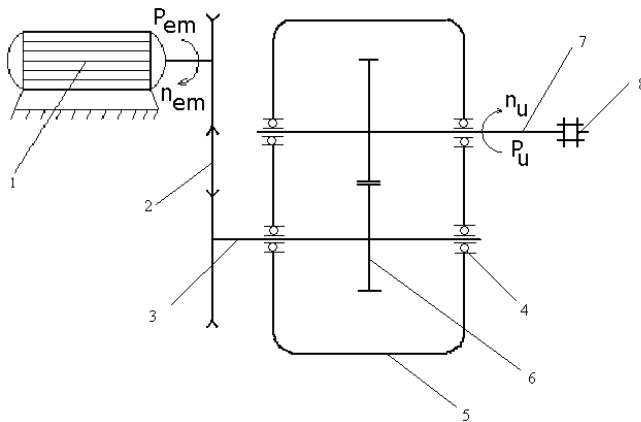


GELU IANUȘ

TRANSMISIE MECANICĂ CU REDUCTOR ȘI CURELE TRAPEZOIDALE ÎNGUSTE

- îndrumar de proiectare -



Editura Politehniun
IAȘI 2010

Editura POLITEHNIUM

a Universității Tehnice „Gh.Asachi” din Iași
Bd. Dimitrie Mangeron, nr.67,
RO-700050 Iași, România
Tel/Fax: 40 232 – 231343

Editura Politehniun (fostă „Gh.Asachi”) este recunoscută de
Consiliul Național al Cercetării Științifice
din Învățământul Superior (CNCSIS)

Referenți științifici:

Prof. univ. dr. ing. Ștefan GRIGORAȘ
Conf. dr. ing. Cristel ȘTIRBU

Director editură:

Prof. univ. dr. ing. Mihail VOICU
Membru corespondent al Academiei Române

Redactor:

Ing. Elena MATCU-ZBRANCA

Răspunderea pentru tot ceea ce conține prezenta carte aparține
în întregime autorului (autorilor) ei.

Descrierea CIP a Bibliotecii Naționale a României**IANUȘ, GELU****Transmisie mecanică cu reductor și curele trapezoidale înguste :
îndrumar de proiectare** / Gelu Ianuș. - Iași : Politehniun, 2010

Bibliogr.

ISBN 978-973-621-299-4

621.852

621.855

Printed in Romania

Cuprins

Introducere	5
Capitolul 1. Activitatea de proiectare, formularea temei de proiect	7
1.1 Etapele activității de proiectare	7
1.2 Principii de proiectare	11
1.3 Tema de proiectare și schema cinematică	12
Capitolul 2. Alegerea electromotorului și calculul rapoartelor de transmitere	14
2.1 Alegerea electromotorului de acționare	14
Capitolul 3. Proiectarea transmisiei prin curele	19
Capitolul 4. Proiectarea angrenajului cilindric	34
4.1 Elemente teoretice	34
4.2 Calculul de rezistență al angrenajului	46
4.3 Calculul geometric al angrenajului	62
4.4 Forțe în angrenajul cilindric cu dinți înclinați	66
Capitolul 5. Proiectarea arborilor	68
5.1 Alegerea materialelor	68
5.2 Predimensionarea arborilor	70
5.3 Schema de încărcare și diagramele de momente încovoietoare	75
5.4 Determinarea formei constructive a arborilor	79
5.5 Calculul penelor	83
Capitolul 6. Proiectarea lagărelor cu rulmenți	87
6.1 Montaje cu rulmenți	87
6.2 Alegerea și verificarea rulmenților	90
Capitolul 7. Alegerea lubrifiantului și a sistemului de ungere	93
Capitolul 8. Dimensionarea carcasei	96
8.1 Elemente constructive	96
8.2 Calculul suprafeței reductorului	99
8.3 Verificarea reductorului la încălzire	101
Capitolul 9. Alegerea și verificarea cuplajului	102
9.1 Alegerea cuplajului	102
9.2 Verificarea cuplajului	104
Anexe	105
Bibliografie	135

INTRODUCERE

Pentru ca un viitor proiectant de mașini și instalații să poată concepe și realiza noi creații, să poată utiliza în mod corespunzător programele specializate de proiectare, trebuie să-și însușească o serie de noțiuni, concepte și metode care stau la baza proiectării organelor de mașini.

Prin activitatea didactică desfășurată în timpul orelor de aplicații, în special în timpul celor destinate activității de proiectare se urmărește dezvoltarea la studenți a deprinderilor și capacității de utilizare a cunoștințelor pentru dimensionarea și alegerea corectă a componentelor unei transmisii mecanice și îmbinarea lor într-o structură de ansamblu.

Prin această lucrare m-am străduit să prezint cât mai clar etapele care trebuie parcurse în activitatea de proiectare a unei transmisii mecanice cu reductor și curele trapezoidale înguste.

Pornind de la puterea și turația utilă la cuplajul elastic cu bolțuri montat pe arborele de ieșire din reductor, studenții determină puterea și turația necesară la electromotorul de antrenare prin considerarea pierderilor din transmisie. Pe baza acestor parametri aleg electromotorul necesar antrenării și trec la calculul transmisiei prin curele trapezoidale înguste. Îndrumarul le oferă algoritmul de lucru, relațiile de calcul și datele necesare extrase din standardele în vigoare.

Următoarea etapă de lucru îi familiarizează pe studenți cu elementele de calcul necesare pentru dimensionarea angrenajului cu roți dințate cu dinți înclinați și determinarea elementelor geometrice ale roților dințate. Determinarea forțelor din angrenaj constituie o etapă premergătoare dimensionării arborilor pe care se sprijină cele două roți.

În capitolul destinat proiectării arborilor, studenții au la dispoziție pe lângă indicații privind alegerea materialelor, întocmirea schemelor de încărcare, relații de calcul și exemple de întocmire a diagramelor de momente încovoietoare și forme constructive de arbori.

În capitolele următoare sunt puse la dispoziția studenților informații privind proiectarea lagărelor cu rulmenți alegerea cuplajului, lubrifianțului și recomandări privind dimensionarea carcsei. Pe baza

elementelor calculate și alese studenții vor întocmi desenele de execuție și ansamblu.

Lucrarea se adresează în special studenților care parcurg disciplina „Organe de mașini” sau discipline înrudite, dar și specialiștilor care vor să-și îmbogățească cunoștințele în domeniu.

Mulțumesc domnului prof. univ. dr. ing. Ștefan Grigoraș și domnului conf. dr. ing. Cristel Știrbu pentru sugestiile și observațiile făcute pe parcursul elaborării lucrării.

Autorul

Capitolul 1

Activitatea de proiectare, formularea temei de proiect

Scopul activității de proiectare este realizarea documentației tehnice necesare transpunerii în realitate, printr-o tehnologie de execuție adecvată, a unor idei, principii, teme, în vederea satisfacerii cerințelor impuse de beneficiar.

În activitatea de proiectare se consideră de asemeni mijloacele materiale și financiare de care se poate dispune pentru realizarea proiectului. Caracteristicile temei de proiectare impun amploarea și complexitatea activității de proiectare. O influență decisivă o au atât posibilitățile tehnologice de prelucrare, posibilitățile de exploatare cât și reciclarea produsului proiectat.

Proiectarea reprezintă în realizarea produsului final doar o etapă, dar una definitorie.

1.1. Etapele activității de proiectare

Indiferent de mijloacele folosite, procesul de proiectare este un proces în general iterativ și care constă în mai multe faze. Aceste faze pot avea o amploare mai mare sau mai mică, în funcție de tipul de proiect.

Principalele etape de proiectare sunt prezentate în figura 1.1[6,10,11].

Tema de proiectare se stabilește de beneficiar în acord cu proiectantul în cadrul unor discuții comune. Ea trebuie să fie clară, fără ambiguități în formulare, să evidențieze principalele caracteristici ale produsului final.

Analiza corectă a temei de proiectare și a principalelor caracteristici tehnico-economice impuse prin temă, are un rol esențial în stabilirea funcțiilor principale și auxiliare. Aceste funcții determină ulterior complexitatea proiectului.

Documentarea joacă un rol esențial în reducerea volumului de lucru prin utilizarea unor soluții deja existente sau folosite de alți proiectanți sau producători care s-au ocupat de probleme asemănătoare. Acceptarea unor soluții pentru subansamble sau elemente de mașini care au fost deja testate reduce mult timpul de finalizare al lucrărilor și conferă o oarecare siguranță în realizarea variantei finale. Aceste aspecte fac ca proiectantul să poată acorda mai mult timp elementelor de noutate specifice proiectului. Posibilitățile actuale de documentare (baze de date full-text, internet etc.), fac ca această etapă să se poată face suficient de repede și cu rezultate foarte bune. Ignorarea acestei etape duce de multe ori la prestarea unor activități care nu sunt necesare, care au fost realizate de alții cu rezultate foarte bune.

Stabilirea variantei optime este o etapă decisivă în activitatea de proiectare. Cu informațiile obținute după realizarea unei documentații riguroase și prin considerarea funcțiilor principale și auxiliare pe care trebuie să le îndeplinească produsul proiectat se elaborează o schiță de principiu a ansamblului, cu mijloacele disponibile (clasic sau pe calculator).

Pe baza acestor schițe și a informațiilor din documentare, se stabilește o structură de bază care să ofere posibilitatea realizării tuturor funcțiilor cerute. La această structură se realizează o evaluare estimativă pentru a putea aprecia încadrarea în posibilitățile financiare și materiale impuse.

După această etapă, în funcție de concluziile de la etapa precedentă, se elaborează mai multe variante de structură generală. Prin folosirea unor metode specifice de comparație a variantelor elaborate, se alege varianta considerată optimă din punct de vedere funcțional și financiar.

La această variantă se elaborează schițele funcționale, calculele preliminarilor și schițele de ansamblu necesare demarării etapei urmatoare, care este cea mai laborioasă etapă.

Proiectul tehnic cuprinde două părți:

- o parte scrisă în care sunt prezentate toate calculele organologice și de rezistență efectuate etapă cu etapă, parametrii funcționali, recomandări tehnologice, instrucțiuni de utilizare, condiții de lucru, instrucțiuni de întreținere și reparații, condiții de depozitare, condiții de asamblare, modul de reciclare și altele;

- o parte desenată care cuprinde desenele de ansamblu, desenele subansamblelor, desenele de execuție, specificațiile tehnice pentru piese și subansamble tipizate, desene și schițe pentru asamblare și altele;

Simularea funcționării produsului final este posibilă în cazul proiectării cu ajutorul calculatorului folosind programe specializate de proiectare. Acest privilegiu permite eliminarea eventualelor erori în conceperea ansamblului și permite obținerea unor date importante fără a fi necesară realizarea prototipului. În urma concluziilor desprinse de la această etapă se poate interveni începând chiar de la modificarea structurii de bază.

Realizarea și încercarea prototipului este etapa care cuprinde și tehnologia de realizare și încercare a prototipului. În acest scop sunt proiectate standuri de probă prevăzute cu aparatura necesară și metodologia de testare. Observațiile și concluziile desprinse în urma încercărilor pot determina schimbări în structura de bază sau în reluarea calculului și corecturi ale desenelor de ansamblu și execuție.

Proiectarea tehnologiei de fabricație este obiectul de lucru al inginerilor tehnologi. În funcție de tipul producției (serie mică, mijlocie sau mare) se aleg procedeele de prelucrare pentru fiecare reper în parte și în corelație cu acestea se elaborează tehnologia de fabricație.

Realizarea și încercarea seriei 0 presupune finalizarea tehnologiei de fabricație, finalizarea proiectării sculelor dispozitivelor și verificatoarelor necesare în fabricație. Se definitivează soluțiile specifice de organizare și optimizare a producției. Se fac încercări și monitorizări în exploatare. Pe baza acestora se fac ultimile precizări și recomandări de exploatare și întreținere.

Contactul cu piața reprezintă adevărata apreciere și evaluare a muncii de proiectare concepțională și tehnologică. Totodată piața stabilește ierarhia și gradul de competitivitate în raport cu alți producători.

Reciclarea produsului, este o specificație obligatorie în documentația tehnică, contribuie la respectarea legislației privind protecția mediului înconjurător și evitarea contaminării solului și apelor cu substanțe toxice.

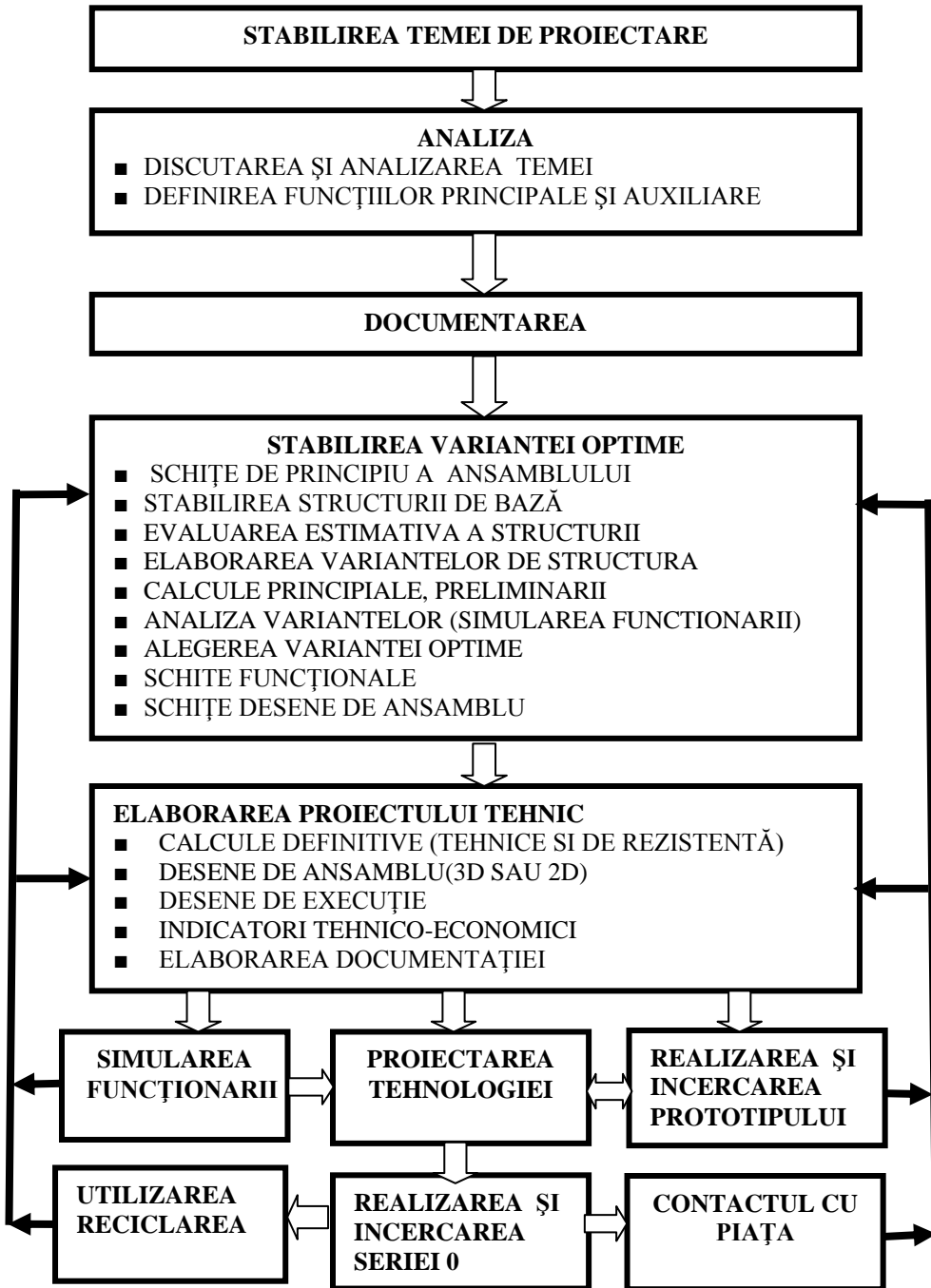


Figura 1.1 Etape de proiectare

1.2. Principii de proiectare

Un proiectant trebuie să respecte câteva principii de bază atunci când alege una dintre variantele posibile de realizare:

- **Principiul fiabilității** – constă în îndeplinirea de către produsul finit a funcțiilor impuse prin tema de proiectare la un anumit nivel de calitate, un tip dat. Acest lucru se realizează prin considerarea tuturor factorilor care influențează obținerea parametrilor funcționali impuși prin tema de proiectare, efectuarea calculelor de rezistență mecanică, la deformații, uzare, temperatură etc.
- **Principiul economic** – prin respectarea lui se urmărește minimizarea costurilor de realizare și exploatare. Pentru respectarea lui trebuie să se acorde atenție deosebită materialelor folosite, gabaritului, randamentului etc.
- **Principiul tehnologic** – respectarea lui impune considerarea mijloacelor și posibilităților tehnologice de realizare a produsului proiectat.
- **Principiul considerării elementelor tipizate** – presupune respectarea standardelor în vigoare și utilizării elementelor și subansamblelor tipizate. Respectarea acestui principiu conduce la reducerea semnificativă a timpului și resurselor financiare necesare atât la proiectarea cât și la realizarea produsului.
- **Principiul ergonomic** – respectarea lui conduce la considerarea relației om-mașină pentru asigurarea siguranței în exploatare și a condițiilor normale de lucru.
- **Principiul estetic** – impune încadrarea produsului în ambient și ameliorarea aspectului mediului în care se încadrează.
- **Principiul ecologic** – a devenit imperativ în ultima perioadă și respectarea lui presupune cunoașterea legislației referitoare la protecția mediului înconjurător.

Principiile generale de proiectare intervin cu ponderi diferite în activitatea de proiectare, în funcție de natura, destinația, calitatea și utilitatea produsului proiectat. De exemplu, un ceas trebuie să fie estetic, un lift să prezinte siguranță, iar un laminor să aiba o durabilitate mare etc..

Activitatea desfășurată cu studenții în cadrul orelor de proiect la disciplina “Organe de mașini” are drept scop formarea deprinderilor de lucru pentru activitatea de proiectare necesare elaborării documentației tehnice, atât pentru partea scrisă care cuprinde calculele organologice și cele de rezistență cât și pentru partea desenată. Tema aleasă este proiectarea unei transmisii mecanice cu reductor cu roți dințate.

1.3. Tema de proiectare și schema cinematică

La formularea temei de proiectare trebuie să se considere rolul transmisiei care urmează a fi proiectată, exprimarea clară și corectă a caracteristicilor principale ale transmisiei și stabilirea unui număr suficient de date necesar proiectării. De exemplu:

Tema proiectului

Să se proiecteze o transmisie mecanică destinată antrenării unei benzi transportoare, formată dintr-un motor electric, o transmisie prin curele trapezoidale, un reductor cu roți dințate cilindrice cu o treaptă și cuplaj elastic cu bolțuri. Transmisia trebuie să asigure:

- o putere utilă $P_u = \dots$ kW la cuplaj;
- o turație utilă $n_u = \dots$ rot/min la cuplaj;
- o durată de funcționare de $L_{ani} = \dots$, într-un regim de lucru de 8...24 ore/zi;
- un raport de transmitere al reductorului $i_R = \dots$.

Schema de principiu a unei astfel de transmisii este prezentată în figura 1.2:

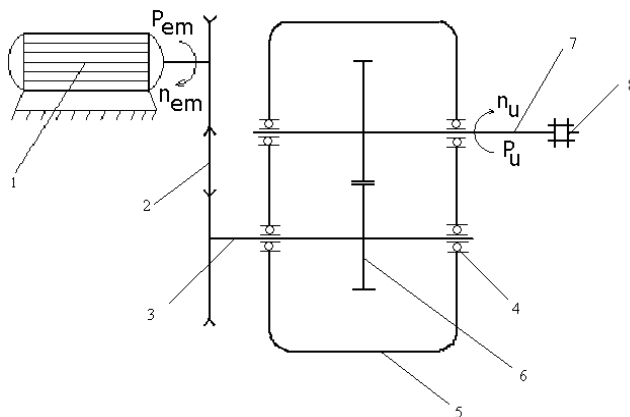


Figura 1.2

unde :

- 1.- motor electric asincron cu rotorul în scurtcircuit;
- 2.- transmisie prin curele trapezoidale;
- 3.- arbore de intrare în reductor;
- 4.- lagăre cu rostogolire (rulmenți);
- 5.- carcasa reductorului;
- 6.- angrenaj cilindric;
- 7.- arbore de ieșire din reductor;
- 8.- cuplaj elastic cu bolțuri;

Raportul de transmitere al reductorului i_R , trebuie să se găsească în șirul rapoartelor de transmitere standardizate, tabelul 1.1:

Tabelul 1.1

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

Valorile din coloanele I sunt preferate celor din coloanele II. Pentru valori mai mari, valorile de bază date în tabel 1.1 se înmulțesc cu 10^n unde $n=0; 1; 2$.

Capitolul 2

Alegerea electromotorului și calculul rapoartelor de transmitere

2.1. Alegerea electromotorului de acționare

Pentru acționarea transmisiei se va utiliza un motor electric asincron, trifazat, cu rotorul în scurt circuit.

Alegerea mărimii electromotorului se face în funcție de două caracteristici necesare: puterea necesară pentru acționare, P_{nec} și turația necesară pentru acționare, n_{nec} , stabilite din condițiile impuse transmisiei pe care o acționează.

Datorită pierderilor prin frecare în cuplele cinematice ale transmisiei, putem defini randamentul global al transmisiei:

$$\eta_g = \frac{P_u}{P_{nec}} = \eta_{tc} \eta_r^4 \eta_a ; \quad (1.1)$$

- unde :
- P_u puterea utilă la cuplaj;
 - P_{nec} puterea necesară pentru acționare;
 - η_{tc} randamentul transmisiei prin curele;
 - η_r randamentul unui lagăr cu rostogolire;
 - η_a randamentul angrenajului.

Valorile acestor randamente sunt date în tabelul 2.1.

Se poate astfel determina puterea necesară pentru acționare:

$$P_{nec} = \frac{P_u}{\eta_g} \text{ [kW]}; \quad (1.2)$$

Tabelul 2.[12]

Cupla de frecare	Valoarea Randamentului
Angrenaj cilindric	0,97 0,99
Transmisie prin curele trapezoidale	0,94 0,97
Lagăr cu rulmenți	0,99 0,995

Pentru determinarea turației de acționare necesară se scrie relația raportului de transmitere total:

$$i_{\text{tot}} = \frac{n_{\text{nec}}}{n_u} = i_{\text{tc}} \cdot i_R \quad [\text{rot/min}]; \quad (1.3)$$

- unde: - n_{nec} turația necesară pentru acționare;
 - n_u turația utilă la cuplaj;
 - i_{tc} raportul de transmitere al transmisiei prin curele;
 - i_R raportul de transmitere al reductorului (dat în tema de proiect);

Considerând inițial $i_{\text{tc}}=1$ se determină turația minimă necesară de acționare:

$$n_{\text{nec}} = n_u \cdot i_R; \quad (1.4)$$

Având cele două caracteristici minime necesare ale electromotorului se poate alege din catalogul firmelor constructoare un electromotor cu puterea nominală și turația mai mari sau egale decât cele minime necesare calculate cu relațiile anterioare.

Alegerea caracteristicilor motorului se face conform recomandărilor SR EN 60034-1+A1+A2:2000/A11:2003.

În tabelele 2.2, 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, sunt date caracteristicile motoarelor asincrone trifazate cu rotorul în scurtcircuit în funcție de turația de sincronism, n_s [rot/min], puterea nominală de lucru, P [kW] și turația arborelui electromotorului n [rot/min] [12,13].

După alegerea electromotorului și a caracteristicilor acestuia se recalculează raportul de transmitere al transmisiei prin curele trapezoidale.

$$i_{\text{trec}} = \frac{n}{n_u \cdot i_R}; \quad (1.5)$$

- Unde: - n turația arborelui electromotorului;
- n_u turația utilă la cuplaj;
- i_{trec} raportul de transmitere al transmisiei prin curele recalculat;
- i_R raportul de transmitere al reductorului (dat în tema de proiect);

Tabelul 2.2

$n_s=750$ [rot/min]		
Tipul motorului	Puterea nominala, [KW]	Turatia de 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

Tabelul 2.3

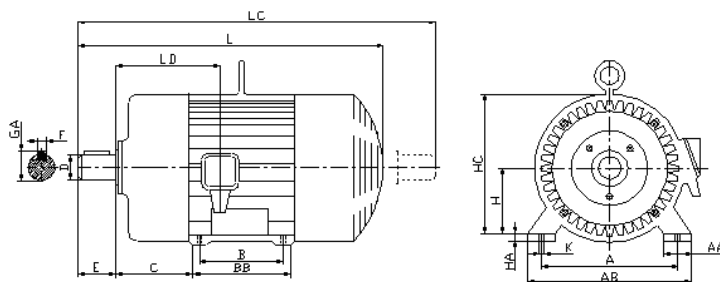
$n_s = 1000$ [rot/min]		
Tipul motorului	Puterea nominala, [KW]	Turatia de sarcină, n, [rot/min]
80 a	0,37	910
80 b	0,55	930
90 La	0,75	910
90 Lb	1,1	920
100 L	1,5	960
112 M	2,2	950
132 S	3	960
132 Ma	4	950
132 Mb	5,5	930
160 M	7,5	950
160 L	11	950
180 L	15	935
200 La	18,5	965
200 Lb	22	920
225 M	30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

Tabelul 2.4

n _s = 1500 rot/min		
Tipul motorului	Puterea nominala, Kw	Turatia de sarcină, 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

Tabelul 2.5

n _s = 3000 rot/min		
Tipul motorului	Puterea nominala, Kw	Turatia de 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



Tabelul 2.6 (Dimensiunile sunt date în [mm])

Tipul	A	B	C	H	K	E	D	F	GA	AA	AB	BB	HA	HC	L	LC
71	112	90	45	71	30	30	14	5	16,5	35	141	118	9	142	306	340
80	125	100	50	80	10	40	19	7	21,5	35	160	152	12	160	318	360
90L	140	125	56	90	10	50	24	8	27	40	180	172	13	175	358	411
100LW	160	140	63	100	12	60	28	8	31	40	200	180	12	200	407	470
100LX	160	140	63	100	12	60	28	8	31	40	200	180	12	200	430	495
112M	190	140	70	112	12	60	28	8	31	45	224	200	13	224	451	514
132S	216	140	90	182	12	80	38	10	41	60	264	200	19	263	520	608
132M	216	178	90	132	12	80	38	10	41	60	264	250	19	263	567	655
160M	254	210	108	160	15	110	42	12	45	80	328	300	20	318	653	773
160L	254	254	108	160	15	110	42	12	45	80	328	300	20	318	653	773
180M	279	241	121		15	110	48	14	51,5	80	360	340	25	358	726	844
180L	279	279	121		15	110	48	14	51,5	80	360	340	25	358	726	844
200L	38	305	133			110	55	16	59	85	358	380	20	398	790	910
225S	356	286	149	223		140	55	18	64	100	440	430	20	448	885	1005
225M	356	311	149	225		140	55	18	64	100		430	20	448	885	1005
250M	406	349	168			140	60	18	69	120	500	405	20	474	965	1115
280S	457	368	190			140	65	18	79	120	500	440	20	528	1036	185
280M	457	419	190			140	65	18	79	120	550	491	20	528	1076	1225
315S	508	406	216			140	65	22	85	130		490	30	589	1149	1300
315M	508	457	216			140	65	22	85	130		541	30	589	1189	1340

Capitolul 3

Proiectarea transmisiei prin curele[5,8,12]

Acest tip de transmisie permite transmiterea puterii și mișcării de rotație între arbori paraleli. Are în construcție cel puțin două roți pe care se înfășoară elementul intermediar elastic și flexibil, cureaua, montată cu pretensionare (forță de întindere inițială), fiind recomandată pentru distanțe mari între axele de rotație ale arborelui conducător și cel condus.

Principalele elemente geometrice ale unei transmisii prin curele și distribuția de forțe, sunt reprezentate în figura 3.1:

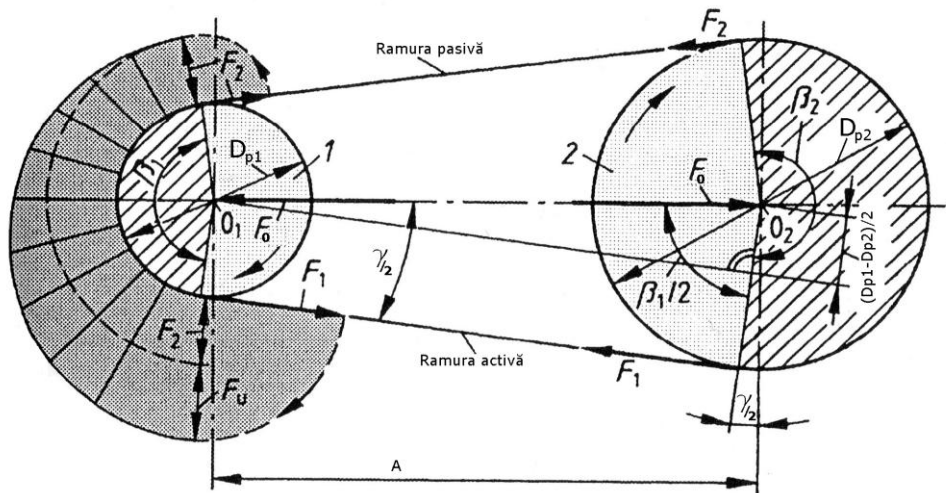


Figura 3.1

Elementul intermediar elastic, cureaua, este solicitat la *tracțiune* datorită forțelor din ramura activă F_1 și cea pasivă F_2 și la *încovoiere* datorită înfășurării curelei pe roțile de curea.

Proiectarea transmisiei prin curele se face conform prevederilor următoarelor standarde: - SR ISO 1081:1996 Transmisii prin curele trapezoidale. Terminologie

- STAS 1163-71 Transmisii prin curele trapezoidale clasice și înguste. Calculul transmisiilor cu arbori paraleli
 - STAS 1164/1-91 Curele trapezoidale. Dimensiuni.
- Algoritmul de lucru este prezentat în tabelul 3.1

Tabelul 3.1

Nr. crt.	Denumirea parametrului calculat	Simbol	U.M.	Relații de calcul
1.	Puterea de calcul	P_c	Kw	$P_c = P$ (puterea electromotorului)
2.	Turația rotii conducătoare	n_1	rot/min	$n_1 = n$ (turația electromotorului)
3.	Turația roții conduse	n_2	rot/min	$n_2 = \frac{n_1}{i_{TC}}$
4.	Raportul de transmitere	i_{TC}		$i_{TC} = n_1/n_2 = i_{trec}$ (cap. 2)
5.	Tipul curelei	<p>Tipul curelei, pentru curele trapezoidale înguste, se alege pe baza diagramelor din figura 3.2, în funcție de puterea la arborele conducător și de turația roții conducătoare.</p> <p>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.</p>		
6.	Diametrul primitiv al roții conducătoare	D_{p1}	mm	Se alege în funcție de recomandările STAS 1162, tabelele 3.2,3.3.
7.	Diametrul primitiv al roții mari	D_{p2}	mm	$D_{p2} = D_{p1} \cdot i_{TC}$
8.	Media diametrelor primitive	D_{pm}	mm	$D_{pm} = \frac{D_{p1} + D_{p2}}{2}$
9.	Diametrul primitiv al rolei de întindere (dacă se folosește)	D_{p0}	mm	$D_{p0} = (1 \dots 1,5) D_{p1}$

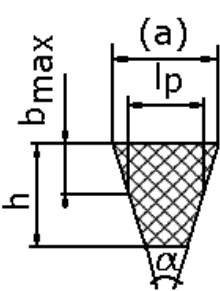
10.	Distanța dintre axe preliminară	A	mm	Se alege o valoare cuprinsă în intervalul: $0,7(D_{p1} + D_{p2}) \leq A \leq 2(D_{p1} + D_{p2})$
11.	Unghiul între ramurile curelei	γ	grade	$\gamma \cong 57 \cdot \left(\frac{D_{p2} - D_{p1}}{A} \right)$
12.	Unghiul de înfășurare pe roata mică	β_1	grade	$\beta_1 = 180 - \gamma$
13.	Unghiul de înfășurare pe roata mare	β_2	grade	$\beta_2 = 180 + \gamma$
14.	Lungimea primitivă a curelei	L_p	mm	$L_p = 2 \cdot A \sin(\beta_1 / 2) + \pi \left(\frac{\beta_1 \cdot D_{p1} + \beta_2 \cdot D_{p2}}{360} \right)$ Valoarea obținută din calcul se rotunjește la cea mai apropiată valoare a lungimilor de curele normalizate pentru tipul respectiv de curea, tabelul 3.4.
15.	Distanța dintre axe recalculată	A_{rec}	mm	$A = \frac{1}{2 \sin\left(\frac{\beta_1}{2}\right)} \cdot \left[L_{pSTAS} - \frac{\pi(\beta_1 \cdot D_{p1} + \beta_2 \cdot D_{p2})}{360} \right]$
16.	Viteza periferică a curelei	v	m/s	$v = \frac{\pi \cdot D_{p1} \cdot n_1}{60000}$ [m/s] Se recomandă ca viteza periferică a curelei să nu depășească 30 m/s la curelele trapezoidale clasice și 40 m/s la curelele înguste.
17.	Coeficientul de funcționare	C_f	-	Coeficient care depinde de tipul mașinii de acționare și felul încărcării, tabelul 3.5.
18.	Coeficientul de lungime al curelei	C_L	-	Coeficient care depinde lungimea curelei, tabelul 3.6
19.	Coeficientul de înfășurare	C_β	-	Coeficient care depinde unghiul de înfășurare β_1 , tabelul 3.7
20.	Puterea nominală transmisă de curea	P_0	KW	Depinde de tipul curelei, raportul de transmitere și turația de lucru, valori tabelate, exemple în tabelele 3.8, 3.9, 3.10, 3.11.

