37 +17	+46 +17	+63 +17	+60 +31	+71 +31	+79 +50	+96 +50
250	315	0 -23	0 -32	0 -52	0 -81	0 -130	+27 +4	+36 +4	+56 +4	+43 +20	+52 +20	+72 +20	+66 +34	+86 +34	+88 +56	+108 +56
315	400	0 -25	0 -36	0 -57	0 -89	0 -140	+29 +4	+40 +4	+61 +4	+46 +21	+57 +21	+78 +21	+73 +37	+94 +37	+98 +62	+119 +62

Dimensiunea nominală, mm		Câmpul de toleranță				
De la	Pana la	H6	H7	H8	H9	H10
10	18	+11 0	+18 0	+27 0	+43 0	+70 0
18	30	+13 0	+21 0	+23 0	+52 0	+84 0
30	50	+16 0	+25 0	+33 0	+62 0	+100 0
50	80	+19 0	+30 0	+39 0	+74 0	+120 0
80	120	+22 0	+35 0	+46 0	+87 0	+140 0
120	180	+25 0	+40 0	+54 0	+100 0	+160 0
180	250	+29 0	+45 0	+63 0	+115 0	+185 0
250	315	+32 0	+52 0	+72 0	+130 0	+210 0
315	400	+36 0	+57 0	+81 0	+140 0	+230 0

ANEXA 46. Toleranțe și abateri de formă și de poziție

Toleranțe la paralelism, la perpendicularitate, la înclinare și la bătaia frontală (μm)
 Extrase din STAS 7391/3-74 și STAS 7391/5-74)

Dimensiune nominală		Treapta de precizie				
peste	Pâna la	V	VI	VII	VIII	IX
	10	2,5	4	6	10	16
10	16	3	5	8	12	20
16	25	4	6	10	16	25
25	40	5	8	12	20	30
40	63	6	10	16	25	40
63	100	8	12	20	30	50
100	160	10	16	25	40	60
160	250	12	20	30	50	80
250	400	16	25	40	60	100
400	630	20	30	50	80	120
630	1000	25	40	60	100	160
1000	1600	30	50	80	120	200

Observație: Dimensiune nominală reprezintă lungimea de referință la care se referă condiția de paralelism, perpendicularitate sau înclinare, respectiv diametrul de referință (prescris) la care se referă toleranța bătaii frontale.

Toleranța la coaxialitate, la concentricitate, la simetrie,
 la intersectare și la bătaie radială (μm)
 Extrase din STAS 7391/4-74 și STAS 7391/5-74)

Dimensiune nominală		Treapta de precizie				
peste	Pâna la	V	VI	VII	VIII	IX
	6	8	12	20	30	50
6	18	10	16	25	40	60
18	50	12	20	30	50	80
50	120	16	25	40	60	100
120	250	20	30	50	80	120
250	500	25	40	60	100	160
500	800	30	50	80	120	200

Observații: Dimensiune nominală reprezintă diametrul suprafeței examinate (la toleranța la coaxialitate, la concentricitate). Dacă dimensiunea nominală nu este indicată, atunci toleranța se determină după elementul care are dimensiunea mai mare.

Pentru toleranța bătaii radiale diametrul suprafeței exterioare reprezintă diametrul nominal.

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

Dimensiune nominală		Treapta de precizie				
peste	Pâna la	V	VI	VII	VIII	IX
	10	1,6	2,5	4	6	10
10	16	2	3	5	8	12
16	25	2,5	4	6	10	16
25	40	3	5	8	12	20
40	63	4	6	10	16	25
63	100	5	8	12	20	30
100	160	6	10	16	25	40
160	250	8	12	20	30	50
250	400	10	16	25	40	60
400	630	12	20	30	50	80
630	1000	16	25	40	60	100
1000	1600	20	30	50	80	120

Observație: Dimensiune nominală este lungimea laturii mai mari a suprafeței, dacă condiția se referă la întreaga suprafață, sau lungimea de referință a suprafeței, dacă se referă la o porțiune a suprafeței (în cazul toleranțelor la planitate și la forma dată a suprafeței).

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

Dimensiune nominală		Treapta de precizie				
peste	Pâna la	V	VI	VII	VIII	IX
	3	2	3	5	8	12
3	6	2,5	4	6	10	16
6	18	3	5	8	12	20
18	50	4	6	10	16	25
50	120	5	8	12	20	30
120	260	6	10	16	25	40
260	500	8	12	20	30	50

Observație: Valorile din tabel sunt valabile pentru toleranțele la circularitate, la cilindricitate. Pentru prescrierea toleranței la ovalitate, la conicitate, la forma de butoi, valorile din tabel se vor dubla.

ANEXA 47. Toleranțe generale pentru piese prelucrate prin așchiere

Toleranțe generale pentru piese prelucrate prin așchiere (Extras din STAS 2300-88)

Toleranțele generale dimensionale și geometrice prevăzute în acest standard se aplică la cotele fără indicații de toleranțe. Toleranțele generale la dimensiuni sunt stabilite în patru clase de precizie, în ordinea descrescătoare a preciziei, simbolizate cu literele f, m, c și v.

Tabelul 1 conține abaterile limită pentru dimensiunile liniare, cu excepția înălțimii teșiturii și a razelor de racordare.

Tabelul 1

	Dimensiunea nominală (mm)						
De la	0,5	3	6	30	120	400	1000
pina la	3	6	30	120	400	1000	2000
Clasa de precizie	Abateri limită (mm)						
f	±0,05	±0,05	±0,1	±0,15	±0,2	±0,3	±0,5
m	±0,1	±0,1	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2
c	±0,2	±0,3	±0,5	±0,8	±1,2	±2	±3
v		±0,5	±1	±1,5	±2,5	±1	±5
Clasa de precizie	Toleranțe (mm)						
R	0,004	0,015	0,02	0,045	0,07	0,14	
S	0,008	0,02	0,04	0,08	0,15	0,2	0,3
T	0,025	0,06	0,12	0,25	0,4	0,6	0,9
V	0,1	0,25	0,5	1	1,5	2,5	3,5

Toleranțele generale geometrice sunt stabilite în patru clase de precizie, în ordinea descrescătoare a preciziei, simbolizate cu literele R, S, T și V.

Ele corespund principiului de tolerare pe baza independenței între toleranțele geometrice și dimensionale. Tabelul 2 prezintă toleranța bătaii radiale și a bătaii frontale.

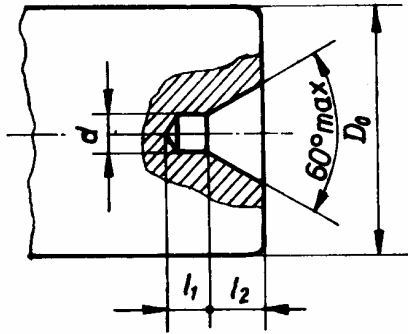
Tabelul 2

Clasa de precizie	R	S	T	V
Toleranță generală la bătaia radială și bătaia frontală	0,1	0,2	0,5	1

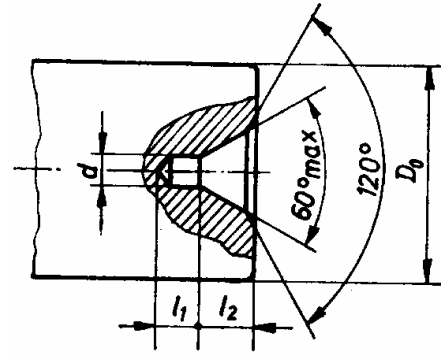
Exemplu de notare:

Pentru cazul în care toleranțele generale dimensionale sunt în clasa de precizie m și toleranțele generale geometrice sunt în clasa de precizie 6 se înscrie în desenul de execuție, deasupra indicatorului, printre alte condiții tehnice notația: Toleranțe mS STAS 2300-88.