21.	Numărul de curele preliminar	z_0		$z_0 = \frac{C_f \cdot P_c}{P_0 \cdot C_L \cdot C_\beta}$
22.	Coeficientul numărului de curele	C_z	-	Coeficientul numărului de curele depinde de numărul de curele preliminar calculat și consideră faptul că nu toate curelele preiau în mod uniform sarcina de transmis, tabelul 3.12
23.	Numărul definitiv de curele	z	-	$z = \frac{z_0}{C_z}$
24.	Numărul de roți	x	-	Depinde de numărul de arbori antrenați în mișcarea de rotație, pentru un arbore conducător și unul condus $x=2$
25	Frecvența încovoierii curelei	f	Hz	$f = \frac{x \cdot v \cdot 10^3}{L_p};$ Se recomandă ca frecvența îndoirilor să nu depășească 40 Hz la curele cu inserție rețea, respectiv 80 Hz la curele cu inserție șnur.
26.	Forța periferică transmisă	F	N	$F = \frac{10^3 \cdot P_c}{v};$
27.	Forța de întindere a curelei	F_0	N	$F_0 = (1,5 \div 2)F;$
28.	Cotele de modificare a distanței dintre axe	X Y	mm	$X \geq 0,03L_p$ $Y \geq 0,015L_p$ Se calculează numai la transmisiile fără role de întindere

Tabelul 3.2

Diametrul primitiv D_p		Secțiunea canalului											
nominal	abatere limită	Y	Z	A		B		C	D	E	(16)		
		Tipul curelei trapezoidale											
		Y	Z	SPZ	A	SPA	B	SPB	C	SPC	D	E	(16X15)
Ordinea de preferință a diametrelor primitive													
20	+0,3	-											
22,4	+0,4	-											
25	+0,4	+											
28	+0,4	++											
31,5	+0,5	++											
35,5	+0,6	++											
40	+0,6	++											
45	+0,7	+											
50	+0,8	++	-										
53	+0,8		-										
56	+0,9	+	-										
60	+1,0		+										
63	+1,0	++	++	-									
67	+1,0		+	-									
71	+1,1	+	++	+									
75	+1,3		+	+	-								
80	+1,3	++	++	++	-								
85	+1,4			+	-								
90	+1,4	+	+	++	++	-							
95	+1,5			+	+	-							
100	+1,6	++	++	++	++	++							
106	+1,7			+	+	+							
112	+1,8	+	+	++	++	++							
118	+1,9			+	+	+							
125	+2,0	+	++	++	++	++	+						
132	+2,1				+	+	+						
140	+2,2		+	+	++	++	++	-					
150	+2,4		+		+	+	+	-					
160	+2,6		++	++	++	++	++	++					
170	+2,7				-		+	+					
180	+2,9		+	+	++	+	++	++					-
190	+3,0				-		-	+					-
200	+3,2		++	++	++	++	++	++	++				+
212	+3,4							+	+				+
224	+3,6		+		+	+	+	++	++	++			+
236	+3,8							+	+	+			+

Tabelul 3.4

Tip Curea	Dimen - sini caracteristice lpxh	a [mm]	$h \pm \delta h$ [mm]	D_{max} [mm]	α grade	Lungimi primitive Lp		D_p min [mm]	Sectiunea curelei Ac [mm ²]
						Minim	Maxim		
SPZ	8,5x8,0	-	$8 \pm 0,4$	2,0	40 \pm 0,1	630	3550	71	54
SPA	11,0x10	-	$10 \pm 0,5$	2,8		800	4500	100	90
SPB	14,0x13	-	$13 \pm 0,5$	3,5		1250	8000	160	150
16x15	16,0x15	-	$15 \pm 0,5$	4,0		1600	10000	200	198
SPC	19,0x18	-	$18 \pm 0,6$	4,8		2000	12500	224	278
Lungimi recomandate									
Lungimi primitive Lp, [mm]	De preferat	400	500	630	800	1000	1250	1600	2000
		2500	3150	4000	5000	6200	8000	10000	12500
	De evitat	450	560	710	900	1120	1400	1800	2240
		2800	3550	4500	5600	7100	9000	11200	-
									

Tabelul 3.6

Lungimea primitivă 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

Tabelul 3.8

Diam.primitiv al roții mici D _{p1} (mm)	Raportul de transmitere i, (≥1)	Tipul curelei: SPZ					Turația a roții mici n, _[rot/min]			
		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

Tabelul 3.9

Diam.primitiv al roții mici D_{p1} (mm)	Raportul de transmitere i , (≥ 1)	Tipul curelei SPA Tturația roții mici n_1 [rot/min]								
		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			

Tabelul 3.10

Diam.primitiv al roții mici Dp1(mm)	Raportul de transmitere i, (≥1)	Tipul curelei SPB					Turația roții mici n ₁ [rot/min]				
		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				

Tabelul 3.11

Diam.primitiv al roții mici Dp1(mm)	Raportul de ransmitere i, (≥1)	Tipul curelei SPC Turația a roții mici n1[rot/min]					
		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
	≥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
	≥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	
	≥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		
	≥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	24,71	27,16		
	1,20	17,81	19,72	25,30	28,04		
	1,50	18,25	20,24	25,89	28,92		
	≥3,00	18,62	20,68	26,48	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		
	≥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		
	≥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		

	≥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		
	≥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			
	≥3,00	34,08	36,80	39,67			

Tabelul 3.12

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

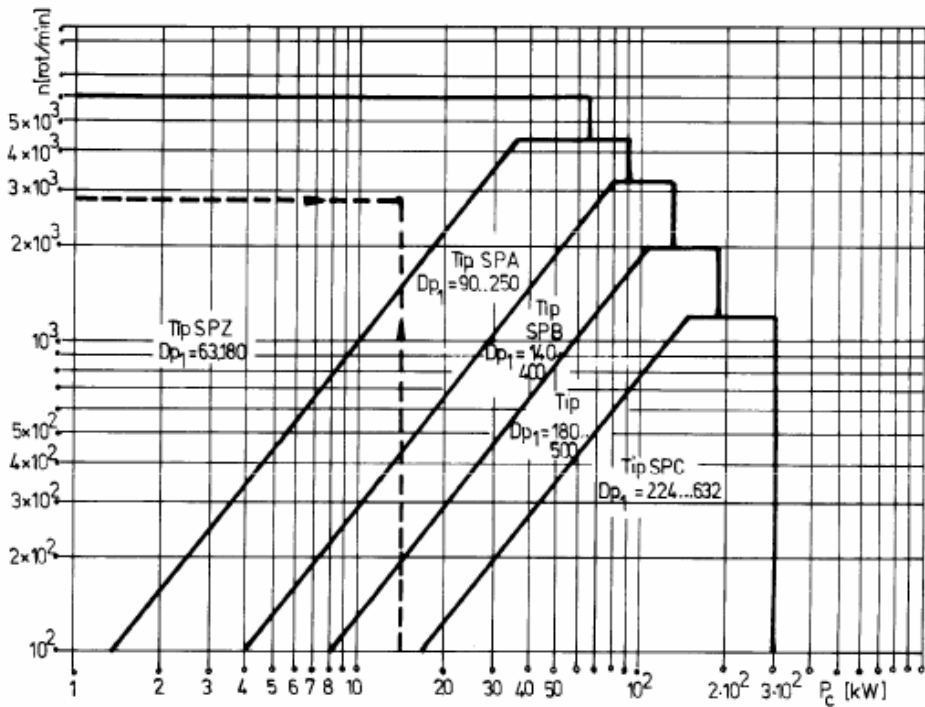


Figura 3.2

Pornind de la tipul curelei, numărul definitiv de curele și diametrele primitive ale celor două roți de curea se determină forma și dimensiunile celor două roți de curea.

În STAS 1162–84 sunt prevăzute forma, dimensiunile și metodele de verificare geometrică ale canalelor roților de curea pentru curele trapezoidale. Forma și principalele dimensiuni ale canalelor roților pentru curele trapezoidale sunt prezentate în figura 3.3 și tabelul 3.13.

Tabelul 3.13

Sectiunea canalului	Y	Z	A	B	C	D	E	(16x15)
l_p	5,3	8,5	11	14	19	27	32	16
n_{min}	1,6	2,5	3,3	4,2	5,7	8,1	9,6	4,7
m_{min}	4,7	9	11	14	19	19,9	23,4	16
f	7 ± 1	8 ± 1	10^{+2}_{-1}	$12,5^{+2}_{-1}$	17^{+2}_{-1}	24^{+3}_{-1}	29^{+4}_{-1}	$14,5^{+2}_{-1}$
e	$8 \pm 0,3$	$12 \pm 0,3$	$15 \pm 0,3$	$19 \pm 0,4$	$25,5 \pm 0,5$	$37 \pm 0,6$	$44,5 \pm 0,7$	$22 \pm 0,4$
α	$36^\circ \pm 1^\circ$	$38^\circ \pm 1^\circ$	$38^\circ \pm 1^\circ$	$38^\circ \pm 1^\circ$	$38^\circ \pm 30'$	$38^\circ \pm 30'$	$38^\circ \pm 30'$	$38^\circ \pm 1^\circ$
	$32^\circ \pm 1^\circ$	$34^\circ \pm 1^\circ$	$34^\circ \pm 1^\circ$	$34^\circ \pm 1^\circ$	$36^\circ \pm 30'$	$36^\circ \pm 30'$	$36^\circ \pm 30'$	$36^\circ \pm 30'$
r	0,5	0,5	1,0	1,0	1,5	2,0	2,0	1,0

Notațiile dimensiunilor din figura 3.3 și tabelul 3.13 au următoarele semnificații:

- l_p - lățimea primitivă a canalului – egală cu lățimea primitivă a curelei respective, este dimensiunea de bază a ansamblului roată-curea și determină caracteristicile geometrice funcționale principale ale transmisiei;

- n - înălțimea canalului deasupra liniei primitive;

- m - adâncimea canalului sub linia primitivă;

- f - distanța dintre axa secțiunii canalului extern și marginea vecină a roții;

- e - distanța dintre axele secțiunilor la două canale vecine;

- α - unghiul canalului;

- r - raza de rotunjire a marginii canalului;

- D_p - diametrul primitiv al roții de curea reprezentând diametrul la care canalul are lățimea egală cu lățimea primitivă l_p ;

- D_e - diametrul exterior al roții;

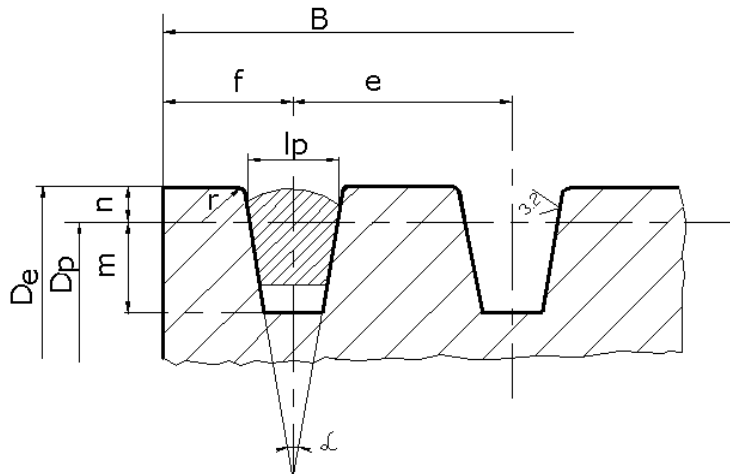


Figura 3.3[12]

$$D_e = D_p + 2n; \quad (3.1)$$

- B - lățimea totală a roții:

$$B = (z - 1)e + 2f; \quad (3.2)$$

în care z este numărul de canale.

Abaterile limită ale dimensiunii e sunt valabile pentru distanța dintre axele secțiunilor oricărui două canale ale roții de curea (consecutive sau neconsecutive).

Diferența dintre înălțimile efective n , măsurate în același plan axial al canalelor succesive ale roții de curea, nu trebuie să depășească valorile indicate în urmatorul tabelul 3.14

Tabelul 3.14

Secțiunea canalului	Y	Z	A	B	(16x15)	C	D	E
Diferența maximă dintre valorile efective n în același plan axial [mm]			0,2			0,3	0,5	0,6

Capitolul 4

Proiectarea angrenajului cilindric

4.1. Elemente teoretice[3,6,9]

Roțile dințate sunt organe de mașini prevăzute pe suprafețele de contact în angrenare cu o serie de proeminente (dinți) și goluri ce formează dantura. Studiul angrenajelor plane (formate din roți dințate cilindrice) se face într-un plan perpendicular pe cele două axe ale roților.

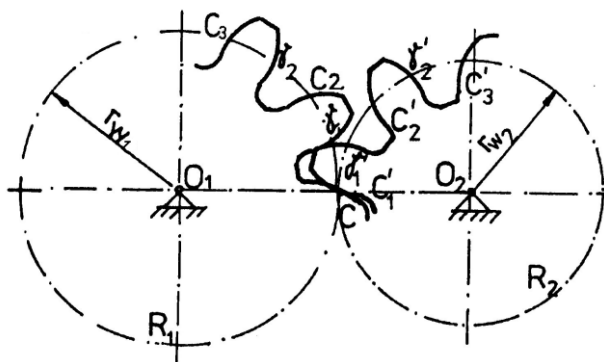


Figura 4.1

Se consideră angrenajul din figura 4.1, reprezentat în plan prin cercurile de rostogolire R_1 și R_2 de raza r_{w1} și r_{w2} și profilele ce compun cupla cinematică superioară C_1 și C_1' . Pentru continuitatea transmiterii mișcării, la ieșirea din angrenare a profilelor C_1 și C_1' este necesar să intre în angrenare o altă pereche de profile C_2 și C_2' . Aceasta impune ca profilele ce compun cupla superioară să se repete pe întreaga circumferință a celor două roți. Pentru schimbarea sensului de mișcare este necesar ca profilele ce compun cupla cinematică superioară să se repete și pe partea opusă a dintelui. Din acest motiv, atât dinții cât și golurile au forma simetrică, fiind mărginite la mișcarea într-un sens de profilele C_1, C_2, \dots, C_n , iar la mișcarea în sens invers de profilele $\gamma_1, \gamma_2, \dots, \gamma_n$ cu condiția:

$$C_1 \equiv C_2 \equiv \dots \equiv C_n \quad \gamma_1 \equiv \gamma_2 \equiv \dots \equiv \gamma_n \quad (4.1)$$

Roata unu va avea z_1 dinți, iar roata doi z_2 . Totalitatea dinților și golurilor de pe periferia unei roți dințate formează dantura.

În realitate roata dințată are o anumită lățime, deci dantura este spațială, figura 4.4. Suprafețele profilate ale danturii se numesc flancuri. Forma danturii poate fi dreaptă, înclinată sau curbă figura 4.2, având secțiunea în plan axial sau normal la profil, constantă.

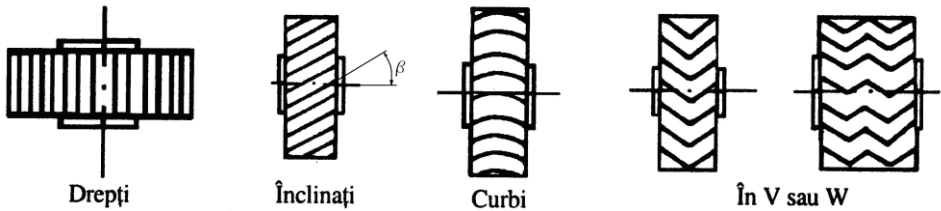


Figura 4.2

Pentru ca angrenajul să funcționeze, trebuie să fie respectate anumite condiții impuse prin **legea fundamentală a angrenării**: normala comună în punctul de contact taie linia centrelor în punctul C, polul angrenării, figura 4.3.

Se consideră două roți în angrenare în punctul M. Se duce normala comună NN în punctul de contact, pe care se coboară perpendiculară din O_1 și O_2 . Se obțin punctele N_1 și N_2 . Unind O_1 și O_2 cu M se formează unghiurile:

$$\sphericalangle MO_1N_1 = \alpha_1; \quad \sphericalangle MO_2N_2 = \alpha_2. \quad (4.2)$$

Normala comună în punctul de contact taie linia centrelor în punctul C, polul angrenării. Se consideră că în punctul de contact M, se suprapun M_1 aparținând roții 1 și M_2 aparținând roții 2 și se pot scrie vitezele celor două puncte:

$$\bar{v}_{M1} = \bar{\omega}_1 \times \overline{MO}_1 = \bar{\omega}_1 \times \bar{r}_{w1} \quad (4.3)$$

$$\bar{v}_{M2} = \bar{\omega}_2 \times \overline{MO}_2 = \bar{\omega}_2 \times \bar{r}_{w2} \quad (4.4)$$

Cele două viteze sunt perpendiculare pe cele două raze și se pot descompune după direcția normală și tangențială la profil, în punctul de contact:
- după direcția tangențială:

$$v_{M1}^t = v_{M1} \cdot \sin \alpha_1 \quad (4.5)$$

$$v_{M2}^t = v_{M2} \cdot \sin \alpha_2 \quad (4.6)$$

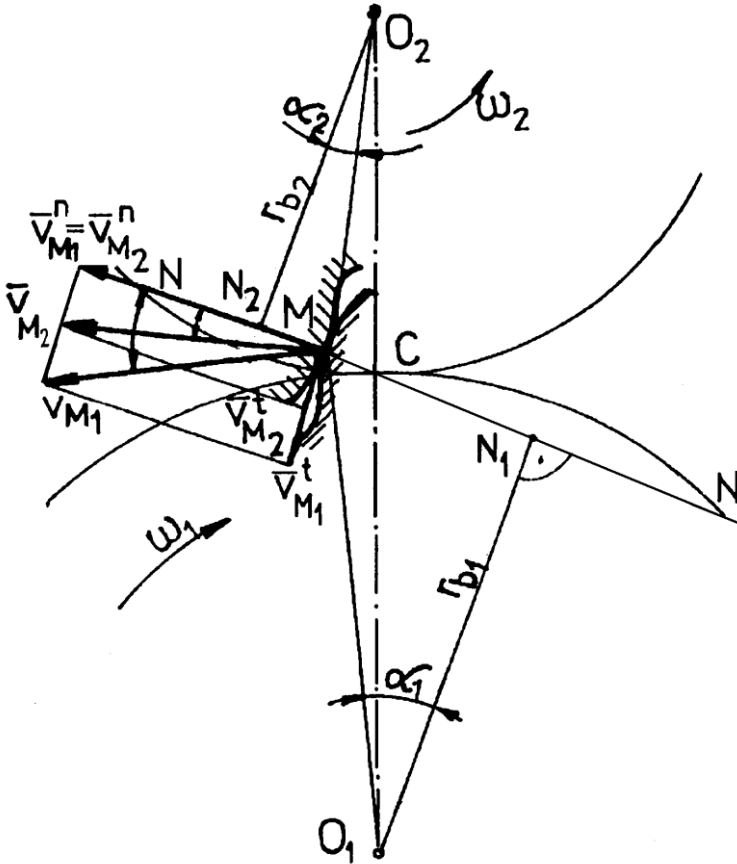


Figura 4.3

- după direcția normală:

$$v_{M1}^n = v_{M1} \cdot \cos \alpha_1 \quad (4.7)$$

$$v_{M2}^n = v_{M2} \cdot \cos \alpha_2 \quad (4.8)$$

În general:

$$v_{M1}^t \neq v_{M2}^t \quad (4.9)$$

adică, deplasarea relativă a flancurilor se face prin rostogolire și alunecare.

Egalitatea componentelor tangențiale are loc numai când M coincide cu C, adică:

$$\alpha_1 = \alpha_2 = 0 \quad (4.10)$$

Pentru ca raportul de transmitere $i_{12} = \omega_1 / \omega_2$, să rămână constant, este necesar ca flancurile dinților să rămână permanent în contact. Această cerință este asigurată dacă:

$$v_{M1}^n = v_{M2}^n \quad (4.11)$$

sau:

$$\omega_1 \cdot r_1 \cdot \cos \alpha_1 = \omega_2 \cdot r_2 \cdot \cos \alpha_2 \quad (4.12)$$

Dar:

$$r_1 \cdot \cos \alpha_1 = r_{b1}, \text{ raza cercului de bază al roții 1} \quad (4.13)$$

$$r_2 \cdot \cos \alpha_2 = r_{b2}, \text{ raza cercului de bază al roții 2} \quad (4.14)$$

Se poate scrie :

$$\omega_1 \cdot r_{b1} = \omega_2 \cdot r_{b2} \quad (4.15)$$

Sau:

$$\frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{r_{b2}}{r_{b1}} = \frac{O_2C}{O_1C} = \frac{r_{w2}}{r_{w1}} = \frac{z_2}{z_1} = i_{12} \quad (4.16)$$

Normala comună la profilele în angrenare în punctul de contact împarte linia centrelor în segmente invers proporționale cu vitezele unghiulare. Pentru ca raportul de transmitere să rămână constant este necesar ca polul angrenării să fie fix. Deci normala comună trece printr-un punct fix - polul angrenării C, situat pe linia centrelor în punctul de tangență al cercurilor de rostogolire.

Raționalizarea construcției angrenajelor a impus restrângerea valorilor posibile ale rapoartelor de transmitere la valorile nominale conform STAS 6012-82, tabelul 4.1.

În figura 4.4 sunt prezentate principalele elementele geometrice ale danturii roților dințate cilindrice cu dinți drepți. Acestea sunt:

- înălțimea danturii h ;
- înălțimea capului dintelui h_a ;
- înălțimea piciorului dintelui $-h_f$;
- jocul radial $c = h_f - h_a$;
- lățimea danturii b ;

- pasul danturii p ;
- grosimea dintelui s ;
- grosimea golului între doi dinți e ;
- diametrul cercului de cap d_a ;
- diametrul cercul sau cilindrul de rostogolire d_w ;
- diametrul cercul sau cilindrul de divizare d ;
- diametrul cercul sau cilindrul de picior d_f ;

Tabelul 4.1 Rapoarte de transmitere STAS 6012-82

1,00	1,06	1,12	1,18	1,25	1,32	1,40	1,50	1,60	
1,80	1,90	2,00	2,12	2,24	2,36	2,50	2,65	2,80	3,00
3,15	3,35	3,55	3,75	4,00	4,25	4,50	4,75	5,00	5,30
5,60	6,00	6,30	6,70	7,10	7,50	8,00	8,50	9,00	9,50

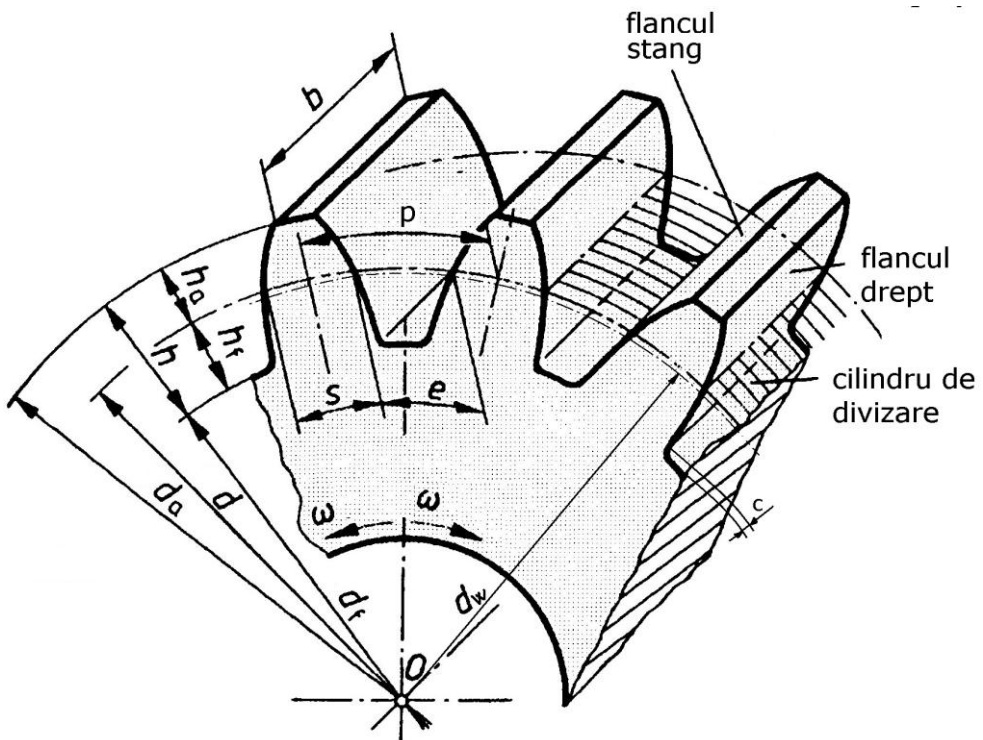


Figura 4.4

Prin definiție, arcul de cerc cuprins între două profile succesive poartă numele de pas p . Pasul măsurat pe cercul de rostogolire se

numește pas de angrenare. Pentru ca două roți să poată angrena este necesar să aibă același pas de angrenare:

$$p_1 = p_2 \quad (4.17)$$

$$p_1 = \frac{\pi d_{w1}}{z_1} = \frac{\pi d_{w2}}{z_2}; \quad (4.18)$$

Pasul poate fi măsurat și pe alte cercuri. Prin urmare vom avea pas pe cercul de picior, pas pe cercul de cap etc.

Pentru o roata dințată, lungimea cercului de rostogolire:

$$\pi \cdot d_{w1} = p \cdot z_1 \quad (4.19)$$

unde: d_{w1} - diametrul cercului de rostogolire al roții 1;

Se poate scrie:

$$d_{w1} = \frac{p}{\pi} \cdot z_1 \quad (4.20)$$

Din relația 4.20 se vede că una din mărimile d_{w1} sau p trebuie să fie un număr incomensurabil. Deoarece d_{w1} este o mărime necesar a fi măsurată, trebuie să fie comensurabilă. Rezultă că singura posibilitate este aceea ca pasul să fie un număr incomensurabil, astfel încât raportul p/π să fie comensurabil. Prin definiție raportul:

$$\frac{p}{\pi} = m \text{ [mm]} \quad (4.21)$$

m - se numește *modul* și se exprimă în milimetrii.

Deoarece pasul se poate măsura pe diferite cercuri, corespunzător vom avea diferite module. Modulul corespunzător pasului măsurat pe cercul de rostogolire se numește *modul de angrenare*. Pentru a se raționaliza execuția danturilor (număr minim de scule prelucrătoare) și a se asigura interschimbabilitatea lor, s-a standardizat o gamă a modulelor. Această gamă este prescrisă prin STAS 822-82 și redată în tabelul 4.2, valorile din coloanele I sunt preferate.

Dacă presupunem că raza cercului de rostogolire al roții dințate 2 din figura 4.5 crește spre infinit, geometria ei tinde spre cea a unei

cremalieră. În acest caz flancurile dinților devin segmente de dreaptă înclinate cu unghiul α față de linia centrelor, iar cercurile exterior, de rostogolire și interior devin drepte. Pe cremalieră pașii definiți la nivelul fiecăreia din aceste drepte sunt egali între ei. Dacă numărul de dinți al roții 1 tinde spre infinit, la limită se obține cremaliera C_1 . Cremaliera C_1 și cremaliera C_2 sunt identice ca formă.

Tabelul 4.2 Gama modurilor conform STAS 822-82

I	II	I	II	I	II	I	II
			0,11		1,125		11
		0,12		1,25		12	
			0,14		1,375		14
		0,15		1,5		16	
			0,18		1,75		18
		0,2		2		20	
			0,22		2,25		22
		0,25		2,5		25	
			0,28		2,75		28
		0,3		3		32	
			0,35		3,5		36
		0,4		4		40	
			0,45		4,5		45
0,05		0,5		5		50	
	0,055		0,55		5,5		55
0,06		0,6		6		60	
	0,07		0,7		7		70
0,08		0,8		8		80	
	0,09		0,9		9		90
0,1		1,0		10		100	

Limita către care tind toate roțile dințate cilindrice ale sistemului ce poate forma angrenajul dacă diametrul lor și implicit numărul de dinți crește la infinit, se numește *cremalieră de referință*, figura 4.6.