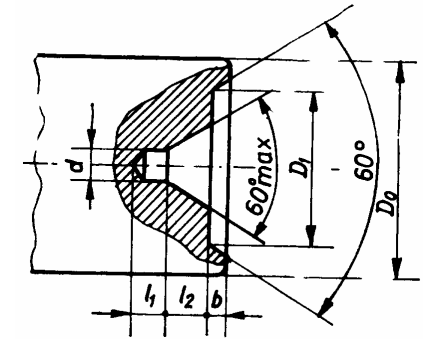
ANEXA 48. Găuri de centrare (extras din STAS 1361/82)



Gaură de centrare forma A



Gaură de centrare forma B



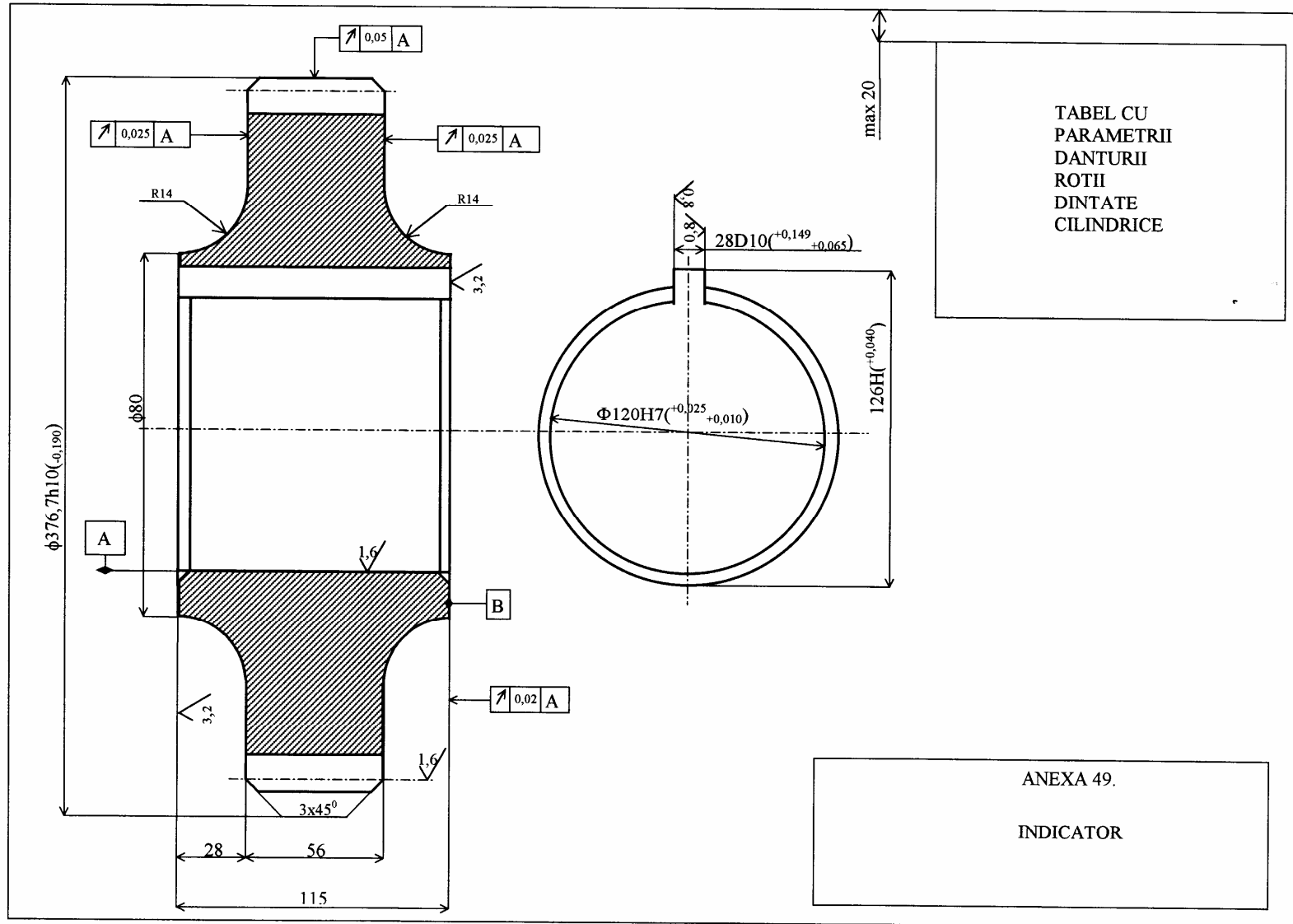
Gaură de centrare forma C

Dimensiunile găurilor de centrare (extras STAS 1361-73)

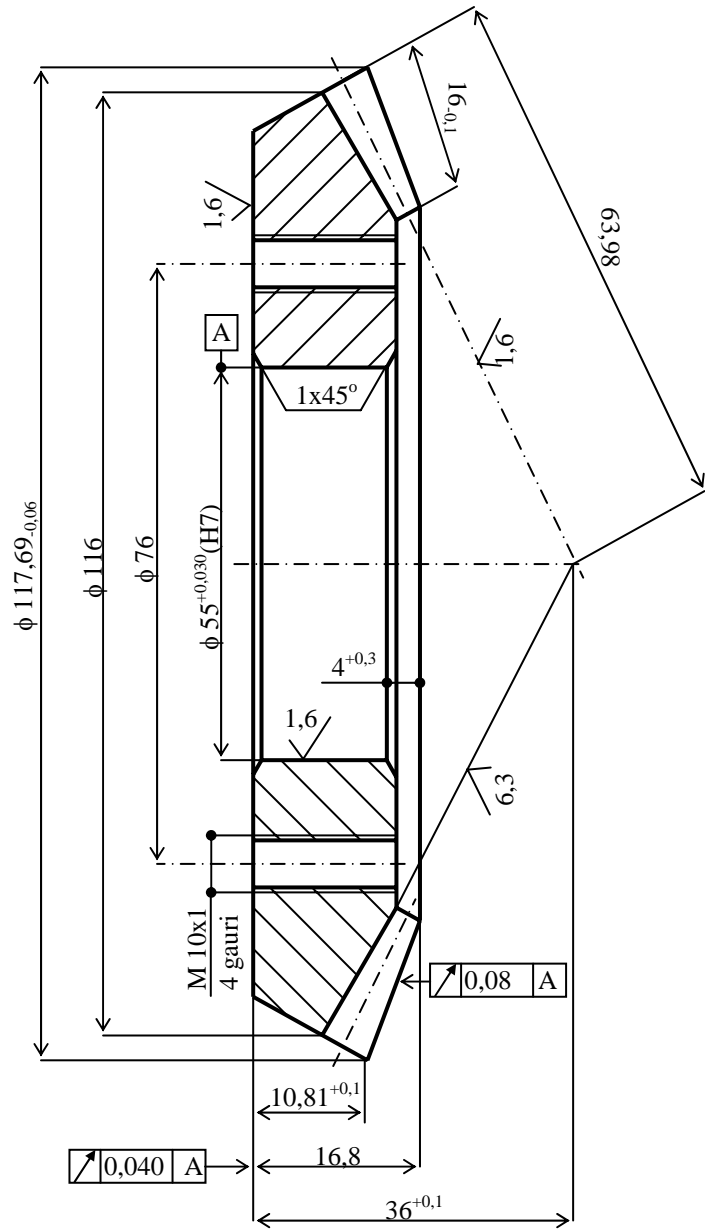
Diametrul pi esei prelucrate D_0 [mm]	d	Forma A		Forma B		d	Forma C		
		l_1 min.	l_2	l_1 min.	l_2		l_1 min.	l_2	b
2 ... 6	(0,8)	1,1	0,78	-	-	1,0	1,3	0,97	0,6
2 ... 16	1,0	1,3	0,97	1,3	1,27	(1,25)	1,6	1,21	0,6
	(1,25)	1,6	1,21	1,6	1,60	1,6	2,0	1,52	0,9
16 ... 32	1,6	2,0	1,52	2,0	1,99	2,0	2,5	1,95	0,9
	2,0	2,5	1,95	2,5	2,54	2,5	3,1	2,42	1,1
32 ... 56	2,5	3,1	2,42	3,1	3,20	3,15	3,9	3,07	1,7
	3,15	3,9	3,07	3,9	4,03	4,0	5,0	3,90	1,7
56 ... 80	4,0	5,0	3,90	5,0	5,05	(5,0)	6,3	4,85	2,3
	(5,0)	6,3	4,85	6,3	6,41	6,3	8,0	5,98	2,9
80 ... 120	6,3	8,0	5,98	8,0	7,36	(8,0)	10,1	7,79	3,5
	(8,0)	10,1	7,79	10,1	9,35	10,0	12,8	9,70	4,3

peste 120	10,0	12,8	9,70	12,8	11,66				
-----------	------	------	------	------	-------	--	--	--	--