Dimensiunile cremalierii de referință sunt notate cu indicii zero și respectă următoarele relații:

- unghiul de presiune de referință:

$$\alpha_0 = 20^\circ; \quad (4.22)$$

- înălțimea capului dintelui de referință:

$$h_{oa} = h_{oa}^* \cdot m = 1 \cdot m ; \quad (4.23)$$

- înălțimea piciorului dintelui de referință:

$$h_{of} = h_{of}^* \cdot m = 1,25 \cdot m ; \quad (4.24)$$

- jocul la piciorul dintelui:

$$c_o = c_{of}^* \cdot m = 0,25 \cdot m ; \quad (4.25)$$

- înălțimea dintelui de referință:

$$h_o = h_o^* \cdot m = 2,25 \cdot m ; \quad (4.26)$$

- raza de racordare de referință:

$$\rho_{of} = \rho_{of}^* \cdot m = 0,38 \cdot m ; \quad (4.27)$$

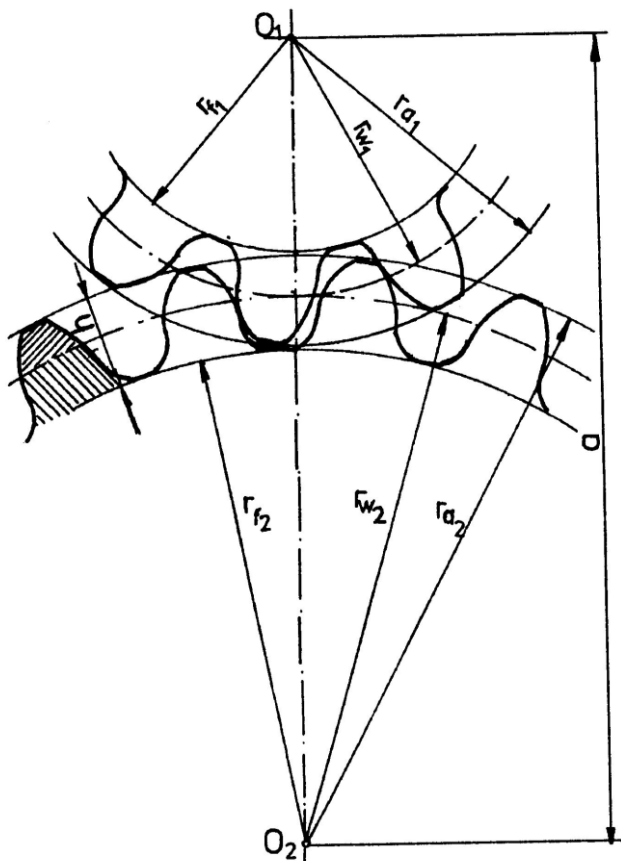


Figura 4.5[3]

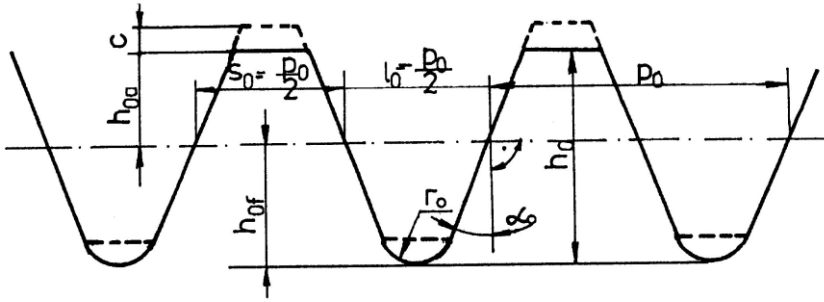


Figura 4.6

În mod normal, la danturile nedepășate, cilindrul de rostogolire coincide cu cilindrul de divizare sau diametrul de rostogolire, $d_w=d$, diametrul de divizare. În cele mai multe cazuri însă, se folosesc danturile depășate cu următoarele scopuri:

- evitarea interferenței;
- realizarea unei distanțe impuse între axe;
- realizarea egalei rezistențe a dinților la încovoiere;
- condiția egalizării alunecării specifice maxime;
- realizarea egalei rezistențe la gripare;
- realizarea angrenajelor extrapolare;
- realizarea unui anumit grad de acoperire;
- evitarea ascuțirii dinților.

Depășirea danturii constă în modificarea ei astfel încât dreapta de referință a cremalierii generatoare să nu mai fie tangentă la cercul de divizare, figura 4.7.

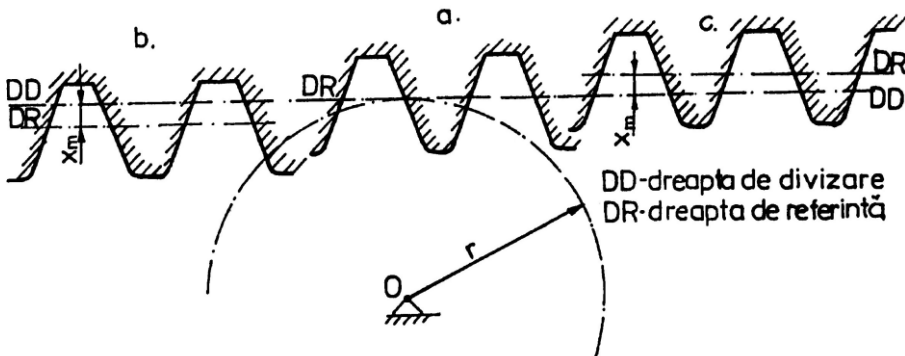


Figura 4.7[3]

În figura 4.7 se consideră o roată dințată cilindrică cu dinți dreupți a cărei dantură este generată de o cremalieră. În timpul generării se reproduce mișcarea de angrenare între cremalieră și semifabricat. Există o dreaptă pe cremalieră și un arc de cerc pe semifabricat care în timpul angrenării se vor rostogoli unul peste celălalt fără alunecare. Pasul pe cremalieră va fi egal cu pasul pe roată, sau cu alte cuvinte pasul cremalierii se imprimă pe roată. Operația se numește divizare, de rază r este cercul de divizare, iar dreapta tangentă la el - dreaptă de divizare. Diametrul cercului de divizare este:

$$d = 2 \cdot r = m \cdot z ; \quad (4.28)$$

Dantura unei roți dințate la care dreapta de referință a cremalierii generatoare este tangentă la cercul de divizare, figura 4.7 a, se numește *dantură zero* sau *dantură nedepasată*.

Dantura depasată este dantura unei roți dințate la care dreapta de referință a cremalierii generatoare nu mai este tangentă la cercurile de divizare, figura 4.7b și c. Depasarea se consideră *pozitivă* când se face spre vârful dinților figura 4.7c și *negativă* când se face spre piciorul dinților figura 4.7b. Dantura care rezultă din depasarea pozitivă se numește *dantură plus*, iar aceea care rezultă din depasarea negativă *dantură minus*. *Depasarea* x_m se numește indicele roții și se măsoară în milimetri. Se obișnuiește a se lucra cu depasarea specifică sau relativă, x :

$$x = \frac{x_m}{m} ; \quad (4.29)$$

Efectele depasării asupra danturii sunt ilustrate în figura 4.8.

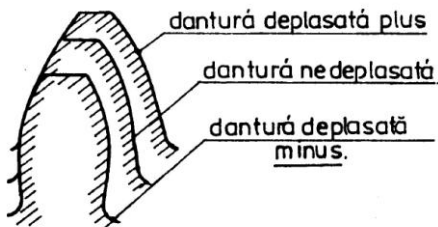


Figura 4.8

Prin deplasarea pozitivă dispare fenomenul de interferență la roțile cu $z < 17$ dinți și în același timp crește grosimea bazei dintelui. Prin deplasarea pozitivă dintele devine mai rezistent, raza de curbură a evolventei se mărește, tensiunile la bază se micșorează. Deplasarea pozitivă este limitată de apariția fenomenului de ascuțire a dinților. Deplasarea negativă slăbește baza dintelui. Din acest motiv ea se execută numai când este absolut necesar. Deplasarea negativă este limitată de apariția fenomenului de interferență.

Verificarea continuității angrenării se face prin determinarea *gradului de acoperire*. Dintele roții conducătoare începe angrenarea la bază, în timp ce dintele roții conduse la vârf, figura 4.9.

Segmentul din dreapta de angrenare delimitat de cercurile de vârf AE, se numește *segment de angrenare* și reprezintă porțiunea activă din linia de angrenare. Arcele $a_1b_1 = a_2b_2$. Prin definiție se numește grad de acoperire raportul:

$$\varepsilon = \frac{a_1 b_1}{p} > 1 \quad (4.30)$$

Gradul de acoperire trebuie să fie mai mare decât unitatea pentru a asigura continuitatea angrenării. Fizic, gradul de acoperire reprezintă numărul mediu de perechi de dinți aflați în angrenare. Gradul de acoperire caracterizează fiecare angrenaj. Cu cât gradul de acoperire este mai mare, cu atât funcționarea angrenajului este mai bună, crește capacitatea portantă și uniformitatea angrenării.

Pentru creșterea gradului de acoperire, creșterea numărului mediu de perechi de dinți în contact se utilizează danturi înclinate.

Înclinarea danturii pe lângă creșterea gradului de acoperire, atenuează și efectele dinamice prin preluarea treptată a sarcinii și a micșorării solicitării, datorită creșterii lungimii dinților care participă la preluarea sarcinii.

Pentru studiul danturilor cilindrice cu dinți înclinați se consideră o secțiune la nivelul planului mediu, figura 4.10, apoi se alege un pol angrenării - C, pe axa roții dințate prin care se execută trei secțiuni: una normală la profilul danturii NN, una frontală MM și una axială PP. În cele trei secțiuni se definesc elementele geometrice corespunzătoare, cu indicele n pentru secțiunea normală, cu indicele t pentru secțiunea frontală, cu indicele x pentru secțiunea axială.

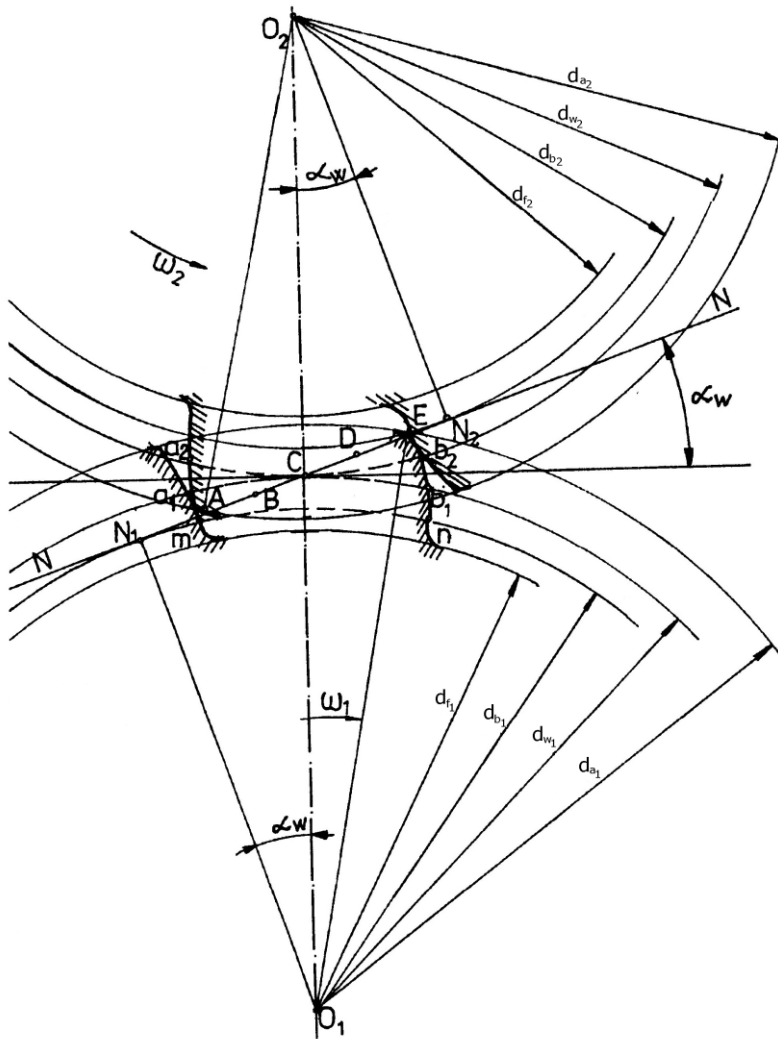


Figura 4.9[3]

Secțiunea normală fiind înclinată cu unghiul β față de cilindrul de divizare va avea forma unei roți dințate eliptice cu dinți drepti. Deoarece profilul dinților în secțiunea normală se abate de la forma evolventică, pentru calcule roata dințată eliptică se înlocuiește cu o roată dințată cilindrică cu dinți drepti având raza egală cu raza de curbură a elipsei în polul angrenării. Aceasta se numește *roată echivalentă* roții dințate cilindrice cu dinți înclinați, figura 4.11. Profilul roții dințate echivalente redă profilul cremalierii de referință caracterizat prin,

h_{0an}^* , h_{0fn}^* , c_{0n}^* , pe care se evidențiază pasul normal p_n , modulul normal m_n , și unghiul de angrenare normal α_n . Pentru danturile standardizate $\alpha_n = \alpha_0 = 20^\circ$. Valorile standardizate ale modulului și unghiului de angrenare se referă la modulul și unghiul de angrenare normal. Aceasta permite ca la prelucrarea roților dințate cilindrice cu dinți înclinați să se folosească aceleași scule ca și pentru roțile dințate cilindrice cu dinți drepecți. Diferă doar poziția semifabricatului care în timpul prelucrării se înclină față de direcția de avans a sculei cu unghiul β , care poate fi ales în intervalul $8 \dots 30^\circ$.

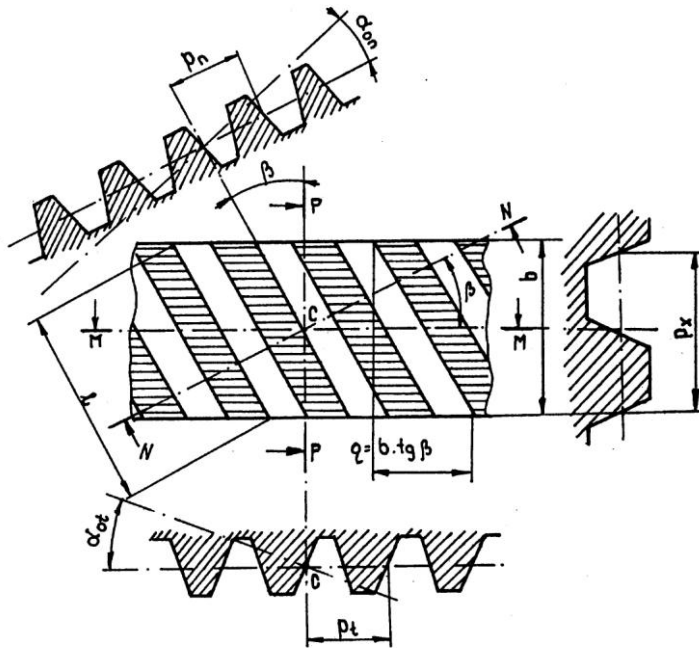


Figura 4.10[3]

4.2. Calculul de rezistență angrenajului[1,3,4,5]

În calculul de rezistență al angrenajului se consideră cele două solicitări principale ale danturii unui angrenaj: **solicitarea la contact** și solicitarea la încovoiere. Cele două solicitări sunt variabile și deteriorarea danturii va fi în mod normal prin oboseală.

Standardele în vigoare, care reglementează metodologia de proiectare a angrenajelor, fac recomandări privind valorile limită ale rezistențelor la cele două tipuri de solicitări.

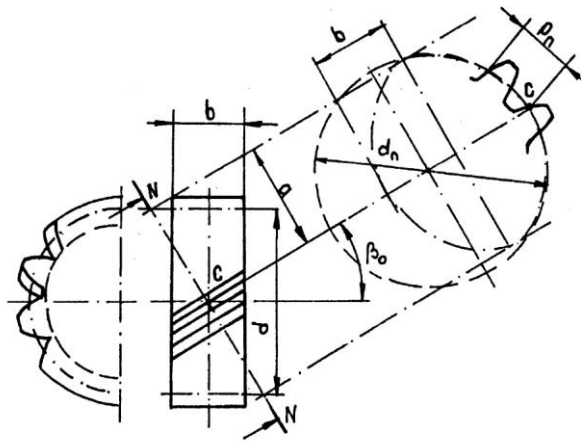


Figura 4.11

Prin definiție **rezistența limită de contact la oboseală** σ_{Hlim} reprezintă tensiunea maximă de contact pe care flancurile danturii pinionului, confecționat dintr-un anumit material și care a suferit un anumit tratament termic, o pot suporta un număr de $5 \cdot 10^7$ cicluri până la distrugerea prin pitting pe 2% din suprafață, la durități sub 350 HB și 1% din suprafață la durități ce depășesc 350 HB.

În figura 4.12 se prezintă conform STAS 12268-84 diagrama $\sigma_{Hlim} = f(HB)$. Diagrama este valabilă în următoarele condiții:

- raza de racordare $\rho_{Fn} > 0,25m_n$ ($Y_s = 1$);
 - numărul echivalent de cicluri $N_{Hred} \geq N_{fred} \geq 5 \cdot 10^7$, ($K_{FN} = 1$);
 - diametrul roților în jur de 100 [mm] ($Y_{Fx} = 1$);
 - zona de racordare a dintelui fără rizuri, prag de rectificare sau fisuri; roțile îmbunătățite și frezate în treapta 8 de precizie cu $R_a = 1 \dots 1,6$ N_{Hred} μm , iar cele rectificate în treapta 6 de precizie cu $R_a \sim 0,16 \dots 0,4$;
 - ungerea cu ulei mediu aditivat cu: $v_{50^\circ C} = (50 + 100) \cdot 10^6$ [m^2/s];
- $K_R = K_v = K_a = K_F = 1$; și $HB_{pinion} = HB_{roată} + 30$;

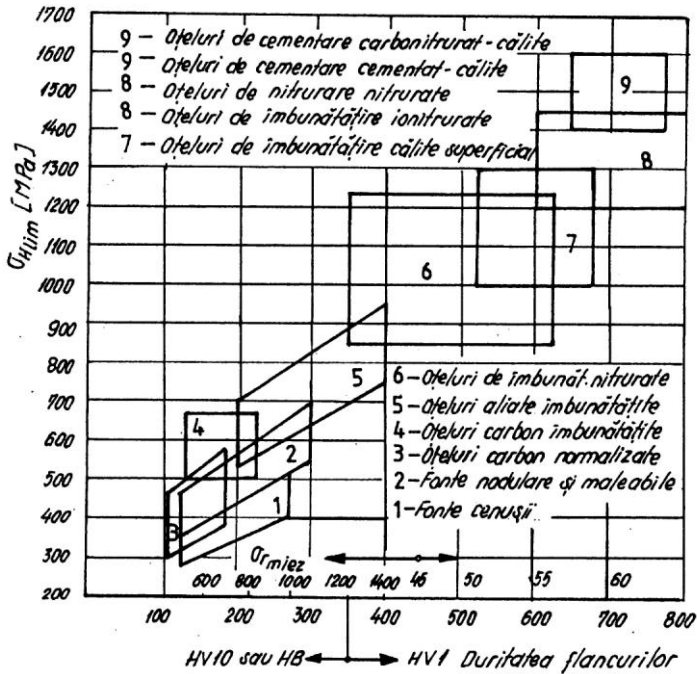


Figura 4.12

Din figură se observă creșterea importantă a rezistenței limită odată cu creșterea durității. Această observație conduce spre materialele care în urma tratamentelor termice dobândesc durități mari. La alegerea materialului, duritatea flancului trebuie corelată cu duritatea miezului pentru a evita deteriorarea suprafeței prin amprentare.

Pentru alte condiții decât cele în care a fost ridicată diagrama se calculează rezistența admisibilă la presiunea de contact prin similitudine cu relația:

$$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \frac{K_{HN} \cdot Z_R \cdot Z_w}{S_H}; \quad (4.31)$$

unde:

- K_{HN} factorul numărului de cicluri de funcționare pentru solicitarea hertziană:

$$K_{HN} = \left(\frac{N_{Href}}{N_{Hred}} \right)^{m_H} = \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_{Hred}} \right)^{1/6} \quad (4.32)$$

pentru: $10^3 \leq N_{Hred} < 5 \cdot 10^7$; Dacă $N_{Hred} > 5 \cdot 10^7$ atunci $K_{HN}=1$

N_{Hred} – numărul de cicluri redus este:

$$N_{Hred} = \Sigma \left(\frac{M_{tx}}{M_{tmax}} \right)^3 \cdot N_{Hx} \quad (4.33)$$

unde: M_{tx} - una din valorile posibile ale momentului de torsiune [Nmm];

M_{tmax} - momentul de torsiune maxim [Nmm];

Z_R - factorul rugozității flancurilor:

$$Z_R = \left(\frac{3}{R_{ared100}} \right)^{m_{ZR}} \quad (4.34)$$

unde: $R_{ared100}$ - rugozitatea redusă a flancurilor ca și cea a unui angrenaj cu distanța între axe de 100 mm:

$$R_{ared100} = 3(R_{a1} + R_{a2}) \left(\frac{100}{a} \right)^{1/3}; \quad (4.35)$$

m_{ZR} - exponent definit de relația:

$$m_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000}; \quad (4.36)$$

în relația 4.36 pentru $\sigma_{Hlim} < 850$ se adoptă $\sigma_{Hlim} = 850$, iar pentru $\sigma_{Hlim} > 1200$ se adoptă $\sigma_{Hlim} = 1200$ [MPa].

- Z_w - factorul raportului durezzații flancurilor

$$\text{pentru: } HB_1 - HB_2 > 100, \quad Z_w = 1,2; \quad (4.37)$$

$$\text{pentru: } HB_1 - HB_2 \leq 100, \quad Z_w = 1,0; \quad (4.38)$$

- S_H - factorul de siguranță în raport cu distrugerea prin ciupire a flancurilor este dat în tabelul 4.3.

Prin definiție **rezistența limită pentru solicitarea de încovoiere la piciorul dintelui** σ_{Flim} în condiții de oboseală, reprezintă tensiunea maximă pe care dintele o poate suporta un număr de 10^7 cicluri pulsatorii fără a se produce ruperea. În figura 4.13 este prezentată conform STAS 12268-84 diagrama $\sigma_{Flim} = f(HB)$, în aceleași condiții ca și la trasarea diagramei pentru σ_{Hlim} .

Tabelul 4.3

Siguranța în funcționare a angrenajului	Factorul de siguranță			
	La ruperea prin oboseală S_F		La pitting S_H	
	Angrenaje cilindrice	Angrenaje conice	Angrenaje cilindrice	Angrenaje conice
>99 % - foarte mare	2..2,5	2,5	1,25...1,5	1,5...2
99 % - normală	1,25	1,5	1,15	1,5
80 % - scăzută	1	1,2	1	1,2

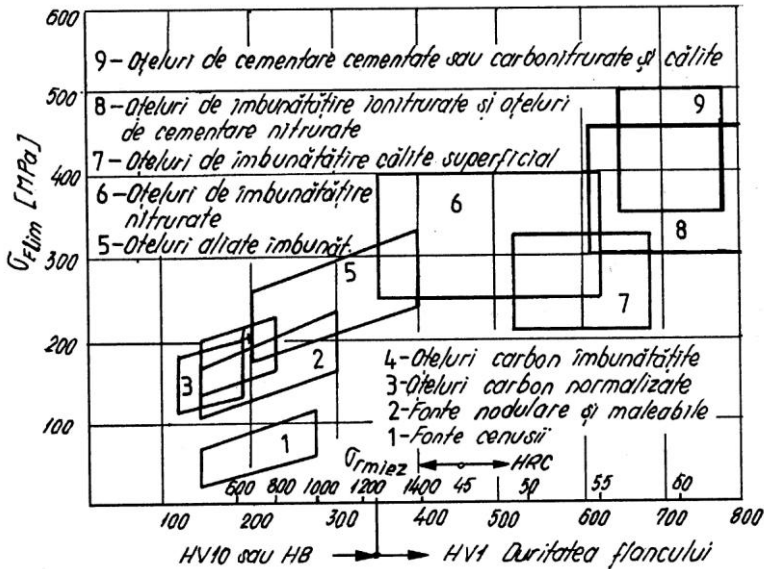


Figura 4.13

Pentru alte condiții decât cele în care s-a trasat diagrama se calculează rezistența admisibilă la încovoiere, în condiții de oboseală cu relația :

$$\sigma_{FP} = \sigma_{Flim} \frac{K_{FN} \cdot Y_{FX} \cdot Y_S}{S_F}; \quad (4.39)$$

unde:

Y_S - factorul concentratorului de tensiune pe care-l introduce raza de racordare a piciorului dintelui ρ_{FN} , figura 4.14;

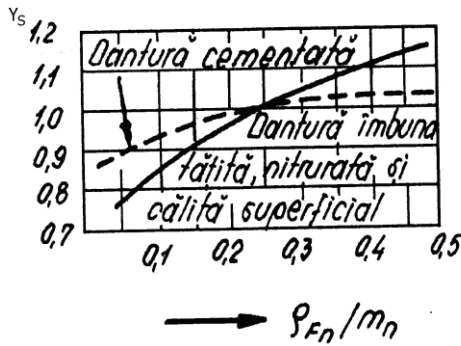


Figura 4.14

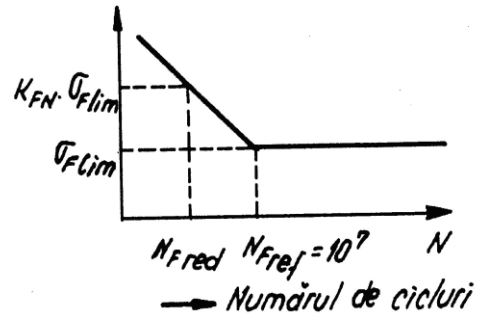


Figura 4.15

K_{FN} - factorul numărului de cicluri ține seama de posibilitatea adaptării unor rezistențe admisibile superioare în domeniul durabilității limitate, figura 4.15, $N_{Fred} < N_{Fref}$.

$$K_{FN} = \left(\frac{N_{Fref}}{N_{Fred}} \right)^{1/m_F} = \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_{Fred}} \right)^{1/9} \quad (4.40)$$

Dacă: $N_{Fred} > N_{Fref}$, atunci $K_{FN} = 1$;

$$N_{Fred} = \Sigma \left(\frac{M_{tx}}{M_{tmax}} \right)^9 \cdot N_{Fx} \quad (4.41)$$

Y_{FX} - factorul dimensional, ține seama de scăderea rezistenței dintelui odată cu creșterea modulului:

- la toate oțelurile cu $m_n < 5$ mm,

$$Y_{FX} = 1; \quad (4.42)$$

- la oțelurile îmbunătățite sau normalizate și la fonte :
- pentru $5 < m_n < 30$ mm

$$Y_{FX} = 1,03 - 0,006 \cdot m_n; \quad (4.43)$$

- pentru $m_n > 30$ mm

$$Y_{FX} = 0,85 ; \quad (4.44)$$

- la oțelurile călite superficial:
- pentru $5 < m_n < 30$ mm

$$Y_{FX} = 1,03 - 0,01 \cdot m_n ; \quad (4.45)$$

- pentru $m_n > 30$ mm

$$Y_{FX} = 0,75 ; \quad (4.46)$$

S_F - factorul de siguranță în raport cu ruperea la oboseală, tabelul 4.3.
Roțile intermediare sunt solicitate după un ciclu alternant simetric și în acest caz :

$$\sigma_{-IFP} = 0,7 \cdot \sigma_{FP} ; \quad (4.47)$$

Date privind rezistențele limită la solicitările de contact și încovoiere, recomandări de utilizare și duritățile care se pot obține în urma tratamentelor termice pentru materialele uzuale folosite în construcția roților dințate sunt prezentate în Anexa 1.

Algoritmul de calcul pentru predimensionarea angrenajelor cilindrice cu dinți drepecți și înclinați este prezentat în tabelul 4.4.

Tabelul 4.4 Calculul angrenajelor cilindrice exterioare sau interioare cu dinți drepți sau înclinați [1,3,9,13]

Nr. crt.	Denumirea parametrului care se calculează sau alege	Symbol UM	Relații de calcul și recomandări	Observații
0	1	2	3	4
Date de proiectare				
1.1	Puterea de transmis - N	[KW]		
1.2	Turația de intrare – n_1	[rot/min]		
1.3	Raportul de transmitere	i	$i = n_1/n_2$	
1.4	Durata de funcționare - L_h	[ore]	Impusă prin temă	
1.5	Condițiile de funcționare		Ale mașinii motoare și celei antrenate	
Date care se aleg preliminar				
2.1	Profilul cremalierii de referință		$\alpha_{0n} = 20^\circ; h_{0am}^* = 1; h_{0fn}^* = 1,25; c_{0n}^* = 0,25; r_{0n}^* = 0,38;$	STAS 821-75
2.2	Material și tratamente termice pentru roata conducătoare și condusă		Roata conducătoare: simbol material, tratament termic, duritatea superficială, adâncimea de călire Roata condusă: aceleași date	Se aleg din: Figura 4.12, 4.13 Anexa 1
2.3	Tensiunile limită pentru - solicitarea de contact - încovoiera bazei dintelui	[MPa]	$\sigma_{Hlim}; \sigma_{Flim}$; funcție de material	Se aleg din: Figura 4.12, 4.13 Anexa 1

Calculul de predimensionare	
3	
3.1	<p>Distanța dintre axe a_w din condiția de rezistență la presiunea de contact</p> $a_w \geq (u \pm 1) \cdot \left[\frac{4M_t \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_{HB}}{2u \cdot \psi_a} \left(\frac{Z_E \cdot Z_H \cdot Z_c \cdot \cos \alpha}{\sigma_{HB} \cdot \cos \alpha_w} \right)^2 \right]^{1/3}$ <p>Valorile param. din relația a_w se determină în continuare. Se alege valoarea standardizată a distanței între axe - a_{wSTAS}, astfel:</p> <p>Dacă $a_{nSTAS} \leq a_w \leq 1,05a_{nSTAS}$ se adoptă conf. STAS 6055-82 - $a_w = a_{STAS}$</p> <p>$a_{nSTAS} < a_w < a_{(n+1)STAS}$ se adoptă $a_w = a_{(n+1)STAS}$</p>
3.2	<p>Momentul de torsiune la arborele de intrare</p> $M_{t1} = 9,55 \cdot 10^6 \frac{N}{n_1}$
3.3	<p>Coefficientul sarcinii dinamice externe</p> <p>Funcție de condițiile de funcționare</p>
3.4	<p>Coefficientul sarcinii dinamice interne</p> <p>La predimensionarea danturilor cu dinți: - drepți $K_v = 1,15$ - înclinați $K_v = 1,10$ La recalcularea distanței între axe pentru danturi cu dinți drepți sau înclinați funcție de precizia de execuție și produsul $v \cdot z_1$</p>
3.5	<p>Precizia de execuție</p> <p>După domeniul de folosință, metoda de prelucrare, viteza periferică</p>
3.6	<p>Coefficientul de lățime</p> $\psi_a = \frac{b}{a}; \psi_d = \frac{b}{d_1}; \psi_{mn} = \frac{b}{m_n}$ <p>Din condiția optimizării valorilor coeficienților K_v și K_{HB}</p>

3.7	Coeficientul de repartiție a sarcinii pe lățimea danturii	$K_{H\beta}$	<p>La predimensionare $K_{H\beta} = 1,15$</p> <p>La definitivarea dimensiunilor $K_{H\beta}$, se determină funcție de ψ_d și precizia de execuție</p>	Anexa 2 Tabelul II.3
3.8	Coeficientul de material Z_E	Z_E [MPa] ^{1/2}	$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left(\frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \right)}}$	Anexa 2 Tabelul II.4
3.9	Coeficientul punctului de rostogolire	Z_H	$Z_H = \sqrt{\frac{1}{\cos^2 \alpha \cdot \operatorname{tg} \alpha_w}}$ <p>Pentru angrenaje zero sau zero deplasate $Z_H = 1,77$; La predimensionare se acceptă această valoare</p>	
3.10	Coeficientul gradului de acoperire	Z_ϵ	$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}}$ <p>La predimensionare se adoptă la :</p> <ul style="list-style-type: none"> -dinți drepți: $Z_\epsilon = 1$; - dinți înclinați: <ul style="list-style-type: none"> - dacă $\psi_d \leq 0,5$, $Z_\epsilon = 1$ -dacă $\psi_d > 0,5$, $Z_\epsilon = 0,9$ 	
3.11	Unghiul de înclinare a danturii	β	$\beta = 8 \dots 10^\circ$ - pentru danturi durificate superficial $\beta = 15^\circ$ - pentru danturi îmbunătățite $\beta < 35^\circ$ pentru danturi în V sau angrenaje melcate	

3.12	Unghiul de angrenare preliminar	α	în prima aproximare considerând angrenajul nedepășat sau zero-deplasat $\alpha = \alpha_w = \alpha_0 = 20^\circ$	
3.13	Rezistența admisibilă la presiunea de contact	σ_{HP}	$\sigma_{HP} = \sigma_{Hlim} \frac{K_{HN} \cdot Z_R \cdot Z_w}{S_H}$; σ_{Hlim} - funcție de material; coeficienții sunt dați în continuare;	
3.14	Coefficientul numărului de cicluri de funcționare pentru solicitarea hertziană	K_{HN}	$K_{HN} = \left(\frac{N_{Href}}{N_{Hred}} \right)^{m_H} = \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_{Hred}} \right)^{1/6}$ pentru: $10^3 \leq N_{Hred} < 5 \cdot 10^7$; Dacă $N_{Hred} > 5 \cdot 10^7$ atunci $K_{HN}=1$; N_{Hred} - numărul de cicluri redus este: $N_{Hred} = \Sigma \left(\frac{M_{lx}}{M_{lmax}} \right)^3 \cdot N_{Hx}$	
3.15	Coefficientul rugozității flancurilor	Z_R	$Z_R = \left(\frac{3}{R_{ared100}} \right)^{m_{ZR}}$; unde: $R_{ared100}$ - rugozitatea redusă a flancurilor ca și cea a unui angrenaj cu distanța între axe de 100 mm: $R_{ared100} = 3(R_{a1} + R_{a2}) \left(\frac{100}{a} \right)^{1/3}$; m_{ZR} - exponent definit de relația: $m_{ZR} = 0,12 + \frac{1000 - \sigma_{Hlim}}{5000}$; $Z_R=1$; la predimensionare;	pentru $\sigma_{Hlim} < 850$ [MPa] se adoptă $\sigma_{Hlim} = 850$ [MPa], iar pentru $\sigma_{Hlim} > 1200$ [MPa] se adoptă $\sigma_{Hlim} = 1200$ [MPa]

3.16	Coefficientul raportului durității flancurilor	Z_w	pentru: $HB_1 - HB_2 > 100$, $Z_w = 1,2$; $HB_1 - HB_2 \leq 100$, $Z_w = 1,0$;	Tabelul 4.3
3.17	Coefficientul de siguranță la pitting	S_H	Funcție de gradul de siguranță	
3.18	Se determină valorile preliminare ale diametrelor de divizare	d_1, d_2 [mm]	$d_1 = \frac{2a}{i \pm 1}; d_2 = i \cdot d_1;$	
3.19	Se determină viteza tangențială a roții conducătoare	v_{t1} [m/s]	$v_{t1} = \frac{\pi d_1 n_1}{60000};$	
3.20	Se recalculează K_v		Pentru diferențe mari se recalculează distanța dintre axe	
4	Calculul de dimensionare			
4.1	Se calculează modulul minim m_n sau m (pentru datura dreapă) din condițiile de rezistență la încovoiere la baza dintelui	m_n [mm]	$m_n \geq \frac{M_{t1}(u \pm 1) \cdot K_A \cdot K_V \cdot K_\alpha \cdot K_\beta \cdot K_{F\beta} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon}{\Psi_a \cdot a_w^2 \cdot \sigma_{FP}}$ <p>Valoarea m_n calculată se aduce la valoarea standardizată cea mai apropiată astfel dacă:</p> <p>$m_{n \times STAS} \leq m_n \leq 1,1 m_{n \times STAS}$, $m_n = m_{n \times STAS}$ $1,1 m_{n \times STAS} < m_n < m_{n(x+1) \times STAS}$, $m_n = m_{n(x+1) \times STAS}$</p> <p>Pentru coeficienții $K_A, K_V, K_\beta = K_{F\beta}$, sunt valabile valorile determinate anterior. Valorile celorlalți parametri se determină în continuare</p>	STAS 822-82 Tabelul 4.2

4.2	Coeficientul de repartiție frontală	K_α	<p>$K_\alpha = 1$ pentru angrenajele durificate superficial și executate în clasele 5 și 6 de precizie; $K_\alpha = 0,7$ pentru restul angrenajelor</p> <p>Se adoptă preliminar $Y_F = 2,25$</p> <p>După calculul modulului se recalculează din relația:</p> $Y_F = \frac{6h_{f,m} \cos \alpha_w}{S_F^2 \cos \alpha}$ <p>dacă Y_F recalculat diferă mult de 2,25 se recalculează modulul cu valoarea nouă</p>
4.3	Coeficientul de formă a dintelui	Y_F	<p>$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} > Y_{\beta,\min}$; $Y_{\beta,\min} = 1 - 0,25\varepsilon_\beta \geq 0,75$</p> <p>Pentru calcule preliminare: $Y_\beta = 1$, pentru dinți dreupți; $Y_\beta = 0,9$, pentru dinți înclinați cu $0^\circ < \beta \leq 10^\circ$; $Y_\beta = 0,8$, pentru dinți înclinați cu $\beta > 10^\circ$</p>
4.4	Factorul unghiului de înclinare	Y_β	
4.5	Factorul gradului de acoperire	Y_ε	<p>$Y_\varepsilon = 0,25 + \frac{0,75}{\varepsilon_\alpha} \cos^2 \beta$;</p> <p>Se adoptă preliminar $Y_\varepsilon = 1$;</p>
4.6	Rezistența admisibilă la încovoire	σ_{FP}	<p>$\sigma_{FP} = \sigma_{F\lim} \frac{K_{FN} \cdot Y_{FX} \cdot Y_S}{S_F}$; $\sigma_{F\lim}$ - funcție de material</p> <p>Coeficienții se determină în continuare</p>

4.7	Coeficientul numărului de cicluri pentru solicitarea de încovoiere	K_{FN}	$K_{FN} = \left(\frac{N_{Fref}}{N_{Fred}} \right)^{1/m_F} = \left(\frac{5 \cdot 10^7}{N_{Fred}} \right)^{1/9}$ <p>Dacă: $N_{Fred} > N_{Fref}$, atunci $K_{FN} = 1$</p> $N_{Fred} = \Sigma \left(\frac{M_{tx}}{M_{tmax}} \right)^9 \cdot N_{Fx}$	
4.8	Factorul dimensional	Y_{FX}	<ul style="list-style-type: none"> la oțelurile îmbunătățite sau normalizate și la fonte : <ul style="list-style-type: none"> - pentru $5 < m_n < 30$ mm, $Y_{FX} = 1,03 - 0,0006 \cdot m_n$; - pentru $m_n > 30$ mm, $Y_{FX} = 0,85$ la oțelurile călite superficial: <ul style="list-style-type: none"> - pentru $5 < m_n < 30$ mm, $Y_{FX} = 1,03 - 0,01 \cdot m_n$; - pentru $m_n > 30$ mm, $Y_{FX} = 0,75$; <p>La predimensionare se acceptă $Y_{FX} = 1$</p>	
4.9	Factorul concentratorului de tensiune	Y_s	La predimensionare $Y_s = 1$	
4.10	Coeficientul de siguranță la încovoiere	S_F	$S_F = 1,25$	Tabelul 4.3
4.11	Numărul de dinți al pinionului	z_1	<p>Se pune condiția $x_1 + x_2 = 1$</p> $z_{1max} = \frac{2(a_w - m_n) \cos \beta}{m_n (i \pm 1)}$ <p>Se alege $z_1 < z_{1max}$ conform recomandărilor următoare:</p> <p>a) La danturile cementate-călite: $z_1 = 12 \dots 17(21)$ dinți.</p> <p>b) La danturile durificate inductiv sau nitruate: $z_1 = 15 \dots 23(25)$ dinți.</p> <p>c) La danturile îmbunătățite ($HB \leq 3500$): $z_1 = 25 \dots 35$ dinți.</p>	

4.12	Numărul de dinți al roții conduse	z_2	$z_2 = i \cdot z_1$ <p>d) Numărul de dinți ai roții conduse se poate crește sau scădea cu undinte, astfel încât, pe cât posibil z_1 și z_2 să nu aibă divizori comuni.</p> <p>e) Se alege astfel z_1 încât z_2 să fie număr întreg, iar $u = z_1 / z_2$; raportul numerelor de dinți, să aibă o valoare apropiată de i și să fie îndeplinită condiția: $\left \frac{u-i}{i} \right \leq 0,03$</p>	
4.13	Recalcularea modului, determinarea valorii standardizate a modului m_n sau m	m_n [mm]	$m_n = \frac{2a_w \cos \beta}{z_1(u \pm 1) + 2 \cos \beta}$ <p>Se recalculază și apoi standardizează modulul la cea mai apropiată valoare standardizată cu condiția ca $m_{nSTAS} > m_n$ calculat la punctul 4.1</p>	
4.14	Distanța de referință dintre axe	a [mm]	$a = \frac{m_{nSTAS}(z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}$	
4.15	Unghiul de angrenare frontal	α_{tw}	$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a \cdot \cos \alpha_t}{a_w} \right); \alpha_t = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right);$ <p>α_t - unghiul de presiune frontal; α_n - unghiul de presiune normal de referință</p>	

4.16	Suma coeficienților deplasărilor de profil (diferența pentru angrenaj interior)	x_{ns} ; x_{n1} ; x_{n2} ; x_{nd}	$x_{ns,nd} = x_{n2} \pm x_{n1} = \frac{inv\alpha_{tw} - inv\alpha_t}{2tg\alpha_n} (z_2 \pm z_1);$ $inv\alpha_{tw} = tg\alpha_{tw} - \alpha_{tw}; inv\alpha_t = tg\alpha_t - \alpha_t;$ $\alpha_{tw} \text{ și } \alpha_t, \text{ în radiani}$ <p style="text-align: center;">Anexa 2 Figura II.3</p> <p>Repartizarea depășirii de profil x_{ns} pe cele două roți x_{n1} și x_{n2}, se face cu ajutorul diagramelor din Anexa 2 figura II.3, în funcție de scopul urmărit: După figura II 3. a dacă se adoptă: $x_1+x_2=0..0,6$ pt. danturi cu alunecări egalizate; $x_1+x_2=0,6..1,2$ pt. danturi cu portantă mare la flanc și picior; $x_1+x_2=-0,4..0$, pentru obținerea unui grad mare de acoperire. După figura II 3. b dacă: Se adoptă criteriul realizării aceleiași portante la încovoiere pentru dinții ambelor roți, cel mai folosit criteriu.</p>
Pentru danturi drepte $m_n=m_t = m$ Unde este folosit, \pm , primul semn se referă la angrenare exterioară, cel de al doilea la angrenare interioară			

4.3. Calculul geometric al angrenajului

Calculul geometric se face urmând algoritmul prezentat în tabelul 4.5. Relațiile se referă la dantura cilindrică înclinată. Dacă sunt precizate două semne, cel superior se referă la dantura exterioară, cel inferior se referă la dantura interioară. Pentru dantura dreaptă se consideră $m_n = m_t = m$; $\alpha_n = \alpha_t = \alpha$; $\beta = 0$.

Tabelul 4.5[1,3,9]

1. Date inițiale de proiectare	
Se alege sau se calculează anterior	<ul style="list-style-type: none"> - i - raportul de transmitere, dat în tema de proiectare - Cremaliera de referință STAS 821-82 ($\alpha_{on} = 20^\circ$; $h^*_{oa} = 1$; $h^*_{of} = 1,25$; $C^*_0 = 0,25$); - Unghiul de înclinare: <ul style="list-style-type: none"> $\beta = 8 \dots 10^\circ$ - pentru danturi durificate superficial $\beta = 15^\circ$ - pentru danturi îmbunătățite $\beta < 35^\circ$ pentru danturi în V sau angrenaje melcate - m sau m_n - din calculul de rezistență - valori conform STAS 822-82; - x_{ns}; x_{n1}; x_{n2}; x_{nd} calculați anterior; Dimensiunile flancării STAS 821-82 și bombării $\delta = 0,02 + 0,04$ [mm].
2. Elemente care se calculează	
Denumirea	Relații de calcul
2.1 Raportul de transmitere	$i = n_1/n_2 = z_2/z_1$
2.2 Raportul numerelor de dinți	$u = z_{mare}/z_{mic}$
2.3 Modulul frontal	$m_t = \frac{m_n}{\cos \beta}$
2.4 Modulul axial	$m_x = \frac{m_t}{\text{tg} \beta} = \frac{m_n}{\sin \beta}$
2.5 Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_t = \arctg \left(\frac{\text{tg} \alpha_n}{\cos \beta} \right);$

2.6 Coeficientul scurtării înălțimii dintelui	$K_{h1(2)}^* = x_1 + x_2 - [(a_w - a)/m]$
2.7 Diametrul cercului de divizare	$d_{1(2)} = m_t z_{1(2)} = \frac{m_n z_{1(2)}}{\cos \beta}$
2.8 Diametrul cercului de cap	<p>Angrenaj exterior</p> $d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m_n (h_{0a1(2)}^* + x_{1(2)} - K_{h1(2)}^*)$ <p>Angrenaj interior</p> $d_{a1} = d_1 + 2m_n (h_{0a1}^* + x_1 - K_{h1}^*)$ $d_{a2} = d_2 - 2m_n (h_{0a2}^* - x_2 - K_{h2}^*)$
2.9 Diametrul cercului de picior	<p>Angrenaj exterior</p> $d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2m_n (h_{0f1(2)}^* - x_{1(2)})$ <p>Angrenaj interior</p> $d_{f1} = d_1 - 2m_n (h_{0f1}^* - x_1)$ $d_{f2} = d_2 + 2m_n (h_{0f2}^* + x_2)$
2.10 Diametrul cercului de rostogolire	$d_{w1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha_t / \cos \alpha_{wt} \text{ sau}$ $d_{w1} = \frac{2a}{u \pm 1}; d_{w2} = \frac{2a \cdot u}{u \pm 1};$
2.11 Diametrul cercului de bază	$d_{1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha_t$
2.12 Distanța de referință dintre axe	$a = \frac{m_n (z_2 \pm z_1)}{2 \cos \beta}; \text{ calculată anterior}$
2.13 Distanța dintre axe	$a_w = a \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha_{wt}}; \text{ calculată anterior și standardizată}$
2.14 Unghiul de angrenare frontal	$\alpha_{tw} = \arccos \left(\frac{a \cdot \cos \alpha_t}{a_w} \right); \text{ calculat anterior}$
2.15 Coeficientul axial ψ_a , diametral ψ_d sau modular ψ_{mn} al lățimii danturii	$\psi_a = \frac{b}{a}; \psi_d = \frac{b}{d_1}; \psi_{mn} = \frac{b}{m_n};$ <p>Ales anterior din Anexa 2 Tabelul II.2</p>
2.16 Lățimea danturii	$b_2 = \psi_a \cdot a; b_2 = \psi_d \cdot d_2; b_2 = \psi_{mn} \cdot m_n; b_1 = b_2 + (3..6)\text{mm}$

2.17 Arcul frontal de divizare al dintelui	$S_{t1(2)} = m_t \left[\left(\frac{\pi}{2} \right) \pm 2x_{1(2)} \operatorname{tg} \alpha_t \right]$
3. Verificarea subtăierii dinților	
3.1 Numărul de dinți echivalent	$z_{n1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\cos^3 \beta}$
3.2 Numărul minim de dinți	$z_{\min 1(2)} = \frac{2(1 - x_{1(2)}) \cos \beta}{\sin^2 \alpha_0}$
3.3 Coeficientul deplasării minime de profil	$x_{\min 1(2)} = 1 - \frac{z_{\min 1(2)} \sin^2 \alpha_t}{2 \cos \beta}$
4. Verificarea interferenței dinților	
4.1 Diametrul începutului evolventic	$d_{L1(2)} = d_{b1(2)} \sqrt{1 + \left[\operatorname{tg} \alpha_t - 2(1 - x_{1(2)}) / (z_{1(2)} \sin \alpha_t \cdot \cos \alpha_t) \right]^2}$
4.2 Diametrul începutului angrenării	$d_{A1} = d_{b1} / \cos \alpha_{A1}$ $d_{E2} = d_{b2} / \cos \alpha_{E2}$ $\operatorname{tg} \alpha_{A1} = 2\pi(\varepsilon_a - \varepsilon_2) / z_1$ $\operatorname{tg} \alpha_{E1} = 2\pi(\varepsilon_a - \varepsilon_1) / z_2$ <p>Pentru a nu apărea interferența este necesar ca:</p> $d_{A1} \geq d_{L1}; d_{E2} \geq d_{L2}; d_{L1(2)} \geq 0$
5. Verificarea continuității angrenării	
5.1 Gradul de acoperire al profilului	$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_1 + \varepsilon_2 - \varepsilon_a$ $\varepsilon_1 = (d_{a1}^2 - d_{b1}^2)^{1/2} / (2\pi m_n \cos \alpha_t)$ $\varepsilon_2 = (d_{a2}^2 - d_{b2}^2)^{1/2} / (2\pi m_n \cos \alpha_t)$ $\varepsilon_a = 2a \sin \alpha_{wt} / (2\pi m_n \cos \alpha_t)$ <p>Se recomandă ca $\varepsilon_\alpha \geq 1,1$</p>
5.2 Gradul de acoperire datorat înclinării dinților	$\varepsilon_\beta = \frac{b \cdot \operatorname{tg} \beta}{\pi \cdot m_n}$
5.3 Gradul de acoperire total	$\varepsilon_\gamma = \varepsilon_\alpha + \varepsilon_\beta$

6. Verificarea jocului la cap	
6.1 Jocul la cap în funcționare	$c_1 = a - 0.5(d_{f1} + d_{a2})$ $c_2 = a - 0.5(d_{f2} + d_{a1})$ <p>Este necesar ca $c_{1,2} \geq 0,1 m_n$</p>
6.2 Coeficientul scurtării capului dintelui	<p>Pentru a se realiza jocul de referință</p> $C_0 = 0,25 m_n$ $K_{h1(2)}^* = x_1 + x_2 - [(a_w - a)/m]$ <p>Pentru a se realiza un joc</p> $C = C^* \cdot m_n$ $K_{h1(2)}^* = x_1 + x_2 - [(a_w - a)/m] + C^* - C_0^*$ <p>unde $C_0^* = 0,25$ iar $C^* > 0,1$</p>
7. Verificarea grosimii dinților pe cercul de cap	
7.1 Arcul normal de cap al dintelui	$S_{a1(2)} = d_{a1(2)} [(\pi/2 \pm 2x_{1(2)} \operatorname{tg}\alpha_n) / z_{1(2)} \pm (\operatorname{inv}\alpha_t \mp \operatorname{inv}\alpha_0) \cos \beta_{a1(2)}]$ <p>Unde: $\operatorname{tg}\beta_{a1(2)} = \frac{d_{a1(2)} \operatorname{tg}\beta}{d_{1(2)}}$, este necesar ca:</p> $S_{an} \geq 0,25 m_n, \text{ la danturi îmbunătățite}$ $S_{an} \geq 0,4 m_n, \text{ la danturi durificate}$
7.2 Unghiul de presiune pe cercul de diametru d_{wn}	$\alpha_{wn1(2)} = \arccos \left[\frac{z_{1(2)} \cos \alpha_t}{(z_{1(2)} + 2x_{t1(2)})} \right]$ $x_{t1(2)} = x_{n1(2)} \cos \beta$
7.3 Numărul de dinți pentru măsurarea lungimii peste N dinți	$N_{1(2)} = \frac{z_{1(2)}}{\pi} \left((\operatorname{tg}\alpha_{wn1(2)} / \cos^2 \beta) - \frac{2x_{1(2)} \operatorname{tg}\alpha_n}{z_{1(2)}} - \operatorname{inv}\alpha_t \right) + 0.5$ <p>Se rotunjește la un număr întreg</p>
7.4 Lungimea frontală peste $N_{1(2)}$ dinți	$W_{tN1(2)} = m_t \cos \alpha_t [(N_{1(2)} - 0.5)\pi + 2x_{t1(2)} \operatorname{tg}\alpha_t + z_{1(2)} \operatorname{inv}\alpha_t]$
7.5 Lungimea normală peste $N_{1(2)}$ dinți	$W_{nN1(2)} = m_n \cos \alpha_n [(N_{1(2)} - 0.5)\pi + 2x_{1(2)} \operatorname{tg}\alpha_n + z_{1(2)} \operatorname{inv}\alpha_n]$

4.4. Forțe în angrenajul cilindric cu dinți înclinați

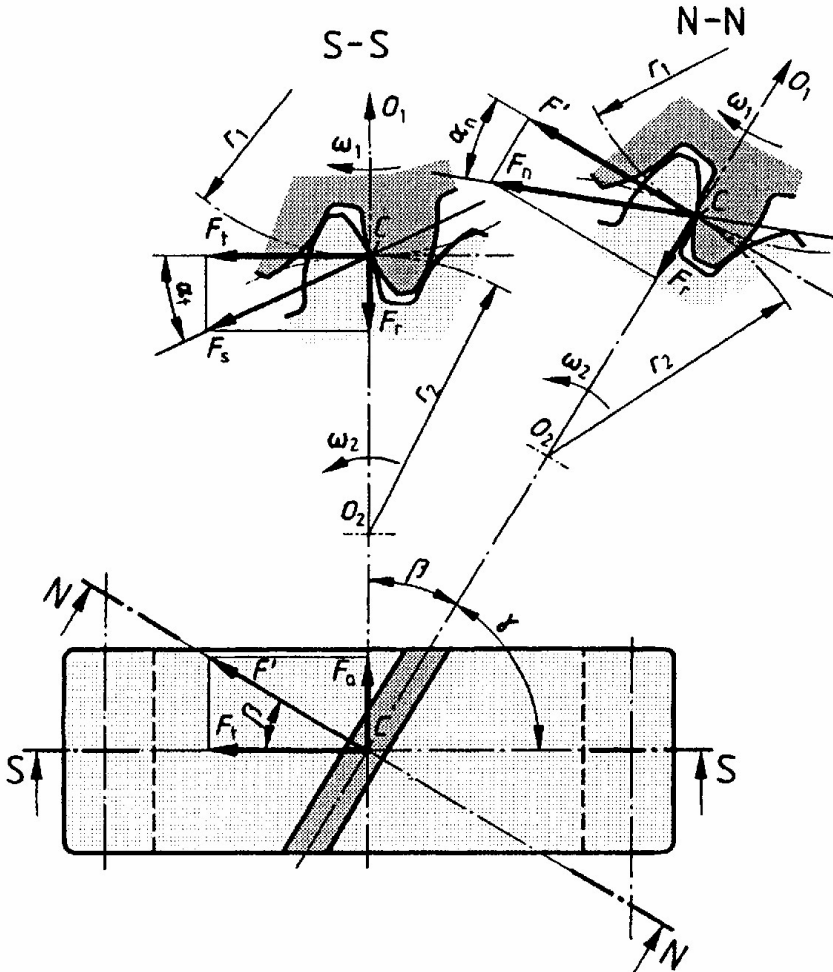


Figura 4.16. Forțe în angrenajul cilindric cu dinți înclinați

Contactul dintre doi dinți determină apariția unei forțe normale F_n , prezentată în secțiunea NN, figura 4.16. Aceasta se poate descompune în două componente F' și F_r . La rândul ei F' se descompune după direcția axei roții și o direcție perpendiculară pe aceasta (tangentă la cercul de rostogolire) rezultând în final componentele pe cele trei direcții ortogonale: forța tangențială F_t , forța radială F_r și forța axială F_a conform figurii 4.16. Deoarece între diametrul de rostogolire și diametrul de divizare nu este o diferență mare, practic se calculează cele trei componente pe cercul de divizare al roții. Se neglijează pierderile de

putere prin frecare în angrenaj, deci existența forțelor de frecare, deoarece acestea sunt reduse.

Astfel, se calculează forțele ce acționează asupra pinionului folosind momentul de torsiune la pinion, 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:

- Forțele tangențiale:

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2M_{t1}}{d_1} \quad (4.48)$$

- Forțele radiale:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \frac{\operatorname{tg}\alpha_n}{\cos\beta} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha_t \quad (4.49)$$

- Forțele axiale:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \operatorname{tg}\beta \quad (4.50)$$

- Forța normală:

$$F_n = \sqrt{F_{t1}^2 + F_{a1}^2 + F_{r1}^2} = \frac{F_{t1}}{\cos\alpha_n \cos\beta} \quad (4.51)$$

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.

Capitolul 5

Proiectarea arborilor

5.1 Alegerea materialelor[4,3,11]

Materialele folosite la construcția osiilor și arborilor trebuie să îndeplinească următoarele condiții:

- rezistență mecanică mare la solicitările de încovoiere pentru osii și pentru arbori la torsiune și încovoiere;
- rezistență la solicitări variabile;
- deformabilitate redusă;
- rezistență la uzură;
- bună aderență a lubrifianților mai ales în zona fusului;
- să fie ușor prelucrabil;
- să fie convenabil ca preț.

Pentru arborii reductoarelor, aceste condiții pot fi satisfăcute în anumite proporții de următoarele materiale:

a) Oțelul carbon sau aliat turnat se folosește în general pentru execuția arborilor de dimensiuni mari pentru ca, cu un minim de material arborele să rezulte la o formă apropiată de cea a solidului de egală rezistență. Arborii turnați necesită un tratament termic de normalizare pentru refacerea structurii. Pentru a se obține proprietăți uniforme în secțiune, arborii trebuiesc executați:

- prin turnare în poziție verticală cu alimentarea formei la partea de jos;
- prin turnare centrifugală;
- prin turnare continuă în poziție verticală.

b) Oțeluri carbon și aliate laminate. Proprietățile cerute unui arbore pot fi îndeplinite de următoarele calități de oțeluri:

- Oțeluri de uz general pentru construcții SR EN10025+A1:1994;

-Oțeluri pentru tratament termic destinate construcției de mașini: SR EN 10083-1+A1:2002; SREN 10083-2+A1:1995; SREN 10083-3+A1:1998.

Din proiectare și practică s-a constatat că este mai favorabil de a se mări rigiditatea arborilor prin creșterea ușoară a diametrului, decât prin folosirea unui oțel de calitate superioară. Datorită acestei constatări cât și pentru a obține o producție în condiții cât mai economice, pentru execuția arborilor se preferă folosirea oțelurilor de uz general pentru construcții sau eventual a oțelurilor carbon pentru tratament termic.

Folosirea oțelurilor slab sau înalt aliate cât și a oțelurilor inoxidabile sau refractare se face numai când:

- condițiile sunt cu totul speciale și proiectantul nu își poate permite înlocuirea;
- din cauza siguranței în funcționare - de ex.: arborii motoarelor de avion se execută din oțeluri aliate de înaltă rezistență;
- din cauza condițiilor funcționale - de ex.: arborii ventilatoarelor pentru cuptoarele metalurgice trebuie executati din oțel refractar sau arborii amestecătoarelor ce lucrează în medii corozive trebuie executati din oțel anticorrosiv.

Execuția arborilor se poate face, prin prelucrări mecanice, prin forjare, prin matrițare. Alegerea tehnologiei de lucru depinde de tipul producției, de precizia impusă arborilor, de materialele și utilajele pe care le are la dispoziție producătorul.

Execuția arborilor din bare laminate prin prelucrări mecanice este neeconomică pentru producția de serie deoarece:

- se pierde o mare cantitate de material prin așchii;
- se consumă multă manoperă și energie pentru execuție;
- la execuția arborilor în trepte se întrerupe fibrajul rezultat prin laminare și prin aceasta scade rezistența mecanică a materialului.

Costurile pot fi reduse prin prelucrarea arborilor din tuburi cu pereți groși, când la o ușoară scădere a rezistenței, corespunde o importantă scădere în greutate a arborelui.

Pentru arborii care nu prezintă variații prea mari de secțiune se preferă execuția din bare trase la rece.

Execuția arborilor prin forjare, la unicate sau serie mică, și matrițare, la serie mare, prezintă următoarele avantaje:

- realizarea semifabricatului la o formă apropiată de cea a solidului de egală rezistență și la cote apropiate de cele finale presupune o importantă economie de material, manoperă și energie;

- deformarea plastică este însoțită de compactizarea materialului, de formarea fibrajului, cu consecințe favorabile asupra creșterii rezistenței.

Arborii prelucrați la cald vor suferi în continuare un tratament termic de normalizare pentru obținerea unei structuri fine, eventual urmat de o revenire înaltă pentru ușurarea prelucrabilității piesei. În continuare, arborii se supun prelucrării mecanice de strunjire și frezare a canalelor, găurilor, etc..

Pentru arborii care urmează a fi rectificați se aplică tratamentele termice sau termochimice de călire și revenire la duritatea finală prescrisă de proiectant. Pe porțiunile fusurilor sau pivoților, suprafețele vor fi finisate prin rectificare.

Execuția arborilor trebuie să respecte cotele, toleranțele și abaterile indicate de proiectant funcție de condițiile în care va funcționa. Arborii de mare turație vor fi supuși echilibrării dinamice.

5.2. Predimensionarea arborilor[7,11,13]

Predimensionarea are drept scop determinarea preliminară a diametrului arborelui, necesar la întocmirea schemei subansamblului arbore cu organele de mașini susținute și rezemare și la întocmirea schemei de calcul la solicitări compuse. Predimensionarea se face din condiția de rezistență la solicitarea de torsiune, utilizând o rezistență admisibilă convențională, care prin valorile reduse acceptate evidențiază faptul că arborele este solicitat și la încovoiere.

În cazul arborilor plini, diametrul se determină cu relația:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi\tau_{at}}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2\tau_{at}}}, \quad (5.1)$$

iar în cazul arborilor tubulari, cu relația:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{16M_t}{\pi \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right] \tau_{at}}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_t}{0,2 \left[1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^4 \right] \tau_{at}}}, \quad (5.2)$$

alegându-se, inițial, raportul dintre diametrul interior d_1 și cel exterior d al arborelui din intervalul $d_1/d = 0,3...0,8$. Diametrele obținute se rotunjesc la valori întregi.

Tensiunea admisibilă convențională se alege din intervalul $\tau_{at} = 10...50$ MPa, valorile mai mari se recomandă în cazul arborilor scurți, iar valorile mai mici în cazul arborilor lungi.

Calculul se face pentru fiecare arbore cu $M_{t1} = P/\omega_1$, pentru arborele I și $M_{t2} = P/\omega_2$, pentru arborele II, neglijând pierderile prin frecare. P este puterea la intrarea în reductor, $\omega_1 = \pi \cdot n_1 / 30$ viteza unghiulară arborelui I, $\omega_2 = \pi \cdot n_2 / 30$ viteza unghiulară a arborelui II. Se va obține un diametru preliminar d_{pI} pentru arborele I și d_{pII} pentru arborele II.

Următorul pas în stabilirea lungimilor preliminare ale tronsoanelor de arbore îl reprezintă identificarea solicitărilor externe.

Asupra unui arbore acționează forțe și momente externe, provenite de la organele de mașini montate pe acesta, roți dințate, roți de curea, roți de lanț, manivelele unor mecanisme, etc.. Aceste forțe se consideră ca acționează în plane normale pe axa arborelui sau în plane axiale, dacă nu pentru calcule se descompun în două componente care acționează în cele două plane "V" și "H". Forțele normale pe axa arborelui sunt forțele tangențiale și radiale din angrenaje, forțele din transmisiile prin curele sau lanț, forțele din manivelele mecanismelor etc. și se transmit arborelui prin contactul dintre butuc și arbore. Forțele axiale provin în general din angrenaje (forțele axiale care apar la angrenajele cilindrice cu dantură înclinată, conice, melcate etc.) și se transmit arborelui prin intermediul umerilor sau a unor inele de sprijin.

Mărimea forțelor exterioare se calculează în funcție de puterea și turația transmisă cu relații de calcul specifice pentru fiecare tip de organ în parte. Pe lângă mărimea forțelor exterioare, pentru determinarea lungimilor preliminare și întocmirea schemei de calcul al arborelui trebuie stabilit punctul de aplicație al acestor forțe. Forțele exterioare se transmit arborelui prin presiuni de contact, cu distribuție neuniformă, între arbore și organele de mașini susținute de acesta. Pentru simplificarea calculelor, aceste presiuni se înlocuiesc cu forțe concentrate, care sunt chiar forțele exterioare. Modul de stabilire a punctelor de aplicație a sarcinilor exterioare, pentru calcule uzuale, este prezentat în figura 5.1a pentru o roată de curea, respectiv figura 5.1b pentru o roată de lanț; figura 5.2a pentru roți dințate cilindrice cu dantură

dreaptă, figura 5.2b pentru roți dințate cilindrice cu dantură înclinată; figura 5.2c, pentru o roată cu dantură conică.