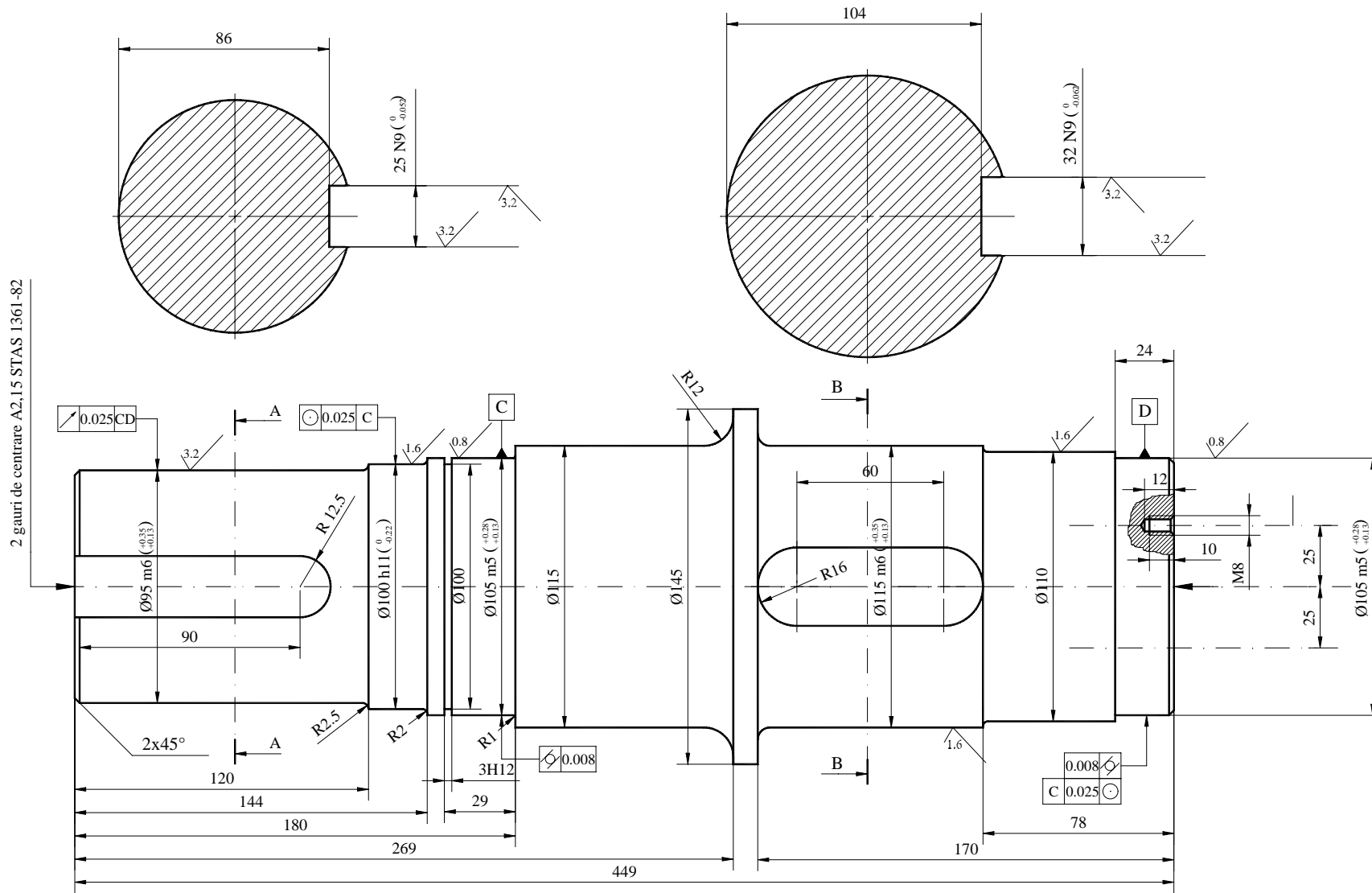
ANEXA 49. Desen de execuție pentru roata dințată cilindrică cu dinți înclinați



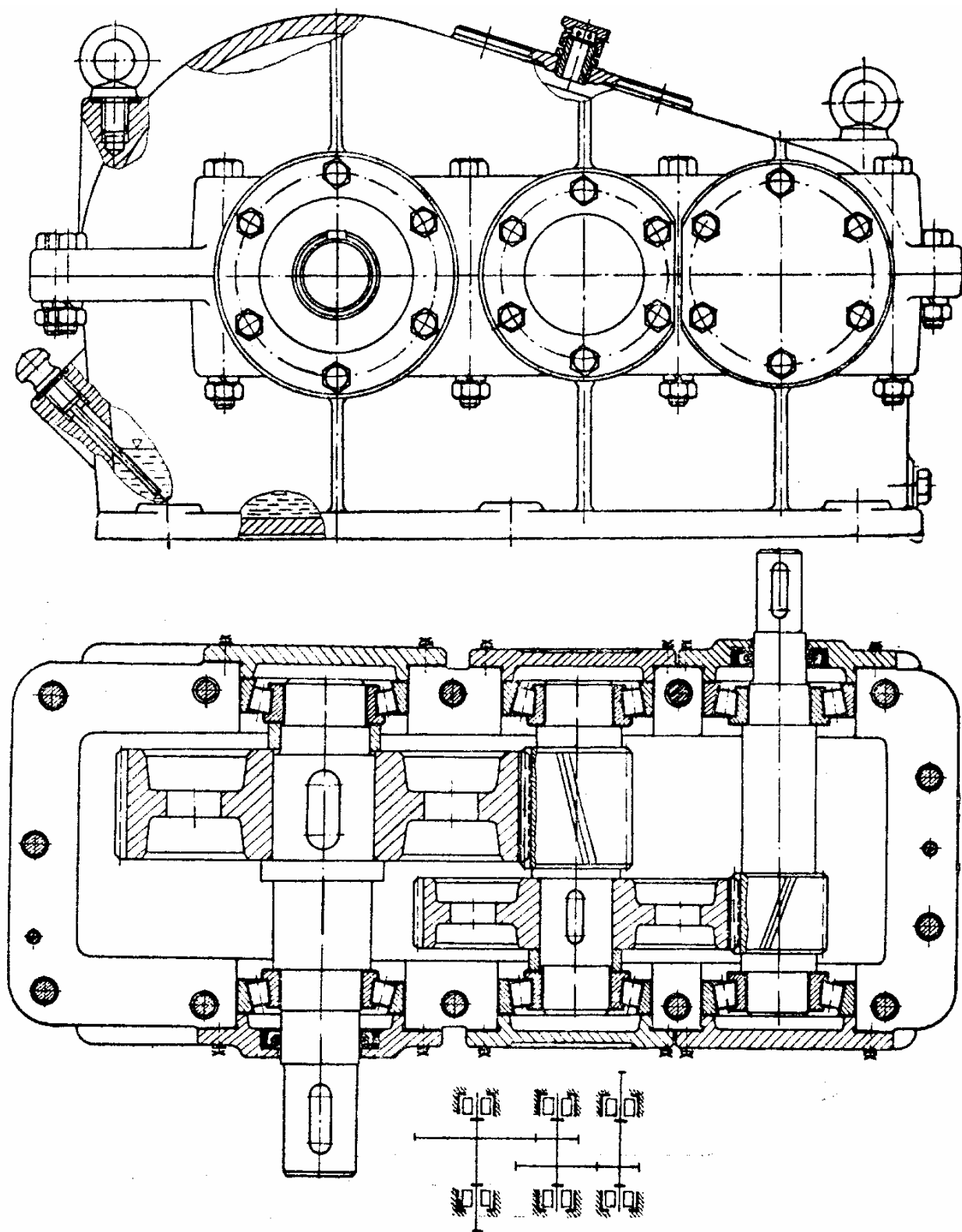
ANEXA 50



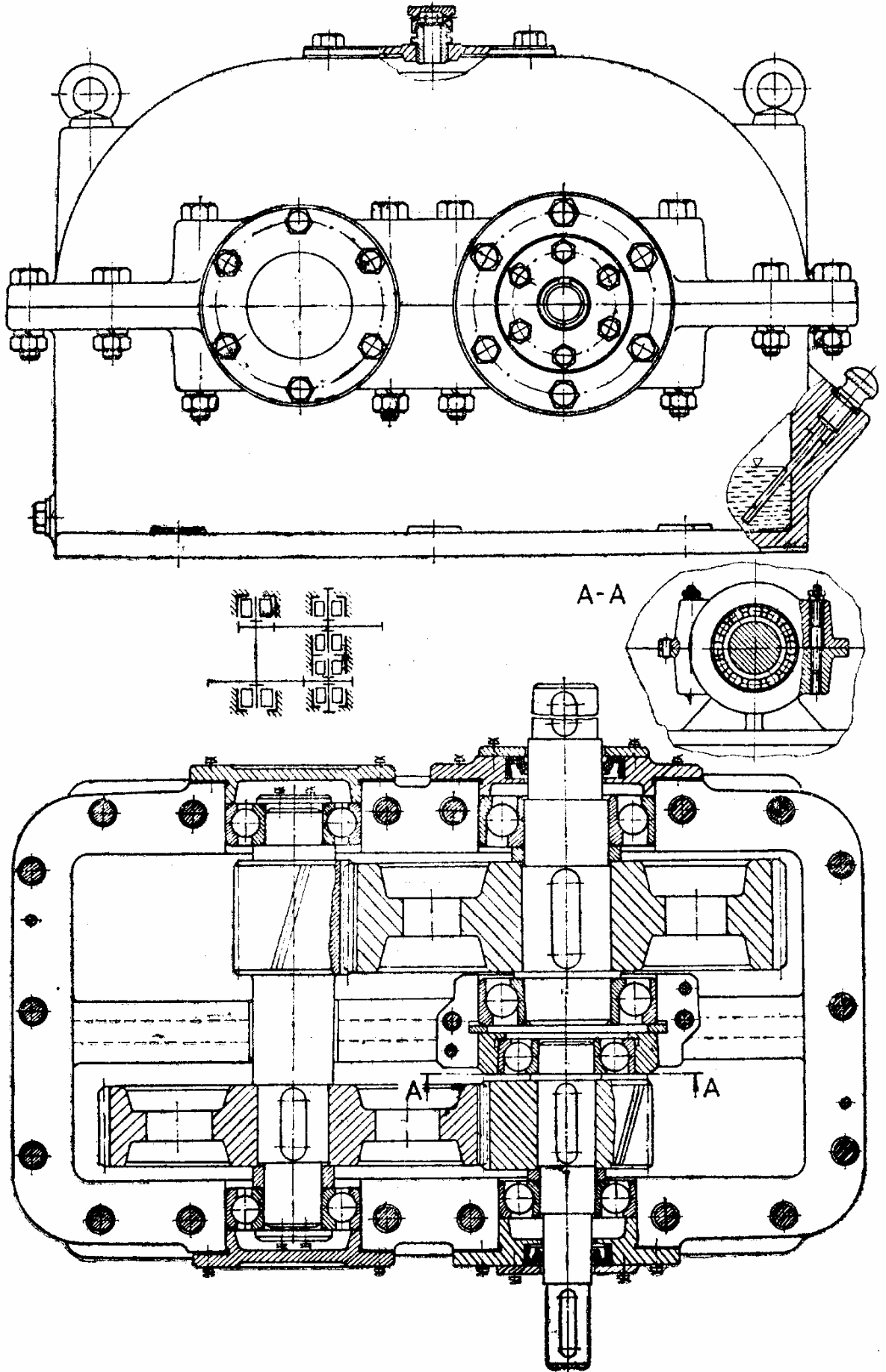
ANEXA 51. Desen de execuție arbore



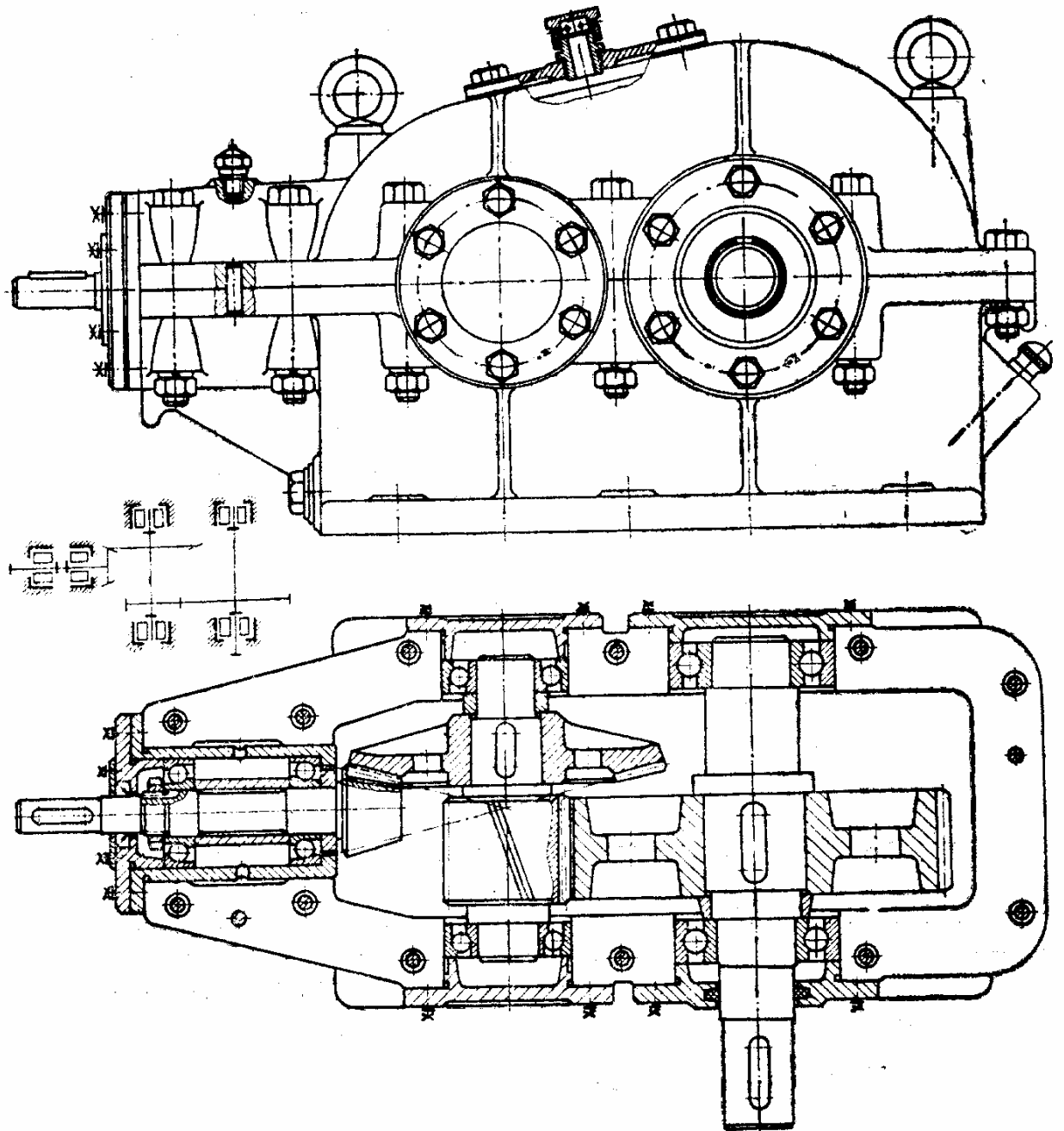
ANEXA 52. Desen de ansamblu reductor cilindric cu două trepte, cu axele în plan orizontal



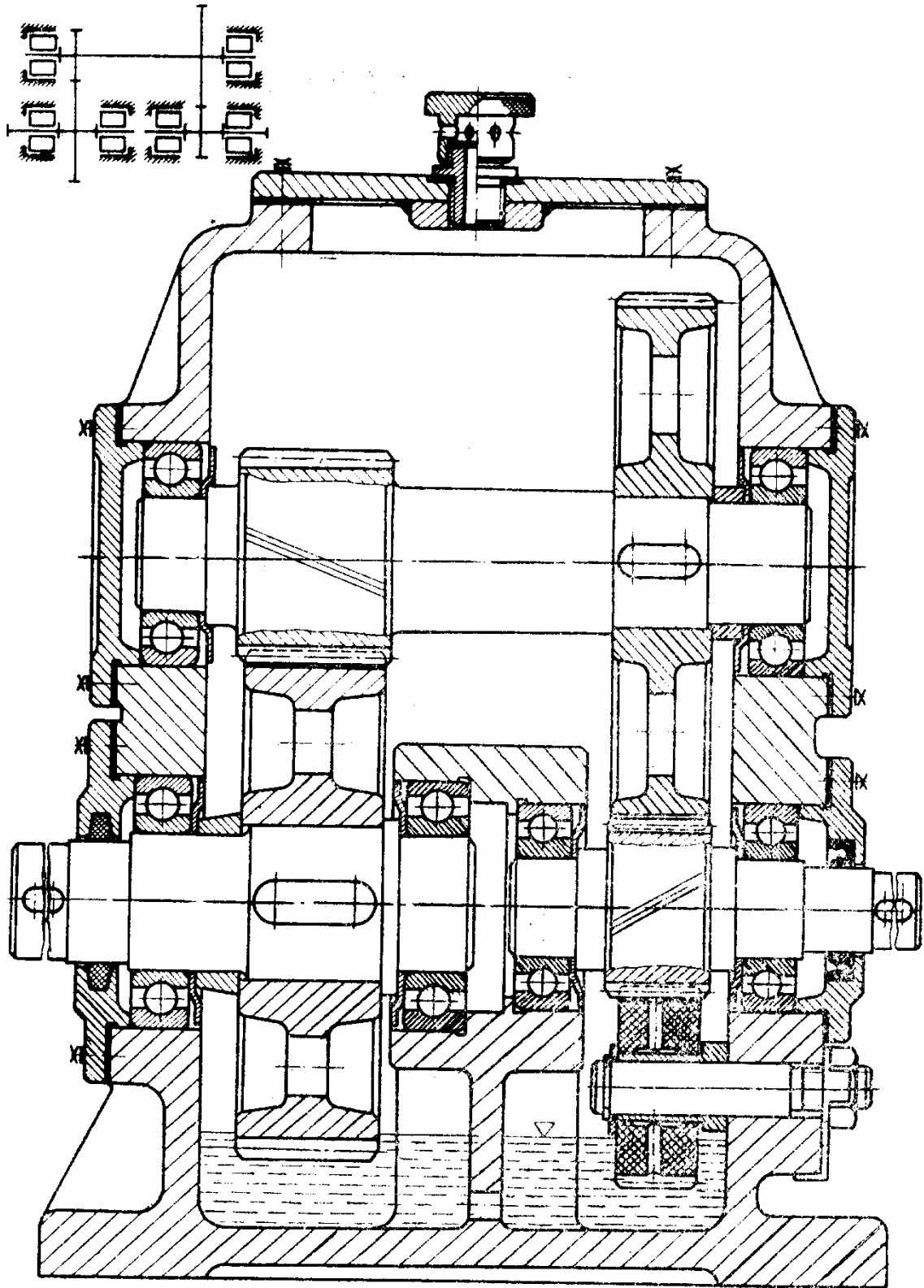
ANEXA 53. Desen de ansamblu reductor cilindric cu două trepte, coaxial, cu axele în plan orizontal