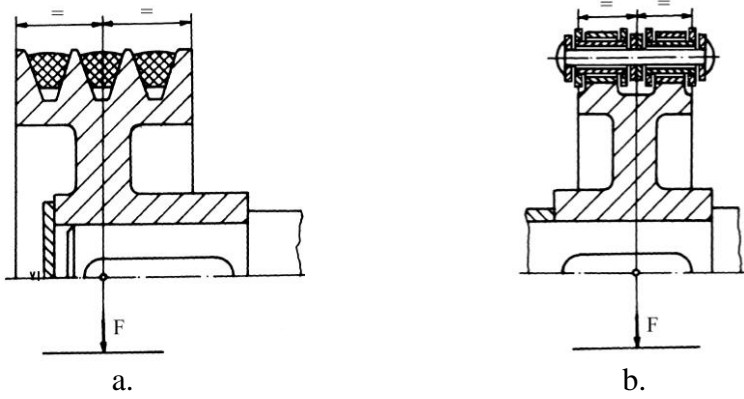


Figura 5.1

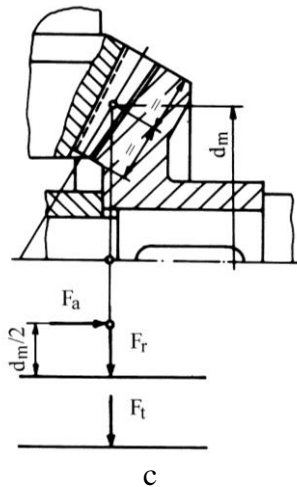
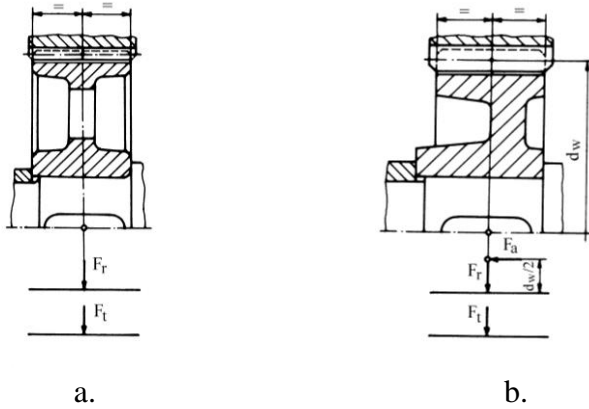


Figura 5.2

La fel de importante ca și forțele exterioare sunt și forțele de reacțiune din reazeme. Aceste forțe sunt, de fapt, rezultantele presiunii de contact, cu distribuție neuniformă, dintre fuzurile arborelui și lagărele pe care se sprijină acestea. Pentru simplificarea calculului, aceste presiuni se înlocuiesc cu forțe concentrate.

Stabilirea punctelor de aplicație ale reacțiunilor se face în funcție de tipul lagărului, cu rostogolire sau cu alunecare, câteva exemple sunt prezentate în figura 5.3, pentru rulmenți radiali cu bile sau cu role cilindrice, dispuse pe un rând, figura 5.4, pentru rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice dispuse pe un rând, figura 5.5, pentru doi rulmenți radiali cu bile montați în același lagăr, figura 5.6, pentru doi rulmenți radial-axiali cu bile sau cu role conice, dispuși în “X”, în “O” sau în tandem; fig. 5.7, pentru un lagăr cu alunecare.

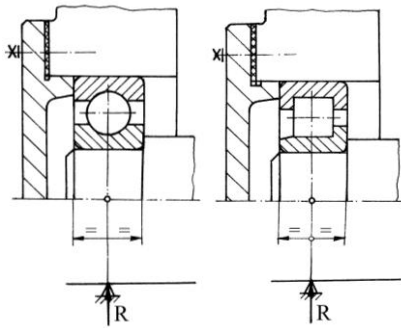


Figura 5.3

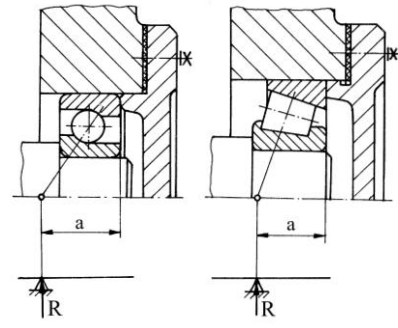


Figura 5.4

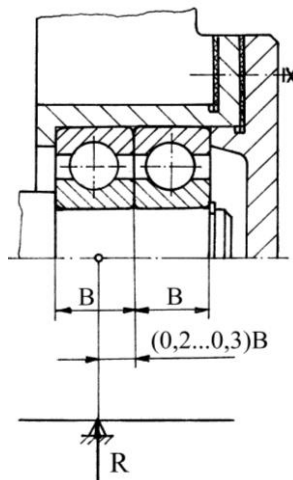


Figura 5.5

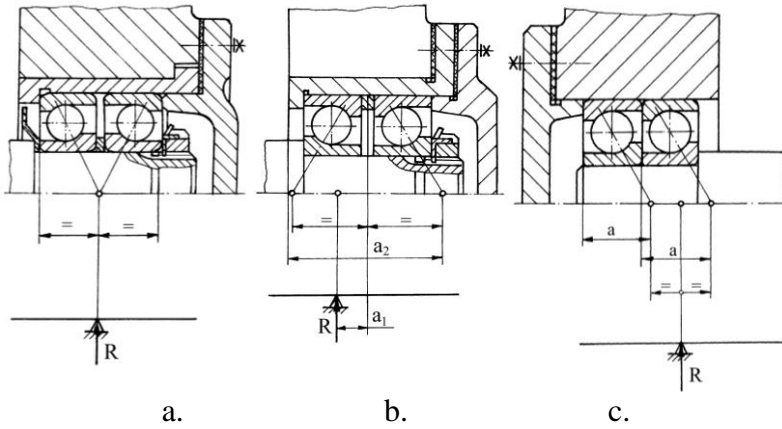


Figura 5.6

Lățimile rulmenților B și distanța de la marginea rulmentului la punctul de aplicație a reacțiunii, a , se iau din catalogul de rulmenți, iar distanța, a_2 se determină constructiv funcție de distanța a și de lățimea inelelor distanțiere dintre rulmenți. Distanța a_1 , care stabilește deplasarea axială a punctului de aplicație a reacțiunii, în cazul montării rulmenților radial-axiali cu bile sau cu role conice dispuși în O, se determină, pe baza diagramei din figura 5.8, unde F_a forța axială exterioară iar F'_a este forța axială suplimentară din rulment.

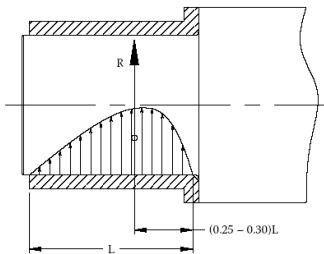


Figura 5.7

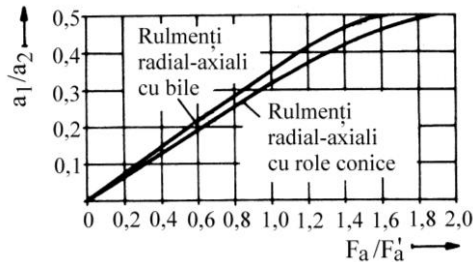


Figura 5.8

Inițial, când nu se cunosc toate aceste date se fac aproximații pentru lungimile tronsoanelor de arbori după recomandările din tabelul 5.1.

Cu aceste precizări se determină în final lungimea arborelui și poziția secțiunilor unde acționează forțele și reacțiunile.

Tabelul 5.1

Nr.crt.	Lungimea aproximată	Valoarea
1.	Lungimea tronsoanelor pe care se montează butuci de roți dințate, roți de curea sau de fricțiune	$(1,2...2)d_p$
2.	Lungimea fusurilor lagărelor de alunecare	$(1...2)d_p$
3.	Lungimea fusurilor lagărelor cu rulmenți	$(0,3...1)d_p$
4.	Lungimea tronsoanelor pe care se efectuează etanșarea	$(0,5...0,8)d_p$
5.	Lungimea tronsoanelor care separă organe aflate în mișcare relativă în interiorul carcasei	10 mm
6.	Lungimea tronsoanelor care separă organe aflate în mișcare relativă în exteriorul carcasei	20 mm

5.3 Schema de încărcare și diagramemele de momente încovoietoare [7,11,13]

În figura 5.9a este prezentată poziționarea forțelor și reacțiunilor pentru sensul de rotație spre dreapta al pinionului, iar în figura 5.9b pentru sensul de rotație spre stânga al pinionului.

Se determină lungimile tronsoanelor l_1 și l_2 , se întocmesc schemele de încărcare pentru cei doi arbori separat și respectiv pentru cele două plane principale, se determină reacțiunile, se calculează momentele încovoietoare în punctele caracteristice, se trasează diagramele de momente încovoietoare în planele principale, diagramele de momente încovoietoare rezultante, diagramele de momente de torsiune și diagramele de momente echivalente, ca în figura 5.10.

Lungimea tronsoanelor:

$$l_1 = \frac{B}{2} + 20 + 0,8d_p + \frac{d_p}{2}; \quad (5.3)$$

$$l_2 = \frac{d_p}{2} + 10 + \frac{b}{2}; \quad (5.4)$$

unde: B - lățimea roții de curea;
b - lățimea danturii pinionului;
 d_p – diametrul preliminar al arborelui II

Determinarea reacțiunilor se face scriind ecuațiile echilibru față de fiecare reazem în parte în fiecare plan principal.

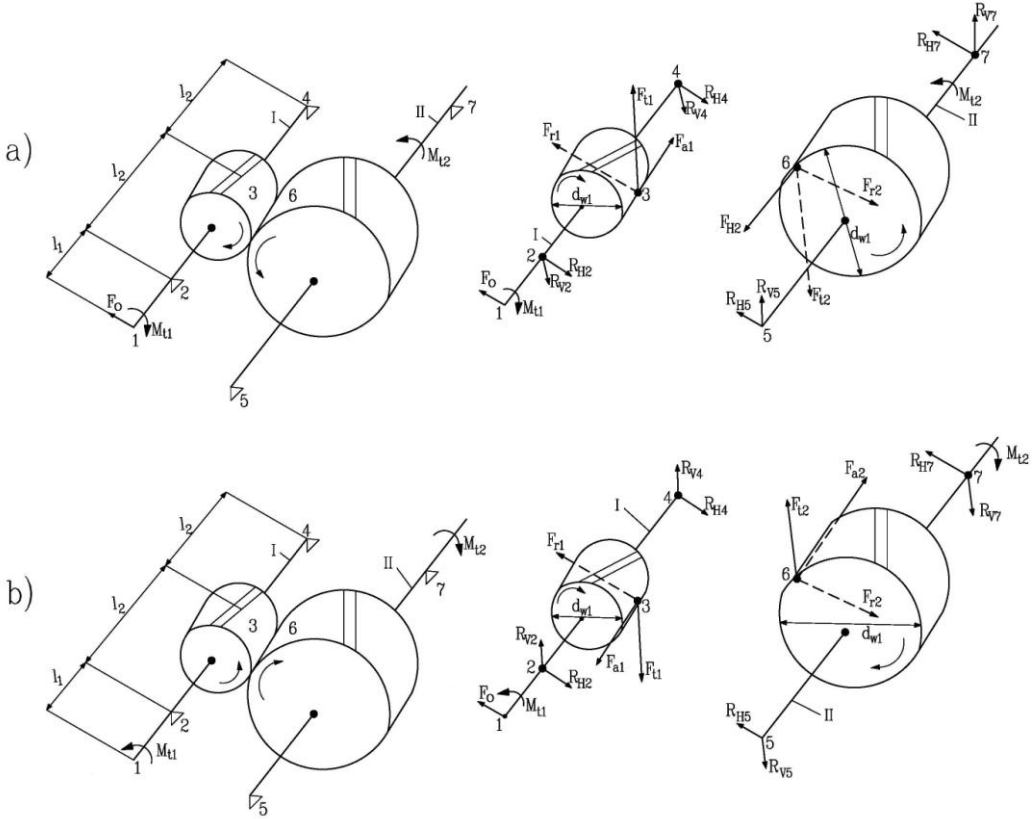


Figura 5.9[13]

Arborele I:

În plan vertical:

$$\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow R_{v4} \cdot 2l_2 - F_{t1} \cdot l_2 = 0 \Rightarrow R_{v4} = \dots\dots [N] \quad (5.5)$$

$$\Sigma M_4 = 0 \Rightarrow R_{v2} \cdot 2l_2 - F_{t1} \cdot l_2 = 0 \Rightarrow R_{v2} = \dots\dots [N] \quad (5.6)$$

În plan orizontal:

$$\Sigma M_2 = 0 \Rightarrow F_0 \cdot l_1 - R_{H4} \cdot 2l_2 - F_{R1} \cdot l_2 - r_1 \cdot F_{a1} = 0 \Rightarrow R_{H4} = \dots [N] \quad (5.7)$$

$$\Sigma M_4 = 0 \Rightarrow F_0 \cdot (l_1 + \cdot 2l_2) - R_{H2} \cdot 2l_2 + F_{R1} \cdot l_2 - r_1 \cdot F_{a1} = 0 \Rightarrow R_{H2} = \dots [N] \quad (5.8)$$

Arborele II:

În plan vertical:

$$\Sigma M_5 = 0 \Rightarrow R_{v7} \cdot 2l_2 - F_{t2} \cdot l_2 = 0 \Rightarrow R_{v7} = \dots\dots [N] \quad (5.9)$$

$$\Sigma M_7 = 0 \Rightarrow R_{v5} \cdot 2l_2 - F_{t2} \cdot l_2 = 0 \Rightarrow R_{v5} = \dots\dots [N] \quad (5.10)$$

În plan vertical:

$$\Sigma M_5 = 0 \Rightarrow R_{H7} \cdot 2l_2 - F_{r2} \cdot l_2 + F_{a2} \cdot r_2 = 0 \Rightarrow R_{H7} = \dots [N] \quad (5.11)$$

$$\Sigma M_7 = 0 \Rightarrow R_{H5} \cdot 2l_2 - F_{t2} \cdot l_2 - F_{a2} \cdot r_2 = 0 \Rightarrow R_{H5} = \dots [N] \quad (5.12)$$

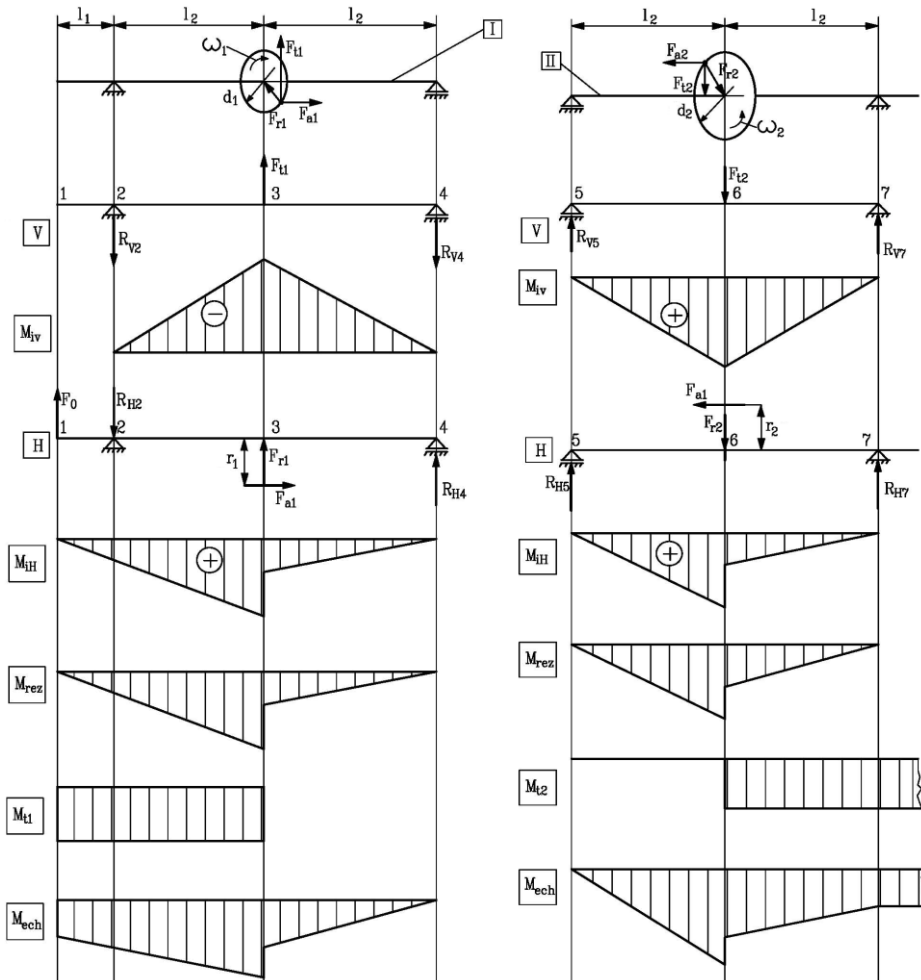


Figura 5.10

Determinarea valorii momentelor încovoietoare date de componentele forțelor și trasarea diagramelor lor de variație, pentru fiecare plan principal în parte, se face considerând regula semnelor (dacă momentul provocat de sarcina sau reacțiunea considerată, încovoiaie fibra arborelui în sus, semnul momentului este „+” indiferent din ce parte se

face calculul). Acolo unde există momente concentrare, pe diagrame vor apare salturile corespunzătoare.

Calculul momentului de încovoiere rezultat, se face folosind valorile calculate pentru cele două plane, în fiecare punct critic:

$$M_{rezj} = \sqrt{M_{Hj}^2 + M_{Vj}^2} \quad (5.13)$$

$j=1; 2; 3; 4; 5; 6; 7.$

Acolo unde există salturi pe diagrame, date de momentele concentrate, se calculează valorile la stânga și la dreapta punctului.

Se trasează diagrama de variație a momentului de torsiune de-a lungul arborelui.

Se determină momentul echivalent M_{echj} pentru fiecare punct critic la stânga și la dreapta cu ajutorul valorilor momentului încovoierilor rezultat și a momentului de torsiune, folosind una din cele cinci ipoteze de rupere acceptate în rezistența materialelor și se trasează diagrama de variație. Uzual se aplică ipoteza a treia, a efortului tangențial maxim:

$$M_{echj} = \sqrt{M_{rezj}^2 + (\alpha M_{Vj})^2} \quad (5.14)$$

în care α este un coeficient care ia în considerare modul diferit de variație a tensiunilor corespunzătoare solicitărilor de încovoiere, respectiv torsiune. Valoarea coeficientului α este dată de raportul dintre rezistența admisibilă a materialului arborelui la oboseala de încovoiere pentru ciclul alternant simetric, σ_{aiIII} și una dintre rezistențele admisibile ale materialului arborelui la solicitarea de încovoiere, σ_{aiI} , σ_{aiII} sau σ_{aiIII} după cum modul de variație al tensiunilor corespunzătoare solicitării de torsiune este static, pulsant, respectiv alternant simetric. Valori pentru aceste rezistențe admisibile sunt date în tabelul 9.2. În mod frecvent, se folosește relația $\alpha = \sigma_{aiIII} / \sigma_{aiII}$.

Din tabelul 9.2 se alege tipul oțelului pentru confecționarea arborelui, respectiv rezistența admisibilă la încovoiere pentru tipul de solicitare considerat.

Din condiția de rezistență la încovoiere în secțiunile unde sunt momente echivalente maxime, secțiunile cele mai solicitate, se determină diametrele minime necesare:

$$d_j = \sqrt[3]{\frac{32M_{echj}}{\pi \cdot \sigma_{aiIII}}}; \quad (5.15)$$

Tabelul 9.2[11]

Material	Rezistența la rupere σ_r [MPa]	Rezistența admisibilă pentru regimul de solicitare corespunzător cazului I, II sau III [MPa]		
		σ_{aiI}	σ_{aiII}	σ_{aiIII}
Oțeluri carbon	400	130	70	40
	500	170	75	45
	600	200	95	55
	700	230	110	65
Oțeluri aliate	800	270	130	75
	900	330	150	90
Oțel turnat	400	100	50	30
	500	120	70	40

Valorile calculate ale diametrelor se rotunjesc la valori imediat superioare cuprinse în STAS 75-90, Anexa III, Tabelul III.1.

5.4 Determinarea formei constructive a arborilor

Plecând de la aceste valori minime necesare se determină forma arborelui. În stabilirea formei finale a arborelui trebuie să se țină seama de următoarele aspecte:

a) poziția și dimensiunile porțiunilor de arbore pe care se sprijină butucii organelor care se montează pe arbori (roți dințate, roți de curea, roți de fricțiune, came etc.)

b) forma și mărimea canalelor sau găurilor practicate în arbore, pentru elementele de asamblare (pene, știfturi, șuruburi) și influența acestora asupra secțiunilor butucilor.

c) necesitatea restabilirii rezistenței arborilor pentru porțiunile slăbite de canalele și găurile practicate în arbore. În cazul în care asamblarea se face cu pene, acestea se dispun pe aceeași generatoare. În acest caz, diametrul arborelui se va mări cu:

- 5% - dacă se folosește o singură pană;

- 10% - dacă se folosesc două pene așezate la 120° .

d) stabilirea dimensiunilor fusurilor în funcție de tipul de lagăr folosit.

e) dimensionarea capetelor de arbore conform recomandărilor STAS 8724/1/4-71, Anexa III Tabelele III.3 și III.4 și găurilor de centrare conform recomandărilor STAS 1361-73, Anexa III Tabelele III.5 și III.6.



Figura 5.11

Trecerea de la un diametru de tronson la altul se face prin intermediul razelor de racordare, figura 5.11 a, b sau cu canale de degajare pentru rectificare, figura 5.12a, b, c, d. În cazul arborilor puternic solicitați, se recomandă ca raza de racordare să fie minim de $r=0,1d$, unde d este diametrul treptei mai mici. Valorile razelor de racordare normale conform STAS 75-90, sunt date în Anexa 3 Tabelul III. 2 și pentru canalele de degajare în Tabelul III. 5.

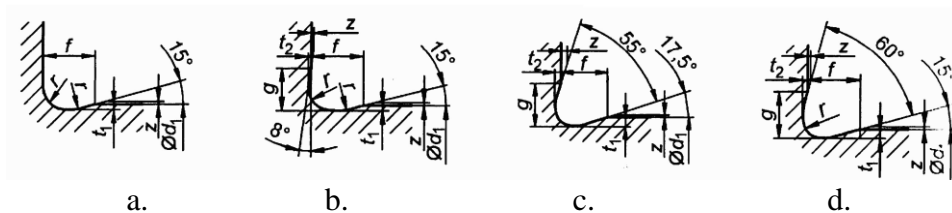


Figura 5.12

La stabilirea formei finale a arborelui se urmărește ca forma să fie cât mai apropiată de cea a solidului de egală rezistență.

Se urmărește ca arborele să poată fi realizat prin procedee tehnologice care să conducă la cost minim, de aceea se reanalizează prima soluție și se îmbunătățește.

Se definitivează desenul de execuție prin prescrierea preciziei dimensionale în funcție de recomandările pentru ajustajele folosite la asamblări, prescrierea abaterilor geometrice admise, a rugozităților

suprafețelor, a tratamentelor termice și a condițiilor tehnice impuse la prelucrare.

Pentru reductorul cu roți dințate cu treaptă, în figurile 5.13, 5.14 și 5.15 sunt date modele de arbori.

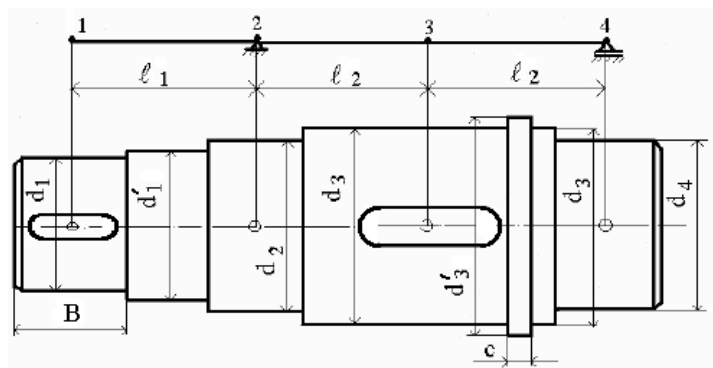


Figura 5.13[13]

Arborele I

Valorile diametrelor pentru exemplul din figura 5.13 se vor adopta constructiv ținând cont de următoarele recomandări:

- d_1 și d_3 trebuie să fie mai mari decât diametrele minime necesare calculate cu relația 5.15

Restul dimensiunilor se adoptă constructiv pornind de la diametrul d_1 , astfel:

- $d'_1 = d_1 + (3...5)$ mm ;

- $d_2 = d'_1 + (3...5)$ mm (multiplu de 5)

- $d_3 >$ decât d_3 calculat

- $d'_3 = d_3 + (5...7)$ mm

- $d_4 = d_2$ (deoarece se utilizează aceeași serie de rulmenți)

- $c = \text{min. } 5$ mm (poate rezulta diferit de valoarea recomandată ca urmare a reprezentării la scară a pieselor montate pe arbore, în desenul de ansamblu al reductorului).

Pentru a se stabili forma constructivă a arborelui este necesar să se verifice varianta de montaj a pinionului pe arbore. Astfel dacă: $d_{f1} - d_3 \geq 20$ mm, pentru arbore se va adopta soluția constructivă din figura 5.13, pinionul montându-se pe arbore cu pană. (d_{f1} este diametrul de picior al pinionului, ce urmează a fi montat pe arbore, iar d_3 este diametrul tronsonului de arbore pe care se montează pinionul).

Dacă $d_{f1} - d_3 < 20$ mm, se va adopta soluția constructivă arbore corp comun cu pinionul, figura 5.14.

Pentru dimensiunile din figura 5.14, se respectă indicațiile anterioare.

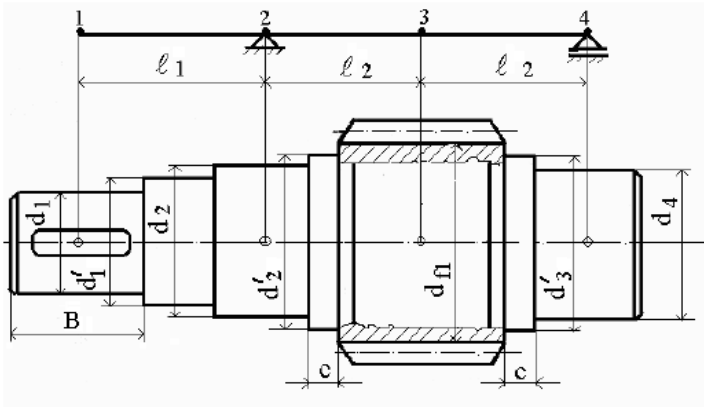


Figura 5.14[13]

Arborele II

Forma arborelui se recomandă a fi cea din figura 5.15, iar diametrele se vor adopta constructiv conform recomandărilor:

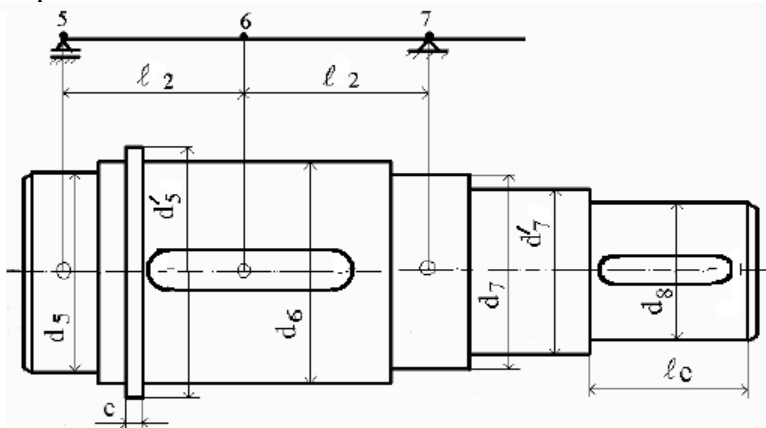


Figura 5.15[13]

- d_8 și $d_6 >$ mai mari decât valorile calculate cu relația 5.15.
- $d'_7 = d_8 + (3...5)$ mm
- $d_7 = d'_7 + (3...5)$ mm (multiplu de 5)
- $d_6 > d_7 + (2...4)$ mm
- $d'_5 = d_6 + (5...7)$ mm

- $d_5 = d_7$ (deoarece se utilizează aceeași serie de rulmenți)
- $c = (4...7)$ mm
- l_c - se adoptă la alegerea cuplajului

5.5. Calculul penelor

Asamblarea cu pană paralelă este una dintre cele mai cunoscute modalități de transmitere a momentului de torsiune. Sunt două tipuri de asamblări, figura 5.16:

- fixe care nu permit deplasarea axială a butucului la care pana paralelă se montează cu strângere laterală în canalul practicat prin frezare în arbore și cu joc lateral în canalul butucului, în vederea montării și demontării ușoare;
- mobile, la care butucul se poate deplasa axial, iar penele sunt fixate de arbore cu șuruburi.

Dimensiunile penelor paralele sunt date în STAS 1004-81, un extras din acest standard este dat în Anexa 3 tabelul III.7, penele cu capete rotunjite prevăzute cu găuri pentru prinderea cu șuruburi pe arbore sunt standardizate în STAS 1006-90.

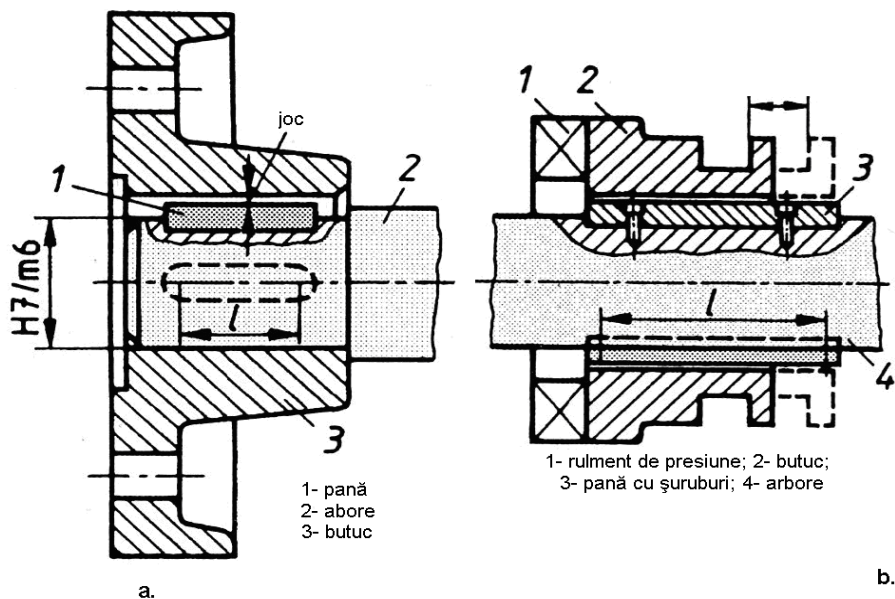


Figura 5.16

Canalul de pană din arbore este un puternic concentrator de tensiuni.

Formele constructive uzuale (pana cu capete rotunjite, respectiv cu capete drepte) sunt prezentate în figura 5.17.

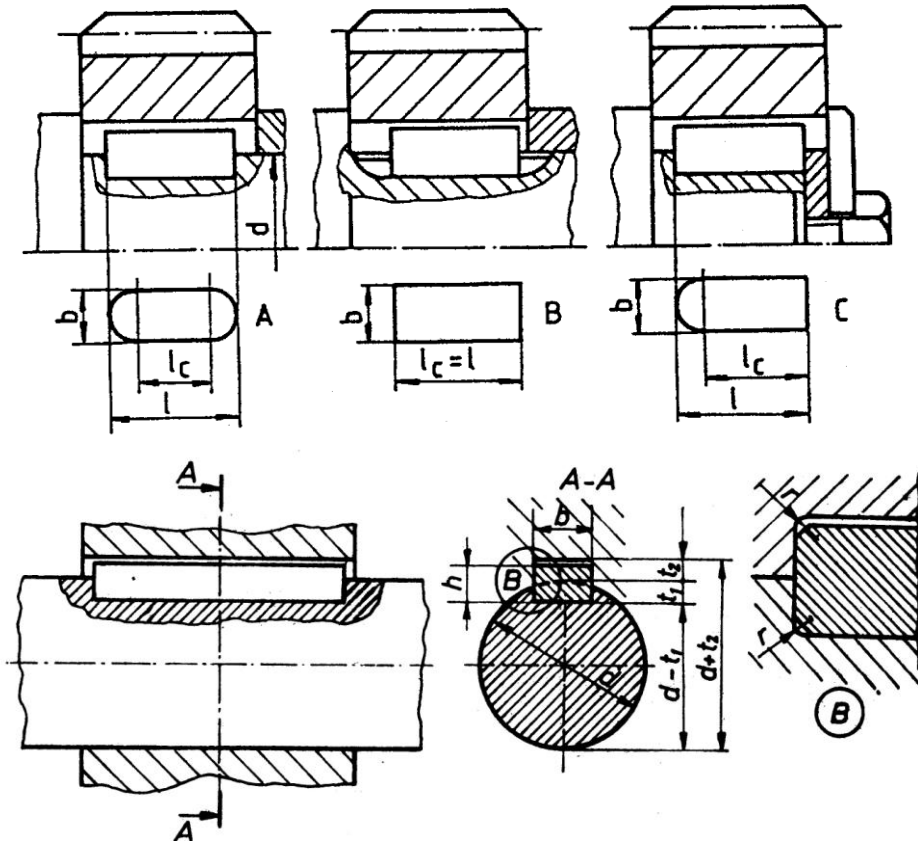


Figura 5.17

Canalul de pană pentru penele cu capete rotunjite se execută cu freze deget, iar pentru cele cu capete drepte cu freză disc.

Penele sunt elemente puternic solicitate și trebuie executate din oțeluri rezistente. Se obișnuiește folosirea oțelurilor de construcție, care asigură o rezistență $\sigma_r = 600-700\text{MPa}$. Penele se execută din oțel laminat sau tras la rece, prin frezare și mortezare. Penele de dimensiuni mari se execută din semifabricate forjate. Pentru a ușura montajul toate muchiile penelor sunt teșite.

Sarcina exterioară se transmite de la arbore la pană și în continuare la butuc prin contact pe fețele laterale ale penei. Ca urmare, solicitarea principală a asamblării este cea de strivire pe suprafețele de contact, o altă solicitare, mai puțin importantă, fiind cea de forfecare a penei. Schema de calcul a asamblării prin pană paralelă este prezentată în figura 5.18.

Calculul se efectuează în următoarele ipoteze:

- presiunea pe fețele laterale, active, ale penei este uniform distribuită;
- pana este montată jumătate în arbore și jumătate în butuc;
- brațul rezultantei F care acționează pe fiecare din fețele active ale penei este egal cu $d/2$.

Verificarea la strivire a asamblării se efectuează cu relația:

$$\sigma_s = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{\frac{h}{2}l_c} = \frac{4M_t}{dhl_c} \leq \sigma_{as} \quad (5.16)$$

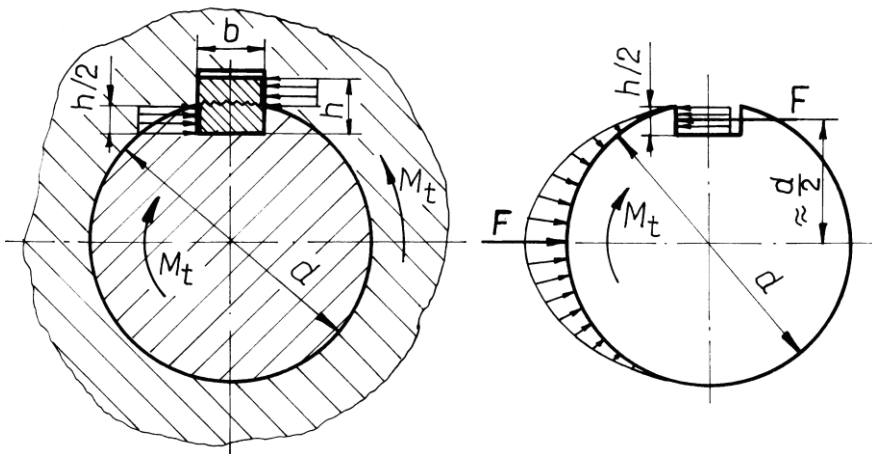


Figura 5.18

de unde rezultă lungimea de calcul necesară a penei:

$$l_c = \frac{4M_t}{dh\sigma_{as}} \quad (5.17)$$

Verificarea la forfecare a penei se efectuează cu relația:

$$\tau_f = \frac{F}{A} = \frac{2M_t}{d} \frac{1}{bl_c} \leq \tau_{af} \quad (5.18)$$

În relațiile de mai sus s-au notat cu: M_t – momentul de torsiune transmis de asamblare; d – diametrul arborelui, b – lățimea penei, h – înălțimea penei, l_c – lungimea de calcul a penei, σ_{as} – rezistența admisibilă la strivire a materialului mai slab (de regulă materialul penei, pentru ca să se evite deteriorarea arborelui sau butucului), τ_{af} – rezistența admisibilă la forfecare a materialului penei.

În cazul asamblărilor fixe, rezistența admisibilă la strivire recomandată este:

- $\sigma_{as} = 100 \dots 120$ MPa, pentru sarcină constantă, fără șocuri;
- $\sigma_{as} = 65 \dots 100$ MPa, pentru sarcini pulsatorii;
- $\sigma_{as} = 35 \dots 50$ MPa, pentru sarcini alternante, cu șocuri. Se lucrează cu rezistențe admisibile micșorate atunci când, datorită sarcinii variabile, există tendința ieșirii penei din locaș.

În cazul asamblărilor mobile, în locul tensiunii de strivire σ_s se calculează presiunea p care trebuie limitată la o presiune admisibilă p_a , pentru a se evita expulsarea lubrifianului dintre suprafețele în mișcare relativă. Se recomandă valori $p_a = 10 \dots 30$ MPa.

Pentru verificarea la forfecare se recomandă rezistențe admisibile la forfecare $\tau_{af} = 100$ MPa. Deoarece dimensiunile secțiunii transversale ale penei (b și h) sunt standardizate astfel încât solicitarea de strivire să fie solicitarea principală, verificarea de forfecare nu este necesară.

Capitolul 6

Proiectarea lagărelor cu rulmenți

6.1 Montaje cu rulmenți[2,3,4,5,6,12]

Montajele cu rulmenți cele mai întâlnite sunt cele ale arborilor sprijiniți pe două lagăre. La aceste montaje respectarea coaxialității fusurilor este foarte importantă.

Se deosebesc trei modalități de montaj, prezentate schematic în figura 6.1.

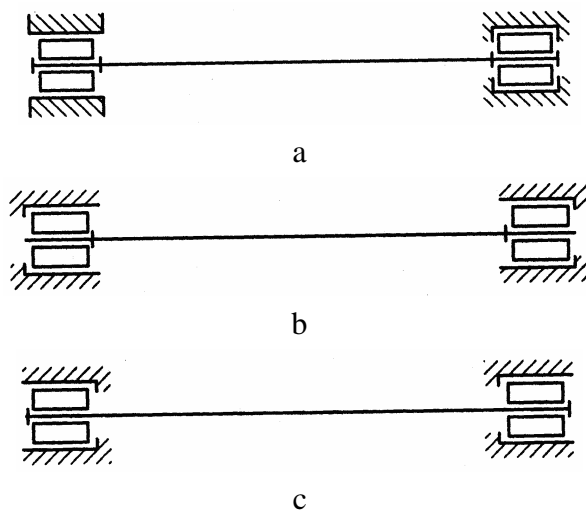


Figura 6.1

1. *Montaj cu fixare axială la un singur capăt*, figura 6.1, a). Unul dintre lagăre preia forțe axiale în ambele sensuri. Lagărul celălalt este mobil pe direcție axială, realizând numai fixarea radială. Acest tip de

schemă este recomandat pentru arbori lungi, cu modificări relativ mari ale lungimii în timpul funcționării.

2. *Montaj cu fixare axială la ambele capete, la exterior pe inelele exterioare – montaj în “X” pentru rulmenți radial-axiali, figura 6.1 b.* Cele două lagăre preiau fiecare forțe axiale orientate spre ele. Se utilizează, de regulă, pentru fixarea arborilor relativ scurți, cu deformații axiale reduse.

3. *Montaj cu fixare axială la ambele capete, dinspre interior pe inelele exterioare – montaj în “O” pentru rulmenți radial-axiali, figura 6.1c.* Cele două lagăre preiau fiecare forțe axiale în câte un sens. Fiecare lagăr preia forțele axiale orientate spre celălalt lagăr. Se utilizează, de regulă, pentru fixarea arborilor relativ scurți, cu deformații axiale sau de încovoiere reduse.

Câteva exemple constructive de montaje cu rulmenți, pentru arbori sprijiniți pe două lagăre sunt prezentate în figurile 6.2, 6.3, 6.4, 6.5.

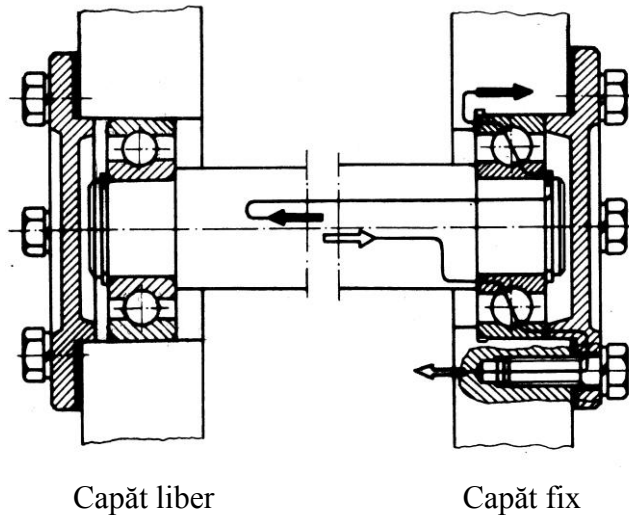


Figura 6.2 Montaj cu fixare axială la un singur capăt, cu rulmenți radiali cu bile

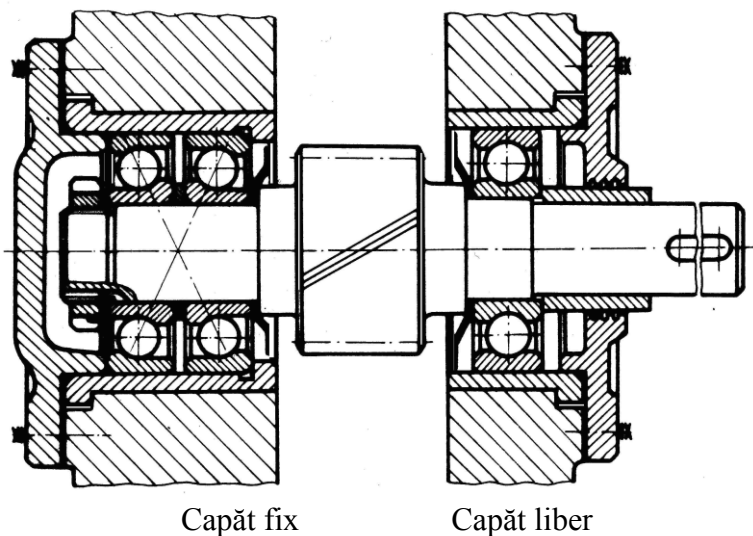


Figura 6.3 Montaj cu fixare axială la un singur capăt, cu doi rulmenți radial-axiali cu bile și un rulment radial cu bile

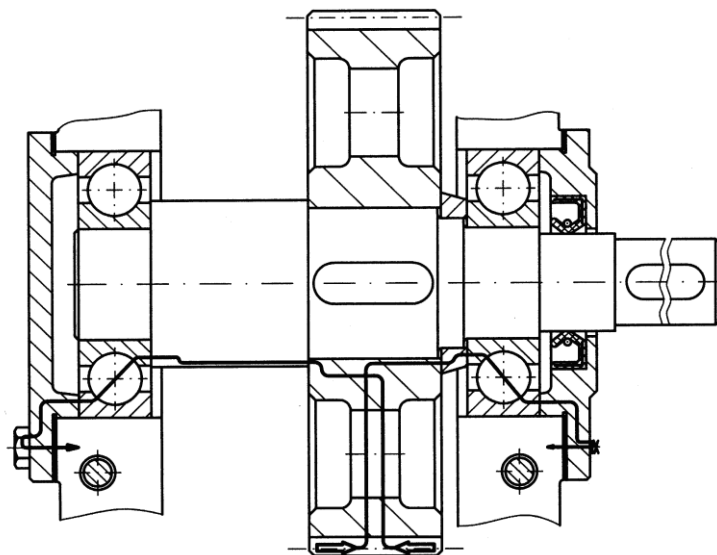


Figura 6.4 Montaj cu fixare axială la ambele capete, cu rulmenți radiali cu bile, montaj în "X"

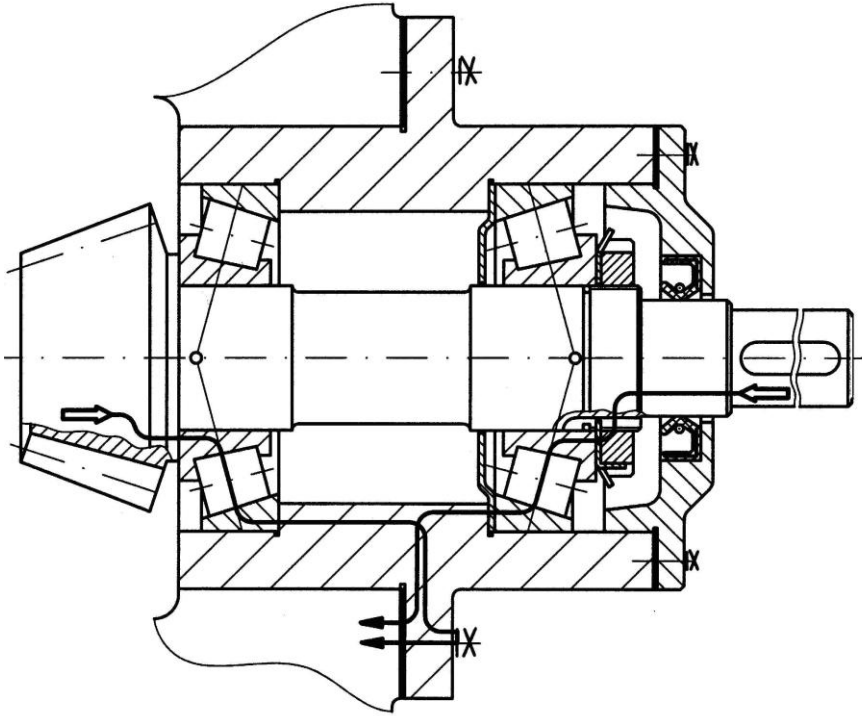


Figura 6.5 Montaj cu fixare axială la ambele capete, în “O”,
cu rulmenți radial-axiali cu role conice

6.2. Alegerea și verificarea rulmenților[12]

Alegerea și verificarea unui *rulment radial cu bile* se desfășoară conform următorului algoritm:

a. Date de inițiale:

- diametrul fusului în dreptul rulmentului d (mm);
- turația arborelui n (rot / min);
- încărcarea radială a celor doi rulmenți:

$$Fr_j = \sqrt{R_{Hj}^2 + R_{Vj}^2}; \text{ [N]} \quad (6.1)$$

$j=2;4$ pentru arborele I, $j=5;7$ pentru arborele II

- încărcarea axială F_a (N) – forța axială din angrenaj, F_{a1} pentru arborele I F_{a2} pentru arborele II;
- durabilitatea necesară în milioane de rotații:

$$L_{necmilrot} = \frac{L_h \cdot 60 \cdot n}{10^6}; \quad (6.2)$$

unde: L_h – durabilitatea în ore de funcționare impusă prin temă;
 n – turația arborelui pe care se montează rulmentul.

b. Alegerea tipului de montaj și stabilirea încărcării axiale a fiecărui rulment.

Dacă rulmentul 1 este conducător $F_{a1} = F_a$, iar $F_{a2} = 0$; dacă rulmentul 2 este conducător $F_{a2} = F_a$ și $F_{a1} = 0$, F_a este forța axială care soliciță arborele respectiv.

Dacă avem montaj flotant, adică ambii rulmenți sunt limitați la deplasarea pe direcție axială asigurându-se jocul necesar deformațiilor termice, 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) în funcție de diametrul tronsonului de arbore, cu diametrul alezajului $d = d_j$ arbore, din anexa IV și se scot din tabel pentru rulmentul ales: capacitatea dinamică de bază C (N) și capacitatea statică de bază C_0 (N);

d. Se calculează raportul F_a / C_0 , pentru fiecare rulment și din anexa IV se alege „e” și „Y”, (dacă este nevoie se poate face o interpolare liniară).

e. Se calculează raportul F_a / F_r pentru fiecare rulment și apoi se determină sarcina dinamică echivalentă P :

$$\text{- dacă } F_a / F_r \leq e, \text{ atunci } P = F_r \quad (6.3)$$

$$\text{- dacă } F_a / F_r > e, \text{ atunci } P = XF_r + YF_a \quad (6.4)$$

unde : $X=0,56$ și Y are valoarea aleasă anterior.

f. Se calculează durabilitatea fiecărui rulment, L în milioane de rotații:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p; \quad (6.5)$$

unde: $p=3$ pt. rulmenți cu bile; $p=10/3$ pt. rulmenți cu role

g. Dacă ambii rulmenți ai arborelui verifică condiția $L \geq L_{nec}$, din datele inițiale atunci alegerea este corectă (eventual se poate încerca alegerea unui rulment din seria ușoară dacă inegalitatea este mare);

Dacă pentru rulmentul verificat $L < L_{nec}$ se alege un rulment radial cu bile dintr-o serie superioară sau se alege rulmenți radiali-axiali cu role conice.

În cazul alegerii și verificării *rulmenților radiali-axiali cu role conice*, etapele parcurse sunt:

a. Stabilirea datelor inițiale;

b. Alegerea tipului montajului, în “O” sau “X”;

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 IV. Odată cu alegerea rulmentului se aleg și coeficienții e și Y .

d. Calcularea sarcinilor axiale suplimentare introduse de cei doi rulmenți:
- rulmenții radial-axiali cu role conice, datorită construcției lor, introduc forțe axiale suplimentare (interioare) F_{as} . Un astfel de rulment încărcat cu forța radială F_r introduce o forță axială suplimentară:

$$F_{as} = 0,5 \frac{F_r}{Y}; \quad (6.6)$$

unde Y este coeficientul forței axiale din expresia sarcinii dinamice echivalente, se alege pentru fiecare rulment din cataloagele de rulmenți anexa 4.

e. Determinarea forței axiale ce încarcă fiecare rulment:

Cele două forțe suplimentare introduse de rulmenți au mărimile date de relația 6.6, iar sensurile lor depind de tipul montajului.

Se determină sensul rezultantei \vec{R}_a a tuturor forțelor axiale de pe arbore:

$$\vec{R}_a = \vec{K}_a + \vec{F}_{as1} + \vec{F}_{as2} \quad (6.7)$$

- rulmentul care preia sarcini axiale având sensul rezultantei se consideră încărcat cu suma (vectorială) forței axiale \vec{K}_a și a forței axiale suplimentare a celuilalt rulment, în total cu forța \vec{R}_a ;

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

f. Se calculează raportul F_a/F_r pentru fiecare rulment și apoi se determină sarcina dinamică echivalentă P :

- dacă $F_a/F_r \leq e$, atunci $P = F_r$ (6.8)

- dacă $F_a/F_r > e$, atunci $P = XF_r + YF_a$. (6.9)

unde: $X=0,4$ și Y are valoarea aleasă anterior.

g. Se calculează durabilitatea fiecărui rulment, L în milioane de rotații:

$$L = \left(\frac{C}{P} \right)^p; \quad (6.10)$$

$p=10/3$ pt. rulmenți cu role

g. Dacă ambii rulmenți ai arborelui verifică condiția $L \geq L_{nec}$, din datele inițiale atunci alegerea este corectă (eventual se poate încerca alegerea unui rulment din seria ușoară dacă inegalitatea este mare);

Dacă pentru rulmentul verificat $L < L_{nec}$ se alege un rulment dintr-o serie superioară de lățimi sau diametre.

Capitolul 7

Alegerea lubrifianului și a sistemului de ungere[2,12]

Alegerea lubrifianului pentru ungerea angrenajelor se face considerând parametrii cinematici și dinamici ai angrenajelor, de tipul acestora, de caracteristicile materialelor din care sunt confecționate, mediul de lucru și soluția constructivă.

Un parametru important în alegerea tipului lubrifianului este viteza periferică a roților dințate calculată cu relația:

$$v_{t1} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000}; [\text{m/s}] \quad (7.1)$$

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:

- pentru $v = (0 \dots 0,4)$ [m/s]- grafit sau bisulfură de molibden;
- pentru $v = (0 \dots 0,8)$ [m/s]- unsoare;
- pentru $v = (0,8 \dots 4)$ [m/s]- unsoare sau ulei;
- pentru $v > 4$ [m/s] - uleiuri minerale sau sintetice, aditivate sau neaditivate.

În cazul folosirii uleiului ca lubrifian se poate determina vâscozitatea cinematică a acestuia folosind diagrama din figura 7.1.

În abscisă apare factorul de încărcare – viteză k_s/v unde:

- k_s -este presiune Stribeck dată de relația:

$$k_s = \frac{2M_t}{b \cdot d_{w1}^2} \cdot \frac{u+1}{u}; [\text{Mpa}] \quad (7.2)$$

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

Pe baza vâscozității stabilite conform diagramei din figura 7.1, se alege uleiul adecvat din tabelul 7.1 care prezintă uleiurile pentru transmisii industriale.

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

În cele mai multe cazuri la reductoare se preferă ungerea prin imersiune (barbotarea), recomandată pentru viteze sub 12m/s.

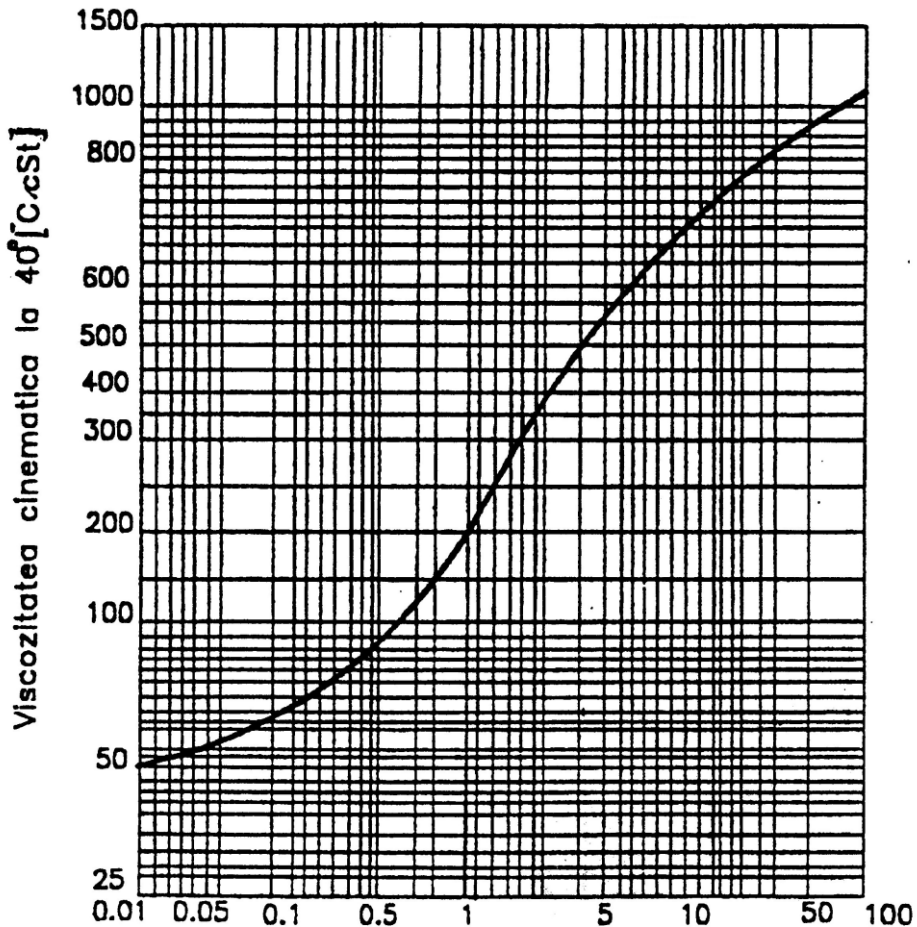


Figura 7.1[3]

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. 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.

Tabelul 7.1

Turația de intrare [rot/min]	Putere [kW]	Domeniul de temperaturi pentru raportul de transmitere			
		i<10		i>10	
		0... 60 [°C]	20...90 [°C]	0 ...60 [°C]	20...90 [°C]
<300	<20	TIN 82 EP	TIN 200 EP	TIN 125 EP	TIN 200 EP
		TIN 70 EP	TIN 195 EP	TIN 110 EP	TIN 195 EP
300-1000	<15	TIN 55 EP	TIN 125 EP	TIN 82 EP	TIN 200 EP
		TIN 70 EP	TINI 10 EP	TIN 70 EP	TIN 195 EP
1000-2000	<10	TIN 42 EP	TIN 82 EP	TIN 82 EP	TIN 200 EP
		TIN 50 EP	TINI 10 EP	TIN 70EP	TIN 195 EP
2000-5000	<5	TIN 42 EP	TIN 82 EP	TIN 42 EP	TIN 82 EP
		TIN 36 EP	TIN 70 EP	TIN 50 EP	TIN 70 EP
>5000	5...15	TIN 55 EP	TIN 125 EP	TIN 82 EP	TIN 125 EP
		TIN 50 EP	TIN 110 EP	TIN 70EP	TIN 110 EP

Nivelul de ulei din baia reductorului poate fi măsurat și urmărit cu ajutorul jojelor de ulei, figura 7.2 a, sau cu ajutorul nivelelor cu geam transparent figura 7.2 b.

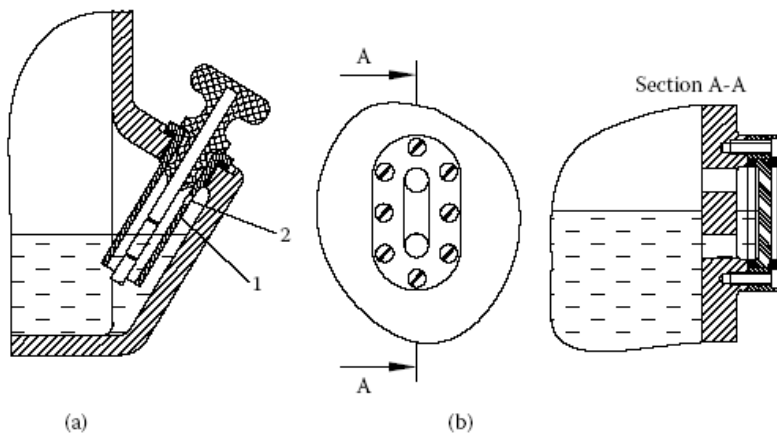


Figura 7.2

Capitolul 8

Dimensionarea carcasei

8.1 Elemente constructive[2,12,13]

Carcasa reductorului are rolul de a asigura poziția relativă a arborilor și implicit a roților dințate. De aceea este necesară o rigiditate mare a carcusei. Pentru realizarea unui montaj ușor al arborilor, roților dințate și rulmenților carcasa este realizată din două bucăți: carcasa inferioară (corpul carcusei) și cea superioară (capacul carcusei).

Carcusele reductoarelor se execută de obicei prin turnare din fontă (Fc 150, Fc 250) și mai rar din oțel (OT 45, OT 55 STAS 600-82). În cazul producției de unicate sau de serie mică se poate realiza o construcție sudată a carcusei, 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:

- 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 carcusei;
- 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 minimum necesar prin realizarea unor supraînălțări (bosaje) sau adâncituri (lamaje) pentru suprafețele de reazem ale piulițelor, șuruburilor, capacelor, dopurilor filetate etc.

De obicei nervurile de rigidizare se dispun pe partea exterioară a carcaselor. Rigidizarea suplimentară carcusei superioare se face prin buzunarele de colectare a uleiului pentru ungerea rulmenților, iar a carcusei 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 carcusei;
- grosimea pereților mai mică decât la carcusele turnate, dar nu prea mică pentru a nu se produce arderea lor în timpul sudării;
- rigidizarea carcaselor prin nervuri;
- detensionarea carcaselor înainte prelucrării prin așchiere.

Prinderea celor două carcuse se realizează prin intermediul asamblărilor filetate. În cazul carcaselor cu pereți aliniați, se folosesc asambluri cu șurub și piuliță, iar în cazul celor cu pereți decalajați 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 carcusei în zona rulmenților.

Pentru poziționarea precisă a carcaselor se folosesc două știfturi de centrare.

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. 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.

Capacele pentru etanșarea alezajelor în care se montează rulmenții și care fixează axial inelele exterioare ale acestora, 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 V.

În figura 8.1 este prezentată schița unei carcase de reductor cu o treaptă. Recomandările următoare fac referire la notațiile de pe schiță.

- Grosimea peretelui corpului
- pentru reductoare cu angrenaje cilindrice și conice: $\delta = 0,025 a + 5$ mm; unde: a - distanța între axe, la reductoarele cilindrice cu o treaptă, în [mm];
- Grosimea peretelui capacului: $\delta_1 = 0,8 \delta$.
- Grosimea flanșei corpului: $h = 1,5 \delta$.
- Grosimea flanșei capacului: $h_1 = 1,5 \delta_1$.
- Grosimea tălpii (în varianta cu bosaje pentru șuruburile de fundație): $t = 1,5 \delta$.
- Grosimea nervurilor corpului: $c = 0,8 \delta$.
- Grosimea nervurilor capacului: $c_1 = 0,8 \delta_1$.
- Diametrul șuruburilor de fixare a reductorului pe fundație: $d \approx 1,5 \delta$.
- Diametrul șuruburilor de fixare a capacului de corpul reductorului, care se află lângă lagăre: $d_1 \approx 0,75 d$.
- Diametrul șuruburilor de fixare a capacului de corpul reductorului, care nu sunt lângă lagăre: $d_2 \approx 0,50 d$.
- Diametrul șuruburilor capacelor lagărelor: $d_3 \approx 0,75 d_2$.

Valorile obținute pentru d , d_1 , d_2 , d_3 , se adoptă din următorul șir de valori standardizate (se alege valoarea imediat superioară celei calculate): 4; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 24; 30; 36; 42; 48.

- Lățimea flanșei corpului și a capacului: $K = 3 d_2$.
- Distanța minimă între roțile dințate și suprafața interioară a reductorului: $\Delta \geq 1,5 \delta$ ($\Delta = 10 \dots 15$ mm).
- Distanța între roata cea mare și fundul băii de ulei: $\Delta_1 \geq 5 \delta$.
- Distanța de la rulment la marginea interioară a carcasei reductorului: $l_1 = (5 \dots 10)$ mm.
- Distanța de la elementul rotitor (roata de curea) până la capacul lagărului: $l_2 = (15 \dots 20)$ mm.
- Lungimea părții de arbore pe care se fixează cuplajul: $l_3 = (1,2 \dots 1,5) d_1$.
- Lățimea capacului lagărului: $l_4 = (15 \dots 25)$ mm.
- Lățimea rulmentului - aleasă din catalogul de rulmenți.