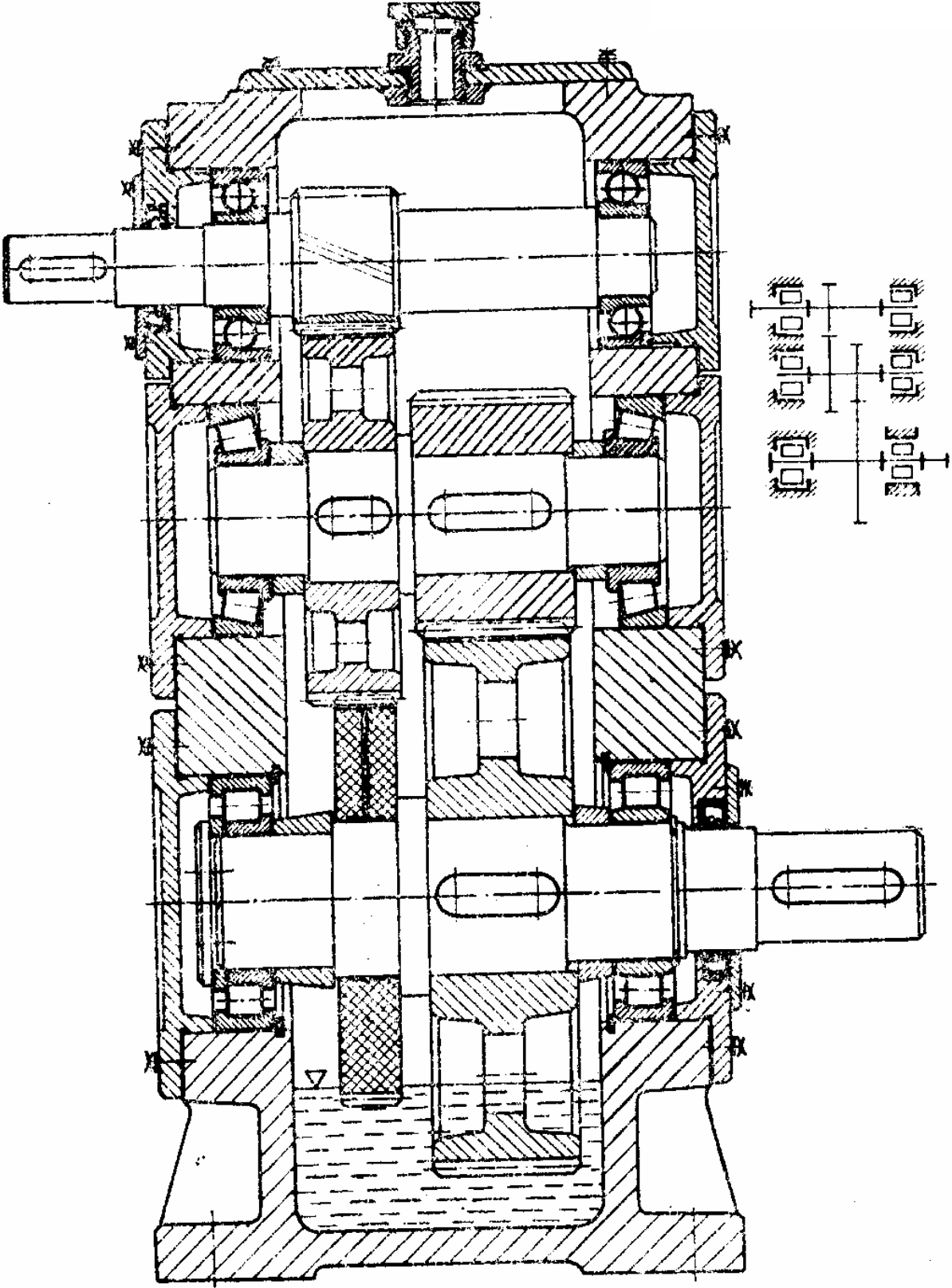
ANEXA 54. Desen de ansamblu reductor conico - cilindric cu axele în plan orizontal



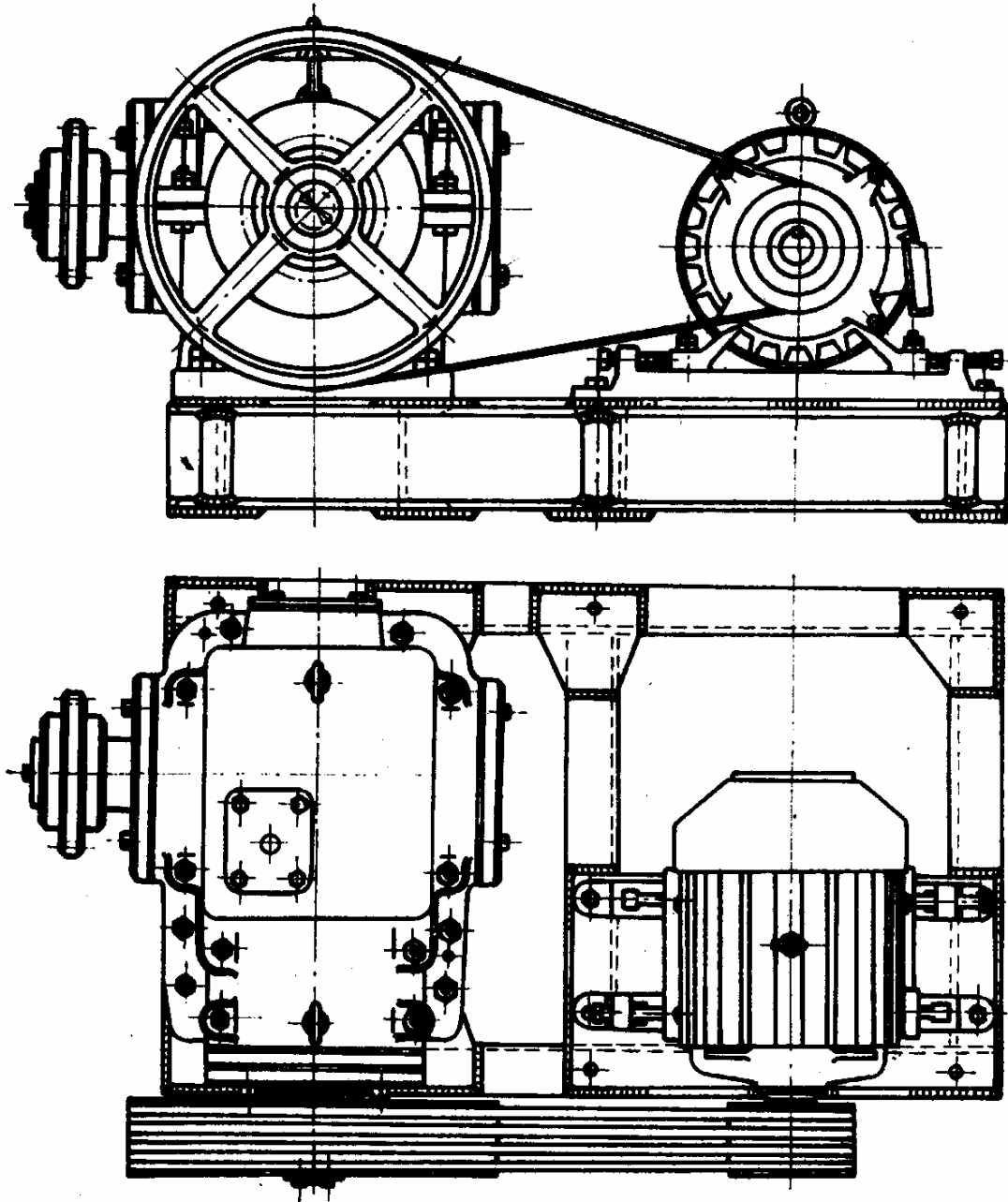
ANEXA 55. Desen ansamblu reductor coaxial cu axele în plan vertical



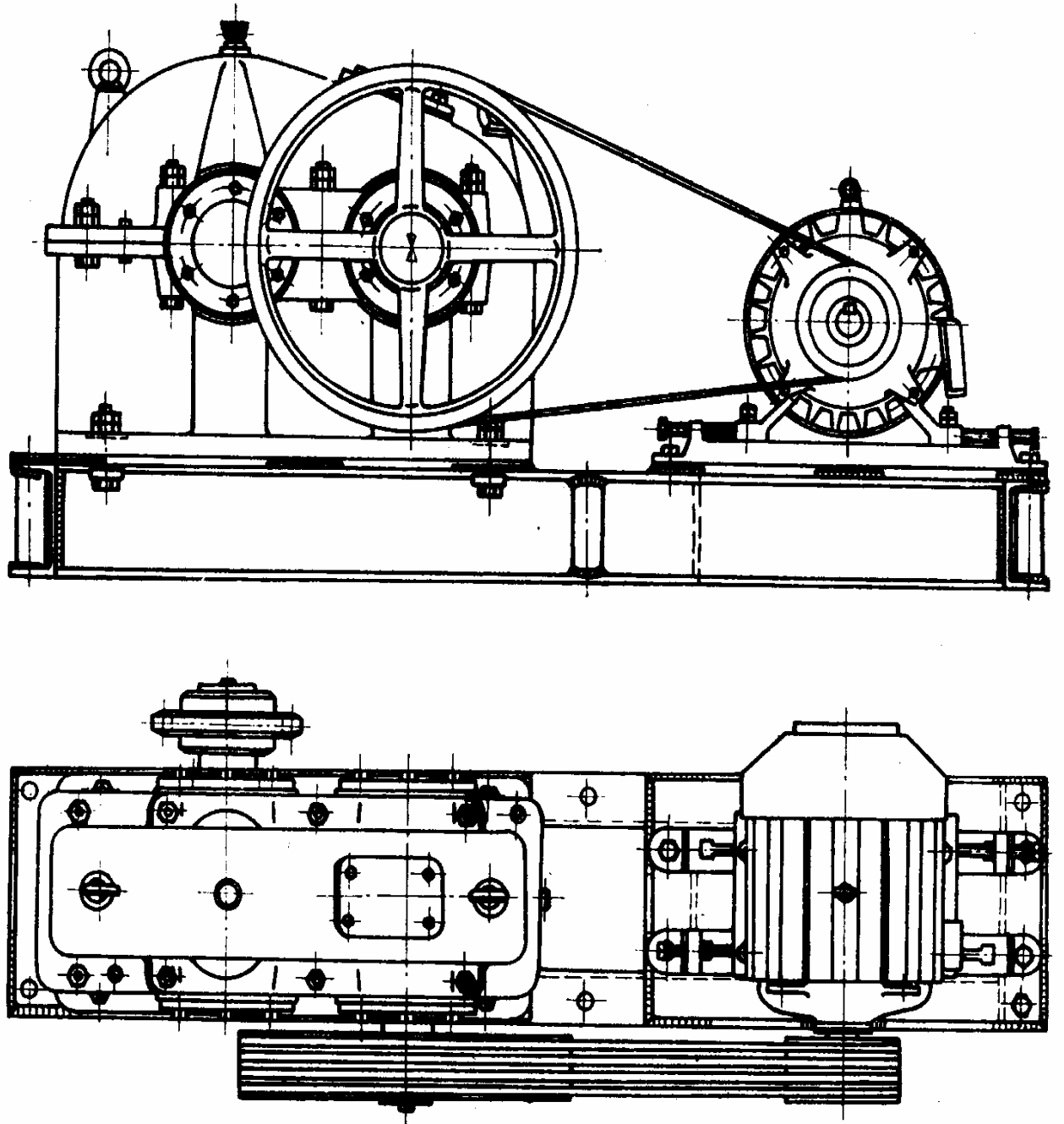
ANEXA 56. Desen ansamblu reductor cilindric cu două trepte, cu axele în plan vertical și roată suplimentară de ungere