Valorile recomandate prin relațiile de mai sus sunt orientative, adoptându-se valori întregi imediat superioare celor calculate.

8.2. Calculul suprafeței reductorului[13]

Pentru a stabili temperatura uleiului din baie este necesar să se determine suprafața de schimb de căldură cu mediul exterior.

- a) pentru reductor cu o treaptă de roți dințate cilindrice figura 8.1:

$$R = \frac{d_{a2}}{2} + \Delta + \delta_1; r = \frac{d_{a1}}{2} + \Delta + \delta_1; L = a + R + r \quad (8.1)$$

$$l = b_1 + 2\Delta + 2\delta; H = \frac{d_{a2}}{2} + \Delta_1 + t; \operatorname{tg}\theta = \frac{R - r}{a};$$

$$S = L \cdot l + 2H(L + l) + \frac{\pi}{2}(R^2 + r^2) + 2ar + a(R - r) + l \left[\frac{\pi}{2}(R + r) + \frac{a}{\cos\theta} \right]$$

La calculul suprafeței reductorului S , s-a considerat că reductorul se află suspendat pe un suport metalic, din acest motiv a fost adăugată și suprafața bazei. Când reductorul se află montat pe un postament de beton și nu se realizează schimbul de căldură prin suprafața bazei, se va elimina din calcule produsul $(L \cdot l)$.

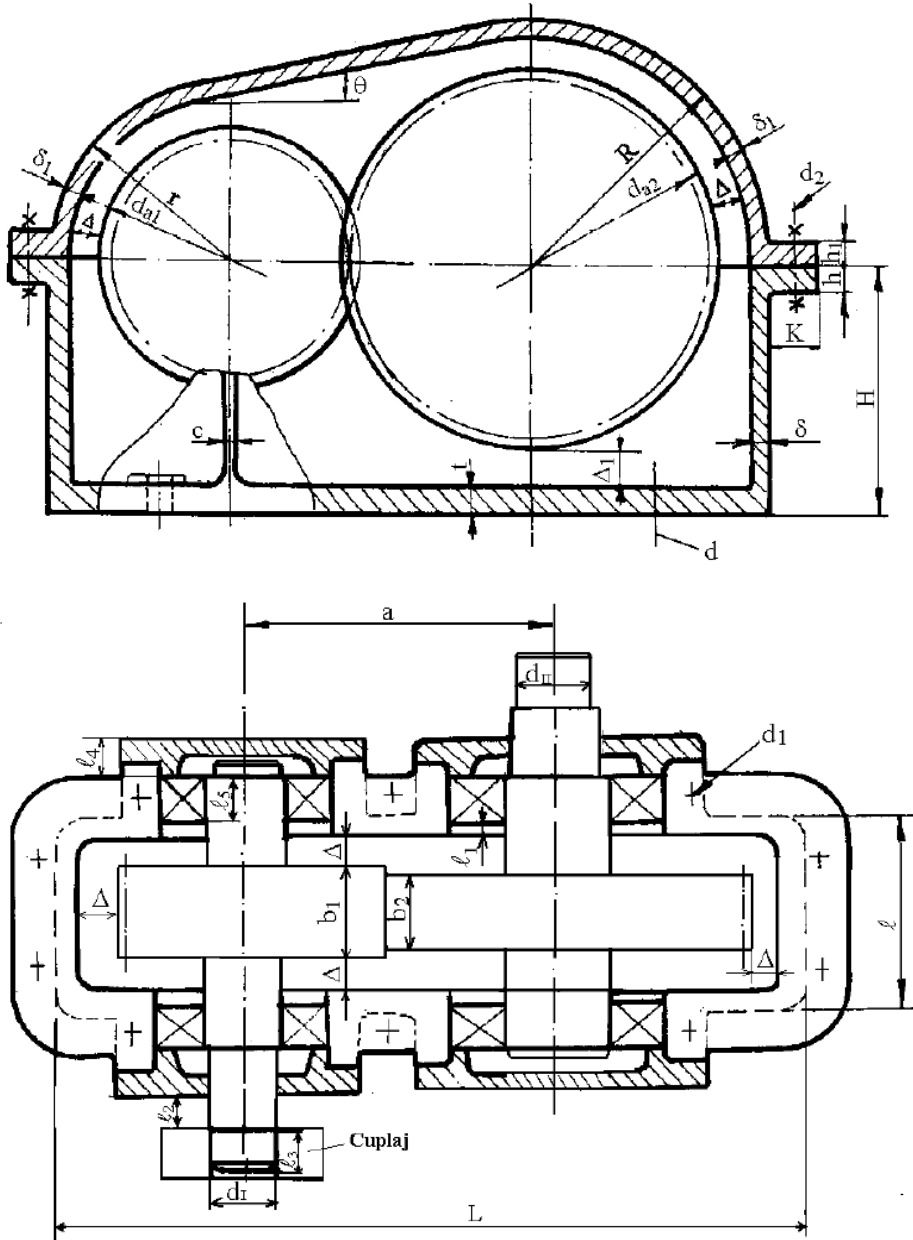


Figura 8.1[13]

8.2 Verificarea reductorului la încălzire[13]

Temperatura uleiului din baie, în cazul carcaselor închise când nu are loc recircularea uleiului, se calculează din ecuația echilibrului termic:

$$t = t_0 + \frac{P_2(1 - \eta_t)}{\lambda S_c \eta_t} \leq t_a \quad (8.2)$$

unde:

t_0 - temperatura mediului ambiant ($t_0=18^\circ\text{C}$);

P_2 - puterea la arborele de ieșire din reductor, în [watt];

η_t - randamentul total al reductorului ;

S_c - suprafața de calcul a reductorului, în [m^2]: $S_c=1,2 S$, unde S reprezintă suprafața carcasei calculată cu relația 8.1. Această suprafață se majorează cu 20 % pentru a ține seama de nervurile de rigidizare și de flanșe.

λ - coeficientul de transmitere a căldurii între carcasă și aer;

$\lambda = (8...12) [\text{W}/(\text{m}^2\text{C})]$ dacă există o circulație slabă a aerului în zona de montare a reductorului;

$\lambda = (12...18) [\text{W}/(\text{m}^2\text{C})]$ dacă există o bună circulație a aerului.

$t_a = (60...70)^\circ\text{C}$ temperatura admisibilă pentru angrenaje cilindrice și conice;

Dacă rezultă o temperatură mai mare decât cea recomandată, este necesar să se adopte una din soluțiile următoare:

- mărirea suprafeței carcasei prin adoptarea unor distanțe mai mari de la roți la interiorul carcasei ($\Delta = 15...20 \text{ mm}$) sau nervurarea carcasei;
- montarea reductorului într-un loc bine ventilat;
- sistem de răcire forțată prin folosirea unui ventilator montat pe arborele de intrare.

Capitolul 9

Alegerea și verificarea cuplajului

9.1 Alegerea cuplajului[2,13]

Cuplarea reductorului cu alte subansamble se realizează cel mai adesea printr-un cuplaj elastic cu bolțuri datorită avantajelor conferite de acesta. Acest cuplaj permite deplasări axiale până la 5 mm, radiale până la 1 mm și unghiulare până la 1° , amortizează șocurile și vibrațiile torsionale, schimbă frecvența oscilațiilor proprii ale arborilor evitând rezonanța.

Cuplajul elastic cu bolțuri este standardizat, prin STAS 5982-79, și se execută în două variante (tip N și tip B) și 22 de mărimi.

Cel mai utilizat este cuplajul tip N, figura 9.1.

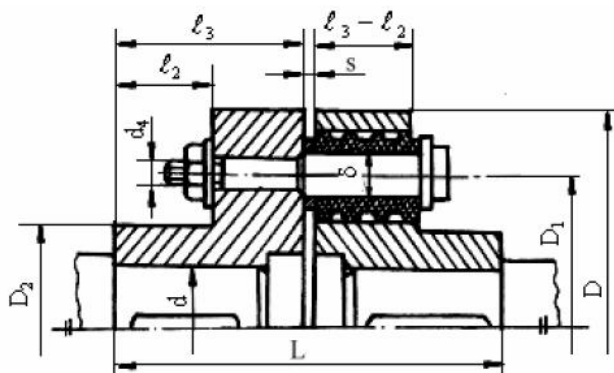


Figura 9.1

Semicuplele se execută în următoarele variante:

a) P - pregăurit: se utilizează în cazul în care mărimea de cuplaj aleasă este corespunzătoare din punct de vedere al momentului nominal necesar, dar capetele de arbore pe care se montează cuplajul au diametrele mai

mici decât diametrele nominale d corespunzătoare mărimii respective de cuplaj;

b) C - cu alezaj cilindric, fără fixare frontală;

c) Cf - cu alezaj cilindric, cu fixare frontală;

d) Ki - cu alezaj conic, cu fixare frontală.

Dacă momentul de torsiune pe care trebuie să-l transmită cuplajul este M_{t2} , datorită șocurilor care apar la pornire, precum și a unei funcționări neuniforme, alegerea din standard a cuplajului se face luându-se în considerare un moment nominal M_n , tabelul 9.2:

$$M_n = c_s M_{t2} ; \quad (9.1)$$

unde: c_s este coeficientul de serviciu și se alege din tabelul 9.1.

Tabelul 9.1[13]

Regimul de lucru al mașinii antrenate	c_s
Funcționare foarte uniformă, fără șocuri și suprasarcini	1,55
Funcționare uniformă, șocuri mici și rare, suprasarcini ușoare și de scurtă durată	1,65
Funcționare neuniformă, șocuri moderate și relativ frecvente, suprasarcini relativ importante de scurtă durată	1,85
Funcționare neuniformă, șocuri mari și frecvente, suprasarcini și rapide mari, inversări de sens frecvente	2,15
Funcționare foarte neuniformă, șocuri foarte mari și repetate, suprasarcini foarte mari, inversări de sens foarte frecvente	2,65
Funcționare extrem de neuniformă, șocuri extrem de mari și foarte dese, suprasarcini extrem de mari, inversări de sens foarte frecvente și rapide	4,50

Cuplajul de o anumită mărime se utilizează la cuplarea arborilor ale căror capete au diametre egale sau diametre diferite, în limitele alezajelor semicuplajelor din cadrul mărimii respective de cuplaj, conform tabelului 9.2. Diametrul bolțului δ , nespecificat în standard, se adoptă în funcție de capătul filetat cu relația: $\delta = 1,5 d_4$

Tabelul 9.2[13]

Mărime	M_n [Nm]	Diametrul nominal d		Dimensiuni constructive [mm] P;C							n buc
		Semicupla C; $C_f; K_i;$	Semicupla P	l_2	l_3	d_4	D	D1	D2	s	
1	20	16; 18; 19;20;22;24	10-15	14	32	M6	88	62	40	2	4
2	45	25; 28; 30	10-24	19	37	M6	98	71	48	2	4
3	112	32;35;38;40	12-31	24	42	M6	112	85	62	2	6
4	236	42;45; 48;50	15-41	34	52	M6	127	100	76	3	10
5	500	55, 56	15-54	33	63	M8	158	118	84	3	8
6	900	60;63; 65;70	32-59	48	78	M8	180	140	105	3	12
7	1500	71;75; 80;85	32-70	64	94	M8	212	172	130	4	16

9.2. Verificarea cuplajului[13]

Forța cu care se încarcă un bolț se calculează cu relația:

$$F_1 = \frac{2M_n}{D_1 \cdot n}; \quad (9.2)$$

unde: n - numărul de bolțuri pe cuplaj;

D_1 - diametrul pe care sunt amplasate bolțurile, figura 9.1.

Bolțurile se verifică la:

- presiune de contact, presiunea ce apare între manșoanele de cauciuc și bolț:

$$p = \frac{F_1}{\delta(l_3 - l_2)} \cdot \frac{4}{\pi} \leq p_{as} = (3..5)[\text{MPa}] \quad (9.3)$$

- la încovoiere, în secțiunea de încastrare în semicupla 1:

$$\sigma_i = \frac{32F_1 \left(\frac{(l_3 - l_2)}{2} + s \right)}{\pi \cdot \delta} \leq \sigma_{ai} = (90...110)[\text{MPa}] \quad (9.4)$$

Dacă cu dimensiunea adoptată pentru diametrul bolțului δ nu se verifică vreuna din relațiile de mai sus, aceasta se poate majora până la:
 $\delta = 2d_4$.

ANEXA I
Tabelul I.1[3]

Nr. crt.	Grupa de materiale	Simbolul	Schemă tratament	Duritatea		σ_{fin} [MPa]	σ_{fin} [MPa]	Viteza periferică [m/s]	Recomandări Regim de lucru
				Miezului	Flancurilor				
0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
1.	Fontă cenușie cu grafit lamelar	200 250	- -	180 HB 220 HB	180 HB 220 HB	40 55	300 330	<1	- Ușor - Construcții deschise
2.	Fontă maleabilă	W 35-04 P 65-02	- -	150 HB 230 HB	150 HB 230 HB	130 155	350 440	<2	-Ușor -Mediu
3.	Fontă cu grafit sferoidal	450-10 600-3	-	180HB 210...300HB	180 HB 210...300HB	140... 190 165...220	300...470 410...570		- Construcții deschise
4.	Oțel carbon turnat	200-400 340-550	Re Re	160 HB 180 HB	160 HB 180 HB	110 120	280 310	<1	-Ușor -Mediu
5.	Oțel de construcție	OL-37 OL-50 OL-60 OL-70	- - - -	120 HB 160 HB 190 HB 210 HB	120 HB 160 HB 190 HB 210 HB	125 140 150 200	320 360 380 450		
6.	Oțel carbon de calitate sau oțel aliat îmbunătățit (călit și revenit la 650°C)	OLC45 40 BCr 10 34MoCr11 41MoCr11 30 MoCrNi 20 34 MoCrNi 16 50VMnCr11	I I I I I I I	190...220 HB 260...280 HB 260...280 HB 280...300 HB 300...320 HB 320...340 HB 320...350 HB	190...220 HB 260...280 HB 260...280 HB 280...300 HB 300...320 HB 320...340 HB 320...350 HB	155...220 220...280 220...290 225...310 230...320 240...325 250...330	470...530 620...700 630...710 680...760 700...780 750...830 760... 840	<3	-Ușor -Mediu -Greu -Foarte greu

Tabelul I.1 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
7.	Oțel carbon de calitate sau oțel aliat călit și revenit la 450...500°C	OLC45 40 BCr 10 34MoCr11 41 MoCr 11 30MoCrNi20 34 MoCrNi 16 50VMnCr11	C+R 450 C+R 450 C+R 450 C+R 450 C+R 450 C+R 450 C+R 450	32...36HRC 34...40HRC 36...41HRC 40...45HRC 40...45HRC 40...45HRC 42...47HRC	36...40HRC 38...43HRC 40...44HRC 42...46HRC 42...46HRC 43...47HRC 45...50HRC	260...300 280...320 320...360 340...390 390...430 420...460 430...460	600...660 680...740 700...760 700...760 720...780 740...800 760...820	3...5	-Ușor - Mediu -Greu
8.	Oțel carbon de calitate sau oțel aliat călit și revenit la 300...350°C	OLC45 40 BCr 10 34MoCr11 41MoCr11 30 MoCrNi 20 34 MoCrNi 16 50VMnCr11	C+R 350 C+R 350 C+R 350 C+R 350 C+R 350 C+R 350 C+R 350	40...45HRC 42...47HRC 43...48HRC 46...50HRC 46...50HRC 47...52HRC 47...52HRC	45...50HRC 48...53HRC 48...53HRC 48...54HRC 48...54HRC 50...55HRC 50...55HRC	420...460 440...480 460...500 470...510 490...530 500...540 500...550	750...800 800...860 820...880 820...880 850...890 850...900 800...960	5...7	-Ușor -Mediu
9.	Oțel carbon de calitate sau aliat călit superficial CIF sau cu flacără	OLC45 40 BCr 10 34MoCr11 41MoCr11 30 MoCrNi 20 34 MoCrNi 16 50VMnCr11	CIF CIF CIF CIF CIF CIF CIF	180...220HB 200...230 HB 260...280 HB 280...300 HB 320...340 HB 320...340 HB 320...340 HB	50...58HRC	Cu piciorul călit 225...370 Cu piciorul necălit 140...220	800...850 900...1000 900...1000 950...1100 950...1100 950...1100 000...1200	5...10	-Ușor - Mediu

Tabelul I.1 (continuare)

0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
10.	Oțel de cementare, cementat sau carbonitrurat și călit	OLC20 OLC25 15Cr9 18MoCr11 18CrNi20 21 MoMnCr 12 17 MoCrNi 14	Ce-C-r Ce-C-r Ce-C-r Ce-C-r Ce-C-r Ce-C-r Ce-C-r	160...180HB 165...180HB 170...210HB 200...220 HB 210...240 HB 210... 240 HB 280...350 HB	56...60HRC 58...62HRC	300...320 300...330 330...350 355...400 380...420 400...440 440...460	900... 1000 950... 1100 1200..1250 1200..1300 1200..1300 1250..1350 1350.. 1450	>5	-Ușor - Mediu -Greu - Foarte greu
11.	Oțel de cementare sau oțel de îmbunătățire, nitrurate în gaz sau nitrurate ionic	20TiMnCr 12 28 TiMnCr 12 18MoCr11 18 CrNi 20 21 MoMnCr 12 40 Cr 10 42 MoCr 11 51 VMoCr11	Ce-Cl-CII-r Ce-Cl-CII-r Ng sau Ni Ng sau Ni Ng sau Ni Ng sau Ni Ng sau Ni Ng sau Ni	350...400 HB 350... 400 HB 180...200 HB 200...220 HB 200...220 HB 200...230 HB 280...300 HB 320...350 HB	60...64HRC 58...64HRC	460...480 480... 500 300...320 310...330 320...340 330...350 340...360 350...370	1450.. 1550 1450.. 1600 780... 1050	>5	-Ușor - Mediu
12.	Oțel de nitrurare, nitrurat în gaz sau ionic	39 MoAlCr 15	Ng sau Ni	300...340 HB	62...67HRC	270...420	1000... 1400		

Re - recept; I - îmbunătățit; CIF - călit superficial; Ng - nitrurat în gaz ; Ni - nitrurare ionică; Ce - cementat sau carbonitrurat în gaz; C - călit; Cl - călire miez ; CII - călire strat cementat; r - revenire joasă (detensionare); R 450 - revenire la ... [°C]

ANEXA 2

Tabelul II 1 [3]

Caracteristica de funcționare a mașinii motoare		Uniformă	Șocuri ușoare	Șocuri medii
		- motor electric - turbină	Motor cu ardere internă 4-6 cilindri	Motor cu ardere internă 1-3 cilindri
Caracteristica de funcționare a mașinii de lucru				
Uniformă	Generatoare, ventilatoare, turbocompresoare, amestecătoare, pentru lichide, pompe centrifuge	1,0	1,25	1,75
Șocuri ușoare	Reductoare, transmisiile mașinilor unelte, compresoare cu piston, mașini de ridicat	1,25	1,50	2,0
Șocuri medii	Laminoare, escavatoare, prese, concasoare, vibratoare, amestecătoare	1,5	1,75	2,25

Tabelul II.2[3]

Duritatea flancurilor	Amplasarea pinionului		Treapta de precizie								
			5-6			7-8			9-10		
			Ψ_a	Ψ_d	Ψ_{mn}	Ψ_a	Ψ_d	Ψ_{mn}	Ψ_a	Ψ_d	Ψ_{mn}
Una sau ambele danturi cu $HB \leq 3500$ [MPa]	Între reazeme	Simetric	0,6	1,3-1,4	30	0,5	1,0-1,2	25	0,4	0,7-0,8	16
		Asimetric	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 $HB > 3500$ [MPa] (durificate superficial)	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	

Tabelul II.3[3]

Duritatea flancurilor dinților pentru		Clasa de precizie	Poziția pinionului față de reazeme	$K_{H\beta}$
Pinion	Roată			
		5; 6	Simetric	$0,1\psi_d+1$
		5; 6 7; 8	Nesimetric Simetric	$0,15 \psi_d + 1$
<350HB	<350HB	5; 6 7; 8 9; 10	În consolă Nesimetric Simetric	$0,25 \psi_d + 1$
		7; 8 9; 10	În consolă Nesimetric	$0,35 \psi_d + 1$
		9; 10	În consolă	$0,5 \psi_d + 1$
		5; 6	Simetric	$0,2 \psi_d + 1$
		5; 6 7; 8	Nesimetric Simetric	$0,3 \psi_d + 1$
>350 HB	>350 HB	5; 6 7; 8 9; 10	În consolă Nesimetric Simetric	$0,5 \psi_d + 1$
		7; 8 9; 10	În consolă Nesimetric	$0,7 \psi_d + 1$
		9; 10	În consolă	$\psi_d + 1$

Tabelul II.4[3]

Roata 1		Roata 2		$Z_E [MPa^{1/2}]$
Material	$E_1 [MPa]$	Material	$E_2 [MPa]$	
Oțel laminat	210 000	Oțel laminat	210 000	291
		Oțel turnat	205 000	269
		Fontă grafit nodul ar	176 000	258
		Bronz cu staniu (turnat)	105 000	221
		Bronz cu staniu (laminat)	115 000	228
		Fontă cenușie	120 000	231
		Oțel turnat	205 000	Oțel turnat
Fontă grafit nodular	176 000			257
Fontă cenușie	120 000			
Fontă cu grafit modular	176 000	Fontă grafit nodular	176 000	248
		Fontă cenușie	120 000	223
Fontă cenușie	120 000	Fontă cenușie	120 000	205
Oțel laminat	210 000	Materiale termoplaste	8 000	80

Tabelul II.5 Distanța între axe - STAS 6055-82 [mm]

40	45	50	56	63	71	80	90	100	112	125	140
160	180	200	225	250	280	315	355	400	450	500	560
630	710	800	900	1000	1120	1250	1400	1600	100	2000	2250
2500	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-

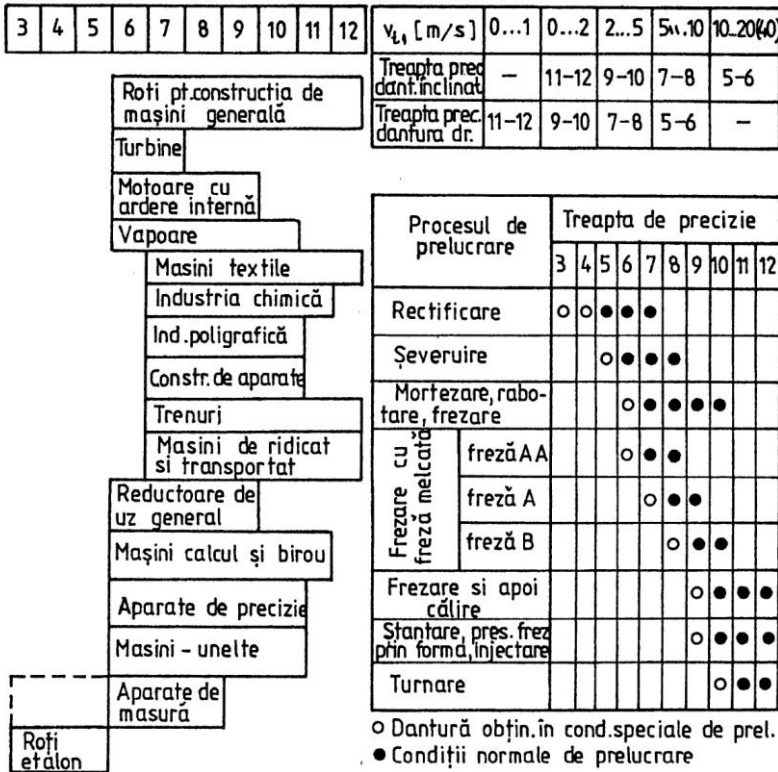


Figura II.1 Trepte de precizie

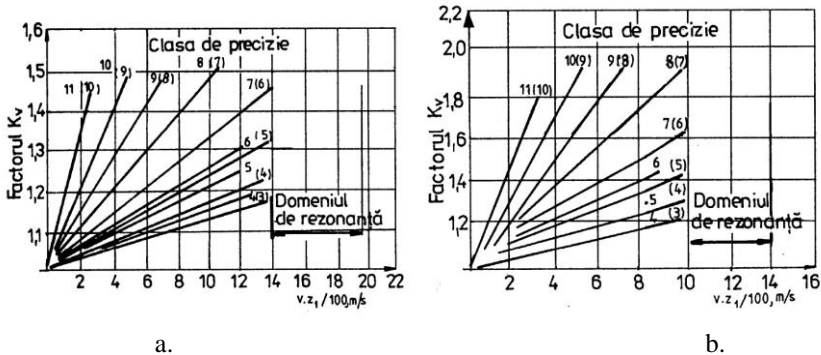


Figura II.2 Factorul Kv

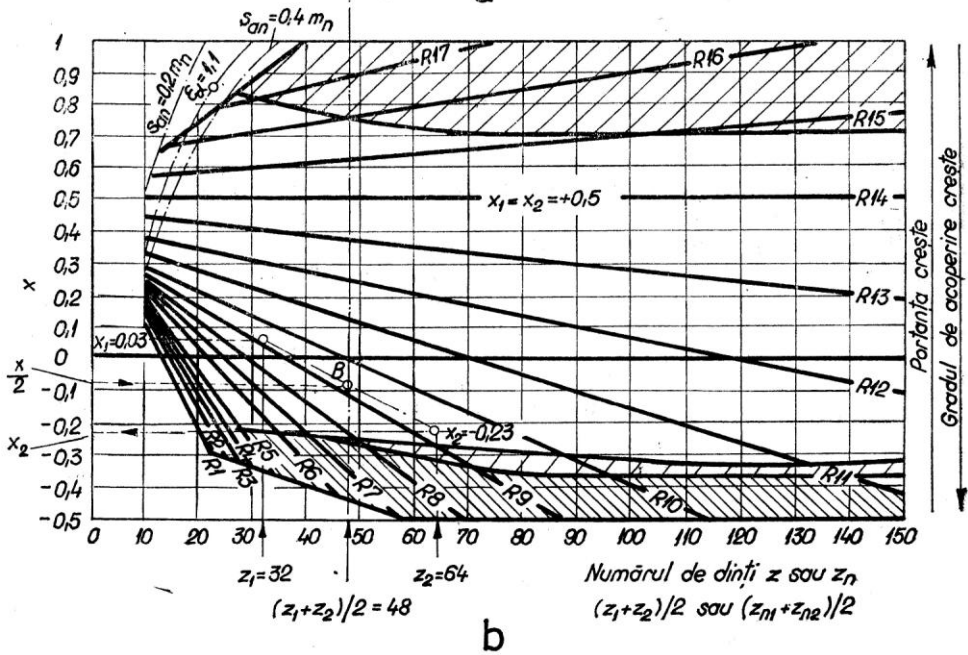
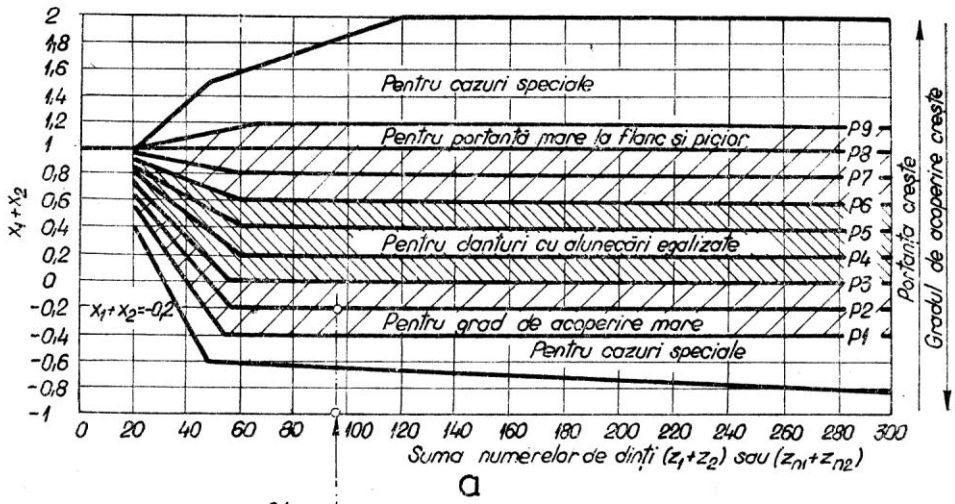


Figura II.3 Repartizarea deplasărilor pe roțile angrenajului [5]

ANEXA III

Tabelul III.1 Șirurile de dimensiuni liniare normale

Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40	Ra 5	Ra 10	Ra 20	Ra 40
10	10	10	10		32	32	32
			10,5				34
		11	11			36	36
			11,5				38
	12	12	12	40	40	40	40
			13				42
		14	14			45	45
			15				48
16	16	16	16		50	50	50
			17				53
		18	18			56	56
			19				60
	20	20	20	63	63	63	63
			21				67
		22	22			71	71
			24				75
25	25	25	25		80	80	80
			26				85
		28	28			90	90
			30				95
				100	100	100	100

Șirul Ra5 se preferă șirului Ra10, șirul Ra10 se preferă șirului Ra20, șirul Ra20 se preferă șirului Ra 40. Pentru dimensiunile din afara acestui domeniu se pot împărți sau înmulți valorile din tabel cu 10, 100, 1000 etc.