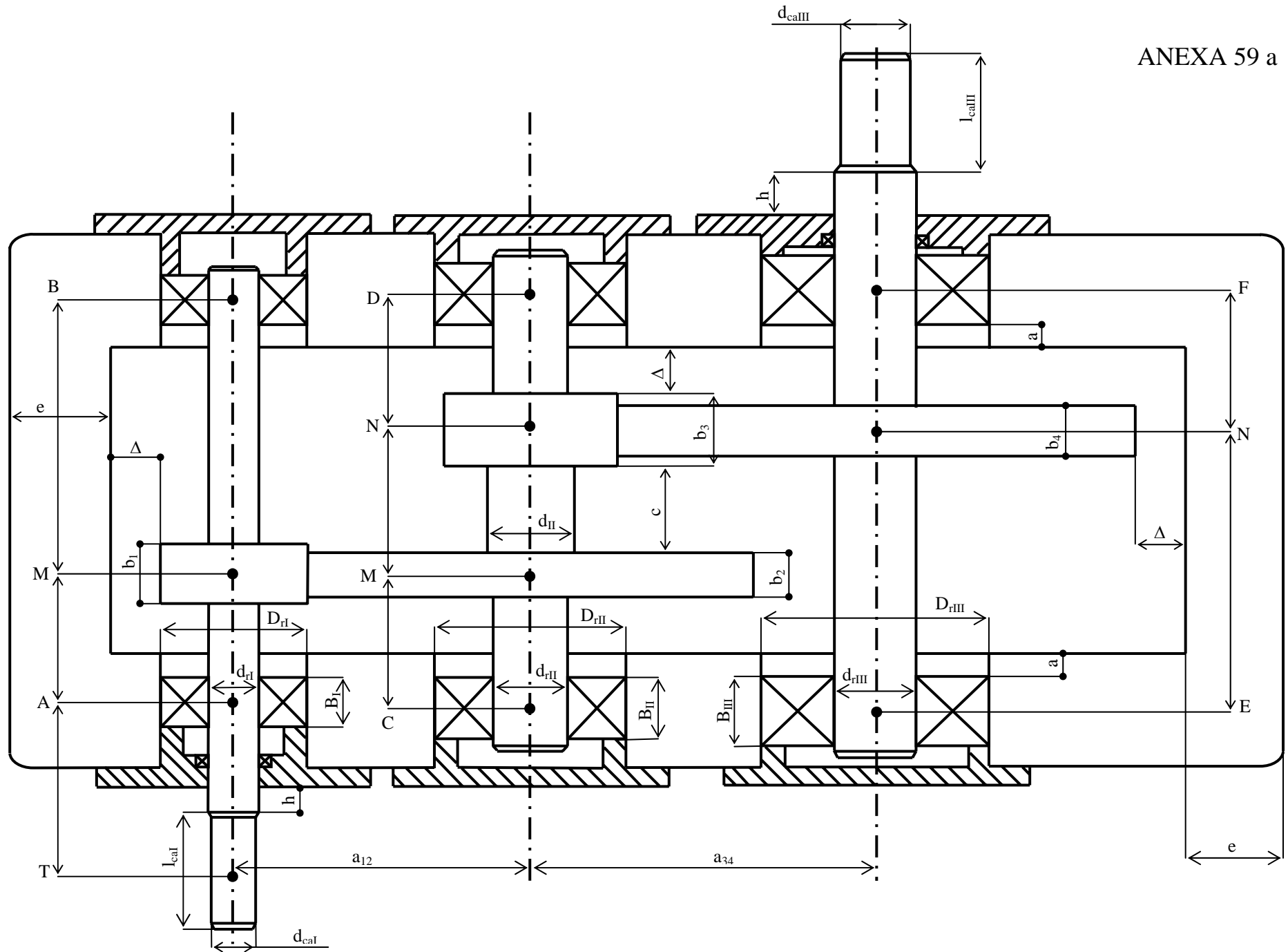


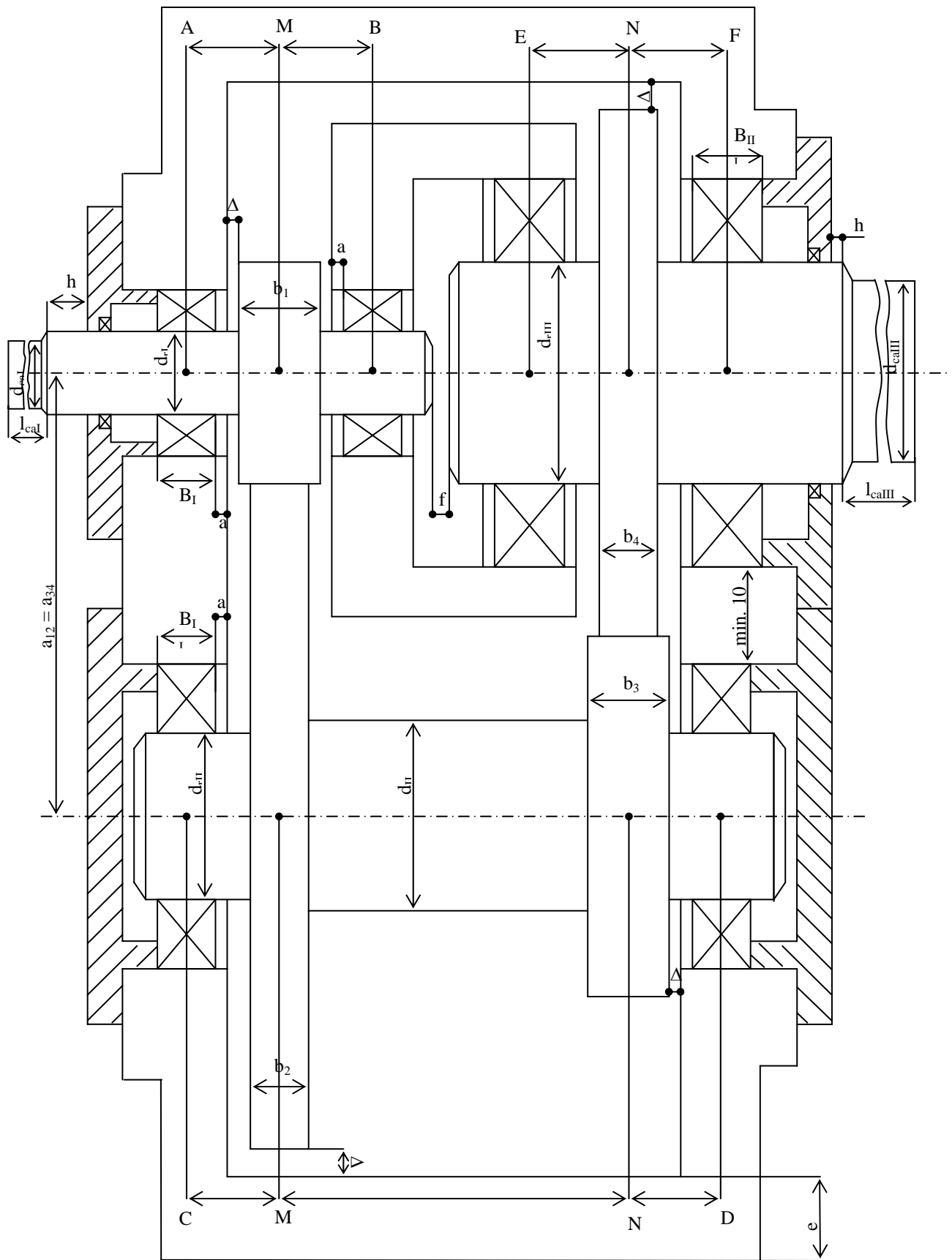
ANEXA 57. Desen de ansamblu transmisie cu reductor conic

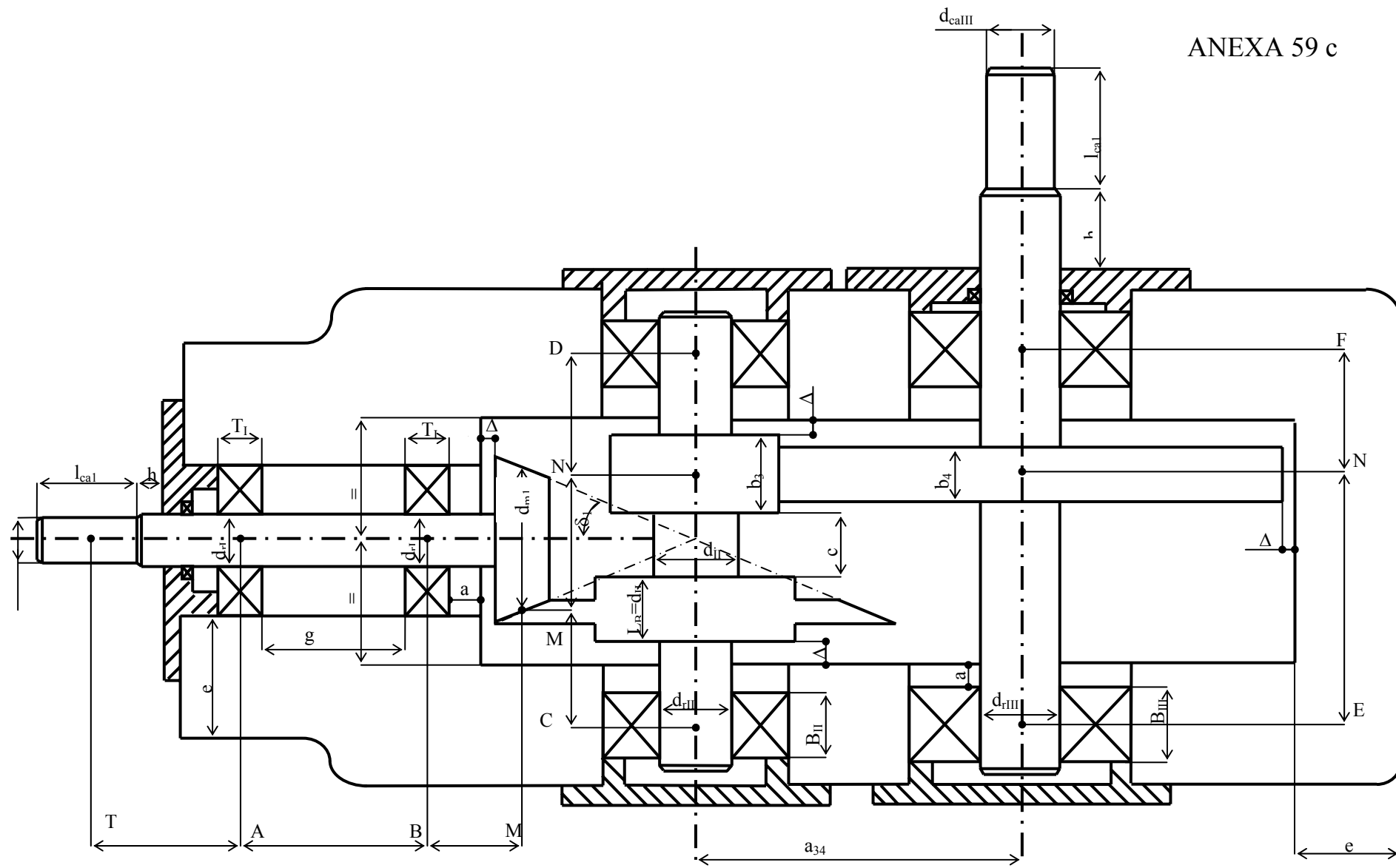


ANEXA 58. Desen de ansamblu transmisie cu reductor cilindric









În anexa 59 a, b, c rulmenții de pe arborii I, II, III sunt cu dimensiuni ale inelului interior arborelui) crescătoare; rulmenții ce reazămă același arbore au aceleași dimensiuni.

- A, B, C, D, E, F - sunt puncte situate la mijlocul lățimii rulmentului corespunzător;
- M, N - sunt puncte situate la mijlocul lățimii roților dințate;
- T - punct la mijlocul lățimii roții de curea.
- $d_{ca_{I,III}}$ se alege în conformitate cu reglementările din STAS 8724/5
- $l_{ca_{I,III}}$ se alege în conformitate cu reglementările din STAS 8724/2

$$d_{rul_I} = d_{ca_I} + (7 \div 10)\text{mm}$$

$$d_{rul_{II}} = d_{II} - (5 \div 7)\text{mm}$$

$$d_{rul_{III}} = d_{ca_{III}} + (7 \div 10)\text{mm}$$

Diametrele arborilor din dreptul rulmenților sunt multipli de 5;

$$d_{rul_{I,II,III}} = 5k$$

$$g = (1,5 \div 2)d_{r_I}$$

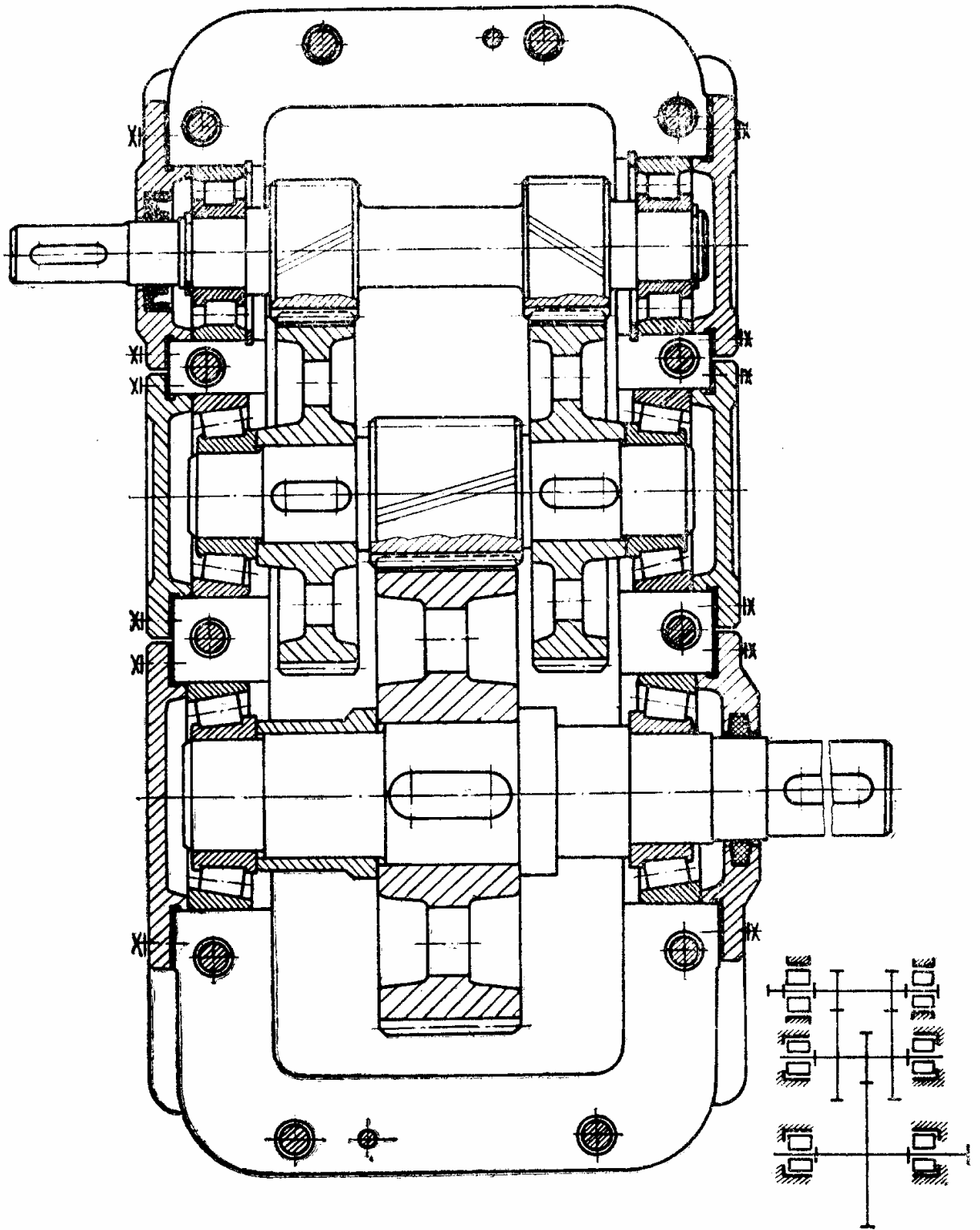
$$h = 10\text{mm}$$

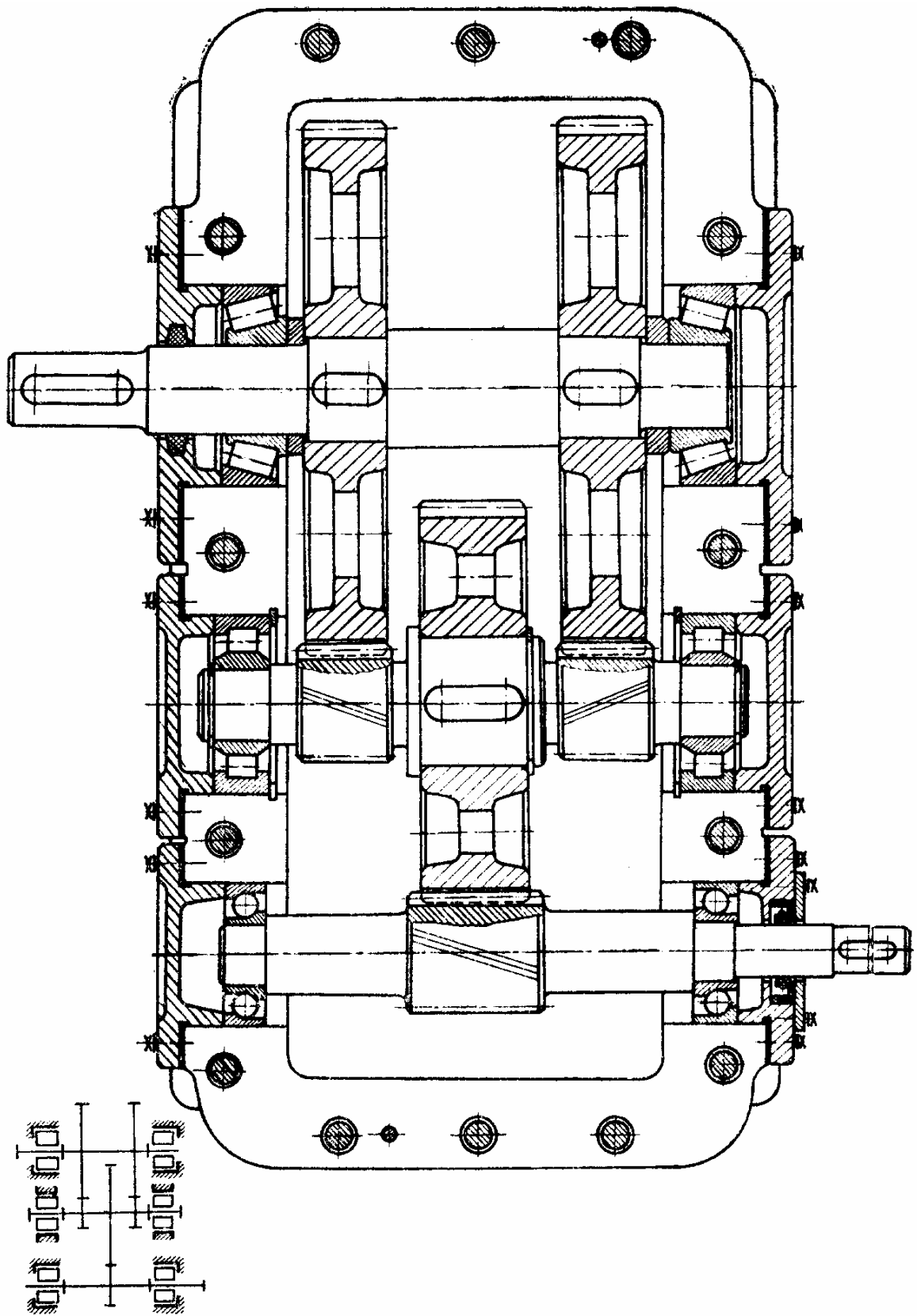
$$\Delta = (5 \div 10)\text{mm}$$

$$a = (10 \div 20)\text{mm}$$

$$e = (30 \div 40)\text{mm}$$

- a_{12}, a_{34} sunt dimensiuni standardizate în conformitate cu STAS - ul 6055-82, rezultate după predimensionare;
- B_I, B_{II}, B_{III} respectiv T_I, T_{II}, T_{III} se aleg din cataloagele de rulmenți pentru rulmenții radiali cu bile respectiv radiali axiali cu role conice dintr-o serie mijlocie.





Continuare, ANEXA 60