Tabelul III.2 Șirurile de valori pentru razele normale de racordare

Șirul I	Șirul II	Șirul I	Șirul II
0,1	0,1	4	4
	0,12		5
0,1.6	0,16	6	6
	0,20		8
0,25	0,25	10	10
	0,30		12
0,40	0,40	16	16

	0,50		18
0,60	0,60	25	25
	0,80		32
1,00	1,00	40	40
	1,20		50
1,6	1,60	63	63
	2,00		80
	2,50	100	100
3,2	3.2		

Tabelul III.3 Dimensiunile capetelor cilindrice de arbori

d		l		d		l																																
Nominal	Toleranta/ abateri	Serie lungă	Serie scurtă	Nomina l	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																													
12		60	63		65	70	71		75	80	85	90	95	100	110	120	125	130	140	150																		
14																					40	28	63	65	70	71	75	80	85	90	95	100	110	120	125	130	140	150
16																																						
18		60	42		85	90	95		100	110	120	125	130	140	150																							
19	80			58				95								100	110	120	125	130	140	150																
20		50	36		71	75	80		85	90	95	100	110	120	125								130	140	150													
22	60			42				85								90	95	100	110	120	125	130				140	150											
24		80	58		95	100	110		120	125	130	140	150																									
25	60			42				85						90	95	100	110	120	125	130	140	150																
28		80	58		95	100	110		120	125	130	140	150																									
30	50			36				71						75	80	85	90	95	100	110	120	125	130	140	150													
32		60	42		85	90	95		100	110	120	125	130													140	150											
15	80			58				95						100	110	120	125	130	140	150																		
38		50	36		71	75	80		85	90	95	100	110								120	125	130	140	150													
40	60			42				85						90	95	100	110	120	125	130						140	150											
42		80	58		95	100	110		120	125	130	140	150																									
45	50			36				71						75	80	85	90	95	100	110	120	125	130	140	150													
48		60	42		85	90	95		100	110	120	125	130													140	150											

Tabelul III. 4 Dimensiunile capetelor conice de arbori

D _n	l ₁ [mm]		l ₂ [mm]		l ₃ [mm]	Filet	Filet	b×h [mm]	t[mm]	
	lung	lung	lung	scurt		d ₁	d ₂		lung	scurt
10 11	23	-	15	-	8	M6		2×2	1,6 1,7	-
12 14	30		18		12	M8×1	M4	3×3	2,3	2,2 2,5
16 18 19	40	28	28	16	12	M10×1,25	M5	4×4	3,4	3,1
20 22 24	50	36	36	22	14	M12×1,25	M6		3,9	
25 28	60	42	42	24	18	M16×1,5	M8	5×5	4,1 4,5	3,6 3,9
30 32 35 38	80	58	58	36	22	M20×1,5 M24×2	M10 M12	6×6	5,0	4,4
40 42 45 48	110	82	82	54	28	M30×2	M16	10×8	7,1	6,4
50 55 56						M36×3		14×9	7,6	6,9
60 63 65 70	140	105	105	70	35	M42×3 M48×3	M20 M24	16×10 18×11	8,6 9,6	7,8 8,8

Tabelul III. 4

r	t_1+z (z=0,1)	f	b_1	t_2+z (z=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^* valorile diametrelor sunt orientative, nu se aplică la lungimi scurte și piese cu pereți subțiri

Tabelul III. 5

d	Forma A		Forma B		Diametrul pitsei prelucrate D ₀
	l ₁ min.	l ₂	l ₁ min.	l ₂	
(0,5)	0,8	0,48	-	-	peste 2...6
(0,63)	0,9	0,60	-	-	peste 2 ... 6
(0,8)	1,1	0,78	-	-	
1	1,3	0,97	1,3	1,27	peste 6...16
1,25	1,6	1,21	1,6	1,60	
1.6	2	1,52	2.0	1,99	peste 16... 32
2,0	2.5	1,95	2,5	2,54	
2.5	3.1	2,42	3,1	3,20	peste 3256
3.15	3.9	3,07	3.9	4,03	
4.0	5,0	3,90	5,0	5,05	peste 56...80
(5,0)	6,3	4,85	6,3	6,41	
6.3	8,0	5,98	8,0	7,36	peste 80... 120
(8,0)	10,1	7,79	10,1	9,35	
10.0	12,8	9,70	12,8	11,66	peste 120

Tabelul III. 6

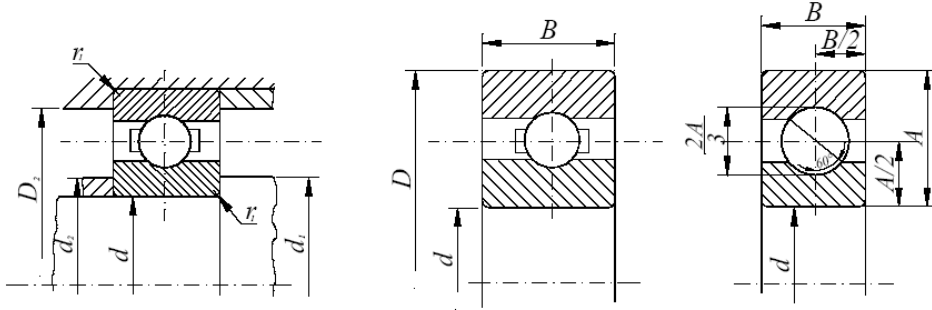
d	Forma C				Forma R			Diametrul piesei D ₀
	l ₁ min.	l ₂	b	D ₁	D	r		
						min	max	
1	1,3	0,97	0,6	5	2,12 2,65	2,5 3,15	3,15	peste 6...16
1,25	1,6	1,21	0,6	6			4	
1.6	2	1,52	0,9	7	3,35 4,25	4	5	peste 16...32
2,0	2.5	1,95	0,9	8,5		5	6,3	
2.5	3.1	2,42	1,1	10	5,3	6,3	8	peste 32...56
3.15	3.9	3,07	1,7	13	6,7	8	10	
4,0	5,0	3,90	1,7	16,5 20,5	8,5 10,6	10 12,5	12,5	peste 56...80
(5,0)	6,3	4,85	2,3				16	
6.3	8,0	5,98	2,9	25	13,2	16	20	peste 80...120
(8,0)	10,1	7,79	3,5	30	17	20	25	
10.0	12,8	9,70	4.3	36	21,2	25	31,5	peste 120

Tabelul III. 7[11]

d		Pană										Canal						
		b		h		l		c sau r ₁		b (în arbore și butuc-ajustaj liber)				t ₁ (în arbore)		t ₂ (în arbore)		r
Peste	Până la	Nominal	Abateri limită h ₉	Nominal	Abateri limită	De la	Până la	Max.	Min.	Nominal	Abateri H ₉ în arbore	Abateri D10 în butuc	Nominal	Abateri limită	Nominal	Abateri limită	Max.	Min.
6	8	2	0	2	0	6	20	0.25	0.1	2	+0.025	+0.060	1.2	+0.10	1.0	+0.1	0.16	0.08
8	10	3	-0.025	3	-0.09	6	36		6	3	0	+0.020	1.8		1.4			
10	12	4	0	4	0	8	45			4	+0.030	+0.078	2.5		1.8			
12	17	5	-0.0305	5	-0.0305	10	56	0.40	0.2	5	0	+0.030	3.0		2.3		0.25	0.16
17	22	6		6		14	70		5	6			3.5		2.8			
22	30	8	0	7	0	18	90			8	+0.036	+0.098	4.0	+0.20	3.3	+0.2		
30	35	10	-0.036	8	-0.090	22	110	0.60	0.4	10	0	+0.040	5.0		3.3		0.40	0.25
35	44	12	0	8		28	140		0	12	+0.043	+0.120	5.0		3.8			
44	50	14	-0.043	9		36	160			14	0	+0.050	5.5		4.3			
50	58	16		10		45	180			16			6.0		4.4			
58	65	18		11	0	50	200			18			7.0		4.9		0.60	0.40
65	75	20	0	12	-0.110	56	220	0.80	0.60	20	+0.052	+0.149	7.5		5.			
75	85	22	-0.052	14		63	250			22	0	+0.065	9.0		4			

ANEXA 4

Rulmenți radiali cu bile [12]



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	
$F_a / F_r \leq e$	$P = F_r$
$F_a / F_r > e$	$P = 0,56 \cdot F_r + Y F_a$

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

ANEXA 4 Rulmenți radiali cu bile - Continuare

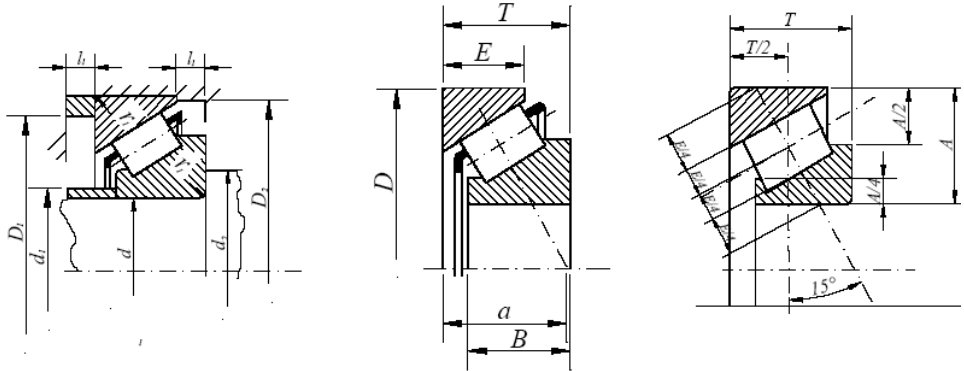
d	D	B	C	C_0	d_1 min	D_1 min	η max	Simbol
mm		kN		mm				
45	75	16	16,6	12,5	50	70	1	6009
	85	19	26	19	52	78	1	6209
	100	25	41,5	30,5	54	91	1,5	6309
	120	29	60	40,5	58	107	2	6409
50	80	16	17	13,4	55	75	1	6010
	90	20	27,5	21,2	57	83	1	6210
	110	27	48	36,5	61	99	2	6310
	130	31	68	53	64	116	2	6410
55	90	18	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

ANEXA 4 Rulmenți radiali cu bile - Continuare

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 4

Rulmenți radiali – axiali cu role conice[12]



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
mm		kN					
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

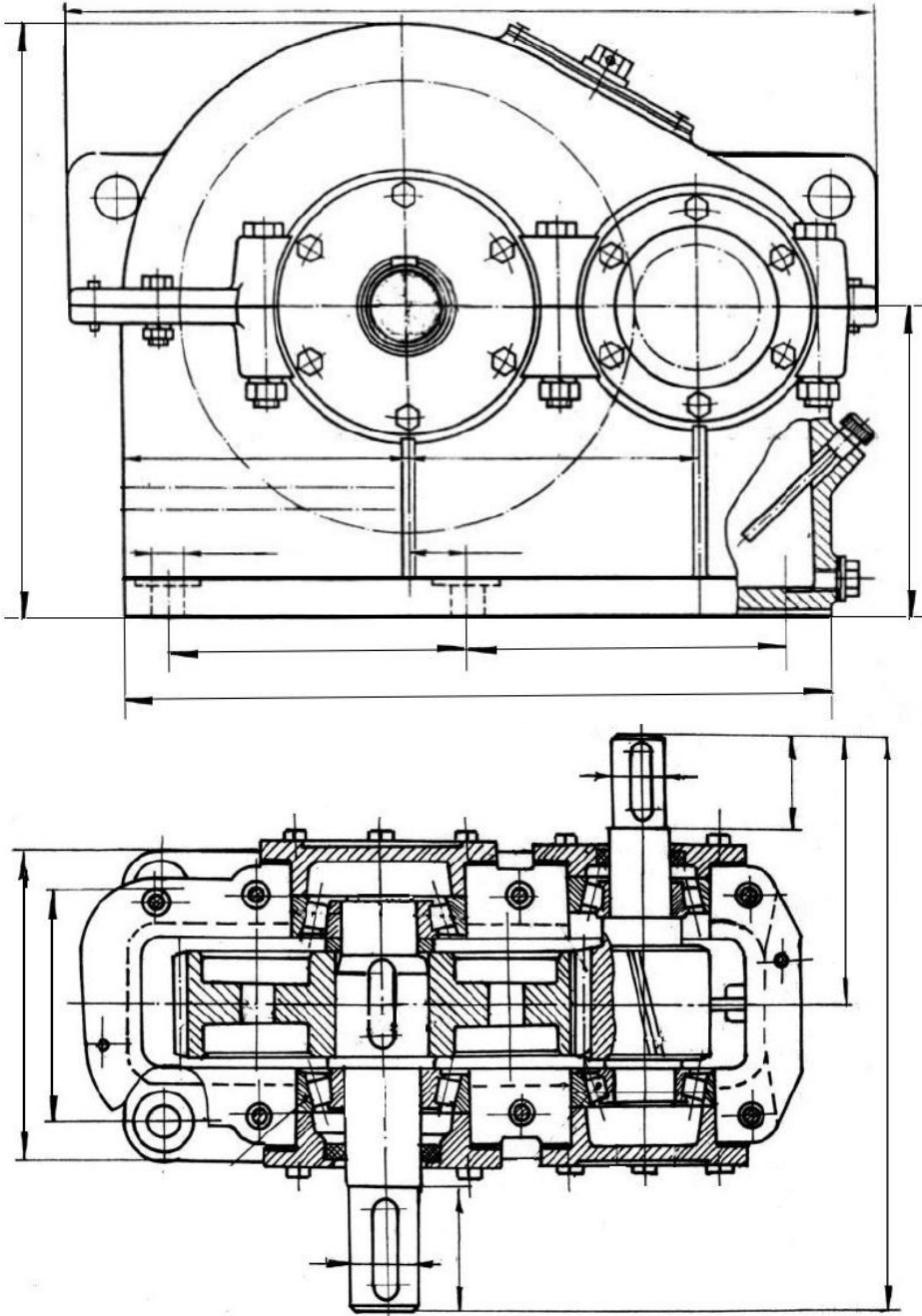
ANEXA 4 Rulmenți radiali – axiali cu role conice – continuare

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

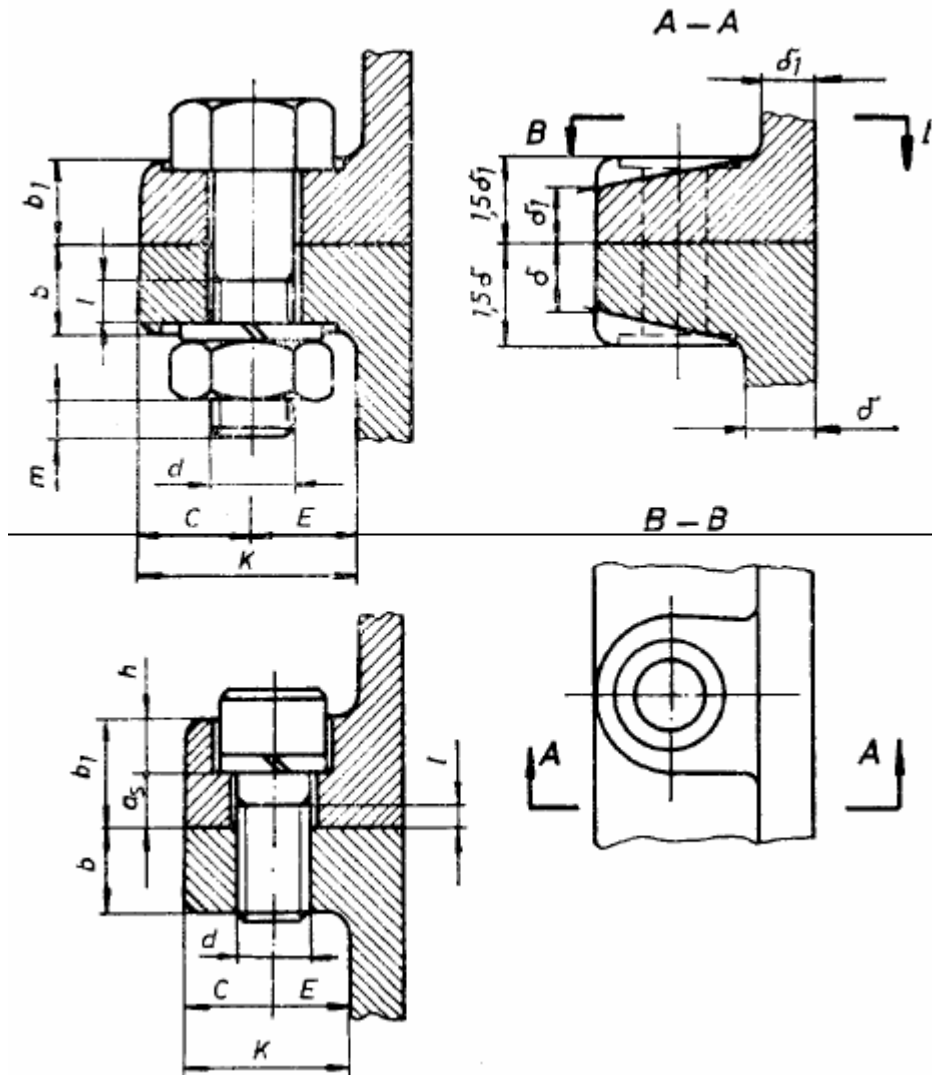
ANEXA 4 Rulmenți radiali – axiali cu role conice – continuare

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 V Figura V.1 Reductor cu o treaptă[13]



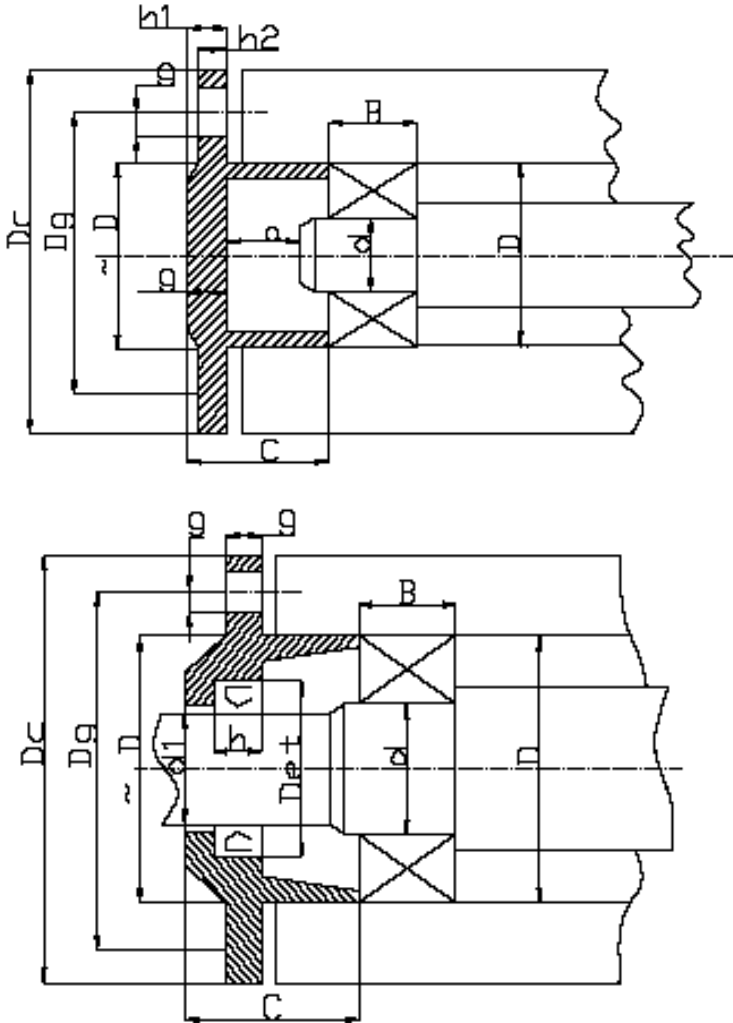
ANEXA V Figura V.2 Sisteme de prindere și centrare [12]



Dimensiuni de montare a șuruburilor[12]

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

ANEXA V Figura V. 3 Recomandări privind construcția capacelor[12]

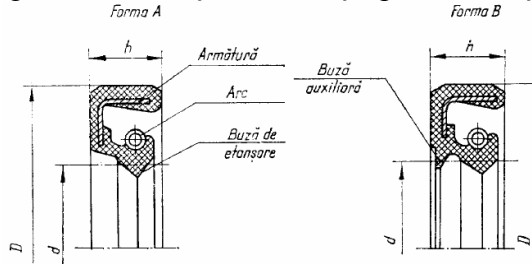


C- este dimensiunea care rezultă constructiv;
 d , D - sunt dimensiuni alese în funcție de rulmentul utilizat;
 h, D_e , - se aleg în funcție de dimensiunile sistemului de etanșare ales.

$$h_1=1,2g; h_2\approx g; a\approx(3\dots5)\text{mm}; D_c\approx D+5g$$

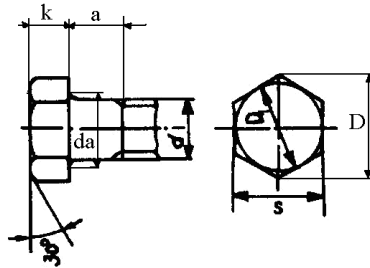
$$g\approx(5..8)\text{mm}; d_1\approx d-(2..3)\text{mm}; D_g\approx D+3g.$$

ANEXA V Figura V .4 Manșete de rotație pentru etanșare[12]



d	D	h	d	D	h	d	D	h	d	D	h	d	D	h	
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		47	10		80	10		120	12		240	15	
		50		10	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				
	28	7	28	40	7		80	10	100	130	12		140		15
	30	10		50	10		85	10		140	15				
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		15								
		62		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		62	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	145	180	15		300	18	
				80	10		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				
		170		15											
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	180	220	15		480	22	
				75	10		190	15		500	22				
				80	10		220	15	230	15	550		22		
					230		15								

ANEXA V Figura V .5 Șuruburi cu cap hexagonal [12]



Șurub cu cap hexagonal, filetat până sub cap

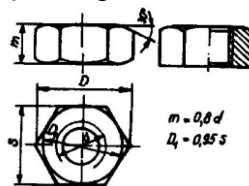
d	S	D _{min}	k	d _{amax}	a	TPc	TPd1	TPd2
M6	10	10,9	4	7,2	3,5	1,16	0,14	0,35
M8	13	14,2	5,5	10,2	4	1,40	0,19	0,49
M10	17	18,7	7	12,2	5,5	1,40	0,24	0,59
M12	19	20,9	8	15,2	6	1,68	0,28	0,63
M16	24	26,2	10	19,2	7	1,68	0,35	0,84
M20	30	33	13	24,4	8	1,68	0,45	1,05
M24	36	39	15	28,4	9	2	0,52	1,26

d_{amax} reprezintă diametrul cercului de trecere între racordarea dintre tija șurubului 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[mm]

Figura V .6 Piulițe precise și semiprecise



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				

ANEXA V Figura V.7 Inel de ridicare șurub [2]

INEL DE RIDICARE
(Extras STAS 3186-77)

Inel de ridicare șurub
(fig.1 și tabelul 1)

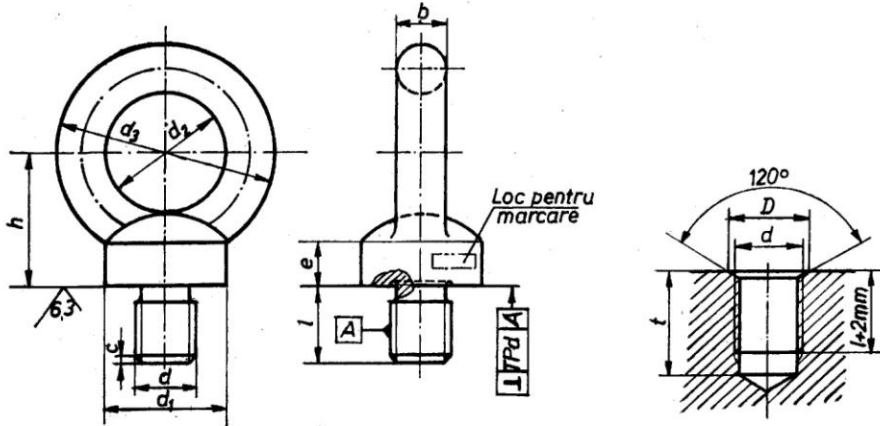


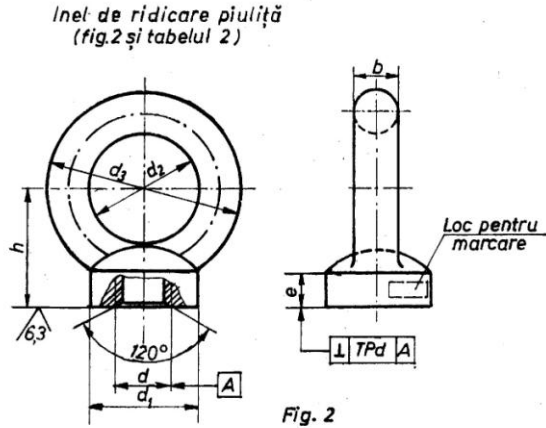
Fig. 1

Tabelul 1

d	M8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56	M64	M72x6	M80x6	M90x6	M100x6
d ₁	20	24	28	34	40	48	56	67	80	95	112	125	140	160	180	200
d ₂	20	24	28	34	40	48	56	67	80	95	112	125	140	160	180	200
d ₃	326	40	47	59	72	86	104	123	148	171	202	225	256	286	322	360
l	15	17	20	24	27	31	39	48	56	65	73	85	95	110	125	140
h	20	25	30	36	45	53	64	75	90	100	119	135	153	165	180	195
e	6	7,5	9	11	13	16	19	22	25	28	32	35	38	40	40	40
b	6,3	8	9,5	12,5	16	19	24	28	34	38	45	50	58	63	71	80
c	1,8	2,2	2,5	3	3,5	4,5	5	6	6,5	7,5	8	9	9	9	9	9
t	22	24,5	28	32,5	36,5	41,5	51	61	70	80	90	103	113	128	143	158
D	13	15	18	22	28	32	41	47	56	62	72	81	89	97	107	117
TPd	0,35	0,42	0,49	0,59	0,7	0,84	0,98	0,586	0,7	0,831	0,98	1,094	1,225	1,4	1,575	1,75
Sarcina maximă axială de utilizare, kN	1,6	2,5	4	6,3	10	16	25	40	63	80	100	160	200	250	315	400
Sarcina de încercare, kN	3,15	5	8	12,5	20	31,5	50	80	125	160	200	315	400	500	630	800
Masa kg/1000 buc.	57	107	180	280	444	735	1660	2650	4030	6380	8800	12400	23300	34200	45400	49100

Exemplu de notare:
Inel șurub M36 STAS 3186-77

ANEXA V Figura V.7 Inel de ridicare piuliță[2]

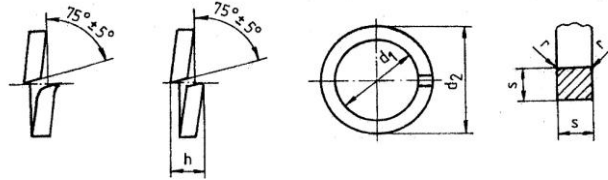


Tabelul 2

d	M 8	M10	M12	M16	M20	M24	M30	M36	M42	M48	M56	M64	M72x6	M80x6	M90x6	M100x6
d ₁	20	24	28	34	40	48	56	67	80	95	112	125	140	160	180	200
d ₂	20	24	28	34	40	48	56	67	80	95	112	125	140	160	180	200
d ₃	32,6	40	47	59	72	86	104	123	148	171	202	225	256	286	322	360
h	20	25	30	36	45	53	64	75	90	100	119	135	153	165	180	195
e	6	7,5	9	11	13	16	19	22	25	28	32	35	38	40	40	40
b	6,3	8	9,5	12,5	16	19	24	28	34	38	45	50	58	63	71	80
TPd	0,35	0,42	0,49	0,595	0,7	0,84	0,98	0,586	0,7	0,831	0,98	1,094	1,225	1,4	1,575	1,75
Sarcina maximă axială de utilizare, kN	1,6	2,5	4	6,3	10	16	23,6	37,5	60	75	95	150	180	220	280	360
Sarcina de încercare, kN	3,15	5	8	12,5	20	31,5	48	75	125	150	190	300	360	450	560	750
Masa kg/1000 buc.	49	93	156	238	360	788	1320	2080	2110	5020	6690	9300	18500	27300	31800	36400

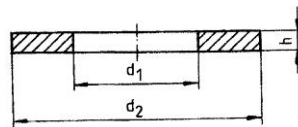
Exemplu de notare
Inel piuliță M 24 STAS 3186-77

ANEXA V Figura V.7 Şaibe Grower (Extras din STAS 7666/2-80)[12]



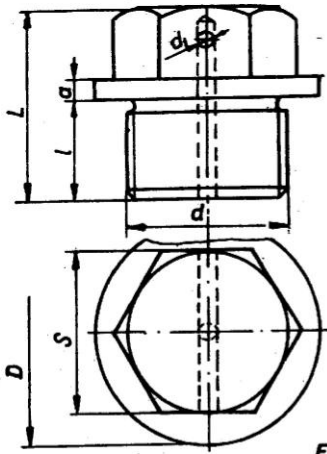
Mărimea	d ₁	d ₂	s	Mărimea	d ₁	d ₂	s
2	2,1	3,1	0,6	20	20,5	29,5	4,5
2,5	2,6	3,8	0,8	22	22,5	31,5	5
3	3,1	4,7	1	24	24,5	35,5	5,5
4	4,1	6,1	1,2	27	27,5	39,5	6
5	5,1	7,5	1,4	30	30,5	43,5	6,5
6	6,1	8,9	1,6	33	33,5	47,5	7
8	8,2	12,2	2	36	36,5	52,5	8
10	10,2	15,2	2,5	39	39,5	56,5	8,5
12	12,2	18,2	3	42	42,5	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				

Figura V.8 Şaibe plate



Filetul şurubului	d	D	s	Filetul şurubului	d	D	s
M6	7	12,5	1,6	M24	28	41	4
M7	8	14	1,6	M27	32	50	4
M8	10	17	1,6	M30	35	56	4
M10	12	24	2	M33	38	60	5
M12	15	24	2,5	M36	42	66	5
M14	17	28	2,5	M38	45	72	6
M16	19	30	3	M42	48	78	7
M18	22	34	3	M45	52	85	7
M20	24	37	3	M48	56	92	7
M22	26	39	3				

ANEXA V Figura V.9 Dop de aerisire [2]



DOP DE AERISIRE

Tabelul 1

d	D	L	l	d ₁	a	S
M 10	13	16	8	3	2	14
M 12	16	19	10	4	2	17
M 16	22	23	12	5	2	22
M 20	30	28	15	6	4	22
M 22	32	29	15	7	4	22
M 27	38	34	18	7	4	27
M 30	42	36	18	8	4	32
M 32	45	38	20	8	4	32
M 36	50	46	25	8	5	36

Fig. 1

Răsuflătoare - indicator de ulei

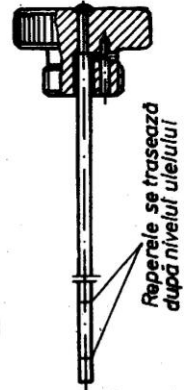


Fig. 2

Reperele se trasează după nivelul uleiului

Variante constructive

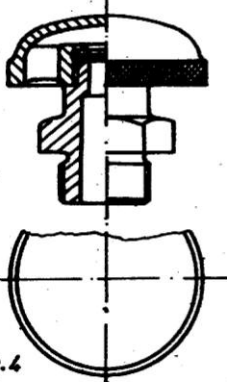


Fig. 4

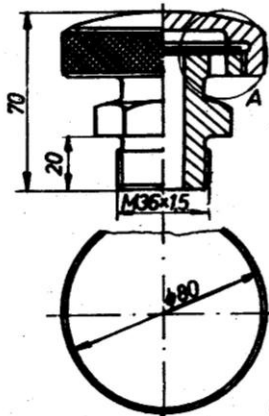
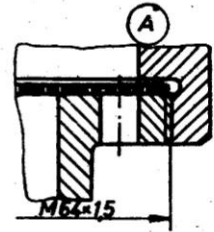


Fig. 4



Tabelul 2

D	D ₁	h	H	D ₂	H ₁	a	b	h ₁	D ₃	L	n
M27	15	15	~45	36	32	6	8	22	18	32	6
M48	30	25	~70	62	52	10	13	32	36	55	8

pentru cheie

BIBLIOGRAFIE

1. Crețu Sp., ș.a., *Proiectarea angrenajelor*, Institutul Politehnic Iași, 1992
2. Crudu I., ș.a., *Atlas – Reductoare cu roți dințate*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982.
3. Florea R., ș.a. *Organe de mașini*, București, Editura Tehnică 2007.
4. Filipoiu I.D., A Tudor – *Transmisii mecanice (îndrumar de proiectare)*, I.P.B., 1990.
5. Gafițanu M. s.a. - *Organe de mașini, vol. I,II* - Ed. Tehnică, București, 1999
6. Gafițanu M., s.a. *Organe de mașini, vol. I și vol.II*. București, Editura Tehnică, 1981.
7. Gafițanu M., s.a. *Arbori drepți, îmbinări cu pene și caneluri, lagăre radiale – îndrumar de proiectare*, Institutul Politehnic Iași, 1983.
8. Gafițanu M., s.a. *Curele și lanțuri – îndrumar de proiectare*, Institutul Politehnic Iași, 1983.
9. Gafițanu M., s.a. *Angrenaje– îndrumar de proiectare*, Institutul Politehnic Iași, 1983.
10. Grigoras Șt., Știrbu Cr., ș.a., *Bazele proiectării organelor de mașini*, Chișinău: Tehnica-Info, 2000 .- 2Vol.
11. Ianuș G., *Organe de mașini – partea I*, Editura Politehnicum, Iași, 2010
12. Mușat M. Și Stoica G., *Transmisii mecanice cu reductoare într-o treaptă (îndrumar de proiectare)*, Universitatea Politehnica București, 2004
13. Palade V., *Reductor de turație cu o treaptă - îndrumar de proiectare*, Universitatea Dunărea de Jos, Galați, 2008

Data apariției: mai 2010
Comanda nr. 138 Tiraj: 180 ex.
Coli tipar: 17,7



Str. Lascăr Catargi nr. 38
Tel.: 0232/21.59.49